

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS Y MECÁNICAS, Y
DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN LOS CILINDROS
DE UNA PLANTA DE LAMINACIÓN EN CALIENTE

TESIS

PRESENTADA A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

OSCAR ALEJANDRO FUENTES CONSUEGRA

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECANICO

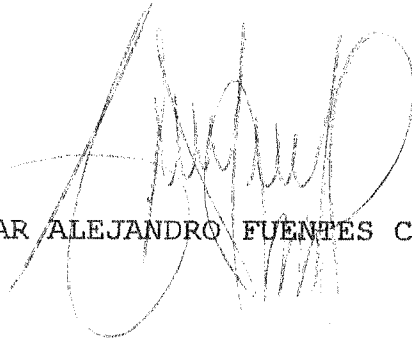
GUATEMALA, OCTUBRE DE 1, 999

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de tesis titulado:

ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS Y MECÁNICAS, Y
DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN LOS CILINDROS
DE UNA PLANTA DE LAMINACIÓN EN CALIENTE,

tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica, con fecha 30 de mayo de 1,996



OSCAR ALEJANDRO FUENTES CONSUEGRA

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Herbert René Miranda Barrios
VOCAL 1o.	Ing. José Francisco Gómez Rivera
VOCAL 2o.	Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez
VOCAL 3o.	Ing. Jorge Benjamín Gutiérrez Quintana
VOCAL 4o.	Br. Oscar Stuardo Chinchilla Guzmán
VOCAL 5o.	Br. Mauricio Alberto Grajeda Mariscal
SECRETARIA:	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN

GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Jorge Mario Morales Gonzalez
EXAMINADOR	Ing. Luis Gilberto Pineda Sánchez
EXAMINADOR	Ing. Manuel Alfredo Alvarez Porras
EXAMINADOR	Ing. Carlos Anibal Chicojay Coloma
SECRETARIO	Ing. Edgar José Aurelio Bravatti Castro

Ing. Roberto Alejandro Aguilar Rivas
Mecánico - Metalurgista

Guatemala,
28 de mayo de 1,999

Ingeniero
Carlos Humberto Pérez
Director de Escuela
Ingeniería Mecánica
Presente

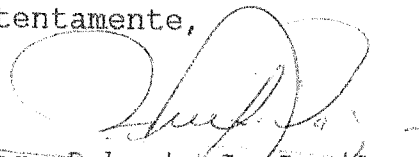
Estimado Ingeniero Pérez:

Por medio de la presente, informo a usted que, como asesor del estudiante universitario **OSCAR ALEJANDRO FUENTES CONSUEGRA**, procedí a revisar el contenido, así como las conclusiones y recomendaciones expuestas, en el trabajo final de tesis con título: **"ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS Y MECÁNICAS, Y DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN LOS CILINDROS DE UNA PLANTA DE LAMINACIÓN EN CALIENTE"**.

Después de haber discutido en reuniones conjuntas con el interesado y habiéndole hecho las modificaciones pertinentes, me permito emitir el dictamen favorable, pues satisface los requisitos para su aprobación.

Sin otro particular, me suscribo.

Atentamente,



Ing. Roberto A. Aguilar Rivas
Colegiado No.862



ESCUELA DE INGENIERIA

El Coordinador del Area de Diseño de la Escuela de Ingenieria Mecánica, luego de conocer la aprobación del Asesor y habiendo revisado en su totalidad el trabajo titulado, Análisis de las Tensiones Térmicas y Mecánicas, y Diseño de un Sistema de Refrigeración en los Cilindros de una Planta de Laminación en Caliente, del estudiante Oscar Alejandro Fuentes Consuegra, recomienda su autorización.

LIBERTAD Y ENSEÑANZA A TODOS

Pedro E. Kubes

Ing. Pedro Enrique Kubes

Coordinador de Area

Guatemala, julio de 1,999.



FACULTAD DE INGENIERIA

Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica
Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica
Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas
Electrónica y Escuela Regional de Inge-
Sanitaria y Recursos Hidráulicos.
Calle Postal 217-I-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad
de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala,
después de conocer el dictamen del asesor, con el visto bueno del
Coordinador del Área Diseño, al trabajo de tesis, Análisis de
las Tensiones Térmicas y Mecánicas, y Diseño de Un Sistema de
Refrigeración en los Cilindros de Una Planta de Laminación en
Caliente, del estudiante Oscar Alejandro Fuentes Consuegra,
procede a la autorización del mismo.

DISEÑO Y ENSEÑANZA DE METODOS

Ing. Carlos Humberto Pérez Rodríguez

DIRECTOR



Guatemala, octubre de 1, 999.



DEPARTAMENTO DE INGENIERIA

Ingeniería Civil, Ingeniería Mecánica
Ingeniería Química, Ingeniería Mecánica
Escuela Técnica, Ingeniería en Sistemas
Electrónica y Escuela Regional de Inge-
Sanitaria y Recursos Hidráulicos.
Código Postal 217-I-01-907, Guatemala
Ciudad Universitaria, Zona 12
Guatemala, Centroamérica

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica, ingeniero Carlos Humberto Pérez Rodríguez, al trabajo de tesis titulado **Análisis de las Tensiones Térmicas y Mecánicas, y Diseño de un Sistema de Refrigeración en los Cilindros de una Planta de Laminación en Caliente**, presentado por el estudiante universitario Oscar Alejandro Fuentes Consuegra, procede a la autorización para la impresión del mismo.

IMPRIMASE

ING. HERBERT RENE MIRANDA BARRIOS

DECANO

Guatemala, octubre de 1,999.



AGRADEZCO A:

DIOS, por darme la sabiduría
y fortaleza necesarias, para
superar mis metas.

DEDICADO A:

MIS PADRES: Oscar R. y Docy,
como una recompensa a su
sacrificio.

A MIS HERMANAS: Zoraida,
Gladys y Ana; con cariño.

A MI ESPOSA: Kenia, con amor.

A MI HIJO: Oscar Jr., que
ésta sea una meta a superar.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	IV
LISTA DE SÍMBOLOS	X
GLOSARIO	XII
INTRODUCCIÓN	XV
1. TENSIONES PRODUCIDAS EN LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN	1
1.1. Tensiones de flexión	12
1.2. Tensión cortante directa	18
1.3. Tensiones de torsión	21
1.4. Tensiones térmicas	26
1.5. Factores que modifican las tensiones de trabajo en los cilindros	42
1.5.1. Material de los cilindros	42
1.5.2. Concentración de tensiones	47
1.5.3. Influencia de las tensiones de flexión	51
1.5.4. Influencia de las tensiones de torsión	52
1.5.5. Influencia de las tensiones térmicas	53

2.	LAS TENSIONES TÉRMICAS Y LA REFRIGERACIÓN DE LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN	55
2.1.	Refrigeración necesaria	58
2.2.	Dispositivos de refrigeración	63
2.3.	Análisis del efecto de los diversos dispositivos de refrigeración	68
2.4.	Factores que influyen sobre la refrigeración	71
3.	FACTORES QUE LIMITAN LA VIDA ÚTIL DE LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN: SU CAUSA Y SOLUCIÓN	75
3.1.	Grietas de calor	75
3.2.	Descostrado	82
3.3.	Rotura del cilindro	84
	3.3.1. Análisis de los tipos de fallas originadas por tensiones mecánicas	85
	3.3.2. Análisis de los tipos de fallas originadas por tensiones térmicas	88
3.4.	Utilización de los END para definir la naturaleza y dimensión de los defectos en los cilindros	89
3.5.	Mantenimiento y recuperación de los cilindros de laminación	92
4.	DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN DE UNA PLANTA EN PARTICULAR	101

