



**INSTITUTO DE
TECNOLOGIA**

PROF. JORGE A. SABATO

UNIVERSIDAD NACIONAL
DE GENERAL SAN MARTIN

COMISION NACIONAL
DE ENERGIA ATOMICA

**MAESTRIA EN
CIENCIA Y
TECNOLOGIA
DE MATERIALES**

ANÁLISIS TEÓRICO-EXPERIMENTAL DEL FRETTING/IMPACTO EN TUBOS DE ELEMENTOS COMBUSTIBLES

Luis Fernando Pecos

UNIVERSIDAD NACIONAL DE GENERAL SAN MARTIN

INSTITUTO DE TECNOLOGIA

**Análisis Teórico-Experimental del Fretting/Impacto en
tubos de elementos combustibles ^(*)**

Autor: Lic. Luis Pecos

Directores:

Lic. Alberto Pastorini

Ing. Raúl Kulichevski

^(*) Tesis para optar al título de *Magister en Ciencia y Tecnología de Materiales*

República Argentina

2001

COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA
CENTRO DE INFORMACION C A C

Agradecimientos:

Quiero agradecer a todos los que hicieron posible la culminación de este trabajo, en particular a Raúl Kulichevsky, cuyas sugerencias resultaron decisivas gracias a su especial conocimiento del tema desarrollado. También quiero agradecer a Alberto Ghiseli, quien dedico parte de su tiempo para resolver dificultades de muy diversa índole que iban surgiendo durante el trabajo, a Víctor Durand porque fue uno de los arquitectos del prototipo utilizado en los distintos ensayos y a Pablo Yedros, quien también resultó de fundamental ayuda gracias al Software de adquisición de datos que ha desarrollado. Además quiero agradecer a los integrantes del E.E.C.E., quienes me integraron de manera incondicional a un grupo humano excepcional.

Lic. Luis F. Pecos

RESUMEN

El desgaste por fretting/impacto en barras de elementos combustibles, originado en las vibraciones, que por lo general, son inducidas por el fluido circulante a su alrededor, podrían generar incertidumbre sobre la integridad de los mismos. Dadas las dificultades existentes hasta la actualidad para la determinación teórica de las tasas de desgaste a que se ven sometidos los tubos y sus soportes, debidas principalmente al desconocimiento de los mecanismos actuantes en este tipo de desgaste, resulta necesario evaluar las mismas por medio de formulaciones semiempíricas.

En este trabajo se presentan resultados experimentales de la constante de desgaste utilizando la teoría del "work-rate", y además, las características dinámicas de la interacción mecánica sobre el par de materiales Zircaloy-4.

ABSTRACT

Nuclear Power Plant Fuel Elements are subjected to flow induced vibrations. A consequence of this vibrations is impact/fretting wear in fuel rods or sliding shoes.

Because of the difficulties to assert the mechanism of impact/fretting wear phenomena it is necessary to use semiempirical formulations in order to predict the wear rate of the components.

The results of a series of experiments with Zr-4 specimens are presented in this work. A parameter called "work-rate" was used to normalized the wear rates and interpreted the results in terms of wear coefficient.

INDICE

	Página
INTRODUCCION	1
CAPITULO I: CONCEPTOS GENERALES	
1) FRETTING: Generalidades	5
2) VARIABLES PRINCIPALES DEL FRETTING/IMPACTO EN TUBOS DE ELEMENTOS COMBUSTIBLES	17
2.1) Interacción dinámica tubo/soporte	17
2.2) Combinación de materiales y dureza	18
2.3) Condiciones del medio	19
2.4) Luz entre el tubo y los soportes	21
2.5) Fuerza de impacto	22
2.6) Frecuencia	23
3) TEORIAS DE PREDICCIÓN DE DESGASTE POR FRETTING/IMPACTO: WORK-RATE	26
4) TIPOS DE DISPOSITIVOS EXPERIMENTALES UTILIZADOS EN FRETTING/IMPACTO	30
CAPITULO II: TRABAJO EXPERIMENTAL	35
1) CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS ENSAYOS	35
2) EQUIPAMIENTO UTILIZADO	37
2.1) Dispositivo de excitación	39
2.2) Detección y procesamiento de las señales	40
3) CALCULO DEL WORK-RATE	43
3.1) Estimación de los valores de fuerza normal y amplitud de deslizamiento	44
4) PRUEBAS PRELIMINARES	46

5) EVALUACION EXPERIMENTAL DE LA CONSTANTE DE DESGASTE	
POR FRETTING/IMPACTO	47
6) DISCUSION DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	85
7) CONCLUSIONES	90
REFERENCIAS	

Introducción

En general el desgaste se puede definir como el daño que se produce sobre una superficie sólida causado por la remoción o desplazamiento de material debido a la acción mecánica de un sólido, líquido o gas en contacto con esa superficie sólida [1]. Esta acción mecánica conduce a un deterioro gradual, cuyos efectos principalmente son fenómenos superficiales. Sin embargo, el desgaste no se debe enteramente a factores mecánicos y pueden estar asociados con fenómenos de corrosión química.

Existen tres tipos principales de desgaste: desgaste adhesivo, desgaste abrasivo y desgaste erosivo. A estos tres tipos principales se deben agregar: *fretting*, fatiga superficial y erosión por cavitación. Frecuentemente, entran en operación más de un mecanismo simultáneamente, y es difícil separar un mecanismo de otro.

El fretting es un fenómeno de desgaste que sucede en áreas de contacto entre materiales; ocurre generalmente entre dos superficies que se procuran estén fijas una con respecto a la otra, pero que se ven sometidas a pequeños movimientos relativos usualmente producido por vibraciones. Es un fenómeno adhesivo por naturaleza y las vibraciones constituyen su factor causante esencial.

Existen múltiples ejemplos de componentes afectados por problemas de fretting. Algunos de ellos se presentan en líneas de alta tensión, prótesis quirúrgicas, tuberías de caldera, diversos componentes mecánicos, partes de automóviles, partes roscadas y todo tipo de maquinarias. Otras partes susceptibles al fretting son los alabes de turbina y conectores eléctricos recubiertos con metales nobles.

El fretting es un grave problema en los reactores nucleares. Esta situación es encontrada en los intercambiadores de calor y en las barras de elementos combustibles. En ambos casos, tubos largos y flexibles están en contacto con superficies de apoyo y sometidos a vibraciones generadas por un flujo de fluidos, como son los refrigerantes que fluyen alrededor de ellos.

Las vibraciones inducidas por el fluido que circunda los tubos producen desgaste debido a fretting, ya sea entre el tubo y los soportes y/o con los tubos adyacentes. En [2] pueden encontrarse referencias de casos de fallas de GV y en tubos de elementos combustibles atribuidas a problemas de fretting cuyo origen se encuentra en excesivas vibraciones inducidas por el fluido. En el caso de la Central Nuclear de Douglas Point se registro la primera falla de un tubo en 1971 y la segunda en 1977, 10 años después del comienzo de operación de la estación. En otro de los casos, la primera detección de falla de un tubo ocurrió después de siete años de operación y la segunda tras 16 años.

En nuestro país tenemos dos ejemplos de daños producidos por el par de materiales Zry-4 en elementos combustibles para reactores de potencia.

El primero de estos casos ocurrió con el primer núcleo colocado en el reactor de la CNA-I. Los elementos combustibles sufrieron importantes daños de desgaste por fretting entre los patines de apoyo de las barras combustibles y los separadores del elemento combustible. El análisis del problema llevo a concluir que la excesiva turbulencia del flujo del refrigerante producida por las toberas colocadas en el extremo inferior del canal combustible generaba importantes amplitudes de vibración inducida por el fluido en las barras combustibles, resultando de estas el desgaste encontrado. Para solucionar el problema se modifico el diseño de los elementos combustibles aumentando la distancia entre el extremo inferior de los mismos y la tobera del canal refrigerante mediante la reducción de la longitud del varillaje superior de los elementos combustibles. También se aumento el numero de separadores del elemento combustibles, pasando de 14 a 15, se redujo la separación existente entre los separadores ubicados en la parte inferior del elemento combustible y se agrego, también en el extremo inferior del elemento combustible, el denominado separador elástico adicional, que aumenta en forma muy importante la rigidez del conjunto. Estas medidas, además de los cambios en la rigidez, produjeron una modificación en las características de respuesta

dinámica de las barras combustibles de forma de reducir la posibilidad de tener elevados niveles de vibración con el consiguiente desgaste de fretting asociado a los mismos.

El segundo ejemplo se tuvo durante el desarrollo del elemento combustible para el reactor de la CNA-II. El prototipo del mismo contaba con una grilla fijada al separador inferior del elemento combustible denominada “rod catching grid”, cuya finalidad era retener porciones de barras combustibles que, una vez rota por alguna razón, cayeran del ensamble. La excesiva turbulencia y las cargas dinámicas que el fluido producía sobre este elemento produjeron la rotura por desgaste por fretting de los separadores elásticos inferiores del elemento combustible en los puntos de apoyo de los mismos sobre las barras combustibles y la perforación de estas últimas en los mismos puntos después de solamente 200 horas de ensayo del prototipo en condiciones de caudal, presión y temperatura del reactor. La solución en este caso paso por remover esa grilla inferior y cambiar el material del separador elástico inferior de Zry-4 a Inconel de forma de obtener mejores características de rigidez frente a fenómenos de relajación y mejores características de desgaste frente a problemas de vibraciones inducidas por el fluido.

Estos y otros casos demuestran que el desgaste por fretting en tubos de GV y de elementos combustibles es un proceso lento pero continuo. Por lo tanto, la respuesta al interrogante sobre el nivel de vibraciones que puede tolerarse en un componente sometido a vibraciones inducidas por fluidos sin que se produzca un desgaste excesivo, se encuentran en la predicción del daño producido por fretting. Esto se hace muy significativo cuando se considera que la vida útil del tubo debe rondar los cuarenta años y que la Nuclear Regulatory Commission (USA) establece el taponamiento de tubos a partir de un 40% de pérdida de espesor de pared. Esto significa que, si se sigue esta regulación, para un tubo de 1 mm de espesor de pared la tasa de desgaste promedio anual no puede ser mayor a 10^{-2} mm.

Como el desgaste por fretting en tubos de elementos combustibles constituye un problema de relevancia, el material sobre el cual se desarrollaron todos los ensayos del presente trabajo fue el Zr-4. En todas ellas, se determino un parámetro fundamental en lo concerniente al fretting, como es la **constante de desgaste** del material en cuestión. Para determinar dicho parámetro, se utilizo la teoría del **work-rate**, que define otro parámetro denominado justamente **work-rate**. Desde las pruebas llevadas a cabo en el CRL (Chalk River Laboratories) por dos décadas, Fisher, et al, [3] mostró que el **work-rate** es un parámetro apropiado para establecer una correlación lineal con la tasa de desgaste.

CAPITULO I: CONCEPTOS GENERALES

1) FRETTING: GENERALIDADES

En general, el fretting ocurre entre dos superficies sujetas a un movimiento cíclico relativo de extremadamente pequeña amplitud. Esta pequeña amplitud de oscilación es la que distingue el desgaste por fretting de los otros tipos de desgaste, en los cuales la amplitud de deslizamiento es mayor que el área de contacto y permite que las partículas originadas por el desgaste puedan removerse fácilmente de entre los cuerpos. El proceso de desgaste por fretting para el cual las superficies están siempre en contacto se denomina **fretting puro**, y su rasgo característico consiste en que la mayor parte de la viruta metálica producida queda atrapada entre las mismas y además no hay acceso del medio ambiente.

El movimiento relativo para producir fretting es extremadamente pequeño, desplazamientos de $10^{-1} \mu\text{m}$ son suficientes para producirlo. En muchos de los casos de ocurrencia de fretting, la amplitud de deslizamiento se encuentra en el rango de 2 a 20 μm [4]. El movimiento relativo repetitivo es una condición necesaria para la aparición del fenómeno. Por este motivo no ocurre en superficies en continuo movimiento, como por ejemplo, en los rodamientos de los rulemanes, sino solo en zonas que están sometidas a pequeños desplazamientos relativos repetidos. El fretting produce efectos deletéreos debido a que lleva a la destrucción de los componentes metálicos y la producción de restos de óxidos. A continuación del proceso de fretting puede producirse la fractura por fatiga del material debido a que la pérdida del material permite alcanzar rápidamente las tensiones de ruptura, y por otra parte, las entallas que aparecen en el material que sufre fretting actúan como concentradores de tensiones.

El fretting fue registrado por primera vez por Eden et al (1911), quienes experimentaban problemas por la formación de herrumbre en las mordazas de maquinas de fatiga en las que ensayaban probetas de acero, lo que dificultaba la remoción de las mismas.

Tomlinson (1927) fue el primero que investigó el fenómeno experimentalmente y acuñó el término fretting-corrosion que suele aun utilizarse en la actualidad [4].

Aunque ciertos aspectos del mecanismo de fretting no son bien entendidos, en las primeras etapas del fretting se producen importantes deformaciones plásticas localizadas y aumento de temperatura. Suele producirse una inicial adherencia entre las superficies que es desarrollada por la formación de uniones entre las asperezas de la misma. En el caso de aceros inoxidables austeníticos se ha observado la formación de martensita y puede producirse endurecimiento por deformación.

Una de las características particularmente importante del fretting, especialmente donde el movimiento es producido por el esfuerzo cíclico de una de las superficies en contacto, es la iniciación de fisuras por fatiga, donde la nucleación y el crecimiento temprano de las mismas produce una disminución de la vida a fatiga del componente, como puede apreciarse en la figura 1.

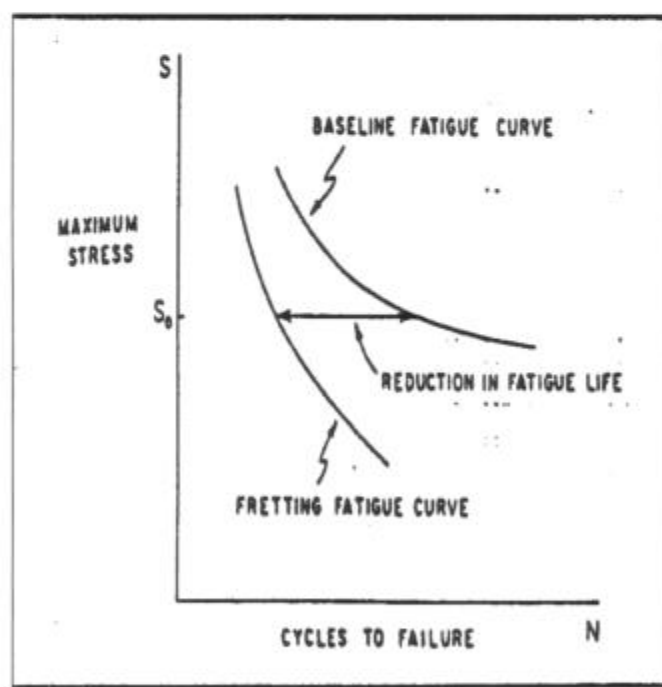


Figura 1: Diagrama que muestra como el fenómeno de fretting/fatiga puede disminuir la vida a fatiga [5].

A este fenómeno se lo denomina **fretting-fatiga**. La nucleación y crecimiento de fisuras de fatiga dependerá principalmente del estado de tensiones en la zona y de los valores de las cargas cíclicas. No es el objetivo de este trabajo el estudio del efecto del fretting en la resistencia a fatiga de los materiales; sin embargo, se debe señalar que en los casos en que el desprendimiento de material es importante, el efecto sobre la misma es mínimo. Esto se considera así debido a que se produce el desprendimiento del material superficial donde se inician las fisuras de fatiga antes que las mismas tengan tiempo de propagarse fuera de la zona sometida al fretting.

Los soportes para los intercambiadores de calor y las barras de elementos combustibles no pueden ser rígidas debido a que deben ser capaces de dilatarse o contraerse sin doblarse durante las excursiones térmicas. Debido a la pequeña luz existente entre el tubo y el orificio del plato soporte del tubo, las vibraciones inducidas por el flujo en el manojó de tubos puede producir movimientos relativos en la interfase tubo-soporte. Como consecuencia de la naturaleza alternativa de los impactos y el rozamiento este fenómeno es designado normalmente como fretting en tubos, aunque en este caso las superficies no se mantienen siempre en contacto por la acción de una fuerza normal. Es por ello que, en realidad, es más correcto hablar de **fretting-impacto** [6]. En estos casos la amplitud de deslizamiento también es muy pequeña, pero las cargas estáticas normales son mucho menores, y por lo tanto, puede producirse la separación de los componentes permitiendo que el material desgastado pueda escaparse entre las dos superficies. El desgaste en tubos puede suceder entre un tubo y sus soportes, o en la mitad de tramo entre tubos adyacentes.

El fretting está clasificado como uno de los tipos de desgaste superficial. En la siguiente fig.2 se pueden apreciar algunas características de los distintos fenómenos de desgaste.

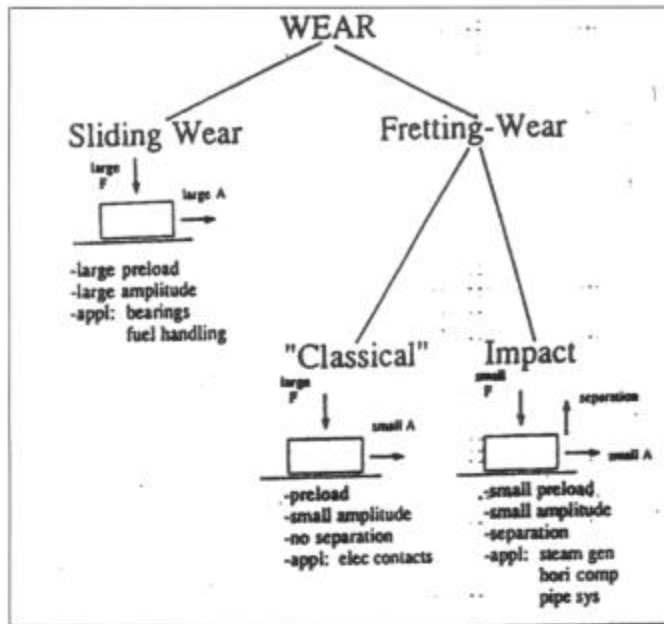


Figura 2: Tipos de desgaste [3].

En un reactor nuclear, bajo condiciones normales de operación, el calor generado dentro de los elementos combustibles es extraído por el pasaje de un flujo de agua pesada utilizada como refrigerante, además de ser utilizada como moderador (CANDU) circulando a través de cada canal a aproximadamente 10 m/s. En el CANDU, cada manojo contiene 37 elementos combustibles colocados dentro de una estructura cilíndrica, tal como se muestra en la figura 3.

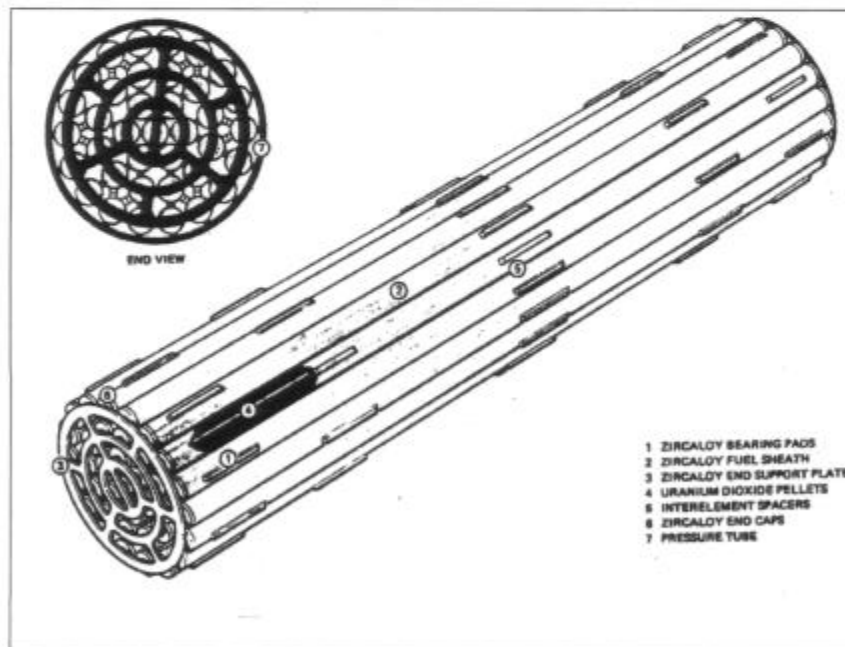


Figura 3: manojo típico de elementos combustibles [7].

Estos manojos de elementos, y todos los elementos o tubos de Zr_4 dentro de cada manajo están sujetos a vibraciones por mecanismos de excitación inducidos por el flujo del refrigerante. Para una estimación del daño por desgaste que sufre el tubo de Zr_4 como resultado de estas vibraciones, se requiere conocer los coeficientes de desgaste del tubo de presión del elemento combustible, que es una aleación de $Zr-2,5Nb$, en contacto con los soportes del tubo [7].

El otro fenómeno relacionado al fretting, la **corrosión**, deriva del hecho que la mayoría de las aleaciones estructurales que se utilizan en medios agresivos forman una capa de óxido superficial que produce al material base. Por lo tanto, cualquier proceso de desgaste superficial puede afectar la resistencia a la corrosión del material. En algunos casos pueden generarse picaduras en la zona de desgaste, en las cuales se considera más significativo el problema de concentración de tensiones en la base de las picaduras que la disminución de sección del componente por desgaste [8]. Inicialmente, un film de óxido de pocos angstrom de espesor, evita el contacto metálico. Para que los metales adhieran, la capa de óxido debe primero romperse para permitir el contacto metal-metal. Si el par de fretting es de idéntica composición, tendremos igual deformación del material sito debajo de la capa de óxido en ambas superficies, y dicha capa sobre ambas superficies se romperá. Si el par sometido al fretting consiste en distintos metales, el metal mas blando deformara mas, y por lo tanto, la capa de óxido sobre este se romperá mientras que la del metal mas duro permanecerá intacta.

La viruta producida por fretting es mayormente el óxido de los metales involucrados y, por lo tanto, ocupa un volumen mayor que el volumen del metal dañado. En un espacio confinado esto puede llevar a un incremento en la presión o a un trabado en las superficies de contacto, lo cual puede resultar sumamente perjudicial en el caso que se requiera movilidad relativa entre dichas superficies. En las situaciones donde la viruta puede escapar, ocurrirá una pérdida de ajuste mecánico, lo cual es serio en si mismo, pues esta viruta, siendo un óxido abrasivo,

puede producir un posterior daño por fallas sobre las partes móviles. Por otra parte, la presencia de partículas de óxido en contactos eléctricos deriva en la distorsión de las señales y en elevada resistencia eléctrica.

En muchos implantes quirúrgicos, el fretting se produce por su exposición a las altas cargas e intenso desgaste, que son consecuencia de patrones de movimientos que se repiten en innumerable cantidad de veces, sobre todo en los implantes dentales. El consecuente efecto degradativo sobre los metales se ve fuertemente incrementado por el hecho de que los fluidos corporales en los que están inmersos son corrosivos. Todo este proceso lleva a la liberación de iones de metal base del implante en los fluidos corporales, lo cual puede tener un efecto tóxico sobre el organismo. El fretting puede disparar la corrosión en aceros inoxidable cuando opera en atmósferas de dióxido de carbono a temperaturas que rondan los 600 °C, condiciones que son encontradas en algunos reactores nucleares.

Con respecto a la composición, en los aceros, la viruta que escapa del área de contacto es rojiza, y es principalmente $\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$, que es un óxido no magnético, pero puede contener una pequeña proporción de hierro metálico. La cantidad de hierro metálico en la viruta es una función de las condiciones mecánicas prevalecientes; a menor frecuencia, mayor amplitud de deslizamiento y carga normal aplicada, hay mayor cantidad de hierro metálico. También depende, en algún sentido, de la dureza de la superficie. De superficies blandas surgen partículas metálicas. Invirtiendo estas condiciones la viruta es más aproximada a un fino polvo rojo. La figura 4 es una representación esquemática del tipo de curva de desgaste observada en investigaciones de fretting.

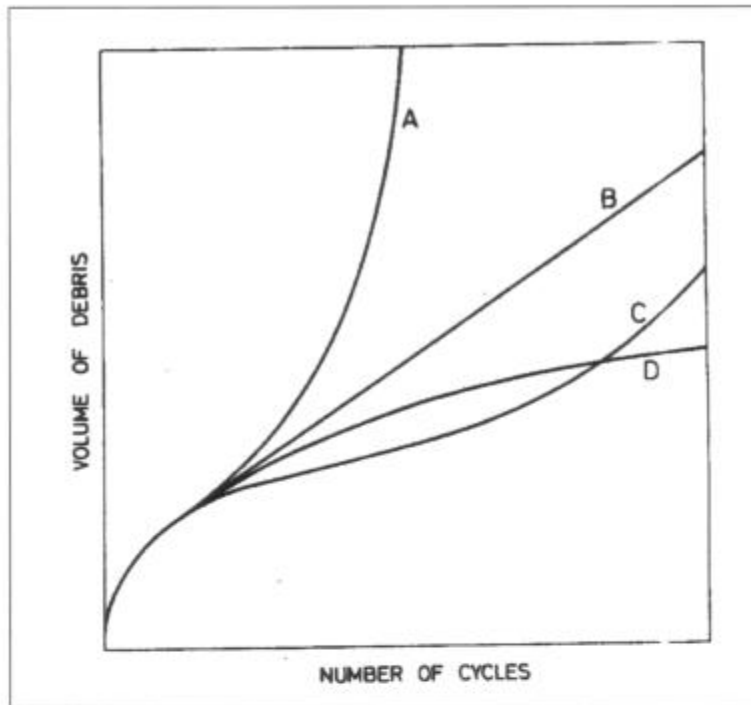


Figura 4: Representación esquemática de la producción de viruta en función del número de ciclos [4].

Hay una rápida remoción inicial de material que decrece en el tiempo. Es en esta etapa inicial que el contacto intermetálico indica que hay una fracción reducida de contacto. El coeficiente de fricción es usualmente elevado, lo cual es característico del contacto metal-metal. Cuando se forman las partículas de viruta oxidadas la tasa de desgaste se hace estacionaria y continua disminuyendo, como se muestra en las curvas B y D. Este comportamiento es típico de los aceros blandos. Mayores amplitudes de deslizamiento dan como resultado la curva B y menores amplitudes la curva D. Algunos materiales muestran una aceleración en la tasa de desgaste, como se observa en las curvas A y C. Este último comportamiento es típico de materiales con baja dureza, pero con un óxido de alta dureza tal como el aluminio, donde la abrasión es un factor importante. Se puede mostrar, como ejemplo, los resultados obtenidos sobre Zr_4 [9]. La fig. 5 muestra el cambio en el volumen de desgaste con respecto al número de ciclos para distintas amplitudes de deslizamiento.

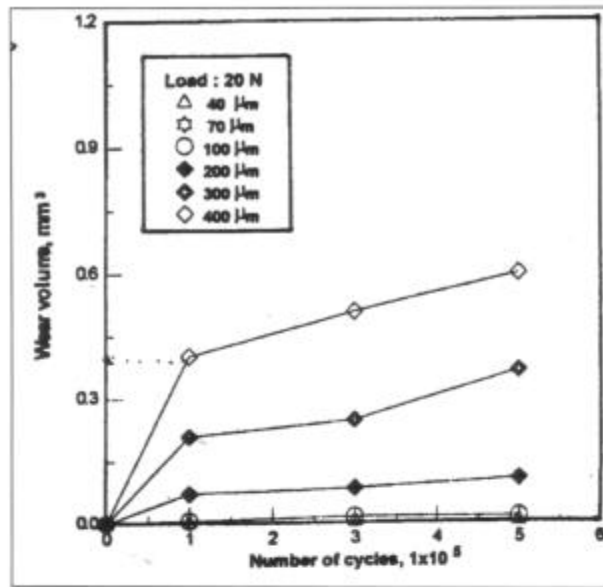


Figura 5: Volumen desgastado como función del numero de ciclos para una carga de 20N [9].

Se puede observar la mayor tasa de desgaste en la etapa inicial, para luego decaer a partir de 10^5 ciclos. Los autores explicaron este hecho señalando que en la etapa inicial, hay una reducida superficie de contacto efectiva, y como la carga normal se mantiene a un valor constante de 20 N en todos los ensayos, la presión efectiva es relativamente elevada, dando en consecuencia una alta tasa de desgaste. A medida que el desgaste progresa, las superficies en contacto se van "puliendo", con lo cual aumenta el área efectiva de contacto y por lo tanto disminuye la presión efectiva entre las mismas reduciendo como consecuencia la tasa de desgaste.

Vingsbo y Sodeberg definieron un mapa de fretting en el cual se distinguen distintos regímenes de desgaste en función de la amplitud de movimiento relativo entre los dos cuerpos (fig.6).

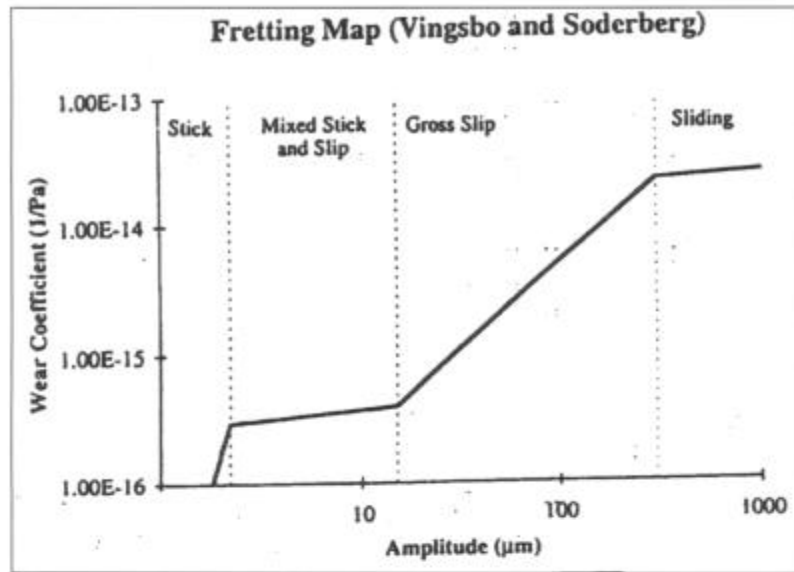


Figura 6: Mapa de fretting de Vingsvo y Soderberg [3].

En el primero de estos regímenes, las amplitudes del movimiento relativo son del orden de algunos micrones, y, en general, pueden absorberse por deformación elástica y/o plástica de los cuerpos. La tasa de desgaste es muy baja y no hay crecimiento de fisuras de fatiga. El fenómeno de fretting-fatiga ocurre para amplitudes de oscilación de aproximadamente 5 a 10 micrones, entre los regímenes de adhesión y bajo deslizamiento. El desgaste por fretting puro se sitúa en el rango de amplitudes de 20 a 300 μm (régimen de deslizamiento medio). En este caso la tasa de desgaste puede aumentar debido a la acción de corrosión. Para amplitudes mayores (régimen de alto deslizamiento) el desgaste producido es característico del deslizamiento unidireccional. Las amplitudes para **fretting- impacto** se encuentran en el rango de 10 a 100 μm.

Cabe señalar, para investigaciones recientes en fretting puro realizadas por Cho, et al, [9] sobre probetas de Zr_4 que simulaban las varillas combustibles y sus soportes, la influencia que tiene sobre la tasa de desgaste la componente de deslizamiento, para diversos valores establecidos para la carga normal y el numero de ciclos. Ellos determinaron en todos los

casos, un umbral de 100 μm para la distancia de deslizamiento, a partir de la cual se producía un fuerte incremento en la tasa de desgaste

En general, se observan en los materiales ensayados bajo varias condiciones de contacto tres zonas características, tal como se observa en la figura 7.

