

39
2ej-



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE CIENCIAS

**PRUEBAS DE TERMOFLUENCIA EN
ALEACIONES METALICAS**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
F I S I C O**

PRESENTA :

ARIEL SALAZAR FLORES



MEXICO, D. F.

1992

FALLA EN ORIGEN



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

AGRADECIMIENTOSiii
RESUMENiv
CAPITULO 1 :	
INTRODUCCION	
1.1 Pruebas mecánicas en metales2
1.2 Termofluencia6
1.3 Cálculo de vida residual8
CAPITULO 2 :	
DESARROLLO DE UNA MAQUINA DE ESFUERZO CONSTANTE	
2.1 Antecedentes15
2.2 Caracterización de la máquina19
2.3 Acondicionamiento de la máquina25

CAPITULO 3 :

CALIBRACION DE LA MAQUINA
DE ESFUERZO CONSTANTE

3.1 Calibración del horno y de los transductores.....34

3.2 Parametrización de la leva39

3.3 Pruebas reales y simuladas de Termofluencia47

CONCLUSIONES51

A G R A D E C I M I E N T O S

Deseo agradecer en primer lugar al Fís. Alejandro Mendoza Allende por dirigirme la tesis y muy especialmente por la labor que desarrolló para llevarla a buen termino. Asimismo agradezco la colaboración del Dr. Eligio Orozco Mendoza y del Instituto de Física de la UNAM por el uso de los Laboratorios de Metalurgia de su Departamento de Estado Sólido.

Debo también reconocer el apoyo brindado por el Fís. Fernando Reyes Cervantes y por el Instituto de Investigaciones Eléctricas al otorgarme una beca y proporcionar la máquina con la que se realizó el trabajo.

Finalmente agradezco la importante ayuda recibida de los Sres. Juan Caire y Miguel Bustos del Taller de Estado Sólido del IFUNAM, la que jugó un gran papel en la realización de este trabajo.

R E S U M E N

En el presente trabajo se reporta el acondicionamiento y parametrización de una máquina para la realización de pruebas de termofluencia a esfuerzo constante. El capítulo 1 sirve a modo de introducción, donde se hace una revisión de los conceptos más importantes manejados en el resto de la tesis. Allí se explica también la necesidad del desarrollo de la máquina para llevar a cabo estudios cuidadosos del deterioro sufrido en los aceros austeníticos utilizados en tubería de generadores de vapor. En el capítulo 2 se describen y justifican las diversas adecuaciones hechas a la máquina para lograr su correcto desempeño y permitirse su calibración, se añade además como referencia la historia del desarrollo de este tipo de máquinas. Finalmente en el capítulo 3 se presentan los detalles del proceso seguido para determinar sus parámetros (longitud de probeta, ventaja mecánica) y la validación del análisis aplicado para evaluar su precisión (medida en términos de porcentaje de variación del esfuerzo aplicado). Dado que estas dos últimas tareas fueron automatizadas mediante la implementación de un programa de computo escrito en lenguaje BASIC, este es descrito también .

CAPITULO 1:

INTRODUCCION

1.1 PRUEBAS MECANICAS

EN METALES

Casi todas las propiedades mecánicas de los metales dependen sensiblemente de la microestructura presente y es en base a esta afirmación que se pretende usar las pruebas de termofluencia como medio de examen para los aceros austeníticos utilizados en tuberías de generadores de vapor. Dado que el presente trabajo sirve para reportar el acondicionamiento y calibración de la máquina de esfuerzo constante en que se realizarán dichos ensayos, se comenzará en este capítulo por explicar en qué consisten y qué información pueden aportar algunos tipos de pruebas mecánicas .

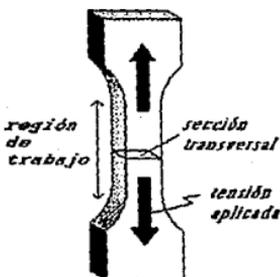


Figura 1.1 Representación de la geometría conformada en un material para someterlo a pruebas mecánicas. La región central de la probeta es la que se deforma, pues allí el esfuerzo aplicado es mayor al haber una menor sección transversal.

Para someter a un metal a una prueba de tensión se le configura usualmente en su parte central con la forma de un cilindro o un tetraedro alargado que se ensancha suave-

mente en los extremos, como se representa en la figura 1.1. Dichos extremos se conectan mediante mordazas al sistema de aplicación de la carga y la configuración de la probeta hace que se concentre el esfuerzo en la sección de trabajo (zona más estrecha y de longitud L_0). Si la carga es creciente y uniaxial (o sea aplicada en una sola dirección), la probeta sufrirá el tipo de estiramiento descrito por una de las curvas esfuerzo-deformación de la figura 1.2, en las que además la velocidad temporal de deformación y la temperatura se controlan. En estas gráficas, σ denota al esfuerzo

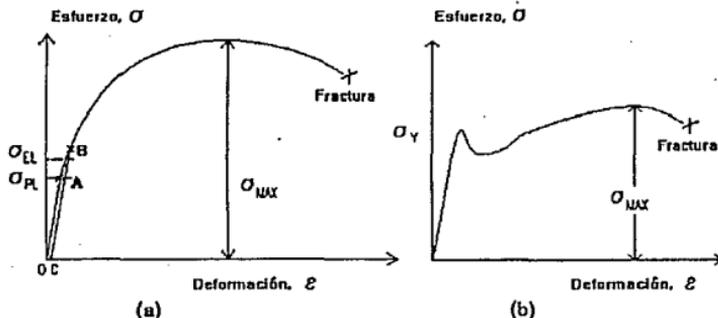


Figura 1.2 (a) Curva típica de esfuerzo-deformación para la mayoría de los metales y donde no es nítido el punto de cedencia.
 (b) Curva esfuerzo-deformación correspondiente al acero dulce y en la que el punto de cedencia es fácilmente distinguible.

ingenieril o F/A_0 , donde F es la carga aplicada sobre la probeta y A_0 el área inicial de su sección transversal, y ϵ es la deformación, que es el estiramiento acumulado entre la longitud original L_0 .

Puede observarse que la parte inicial de las curvas en

la figura 1.2 es aproximadamente una recta, correspondiente a la región de elasticidad lineal del metal. Esta se caracteriza, porque allí la deformación es directamente proporcional al esfuerzo aplicado, de acuerdo con la ley de Hooke, siendo la pendiente de la recta el módulo de elasticidad del metal. La zona elástica se prolonga poco más allá de la región lineal y se caracteriza por que en ella los esfuerzos no dejan deformaciones permanentes al ser eliminados^[1]. Los valores frontera de ambas regiones son, respectivamente, el límite proporcional σ_{PL} y el límite elástico σ_{EL} . En materiales como el acero dulce, el bronce y el latón, ambos límites coinciden en uno sólo, conocido como punto de fluencia σ_Y , el cual puede identificarse claramente en la figura 1.2(b)^[2]. Sin embargo, dado que la mayoría de los metales estructurales se comportan según la curva 1.2(a), no es posible determinar ni a σ_{PL} ni a σ_{EL} de una prueba tensil. En esos casos, suele considerarse más bien a la resistencia a la cedencia, punto B, definida como el esfuerzo que produce una deformación permanente de 0.002, denotada como OC en la figura 1.2(a)^[1]. Debe resaltarse que el punto de cedencia definido del modo anterior es un parámetro útil, pero arbitrario y que no representa una constante física del material^[2].

Después del límite elástico comenzará a ocurrir una deformación permanente o plástica que se prolongará dependiendo de la ductilidad del metal^[3]. En el caso de materiales que se comporten según la curva 1.2(b), la elas-

tividad termina al llegarse al punto de fluencia σ_y , al que le sigue un mínimo local conocido como punto inferior de cedencia y luego una región de tangente horizontal^[1], para darse a continuación la deformación plástica, se requerirá de una razón de incremento de esfuerzo cada vez mayor, pues el metal es endurecido por la deformación acumulada^[3]. Se llegará entonces al valor máximo de la carga que dividida sobre el área original del espécimen dará lo que se conoce como la resistencia tensil σ_{max} . Un material no-dúctil o frágil se fracturaría en este punto, pero en uno dúctil puede notarse en la curva que los valores del esfuerzo ingenieril requerido para la deformación subsiguiente disminuyen hasta la ruptura. El área bajo la curva hasta este punto corresponde a la energía necesaria (por cada unidad de volumen) para llevar al material hasta su fractura y se le conoce como tenacidad^[2].

Puede explicarse por qué en la parte final de las curvas 1.2(a) y (b), el esfuerzo ingenieril disminuye mientras la deformación aumenta. Esta aparente inconsistencia se debe a que el espécimen sufre durante toda su deformación una disminución del área A de su sección transversal. Este estrechamiento se acentúa poco antes de la fractura, dando lugar a un encuellamiento de la probeta. Entonces la tensión F necesaria para mantener un mismo esfuerzo F/A decrece, ya que A también lo hace. Sin embargo en la fórmula para el esfuerzo ingenieril F/A se utiliza al valor inicial de A , de modo que en los últimos puntos de la

gráfica parece decrecer de valor. En cambio, la gráfica de la deformación contra el esfuerzo real, obtenido de dividir la carga y el área instantáneas, sería al final ascendente .

1.2 T E R M O F L U E N C I A

El fenómeno de termofluencia ocurre al aplicarse continuamente carga o esfuerzo de cierto valor sobre un material sometido a temperatura constante^[4]. Al prolongarse el tiempo se producirá en el material una deformación plástica que, como se definió en la sección anterior, no desaparecerá al eliminarse el esfuerzo aplicado.

Para explicar a la termofluencia de los metales, es necesario definir a la microestructura presente en ellos, la cual es cristalina. Un cristal consiste en la repetición periódica de un arreglo de átomos básico o esencial. Sin embargo, un metal real (no producido artificialmente) es policristalino ya que contiene a su vez, multitud de pequeños cristales llamados granos, orientados independientemente y al azar. En principio, puede calcularse el valor del esfuerzo cortante necesario para deslizar a un plano de átomos sobre otro, dentro de un monocristal, en base a la fuerza de atracción que existe entre ellos. Sin embargo, los valores deducidos para este esfuerzo difieren notablemente con los observados experimentalmente en un factor de escala de mil o más. Es así como se supuso a principios de siglo la presencia de imperfecciones en la red cristalina de los

metales, diferentes a las vacancias e impurezas, para explicar tal desacuerdo. Se ha comprobado la existencia de esas imperfecciones, que se conocen como dislocaciones y no son sino defectos lineales en la estructura del cristal^[5].