5.	ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS Y MECÁNICAS PRODUCIDAS EN LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN DE UNA PLANTA EN PARTICULAR	125
5.1.	Análisis de las tensiones mecánicas	125
5.1.1.	Para el tren de desbaste	126
5.1.2.	Para el tren Duo	138
5.1.3.	Para el tren abierto y continuo	147
5.2.	Análisis de las tensiones térmicas	162
5.2.1.	Para el tren de desbaste	164
5.2.2.	Para el tren Duo	169
5.2.3.	Para el tren abierto y continuo	172
5.3.	Instalación de un nuevo sistema de refrigeración y análisis del rendimiento de los cilindros	175
	CONCLUSIONES	179
	RECOMENDACIONES	182
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	185
	BIBLIOGRAFÍA	186

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

No.	Título	Pág.
1	Partes básicas de un tren laminador	3
2	Esquema de una canal abierta	4
3	Distribución de las fuerzas de separación y proyección del área de contacto	6
4	Diagrama de cuerpo libre de un cilindro simplemente apoyado, y sus reacciones	13
5	Efecto de la flexión en los cilindros de laminación	15
6	Esquema del par de laminación	22
7	Esquema del par producido por las fuerzas de rozamiento en los cuellos del cilindro	24
8	Curvas de enfriamiento de las diferentes capas de una barra de acero de $\varnothing 2''$ templada en agua	28
9	Efecto de la formación de fisuras en un cilindro cuando se enfría	29
10	Esquema de la distribución de esfuerzos por todo el diámetro, debido al gradiente de temperatura	31
11	Variación de la temperatura del cilindro durante la primera revolución	33
12	Esquema de tensiones térmicas en un cilindro de laminación. (Gradiente de temperatura negativo)	34

13	Esquema de tensiones térmicas en un cilindro de laminación. (Gradiente de temperatura positivo)	35
14	Gráfica del comportamiento de la temperatura del cilindro cuando se lamina continuamente	37
15	Variación de la temperatura de la superficie del cilindro	39
16	Histéresis esfuerzo/deformación con refrigeración de chorros en V a 45° y con caja cerrada	40
17	Distribución de esfuerzos y deformaciones en el interior de los cilindros	44
18	Efecto de los ángulos vivos sobre la distribución de esfuerzos	48
19	Factores de incremento de la tensión (αk)	50
20	Momento de torsión que la barra ejerce sobre el cilindro	53
21	Grietas transversales en un canal de desbaste producto de un mal enfriamiento	56
22	Grietas perimetrales en un canal de desbaste producto de un enfriamiento deficiente	57
23	Sistema de enfriamiento para una caja duo	59
24	Esquema de la distribución del agua de enfriamiento en una caja duo (según la figura 23, planta INDETA)	60
25	Sistema de refrigeración con tubos perforados a lo largo del canal, para la caja de un tren continuo	64
26	Sistema de refrigeración con boquillas para un trío de desbaste	66
27	Refrigeración por vertedero y en baño de agua en un tren duo, y refrigeración con boquillas y baño de agua para un trío	67

28	Fractura del cilindro de un tren duo debido a una grieta formada por esfuerzos térmicos	78
29	Grietas producidas en un cilindro de desbaste luego de producir aproximadamente 16,000 TON.	79
30	Esquema de las solicitaciones a las que están expuestos los cilindros de la planta de laminación INDETA, en orden de prioridad	81
31	Fallas en los cilindros originadas por tensiones mecánicas	86
32	Fallas en los cilindros originadas por tensiones térmicas	88
33	Secuencia del ensayo no destructivo con líquidos penetrantes	91
34	Fractura del cuello debido a vibración del cilindro	95
35	Detalles de la recuperación de un cilindro que se fracturó del cuello	97
36	La fotografía muestra el inserto de acero especial ensamblado en el cilindro antes de realizarse el proceso de soldadura	99
37	La fotografía muestra el cilindro con el collar y el cuello maquinado, listo para ponerse en servicio	99
38	Refrigeración continua por medio de tubos curvos, con perforaciones circulares	107
39	Gráfica de la variación de la temperatura del cilindro durante la primera revolución (fig.38)	108
40	Esquema de elementos sometidos a las diferentes solicitaciones térmicas	111

41	Refrigeración intermitente por medio de tubos curvos con perforaciones ovaladas	113
42	Gráfica del comportamiento de la temperatura de la superficie del cilindro con el sistema de refrigeración intermitente	114
43	Esquema hidráulico y neumático	117
44	Esquema eléctrico de control y potencia	118
45	Esquema de calibración de un trío de desbaste, dimensiones y secuencia de entrada de la barra en cada paso.	127
46	Dimensiones y diagrama de cuerpo libre del cilindro intermedio del desbaste	132
47	Diagrama de cuerpo libre del cuello del cilindro	133
48	Representación de la fuerzas que provocan un par sobre el cuello del cilindro	134
49	Disposición de las dos cajas del tren Duo T. y calibración de la 1a. caja Duo Tandem	138
50	Forma en que ingresa el cuadrado que viene del tren de desbaste en la platina de la 1a. caja y los rectángulos equivalentes	141
51	Dimensiones y diagrama de cuerpo libre del cilindro inferior de la 1a. caja del Duo Tandem	142
52	Disposición de las cuatro cajas del tren abierto	147
53	Forma en que ingresa la platina en el redondo y rectángulos equivalentes	149
54	Representación gráfica de los resultados obtenidos en la tabla V	151
55	Disposición de las cuatro cajas del tren continuo	154

56	Forma en que ingresa el redondo de la 2a. caja a la platina de la 3a. y los rectángulos equiv.	156
57	Dimensiones standard del cilindro, y el punto de aplicación de la fuerza de separación y las reacciones sobre los cuellos	157
58	Secuencia de entrada de la barra en el paso 1 y 2 del trío del desbaste	164
59	Localización de los puntos que fueron monitoreados en el cilindro	165
60	Localización de los puntos monitoreados en el cilindro superior	170
61	Aspecto del canal enfriado intermitentemente y aspecto del canal enfriado en forma continua	178

TABLAS

No.	Título	Pág
I	Cálculo del área de presión para los 9 pasos del trío de desbaste	128
II	Cálculo de la fuerza de separación en el paso 2 de los cilindros del trío de desbaste	130
III	Cálculo de la fuerza de separación en la primera caja del tren Duo Tandem	139
IV	Cálculo de la fuerza de separación en la segunda caja del tren abierto	150
V	Cálculo de la fuerza de separación a diferentes temperaturas de laminación	151
VI	Porcentajes del aumento de la fuerza de separación con el decremento de la temperatura de laminación	153
VII	Cálculo de la fuerza de separación en la tercera caja del tren continuo	155
VIII	Análisis comparativo del rendimiento de los cilindros del Duo Tandem. Refrigeración continua vrs. refrigeración intermitente	177

LISTA DE SÍMBOLOS

b_m	Ancho medio.
Δh	Reducción de altura.
K_h	Resistencia a la deformación homogénea.
K_p	Resistencia a la deformación plana homogénea.
α	Ángulo de contacto.
α	Coefficiente de dilatación térmica lineal.
K_{mp}	Resistencia media a la deformación plana homogénea.
ξ	Coefficiente de plasticidad.
v	Velocidad de laminación.
μ	Coefficiente de rozamiento externo.
V_r	Fuerza resistente cortante.
M_r	Par resistente.
σ_f	Esfuerzo normal flexionante.
M_f	Momento flexionante.
I	Momento de inercia.
σ_{max}	Esfuerzo normal máximo.
S	Módulo de resistencia.
τ_v	Tensión cortante.
a	Brazo del par de laminación.
T_p	Par producido por la fuerza de separación.
T_f	Par producido por la fricción cuello-cojinete.
τ_t	Tensión debida a la torsión.
J	Momento polar de inercia.

ΔT	Cambio de temperatura.
σ_t	Esfuerzo térmico.
E	Módulo de elasticidad.
ϵ	Ensanchamiento.
ϵ	Deformación normal.
σ_t	Esfuerzo de tensión.
σ_c	Esfuerzo de compresión.
σ_{tg}	Esfuerzo tangencial.
σ_r	Esfuerzo radial.
A_p	Área de presión.
ω	Velocidad angular.
W	Peso del cilindro.
α_k	Factor de incremento de tensión.
M_{feq}	Momento flector equivalente.
η_L	Factor de servicio.