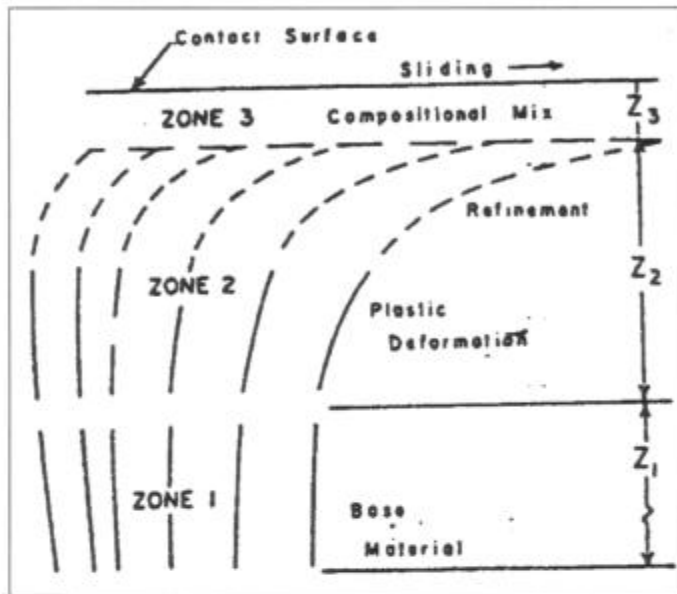


Figura 7: Diagrama esquemático de las zonas subsuperficiales encontradas en materiales sometidos a desgaste superficial[10].

La zona 1, la mas alejada de la región de contacto, esta formada por el material base y no registra deformaciones. La zona 2 es una región intermedia deformada plásticamente; el rango de deformación en esta zona va desde cero, en la interfase con la zona 1, hasta un máximo en la interfase con la zona 3. En muchos casos se observa en esta zona una reorientacion y desintegración de cristales, con un refinamiento de la microestructura del material, aunque los constituyentes presentes son solo del material base. Al contrario, en la zona 3 (zona de contacto con el otro material), se observan diferencias tanto morfológicas como composicionales con respecto al material base. A menudo, la zona 3 aparece como una estructura muy fina con constituyentes de los dos materiales en contacto, como así también del medio ambiente. No obstante, las características particulares de las zonas subsuperficiales

pueden tener grandes variaciones dependiendo de las propiedades de los materiales ensayados, medio ambiente, tipos de contactos, niveles nominales de las tensiones de contacto y velocidad de deslizamiento relativo.

Algunos aspectos de los mecanismos de desgaste producido por fretting puro o por fretting-impacto no están totalmente clarificados. Existen algunas evidencias de que el desprendimiento de material producido por fretting tiene una morfología de laminas delgadas. Este tipo de desprendimiento se explica por medio de la teoría de delaminacion, propuesta por Suh en 1973 [11]. Esta teoría indica una secuencia de eventos que lleva a la perdida de material en la forma de pequeñas laminas delgadas, que en los casos de materiales dúctiles pueden presentarse enrolladas sobre si mismas. El proceso comienza con un contacto de tipo adhesivo de las asperezas de las dos superficies en contacto, las cuales se deforman o fracturan fácilmente, generándose una capa superficial relativamente pulida. Las tensiones de tracción entre las superficies producen deformación plástica de las capas pulidas y a una distancia definida de la superficie se producen apilamiento de dislocaciones, que lleva a la formación de vacancias. La coalescencia de estas vacancias resulta en la formación de una fisura paralela a la superficie, y cuando esta fisura alcanza una longitud critica, que depende del material, se produce el desprendimiento del material entre la superficie y la fisura en la forma de una lamina delgada, generándose nuevas asperezas en las zonas de intersección de áreas de delaminacion. La profundidad a la que se produce la nucleacion y la distancia de propagación de la fisura dependen de las propiedades del material y de las condiciones de carga superficial.

En el caso de impactos perpendiculares a la superficie, una parte importante de esta energía se transforma en trabajo de deformación. Aparecen tensiones de compresión en las capas superiores del material y finalmente se forman microfisuras paralelas a la superficie que eventualmente alcanzan la misma, desprendiéndose pequeñas partículas de material. El

desgaste comienza después de un cierto número de impactos, número que depende del nivel de fuerzas aplicadas.

El desgaste debido a impactos oblicuos (impactos seguidos de deslizamiento) está influenciado por el nivel de tensiones que aparecen inmediatamente al contacto y por la fricción causada por la componente tangencial de la fuerza. Estudios realizados por Ko [12], indican que en estos casos el desgaste se produce principalmente por la componente de corte.

El conocimiento de la respuesta vibracional de los tubos de elementos combustibles, que incluye frecuencias y modos naturales de vibración y amortiguamiento, es fundamental para evitar amplitudes de vibración excesivas. Por ejemplo, un manojo de tubos con tramos cortos entre apoyos y luces tubo/soporte pequeños tiene mayor resistencia a las vibraciones y por lo tanto al desgaste. Los tramos cortos entre apoyos aumentan las frecuencias naturales del tubo y las luces menores entre el tubo y los apoyos minimizan los impactos entre ellos. La luz entre el tubo y el apoyo es un requerimiento para permitir la expansión térmica y facilidad de montaje. Es normal encontrar luces de diseño entre 0,4 y 0,8 mm diametrales [13].

Por otra parte, se han desarrollado métodos numéricos de cálculo que permiten predecir las fuerzas de contacto entre el tubo y el soporte, y el movimiento detallado en la interfase entre tubo y soporte resultante de la excitación del tubo. Puesto que el desgaste por fretting es un fenómeno complejo, en el cual las condiciones del material y del medio ambiente son importantes, el simple conocimiento del movimiento y las fuerzas en la interfase tubo/soporte no es suficiente para predecir la tasa de desgaste. Este conocimiento, sin embargo, ayuda en el diseño de ensayos de desgaste que pueden incluir aquellos otros factores [14].

Si se realiza una revisión de los trabajos publicados sobre desgaste, tanto en tubos de elementos combustibles como en los de GV, se observa que, a pesar del esfuerzo realizado hasta la actualidad, no se han encontrado técnicas de trabajo totalmente confiables; ni analíticas ni experimentales, para la predicción del mismo. Uno de los orígenes de este

problema se encuentra en la interacción de numerosas variables que afectan la tasa de desgaste, como la compatibilidad entre los materiales en contacto, condiciones de contacto y carga, condiciones del medio, tipo de movimiento del tubo, luz entre el tubo y los apoyos, temperatura, fuerza de excitación, etc.

2) VARIABLES PRINCIPALES DEL FRETTING EN TUBOS DE ELEMENTOS COMBUSTIBLES

2.1) Interacción dinámica tubo-soporte

En general, la evaluación del desgaste producido por vibraciones inducidas por fluidos en tubos de intercambiadores de calor, o de presión en elementos combustibles necesita determinar la interacción entre el tubo y el soporte a través del comportamiento dinámico del tubo sometido a vibraciones.

La interacción dinámica entre el tubo y el soporte es utilizada para relacionar los datos experimentales de desgaste hechos en dispositivos de prueba diseñados con un único tramo a las configuraciones reales de tubos de elementos combustibles, que poseen múltiples tramos. La interacción dinámica puede ser medida durante las pruebas experimentales de desgaste. Asimismo, las interacciones dinámicas son difíciles de medir en los tubos, y por lo tanto, se requieren técnicas analíticas para determinar esta interacción. La técnica de cálculo más utilizada es el código VIBIC (vibración de Vigas con Contactos Intermitentes), es un modelo de elementos finitos de un tubo en múltiples tramos; tiene en cuenta las no linealidades debido a la luz entre el tubo y sus soportes [15]. Este código simula la respuesta del tubo a fuerzas de excitación externas, sinusoidales o aleatorias y predice el movimiento del tubo y la interacción dinámica entre el tubo y el soporte.

Diversos grupos de investigadores concluyeron [refs. 16 a 22], al comparar las severidades del daño producido por los tres tipos de interacción dinámica posible entre los tubos y sus soportes, que se registra un orden creciente de desgaste para:

- 1) impactos puros
- 2) fretting puro
- 3) impacto seguido de deslizamiento (impacto oblicuo).

Sin embargo, tanto en el análisis de esta como el de otras variables que influyen en el proceso, no existe en la literatura una coincidencia plena. Un programa de investigación llevado a cabo por el Electric Power Research Institute (EPRI) y Kraftwerk Union (KWU), [23] y [24] indica que se produce mayor desgaste en el caso de fretting puro, seguido por el caso de fretting-impacto y finalmente impactos puros. Blevins [25], en cambio, postula que si la vibración es muy importante y el tubo impacta y rebota contra los soportes, el desgaste por este mecanismo es mayor que en el caso de fretting puro.

2.2) Combinación de materiales y dureza:

La combinación de los materiales de los tubos y sus soportes es el parámetro más importante que afecta al desgaste por fretting. En general, la elección de los materiales en los generadores de vapor y en elementos combustibles se hace sobre la base de su resistencia a las condiciones del medio (corrosión) a pesar que la tasa de desgaste para algunas combinaciones de materiales puede ser un orden de magnitud superior que otras, para las mismas condiciones de ensayo, tal como puede observarse en la figura 8.

Fretting-Wear of Tubing Materials in 265°C Pressurized Water

Excitation Frequency: 28 Hz.

Force ratio, $f_y/f_x = 3$

Equivalent Depth of Wear of Tube Specimens, $\mu\text{m}/10^6$ cycles

Support Specimens Tubing Specimens	A36 Carbon Steel	Austenitic S.S.		Ferritic S.S.		Martensitic S.S.		Inconel 600	Two Other High Nickel Alloys
		347	304	405	430	403	410		
Incoloy 800	0.33	0.23	0.19	0.22	0.07	0.15	0.28	2.80	> 1.50
Inconel 600	0.16	0.11	0.17	0.11	0.14	0.10	0.11	2.90	
Monel 400	0.11		0.20		0.15		0.23	0.60	

Figura 8: Resultados obtenidos por Ko[26] de desgaste por fretting en agua a alta temperatura.

El desgaste por fretting es esencialmente un mecanismo de corte superficial por lo que la dureza del material, por si misma, no tiene un efecto significativo. Por ejemplo, el Incoloy 600 y el acero inoxidable austenitico AISI 347 tienen durezas similares, pero la tasa de desgaste del Incoloy 800 con estos dos materiales es muy distinta (ver fig. 8). Kayaba e Iwabuchi [27], en un estudio sobre la influencia de la dureza en el desgaste por fretting concluyeron que las propiedades de la capa de oxido formada en la interfase era más significativa que la dureza del material desde el punto de vista del desgaste, y que, por lo tanto, la variación del desgaste observado para un par de materiales a distintas temperaturas se debe en algunos casos a un cambio en el tipo de oxido que se forma en la interfase.

2.3) Condiciones del medio:

La composición del agua, y, en particular, la cantidad de oxigeno disuelto, son importantes a altas temperaturas. Estudios realizados por Fisher [28] en Zircaloy muestran un incremento en la tasa de desgaste cuando los niveles de oxigeno disuelto son altos. En los ambientes acuosos

hay un aumento en la tasa de material removido, principalmente debido a un aumento en la tasa de disolución electroquímica.

La influencia de la temperatura no esta del todo clara, aunque es muy marcada. Algunos estudios realizados por Ko indican un aumento en el desgaste del Incoloy 800 contra un acero inoxidable y un acero al carbono [3]. Resultados similares se obtuvieron para tubos de Incoloy 600 contra un acero inoxidable AISI 410 [6]. Estos resultados se pueden observar en la figura 9.

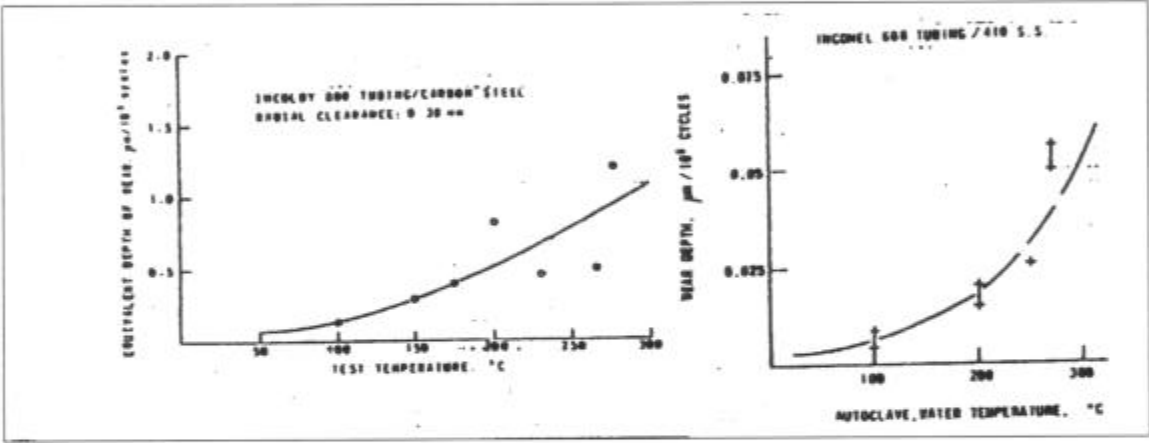


Figura 9: Variación de la tasa de desgaste con la temperatura para distintos materiales [3].

Otros estudios realizados por Fisher, et al, [28] en materiales de canales combustibles tipo Candu (Zr 4 versus Zr-2,5%Nb) muestran un incremento en la tasa de desgaste desde temperatura ambiente hasta los 250 °C para luego descender desde esta temperatura hasta los 315 °C.

Sin embargo, en [4] se presentan resultados de aceros y aleaciones de níquel que presentan un marcado descenso en el volumen desgastado a medida que se incrementa la temperatura en el rango comprendido entre los 150 °C y los 200 °C (ver fig. 10). Este tipo de tendencia también se observa en el trabajo de Kayaba e Iwaguchi [27] para un acero inoxidable austenítico y un

acero de 0,45% de carbono. La temperatura de transición del régimen de desgaste severo al de menor volumen de desgaste es de 200 °C para el acero de 0,45% de carbono y de 300 °C para el inoxidable austenítico.

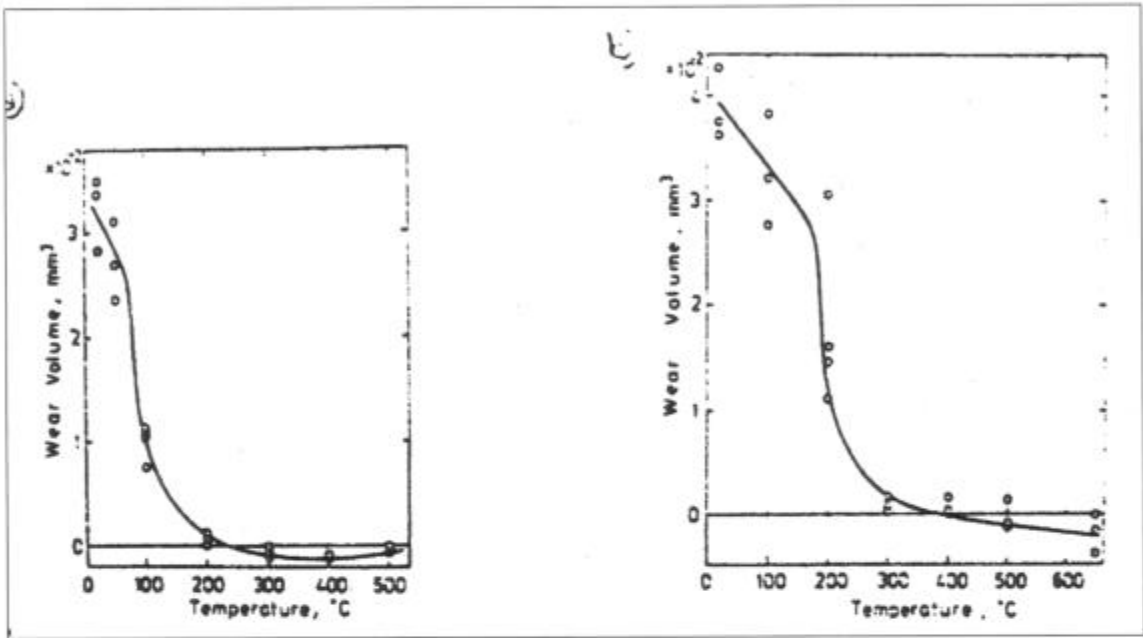


Figura 10: Volumen desgastado en función de la temperatura para a) acero 0,45%C ;
b) acero inoxidable SUS 304 [27].

2.4) Luz entre el tubo y los soportes:

En la fig. 11 se puede observar la influencia de la luz tubo/soporte en la tasa de desgaste de distintos materiales.

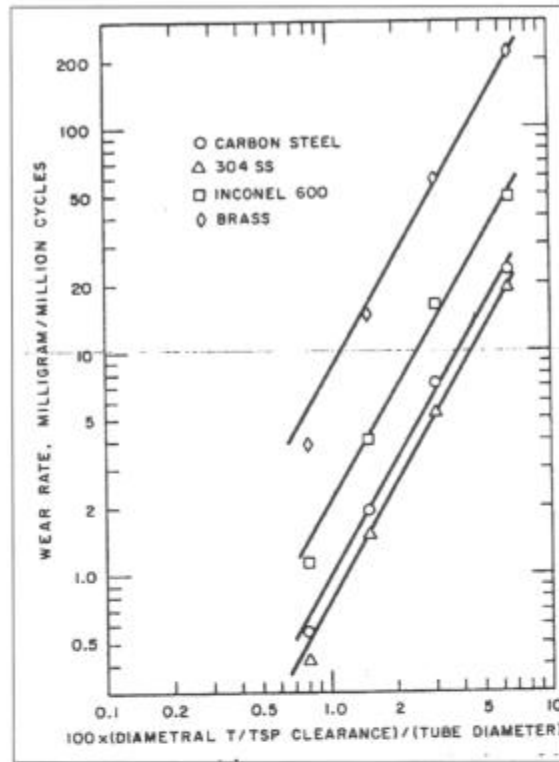


Figura 11: Tasa de desgaste de distintos materiales en función de la luz tubo/soporte [29].

Los resultados muestran que a menor luz se tiene una menor tasa de desgaste. En dichos experimentos se midieron también las fuerzas de reacción en los soportes, comprobándose un incremento de estas fuerzas para mayores luces, mientras se mantenían constantes la fuerza y la frecuencia de excitación. Esta tendencia se verifica mientras la luz sea lo suficientemente pequeña como para mantener una interacción dinámica del tipo de fretting puro o de impactos oblicuos. Cuando la luz es muy grande se puede producir una transición a un régimen de impactos puros, con lo que la tasa de desgaste disminuye.

2.5) Fuerza de impacto:

La fuerza dinámica entre el tubo y los soportes tienen una gran influencia en la tasa de desgaste. Ko [16] mostró que la fuerza resultante, definida como el vector suma de los valores cuadráticos medios de las componentes de reacción en los soportes, es un parámetro adecuado

para comparar el desgaste si se mantienen constantes el tipo y geometría del contacto y la luz entre el tubo y el soporte. En la fig. 12 se puede observar la influencia de este parámetro.

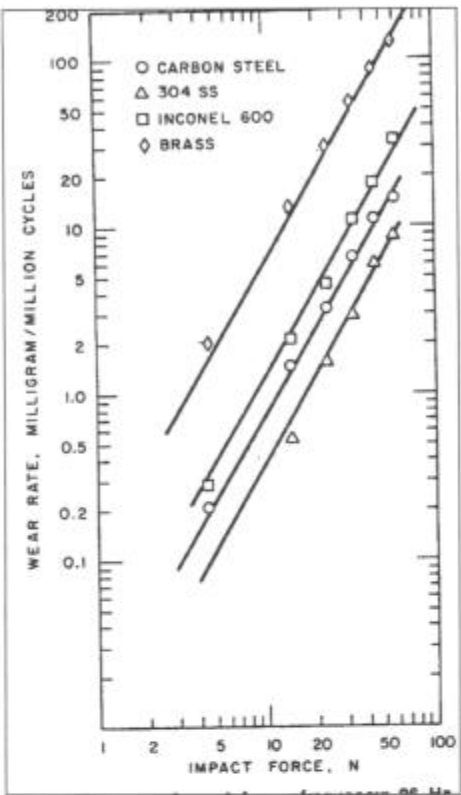


Figura 12: Tasa de desgaste de diversos materiales en función de la fuerza de impacto [29].

Estos resultados están corroborados por experiencias realizadas por J. H. Cha, et al, [28] para distintos tipos de materiales. Dentro de este parámetro debe considerarse la relación entre la componente de corte y la componente normal. Cuando la componente de corte es grande también lo es la tasa de desgaste (impacto oblicuo); si la componente normal es mucho mayor que la de corte (prácticamente impacto puro) la tasa de desgaste es menor.

2.6) Frecuencia:

La figura 13 muestra la variación de la tasa de desgaste de un acero al carbono en función de la frecuencia de excitación.

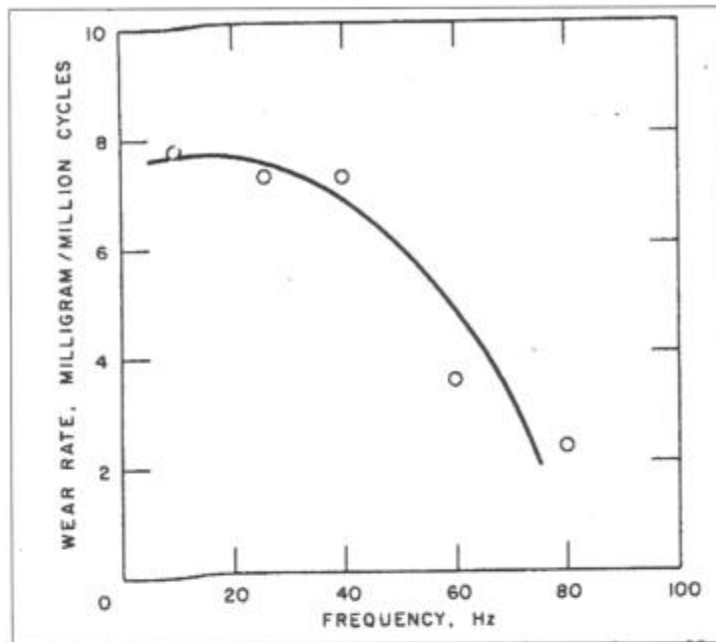


Figura 13: Variación de la tasa de desgaste con la frecuencia en un acero al carbono [29].

En la región de bajas frecuencias (menores de 40 Hz) no aparece un efecto significativo sobre la tasa de desgaste. Para las frecuencias mayores de 40 Hz la tasa de desgaste disminuye ostensiblemente al aumentar la frecuencia. Esta disminución en la tasa de desgaste se podría atribuir a un menor tiempo de contacto entre los cuerpos entre los impactos.

Soderberg, et al, [30] investigaron el efecto de la frecuencia de vibración en el desgaste por fretting en el rango de 10 a 10000 Hz, realizando test con dos materiales, un acero al carbono (AISI 1018) y un acero inoxidable austenítico (AISI 304). Los experimentos mostraron que se pueden distinguir dos casos de contactos por fretting relacionados con la amplitud de desplazamiento. Para amplitudes pequeñas, la situación en el contacto está caracterizada por una parcial adherencia en la interfase. En estas condiciones, la tasa de desgaste, medido como el volumen de material removido por ciclo, se ve muy poco afectada por la frecuencia. El principal daño que ocurre en baja amplitud es la degradación superficial y la iniciación de fisuras por fatiga. Se encontró que ambos fenómenos se incrementaron con la frecuencia. En fretting de alta amplitud, ocurren deslizamientos relativamente amplios en la interfase, y el

desgaste se convierte en el modo de daño dominante. En estas condiciones, las variaciones en la frecuencia parecen tener poco efecto sobre el desgaste por fretting. En las siguientes figuras (14 y 15) se puede observar el efecto de la frecuencia sobre la tasa de desgaste, en pruebas de fretting en baja y alta amplitud ($4\text{ }\mu\text{m}$ y $16\text{ }\mu\text{m}$), sobre un acero al carbono AISI 1018 y sobre un acero inoxidable AISI 304.

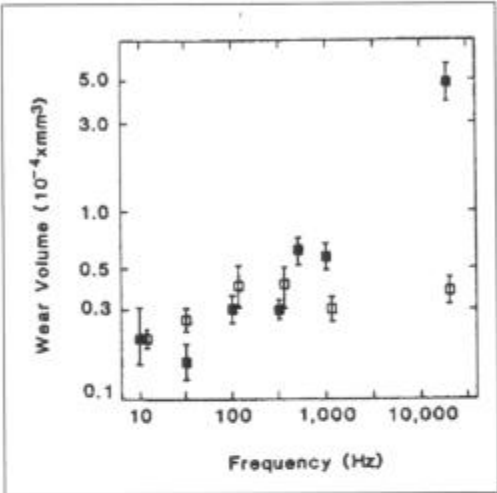


Figura 14: Volumen desgastado en función de la frecuencia para AISI 304 ($\square$) y AISI 1018($\blacksquare$) en baja amplitud de deslizamiento [30].

Se puede observar en la primer figura (baja amplitud de deslizamiento) que el daño por desgaste para el acero inoxidable aparece prácticamente independiente de la frecuencia, mientras que el acero al carbono registra un aumento de la tasa de desgaste con la frecuencia. En la segunda figura, en cambio, se nota una tendencia opuesta a lo hallado para baja amplitud. En este caso, el desgaste parece acelerarse con la frecuencia para el acero inoxidable mientras que no se observan efectos con la frecuencia para el acero al carbono.

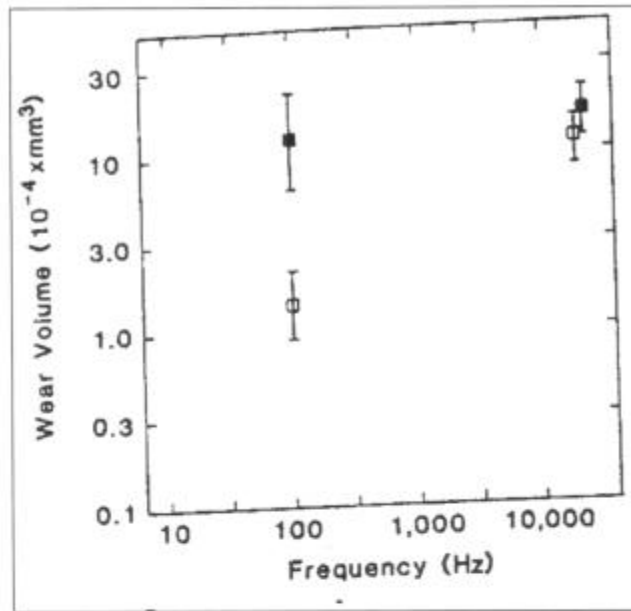


Figura 15: Volumen desgastado en función de la frecuencia para AISI 304 (□) y AISI 1018 (■) en alta amplitud de deslizamiento [30].

3) TEORIAS DE PREDICCION DE DESGASTE POR FRETTING: WORK-RATE

Según Ko, las técnicas de predicción de desgaste [12] necesitan considerar la deformación plástica y los esfuerzos de corte, determinados por la compleja interrelación de muchos parámetros, tales como la luz entre el tubo y el soporte y el tipo de movimiento del tubo. Varias técnicas de predicción de fallas han sido descritas en algunos trabajos. Muchas de estas técnicas están basadas en la teoría de Archard, que es una de las teorías más aceptadas inicialmente para la predicción del desgaste por fretting. El fundamento teórico de la misma se encuentra en un desgaste de tipo adhesivo. Archard postuló que el volumen desgastado, V , es directamente proporcional al producto de la fuerza normal aplicada, F , y la distancia de deslizamiento, S , e inversamente proporcional a la dureza H del material:

$$V = k \left[\frac{FS}{3H} \right] \quad (1)$$

La constante de proporcionalidad adimensional, k , se denomina coeficiente adimensional de desgaste y, en forma ideal, es constante para una dada combinación de materiales y medio ambiente. El factor 3 es un factor de forma resultante de asumir que las uniones entre las asperezas de los materiales en contacto son de forma circular y que las partículas de desgaste son semiesféricas. Sin embargo, la ecuación implica que los materiales de mayor dureza se desgastan menos que los más blandos, lo cual, como ya fue mencionado, no siempre es cierto. La dureza puede incorporarse junto con el factor de forma dentro de la constante adimensional de desgaste, resultando un coeficiente dimensional de desgaste, k , con unidades m^2/N o Pa^{-1} . Con esto, la ecuación queda [3]:

$$V = kFS \quad (2)$$

Blevins [25], enfocó su investigación del desgaste de tubos como resultado de la acción de los impactos tubo/soportes. Su teoría trata de predecir la ocurrencia de desgaste comparando resultado de tensiones derivadas de los impactos con el límite de fatiga del material dado por el código ASME. El modelo se basa en la teoría de contacto de Hertz, con un cálculo semiempírico de la velocidad de impacto basados en las amplitudes de desplazamiento a mitad de tramo.

P.L.Ko [17] mostró que el desgaste en tubos por fretting estaba relacionado a la interacción dinámica o fuerza de impacto entre el tubo y sus soportes. Las señales de fuerza resultantes fueron estadísticamente analizadas y transformadas en un parámetro, que Ko denominó "force function" y que correlaciona con la tasa de desgaste. Los datos de desgaste experimentales tenían una buena correlación con este parámetro existiendo una relación exponencial entre el desgaste y la "force function".

En dicho trabajo, las fuerzas, ya sean medidas o generadas por simulación en modelos de calculo, para diferentes movimientos del tubo, son estadísticamente analizadas utilizando histogramas de niveles de fuerza y frecuencia de ocurrencia. Ko logro correlacionar histogramas de fuerza de los impactos que se producen en los soportes de los tubos con la interacción dinámica entre ambos, tal como se muestra en la figura 16.

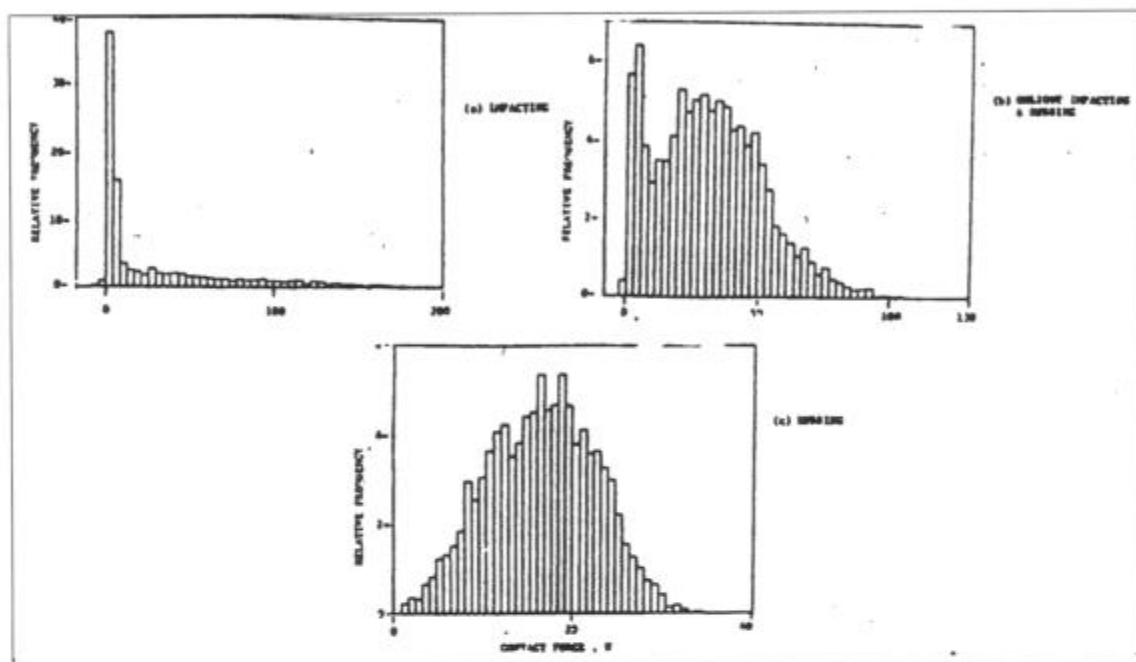


Figura 16: Histogramas de fuerza para los distintos tipos de interacción tubo/soporte [17].