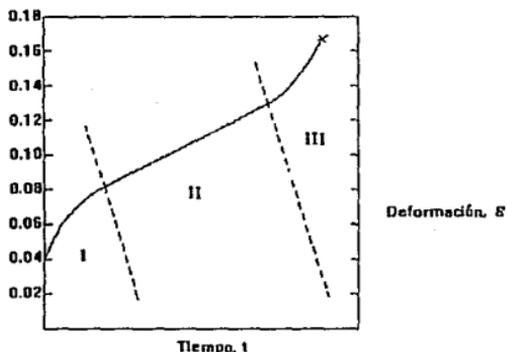


Figura 1.3 Curva característica de termofluencia.

Se ha llegado ahora a la idea de que la termofluencia es un proceso que se activa principalmente al elevarse la temperatura del metal, pues entonces se facilita la migración de dislocaciones dentro de la red cristalina, lo que contribuye a la mayor parte de la deformación plástica. Según evidencia experimental las temperaturas propicias para que se de la termofluencia son mayores a $T_m/2$, siendo T_m la temperatura de fusión del metal^[4]. La curva de termofluencia común entre muchos metales puros y aleaciones se representa en la figura 1.3, donde se señalan sus tres etapas principales (la escala de la deformación está dada

dividiendo entre la longitud original). A continuación se detallan las características de cada una de esas etapas^[4].

I) En la primera etapa o transitoria la razón temporal de deformación (tangente de la curva) disminuye de su alto valor inicial debido a la formación de una subestructura más resistente a la termofluencia. Aunque no se conoce con precisión cómo es esta subestructura, se sugiere la aparición de subgranos, así como de celdas y enmarañamientos de dislocaciones parecidos a los observados en metales endurecidos por trabajo a bajas temperaturas^[4].

II) En la etapa secundaria de termofluencia los rasgos subestructurales esenciales del material a prueba deben conservarse, dado que hay una razón de deformación constante, aunque se sabe que los subgranos individuales siguen en constante cambio, en particular en su tamaño^[4].

III) Por último, en el tercer trozo de la curva se observa que la rapidez de deformación se incrementa apareciendo deformación plástica localizada y microfisuras que al integrarse originan la fractura final de la muestra^[4].

1.3 CALCULO DE VIDA RESIDUAL

Desde hace tiempo la Comisión Federal de Electricidad ha tenido necesidad de desarrollar un método confiable para determinar la vida remanente del acero austenítico utilizado en la tubería de sus generadores de vapor^[6]. El término de vida remanente es aplicado al alargamiento del lapso de

servicio propuesto originalmente por la norma ASME (*American Society of Mechanical Engineers*) para los diseños de tubería que cumplen con sus especificaciones geométricas y que es aproximadamente de 100,000 horas (casi 11 años y medio de uso continuo). Este alargamiento se justifica debido a que el valor del tiempo de servicio garantizado es bastante conservador, pues incluye un factor de seguridad muy amplio, aún considerando que no toma en cuenta al proceso de corrosión que puede estarse llevando a cabo en el material dependiendo del medio químico presente o al calentamiento local de diversas zonas de la tubería^[7]. La vida residual es un factor a que se refiere con bastante frecuencia para intentar prolongar el tiempo de uso de diversas centrales termoeléctricas en todo el mundo (persiguiéndose un ahorro económico muy importante) y es por tanto un campo de investigación de interés creciente. Para su estimación la C.F.E. había utilizado los servicios de compañías privadas que seguían métodos metalográficos de campo y seguramente sólo en material nuevo, sin considerar la forma de trabajo de las calderas nacionales .

Es por lo mencionado arriba que, en busca de una alternativa, se consideró la realización de pruebas de termofluencia acelerada^[10]. Estas consisten en alterar alguno de los factores que intervienen en la termofluencia para que el proceso ocurra más rápidamente que en las condiciones normales de operación del material. Se sugieren pruebas de termofluencia acelerada a esfuerzo constante,

porque son las que mejor reproducen las condiciones de operación dentro de un generador de vapor, donde existen en gran medida valores constantes de presión y temperatura dentro de sus distintas zonas (recuérdese que la presión es una magnitud física semejante al esfuerzo mecánico definido anteriormente). Estas pruebas estarían enfocadas principalmente a los aceros austeníticos 304H, 321H y 347H, que son los sometidos a condiciones más extremas de presión y temperatura por formar parte de la tubería del recalentador y el sobrecalentador de alta temperatura (en esas zonas la temperatura varía de 540.5 a 541.1 °C y la presión de 3.7 a 17.1 MPa [6]). Sin embargo, la utilidad de estas pruebas como referencia para calcular la vida residual de componentes de generador de vapor depende principalmente de los dos factores, a y b, que se detallan abajo.

a) El primer factor se refiere a la forma en que son diseñadas las pruebas. Por ejemplo, se ha reportado que para aceros ferríticos de baja aleación el proceso de termofluencia que se lleva a cabo en servicio debe ser acelerado, al realizarse pruebas, elevando el valor de la temperatura y conservando el del esfuerzo de operación^[8]. Esto se debe a que para este material la termofluencia es activada térmicamente por cambios en su microestructura que no tendrían tiempo de darse en pruebas en que se aumentara al valor del esfuerzo y se usara la temperatura de servicio. Contrariamente, en los aceros austeníticos pueden usarse ambas formas de termofluencia acelerada para el diseño de

pruebas [9].

b) El segundo factor consiste en la interpretación que se haga de los resultados de las pruebas. A partir del tiempo de ruptura t medido en ellas existen varios parámetros para calcular la vida residual, como el de Larson-Miller, el de Orr, Sherby y Dorn o el del Mínimo Compromiso^[10]. Cada uno de estos parámetros tiempo-temperatura consisten en una relación que combina esas variables con el esfuerzo σ

$$P(t,T) = G(\sigma),$$

interpretandose que cualquier combinación de esas dos variables (t,T) que mantengan constante el parámetro, causarán ruptura al mismo nivel de esfuerzo. Estas relaciones se basan en una dependencia del tiempo de ruptura t con la temperatura T en las que interviene el factor de Arrhenius, que es

$$t \sim \exp \{-Q/RT\},$$

donde Q es la energía de activación para la termofluencia y R la constante universal de los gases^[10].

Cabe señalar además que para utilizar cualquier método de estimación de vida residual confiablemente, deben hacerse varias pruebas bajo las mismas condiciones en diferentes probetas. Esto es así, porque a lo largo de una tubería siempre existen variaciones estadísticas del deterioro acumulado, lo que repercute en que el tiempo de ruptura de las probetas varíe apreciablemente^[8]. De cualquier forma, los errores en las mediciones de T y σ se propagan e incrementan drásticamente en la incerteza de las predicciones de

vida residual por cualquiera de los métodos mencionados, por hacer uso del factor de Arrhenius. El mejoramiento de esas predicciones puede lograrse aumentando la duración de las pruebas, (lo que puede ser impráctico al requerirse años de duración) o perfeccionando sus procesos de medición y control para que se generen errores más pequeños. Además deben auxiliarse con exámenes metalográficas que revelen la microestructura del material^[11].

Sin embargo, parece recomendable el intentar mejorar la metodología con que son realizadas las pruebas de termofluencia, puesto que puede ser un factor importante en la poca reproducibilidad de estas. En ese sentido, este trabajo consistió, entre otras cosas, en cuantificar la precisión con que conservó constante el esfuerzo una máquina acondicionada para ese fin. El desarrollo de esa máquina lo llevó a cabo el Instituto de Física de la UNAM, como respuesta a una petición hecha por el Instituto de Investigaciones Eléctricas, dependiente de la CFE, debido a la ausencia de máquinas a esfuerzo constante en el mercado nacional. El acondicionamiento de la máquina se detalla en el siguiente capítulo, así como la descripción de su funcionamiento .

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

- [1] A.P.Boresi, O.H.Sidebottom, "Advanced Mechanics of Materials", 4th edition, John Wiley & Sons, New York, 1985.

- [2] S.Timoschenko, "Strength of Materials", Part II, 3rd edition, Van Nostrand Company, New York, 1976.
- [3] G.E.Dieter, "Mechanical Metallurgy", 2nd. edition, McGraw-Hill, Tokyo, 1976.
- [4] A.K.Mukherjee, "High-Temperature Creep"
- [5] F.R.Shanley, "Mecánica de Materiales", 1^a ed., McGraw-Hill, México, 1971.
- [6] F.Reyes Cervantes, "Esfuerzos Termo-Plásticos en Tubería de Generadores de Vapor" (tesis de licenciatura), Universidad Nacional Autónoma de México, 1988 .
- [7] M.Iwata, M.Shibayama y H.Ayata, "A Practical Method for Residual Life Prediction of Boiler Tubes", en Conf.Proc on Boiler Tube Failures in Fossil Power Plants, EPRI Report CS-5500-SR, Sección 3, pp.147-161, 1988 .
- [8] R.V.Hart, "Assessment of Remaining Creep Life Using Accelerated Stress-Rupture Tests", Metals Technology, Vol.3, Enero 1976, pp. 1-7 .
- [9] I.I.Phillips, C.A.Hutchins y J.Williamson, "The Practical Use of an Extrapolation Technique to Aid Life Assessment of a 2 1/4Cr-1Mo Superheater", en Proc.Int.Conf. on Engineering Aspect of Creep, Vol.2, Sheffield, 1980, Inst.Mech.Eng., pp. 217-222 .
- [10] Sección 3, Remaining Life Assessment Methodology
- [11] S.Paterson, T.Rettig, K.Clark y R.Viewanathan, "Remaining Creep Life Assessment of Superheater and Reheater Tubes", en Conf.Proc. on Boiler Tube Failures in Fossil Power Plants, EPRI report CS-5500-SR, Sección 3, pp. 55-71, 1988 .