GLOSARIO

Lingote de acero Pieza fundida en un molde metálico. Tiene normalmente sección cuadrada, en este caso de 115 x 115 mm y un largo de 3300 mm, y se obtiene del proceso de fundición de chatarras de acero utilizando un horno eléctrico de arco.

Falso óvalo Figura con en forma de platina.

Barra corrugada Barra de acero que tiene forma cilíndrica con corrugaciones en la superficie, obtenida por medio de la transformación del lingote en un tren de laminación.

Corrugaciones Son las deformaciones en relieve o resaltadas hechas a las barras con el objeto de aumentar su adherencia al concreto.

Tren Conjunto de cajas laminadoras, las cuales están compuestas por dos o más cilindros.

Canal Es la figura obtenida, al aparejar dos acanaladuras mecanizadas en los dos cilindros de una caja laminadora.

Calibrar	Trazado y mecanizado de las acanaladuras en la tabla de los cilindros de laminación.
Tabla	Parte del cilindro entre los dos rodamientos de apoyo, en cuya superficie se mecanizan las acanaladuras.
Histéresis	Curva cíclica esfuerzo-deformación.
Flujo plástico	Deformación permanente que sufre un material al ser sometido a determinada carga y luego se suprime.
Esfuerzos residuales	Esfuerzos que permanecen en una pieza ó elemento mecánico después que la fuerza ha desaparecido, se originan de una deformación plástica no uniforme.
Deformación elástica	Deformación que sufre un material, la cual desaparece al suprimir la carga.
Ángulo vivo	Ángulo formado en los cambios bruscos de sección de los cilindros.
Acuerdo	Radio de enlace en los cambios de sección.

Refrigeración Se refiere a la acción de enfriamiento de los cilindros de laminación, utilizando como medio refrigerante el agua.

Vida útil Máxima utilidad que puede ser obtenida de los cilindros de laminación, medida en toneladas de material laminado/cilindro.
También se denomina vida de servicio.

Sobrellenado Ocurre cuando la sección del material que va a entrar en un calibre de determinada caja sobrellena el mismo.

Acuñamiento Este término se refiere al momento en que por diferentes circunstancias el material que está siendo laminado, se atasca o acuña entre los dos cilindros.

Pliege Doblez que sufren los bordes del material a ser laminado, en algún punto del tren, que aparentemente desaparece en las posteriores deformaciones que sufre el material.

INTRODUCCIÓN

El proceso de laminación es la transformación de secciones grandes, en otras más pequeñas de diferentes formas. Dicha transformación se realiza por medio de la compresión de material, utilizando para dicho fin, herramientas deformadoras como: un par de cilindros, expuestos a esfuerzos de diversas clases, tales como: corte, flexión y torsión.

En cualquier planta de laminación, los costos de producción dependen de varios factores tales como: el combustible utilizado para el calentamiento del lingote, energía eléctrica, pérdidas por producción (merma, chatarra, etc.), maquinado y costos de los cilindros.

Un buen profesional de la laminación no se debe concentrar únicamente en la cantidad de producto terminado por producir, sino también, debe examinar constantemente todos los factores que pueden influir en la calidad y costos de fabricación.

En Guatemala, hay varios trenes de laminación y se hace referencia básicamente a uno que produce varilla corrugada. En este, uno de los obstáculos para obtener productos laminados de alta calidad, bajos costos de producción y de mantenimiento, es el control de las tensiones de tipo

mecánico a que están sometidos los cilindros, las tensiones térmicas y sus efectos, así como la eficiencia de los sistemas de refrigeración o enfriamiento; es decir, la capacidad de dichos sistemas para extraer el calor de los cilindros.

Ningún cilindro, aún cuando sea de excelente calidad, asegura los mejores resultados, si no se cuida en su operación y mantenimiento.

El análisis tridimensional del sistema de tensiones que se produce, es demasiado complejo para usarlo en la práctica y está fuera de los objetivos de este trabajo. En lugar de dicho análisis, se usan métodos de cálculo basados en ciertas hipótesis simplificadas, y combinados con un coeficiente de seguridad fijado de acuerdo con la experiencia. Para el desarrollo de las fórmulas utilizadas, se considera al cilindro como una viga libremente apoyada sobre dos soportes, representados por los centros de las superficies de los rodamientos.

Todas las fórmulas teóricas y empíricas creadas para el análisis del fenómeno de deformación que sufre la barra al ser laminada, se basan en la suposición que se está laminando una barra rectangular entre cilindros planos. Y en el caso de cilindros acanalados, dichos canales se transformarán en rectángulos de áreas equivalentes.

Para obtener de los cilindros de laminación un rendimiento óptimo, es decir, una alta eficiencia y duración de los canales, es importante cuidarlos inteligentemente durante el trabajo. A este respecto, los esfuerzos de origen térmico, originados por un mal enfriamiento, son los más peligrosos ya que pueden originar grietas en la superficie del canal, las que con el tiempo podrán irse profundizando y ser las responsables de la fractura de los cilindros. Sin embargo, no por eso dejarán de ser importantes los esfuerzos de tipo mecánico, ya que estos, en combinación con los anteriores, pueden también producir la fractura de los cilindros de laminación.

La importancia del estudio y análisis de las tensiones producidas en los cilindros de laminación radica en que la resistencia de los mismos es limitada y por ende, se pueden fracturar. Cuando dichas tensiones son tan grandes que sobrepasan el límite elástico del material pueden producir deformaciones plásticas cíclicas que produzcan fracturas por fatiga.

Para cumplir con los objetivos referidos se ha trabajado la presente tesis a la manera de análisis secuencial, comprometiendo los conceptos científico técnicos de la laminación con la práctica del arte.

El capítulo 1 trata de las tensiones a las que se someten los cilindros durante el proceso de laminación y los factores que modifican la magnitud de las mismas.

El capítulo 2 trata sobre las tensiones térmicas y los factores que se deben considerar para evitar que las mismas, sean de gran magnitud.

En el capítulo 3 se exponen los factores que pueden reducir el rendimiento y utilidad de los cilindros, también se crea un procedimiento, bien explícito, para la recuperación de un cilindro fracturado del cuello, basado en el conocimiento de las tensiones que se generan al deformarse la barra, y conforme la experiencia.

En el capítulo 4 y 5, a la par del análisis de las tensiones de tipo térmico y mecánico, a las que son sometidos los cilindros, se crea y analiza un sistema de refrigeración intermitente. La finalidad de este sistema es reducir el gradiente térmico en la superficie del cilindro, para que los esfuerzos generados no sobrepasen los límites de resistencia del material del que está fabricado. También pretende aumentar el rendimiento de cada canal. Paralelamente, se aplican los conceptos vertidos en los primeros capítulos, para el cálculo de las tensiones a las que son sometidos los cilindros del tren de laminación de la planta de varilla INDETA.

El análisis adecuado de las tensiones a las que son sometidos los cilindros durante el paso de la barra y el manejo apropiado de los conceptos de refrigeración, garantizarán, no solamente la obtención de una varilla corrugada de alta calidad y presentable, sino el aumento del

rendimiento de los cilindros y reducción de los costos de mantenimiento.

Finalmente, se han utilizado todos los conocimientos necesarios de ingeniería mecánica asimilados en la Universidad de San Carlos de Guatemala, complementados con los conceptos metalográficos necesarios y la experiencia del suscrito en el manejo de un tren específico de laminación.

1. TENSIONES PRODUCIDAS EN LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN

Para entender la terminología utilizada en el presente trabajo, se hacen las siguientes anotaciones.