Los histogramas mostrados en la fig. 16 fueron elegidos para representar la distribución de probabilidades de niveles de fuerza de contacto para los tres tipos de movimiento sobre cualquier ciclo de excitación. El primer gráfico (a) representa el típico histograma de movimiento del tubo donde prevalecen condiciones de impacto, en donde los niveles de fuerza cercanos a cero resultan los mas probables, con muy poca ocurrencia para los picos grandes de fuerza. Esto se explica porque durante la mayor parte del tiempo, el tubo se mantiene sin contacto con el soporte. En el otro extremo, un histograma como el mostrado en (c) es típico de un movimiento orbital circular o de fricción, que presenta un máximo en los niveles de fuerza intermedios, donde el tubo y el soporte se encuentran en contacto durante la

mayor parte del ciclo. Finalmente, una situación intermedia a la exhibida en (a) y (c) se muestra en (b), donde el histograma revela características de impactos seguidos de deslizamientos.

Sin embargo, la señal de fuerza resultante no permite diferenciar entre la componente tangencial o de corte, y la componente normal de la fuerza de impacto. En otro trabajo, Ko [12] realiza una nueva aproximación para correlacionar la tasa de desgaste y la fuerza de impacto, y le otorga particular significación a la relación entre la componente tangencial y la componente normal de la fuerza de impacto. Los datos de desgaste experimentales tenían una buena correlación con este parámetro existiendo una relación exponencial entre el desgaste y la "force function".

Frick, et al, (1984) definieron un parámetro denominado "Work Rate", que se obtiene de la integración de la componente normal de la fuerza de contacto, F , sobre la distancia real de deslizamiento, S :

$$\dot{W} = \frac{1}{t} \int F ds \quad (3)$$

Este parámetro combina la fuerza de contacto con el desplazamiento relativo y diferencia entre la fuerza normal y de corte al integrar sobre la distancia de deslizamiento.

Si expresamos la ecuación de Archard en forma de derivada podemos relacionarla con el "Work Rate" a través de una constante de desgaste. Resultados experimentales obtenidos por Fisher, et al, para el par de materiales Incoloy 800/Inconel 600 muestran esta relación lineal para valores del "Work Rate" menores de 100 mW (ver fig. 17).

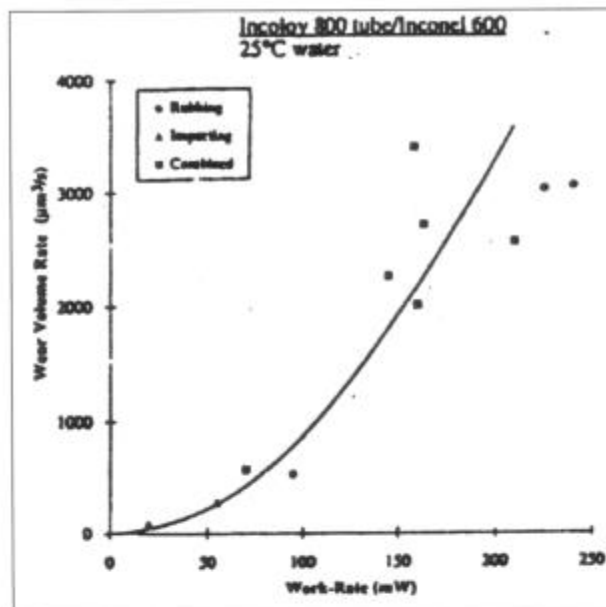


Figura 17: Valores de tasa de desgaste del par Incoloy 800 vs Inconel 600 en función del "work-rate" en agua y temperatura ambiente [3].

La teoría del "Work Rate", si bien no es definitiva como ley de predicción del desgaste producido por fretting/impacto, es la mas aceptada en la actualidad.

4) TIPOS DE DISPOSITIVOS EXPERIMENTALES UTILIZADOS EN FRETTING/IMPACTO

El típico dispositivo de prueba para estudiar la relación entre la tasa de desgaste y el Work Rate se muestra en la fig. 18.

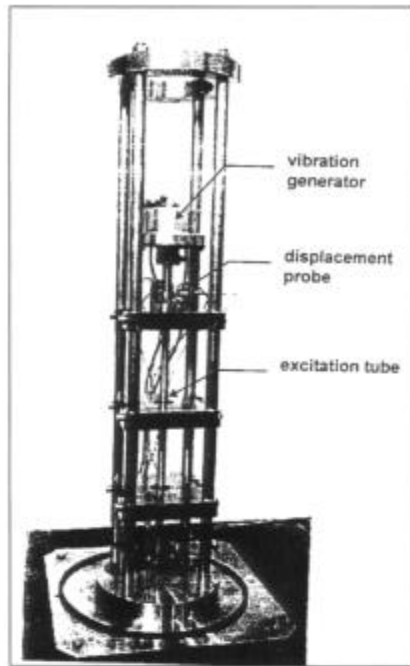


Figura 18: Típico dispositivo para analizar el desgaste por fretting/impacto [31].

El mismo cuenta con un tubo vertical excitado con un generador de vibraciones desde un extremo del mismo. La probeta que hace las veces de tubo de desgaste se mantiene sujeta al tubo de excitación y la probeta que hace de soporte es incorporada dentro de un ensamble montado sobre una plataforma instrumental. Se colocan allí transductores de fuerza piezoeléctricos para medir las fuerzas de impacto, y los movimientos relativos son medidos utilizando un par de sensores de desplazamiento. El generador de vibraciones, suele ser en muchos casos un motor paso a paso provisto de 2 masas m_1 y m_2 ubicadas en forma excéntrica. Una unidad de control las hace girar a una frecuencia común constante pero en sentidos opuestos. Los distintos movimientos impartidos al tubo de excitación se consiguen cambiando los parámetros de excitación al generador de vibración y/o la posición relativa entre el tubo y el soporte [31].

También se suele utilizar como generador de vibraciones un excitador electromagnético, que consta de bobinas excitadoras. La corriente de estas bobinas esta directamente vinculada al

nivel de fuerza de excitación. Para ello se excita al tubo fuera de la resonancia y se determina la fuerza en el extremo libre.

La figura 19 muestra un corte transversal del tubo y su soporte, indicándose la luz diametral y las componentes normales y tangenciales de la fuerza de impacto en la zona de contacto.

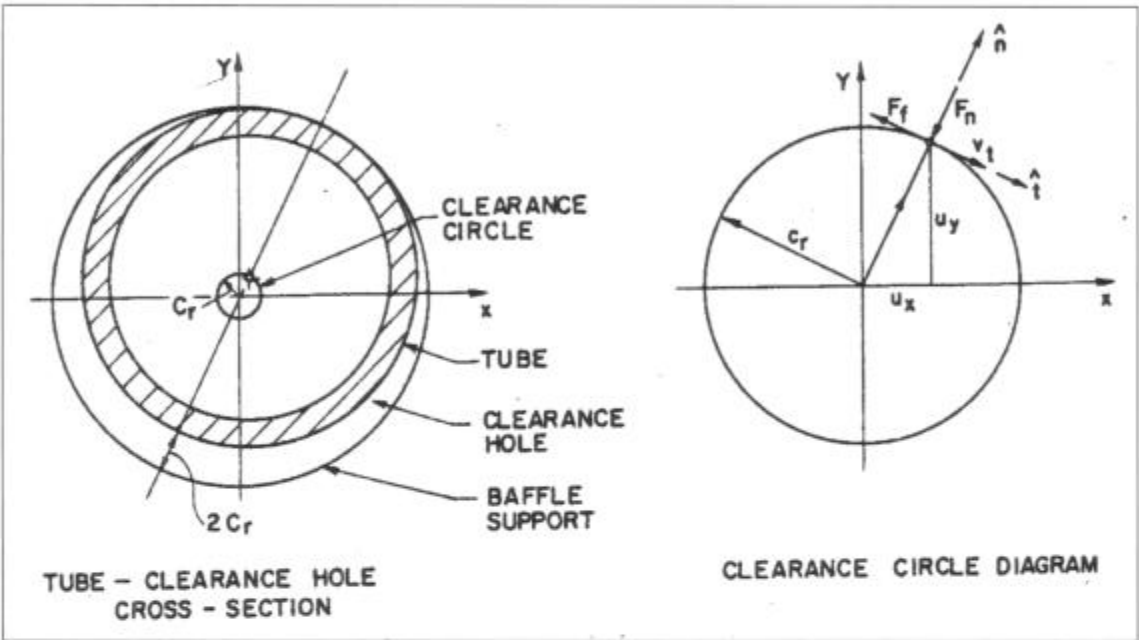


Figura 19: Esquema que muestra la disposición del tubo y soporte, indicándose la luz diametral y las fuerzas de contacto [14].

Otros elementos que se toman en cuenta para el análisis del tipo de interacción entre el tubo y el soporte son las órbitas descritas por el movimiento del tubo dentro del soporte, y todo este análisis se realiza en correspondencia con los datos experimentales de las fuerzas de impacto en las 2 direcciones perpendiculares (figs.20 y 21).

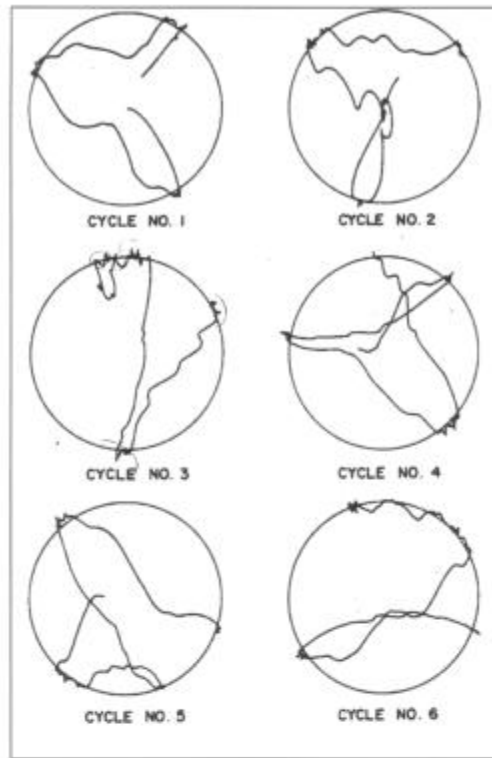


Figura 20: Trayectoria del tubo dentro del soporte para 6 ciclos, indicándose además la luz diametral [14].

La figura 20 muestra, a modo de ejemplo, un total de 6 ciclos para una frecuencia de excitación de 15 Hz. El movimiento del tubo esta caracterizado por periodos de contacto con el anillo y periodos de libre vuelo. Durante el contacto el tubo oscila radialmente y desliza a lo largo de la circunferencia. El seguimiento de la trayectoria del tubo, en conjunción con los registros de fuerza de los sensores, permite determinar en que lugares de la trayectoria hubo contacto entre el tubo y el soporte. Esto posibilita poder estimar el tiempo de contacto y la amplitud de deslizamiento, y en consecuencia, el tipo de interacción presente. Esto es, para pequeñas amplitudes de deslizamiento, menores a $10\text{ }\mu\text{m}$ [32], con breve contacto, la interacción presente se puede tipificar como impacto con poco deslizamiento. Por el contrario, para una amplitud de deslizamiento mayor a $10\text{ }\mu\text{m}$, con tiempos de contacto más prolongados, el tipo de interacción se podría tipificar de impacto con alto deslizamiento.

Además, el análisis de la trayectoria del tubo permite revelar si se produce un cambio en el sentido del movimiento de deslizamiento del tubo contra el soporte.

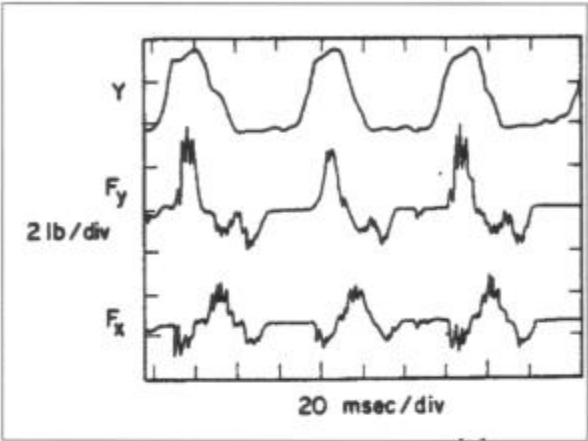


Figura 21: Fuerza de impacto en las 2 direcciones perpendiculares [14].

CAPITULO II: TRABAJO EXPERIMENTAL

1) CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS ENSAYOS

Tal como se señalo en el capitulo I, existen dificultades en torno a la determinación de los mecanismos actuantes en el desgaste por fretting/impacto en los tubos de GV y en las vainas de elementos combustibles, y en consecuencia, a la predicción de la vida útil de los mismos cuando el desgaste esta originado en vibraciones inducidas en fluidos. Esta complejidad se origina en la interacción de las muchas variables que afectan el proceso (compatibilidad entre los materiales de los tubos y los soportes, condiciones de contacto y de carga, condiciones del medio, luz entre el tubo y los soportes, etc.) y por lo tanto, la predicción del desgaste por fretting/impacto requiere:

1-aproximaciones experimentales del daño producido por fretting/impacto para la combinación de materiales de interés y medio ambiente específico.

2-la formulación de un mecanismo de daño por fretting/impacto aun no totalmente definido.

Dadas las dificultades antes señaladas, resulta necesario evaluar la tasa de desgaste a que se ven sometidos los tubos y sus soportes por medio de formulaciones semiempiricas. El presente trabajo experimental se desarrollo tratando de satisfacer el primer requerimiento, en especial en lo que concierne a la interacción dinámica entre ambos componentes. Queda como objetivo adicional, la validación y ajuste de un modelo teórico a partir de los resultados experimentales. Dicho modelo tiene como estructura matemática a las ecuaciones de movimiento del tubo, y se resuelve la no-linealidad producida por el impacto del tubo contra su soporte a partir de la generación de dos modos lineales.

En este trabajo experimental se determino la **constante de desgaste k_d** para el par de materiales a ensayar que simulaban al tubo y su soporte. En estos ensayos se utilizo la teoría del Work Rate para la determinación del valor de dicha constante.

Básicamente, cada ensayo de desgaste consiste en someter a un par de probetas que simulan la geometría de la vaina y su soporte a una interacción dinámica del tipo existente en los elementos combustibles. Para este propósito se imprime a la probeta que simula el tubo a una excitación de tipo electromagnética, que le proporciona distintos tipos de movimientos oscilatorios.

En principio, el dispositivo está diseñado para poder analizar la influencia en la tasa de desgaste y, en consecuencia, en el **work-rate**, de los parámetros que se señalan a continuación:

- Luz diametral entre el soporte y el tubo
- Intensidad de la fuerza de interacción entre el tubo y el soporte
- Tipo de interacción entre el tubo y el soporte. Con esto queremos significar si el tipo de impacto es puro o es un impacto oblicuo seguido de deslizamiento.
- frecuencia de vibración del tubo
- par de materiales utilizados para las probetas.
- posición del tubo respecto al soporte; esto en principio determinaría una órbita centrada o descentrada; si la órbita es descentrada, se debe especificar el **gap** entre ambas probetas en condiciones estáticas, es decir, antes de comenzar a ensayar.

En cada uno de estos ensayos, se fijan previamente los valores de estos parámetros, que determinan, por lo tanto, condiciones específicas en los mismos. Para determinar la tasa o velocidad de desgaste V_d de ambas probetas se tiene en cuenta el peso de ambas al comienzo y al final de cada ensayo y el tiempo que duro el mismo. Por otra parte, con los datos de los valores de fuerza de impacto y desplazamiento del tubo, respectivamente, se calcula el Work-Rate de cada ensayo. El cociente entre ambas magnitudes determina la constante de desgaste k_d para el par de materiales ensayado:

$$k_d = \frac{\dot{V}_d}{\dot{W}} \quad (4)$$

donde, k_d se mide en Pa^{-1} , $\dot{V}_d$ se suele expresar en mm^3/seg y $\dot{W}$ en Nmm/seg .

Los ensayos sobre ambas probetas se suelen practicar sobre el mismo material, pero también sobre materiales distintos. En todos nuestros ensayos, el material utilizado para el tubo y el soporte fue el Zircaloy-4.

2) EQUIPAMIENTO UTILIZADO

Los ensayos de desgaste se realizaron en el dispositivo mostrado en la figura 22, diseñado y construido por integrantes del grupo de Estudio y Ensayo de Componentes Estructurales de la CNEA. En él, se montan las probetas que simulan al tubo y su soporte; ambas probetas tienen geometría cilíndrica.

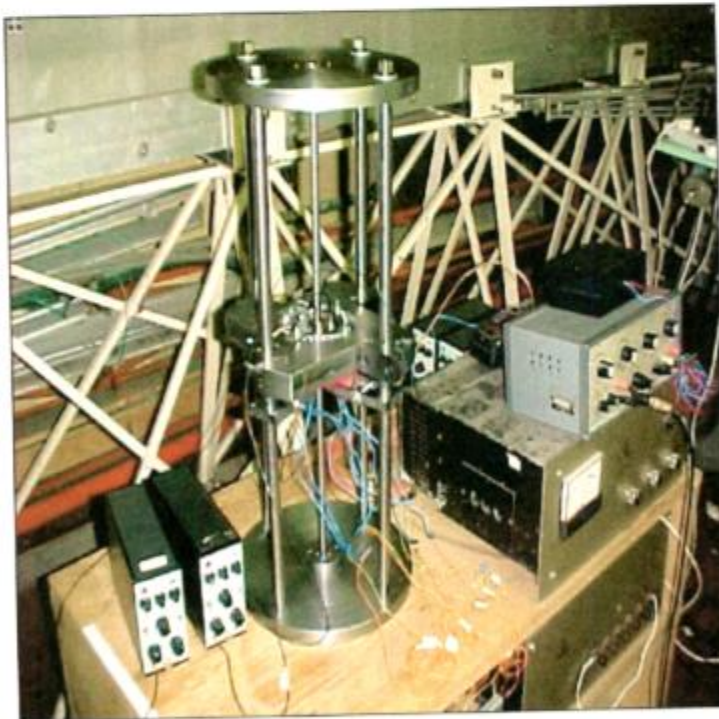


Figura 22: Dispositivo utilizado para realizar los ensayos de fretting/impacto.

La probeta que hace las veces de soporte tiene forma anular; su diámetro interior es el único parámetro geométrico que varía en los distintos ensayos (ver fig. 23). De esta forma, se obtienen las distintas luces diametrales para los distintos ensayos. La luz diametral es la diferencia entre el diámetro interior de la probeta soporte y el diámetro exterior de la probeta tubo. La probeta soporte tiene 27 mm de diámetro exterior y 25 mm de alto. Las probetas que hacen de tubo tienen todas las mismas dimensiones; 48 mm de largo, 11.9 mm de diámetro exterior y 0.6 mm de espesor.



Figura 23: probetas utilizadas para los ensayos de fretting/impacto.

La probeta tubo se coloca en la parte central del mismo, adosada a una varilla de acero, sujeta en ambos extremos por dos platos de acero, el inferior y el superior, por medio de sendos rulemanes, que le permiten un movimiento de giro. El montaje de todo este cuerpo tubo-varilla es vertical.

La probeta que hace de soporte se instala dentro del plato central, de forma tal que en su orificio central queda situada la que hace de tubo. Esta probeta se fija firmemente a la

estructura del dispositivo, a través de 4 orificios roscados, practicados en su parte externa y situados a 90^0 , y en donde se ubican 4 sensores de fuerza piezoeléctricos.

Dichos sensores quedan firmemente aprisionados entre la probeta y la estructura del dispositivo.

Por ultimo, para pesar ambas probetas al inicio y final de cada ensayo, se utilizo una balanza electrónica de precisión, marca Mettler, modelo AE 240, con dos rangos o alcances; de 0 a 20 gr con precisión de 10^{-2} mg, y de 0 a 200 gr con precisión de 10^{-1} mg.

2.1) Dispositivo de excitación

La luz diametral existente entre el soporte y el tubo permite a este ultimo un movimiento bidimensional, en el plano horizontal. Este movimiento en el tubo es producido por 4 bobinas excitadoras, de aproximadamente 1 Hy de autoinductancia. Cada una de estas bobinas se montaron sobre las cuatro columnas del dispositivo, ubicadas a 90^0 entre si, de forma tal de poder desplazarlas verticalmente a lo largo de cada columna, y también desplazarlas radialmente, a fin de poder variar su distancia al eje del dispositivo, donde esta montada la varilla del material ferromagnetico, a la cual se excitara electromagnéticamente. Con estos dos grados de libertad en el movimiento de las bobinas se pueden, en principio, conseguir distintas configuraciones de las 4 bobinas para obtener distintos modos de excitación de la varilla central. Se procura que las bobinas están firmemente sujetas a la estructura del dispositivo, para de esta forma poder maximizar el movimiento de la varilla a través de esta interacción.

Estas 4 bobinas son alimentadas por un generador de señales marca Monfrini, que puede generar señales de distinto tipo de forma, como por ejemplo, ondas cuadradas y senoidales, y en un rango de frecuencias desde 0,1 Hz hasta 100 khz. Estas señales son amplificadas con un

Amplificador de audio marca Holimar de 750 watt de potencia de respuesta lineal entre 1 Hz y 15000 Hz (fig. 24).

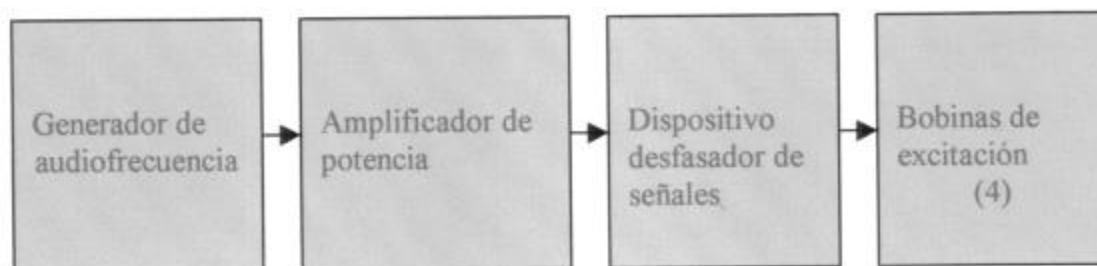


Figura 24: Distintas etapas del dispositivo utilizado para excitar al tubo.

Finalmente, para lograr los distintos modos de impacto entre el tubo y el soporte, se trato de imprimir distintos modos de vibración al tubo, desde un movimiento oscilatorio cuasi rectilíneo, en donde prevalecen condiciones de impacto puro, hasta un movimiento cuasi circular, donde prevalecen condiciones de deslizamiento. Para este fin, se diseño y construyo un dispositivo electrónico, que, intercalado entre el amplificador y las bobinas, produce un desfase en las corrientes que alimentan a cada una de las bobinas. Este desfase permite alimentar en forma secuencial a las bobinas y de esta manera controlar el movimiento de giro de la varilla.

2.2) Detección y Procesamiento de las señales

La fuerza de impacto entre el tubo y el soporte es detectada por 4 sensores piezoeléctricos ubicados perpendicularmente entre si. Cada sensor detecta solamente la componente normal de la fuerza de impacto. Por este motivo es que se necesitan 4 sensores ubicados de a pares y en oposición, de forma tal que el par de sensores en oposición registra solamente la componente en dicha dirección. Esto sensores de marca Bruel & Kjaer (B&K), modelo 8200, poseen las siguientes características: rango lineal de frecuencia: de 0 a 10 kHz; sensibilidad de

carga $\approx 3,96$ pC/N; peso: 25 g; rango de temperatura: -200°C a 200°C . La señal de estos sensores es adaptada por amplificadores de carga B&K; modelo 2635 con un rango de frecuencias en fuerza de 0,2 Hz a 100 kHz (filtro pasabajo posicionado en 1 kHz).

Para registrar la órbita dentro del tubo se utilizaron dos sensores de desplazamiento que funcionan bajo el principio de las corrientes de Eddy. El extremo de la sonda del sensor encierra una bobina de alambre, que irradia una señal de alta frecuencia del excitador, hacia una placa detectora como un campo magnético. La salida del excitador es una tensión continua que representa la intensidad del campo. Cuando una superficie conductora se aproxima a la bobina, las corrientes de Eddy son generadas sobre la superficie de la placa, con lo cual disminuye la intensidad del campo resultando en una disminución en la tensión de salida del excitador. Estos dos sensores de marca SKF contienen los siguientes elementos: una sonda de corrientes de Eddy modelo CMSS68; un Cable de Extensión CMSS958 y un Excitador CMSS668 con las siguientes características: rango de utilidad 105 mils; sensibilidad: 200 mV/mil; $\pm 5\%$ de 200 mV/mil; rango de frecuencia: 0 a 10 kHz; rango de temperatura de operación: -34 a $+177^{\circ}\text{C}$. Cada sensor registra la componente de la trayectoria del tubo en la dirección donde está montado. Por esta razón, se colocan 2 sensores en direcciones perpendiculares. La composición posterior de estos dos registros de movimientos permite reconstruir la trayectoria real del tubo.



Figura 25: Vista de los sensores de fuerza y desplazamiento utilizados durante los ensayos.

Finalmente, el equipamiento de la interfase que permite visualizar en PC sobre una pantalla en forma on-line las señales registradas por los sensores de fuerza y desplazamiento es el siguiente: dispositivos modelos SCXI 1200, SCXI 1141 y SCXI 100DC de National Instruments. Los mismos cuentan con un Modulo de multiplexeado que permite la comunicación de los dispositivos SCXI con el PC y Chasis con entorno de bajo-ruido para acondicionamiento de señales. Se utilizo un filtro pasabajos como acondicionador de las señales de salida de los transductores de fuerza y desplazamiento, cuyas características principales son; canales usados: 6; rango de voltajes: -5 a 5V; filtro pasabajos de frecuencia (seleccionado por software): 1000 Hz. Para la adquisición de datos, se ha desarrollado un programa específico, utilizando como lenguaje de programación el software provisto por National Instruments: LabView. Las características mas salientes de esta programa desarrollado son; visualización on line de señales; puntos por muestreo por canal, seleccionable en un rango de 1 a 4500 puntos; tiempo de muestreo: 1s. Este software permite

componer las señales de fuerza y desplazamiento en el dominio temporal y en el de frecuencias. Otra de las posibilidades que brinda el Software el de poder seleccionar el tiempo de muestreo de las señales.

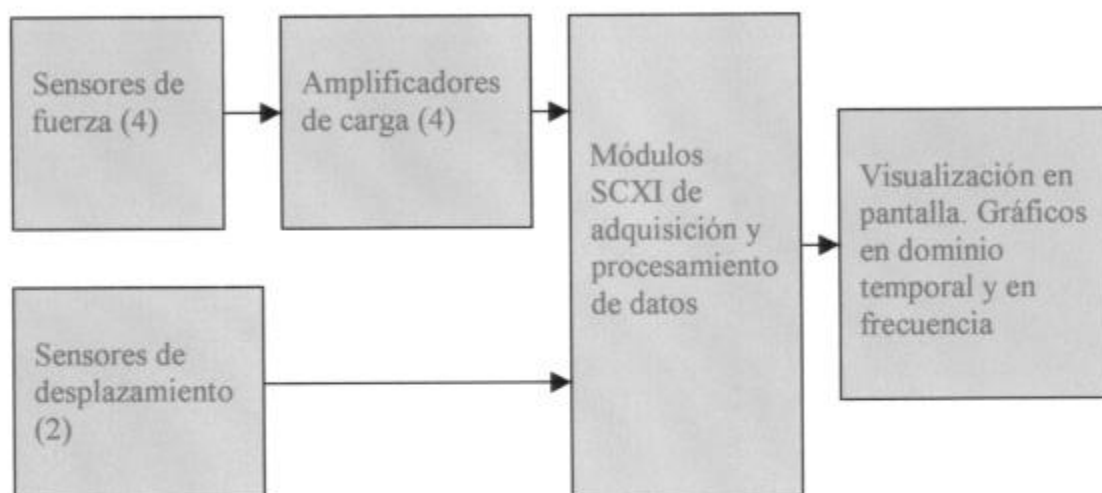


Figura 26: Etapas en la detección y procesamiento de las señales de fuerza y desplazamiento.

3) CALCULO DEL WORK-RATE

Según la definición dada en (3, cap.I):

$$\dot{W} = \frac{1}{T} \int F_n d_s \quad (5)$$

$\dot{W}$ representa la velocidad de disipación de energía debido a la interacción entre el tubo y el soporte. Esta energía es disipada a través de la fricción entre el tubo y el soporte. T es el tiempo total de ensayo; F_n es la fuerza normal a la superficie de contacto y d_s es la distancia real de deslizamiento entre el tubo y el soporte.

Si nos atenemos a la expresión (5) para la determinación de $\dot{W}$, es evidente que obtendríamos, dentro de los márgenes de indeterminación en los valores de F_n y d_s , la mejor estimación del $\dot{W}$ para un dado ensayo. Pero el calculo efectuado respetando en forma estricta la definición

de W implicaría tener que realizar una sumatoria de todos los valores del producto $F_n d_s$ durante el tiempo total de ensayo. Los ensayos suelen demandar varias horas, en el mejor de los casos, y por lo general, varios días. Esto significaría tener que recolectar una cantidad excesivamente grande de datos en dicho tiempo para poder ser procesada adecuadamente. Por este motivo, esta forma directa de calculo, si bien es optima, es absolutamente impracticable.

El criterio que se decidió adoptar para estimar el W de cada ensayo fue el siguiente; a intervalos regulares de tiempo, se obtienen muestras durante 1 segundo de los valores de fuerza y posición de impacto. Si la frecuencia de excitación es f_e , entonces cada muestra contendrá f_e órbitas. Luego, se seleccionan distintas órbitas de la muestra y se suman los productos $F_n d_s$ correspondientes a cada órbita. Se realiza un promedio de estas sumas orbitales y se lo multiplica por f_e ; se obtiene así una estimación del **work-rate** para dicha muestra. Este procedimiento se repite para todas las muestras que fueron obtenidas en dicho ensayo. De esta forma, obtendremos para cada ensayo un conjunto de valores de W representativo de cada muestra. Finalmente, con el promedio de estos últimos valores obtenemos el W estimado para dicho ensayo.

3.1) Estimación de los valores de fuerza normal y deslizamiento

La figura 27 muestra la disposición de los sensores de fuerza y desplazamiento en el plato central del dispositivo de fretting.