CAPITULO 2 :

DESARROLLO DE

UNA MAQUINA DE

ESFUERZO

CONSTANTE

2.1 ANTECEDENTES

Como se señaló al final del capítulo anterior, el Instituto de Investigaciones Eléctricas requería de una máquina de esfuerzo constante con la cual experimentar en los aceros austeníticos de tubería de generador de vapor con algún tiempo en servicio. El desarrollo de una máquina de este tipo se inició al tenerse conocimiento del artículo de Javier Fuentes Maya et al^[1] en que se reporta su diseño y construcción dentro del Instituto de Física de la UNAM. Es así como el IIE solicita, a través de Lorenzo Martínez, la manufactura de la leva de la máquina al Fis. Javier Fuentes Maya y basándose en su artículo, construye la estructura de la máquina. En esta, el IIE le hace sólo una modificación que consiste en usar unas chumaceras para sostener a la leva, y no la cufia sugerida originalmente, por considerarse que a la larga esta produciría una deformación en su punto de apoyo, descalibrando a la máquina.

Teniendo armada a la máquina, eventualmente se entendió la necesidad de acondicionarla para poder realizar con reproducibilidad pruebas de termofluencia y también para poder evaluar su desempeño. Si se quiere entender la forma en que se realizó lo anterior, que fue el objetivo de esta tesis, es conveniente comenzar con la caracterización de la máquina, desde sus antecedentes históricos, lo que se hace a continuación.

Históricamente, hemos rastreado que el artículo donde

se sugirió originalmente la idea de este tipo de máquina a esfuerzo constante data de 1932. Apareció en la literatura científica publicado en *Proceedings of the Royal Society of London* y sus autores fueron E. N. da C. Andrade y B. Chalmers^[2]. En éste artículo se reporta la variación medida en la resistencia eléctrica durante la deformación plástica de alambres policristalinos de cadmio, latón y aluminio sometidos a esfuerzo y temperatura constantes. Para aplicar esfuerzo constante en los alambres los autores diseñaron los dos mecanismos posibles (a) y (b) que se detallan a continuación.

a) El primero consiste en anclar el extremo inferior de la probeta y ejercer una fuerza ascendente conectando su extremo superior mediante poleas a un peso con la forma de un hiperboloide de revolución. Estando este en contacto con un líquido contenido en un recipiente, al estirarse la probeta se sumergiría en él, apareciendo por tanto una fuerza de flotación dependiente del volumen desplazado. Por la forma peculiar configurada al peso, esta fuerza de flotación haría disminuir a la fuerza ascendente sobre el alambre estirandose en razón proporcional a su sección transversal, conservandose así un esfuerzo constante. Este arreglo se desecha, aduciendo los autores que las poleas que transmiten la carga friccionan, lo que resulta problemático, por lo que decidieron cambiar al segundo método (b) que hace uso de una cuña, aunque los autores no explican los inconvenientes debidos precisamente a usar el peso del flo-

tador con forma hiperbólica.

Por otra parte, el artículo en que se reportó originalmente a este peso data de 1910 y su autor es también Andrade^[3]. Lo utilizó para mantener al esfuerzo constante en pruebas hechas en alambres de plomo, una aleación de plomo y estaño (soldadura) y cobre. Durante estas no se usaron poleas, sino que la carga se aplicaba directamente en el espécimen como se observa en la figura 2.1. La ecuación que da Andrade para la forma del peso es^[3]

$$y = (M[l_0]/p\pi)^{1/2} 1/(l_0+x),$$

donde l_0 es la longitud inicial del alambre, M es la masa del peso, p la densidad del líquido en donde este se sumerge y las variables x y y son las mostradas en la figura 2.1 .

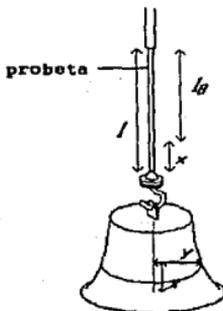


Figura 2.1 Representación del peso hiperbólico utilizado por Andrade para mantener aplicado un esfuerzo constante sobre un alambre, donde se indican sus coordenadas x y y .

b) El segundo mecanismo utilizado por Andrade y Chalmers e ilustrado en la figura 2.2, hace uso de una viga de aluminio PH sostenida en un punto intermedio por una cuña B. En uno de los extremos de esta viga hay una placa C de contorno circular y radio BH por donde se hace pasar un alambre

delgado de acero D que se conecta a la parte superior del alambre a prueba (probeta). En el otro extremo de la viga hay otra placa F cuyo borde se usa para colocar otro alambre delgado de acero R que sostiene a un peso W. El perfil conformado a F es tal que cuando la viga gira debido a un estiramiento de la probeta conectada en D, el brazo de palanca PB disminuye, como también lo hace la torca aplicada por el peso W y medida con respecto al punto de apoyo B. Al tener la porción BH de la viga un radio constante, la carga sobre la probeta es la que decrece para dar el mismo valor de torca que equilibre a la palanca. Entonces, es cuestión del diseño del perfil de la placa F que el decrecimiento de la carga sea directamente proporcional al adelgazamiento del área de la sección transversal de la probeta, de manera de mantener aplicado un esfuerzo constante sobre ella.

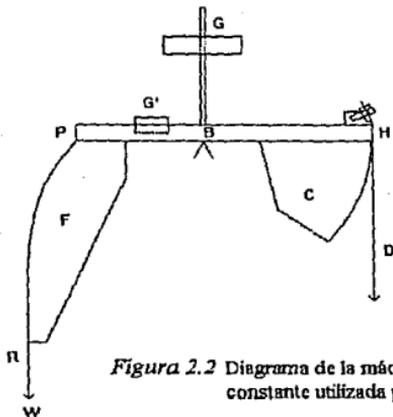


Figura 2.2 Diagrama de la máquina de esfuerzo constante utilizada por Andrade.

Notese además en la figura 2.2, la presencia de un sistema de pesas G y G' que deslizando en un eje vertical y otro horizontal permiten relocalizar el centro de gravedad del sistema en el fulcro o punto de apoyo, liberandolo así de la presencia de una torca residual.

Para conocer la precisión del segundo arreglo usado por Andrade et al, situaron en el alambre D un peso constante y en el alambre W pesos mayores, midiendo el ángulo de inclinación de la viga en el equilibrio. Con esos datos se calcularon, primero, la razón entre la fuerza con la viga inclinada en relación a la fuerza inicial dada con la viga horizontal y después, la reducción de la sección transversal en el alambre estirado que correspondería al giro de la leva. Correlacionando las dos variables anteriores se estimó el valor del esfuerzo, encontrandose variaciones de menos del 1% para un estiramiento teórico del alambre de hasta el 30% de su longitud inicial.

2.2 CARACTERIZACION DE LA MAQUINA

Puede observarse que el funcionamiento de la máquina de esfuerzo constante usada por Andrade depende en forma crítica del perfil conformado en la placa que sostiene al peso y que permite la aplicación de una tensión variable en la probeta. En la máquina manufacturada para el IIE se substituyó a la viga de aluminio y las dos placas con un s6-

lo elemento: la leva. La leva es un dispositivo mecánico muy usado en máquinas con motores de rotación (como los eléctricos). Su función consiste en transformar el movimiento que proporciona el motor en un desplazamiento lineal.

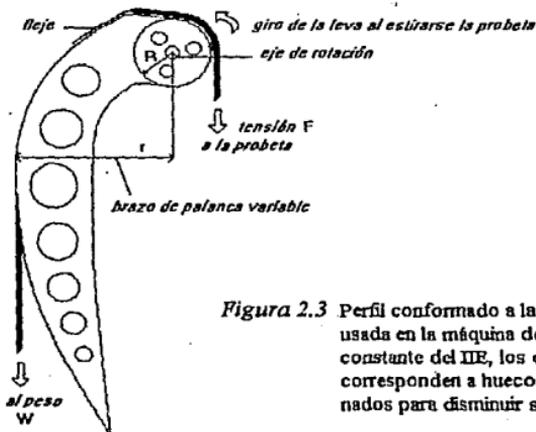


Figura 2.3 Perfil conformado a la leva usada en la máquina de esfuerzo constante del IIE, los círculos corresponden a huecos maquinados para disminuir su peso.

Esto lo logra debido a estar conformada con un perfil que presenta radio variable, así que al rotar un elemento acoplado a su perfil se moverá en línea recta la cantidad dada por la diferencia entre los radios antes y después del giro. La leva usada en la máquina de esfuerzo constante tiene una región circular y otra de radio variable, de manera similar al perfil de las placas de la máquina de Andrade. Similarmente, la leva gira al estirarse el espécimen a prueba conectado a su borde circular, reduciéndose así el brazo de palanca del que pende el peso en el borde no circular. El peso, en este caso, es sostenido

por la probeta anclada mediante un fleje, que no es sino una cinta de acero. En la figura 2.3 se ilustra el arreglo antes descrito .