El proceso de laminación tiene como objeto primordial, transformar secciones grandes (que en este caso son lingotes de acero de sección cuadrada de 115 x 115 mm y largo de 3300 mm), en otras más pequeñas de diferentes formas, como falsos óvalos y redondos, hasta llegar a la barra corrugada final. La forma de transformar las secciones mencionadas, es a través del uso de herramientas deformadoras que en este caso son un par de cilindros, cuya función es comprimir la barra con el objeto de producir alargamiento.

El efecto de compresión origina que el material tienda a moverse en la dirección de mínima resistencia al flujo; es por ello que además de haber alargamiento, también existe un ensanchamiento que es el flujo del material en la dirección normal a la dirección de laminación; es decir, que el ancho de una sección cualquiera a la entrada, es menor al de la sección que sale luego de haber sido deformada o comprimida.

Para transformar los lingotes en secciones pequeñas, hasta llegar a la barra corrugada final, es necesaria una serie de deformaciones sobre los mismos; dicha serie de deformaciones solo se puede llevar a cabo con un tren de

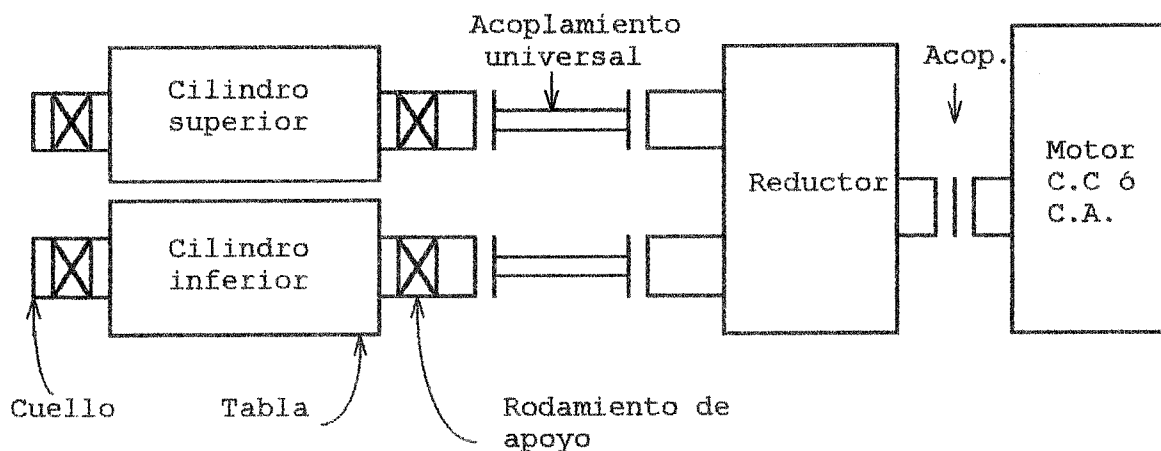
laminación. Los trenes están compuestos de un conjunto de cajas laminadoras. Hay varios tipos de cajas laminadoras, dependiendo de la cantidad de cilindros que la componen. Por ejemplo, una caja constituida por un cilindro superior y un cilindro inferior se denomina caja duo, mientras que una caja formada por un cilindro superior, uno intermedio y otro inferior se denomina caja trío.

En el caso particular del tren de laminación de INDETA, el lingote (material ha ser laminado), pasa inicialmente por un horno de calentamiento, el cual eleva la temperatura del mismo a ~1200 °C. Dicho lingote, luego de salir del horno, empieza a ser laminado y pasa a través de un tren de desbaste, constituido por una caja trío en la cual el lingote, sufre las primeras nueve deformaciones o sea nueve reducciones de sección; luego pasa a través del 1er. tren intermedio en tandem, constituido por dos cajas duo en tandem (tren duo o duo tandem); después a través del 2do. tren intermedio, constituido por cuatro cajas duo (tren abierto) y finalmente a través del tren acabador en continuo, constituido por cuatro cajas duo (tren continuo).

A las diferentes cajas se les denomina de desbaste, intermedias o acabadoras, dependiendo del lugar que ocupen en el tren. Por lo general, a la caja que incluye el canal que precede a la canal acabadora (canal corrugado), se le denomina caja preparadora y a la caja que incluye la canal corrugada, caja acabadora. Además, es importante mencionar que los cilindros constan básicamente de dos partes: el cuello y la tabla del cilindro. El cuello es la parte de

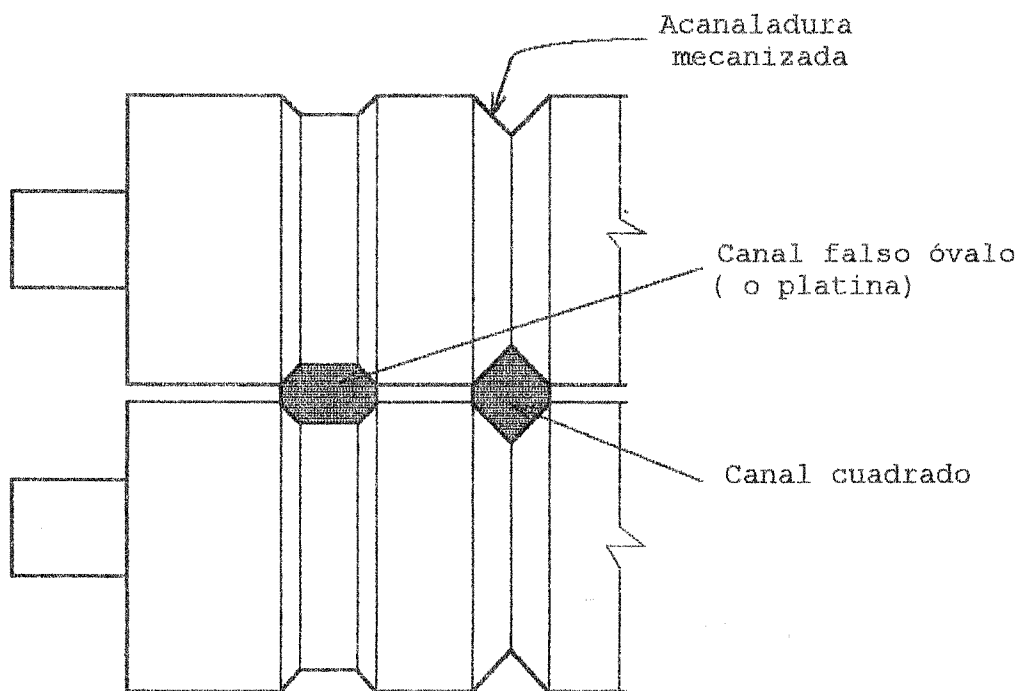
apoyo del cilindro donde se montan los rodamientos para darle movimiento libre al mismo y la tabla (o diámetro mayor), es la superficie útil del cilindro sobre la que se maquinan las diferentes figuras o acanaladuras del mismo. Los cilindros están acoplados por medio de una junta universal, a una caja reductora y ésta a su vez a un motor eléctrico, el cual en algunas ocasiones tiene la ventaja de poder ser operado a diferentes velocidades (motor C.C.).

Figura 1. Partes básicas de un tren laminador



Finalmente, dos acanaladuras mecanizadas en los dos cilindros de una caja laminadora forman aparejadas lo que se denomina canal, calibre o paso de laminación; como se muestra en la figura 2. Así, el conjunto de canales que se deben tener en el tren para que el lingote sufra las deformaciones necesarias para convertirse en la barra corrugada final, es lo que se denomina *calibración del tren*. Por ejemplo, hay una calibración para la producción de varilla de 3/8" y otra para la producción de 1".

Figura 2. Esquema de una canal abierta



Los canales sufren desgaste conforme el trabajo, debido al deslizamiento entre estos y la barra; y esto es lo que origina que con el tiempo pierdan sus medidas originales. En este caso, los cilindros deben volver a ser mecanizados y dar la medida nominal al canal, es decir, que los cilindros deben volver a ser calibrados. El termino *calibrar*, se debe entender, como el proceso de mecanizado de las acanaladuras en la superficie de los cilindros.