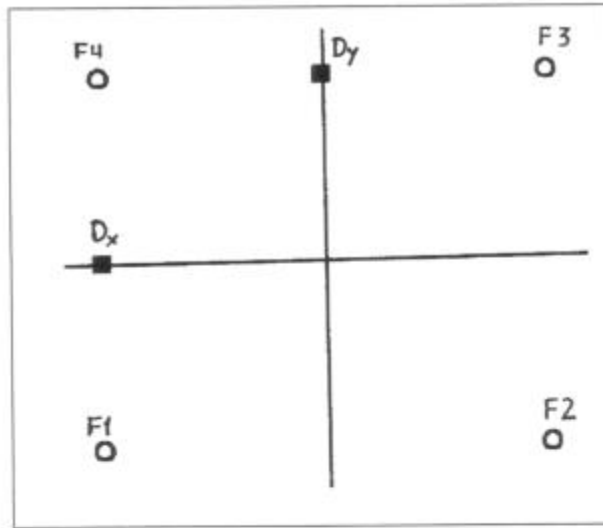


Figura 27: Esquema que muestra la ubicación de los sensores de fuerza (O) y de desplazamiento (■).

Como se puede apreciar de la figura, los sensores de fuerza están posicionados a 45° respecto a los sensores de desplazamiento. Se analizara, a modo de ejemplo, como estimar los valores de F_n y deslizamiento para la órbita mostrada en la fig. 28.

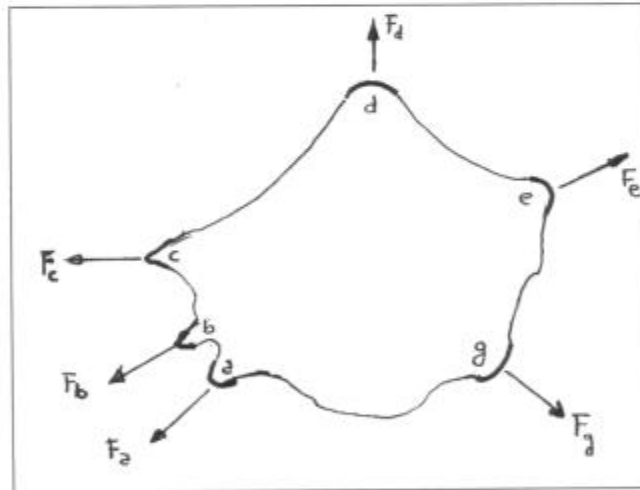


Fig. 28: Ejemplo de una órbita mostrando 6 zonas de contacto.

Como primer paso en el análisis de cualquier órbita, se debe tratar de localizar los puntos o zonas donde hubo contacto. Para ello se recurre a examinar los gráficos temporales de fuerza de impacto proporcionados por los 4 sensores de fuerza respectivos, observando los puntos o

intervalos temporales en donde se registro fuerza, y luego se trata de ubicar las correspondientes posiciones en la trayectoria que define la órbita. Para la figura de este ejemplo, se localizaron 6 zonas de contacto entre tubo y soporte. Como los sensores de fuerza registran únicamente la componente normal de la fuerza de impacto, podemos observar entonces, que a las zonas "a" y "b", el valor de fuerza normal que debería asignársele seria el brindado por el sensor ubicado en la posición "1", pues es el mas próximo a dichas zonas. Análogamente, en las zonas "e" y "g", los impactos fueron registrados respectivamente por los sensores 3 y 2, que son los que se ubican mas próximos a las mismas. En cambio, como la zona "c" se encuentra entre los sensores 1 y 4, la fuerza normal en dicha zona se estima como resultante de los valores proporcionados por dichos sensores. De forma similar, a la zona "d" se asigna la resultante de los sensores 3 y 4 como valor de fuerza normal.

4) PRUEBAS PRELIMINARES

Son pruebas que se realizaron con el dispositivo de fretting antes de comenzar con los ensayos sobre las probetas. En estas pruebas se trato de encontrar aquellas frecuencias para las cuales la varilla central del dispositivo vibrara en resonancia con la frecuencia de excitación. Simultáneamente, se posicionaron las bobinas excitadoras a lo largo del eje vertical para el mismo fin. Se colocaron entonces 2 acelerómetros mutuamente perpendiculares y a mitad de tramo sobre la varilla central para registrar el movimiento vibratorio de la varilla. Para localizar estas frecuencias, se monitoreo el movimiento de la varilla, observando que estuviera en resonancia y con el menor contenido posible de armónicos. Esta exigencia se trato de conseguir para distintos valores de potencia suministradas por el dispositivo excitador. Se pudo localizar una sola frecuencia, de 17 Hz, que fue la que mejor cumplió con estos requisitos. La mejor posición de las bobinas excitadoras se consiguió al ubicarlas por

debajo del plato central, lo mas próximas posibles a la mitad de tramo de la varilla. Esta frecuencia de excitación se utilizo en todos los ensayos.

5) EVALUACION EXPERIMENTAL DE LA CONSTANTE DE DESGASTE

La evaluación experimental de la constante por fretting/impacto utilizando la teoría de work rate se realizo sobre el par de materiales de Zr-4. Todos los ensayos se realizaron en aire y a temperatura ambiente y sin ningún tipo de precarga sobre el tubo. Para la medición del peso del tubo y soporte al inicio y termino de cada ensayo, se procedió previamente a una limpieza cuidadosa de ambos, y a un secado en aire caliente, para eliminar cualquier traza de grasitud y humedad que pudiera alterar el valor medido. Para la determinación del peso de ambas probetas, se utilizo el rango de 0 a 200gr. Se repitieron 3 veces las mediciones sobre cada probeta, a fin de asegurar la estabilidad en la medida del peso.

Una vez que se determino el **work-rate** de cada ensayo, con su error, se procedió a calcular la constante de desgaste del material correspondiente al mismo. Como el material utilizado tanto para el tubo como para el soporte fue Zr-4, resulta entonces:

$$k_d = \frac{\Delta m * 10^{-6}}{6,6 * T * W} \quad (6)$$

donde T se mide en seg. , Δm en mg y W en Nmm/s y 6,6 es el peso especifico del Zr-4 en gr/cm^3 . El factor 10^{-6} se coloca para que las unidades de k_d estén expresadas en Pa^{-1} .

Los primeros cuatro ensayos se efectuaron en probetas donde la luz diametral fue 0,38 mm. El primer ensayo se utilizo primordialmente para estimar el tiempo de ensayo que seria necesario utilizar en los ensayos subsiguientes. Cabe aclarar que, a fin de obtener datos comparables de la constante de desgaste de los materiales para diversas condiciones de

ensayo, es necesario normalizar el tiempo de ensayo, ya que el valor de la constante depende del mismo. En este primer ensayo, que duro 100 horas, se registro muy poca perdida de material, tanto en el tubo como en el soporte, por lo que se decidió extender durante mas tiempo todos los ensayos subsiguientes. En todos los ensayos subsiguientes se fijo el tiempo en 200 horas.

El segundo ensayo se realizo con las mismas probetas que el anterior. A pesar de haberse ensayado durante 200 horas, se volvió a registrar muy poca perdida de peso en el tubo. Sobre la probeta soporte, a pesar de haberse producido marcas de desgaste, la perdida de peso fue demasiado pequeña para ser detectada por la balanza. Por otra parte, se observo, luego de la instalación de las probetas, una movilidad muy reducida del tubo, la cual se verifico en las correspondientes órbitas de las muestras registradas. La figura 29 muestra una de estas órbitas.

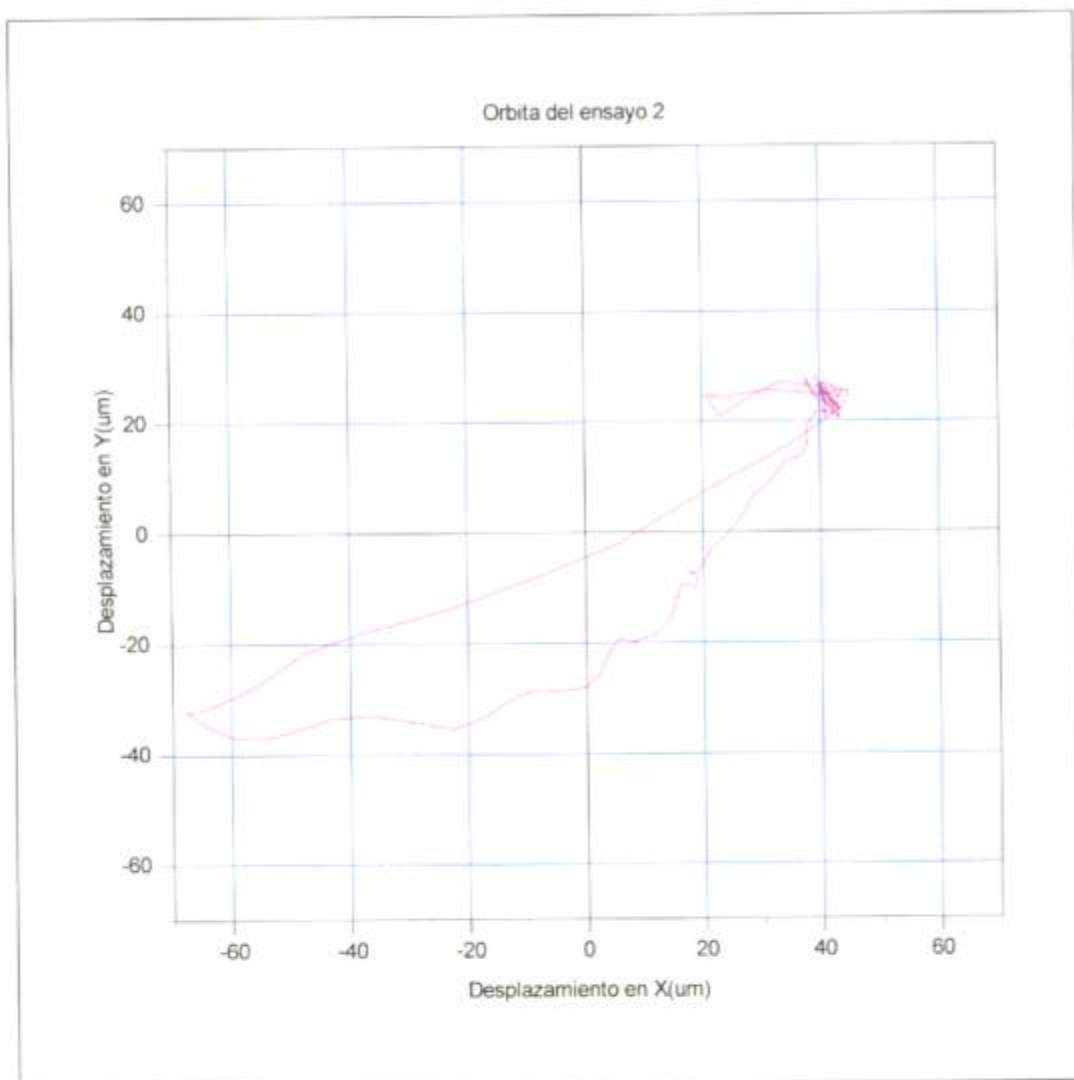


Figura 29: Órbita registrada en el segundo ensayo, con luz diametral de 0,38 mm (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 4,38\text{N}$).

Se puede verificar, de los valores de posición de la órbita muestreada, la poca movilidad del tubo, con valores máximos de excursión mucho menores que la luz diametral, de 0,38 mm.

A continuación se puede observar de las siguientes figuras un registro de las fuerzas de impacto muestreadas y un histograma del valor cuadrático medio de la fuerza resultante.

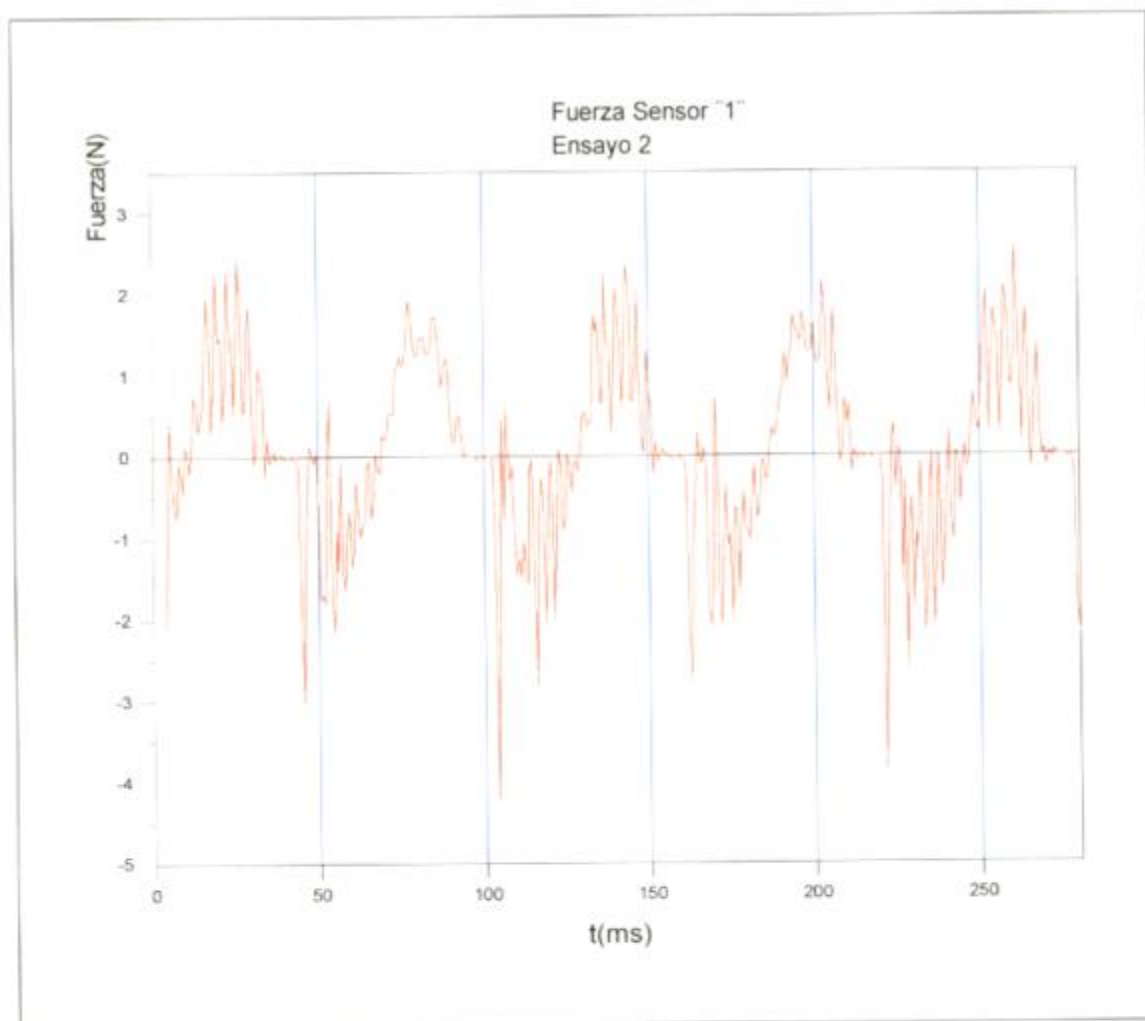


Figura 30: Fuerzas de impacto registrada por el sensor en la posición "1" para el ensayo 2 (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 4,38\text{N}$).

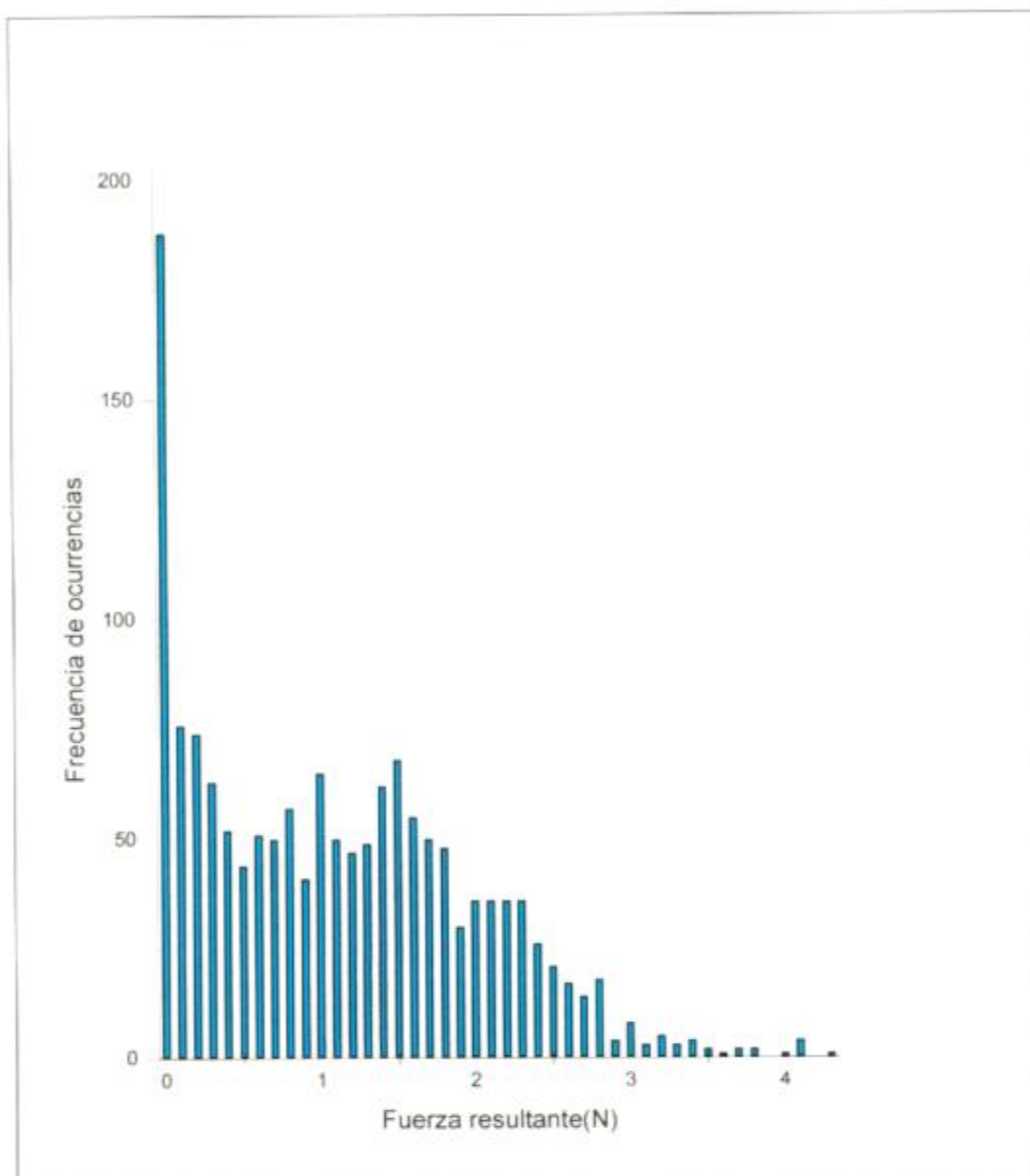


Figura 31: Histograma de la fuerza resultante en el segundo ensayo (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 4,38\text{N}$).

El tercer ensayo se realizo bajo las mismas condiciones que el anterior, procurando conseguir una mayor movilidad del tubo. Se utilizo otra probeta para el tubo, pero se utilizo la misma probeta soporte para mantener la misma luz diametral del ensayo anterior. El amplificador, al igual que en el ensayo anterior, fue empleado en la máxima potencia. Efectivamente, el tubo alcanzo una mayor movilidad, apreciable a simple vista y confirmada por la observación de

la órbita. La razón de esta diferencia respecto al ensayo anterior, se explica por el hecho de haberse conseguido un mejor alineamiento en los ejes de ambas probetas. Se pudo alcanzar valores de desgaste lo suficientemente apreciables, tanto en el tubo como en el soporte. De las distintas muestras obtenidas se pudo verificar la estabilidad de la órbita, y a continuación se pueden observar, en las siguientes figuras, una de las órbitas registradas, la fuerza de impacto y el histograma de la fuerza resultante de este ensayo.

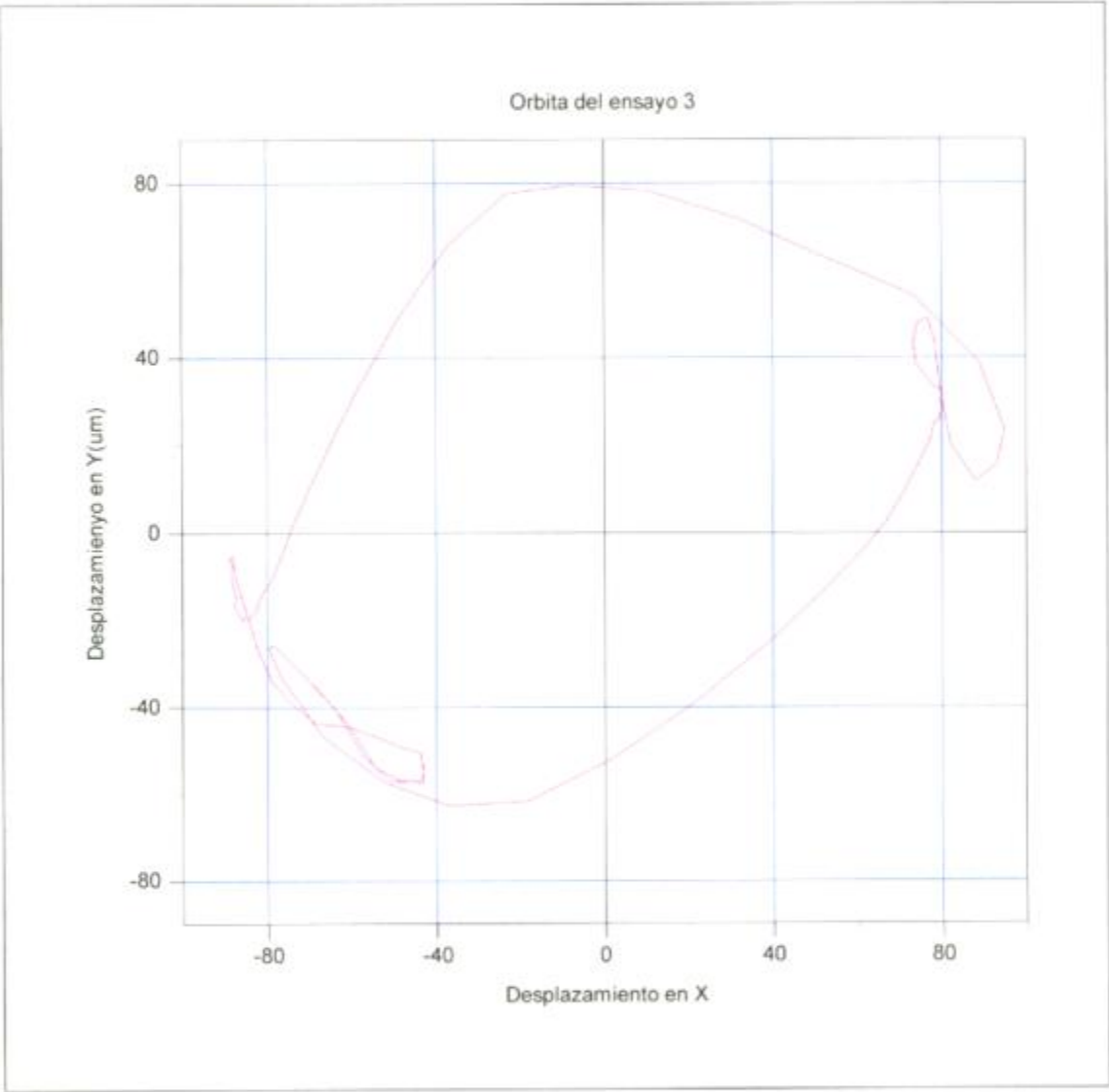


Figura 32: Órbita registrada en el ensayo 3 (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 4,65\text{ N}$).

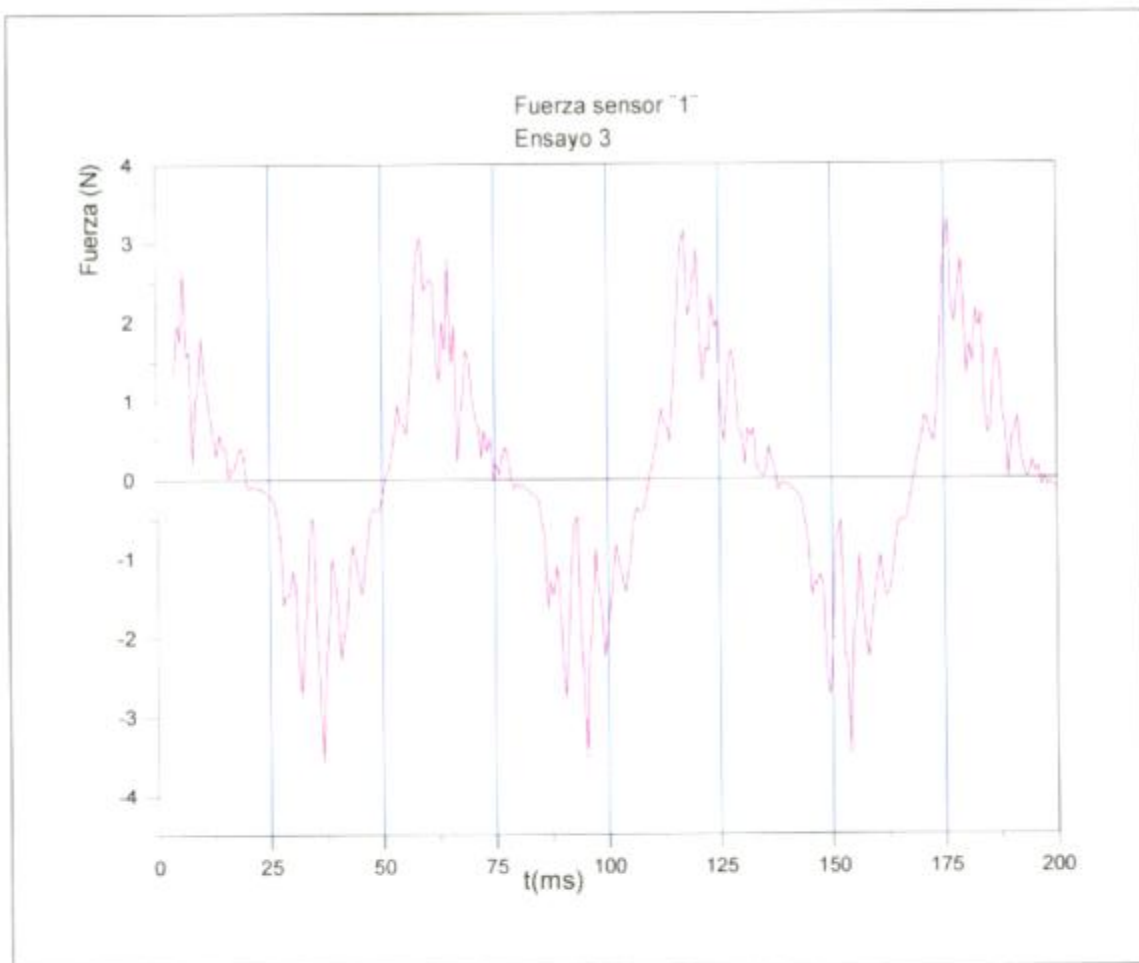


Figura 33: Fuerza de impacto registrada por el sensor en la posición "1", en el ensayo 3 (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 4,65\text{ N}$).

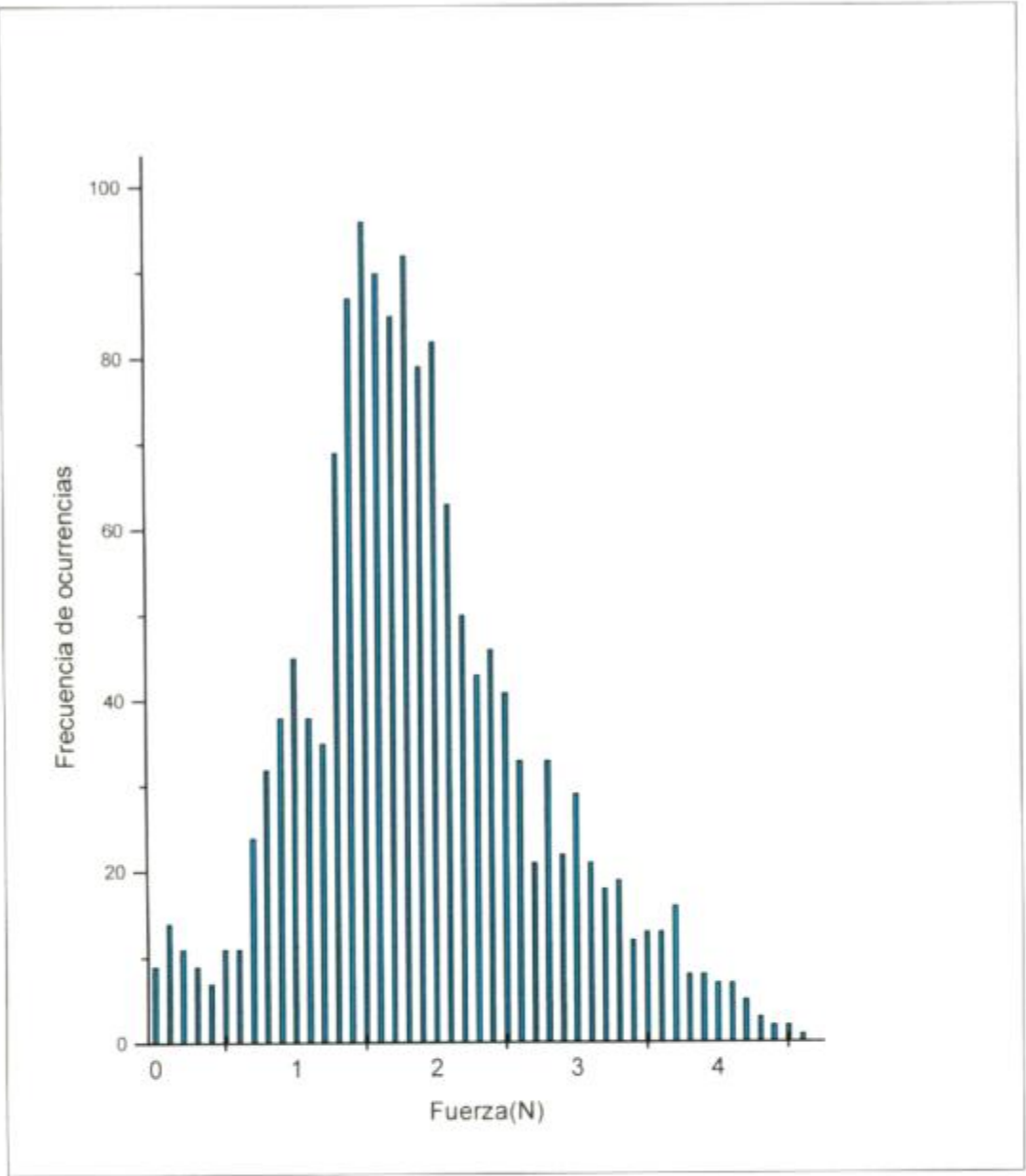


Figura 34: Histograma de fuerza resultante del ensayo 3 (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 4,65\text{ N}$).

Para el cuarto ensayo se repitieron las condiciones del anterior, es decir, igual luz diametral, igual fuerza de impacto y tipo de órbita. El propósito fue verificar si se obtenían valores similares de desgaste para ambas probetas.