Puede mostrarse la forma en que es deducido el perfil variable de la leva^[1] partiendo del requisito de diseño impuesto a esta : que el esfuerzo σ aplicado sobre un espécimen durante toda su deformación se mantenga constante, es decir

$$\sigma_0 = F_0/A_0 = \sigma = F/A , \quad (1)$$

donde F es la carga variable suministrada por la leva al girar. Para resolver este requisito, debe suponerse que el volumen de la muestra al elongarse se mantenga constante, o sea

$$AL = A_0L_0, \quad (2)$$

donde A y L son, respectivamente, el área de su sección transversal y su longitud (el subíndice 0 denota los valores al inicio de una prueba). Además, debe suponerse la condición de equilibrio de la leva, la cual exige que la torca total medida con relación al fulcro sea cero. Esto implica que la torca aplicada por el peso W pendiendo del radio variable r de la leva debe ser de la misma magnitud y sentido opuesto a la torca resistiendo en el otro lado con radio constante R , donde se aplica una tensión F en la muestra :

$$FR = Wr, \quad (3)$$

Multiplicando r con L y substituyendolos de las ecs. (3) y (2) se obtiene que

$$rL = (FR/W)(A_0L_0/A).$$

Substituyendo ahora a F de (1) resulta

$$rL = (\sigma AR/W) (A_0 L_0/A) = \sigma R A_0 L_0/W = \text{constante} . \quad (4)$$

Un primer resultado de la ecuación (4) es que el radio de la leva debe variar como el inverso de la longitud de la probeta. Además, como el valor inicial de rL es $r_0 L_0$, de la ecuación (4) se tiene que el radio inicial de la leva es $r_0 = \sigma R A_0/W$. Por otra parte, como la probeta pende de un fleje tangente a la parte circular, de radio R, de la leva (suponiendo que el fleje se acopla perfectamente a este contorno), entonces una elongación δL de la probeta corresponderá a un giro θ de la leva tal que $\delta L = R\theta$. Así, la longitud a cada instante de la probeta es

$$L = L_0 + \delta L = L_0 + R\theta$$

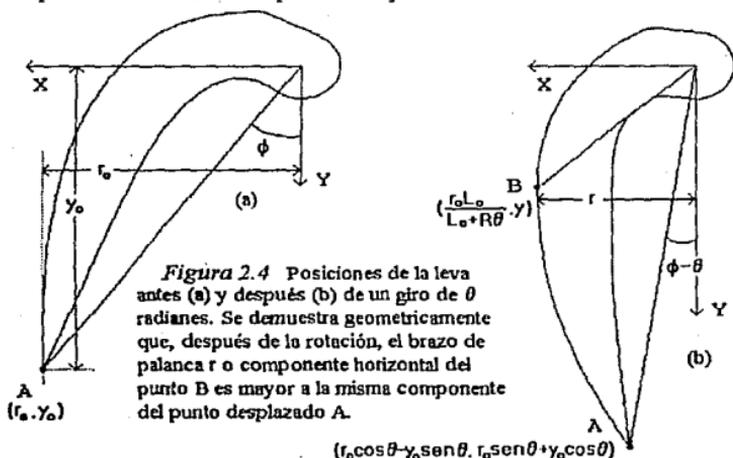
y substituyendo en la ecuación [4] se tiene

$$r = r_0 L_0/L = r_0 L_0/(L_0 + R\theta) . \quad (5)$$

La ecuación (5) relaciona al brazo de palanca r de la leva (o punto desde donde pende el fleje) con el ángulo θ que se haya girado de la posición en que r era igual a r_0 . Tiene como constantes a r_0 , L_0 y R las que deben elegirse previamente para que quede definido completamente el perfil de la leva (r_0/R es la ventaja mecánica máxima de la leva para la aplicación de una tensión F, como se observa de la ec. (3)) .

Finalmente, es conveniente hacer un comentario de orden práctico concerniente al contorno especificado para la leva (ecuación 5). Se refiere a lo que ocurre en una prueba real, durante la cual el espécimen comienza a estirarse y hace

rotar a la leva. Entonces, se mueve el punto de separación entre la leva y el fleje a lo largo del contorno de la leva, desde el punto A hasta el B en la figura 2.4. Sin embargo, para que la carga aplicada por la leva varíe correctamente, el fleje debe caer verticalmente sin ser estorbado por la región de la leva que al rotar haya sido desplazada, i.e. la comprendida entre los puntos A y B.



Para demostrar que el problema señalado antes no se presenta en esta leva, se hará uso de la geometría. Sea un sistema de referencia XY fijo a la estructura de la máquina. Inicialmente, cuando el peso W pende del punto A de la leva, este tiene coordenadas (r_0, y_0) , como se nota en la figura 2.4. Al rotar la leva en un ángulo θ , las coordenadas del mismo punto A serán ahora $(r_0 \cos \theta - y_0 \sin \theta, r_0 \sin \theta + y_0 \cos \theta)$. Y

las coordenadas del punto B del que ahora deberá pender el peso W serán (x, y) , que según la ecuación de la leva (5) son $(r_0 L_0 / (L_0 + R\theta), y)$, donde L_0 es la longitud de probeta para iniciar una prueba en el punto A. Por tanto debe demostrarse que la componente horizontal del punto B de la leva, o sea su brazo de palanca instantáneo r , sea mayor o igual a la misma componente del punto A después de rotar, es decir que

$$r_0 L_0 / (L_0 + R\theta) \geq r_0 \cos\theta - y_0 \sin\theta,$$

o dividiendo entre r_0 que:

$$L_0 / (L_0 + R\theta) \geq \cos\theta - (y_0 / r_0) \sin\theta. \quad (6)$$

Para simplificar a la desigualdad (6), sea $x = y_0 / r_0$ y $z = R / L_0$, entonces esta se vuelve:

$$1 / (1 + z\theta) \geq \cos\theta - x \sin\theta.$$

Despejando ahora a x se tiene

$$x \sin\theta \geq \cos\theta - 1 / (1 + z\theta) \text{ y}$$

$$x \geq (\cos\theta - 1 / [1 + z\theta]) / \sin\theta = f(\theta) / g(\theta).$$

El límite de $f(\theta) / g(\theta)$ cuando θ tiende a cero se obtiene aplicando la regla de L'Hôpital, pues tanto $f(\theta)$ como $g(\theta)$ tienden a cero. Entonces se obtiene que

$$\lim_{\theta \rightarrow 0} \frac{f(\theta)}{g(\theta)} = \lim_{\theta \rightarrow 0} \frac{f'(\theta)}{g'(\theta)} = \lim_{\theta \rightarrow 0} \frac{z / (1 + z\theta)^2 - \sin\theta}{\cos\theta} = z,$$

luego y_0 / r_0 debe ser mayor o igual que R / L_0 ($x \geq z$) para que la desigualdad (6) se cumpla en $\theta = 0$. En el caso de rotaciones mayores, $\theta > 0$, la inequivalencia aún se cumple, pues $f(\theta) / g(\theta)$ es decreciente en el intervalo $(0, \pi/2)$.

De esta forma se ha encontrado un requisito adicional necesario para el diseño de la leva y no incluido en la

ecuación (5). Consiste en la elección del parámetro $x=y_0/r_0$, definido mediante la figura 2.4, y que para el correcto funcionamiento de la leva debe ser mayor o igual a $z=R/L_0$. Estos parámetros se midieron directamente en la leva usada, encontrándose que valen respectivamente 2.22 y 2, lo que verifica la desigualdad propuesta.

2.3 ACONDICIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

Llegados a este punto y teniendo conocimiento de los rasgos esenciales que caracterizan a la máquina de esfuerzo constante, es posible referir ahora a las adecuaciones finales que se le hicieron durante el presente trabajo. Esta máquina consistía en un principio de una estructura de acero en la que estaban colocados la leva, el horno y un sistema de referencia de las posiciones de la leva. El eje de la leva estaba soportado por unas chumaceras para permitirle rotar.

El primer aspecto a tomar en cuenta para lograr el correcto desempeño de la máquina, fue la relocalización del centro de masa de la leva. Si el centro de masa de la leva no coincide con el fulcro, como realmente ocurre y se ilustra en la fig. 2.5, entonces el peso de la leva W (que puede suponerse concentrado en el centro de masa) tendrá un brazo de palanca respecto de él. Por tanto la leva rotará con una torca rxW y se comportará como un péndulo físico. Su

posición de equilibrio la alcanzará cuando al girar se sitúe con el centro de masa y el fulcro (punto A) colocados en una misma vertical. Entonces el vector r de localización del centro de masa y el peso W son colineales, de modo que $r \times W = 0$.

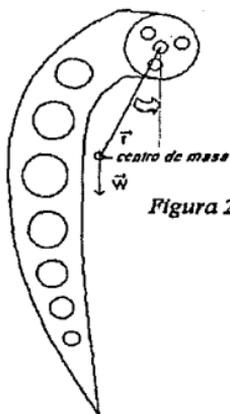


Figura 2.5 Posición inicial del centro de masa de la leva. Obsérvese que respecto de su eje de giro hay una torca aplicada igual a $\vec{r} \times \vec{W}$, donde \vec{r} es el vector posición del centro de masa de la leva y \vec{W} es el vector del peso de la leva, cuya dirección es perpendicular al plano del papel. Debido a la acción de esta torca la leva girará hasta hacer coincidir \vec{r} con \vec{W} , de modo que $\vec{r} \times \vec{W}$ sea $\vec{0}$.

De lo considerado anteriormente, durante una prueba la leva aplicará sobre la muestra una torca residual $r \times W$, superpuesta a la que aplica para mantener un esfuerzo constante. Para evitar esto, se construyó un sistema de pesas ajustables sujeto al cuerpo de la leva, análogo al de la máquina de Andrade y consistente de dos tornillos perpendiculares, en los que se podían enroscar las pesas. Al desplazar las pesas en los tornillos, cambia la distribución de masa del sistema leva-pesas (en el plano de los tornillos, que es perpendicular al eje de giro) y por ende

se reubica su centro de masa, como se describe en la figura 2.6. Cuando se hace coincidir el centro de masa con el eje de giro o fulcro A y $r=0$, se anula la torca rxW . Esto se comprueba observando que al girar la leva, todas sus posiciones son de equilibrio y puede permanecer inmóvil en cada una de ellas, sin pendular.

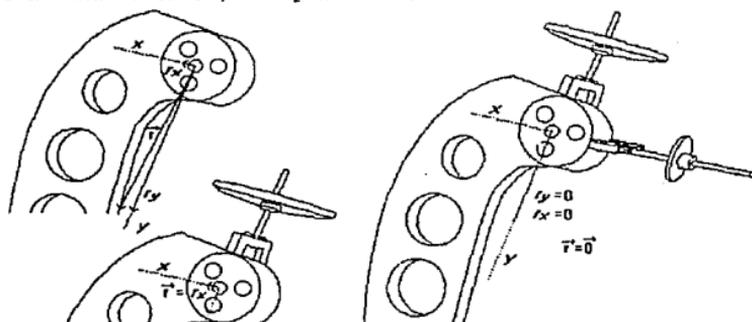
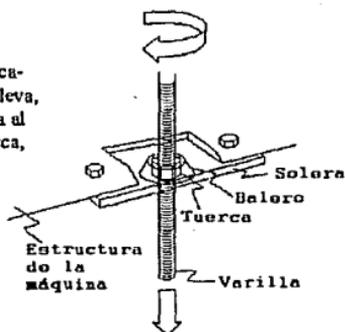


Figura 2.6 Usandose un sistema de contrapesos ortogonales se cambia la ubicación, señalada por el vector \vec{r} , del centro de masa de la leva, quedando finalmente situado en el eje de giro.