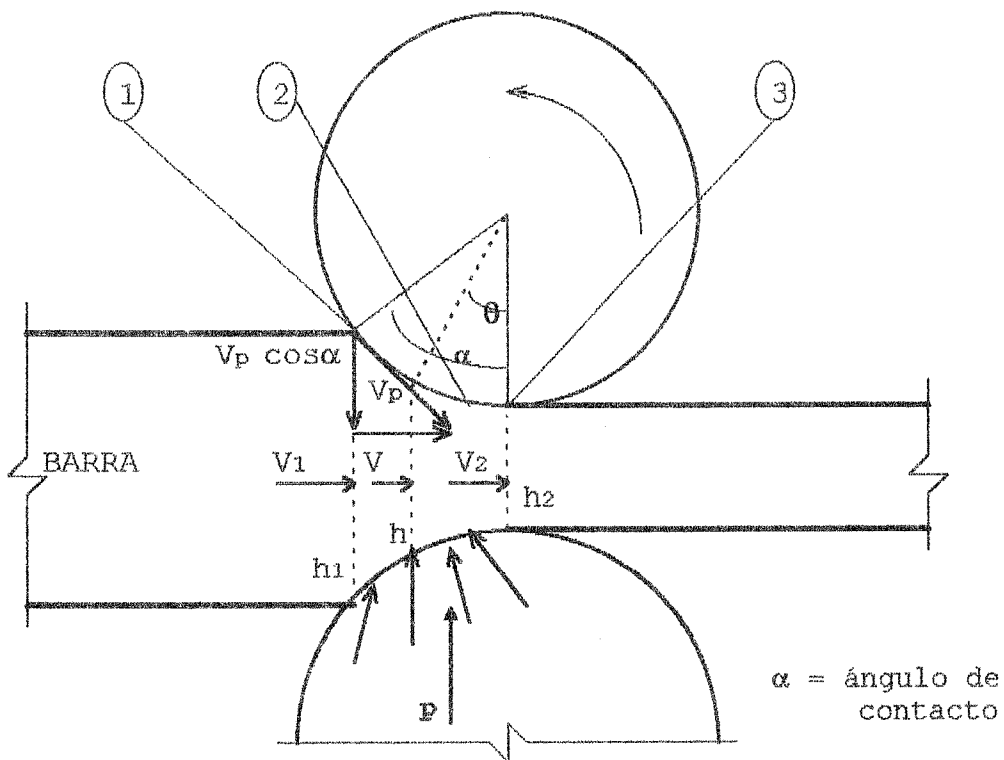
Para que la barra entre en la posición correcta en el canal, se utilizan guías de entrada y para que al salir la barra no sufra ninguna curvatura en cualquier sentido, se utilizan las guías de salida.

La fuerza con la cual los cilindros presionan contra el material para poder deformarlo, se conoce como **presión de laminación**. Debido a que dicha fuerza da origen a otra de reacción sobre los cilindros, también se le denomina **fuerza de separación**, aunque se denomina presión, en realidad es una fuerza; el cálculo de la misma, es de utilidad para determinar los esfuerzos a los que se someten los cilindros en los diferentes pasos (o calibres).

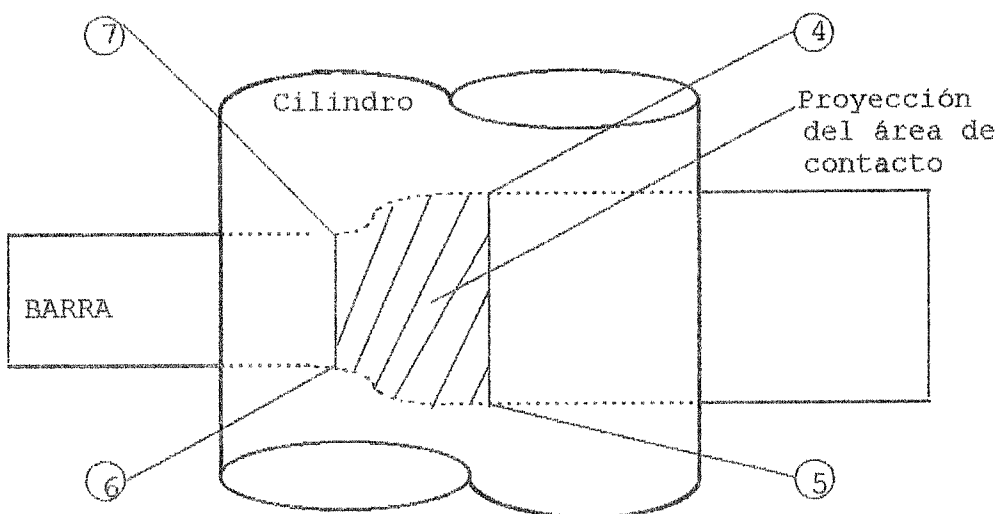
Presión de laminación: para poder laminar la barra, se necesita una fuerza capaz de vencer, por una parte, la resistencia a la deformación inherente o natural del material, y por otra, la resistencia producto de las fuerzas de rozamiento entre el material y las herramientas deformadoras que en este caso son un par de cilindros de fundición nodular con matriz perlítica (rozamiento externo). A la suma de las dos anteriores se le denomina **resistencia total a la deformación de la barra**.

La magnitud de la fuerza "P" que tiende a separar los cilindros es el producto de la proyección del área comprimida o área de contacto, por la resistencia total a la deformación de la barra. En el caso más sencillo cuando se lamina una barra rectangular entre cilindros planos, si se consideran los cilindros transparentes, el área de contacto entre la barra y los cilindros se ve como la superficie plana (4,5,6,7) en la parte b de la figura 3, la cual se denomina **proyección del área de contacto**.

Figura 3. Distribución de las fuerzas de separación y proyección del área de contacto



a)



b)

$$\text{Proyección del área de contacto} = b_m \sqrt{R \Delta h}$$

Donde:

b_m = ancho medio,

R = radio del cilindro en el fondo del canal,

Δh = $h_1 - h_2$ (reducción de altura).

A la resistencia natural del material que sería lo que se obtendría en un ensayo de tracción o compresión uniaxial, pero libre de esfuerzos de rozamiento, se denominará **resistencia a la deformación homogénea** (K_h) y al conjunto de las dos **resistencia a la deformación no homogénea**.

Generalmente, se supone en las teorías de laminación, que no hay ensanchamiento (debido a que todas estas teorías se exponen para productos planos en los cuales el espesor es pequeño comparado con su anchura), y el material queda sujeto a una deformación bidimensional. La resistencia natural que presenta el material en estas condiciones se denominará **resistencia a la deformación plana homogénea** (K_p) y su valor es $(2/\sqrt{3})$ x resistencia a la deformación homogénea.

Para el cálculo de la presión de laminación, se utiliza un valor medio de la resistencia a la deformación plana homogénea que se denominará **resistencia media a la deformación plana homogénea** (K_{mp}).

Antes de definir el procedimiento para el cálculo de la presión de laminación es importante anotar lo siguiente: cuando una barra pasa entre los cilindros, la sección recta a la entrada de los mismos es mayor que la correspondiente a la salida. Puesto que debe ser constante el producto del área de la sección recta por la velocidad, la barra sale más rápido de lo que entra. Sin embargo la velocidad de los cilindros permanece constante, de lo cual se deduce que una velocidad constante de la superficie de los cilindros está junto a una velocidad variable de la barra. Esto indica que debe haber deslizamiento o movimiento relativo en algunos puntos entre la barra y los cilindros, aún en el caso más simple del paso de una barra rectangular a través de un canal plano.