Sobre la probeta soporte se registro un desgaste similar que el producido en el anterior ensayo, pero el desgaste producido sobre el tubo resulto mucho menor al registrado en el tercer ensayo. En la bibliografía se indican experiencias similares, realizadas bajo las mismas

condiciones, donde señalan importantes discrepancias en los valores de desgaste obtenidos [7].

Hay que destacar que, si bien esta serie de ensayos empleo el equipo a la máxima potencia, la intensidad de la interacción, cuantificada por el máximo valor de la fuerza resultante, cambio de un ensayo al otro. Dicha modificación fue notoria en el cuarto ensayo. Este hecho esta relacionado a una característica del dispositivo, en lo que respecta a la sensibilidad en la determinación de los parámetros, que será explicado en el siguiente capítulo. A continuación se muestra un registro de la órbita, de la fuerza de impacto y el histograma de la fuerza resultante del cuarto ensayo:

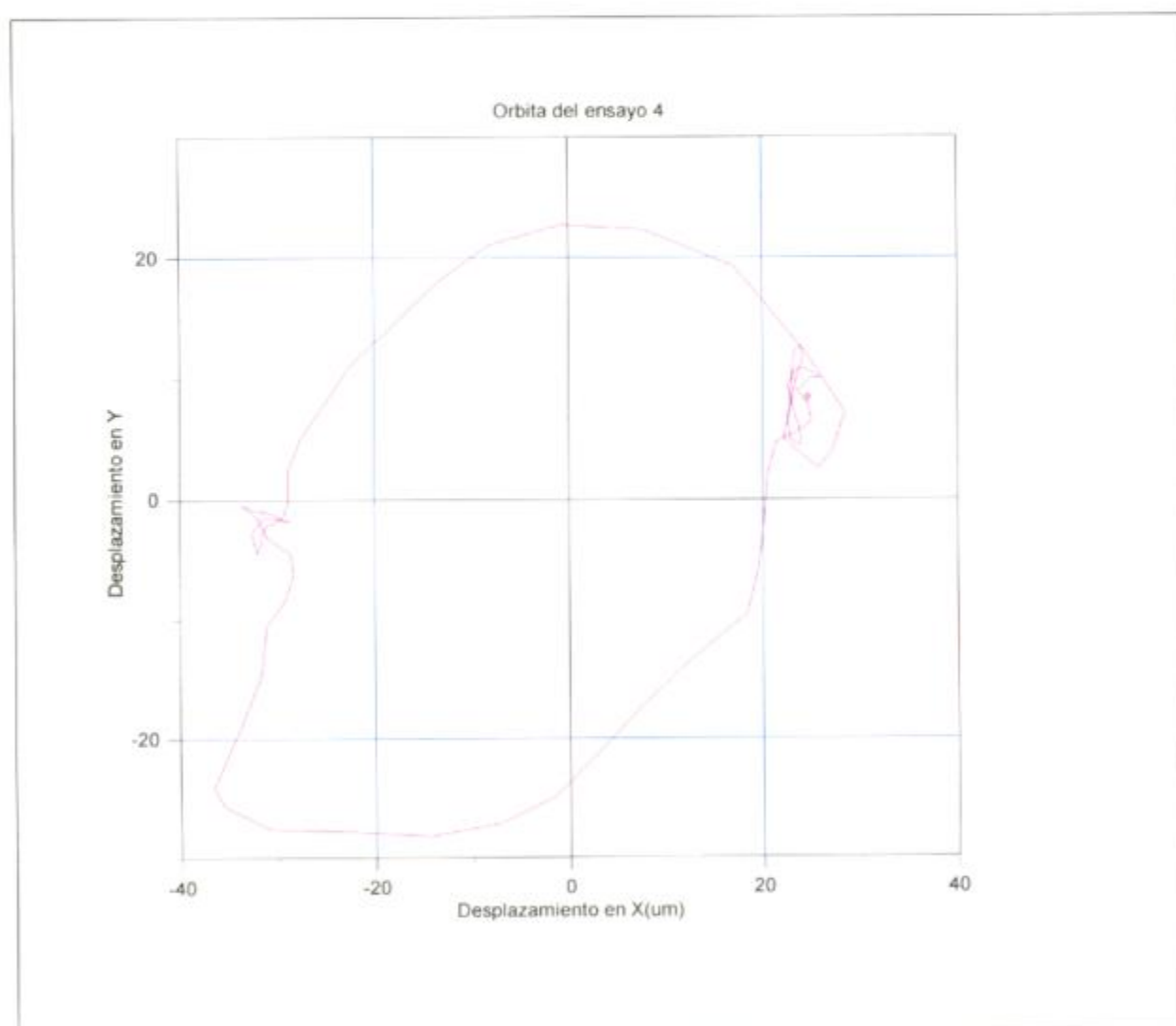


Figura 35: Órbita registrada durante el ensayo 4 (Luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 7,65\text{N}$).

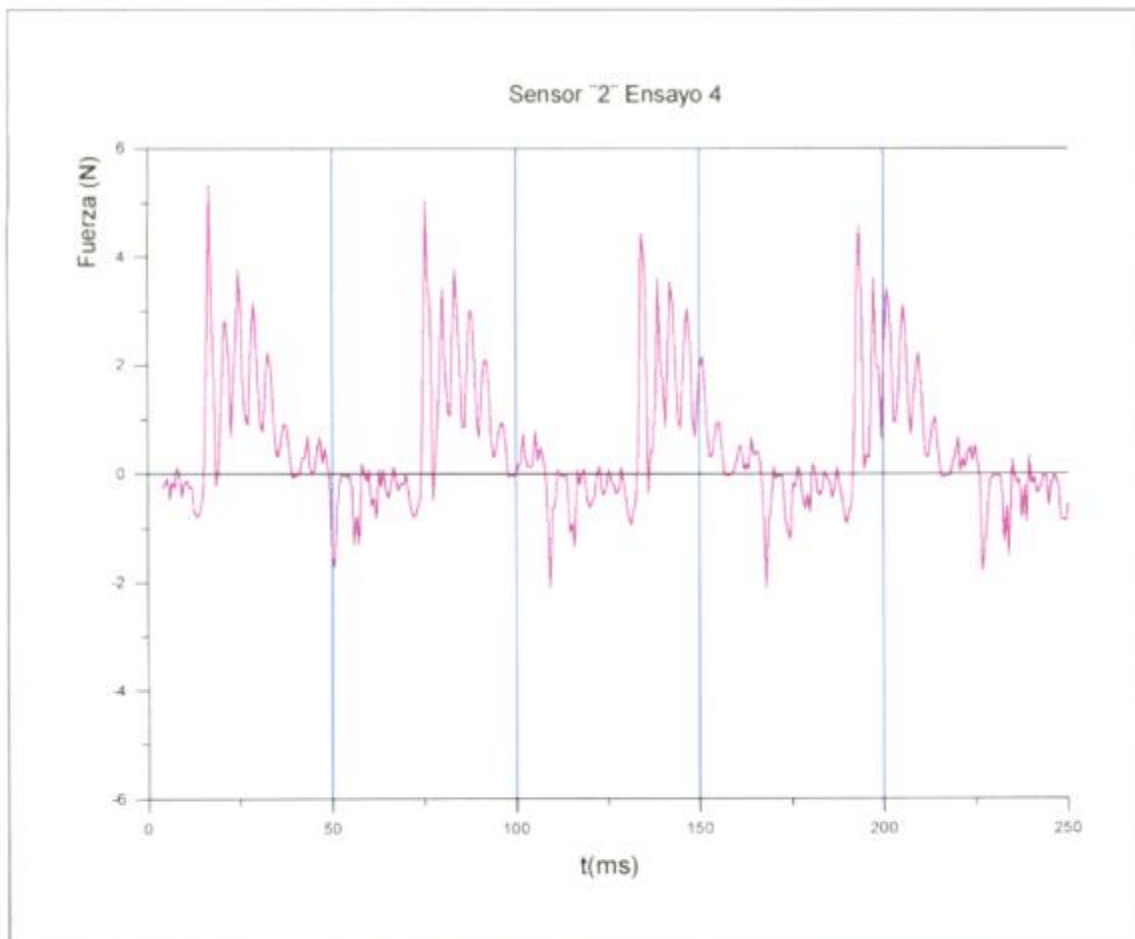


Figura 36: Registro de impactos del sensor en la posición "2" para el cuarto ensayo (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 7,65\text{N}$).

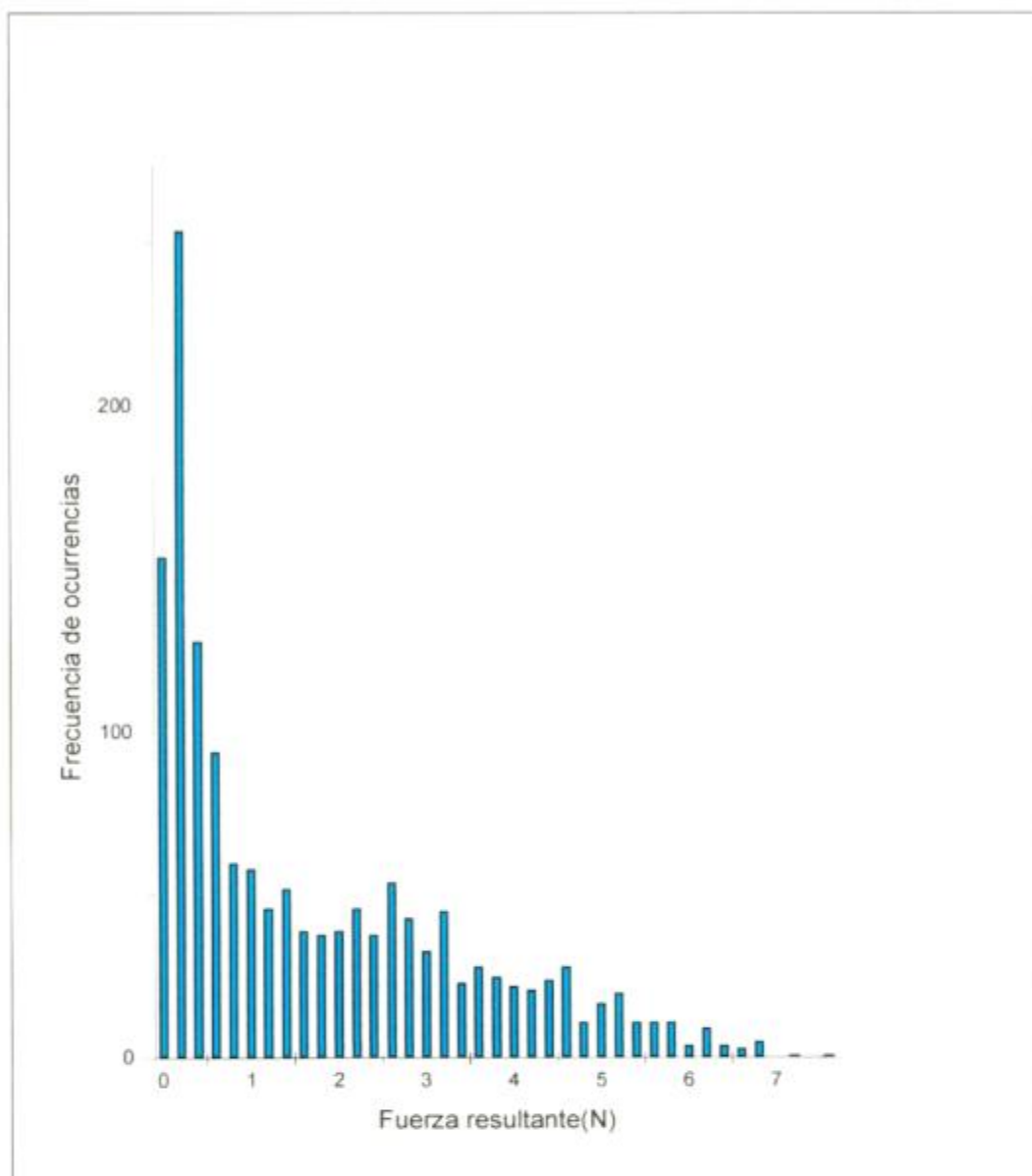


Figura 37: Histograma de la fuerza resultante para el cuarto ensayo (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 7,65\text{N}$).

En el ensayo 4 se observó además, de las distintas muestras obtenidas a lo largo del mismo, un cambio muy importante de la órbita, que derivó en una mayor amplitud de deslizamiento del tubo. Además, este cambio de la órbita estuvo aparejado con cambios en los registros de la fuerza de impacto, ya que hubo una modificación sustancial de las zonas de contacto, y en los valores del **work-rate** calculados. Esta circunstancia derivó en una mayor dispersión de dichos valores y de la **constante de desgaste k_d** . A continuación, se muestra en la siguiente

tabla, la luz diametral, la pérdida de peso medida para ambas probetas, el work-rate, el valor de la constante de desgaste calculado y la máxima fuerza de impacto. Hay que señalar que el valor de máxima fuerza de impacto indicado en tabla, correspondiente al cuarto ensayo, refiere a las condiciones existentes antes del cambio de la órbita. Dicha magnitud registra una disminución importante en la parte final de este ensayo, a 3,7 N, como consecuencia del cambio de órbita antes mencionado.

Nro. de ensayo	LuzØ (mm)	Pérdida de peso (mg)		Work Rate (Nmm/s)	Constante de desgaste (Pa ⁻¹)		Fuerza máxima resultante
		tubo	soporte		tubo	soporte	
2	0,38	0,4	0	4,71	1,8E(-14)	0	4,38 N
3	0,38	2,5	3,3	13,1	4,0E(-14)	5,3E(-14)	4,00 N
4	0,38	0,9	3,4	7,0	2,7E(-14)	1,0E(-13)	7,65 N

Tabla I: Pérdida de peso registrada y valores de del Work rate, constante de desgaste y valores de fuerza máxima calculados para los primeros 3 ensayos.

Se puede observar de la tabla un valor relativamente bajo del work- rate para el segundo ensayo, lo cual concuerda con los bajos registros de desplazamiento del tubo en el mismo.

La siguiente serie de ensayos, del 6 al 10, tratan de mostrar el efecto de la luz diametral sobre el desgaste operado en ambas probetas. El primero de esta serie de ensayos fue el sexto, donde la luz diametral se fijo en 0,6mm, para lo cual se cambio la probeta utilizada como soporte. Cabe señalar que el ensayo anterior, el quinto, realizado con iguales valores de los parámetros que este, tuvo que repetirse, puesto que, no se pudo obtener un área de contacto definida en forma permanente entre tubo y soporte, invalidando las condiciones requeridas para el fenómeno de fretting. Este hecho tuvo lugar debido a un movimiento de giro de la

varilla excitadora, que se soluciono posteriormente, dando mayor rigidez a la misma. A continuación, se muestran las figuras correspondientes a una de las órbitas registradas, las fuerzas de impacto y un histograma de la fuerza resultante para este ensayo:

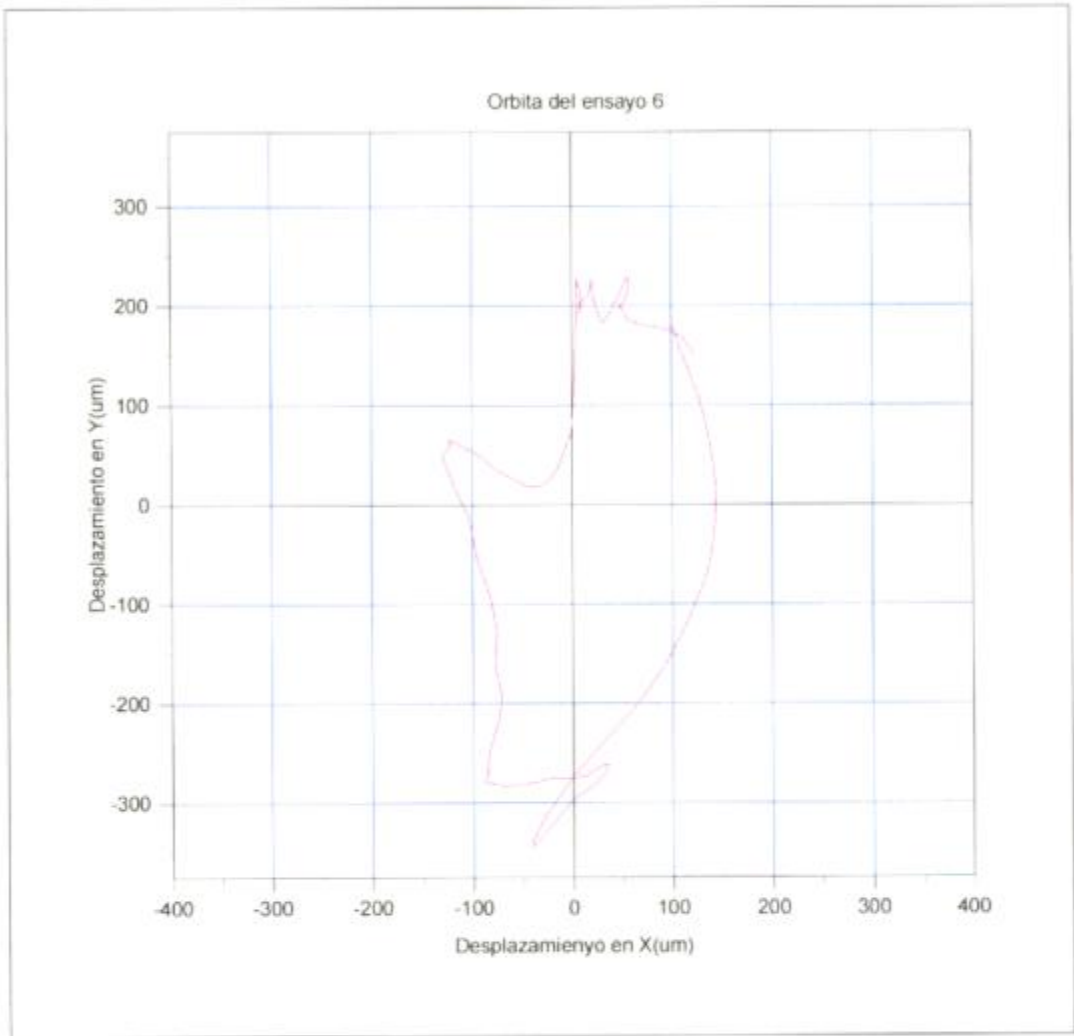


Figura 38: Orbitas obtenidas durante uno de los registros de desplazamiento del tubo del ensayo 6 (luz $\varnothing = 0,6\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 12,6\text{ N}$).

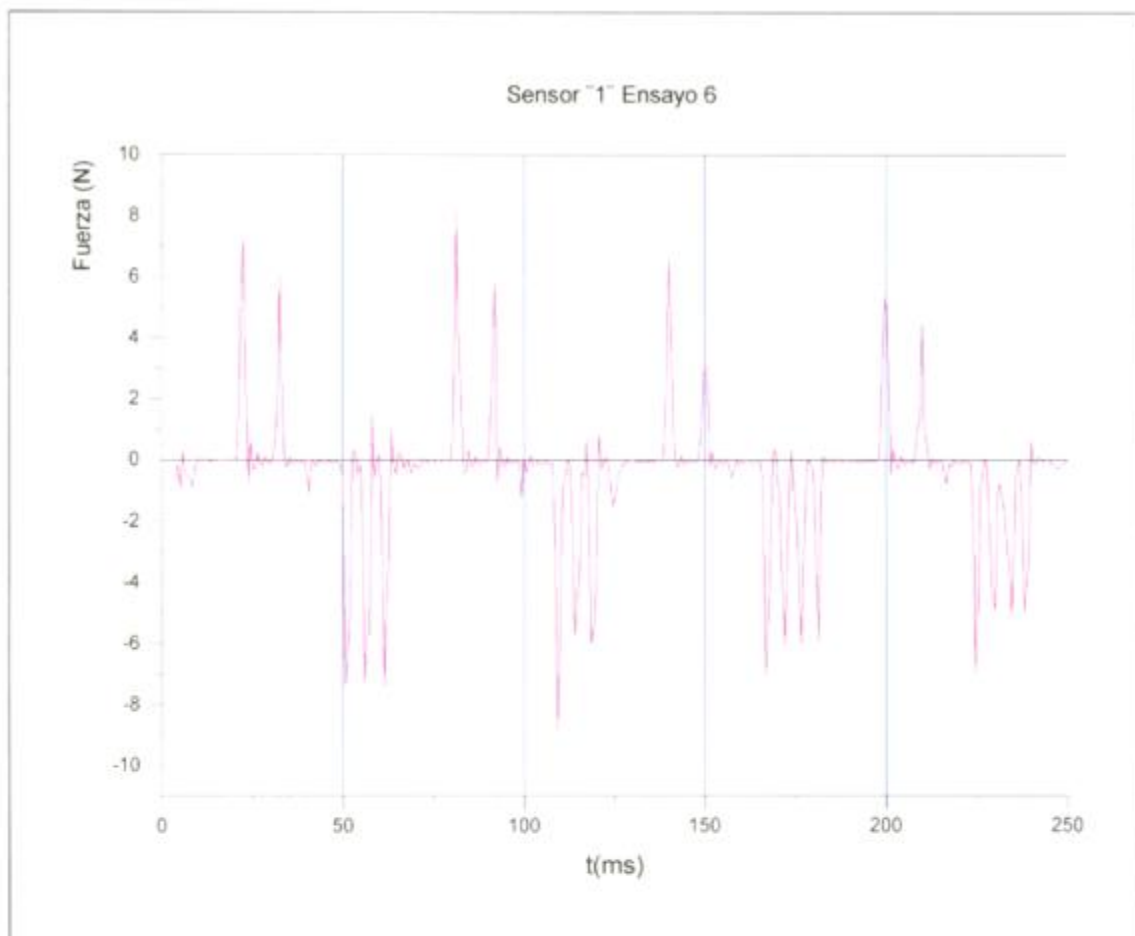


Figura 39: Registro de la fuerza de impacto obtenido por el sensor "1" del ensayo 6 (luz $\varnothing = 0,6\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 12,6\text{ N}$).

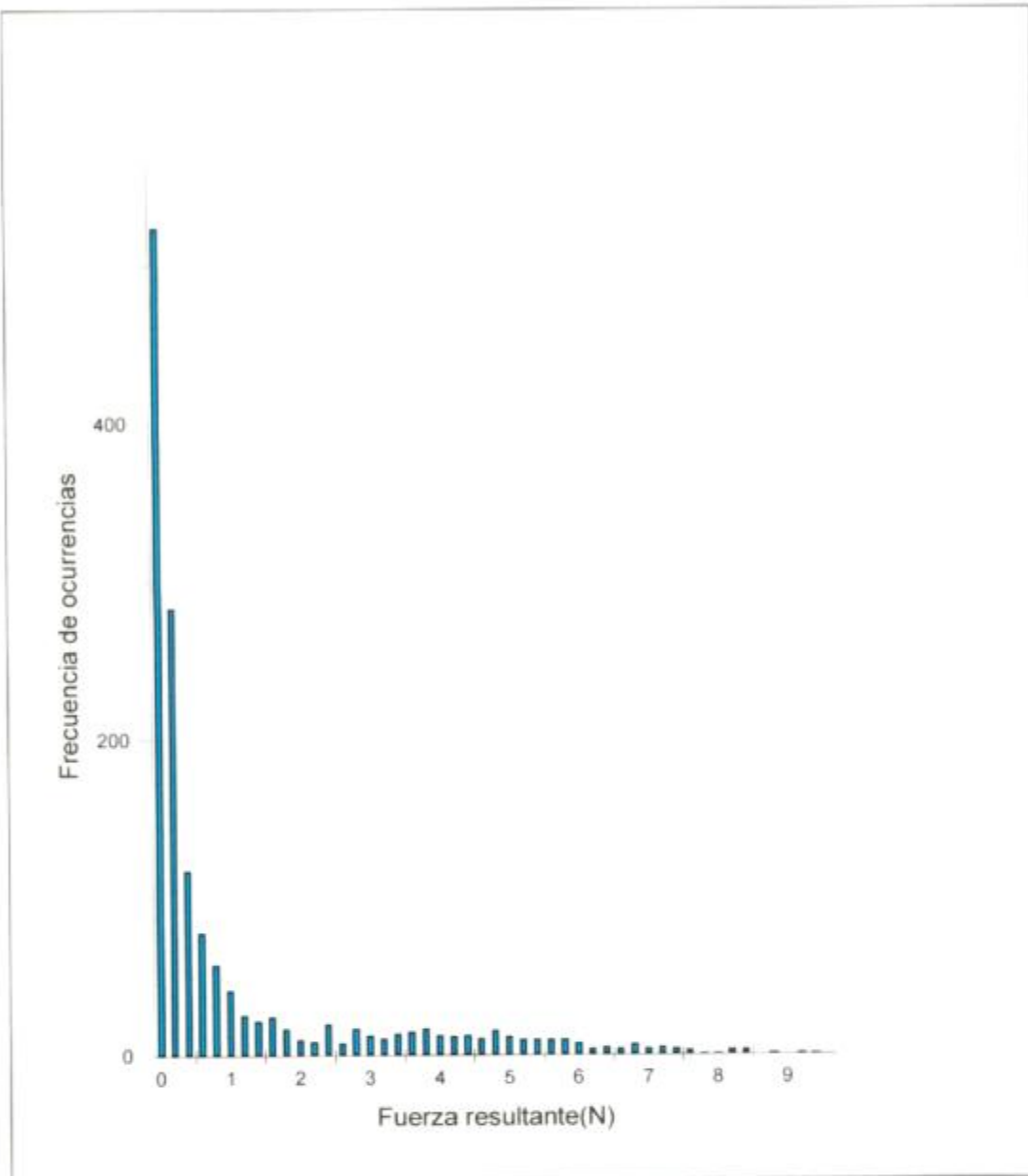


Figura 40: Histograma correspondiente a la fuerza de impacto resultante del ensayo 6 (luz Ø = 0,5mm, Fmax = 12,6 N).

La órbita de la figura 38 muestra seis zonas de contacto, donde las amplitudes de deslizamiento son de pocos micrones, con valores relativamente elevados en la fuerza de impacto. Se puede afirmar que el tipo de interacción predominante en este ensayo fue de impacto, con muy poco deslizamiento. Esta afirmación puede confirmarse de los registros de la fuerza de impacto en los distintos sensores, donde se puede observar impactos de muy corta

duración, menores que 1 ms [32]. Este hecho es concordante con el histograma de fuerza resultante (fig. 40), que revela la mayor cantidad de eventos de contacto en los niveles de fuerza cercanos a cero.

En el ensayo 7, en donde las probetas analizadas tuvieron una luz diametral de 0,5mm, también se utilizó la máxima potencia del equipo. En las siguientes figuras mostramos las órbitas, los registros de fuerza e histogramas de uno de los muestreos realizados durante este ensayo.

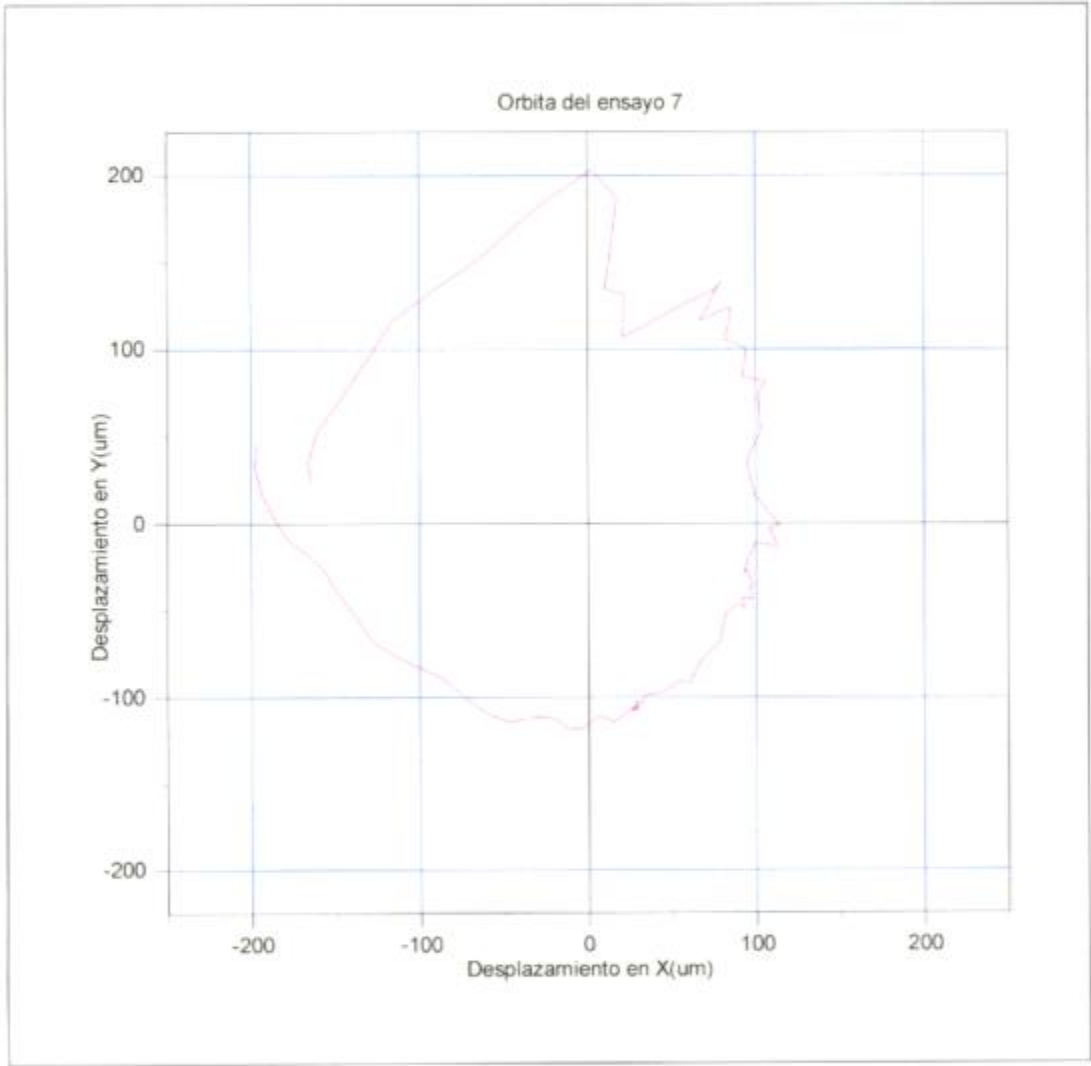


Figura 41: Órbita indicando el desplazamiento del tubo durante el ensayo 7
(Luz Ø = 0,5mm; Fmax=10N).