Otra modificación de la máquina consistió en el diseño y manufactura de un sistema mecánico para rotar a la leva suavemente, sin la necesaria realización de pruebas. En una de ellas, la leva rota en correspondencia con el estiramiento del espécimen, que es un desplazamiento lineal. En un primer intento, para simular este desplazamiento se conectó al fleje de la leva, en lugar de a una probeta, a una varilla con cuerda fina. Esta varilla se introducía a través de una tuerca sujeta a un balero, que le permitía

girar sin desplazarse verticalmente respecto a la estructura de la máquina. Girando la tuerca se desplazaba a la varilla que a su vez movía al fleje, como se describe en la figura 2.7. Al desplazar al fleje hacia arriba o hacia abajo, como este está sujeto de la parte circular de la leva, la hace girar, tal como la haría girar el estiramiento de la probeta.

Figura 2.7 Representación del primer mecanismo utilizado para rotar a la leva, en el cual una varilla conectada al fleje se enroscaba en una tuerca, empujándolo así hacia arriba o hacia abajo.



El arreglo presentó dos complicaciones: primero, al cargar peso en un extremo del fleje encima de la leva y tensarse la varilla, la tuerca giraba forzosamente por su rozamiento con la solera que la anclaba a la máquina. Segundo, a pesar de la presencia del balero, las rotaciones de la tuerca producían inevitablemente giros en la celda de carga, conectada entre la varilla y el fleje, los que la podían dañar (el fabricante recomienda no torcer a la celda de carga). Esta misma torsión del fleje puede alterar su punto de tangencia con la leva, resultando que el verdadero

radio de giro no corresponda con el del diseño R.

Por lo antes expuesto, se optó por la utilización del sistema mostrado en la figura 2.7 para hacer girar a la leva. Su funcionamiento es el siguiente: al hacerse girar la manívela O, el tornillo diferencial T se enrosca simultáneamente en las dos tuercas U_1 y U_2 . Teniendo U_1 y U_2 un diferente paso o cuerda, es distinta la distancia que se introduce en ellas el tornillo T, por lo que varía la separación entre las tuercas. Estando la tuerca U_1 fija a la estructura de la máquina, es la tuerca U_2 la que es obligada a desplazarse. Este desplazamiento hace rotar a la palanca

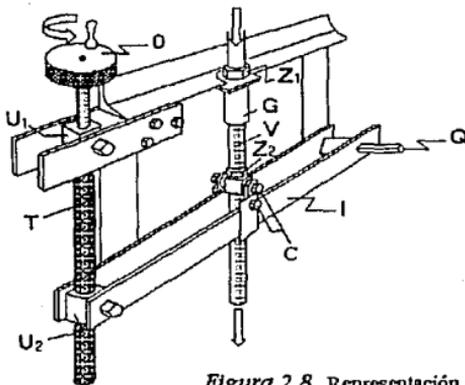


Figura 2.8 Representación del sistema mecánico diseñado para rotar a la leva lentamente y sin la necesidad de realizar pruebas con la máquina.

interresistente I respecto del pivote Q, lo que a su vez mueve a la varilla V. Mediante el giro de los columpios en C, se impide que V sea forzada a moverse en una dirección

fuera de la vertical. Finalmente, al mover la varilla V, desplaza hacia arriba o hacia abajo al extremo inferior del fleje, como este se fija encima del contorno de la leva, su movimiento vertical la hace rotar. Asimismo, para que al mover V no tenga un cabeceo en dirección horizontal, induciendo un giro adicional en la leva, se le sujetó en un pistón deslizante D (de teflón) dentro del cilindro guía G.

Por último, las tuercas Z_1 y Z_2 del sistema sirven para limitar la carrera de deslizamiento de la varilla V y del pistón D dentro del cilindro G, lo que limita a su vez a la rotación de la leva durante una prueba simulada. También sirven para inmovilizar a D respecto al cilindro G y anclar al sistema a la estructura de la máquina, convirtiendolo en punto de apoyo y referencia para el espécimen durante una prueba real de termofluencia.

El horno con el que contaba la máquina del IIE tenía una cavidad interior con un diametro aproximado de 1 pulgada. Esto impidió toda posibilidad de su uso, ya que las mordazas a usarse para sostener y aplicar la tensión a los extremos de la probeta ocupan un espacio mayor. Además se requería conectar al espécimen un extensometro, con un ancho de unos 6.5 centímetros, que serviría para transformar las deformaciones en un desplazamiento relativo entre el núcleo y el transformador del LVDT. Por las razones antes expuestas, se decidió construir otro horno, cuyo funcionamiento se basó en una resistencia eléctrica inmersa en un material aislante como carburo de silicio. Al

suministrar corriente a la resistencia, esta calienta al centro del horno, consistente de un cilindro metálico y es aislada del ambiente mediante una pared exterior de asbestocemento. Se dotó a la parte exterior del horno con una estructura hecha de soleras para poder fijarlo en las columnas de la máquina.

En esta etapa la máquina se encontraba ya en condiciones (salvo detalles que conviene referir después) de hacer pruebas de termofluencia, tanto reales como simuladas, cuya descripción se continuará en el siguiente capítulo. La intención de las pruebas simuladas consistió en calibrar a la leva y se realizaron utilizando al sistema antes descrito para rotar a la leva (figura 2.7). Este sistema hace posible además situar en distintas posiciones iniciales a la leva, de acuerdo a la longitud de la probeta que se vaya a usar.

Durante las pruebas simuladas se miden por un lado a los desplazamientos lineales de la varilla V, equivalentes a las deformaciones de una probeta, y por otro a las cargas correspondientes aplicadas por la leva. Analizando la relación existente entre estas variables, es posible determinar la longitud mínima de probeta adecuada a la leva para usarse en una prueba real. Permite asimismo estimar con que precisión se mantendría al esfuerzo constante en una prueba real. Este análisis es equivalente al realizado por Andrade sobre su máquina, en lo que difiere es en el método utilizado.

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

[1] J.Fuentes Maya, J.Ramírez Berman y L.Martínez Gómez, "Diseño y Construcción de una Máquina de Termofluencia", Instrumentación y Desarrollo, No.3, Vol.1, 1983 .

[2] E.N.daC.Andrade y B.Chalmers, "The Resistivity of Polycrystalline Wires in Relation to Plastic Deformation, and the Mechanism of Plastic Flow", Proc.Roy.Soc.London, Vol.138A, 1932, pp. 348-374.

[3] E.N.daC.Andrade, "On the Viscous Flow in Metals, and Allied Phenomena", Proc.Roy.Soc.London, Vol.84A, 1910, pp.1-12 .

CAPITULO 3 :

CALIBRACION

DE LA MAQUINA

DE ESFUERZO

CONSTANTE

3.1 CALIBRACION DEL HORNO Y LOS TRANSDUCTORES

La calibración de la máquina de esfuerzo constante inició con los instrumentos necesarios para realizar pruebas de termofluencia con ella. Como antes se dijo, se construyó un horno nuevo para la máquina, requerido para llevar y mantener al espécimen a la temperatura especificada para una prueba determinada. Para calibrarse al horno se registraron en una tabla los valores de la corriente eléctrica en su resistencia y los de la temperatura correspondiente medida en su interior.

Corriente al horno	Voltaje en termopar	Temperatura en el horno
0.5 amp	0.594 mV	38 °C
1.2	1.17	52
1.6	2.74	90
2.0	3.07	90
2.4	4.01	121
2.8	4.93	143
3.2	5.70	162
3.6	6.92	192
4.0	8.03	220

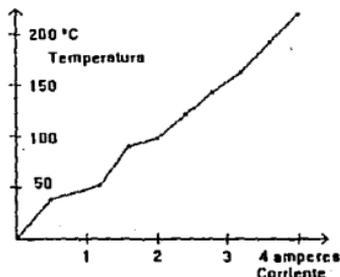


Figura 3.1 Tabla y gráfica de los puntos obtenidos para calibrar el horno.

Para sensar la temperatura se utilizó un transductor termoeléctrico conocido como termopar consistente de un par de alambres de diferente aleación (cromo-níquel y níquel-aluminio para el caso presente) soldados en una punta. Esta punta actúa como sensor de temperatura, ya que al

introducirse en el interior del horno, por ejemplo, hace que se genere una diferencia de potencial entre los dos alambres del termopar. Esta diferencia de voltaje depende de la temperatura en que se encuentra la punta y se registró después de dejar estabilizar al horno por unas 10 horas desde que le era ajustada una corriente eléctrica. Entonces el valor del voltaje del termopar se interpretó, con el auxilio de una tabla de calibración para termopares tipo K o de cromel-alumel, en un valor de temperatura del horno referida a la temperatura ambiente (la que se mantuvo en aprox. 22°C). La tabla y gráfica de la corriente eléctrica aplicada y de la temperatura correspondiente medida en el horno se muestran en la figura 3.1 .

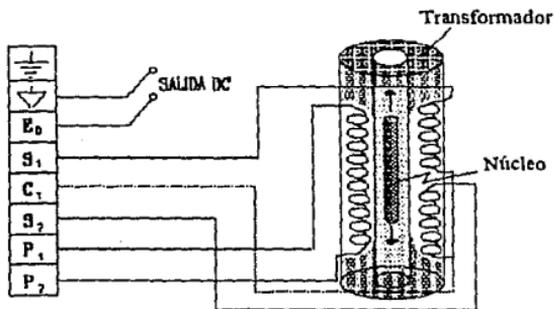


Figura 3.2 Representación del núcleo y transformador del LVDT y diagrama de conexiones de las bobinas interiores con el acondicionador de señales (los embobinados son en realidad en torno al eje del cilindro).