Por regla general la velocidad del cilindro es mayor que la de entrada de la barra y menor que la de salida, pero si esto es así, la velocidad de los cilindros será la misma en algún punto, este punto se denomina neutro(2) como se puede ver en la figura 3a. De (1) a (2) los cilindros empujan la barra hacia adelante (**zona de recalado**) y de (2) a (3) la frenan (**zona de avance**). El resultado inmediato es doble, el deslizamiento produce desgaste en los cilindros y la distribución de fuerza es parecida a la que indica el cilindro inferior de la fig. 3a.

Por último otro concepto importante es la **velocidad de deformación** que teóricamente se define por la expresión $1/h \times dh/dt$ siendo h la altura de cualquier sección de la barra en la ranura de laminación y dh/dt la velocidad instantánea

de aproximación de los cilindros que se denomina **velocidad de recalado**. No se entra en detalle en cuanto al cálculo de dicha velocidad y únicamente se anota que se dan dos casos: cuando se supone que no hay deslizamiento entre el material y los cilindros y en el caso que sí hay deslizamiento entre los mismos.

Cuando se trata de laminación en caliente, como en este caso, se aconseja usar la hipótesis de que no existe deslizamiento entre el material y los cilindros. Los métodos que calculan la presión de laminación utilizando esta hipótesis tienden a dar valores superiores a los reales; sin embargo es de esta forma como se introduce un coeficiente de seguridad, lo cual es ventajoso dadas las grandes variaciones que pueden experimentar las condiciones de trabajo, especialmente en el proceso de laminación en el que generalmente pueden intervenir factores como diseño inadecuado de una calibración; así como un mal manejo de los parámetros involucrados en el proceso (temperatura, % de reducción, etc). *Se debe entender por laminación en caliente, cuando el efecto de aumento de resistencia por el trabajo (acritud), está contrarrestado por un ablandamiento térmico.*

Cálculo de la presión de laminación: debido a la complejidad del problema, todavía no se ha podido encontrar una teoría matemática exacta del proceso de laminación. Las fórmulas y métodos de cálculo propuestos hasta la fecha no coinciden suficientemente bien con los resultados obtenidos experimentalmente, y esto debido a que en el proceso de

laminación en caliente, intervienen muchos parámetros de los cuales depende el comportamiento del material. Sin embargo, existen en la actualidad diferentes métodos teóricos para el cálculo de la presión de laminación, de los cuales al hacer un resumen la conclusión fundamental que se deduce es que, para poder calcular dicha presión de laminación se necesita conocer los valores de la resistencia a la deformación homogénea para las diferentes temperaturas de la barra, velocidades de deformación y reducciones, normalmente empleadas en la práctica de laminación.

El análisis de dichos métodos está fuera de los objetivos de este trabajo; y para los cálculos que se desarrollan más adelante, se utiliza un método semi empírico como lo es la fórmula de **Ekelund** que no es solamente la más antigua, sino también la más conocida y sobre todo, la que da relativamente resultados más exactos. Como se puede observar, tiene en cuenta los principales factores que inciden en la magnitud de la presión de laminación.

La expresión de Ekelund, para el cálculo de la presión de laminación en productos planos, es la siguiente:

$$P = b_m \sqrt{R \Delta h} \left[K_p + \frac{2 \xi v \sqrt{\Delta h/R}}{h_1 + h_2} \right] \left[1 + \frac{1.6 \mu \sqrt{R \Delta h} - 1.2 \Delta h}{h_1 + h_2} \right]$$

$$P = [A_p] * [Q] * [M]$$

Donde:

A_p = área de presión, $[\text{mm}^2]$

Q = resistencia a la deformación, inherente o natural del material, $[\text{Kg}/\text{mm}^2]$

M = resistencia debida a las fuerzas de rozamiento barra-cilindro, $[\text{Kg}/\text{mm}^2]$

$K = Q * M =$ resistencia total a la deformación, $[\text{Kg}/\text{mm}^2]$

b_m = ancho medio, $[\text{mm}]$

R = radio del cilindro en la profundidad del canal, $[\text{mm}]$

h_1 = altura en la entrada, $[\text{mm}]$

h_2 = altura en la salida, $[\text{mm}]$

$\Delta h = h_1 - h_2$, $[\text{mm}]$

K_p = resistencia a la deformación plana homogénea

$K_p = (14 - 0.01 t)(1.4 + \%C + \%Mn + 0.3 \%Cr)$, $[\text{Kg}/\text{mm}^2]$

t = temperatura de la barra, $[\text{°C}]$

$\%C$ = porcentaje de Carbono

$\%Mn$ = porcentaje de Manganeso

$\%Cr$ = porcentaje de Cromo

ξ = coeficiente de plasticidad (o coeficiente de viscosidad de la barra a $t^\circ\text{C}$).

$\xi = 0.01 (14 - 0.01 t)n$, $[\text{Kg.s}/\text{mm}^2]$. Donde n es un coeficiente que depende de la velocidad.

v [m/s]	6	6-10	10-15	15-20
n	1	0.8	0.65	0.60

v = velocidad de laminación, $[\text{mm}/\text{s}]$

μ = coeficiente de rozamiento externo (o coeficiente de fricción entre el cilindro y la barra a $t^\circ\text{C}$)

$\mu = 1.05 - 0.0005 t$ (para cilindros de acero bastos o fundición gris)

$\mu = 0.8 (1.05 - 0.0005 t)$ (para cilindros de fundición templada o de acero duro pulido)

P = fuerza de separación, [Kg/mm²].

La fórmula anterior se aplica a productos planos. En el caso de secciones simples tales como rombos, óvalos, cuadrados, etc; estos se transforman en rectángulos de áreas equivalentes, es decir; que si b_1 es el ancho de entrada, éste se considera como el máximo, $b_1 = b_1 \text{ max}$ y $h_1 = S_1/b_1 \text{ max}$ donde, S_1 es el área de la barra a la entrada. El mismo principio se aplica a la salida donde $b_2 = b_2 \text{ max}$ y $h_2 = S_2/b_2 \text{ max}$. Luego se puede aplicar la fórmula dada, como si se tratara de laminado de secciones planas.

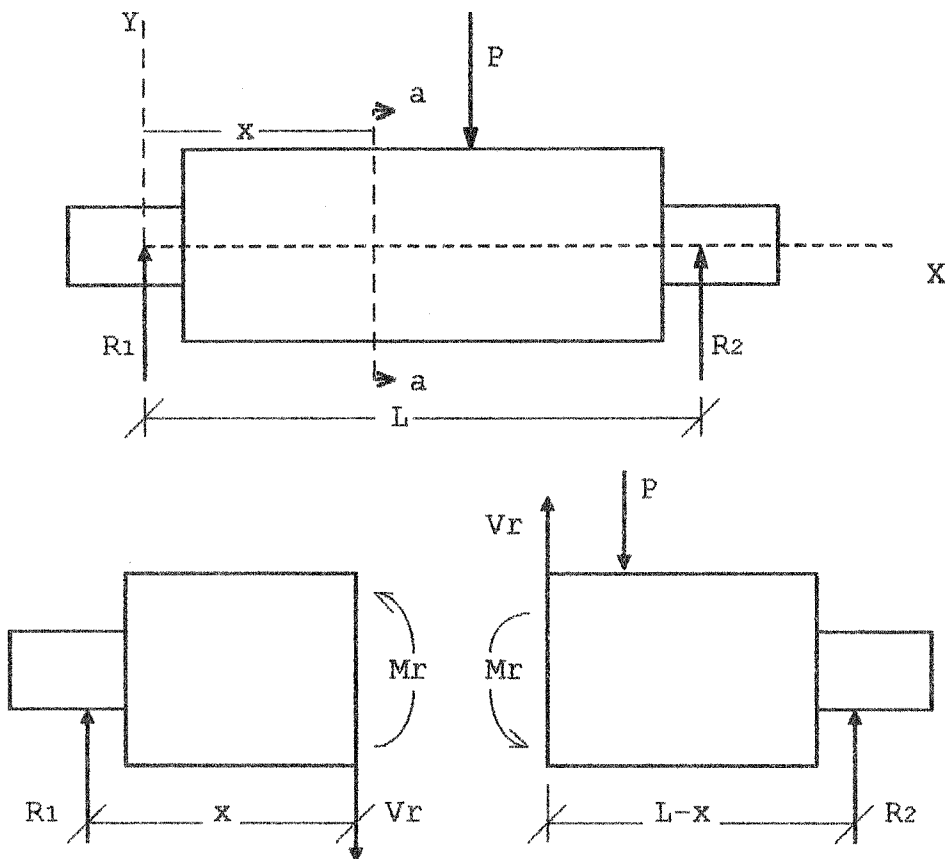
1.1. Tensiones de flexión

El caso de la flexión es un poco complejo, debido a que los efectos de las fuerzas aplicadas (en este caso la presión de laminación o fuerza de separación), son variables de una sección a otra.