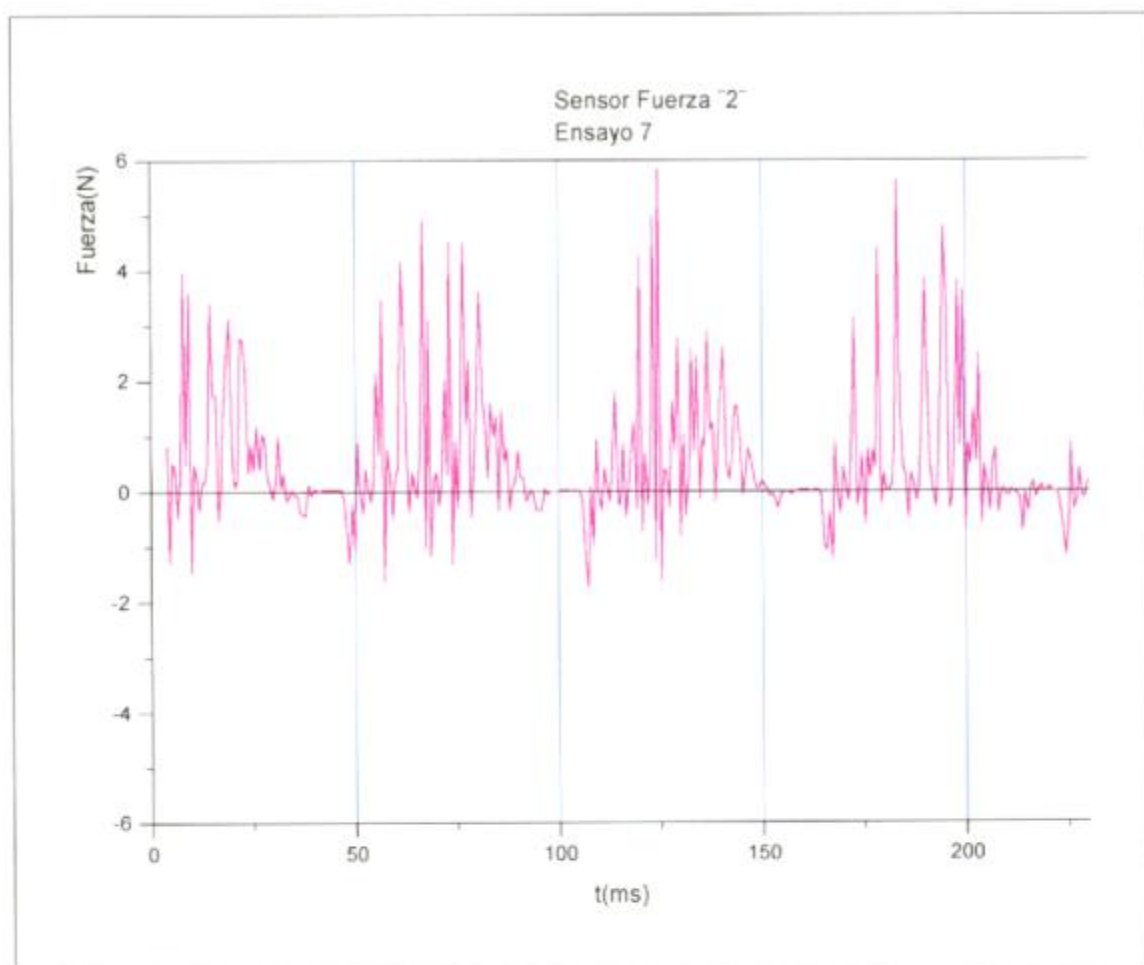


Figura 42: Fuerza de impacto registrada por el sensor "2" durante el ensayo 7

(luz $\varnothing = 0,5\text{mm}$; $F_{\text{max}} = 10\text{N}$).

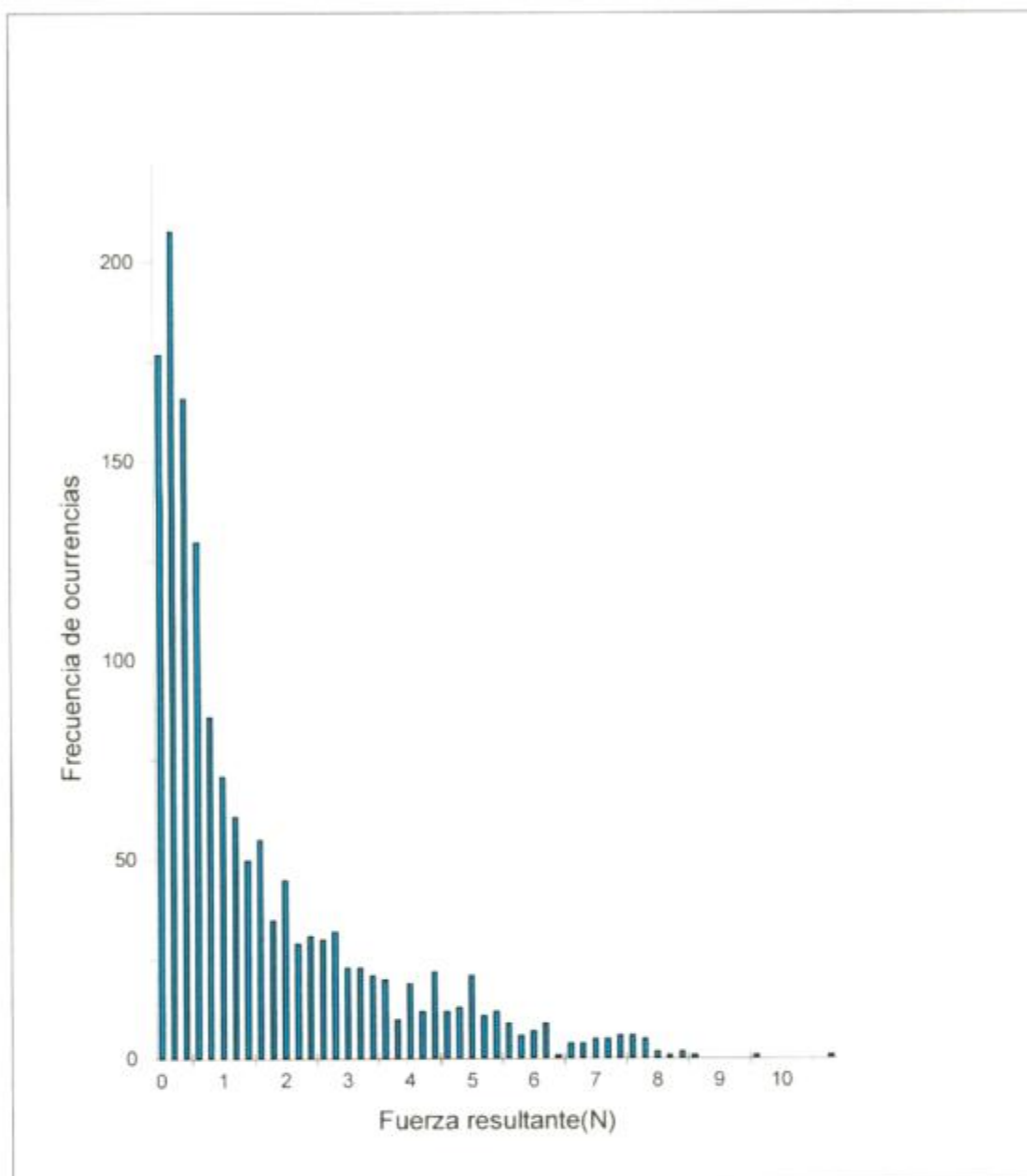


Figura 43: Histograma de la fuerza resultante para el ensayo 7 (luz $\varnothing = 0,5\text{mm}$; $F_{\text{max}} = 10\text{N}$).

La fig. 41 muestra la trayectoria del tubo en uno de los muestreos realizados en el ensayo 7, donde se pueden observar 9 zonas de contacto del tubo, y, al igual que en el ensayo anterior, la amplitud de deslizamiento es de pocos micrones, de forma que también se puede afirmar que la condición de interacción que prevaleció en este ensayo fue de impacto con poco deslizamiento. En la fig. 42 se observan que los eventos de contacto, son, en su mayoría, de muy breve duración, y una observación similar a la realizada para el ensayo anterior se puede

hacer de la figura 43. Se observa en esta ultima figura, sin embargo, que hay un leve aumento en la ocurrencia de niveles de fuerza mas alejados de cero, lo que indicaría condiciones de deslizamiento algo mayores para este ensayo respecto al ensayo anterior. Además, en estos dos ensayos se registraron los mayores valores de desgaste, tanto en el tubo como en el soporte.

En el ensayo 8, las probetas utilizadas tuvieron una luz diametral de 0,77mm, que fue la máxima de todas las pruebas realizadas. Si bien este ensayo empleo la máxima potencia del equipo, la intensidad de la interacción de contacto resulto inferior al nivel registrado en los dos ensayos anteriores, que explicaría el menor desgaste medido. Esta sensible disminución en la intensidad de interacción dificultaría, en principio, la comparación del desgaste en función de la luz diametral. Este hecho será explicado en el capítulo siguiente. A continuación se muestra la órbita, fuerzas de impacto e histogramas de una de las muestras registradas en este ensayo:

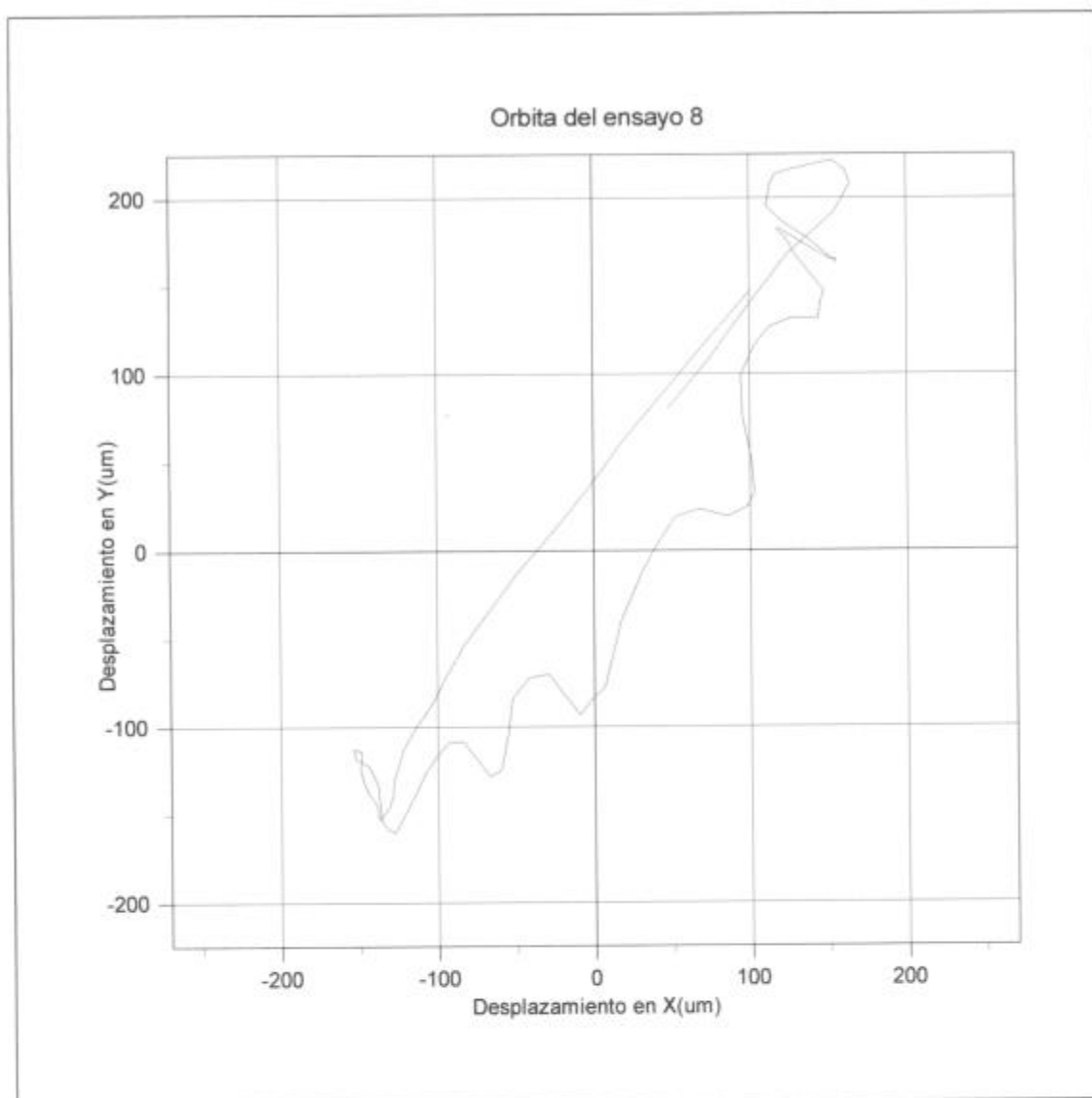


Figura 44: Orbita que muestra el desplazamiento del tubo para el ensayo 8 (luz $\varnothing = 0,77\text{mm}$; $F_{\text{max}}=8,6\text{N}$).

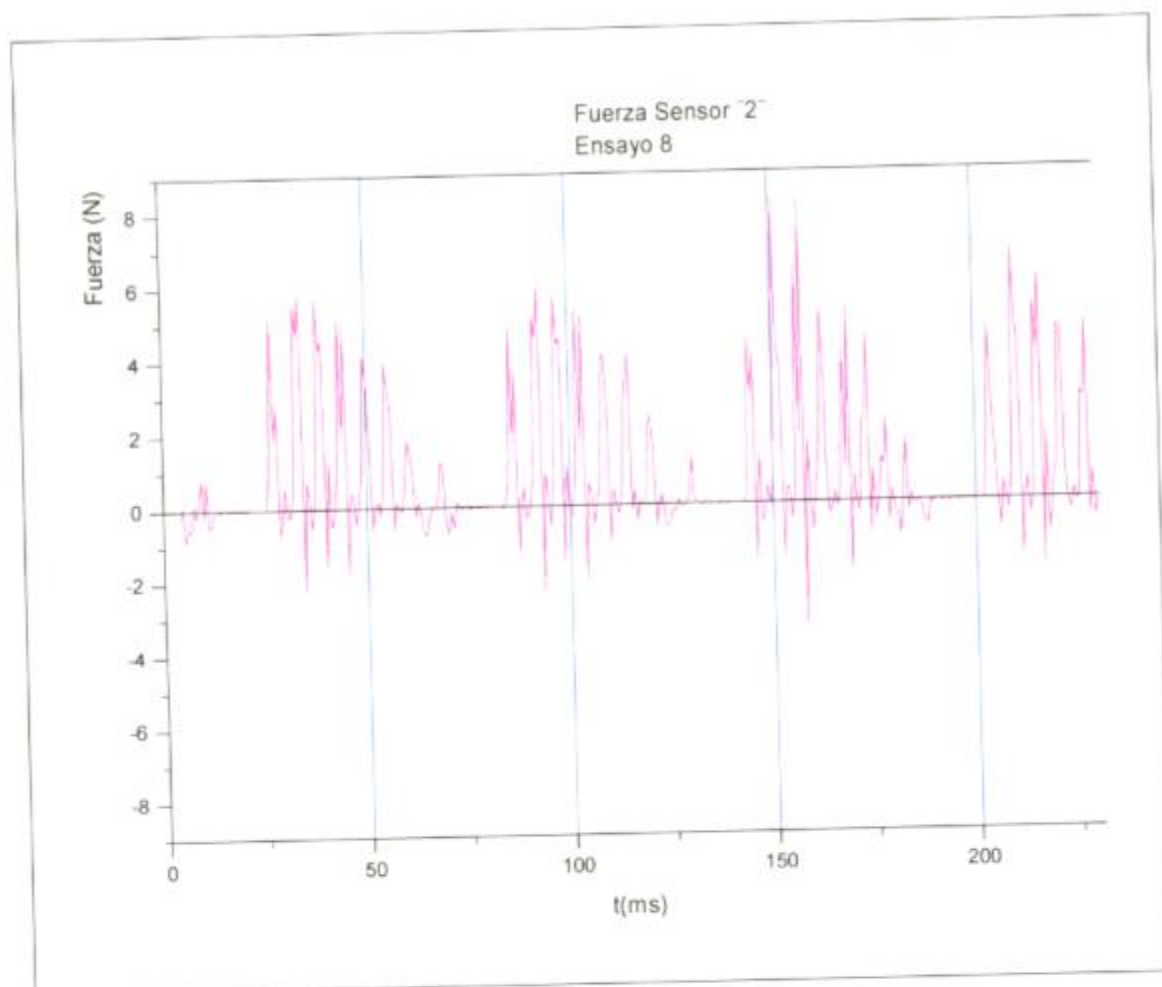


Figura 45: Señal de fuerza de impacto registrada por el sensor "2" en el ensayo 8 (luz $\varnothing = 0,77\text{mm}$; $F_{\text{max}}=8,6\text{N}$).

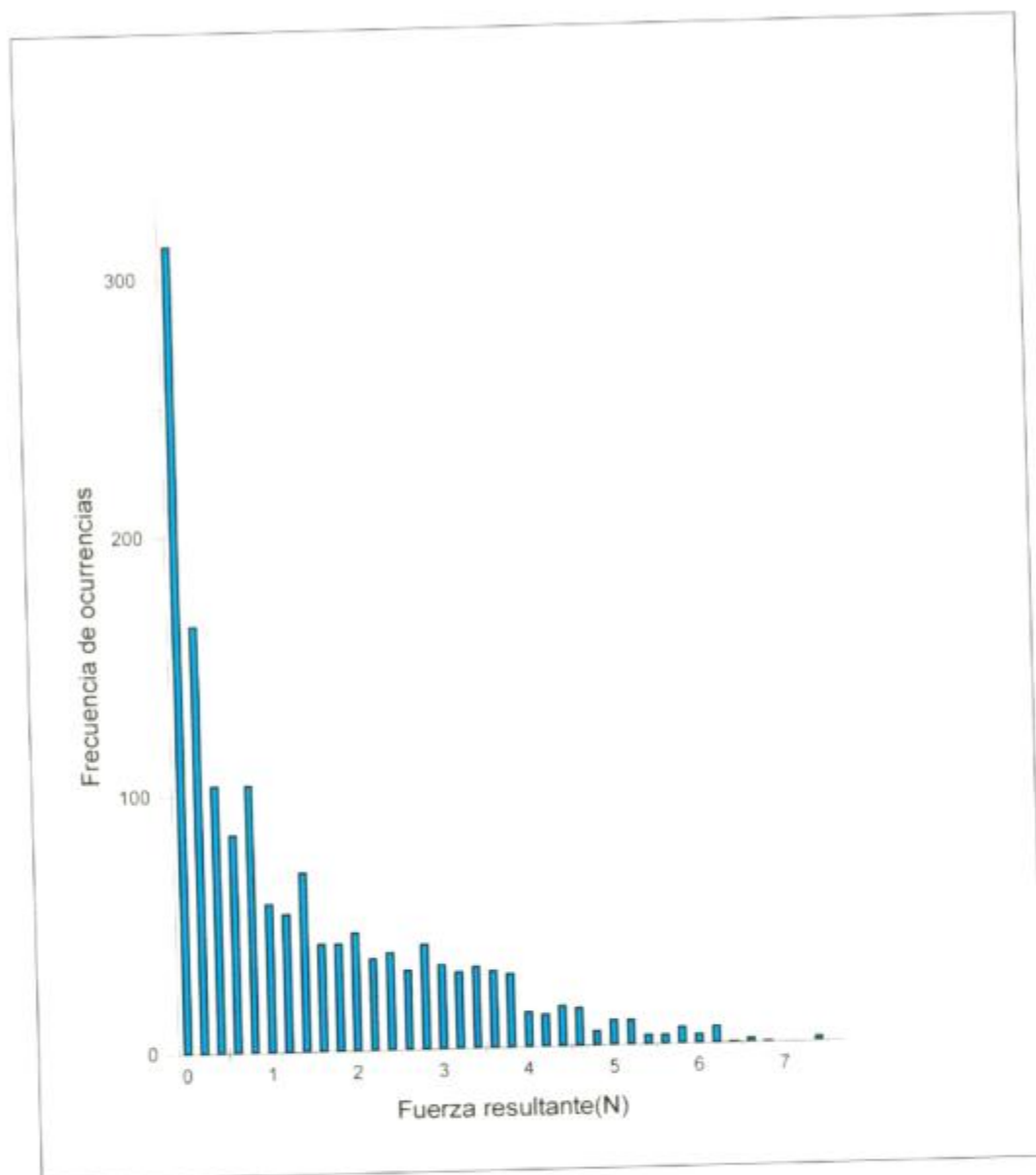


Figura 46: Histograma de la fuerza resultante en el ensayo 8 (luz $\varnothing = 0,77\text{mm}$; $F_{\text{max}} = 8,6\text{N}$).

Se puede observar, de la fig. 44, que las zonas de impacto se produjeron sobre los sectores donde estaban ubicados los sensores 2 y 3. De la fig. 45, se puede observar que los valores máximos de fuerza de impacto son menores a los registrados en los ensayos anteriores. Hay que señalar, por ultimo, un corte en el suministro de energía, que derivó en una indeterminación en el tiempo de ensayo, del orden del 5%.

El ensayo 10 utilizo la menor luz diametral de todos los realizados en el presente trabajo, de 0,16mm. El noveno ensayo, con esta misma luz diametral, tuvo que realizarse nuevamente, ya que se observo que la probeta que hizo de soporte no hizo contacto con el tubo, sino con la arandela superior de sujeción del mismo. Cabe aclarar que dicha circunstancia no pudo ser observada durante el transcurso del ensayo, sino que se verifico con la inspección visual de ambas probetas al finalizar el mismo. En las siguientes figuras se muestra la órbita descrita por el tubo, la fuerza de impacto registrada por uno de los sensores piezoeléctricos y el histograma de fuerza resultante del ensayo 10.

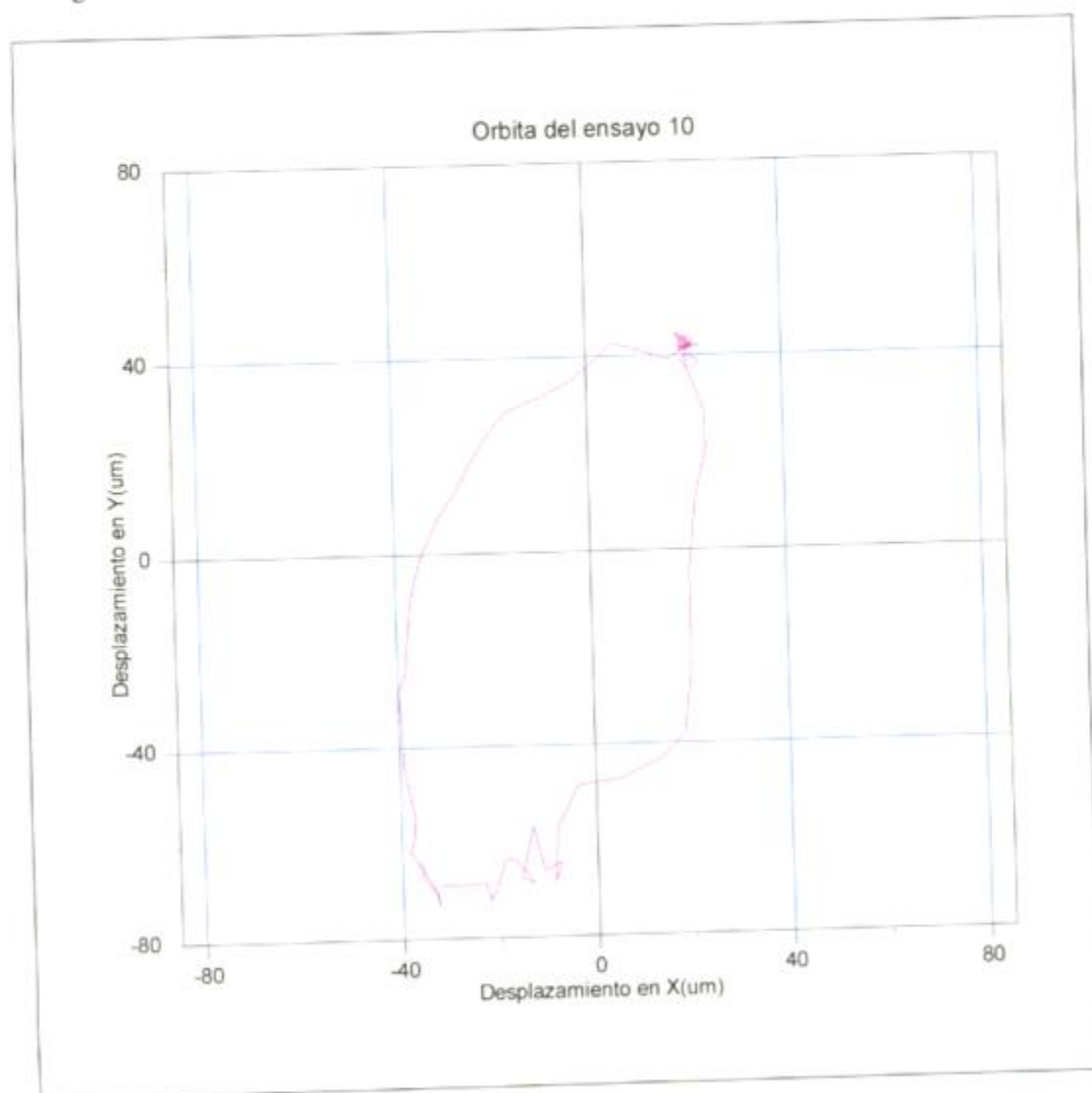


Figura 47: Órbita resultante del movimiento del tubo para el ensayo 10 (luz $\varnothing = 0,16\text{mm}$; $F_{\text{max}}=5,2\text{N}$).

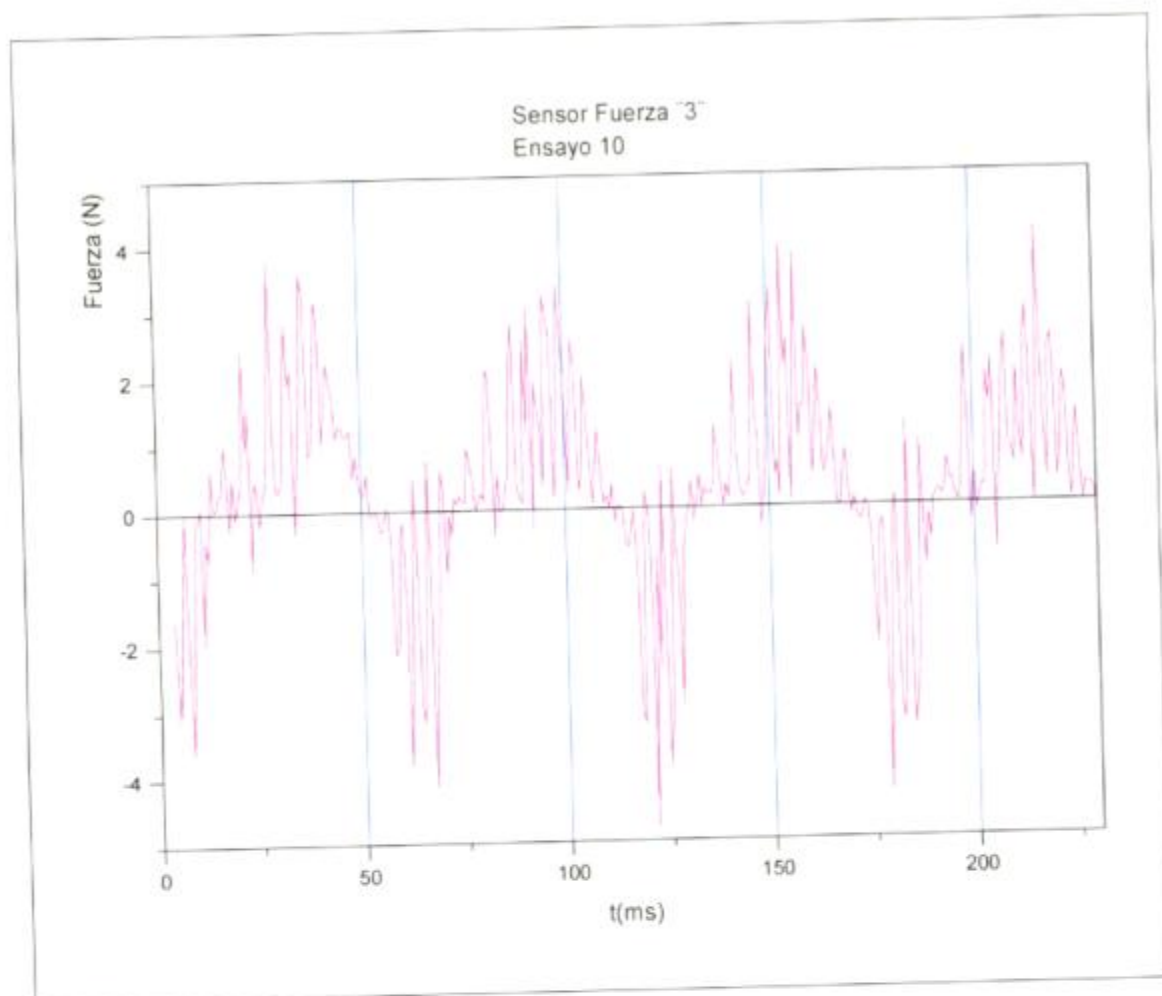


Figura 48: Señal de fuerza de impacto registrada por el sensor ubicado en la posición "3" del ensayo 10 (luz $\varnothing = 0,16\text{mm}$; $F_{\text{max}}=5,2\text{N}$).

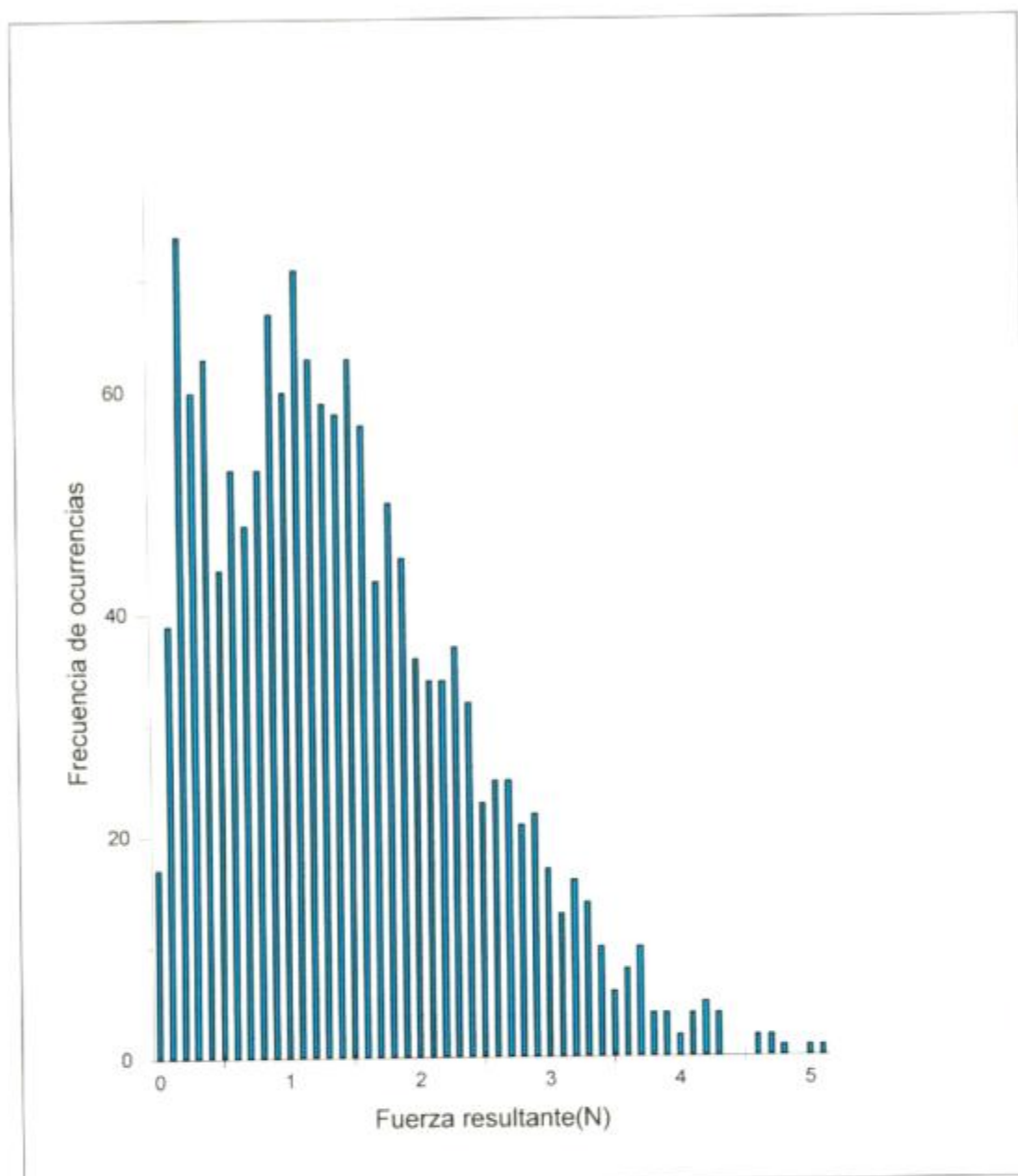


Figura 49: Histograma de fuerza resultante del ensayo 10 (luz $\varnothing = 0,16\text{mm}$; $F_{\text{max}}=5,2\text{N}$).