Para hacer mediciones precisas de la deformación de una probeta durante un experimento de termofluencia, es común

utilizar un transformador diferencial de variable lineal (LVDT, de las siglas en inglés para Linear Variable Differential Transformer). Este transductor consta de un transformador (cuyo empaque es una estructura tubular cilíndrica de acero) y un núcleo (una varilla de material paramagnético) que puede deslizarse en la parte hueca del transformador, como se muestra en la figura 3.2 (el modelo de LVDT usado fue el AC LVDT 1000 HR de la marca Schaevitz Engineering).

Desplazamiento del núcleo	Volaje en el transformador
0 mm	5.1217 volts
5	2.9551
10	0.78757
15	-1.4219
20	-3.5976
25	-5.8016

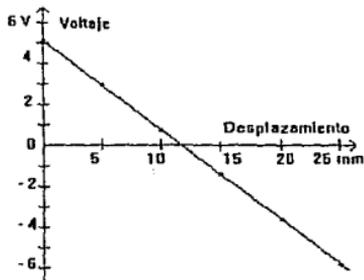


Figura 3.3 Tabla y gráfica de los datos obtenidos para calibrar el LVDT con intervalo de utilidad de ± 25 mm.

El funcionamiento del LVDT es el siguiente. Dentro del transformador se encuentran tres bobinas, la primaria se alimenta con una señal de excitación alterna y de alta frecuencia por lo que produce un campo magnético también alterno en su interior, el cual induce una corriente en las bobinas secundarias. Si se desplaza dentro de la región central del transformador al núcleo magnético, este alterará, por tener una permeabilidad magnética diferente de

la del aire, al campo existente allí. En consecuencia, cambiará también la corriente inducida en cada una de las bobinas secundarias, correspondiéndose a la posición relativa del núcleo a ellas. Por lo que la comparación de los voltajes en estas bobinas se convertirá en una forma de medir desplazamientos muy pequeños del núcleo.

La calibración del LVDT se hizo deslizando coaxialmente al núcleo dentro del transformador con ayuda de un tornillo micrométrico, diseñado para producir movimientos lineales muy pequeños con una precisión de $\pm 0.5 \times 10^{-4}$ pulgadas. Los desplazamientos medidos así se asociaron a los voltajes correspondientes registrados en la salida del acondicionador de señales del LVDT. El resultado fue la tabla y la gráfica correspondiente de la figura 3.3. La recta ajustada por regresión lineal a las dos variables tuvo un parámetro de linealidad $p = 0.99998$ y una pendiente de 2.288 mm/volt .

El transductor utilizado para medirse la carga aplicada por la leva al ir rotando fue una celda de carga. Este aparato transfiere un voltaje eléctrico como respuesta a la tensión o compresión mecánica aplicada entre sus extremos. Utiliza como señal de alimentación un voltaje de ± 15 volts.

El funcionamiento de la celda de carga es análogo al del LVDT y similarmente contiene a un transformador y a un núcleo, los cuales en este caso se encuentran dentro de un mismo empaque. En su interior tiene además un resorte que se estira o comprime en forma proporcional a la carga que se le

aplique. Esto hace deslizar al núcleo dentro del transformador y alterar la señal voltaica de salida de la celda de carga. La constante elástica del resorte se elige según vaya a ser el intervalo de utilidad del instrumento (el que se usó lo tenía de 0-500 libras). Su calibración se hizo colocandolo en la máquina de carga constante SATEC, que consta de un brazo de palanca de ganancia 20 y en cuyo extremo se cuelga la carga a aplicarse. Apilando allí pesas de igual magnitud y colectando los valores correspondientes del voltaje de salida en la celda, se obtuvo la tabla y gráfica de la figura 3.4. Se hizo la regresión lineal de estos puntos por el método de mínimos cuadrados, encontrandose un parámetro $p = 0.99998$ y una constante de calibración del transductor de -46.332 kg/volt .

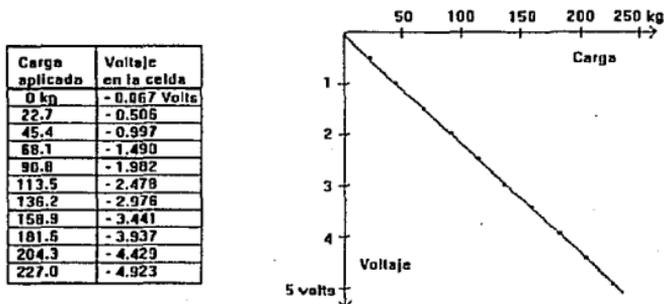


Figura 3.4 Tabla y gráfica de los puntos obtenidos para calibrar la celda de carga.

El aspecto final de la máquina de esfuerzo constante con todas las adecuaciones añadidas, detalladas en la sección 2.3, y la colocación del horno y los aparatos de medida

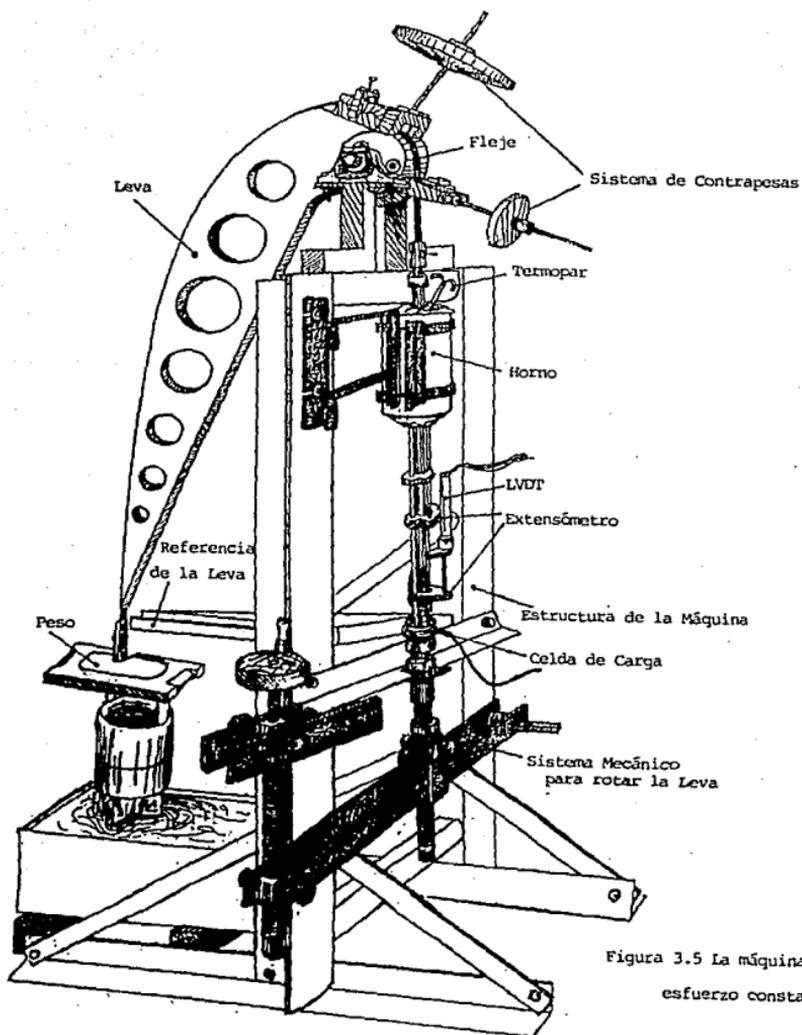


Figura 3.5 La máquina de esfuerzo constante.

que se describieron arriba, se ilustra en la figura 3.5 de la página anterior .

3.2 P A R A M E T R I Z A C I O N D E L A L E V A

En la sección 2.2 se hizo la deducción de la ecuación (5) para representar a la palanca variable de la leva. Para ello se tomó como base la condición única de que la leva aplicase un esfuerzo constante sobre una probeta en proceso de estiramiento. Sin embargo, por fuerza la ecuación (5) resultante incluyó como variables dos parámetros geométricos arbitrarios de la leva: su radio constante R y su ventaja mecánica máxima r_0/R y además la longitud mínima L_0 de las probetas a usarse en la máquina. Estas variables deben elegirse antes de la manufactura de la leva y según el criterio y conveniencia del usuario potencial. En el caso presente, no se especificó ninguno de los parámetros para la leva de la máquina proporcionada por el IIE, por lo que se desarrollaron dos diferentes métodos para determinarlos, los cuales se detallan a continuación.

I) En el primer procedimiento, la obtención de los parámetros es gráfica, por lo que se calcó en papel al contorno de la leva. La curva resultante se representa en la figura 3.6, donde se localizó en primer lugar el punto A, al final del contorno útil de la leva en su extremo inferior. Se trazó entonces aproximativamente la recta tangente a la

curva en el punto A, encontrándose después, con el auxilio de una escuadra, una ortogonal que atravesase al eje de giro de la leva o punto O según la figura 3.6. La longitud del segmento de la ortogonal comprendida desde su intersección con la tangente en A hasta el punto O corresponde al brazo de palanca máximo de la leva r_0 (ver figura).

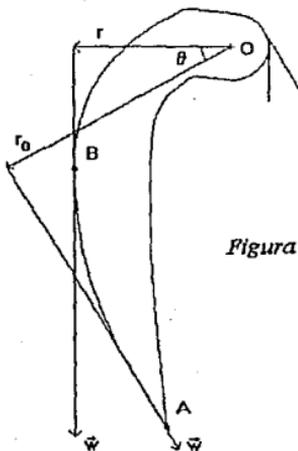


Figura 3.6 El contorno calcado de la leva sirvió para determinar la longitud inicial de las probetas adecuadas a esta. Para ello se encontró primero el valor del brazo de palanca r correspondiente a un giro en θ radianes respecto de r_0 , introduciéndose después tanto r como θ en la ecuación (6).