Durante el proceso de laminación, cuando una barra pasa entre los cilindros, le suceden a éste dos cosas producto de la fuerza de separación. En primer lugar se origina un esfuerzo cortante el cual se analiza más adelante. Y en segundo lugar, debido a que el material del cual están fabricados los cilindros presenta cierta elasticidad, flexionan determinada magnitud, originada por

un momento (momento flexionante), el cual genera esfuerzos normales, los que se nombran como esfuerzos o tensiones de flexión.

Figura 4. Diagrama de cuerpo libre de un cilindro simplemente apoyado, en equilibrio bajo la acción de una fuerza "P" y de sus reacciones R1 y R2



En el diagrama de cuerpo libre de la figura 4, se desprecia el peso del cilindro y sólo se tiene en cuenta el efecto de la fuerza de separación.

Suponiendo que se corta el cilindro por una sección a-a, a una distancia "x", quedando el cilindro dividido en dos partes. En el diagrama de cuerpo libre de la porción de la izquierda, se observa que la fuerza exterior aplicada es R_1 . Para mantener el equilibrio en la sección de corte a-a, deben aparecer unas fuerzas resistentes, necesarias para satisfacer las condiciones de estática, fuerzas que representan la acción de la parte derecha suprimida, sobre la porción de la izquierda considerada.

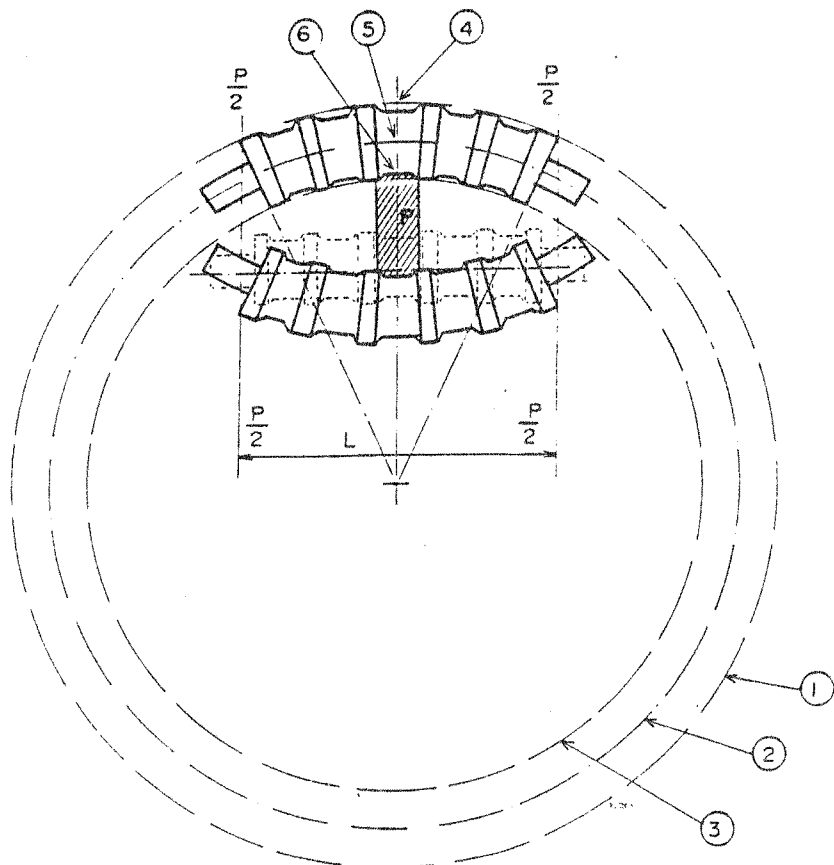
Las fuerzas internas en la sección a-a, originan una fuerza resistente que se opone en este caso a R_1 , a la que se denomina fuerza resistente cortante V_r y ésta es siempre igual y opuesta a la fuerza cortante V , la cual es entonces, la suma de las componentes verticales de las fuerzas exteriores.

Por otro lado, las mismas fuerzas internas en la sección a-a para completar el equilibrio en el diagrama de cuerpo libre, deben originar un par resistente M_r para restablecer el equilibrio de momentos producido por las fuerzas externas. Este par resistente M_r es entonces, igual y opuesto al momento flexionante o Momento M , el cual es la suma de momentos producidos por las fuerzas externas que en este caso es $R_1 * x$.

El momento flexionante descrito, produce esfuerzos normales, directamente proporcionales al mismo, estos esfuerzos normales son los que se denominan tensiones producidas por flexión o **tensiones de flexión**.

Debido al movimiento de rotación de los cilindros, cuando la barra está pasando entre los mismos, el material del que están fabricados está expuesto, como ya se anotó, a esfuerzos normales alternos de tracción y compresión producidos por el momento flexionante, los cuales en determinadas condiciones de trabajo, pueden llegar a producir la fractura del cilindro por fatiga del material, o simplemente porque dichos esfuerzos normales sobrepasan los límites de resistencia del material del que están fabricados.

Figura 5. Efecto de la flexión en los cilindros de laminación



El efecto o fenómeno de flexión se puede explicar fácilmente, analizando la figura 5, en la que, si se pone atención al cilindro superior, se observa que cuando el cilindro está bajo la acción del momento flexionante, la longitud de la parte superior, es mayor que la que corresponde a la parte central y que la longitud de la parte inferior es menor que la del centro. Esto quiere decir que el material del cilindro en la parte superior sufre o experimenta un alargamiento y el material de la parte inferior por el contrario se acorta, por lo que es fácil llegar a concluir que en las mitades a partir de la línea central, tanto en la parte superior como en la inferior se producen esfuerzos de tensión y compresión respectivamente, y que en el caso de la línea central no hay ni tensión, ni compresión.

Según el análisis anterior se confirma también, que las tensiones de tracción en el cilindro aumentan mientras más distante esté de la línea central, hasta ser máxima en la tabla o superficie del cilindro, sucediendo de igual manera con las tensiones de compresión que corresponden a la parte inferior del cilindro. En el caso de los cilindros de laminación, por ser los mismos de sección simétrica, la línea central coincide con la línea neutra o eje neutro.

Las relaciones entre los esfuerzos normales y el momento flexionante se expresan mediante la fórmula de flexión, la cual no se deduce, debido a que ya se debió haber hecho con anterioridad.

Las deformaciones elásticas, junto con la ley de Hooke, determinan la distribución de esfuerzos, y mediante las condiciones de equilibrio se establece la relación entre los esfuerzos y las cargas. La fórmula de flexión se enuncia de la siguiente manera:

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot y}{I}, \text{ [Kg/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_f \cdot c}{I} = \frac{M}{S}, \text{ [Kg/mm}^2\text{]}$$

Donde:

σ_f = esfuerzo normal en cualquier punto de la sección,

M_f = momento flexionante en la sección en estudio,

y = distancia del eje neutro a una fibra cualquiera,

I = momento de inercia de la sección (circular sólida),

σ_{\max} = esfuerzo normal máximo,

c = distancia del eje neutro a la tabla o superficie del cilindro,

$\frac{I}{c}$ = módulo de resistencia o módulo de sección = S

S = $0.1 d^3$, para cilindros de acero,

S = $0.17 d^3$, para cilindros de fundición,

d = diámetro de la sección en estudio.