Este ensayo utiliza la menor luz diametral de todas las pruebas realizadas, y se registro muy poco desgaste en ambas probetas, sobre todo en la externa. La fig. 48 muestra los registros del sensor de fuerza ubicado en la posición "3". Se observan contactos con una duración de algunos ms, indicativo de eventos de mayor amplitud de deslizamiento. La figura 49 confirma la observación anterior, pues la mayor frecuencia de ocurrencias se sitúa en los niveles de fuerza mas alejados de cero. En la siguiente tabla (II) se muestran, para ambas probetas y para

los ensayos indicados, los valores de desgaste medido, como así también los de constante de desgaste y de work rate.

Nro. de ensayo	Luz Ø (mm)	Perdida de peso (mg)		Work Rate (Nmm/seg)	Constante de desgaste (Pa ⁻¹)		Fuerza máxima Resultante (N)
		tubo	soporte		tubo	soporte	
6	0,6	8,8	10,0	19,4	9,5E(-14)	1,1E(-13)	12,6
7	0,5	7,3	13,5	18,1	8,8E(-14)	1,6E(-13)	10,0
8	0,77	4,1	3,1	14,1	6,1E(-14)	4,7E(-14)	8,6
10	0,16	0,9	0,1	6,5	2,9E(-14)	3,2E(-15)	5,2

Tabla II: Valores medidos del desgaste en ambas probetas, y valores calculados de la constante de desgaste, del work-rate y de fuerza máxima.

Podemos observar, entre otras cosas, que en los ensayos 6 y 7 se obtuvieron los mayores valores para la constante de desgaste. Justamente, es en estos ensayos en donde se registraron los mayores valores de fuerza de impacto y donde el tipo de interacción entre el tubo y el soporte se aproximó más al impacto puro. En cambio, en el ensayo 10, no solamente se registró muy poco desgaste en ambas probetas, sino que se obtuvieron valores relativamente pequeños para la constante de desgaste.

Los 3 últimos ensayos, que se numeraron desde el 11 al 13, se repitieron sobre las probetas utilizadas en los ensayos 4, 6 y 7, en donde las luces diametrales fueron de 0,38, 0,6 y 0,5 mm, respectivamente. En los primeros 2 ensayos de esta serie, se intentó ver cuál sería el efecto de la intensidad de la fuerza de impacto sobre el desgaste de las probetas. Para ello se efectuaron ambas pruebas con el equipo funcionando a una potencia menor. En el último

ensayo, se trato de ver el efecto sobre el desgaste de impactos perpendiculares. Para ello se excito solamente al par de bobinas ubicadas en oposición, para tratar de impartir al tubo un movimiento en una sola dirección.

El ensayo 11, se realizo con el equipo funcionando al 80% de la máxima potencia, sobre las probetas que tienen una luz diametral de 0,5mm. Las siguientes figuras muestran la órbita, fuerzas de impacto e histogramas del mismo:

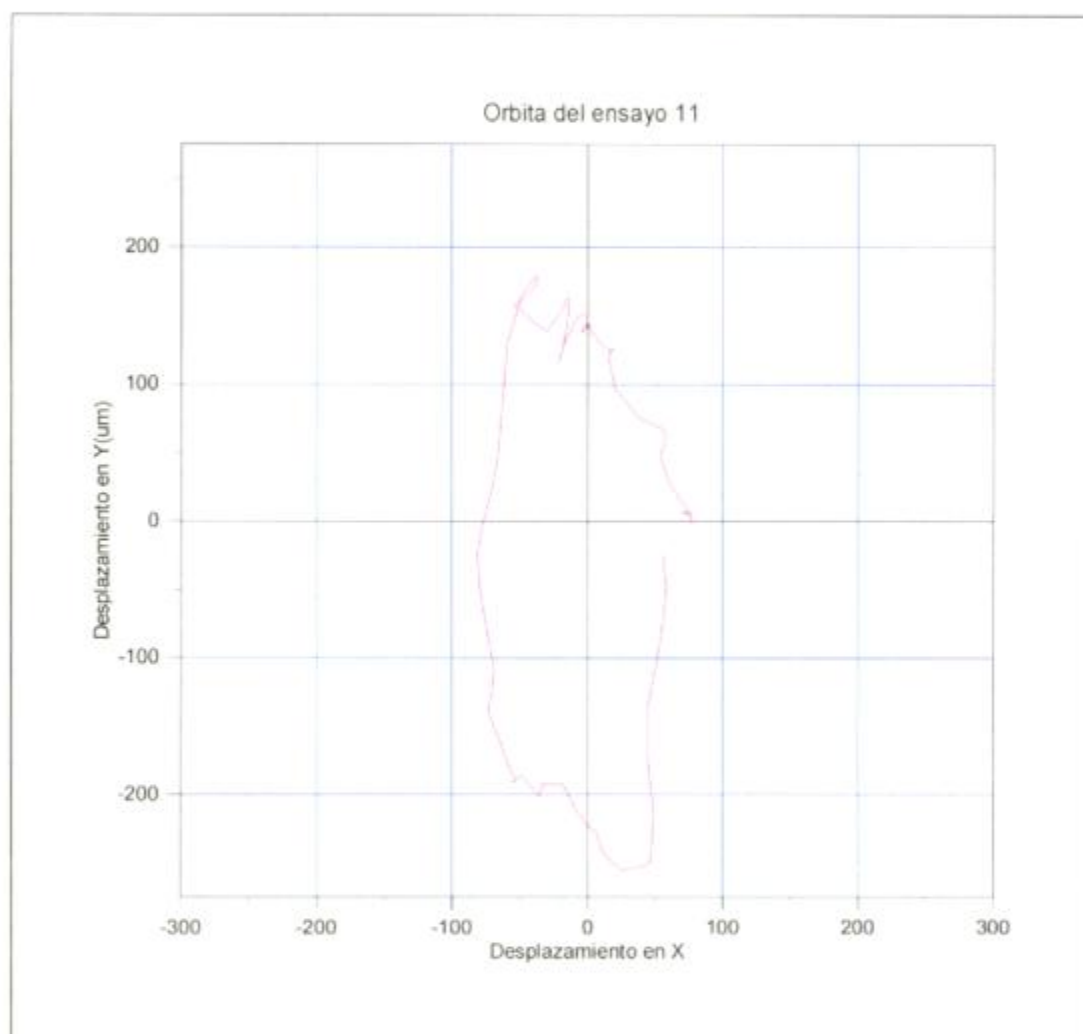


Figura 50: Orbita del movimiento del tubo del ensayo 11(luz $\varnothing = 0,5\text{mm}$, $F_{\text{max}}=7\text{N}$).

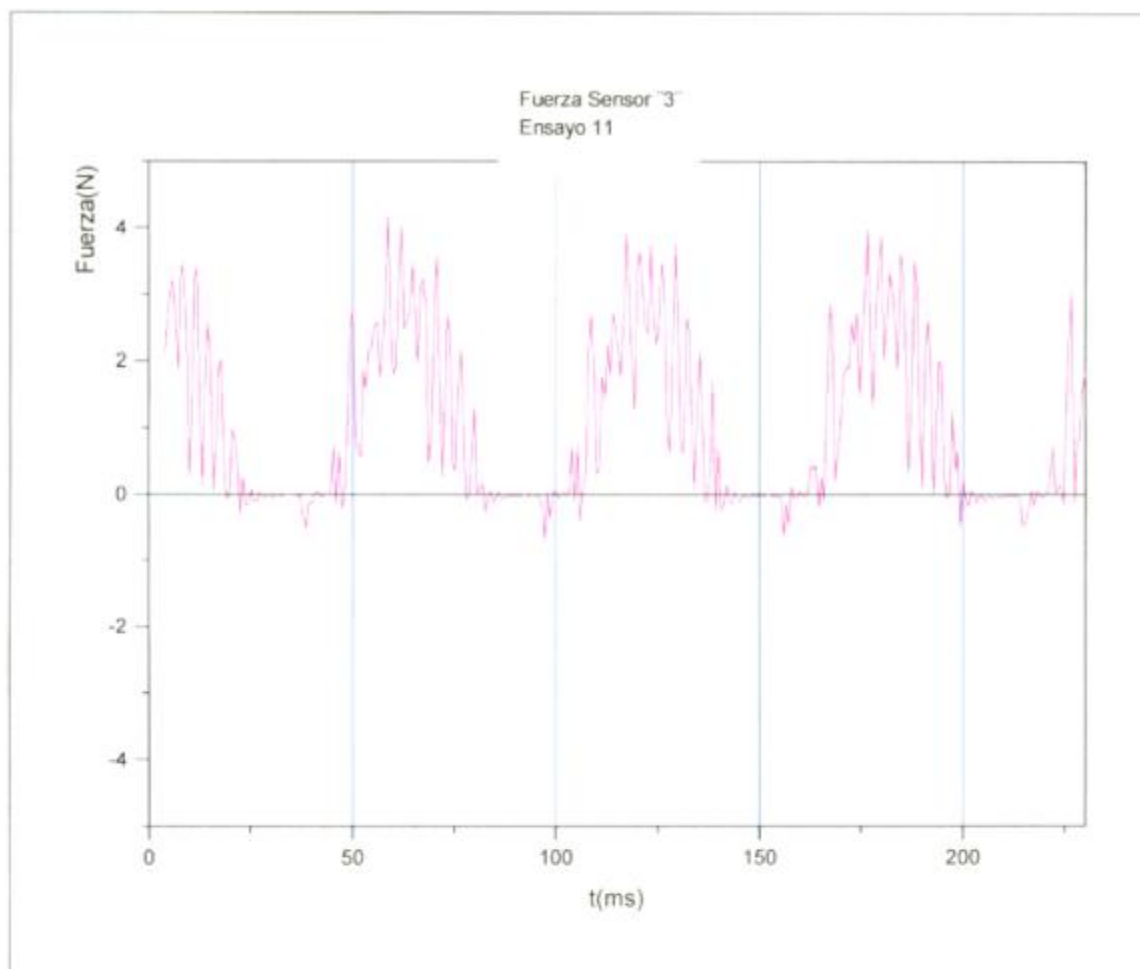


Figura 51: Fuerzas de impacto registrada por el sensor "3" para el ensayo 11(luz $\varnothing = 0,5\text{mm}$, $F_{\text{max}}=7\text{N}$).

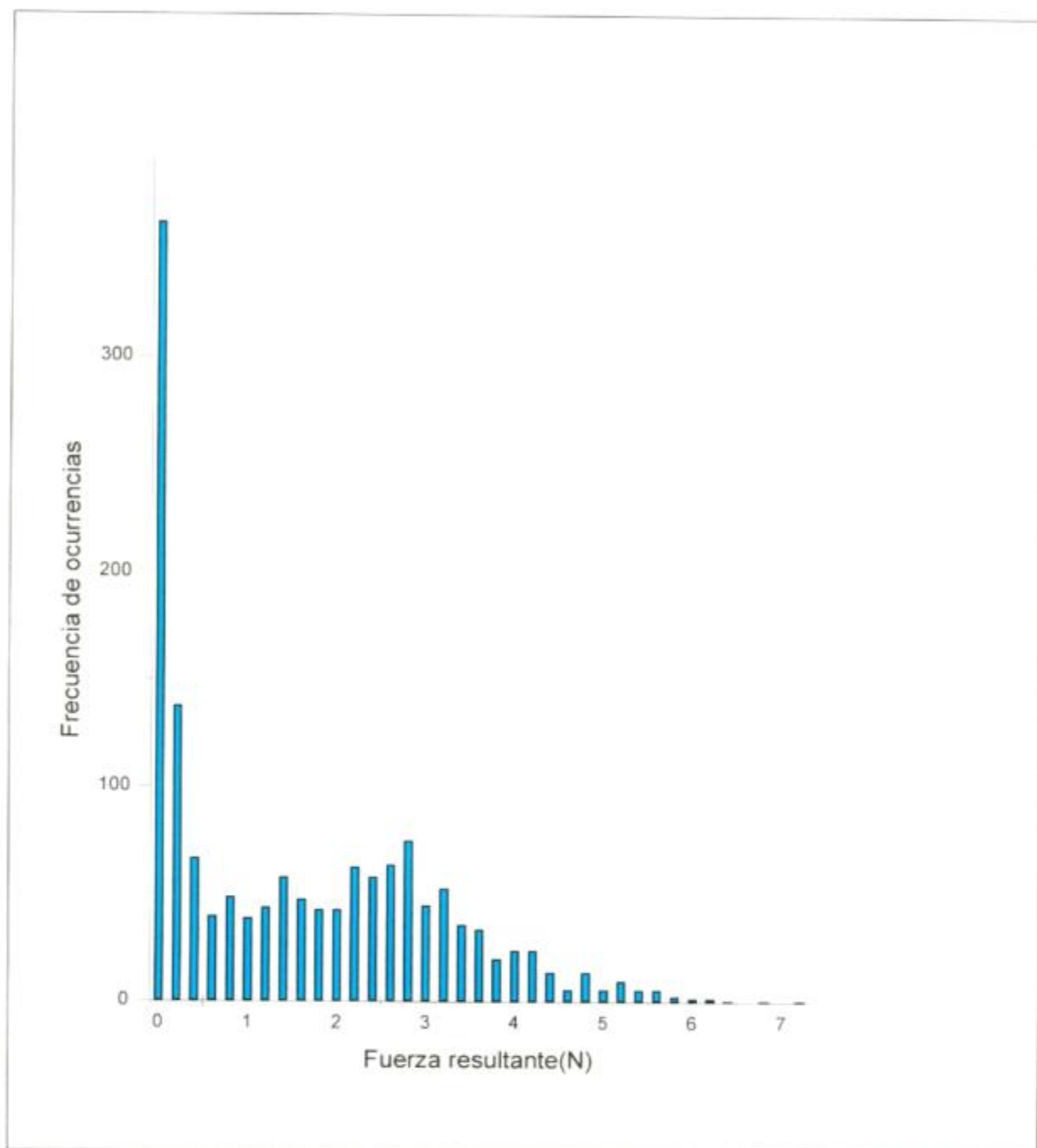


Figura 52: Histograma de fuerza resultante del ensayo 11(luz $\varnothing = 0,5\text{mm}$, $F_{\text{max}}=7\text{N}$).

En este ensayo se presento, al igual que en el ensayo 4, un cambio de la órbita. Esto se produjo a las pocas horas del comienzo del ensayo. Salvo esta circunstancia, cuyas razones se explicaran en el siguiente capítulo, la órbita luego se mantuvo bastante estable. Por ultimo, un nuevo corte en el suministro de energía derivó en una incertidumbre en la determinación del tiempo de ensayo, en menos del 10%.

El ensayo 12 se realizo sobre las probetas que tienen una luz diametral de 0,38mm, pero utilizando el equipo al 60% de su máxima potencia, con el fin de lograr una operación mas regular del mismo. Las siguientes figuras muestran la órbita, las fuerza de impacto y el histograma de la fuerza resultante de esta ensayo:

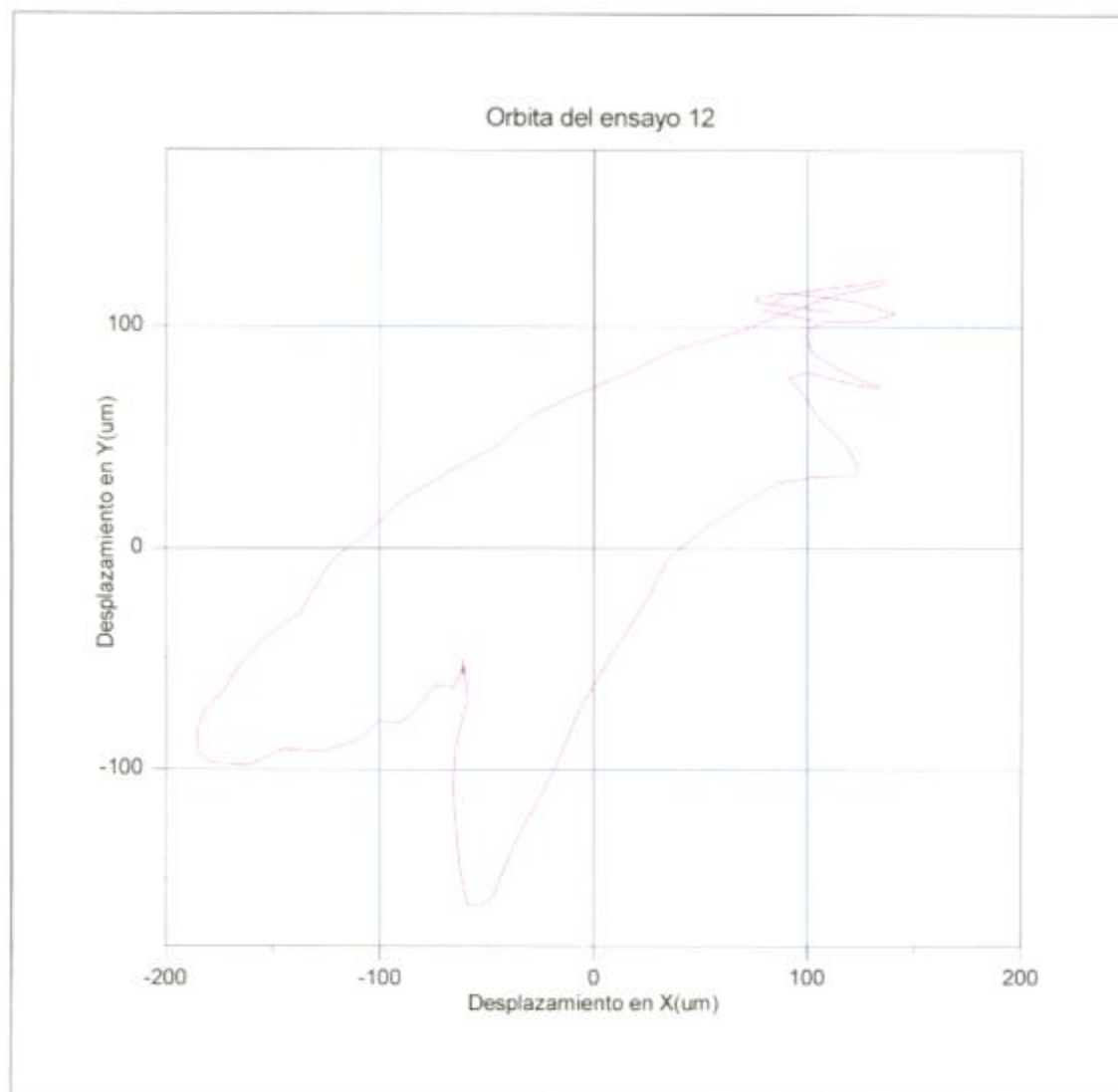


Figura 53: Orbita del tubo en el ensayo 12(luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 13,5\text{N}$).

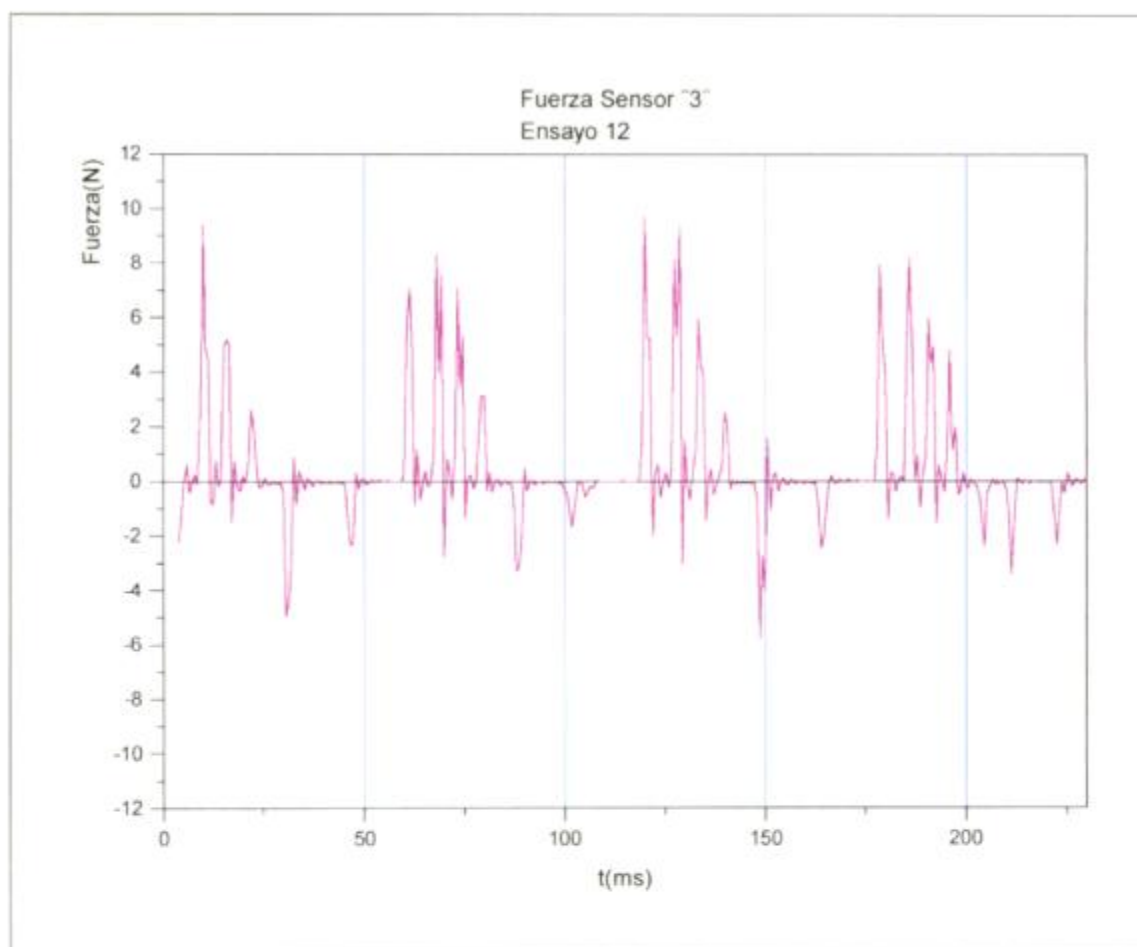


Figura 54: Fuerza de impacto registrada por el sensor "3" durante el ensayo 12
(luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}} = 13,5\text{N}$).

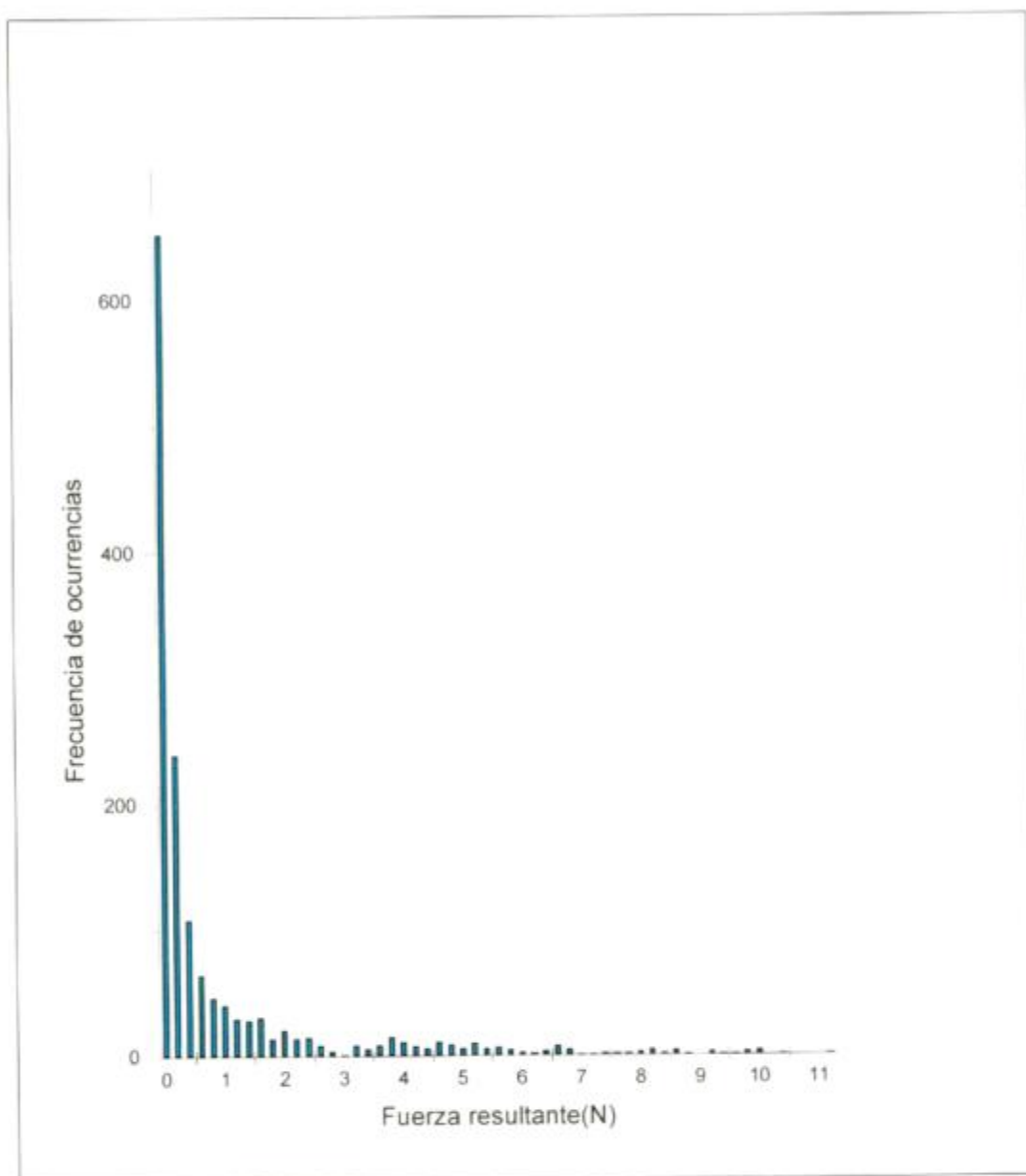


Figura 55: Histograma de la fuerza resultante en el ensayo 12 (luz $\varnothing = 0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}}=13,5\text{N}$).

El ensayo 13 se repitió sobre las probetas con luz diametral de 0,6mm, en condiciones de impacto puro. También se empleó el equipo al 60% de su máxima potencia. Las siguientes figuras muestran las órbitas, las fuerzas de impacto y los histogramas de este ensayo:

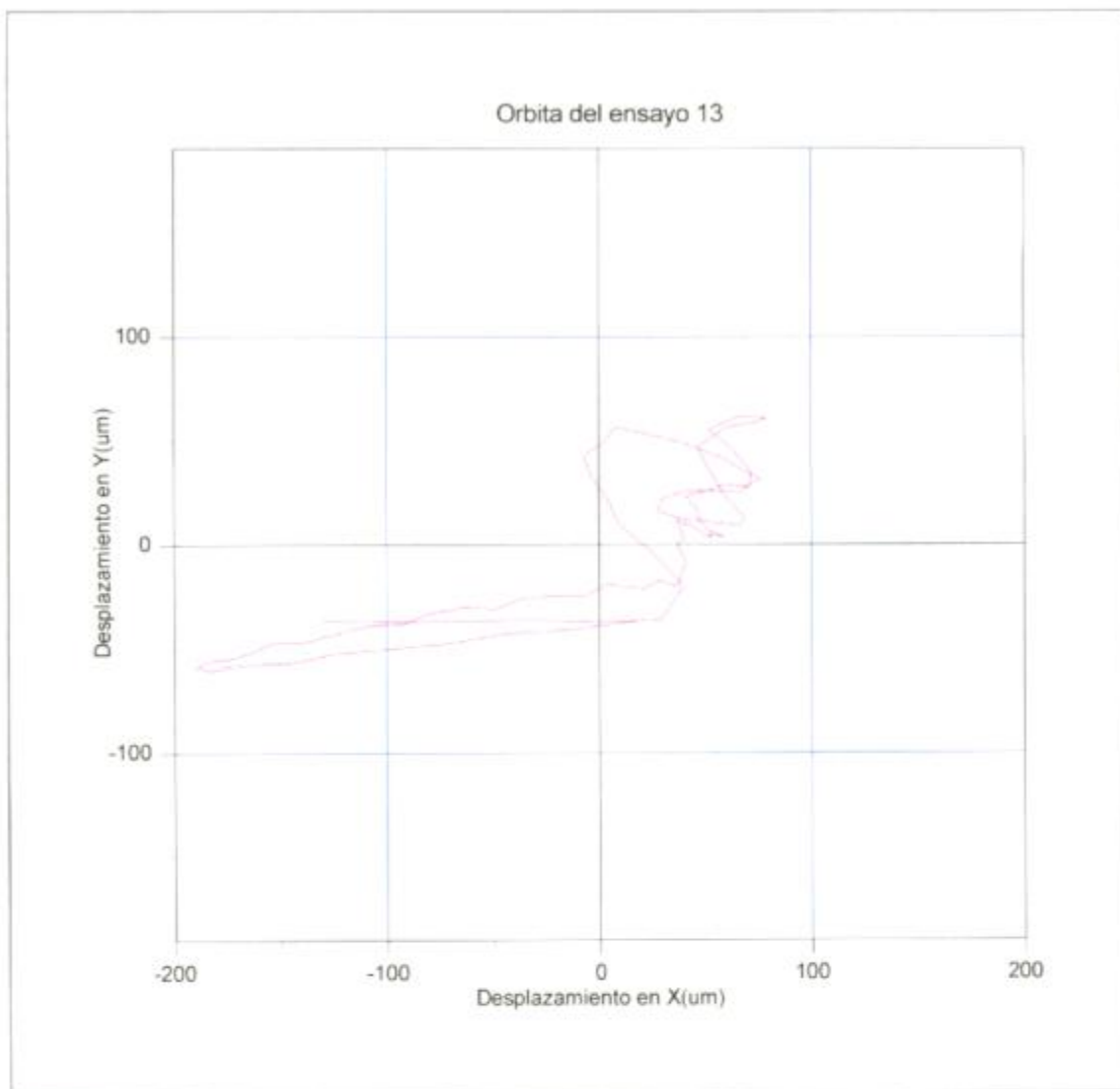


Figura 56: Orbita del tubo en el ensayo 13(luz $\varnothing = 0,6\text{mm}$, $F_{\text{max}}=14,6\text{N}$).