Por lo tanto, con el contorno calcado de la leva se midió a su radio constante R y, con ayuda del proceso gráfico descrito antes, a su brazo de palanca máximo r_0 , cuyos valores fueron de 6 y 48.2 cm, respectivamente. De modo que sólo restaba un parámetro de la ecuación (5) por determinar, o sea L_0 , que podía despejarse para quedar en términos de r y θ :

$$L_0 = Rr\theta (r_0 - r). \quad (6)$$

Así, lo que se hizo fue substituir distintos pares de valores de r y θ (dependientes entre sí) en la ecuación (6) para así calcular a L_0 . Para recolectar a estos, en primer lugar se trazaron rectas giradas en intervalos iguales de $\theta=4^\circ$ respecto del brazo de palanca r_0 ya definido en el contorno de la leva (figura 3.6). Se encontró luego una ortogonal a cada una de estas rectas que fuese tangente al perfil de la leva en algún punto B. Entonces se asignó a la sección de cada recta desde su punto de intersección con la ortogonal hasta el eje de giro O (ver figura) el valor del brazo de palanca r de la leva correspondiente a una rotación en un ángulo θ desde que r_0 era horizontal. De esta forma se colectaron 10 pares de datos de r y θ , los que introducidos en la ecuación (6) permitieron calcular 10 distintas estimaciones de L_0 . El promedio de dichas estimaciones fue $\langle L_0 \rangle = 30.33$ mm, teniéndose una desviación standard de 0.48 mm.

II) En el segundo procedimiento seguido para calcular a L_0 se utilizó a la leva para obtener diversas mediciones experimentales durante la simulación de una prueba real de termofluencia. Para ello la elongación de las probetas se simuló girando a la leva con el sistema mecánico descrito en la sección 2.3. Como allí se explicó, girando a la manivela O del sistema se hace desplazar verticalmente a la varilla V, que está conectada con el fleje y por lo tanto hace girar a la leva. Se midió con el LVDT este movimiento vertical como si fuera la deformación respectiva δL de la probeta. Simultáneamente, se midieron con la celda de carga los

valores correspondientes de tensión F que existirían en el eje de la probeta. Los datos obtenidos así dependen: primero, del valor del peso constante W colocado en el extremo del fleje y segundo, de la palanca instantánea r de la leva del que pende este, lo que se expresa en la ecuación (3):

$$FR = Wr \text{ o } r = FR/W.$$

Substituyendo a r de la relación (5) resulta

$$r_0 L_0 / (L_0 + \delta L) = FR/W$$

y despejando a F da finalmente que

$$F = Wr_0 L_0 / R(L_0 + \delta L) = K / (L_0 + \delta L), \quad (7)$$

donde $K = Wr_0 L_0 / R$. Por lo tanto, la fuerza ejercida por la leva varia en razón inversamente proporcional a la longitud instantánea de la probeta. Ajustando una serie de datos medida de δL vs. F a la expresión hiperbólica de la ecuación (7), es posible determinar los valores de los parámetros K y L_0 .

Debe observarse además que los parámetros K y L_0 dependen de la posición de la leva al iniciarse el registro de F y δL . Si esta es la definida por la figura 3.6, llamemosla posición 1, donde la tangente en el punto A se hace coincidir con la vertical, la longitud de probeta L_{01} calculada será la mínima. Pero rotandose a la leva para comenzar las medidas de F y δL en otra posición 2, el ajuste teórico dará una L_{02} mayor a la anterior. Esto se debe a que a partir de la posición 1, la leva al girar ajusta su palanca variable, para conservar al esfuerzo constante, a

una probeta de longitud L_{01} mínima que se estira. Por lo tanto, la longitud adecuada de espécimen para iniciar una prueba en la posición 2 será de $L_{02} = L_{01} + \delta L$, donde δL es la deformación (o desplazamiento vertical del fleje) que se corresponde con la rotación producida en la leva al ir de la posición 1 a la 2. Estas posiciones se precisaron mediante el sistema de referencia que puede notarse en la figura 3.5, consistente de una regla metálica fijada con soleras a la estructura de la máquina y de manera de coincidir sus graduaciones con el canto del fleje al irse desplazando con la leva. Su utilidad consiste en poder situar a la leva en la posición de inicio correspondiente a una probeta con una longitud determinada.

Por lo aseverado anteriormente, se hizo clara la necesidad de automatizar al proceso de calibrar a la leva por este método y así poder efectuarlo repetidas veces. Esto permitiría hacer ensayos con probetas de distintas dimensiones, al conocerse a las correspondientes posiciones de inicio de prueba de la leva. Con el primer procedimiento de calibración estas posiciones se determinan indirectamente, al asociarse a los puntos del contorno dibujado de la leva de los cuales debe colgar el fleje con el peso. Ello acarrea un error que se añade al de la apreciación gráfica necesaria para seguir a este método, por lo cual se prefirió al segundo. Así que se automatizó con ayuda de un programa de compute escrito en lenguaje BASIC, cuyo diagrama de flujo se presenta en la figura 3.7.

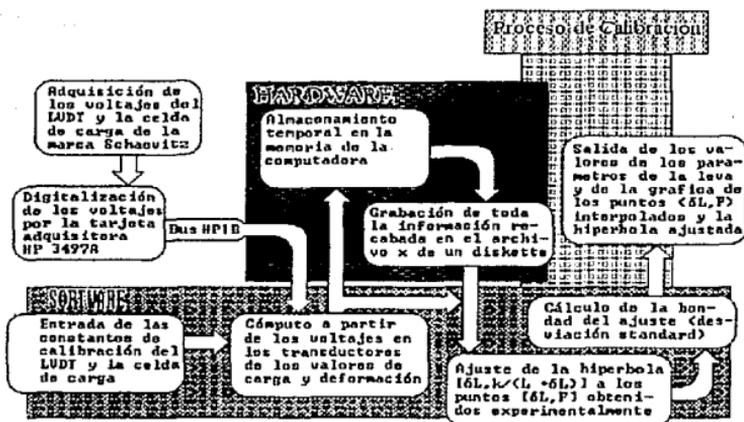


Figura 3.7 Diagrama de flujo del proceso automatizado de calibración de la leva.

Antes de iniciar el programa se realiza la adquisición y digitalización de los voltajes provenientes del LVDT y la celda de carga con una unidad adquisitora Hewlett-Packard 3497A. Esta consiste de un voltímetro con un convertidor analógico-digital (con una velocidad de salida de aprox. 300 datos de cinco y media cifras significativas por segundo) y una tarjeta reelevadora o multiplexor capaz de conmutar electromecánicamente en menos de 1/20 seg. hacia el voltímetro las señales provenientes de hasta 20 canales de alimentación. Conectando a dos de esos canales los voltajes de la celda de carga y el LVDT, se seleccionaron y adquirieron algunos de los distintos pares de valores que se generaban al ir girando a la leva por la acción del sistema mecánico descrito en el capítulo anterior (figura 2.6). Para

este fin se hacían almacenar temporalmente, par por par y mediante un simple tecleo, en la memoria de la computadora. Al llegar al número n de pares de datos establecido inicialmente por el usuario, podían grabarse definitivamente en el archivo de un diskette, cuyo nombre se daba a elegir.

El programa de calibración comienza, como se ve en el diagrama, con el cómputo de los valores de tensión F y deformación δL a partir de los voltajes medidos en los transductores (lo que se hizo multiplicando simplemente estos voltajes por la respectiva constante de calibración). Después entra en la opción de graficar a esa serie calculada de puntos $(\delta L_i, F_i)$, interpolandolos por segmentos de recta.

A continuación, el programa hace el ajuste a los puntos $(\delta L_i, F_i)$ de una hipérbola $(\delta L_i, K/[L_0 + \delta L_i])$ mediante el método de mínimos cuadrados. Este consiste en encontrar al valor de los parámetros K y L_0 de la hipérbola que minimizan a la suma de los cuadrados de las distancias de los puntos experimentales a los puntos de la hipérbola con la misma abscisa. Se desecha el uso de un cambio de variable que permitiría llevar a cabo simplemente una regresión lineal. Esto se hace así debido a que el ajuste de una recta, digamos que a los puntos $(\delta L_i, 1/F_i)$, y la determinación a partir de ella de una hipérbola, no garantiza que la dispersión de los puntos $(\delta L_i, F_i)$ respecto de la curva sea mínima. Precisamente en la parte final del análisis se calcula la desviación standard S de los puntos obtenidos experimentalmente con relación a la hipérbola, determinada

directamente de estos. Para ello se utiliza la ecuación:

$$s = \{ \sum_{i=1}^n (F_i - k/[L_0 + \delta L_i])^2 / (n-1) \}^{1/2} ,$$

que corresponde también a la raíz cuadrada de la varianza RMS (de las siglas en inglés para Root Mean Square)⁽¹⁾.

El programa en su parte de análisis cuenta adicionalmente con la opción de calcular el valor del esfuerzo real aplicado durante toda la elongación simulada de una probeta. Para ello utiliza al archivo de datos $(\delta L_i, F_i)$ recabado antes, así como los valores iniciales de la longitud L_0 y la sección transversal A_0 del espécimen con sus respectivas incertidumbres. En el caso de L_0 se debe alimentar el valor deducido en la otra parte del programa, A_0 se calcula de acuerdo al diseño de la probeta y los errores en estas medidas se suponen según el instrumento que se vaya a usar para hacerlas. Con la suposición de que el espécimen se deforma uniformemente en toda su longitud y a volumen constante, el programa computa para cada par de datos medido de tensión y deformación $(\delta L_i, F_i)$, el de longitud instantánea y esfuerzo $(L_0 + \delta L_i, \sigma_i)$. Posteriormente hace la gráfica de estos puntos junto con la del esfuerzo promediado σ_{med} , que es una recta horizontal. Contrastando a ambas, se puede apreciar la efectividad con que la leva sería capaz de mantener al esfuerzo invariante durante una prueba real. Son estimados además dentro de esta opción, la dispersión media de los valores calculados del esfuerzo en torno a su promedio, en su forma absoluta o porcentual relativa, y el error porcentual máximo entre sus valores pico.