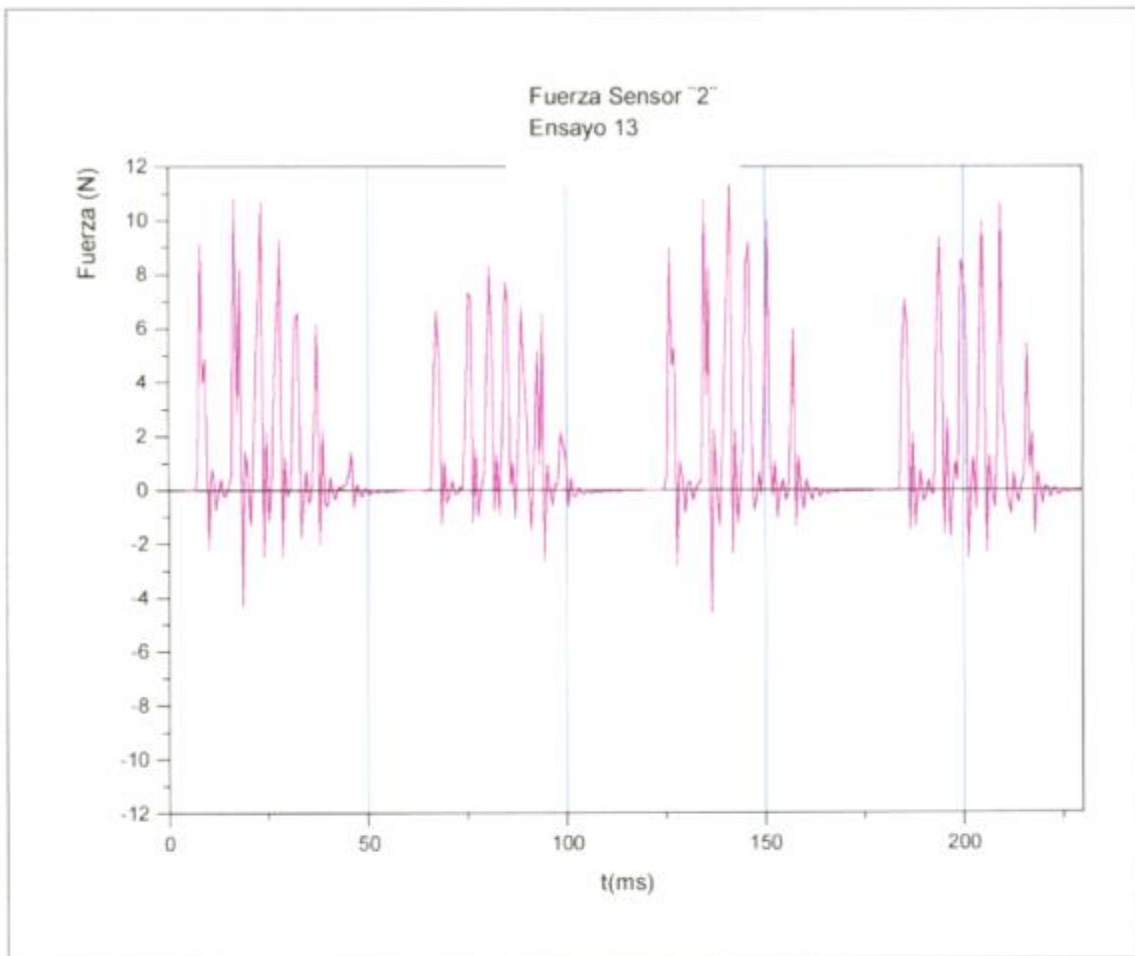


Figura 57: Fuerzas de impacto registradas por el sensor "1" del ensayo 13 (luz $\varnothing = 0,6\text{mm}$, $F_{\text{max}}=14,6\text{N}$).

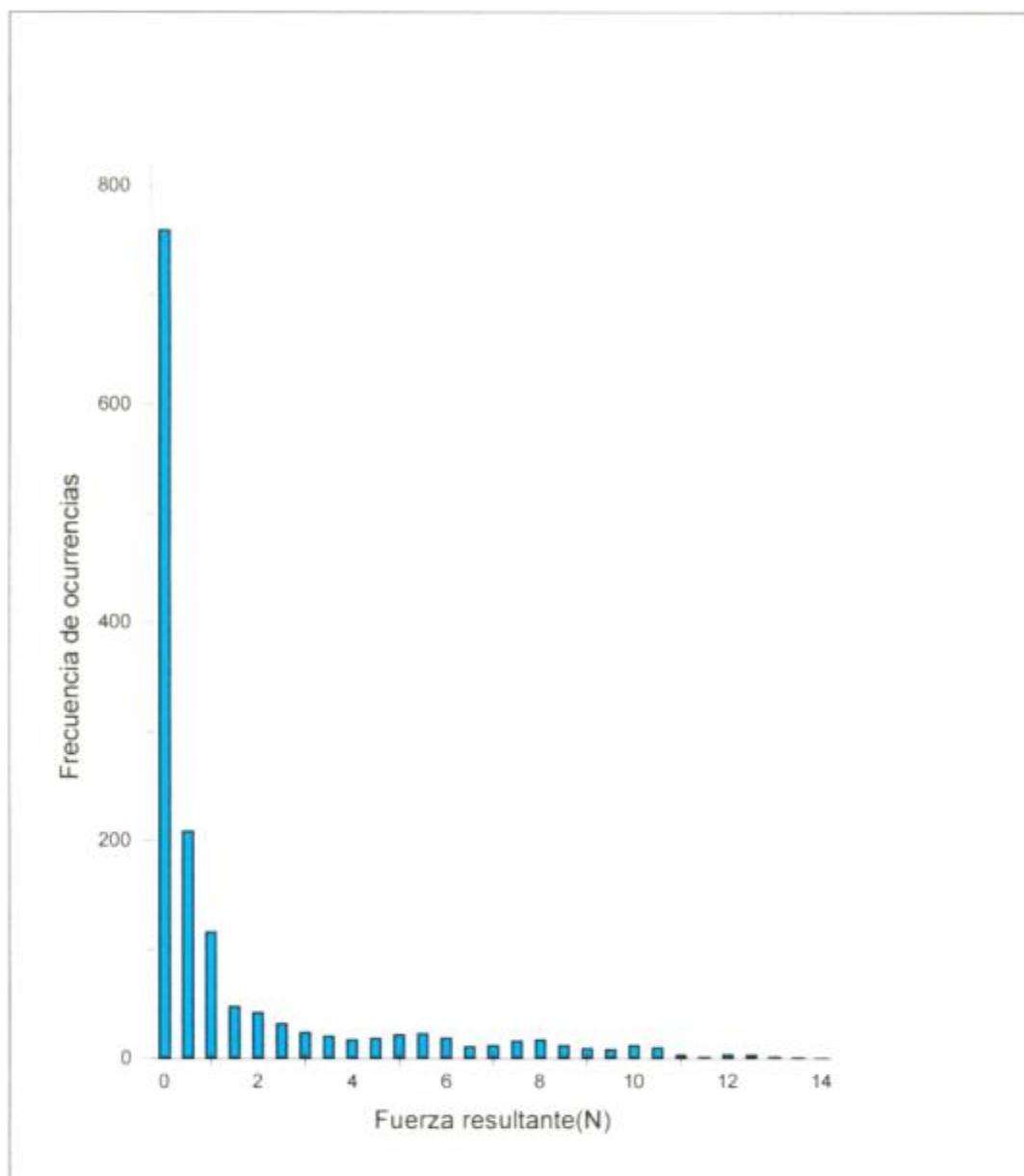


Figura 58: Histograma de fuerza resultante del ensayo 13 ($\text{luz}\varnothing=0,6\text{mm}$, $F_{\text{max}}=14,6\text{N}$).

En la siguiente tabla se resumen los resultados del desgaste medido sobre ambas probetas, del work rate y de la constante de desgaste calculados, como así también los registros de fuerza máxima para estos tres últimos ensayos:

Nro. de ensayo	LuzØ (mm)	Pérdida de peso (mg)		Work Rate (Nmm/s)	Constante de desgaste (Pa ⁻¹)		Fuerza resultante Máxima (N)
		tubo	soporte		tubo	soporte	
11	0,5	3,1	1,9	10,3	6,7E(-14)	4,1E(-14)	7,0
12	0,38	5,7	0,9	12,5	9,6E(-14)	1,5E(-14)	13,5
13	0,6	1,3	1,9	3,0	9,2E(-14)	1,3E(-13)	14,6

Tabla III: Valores medidos del desgaste sobre ambas probetas y valores calculados del Work rate, Constante de desgaste y fuerza máxima.

Aunque se utilizó menor potencia del equipo, en el último ensayo, el 13, se registraron los mayores valores para la fuerza de impacto, como se puede también apreciar de la figura 61. Sin embargo, el desgaste registrado sobre ambas probetas resultó inferior a los correspondientes al ensayo 6, lo cual es consistente con el menor valor de work rate calculado respecto del correspondiente al ensayo 6. También se obtuvo, al igual que en el ensayo 6, un valor elevado de la constante de desgaste.

En el ensayo 11, salvo al inicio, las condiciones predominantes fueron de impacto con bastante deslizamiento. Estas condiciones se pueden revelar de los registros de fuerza y de los histogramas (figs. 51 y 52).

Para el ensayo 12, contrariamente a lo sucedido en los ensayos 3 y 4, el mayor desgaste se registró en el tubo. Si bien en la bibliografía no se halló datos explícitos sobre esta cuestión, se menciona que, para ciertos materiales ensayados, se observaron diferentes desgastes [29].

En este sentido habría que notar que en todos los ensayos, (cinco, en total) en donde la luz diametral fue de 0,38 mm, se utilizó la misma probeta como soporte. El menor desgaste sobre esta probeta podría explicarse por la superposición en las áreas de contacto ocurrida en estos

ensayos. Por ultimo, podemos observar en las siguientes fotos, las marcas de fretting hechas sobre las probetas que se ensayaron bajo luces diametrales de 0,38mm y 0,77mm.



Figura 59: Marcas de fretting sobre la probeta ensayada bajo una luz diametral de 0,38mm.



Figura 60: Marcas de fretting sobre la probeta ensayada bajo una luz diametral de 0,77mm.



Figura 61: Marcas de fretting sobre la probeta soporte utilizada en los ensayos con luz diametral de 0,38mm.

6) DISCUSION DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

En primer lugar, cabe señalar que estos ensayos se realizaron con un dispositivo prototipo diseñado y construido enteramente por personal del grupo EECE, que además proporcione todo lo referido a la parte de excitación y procesamiento de las señales. Esta observación se hace por el siguiente motivo; Antes de realizar las experiencias, se planifico como se iban a ejecutar, es decir, que variables, a priori, se irían modificando de un ensayo a otro, para ir observando como afectaban a la tasa de desgaste. Sin embargo, una de las cuestiones que hubo que resolver fue la caracterización del dispositivo. Por ejemplo, una de las variables a caracterizar fue la frecuencia. En las pruebas preliminares se observo que la frecuencia para la cual se consiguieron las mayores amplitudes de movimiento del tubo fue de 17 Hz, valor que resulto inferior al que se estimo para el diseño del dispositivo. Con el aumento en la frecuencia de excitación, aumentan los números de impactos por unidad de tiempo y, por consiguiente, se incrementa la tasa de desgaste, lo que permitiría disminuir los tiempos de ensayo.

Otra variable a caracterizar fue el tiempo de ensayo necesario. Al respecto, su duración puede variar desde 24 a 78 horas [16], y se encuentran ensayos de 2500 horas [8]. Se encontró que el tiempo optimo para este dispositivo de ensayos fue 200 horas, que se sitúa entre los valores antes mencionados. A pesar de que no se trata de ensayos prolongados, en comparación con los que muestra la bibliografía, limito sensiblemente el numero de ensayos programados. Esto condiciono, en cierta forma, el manejo de algunos de los parámetros, que, a priori, iban a modificarse en los distintos ensayos, como, por ejemplo, la fuerza de impacto y el tipo de interacción.

Una variable que resulto dificil de manejar fue la forma de la órbita, parámetro que determina el tipo de interacción que se desea en el ensayo. Esto se debió a que el dispositivo no cuenta

con un sistema que permita lograr el alineamiento paralelo en los ejes de simetría del tubo y del soporte. Una consecuencia de este desalineamiento es la imposibilidad de conseguir órbitas circulares.

Un fenómeno que se presentó durante los ensayos fue el cambio de la órbita. Dicha eventualidad se hizo más importante en los ensayos 4 y 10. En el ensayo 4, el cambio de órbita sucedió a mitad del mismo. Durante un poco mas de la primera mitad del ensayo, el desplazamiento del tubo sigue el patrón que se muestra en la fig. 35, sin embargo, se produjo hacia la mitad del ensayo un cambio notorio en este patrón de desplazamiento, que se mantuvo hasta el final de dicho ensayo, tal como se puede observar de la fig. 62.

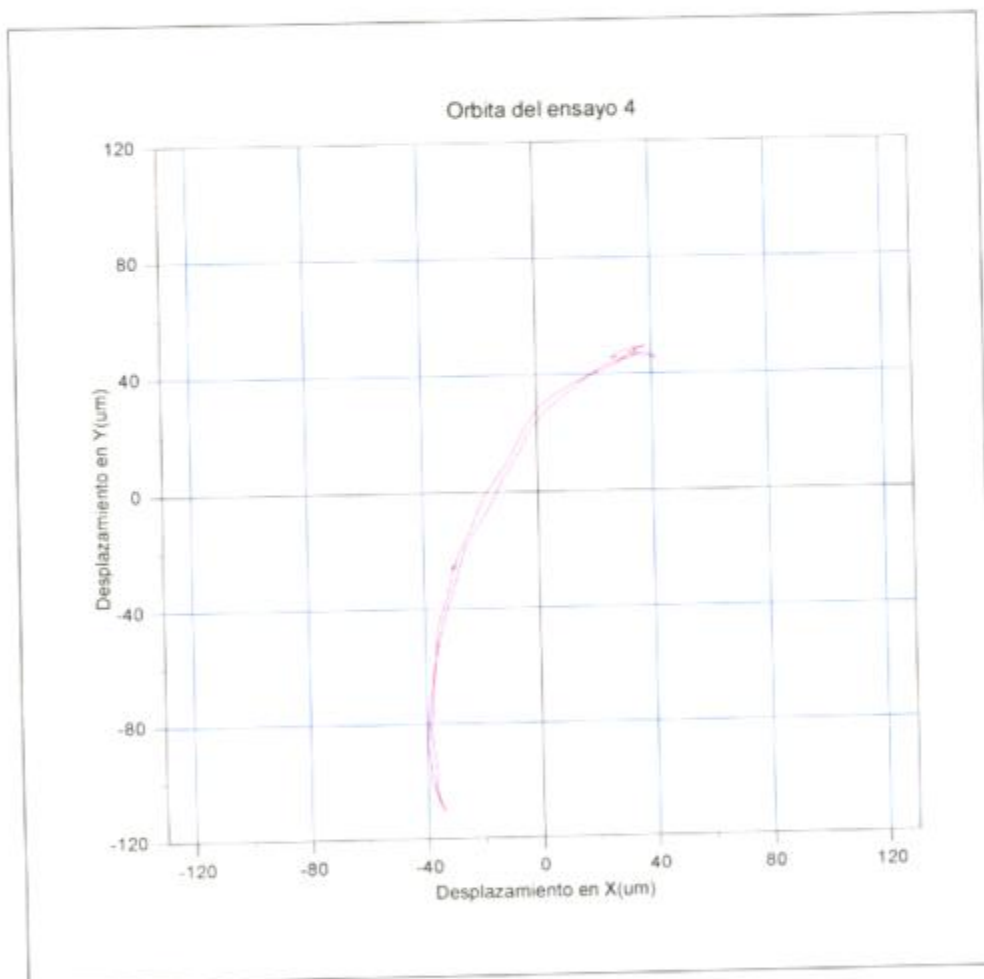


Figura 62: Órbita que muestra el cambio de desplazamiento del tubo hacia la parte final del ensayo 4 (luz $\varnothing=0,38\text{mm}$, $F_{\text{max}}=3,7\text{N}$).

Esta alteración en el patrón de desplazamiento, produjo cambios importantes en la interacción entre ambas probetas, y en consecuencia, en los valores del **work rate** calculados en cada una de las muestras del ensayo, produciendo una dispersión elevada de los mismos. Los cambios en la interacción se podían observar, tanto de los registros de impactos como de los histogramas de fuerza. Justamente, los cambios en el tipo de interacción implicaron modificaciones en los valores de la fuerza máxima de impacto resultante, que se eligió como el estimador de la intensidad de interacción de cada ensayo. Habría que agregar, con respecto a esto, que en diversos trabajos, se muestra la gran dispersión en los resultados de la constante de desgaste para ensayos realizados para idénticas condiciones [7].

Otro de los ensayos donde más se manifestó esta inestabilidad de la órbita fue el numero 11. En este ensayo, la órbita que se muestra en la fig. 50, cambio a las pocas horas de ensayo. El nuevo patrón de movimiento se mantuvo relativamente constante hasta el termino del mismo. También se produjo durante este ensayo un corte del suministro de energía, que derivó en una mayor incertidumbre en la determinación del tiempo de ensayo, lo cual incremento mas la indeterminación en el valor hallado para la constante de desgaste k_d . En la figura 63 se puede observar la órbita que se mantuvo hasta el final del ensayo.

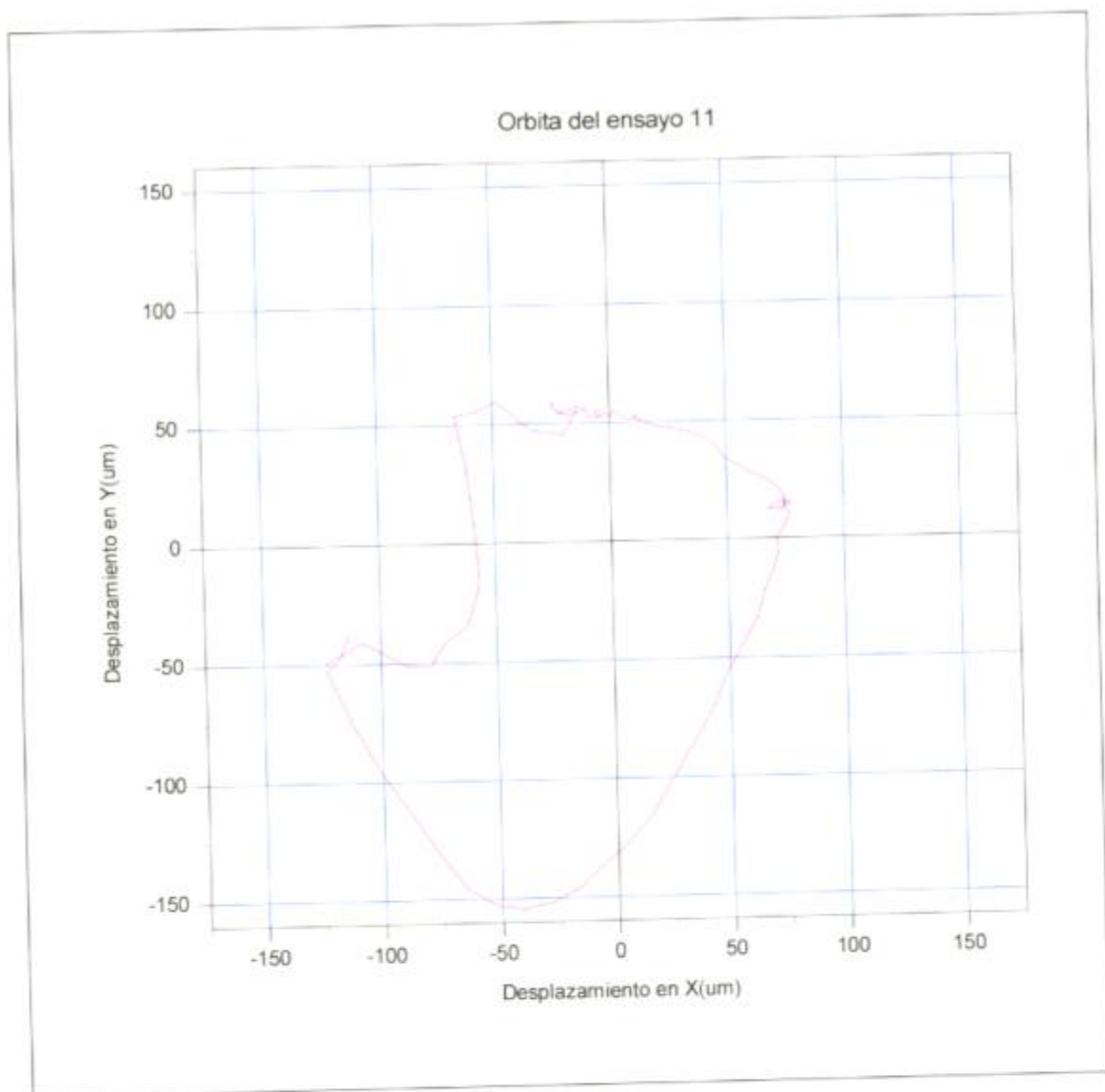


Figura 63: Órbita donde muestra el cambio del desplazamiento del tubo desde el segundo día en el ensayo 11(luz $\varnothing=0,5\text{mm}$; $F_{\text{max}} = 7\text{N}$).

El cambio de la órbita se puede deber, entre otros factores, a un cambio en las superficies en las zonas de contacto a medida que avanza el desgaste. Además, un cambio en la composición en dicha zona originada por el desgaste puede resultar en un correspondiente cambio en los coeficientes de rozamiento, que también da lugar a un cambio en la órbita [31].

En el ensayo 8, que se efectuó con la máxima luz diametral, los menores registros de fuerza de impacto con el equipo funcionando a la máxima potencia se explican porque para

conseguir mayores amplitudes de movimiento del tubo, hubo que separar un poco mas las bobinas de la varilla, con la consiguiente disminución de la fuerza de excitación.

De los resultados, se puede observar un hecho que merece destacarse, relacionado con la comparación entre el desgaste operado sobre el tubo respecto al producido sobre el soporte. En los ensayos 2, 11 y 12 el desgaste sobre el tubo es mucho mayor que el que producido en el soporte, tendencia que se revierte en los ensayos 4 y 7, donde el desgaste mayor se observa sobre el soporte. Si bien en la bibliografía no abundan referencias sobre la cuestión, en [29] se muestra que sobre distintos pares de materiales investigados, en el par laton-latón se midieron distintos desgastes en ambas probetas. Además, en [33], se muestran, sobre el par Inconel 600, ensayos en donde se registraron mayores desgastes en una u otra probeta, alternativamente.

Otro hecho que se pudo observar de los resultados de los ensayos fue el siguiente. Por ejemplo, en aquellos ensayos donde prevalecieron condiciones de impacto con poco deslizamiento, como, por ejemplo en los ensayos 6, 7 y 13, se obtuvieron los mayores valores de la constante de desgaste. En cambio, en aquellos ensayos en donde hubo bastante deslizamiento entre tubo y soporte, como sucedió en los ensayos 2,3,4 y 10, se obtuvieron valores de la constante de desgaste k_d relativamente bajos. Esto concuerda con resultados expresados por otros autores, ([7] y [24]). De los resultados, se puede observar también la fuerte dispersión en los valores de la constante de desgaste k_d , razón que obliga a adoptar un criterio conservativo para elegir aquel valor que sea representativo de la constante de desgaste k_d para el par Zr-4. El valor elegido para K_d fue $1,63E(-13) \text{ Pa}^{-1}$, que se encuentra dentro de los valores medidos por Ko et al [7] y Cho [9].

Por ultimo, es importante destacar que este valor de la constante de desgaste, corresponde al ensayo en donde las condiciones de interacción predominantes fueron de impacto. Es en este tipo de ensayos donde, en general, se registraron los valores de desgaste mas elevados. Al

respecto hay que señalar que para materiales utilizados en los intercambiadores de calor, como el Incoloy 800, el mayor desgaste opera para condiciones de deslizamiento en amplitudes elevadas ([16],[26]y [29]). Este resultado es importante, por el hecho de que las interacciones con altos impactos son predominantes en las vainas de elementos combustibles. Para volver a realizar los ensayos de desgaste en fretting/impacto, sugerimos, a la vista de la experiencia obtenida, tomar en cuenta las siguientes recomendaciones:

1-Sustituir el dispositivo de excitación, las bobinas, por otro que tenga mayor sensibilidad y precisión en la determinación del valor de la fuerza de excitación. Por ejemplo, un dispositivo excitado por el movimiento de dos masas excéntricas manejadas por un motor paso a paso parece ser el mas adecuado.

2-Pensar en algún diseño de la probeta soporte que facilite el alineamiento con el tubo, y en algún dispositivo óptico lo suficientemente preciso que permita además, centrar o descentrar el tubo en la luz diametral, para poder controlar el gap entre el tubo y el soporte.

7) CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos se puede concluir que:

- 1- De los ensayos en donde prevalecieron condiciones de fuertes impactos entre el tubo y soporte, con deslizamientos menores a $10\mu\text{m}$, se registraron los mayores valores de la constante de desgaste k_d .
- 2- En los ensayos en donde los contactos entre el tubo y el soporte se extendieron a algunos ms, con amplitudes de deslizamiento relativamente elevadas, de mas de $10\mu\text{m}$, se obtuvieron los menores valores de la constante de desgaste k_d .
- 3- En vista de la alta dispersión en los valores de la constante de desgaste k_d , se adopto un criterio conservativo para seleccionar el valor mas adecuado de la constante de desgaste del par Zr-4 ensayado. Dicho valor fue de $1,63\text{E}(-13)\text{ Pa}^{-1}$.

- 4- Para el par ensayado Zry-4 se encontró que, en general, el mayor desgaste opero en condiciones de alto impacto con poco deslizamiento.

REFERENCIAS

- [1]: Tucker, R.C., "Wear Failures", Metal Handbook, American Society for Metals, Ninth edition, Vol.11, pags.146-162
- [2]: Seiveright, G.R., "State of the art report on vibration and fretting wear", Westinghouse Canada Limited Report CWAPD-282 (1979)
- [3]: Fisher, N.J.; Chow, A.B. y Weckwerth, M.K., "Experimental fretting wear studies of steam generator materials", ASME PVP, vol.273(1994), pags.241-255
- [4]: Waterhouse, R.B., "Fretting", en Treatise on materials science and technology, vol.13, ed. Douglas Scot, Academic Press (1979), pags.259-286
- [5]: Hoeppner, D.W. y Gates, F.L., "Fretting fatigue considerations in engineering design", Wear, vol.70 (1981), pags. 155-164
- [6]: Pettigrew, M.J., "Flow induced vibrations and related topics", curso dictado en el Centro Atómico Constituyentes, Noviembre de 1994
- [7]: Fisher, N.J.; Weckwerth, M.K. y Grandison, D.A.E., "Fretting wear of zirconium alloys", SMIRT 14, Lyon, Francia, Agosto de 1997
- [8]: Jones, D.H.; Nehru, A.Y. y Skinner, J., "The impact fretting wear of a nuclear reactor component", Wear, vol.106 (1985), pags.139-162
- [9]: Cho, K.H.; Kim, T.H.; Kim, S.S., "Fretting wear characteristics of Zircaloy-4 Tube", Wear, vol.219 (1998), pags. 3-7
- [10]: Rice, S.L.; Nowotny, H. y Wayne, S.F., "Characteristics of metallic subsurface zones in sliding and impact wear". Wear, vol.74, Nro 1 (1981-1982), pags. 131-142
- [11]: Suh, N.P., "The delamination theory of wear", Wear, vol.25 (1973), pags.111-124
- [12]: Ko, P.L., "The significant of shear and normal force component on tube wear due to fretting and periodic impact" AECL-8845 (1985)

- [13]: Chen, S.S.; Jendrzeczyk, J.A. y Wambsgans, M.W., "Dynamics of tubes in fluid with tube-baffle interactions", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.107 (1985), pags.7-17
- [14]: Rogers, R.J. y Pick, R.J., "On the dynamics spatial response of a heat exchanger tube with intermittent baffle contacts", Nuclear Engineering and Design, vol.76 (1976), pags. 81-90
- [15]: Fisher, N.J.; Olesen, M.K.; Rogers, R.J. y Ko, P.L., "Simulation of tube-to-support dynamic interaction in heat exchange equipment", ASME PVP, vol.111 (1989), pags.378-383
- [16]: Ko, P.L., "Experimental studies of tube fretting in steam generators and heat exchanger", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.101 (1979), pags.125-133
- [17]: Ko, P.L. y Basista, H., "Correlations of support impact force and fretting wear for a heat exchanger tube", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, vol.106 (1984), pags.69-77
- [18]: Rice, S.L., "Reciprocating impact wear testing apparatus", Wear, vol.45, Nro.1(1977), pags.85-95
- [19]: White, F.C.; Noah, S.T.; Kettleborough, C.F. y Griffin, R.B., "An apparatus for the study of wear under dynamic loading conditions", Wear, vol.97, Nro.2 (1984), pags.179-197
- [20]: de Gee, A.W.J.; Commissaris, C.P.L. y Zaat, J.H., "The wear of sintered powder under conditions of vibrational contact", Wear, vol.7 (1964), pags.535-550
- [21]: Pick, R.J.; Brown, K. y Plumtree, A., "Technics in the study of impact and sliding wear of Zircaloy-4, Wear, vol.52, Nro.2 (1979), pags.381-392

- [22]: Levy, G. y Morri, J., "Impact fretting wear in CO₂ based environments", *Wear*, vol.106 (1985), pags.97-138
- [23]: Hofmann, P.J. ; Schettler, T. y Steininger, T.A., "PWR steam generator tube fretting and fatigue wear characteristics", ASME PVP Conference (1986), 86-PVP-2
- [24]: Hofmann, P.J. ; Schettler, T. y Steininger, T.A., "PWR steam generator tube fretting and fatigue wear phenomena and correlations", ASME Symposium on flow induced vibration and noise (1992), HTD Vol.230, pags.211-236
- [25]: Blevins, R.D., "Vibration induced wear of heat exchanger tubes", *Journal of Engineering Materials and Technology*, vol.107 (1985), pags.61-67
- [26]: Ko, P.L., "A brief review of tube fretting wear in heat exchangers", AECL-8272 (1984)
- [27]: Kayaba, T. e Iwabuchi, A., "The fretting wear of a 0,45%C steel and austenitic stainless steel from 20 to 650 °C in air", *Wear*, vol.74 (1981-1982), pags. 229-245
- [28]: Fisher, N.J.; Taylor, C.E. y Pettigrew, M.J., "Fuel element vibration and bearing pad to pressure tube fretting", AECL-10164
- [29]: Cha, J.H.; Wambsgans, M.W. y Jendrzeczyk, J.A., "Experimental study on impact/fretting wear in heat exchanger tubes", *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, vol.109 (1987), pags. 265-274
- [30]: Soderberg, S.; Bryggman, U y Mc Cullough, T., "Frequency effect in fretting wear", *Wear*, vol.110 (1986), pags. 19-34
- [31]: Phalippou, C. y Delaune, X., "The predictive analysis of wear work-rates in wear test rigs", ASME PVP, vol.328 (1996), pags.247-255
- [32]: Hofmann, P.J.; Friedrich, B.C. y Schroder, F., "Prediction of PWR steam generator tube material loss caused by perpendicular impacting", ASME PVP, vol.328 (1996), pags.219-231

[33]: Ko, P.L.; Taponat, M.C.; Zbinden, M y Robertson, M.F., "Friction and wear studies of nuclear power plant components in pressurized high temperature water enviroments", ASME PVP, vol.328(1996), pags.211-218

COMISION NACIONAL DE ENERGIA ATOMICA
CENTRO DE INFORMACION C A G