3.3 PRUEBAS REALES Y SIMULADAS DE TERMOFLUENCIA

Se presentará ahora un ejemplo de la salida obtenida al correrse el programa descrito en la sección anterior, la cual se encuentra impresa en la siguiente página. En primer lugar, se encuentra la gráfica 3.8(a) de los 80 puntos de deformación y tensión ($\delta L_i, F_i$), interpolados por segmentos de recta, que fueron recabados durante una prueba simulada. Allí mismo, está superpuesta la hipérbola ajustada, cuyos parámetros recuperados de los datos experimentales K y L_0 son respectivamente 5,421.522 kg/mm y 30.29 mm y aparecen arriba. Puede observarse que la mayor dispersión entre las dos curvas se sitúa en los intervalos de estiramiento δL de 0 a 2mm y de 14.5 a 18.7 mm, fuera de allí prácticamente coinciden. Este desacuerdo entre los datos experimentales y la curva ajustada se cuantificó mediante el cálculo de la desviación standard, cuyo valor se halla delante del letrero "Error RMS". Debajo del letrero "Datos Escalados", el cual indica que los datos fueron modificados ya por los respectivos factores de escala de los transductores, está el nombre del archivo en que se guardaron los datos, que en el caso presente es CAL2001. Por último, es útil destacar que el valor computado de L_0 igual a 30.29 mm se aproxima a la estimación promedio obtenida mediante el procedimiento gráfico e igual a 30.33 mm para aproximadamente la misma posición de la leva.

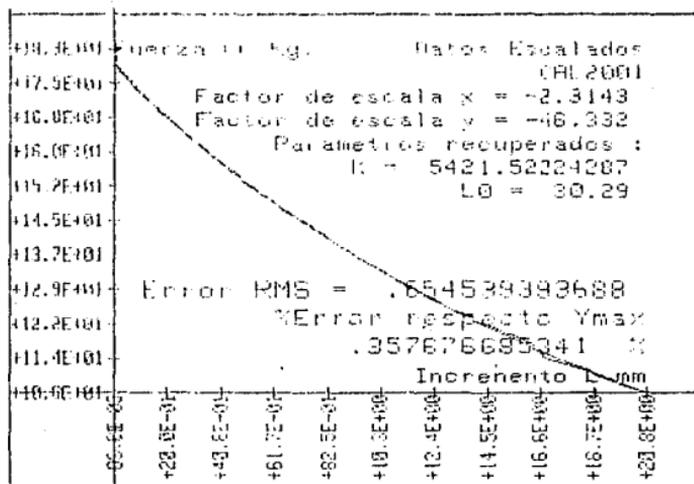


Figura 3.8 (a)

GRAFICA TIPO: 0
 Error en L0 = .0 Error en AREA = .001
 Error en ESFUERZO R.M.S = .756876925445
 ESFUERZO promedio = 178.707432612
 Error de ESFUERZO (rms) respecto al promedio = .3955497625
 Error porcentual maximo entre picos = 3.10387614824

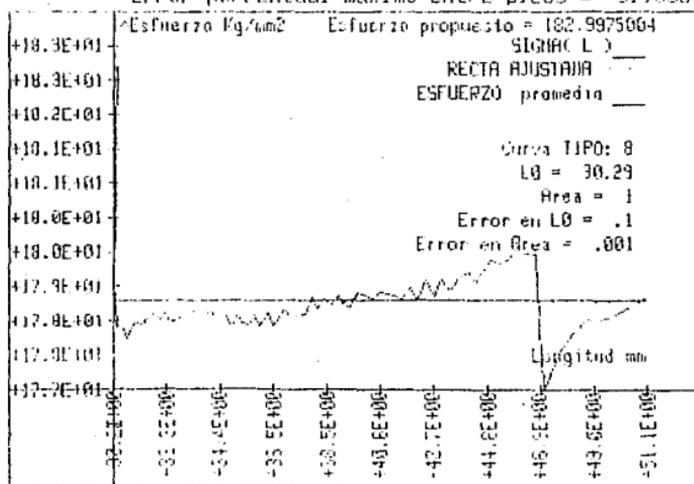


Figura 3.8 (b)

En la gráfica 3.8(b) se encuentra la salida de la opción del programa para calcular al esfuerzo real que se aplicaría sobre una probeta, cuyas dimensiones se especificuen, situada en la máquina. Consiste en la gráfica de los puntos de esfuerzo contra longitud instantánea de probeta ($L_0 + \delta L_1, \sigma_1$), el valor del esfuerzo promedio (178.707 kg/mm²) y la desviación standard alrededor a este de los demás puntos (0.707 kg/mm² o 0.396 %). Para estos cálculos se utilizaron los datos almacenados en el archivo CAL2001 y se supuso al valor de L_0 deducido en la calibración (30.29 ± 0.1 mm) y a un valor típico de $A_0 = 1 \pm 0.001 \text{ mm}^2$.

Como puede apreciarse en las gráficas del esfuerzo real y promedio, las mayores variaciones del primero se dan en las longitudes de probeta de 30.29 a 32.30 mm y de 44.8 a 49 mm. Estos intervalos corresponden asimismo a las deformaciones δL en las que se aprecia mayor desajuste entre la hipérbola ajustada y los puntos experimentales ($\delta L, F$). Dado que el mismo error se repitió sistemáticamente en otras rutinas de calibración realizadas y en los mismos intervalos de deformación, se concluyó que en las respectivas zonas del contorno de la leva deben existir fallas en su labrado. Puede notarse además que el intervalo de estiramiento del espécimen en las gráficas anteriores, para el que se usó casi toda la región útil de la leva, fue de 0 a 20.8 mm. Por lo tanto, esta máquina de esfuerzo constante permite un estiramiento máximo del 70 % en una probeta de longitud inicial de 30 mm y su uso se puede extender a los materiales

superplásticos.

Como parte suplementaria al análisis computacional del funcionamiento de la máquina de esfuerzo constante, con esta se realizaron algunas pruebas reales de termofluencia. El material utilizado para manufacturar las probetas (planas y con una L_0 y A_0 aproximadas de 30 mm y 18 mm², respectivamente) fue zinalco, una aleación constituida de zinc, aluminio y cobre que se desarrolló en el Instituto de Investigaciones en Materiales de la UNAM por el Dr. Gabriel Torres Villaseñor para substituir algunos de los usos del aluminio, dada su escasez en nuestro país y la abundancia relativa de zinc. Se eligió trabajar con esta aleación metálica por sus bajos valores (respecto a los de un acero, por ejemplo) de esfuerzo de cedencia y temperatura de fusión (que dependiendo de la composición fluctúan respectivamente de 60 a 70 MPa y de 421 a 480°C)^[2], los que permiten el diseño de pruebas muy cortas sin usar valores muy extremos en sus parámetros. A las probetas de zinalco se les sometió además a un tratamiento térmico a 200°C durante 3 horas seguido por un enfriamiento rápido para poder obtener la estructura de grano fino característica del comportamiento superplástico.

Las pruebas de termofluencia se realizaron finalmente a una temperatura de 200°C y a esfuerzos iniciales de 23.0, 33.1 y 43.9 MPa. Las curvas obtenidas tuvieron la forma típica del proceso termofluente con sus tres etapas (transiente, de deformación constante y acelerada) muy bien

definidas. Para tener un marco de referencia para los resultados de estos ensayos a esfuerzo constante, se realizaron también otros en una máquina de carga constante de marca SATEC usandose valores idénticos de esfuerzo inicial y temperatura. Las pruebas a carga constante arrojaron tiempos de ruptura considerablemente menores respecto a los de las pruebas con el mismo esfuerzo inicial, pero constante, cuando estos fueron de 23.0 y 33.1 MPa, cosa que ya había sido notada en trabajos tan anteriores como el de Andrade de 1910^[3]. Allí se señalaba que el aceleramiento de los ensayos a carga constante se acentua lógicamente conforme se acrecienta el adelgazamiento del material a prueba (mayor en los materiales dúctiles). Además el autor notó en este tipo de pruebas la ausencia de una etapa con la razón de deformación constante o de flujo viscoso como él la denominó y que contiene una componente de deformación plástica y otra elástica^[3].

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

[1] P.L.Meyer, "Probabilidad y Aplicaciones Estadísticas", Addison-Wesley, México, 1986.

[2] J.F.García Robledo, "Mecanismos de Deformación Plástica en la Aleación Zn 78% - Al 20.2% - Cu 1.8%" (tesis de licenciatura), Universidad Nacional Autónoma de México", 1991.

[3] E.N.daC.Andrade, "On the Viscous Flow in Metals, and Allied Phenomena", Proc.Roy.Soc.London, Vol.84A, 1910, pp.1-12 .

3.4 CONCLUSIONES

Son varias las conclusiones que se pueden extraer de este trabajo y que deben servir en la planeación de pruebas de termofluencia en la máquina de esfuerzo constante. Una de ellas es la condición para que una prueba proporcione información confiable sobre el comportamiento de un material usado en una planta termoeléctrica. Según la discusión del capítulo 1, esta consiste en someter al material a la temperatura de servicio y a un esfuerzo mayor (lo que hace a la prueba de muy larga duración). Otra cuestión a destacar es que los resultados de la calibración en la leva de la máquina provista por el IIE demuestran que es susceptible de distintas mejoras tanto en su diseño como en su manufactura. Estas podrían consistir en aumentar la precisión con que se labró el contorno de la leva y dotarla con un radio constante mayor para que el fleje se le acople más fácilmente, en encontrar un fleje más resistente y al mismo tiempo más flexible (algo bastante difícil) y en construir o comprar un horno más preciso y de fácil colocación en la máquina. Sin embargo, este perfeccionamiento de la máquina sería inútil si no se hiciera al mismo tiempo una manufactura más eficiente de las probetas. Esto se debe a que al solucionarse los problemas de la máquina, funcionaría con mayor precisión y tendría sentido determinar más exactamente a las posiciones de arranque de prueba de la leva. Por lo tanto, se requeriría poder medir con mucha

mayor exactitud la longitud inicial de la región de trabajo de las correspondientes probetas a usarse.

Como último comentario, señalaremos la necesidad de contar con un proceso automatizado de calibración de la leva a fin de interactuar con su desempeño de manera fácil y cómoda. Este trabajo queda entonces como referencia para este y otros aspectos importantes de la máquina de esfuerzo constante.