En el caso de los cilindros de laminación, debido a que los cuellos flexan, se apoyan con más intensidad en la parte interior próxima a la tabla. Por esta razón las reacciones R_1 y R_2 se suponen situadas a una distancia de $1/3$ de la longitud del cuello, contada a partir de la parte interior del mismo, próxima a la tabla del cilindro. Sin embargo,

para los respectivos cálculos se considera la carga aplicada a la mitad del cuello.

Si el momento llega a alcanzar un valor tan grande, que para resistirle se necesita una tensión mayor que la correspondiente a la carga de rotura del cilindro éste se rompería, por lo cual deben encontrarse las mayores tensiones producidas por el momento flector. Esto tiene lugar en la superficie del cilindro.

Es imposible averiguar en un solo intento, cual es exactamente la sección más débil en la cual la relación (Momento flector M / Momento resistente S), alcanza el valor máximo. En el caso de cilindros con canales irregulares puede que sea necesario calcular las tensiones en casi todas las canales, sin embargo, en este caso es suficiente con calcular las tensiones en algunas canales próximas al centro.

1.2. Tensión cortante directa

El paso de la barra por los cilindros de laminación, provoca otro tipo de esfuerzos sobre estos, como lo son los denominados esfuerzos o tensiones cortantes, los cuales son originados por una **fuerza cortante**, producto de la presión de laminación o fuerza de separación. Dichas tensiones cortantes producen un deslizamiento de las diferentes partes del cilindro a través de las secciones rectas del mismo.

Haciendo referencia a la figura 4, suponiendo que se corta el cilindro por la sección a-a, a una distancia "x" de R_1 , quedando el cilindro dividido en dos partes. En el diagrama de cuerpo libre de la porción izquierda, se observa que la fuerza exterior aplicada es R_1 . Para mantener el equilibrio, en la sección de corte a-a, deben aparecer fuerzas resistentes, necesarias para satisfacer las condiciones de la estática. Para este caso particular, como la fuerza exterior aplicada "P" es vertical, se satisface directamente la condición $\sum X=0$, siendo el eje "X" horizontal.

Para satisfacer la condición $\sum Y=0$, las fuerzas interiores en la sección a-a, deben originar una fuerza resistente que se oponga a R_1 . Esta fuerza es V_r a la que se nombra como *fuerza resistente cortante*. En el caso que se considera, V_r es numericamente igual a R_1 , pero si hay otras fuerzas aplicadas entre R_1 y la sección, la resultante no equilibrada de todas ellas (que es igual y opuesta a la fuerza resistente cortante), se obtiene como la suma de sus componentes verticales.

Esta resultante no equilibrada de las fuerzas exteriores es la que se define como **fuerza cortante** en una sección, y se representa por "V", siendo su valor la suma de las componentes verticales de las fuerzas exteriores que actúan a uno u otro lado de la sección. La fuerza resistente cortante V_r , que se origina en cualquier sección debido a los esfuerzos interiores, es siempre igual y opuesta a la

fuerza cortante V. Al calcular V, la fuerzas dirigidas hacia arriba se consideran positivas.

Este tipo de tensiones tienen menor importancia que las tensiones alternativas (tensión y compresión), producto del momento flector, excepto en el caso que los cilindros sean bastante cortos, de diámetro grande, y principalmente cuando las reducciones que se llevan a cabo en los canales de dichos cilindros son bastante grandes debido a la magnitud de la presión de laminación que experimentan.

La fórmula de la tensión cortante directa es la siguiente:

$$\tau_v = \frac{4 V}{\pi D^2}$$

Donde:

τ_v = tensión cortante, [Kg/mm²]

V = fuerza cortante en la sección que se calcula, [Kg]

D = diámetro del cilindro en la sección que se calcula, [mm]

La tensión cortante debida a la fuerza cortante, debe ser tenida muy en cuenta en la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro.

1.3. Tensiones de torsión

Las tensiones de tipo torsional, son las que se producen al actuar sobre el cilindro el par (par de laminación "T") necesario para hacerlo girar, estando bajo la acción de la presión de laminación y de las resistencias debidas al rozamiento, como las que ejercen los rodamientos o los cojinetes de deslizamiento (tejas de fibra fenólica).

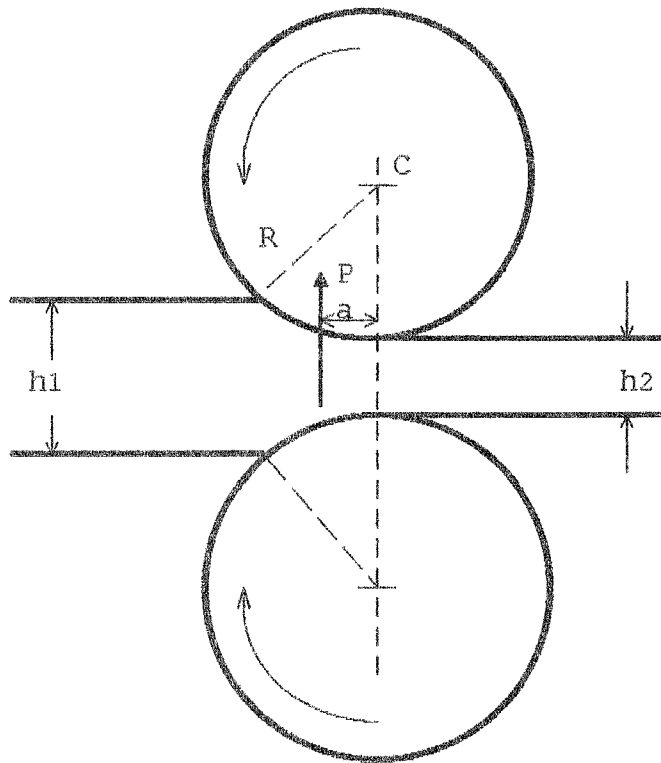
La resistencia de un tren (resistencia ofrecida por el tren a la torsión) es de suma importancia, no solo para poder determinar las tensiones de torsión a la que están sometidos los cilindros, sino también para conocer los esfuerzos o tensiones a los que se someten los acoplamientos, arbolillos y piñones; así como para poder determinar la capacidad del motor que se necesita para laminar una sección dada en un tren determinado.

Por ejemplo, cuando se tiene que laminar una sección nueva mayor, el diseñador de cilindros se encuentra con el problema de tener que investigar la resistencia de las partes de la transmisión mencionadas anteriormente y decidir si el motor puede suministrar la suficiente potencia para laminar la nueva sección. Cuando se enfrenta este problema, se supone que ya se ha investigado sobre la resistencia de los cilindros a los anteriores esfuerzos (flexión y corte).

Después de determinar el valor de la presión de laminación "P", se puede calcular el par necesario para accionar los cilindros; pero antes de utilizar esta fuerza

"P" (presión de laminación) para el cálculo del par, se debe determinar el valor del brazo "a" (ver figura 6). En el cálculo teórico de "a" se tropieza con bastantes dificultades, lo que hace que su determinación se lleve a cabo por métodos empíricos.

Figura 6. Esquema del par de laminación



Si la fuerza de separación entre los cilindros y la barra fuese uniforme, la fuerza resultante pasaría necesariamente por el centro de gravedad de la proyección del área de contacto. Sin embargo entran en juego otros factores que desplazan la fuerza resultante de ese punto, de tal manera que unos aumentan la magnitud del brazo del par y otros lo disminuyen.

El efecto de tales factores, es que el brazo de la resultante, llega a ser frecuentemente un 10% mayor o un 10% menor que el que corresponde al centro de gravedad de la proyección del arco de contacto.

La fórmula para el cálculo del par de laminación es:

$$T_P = P * a , [Kg \cdot mm]$$

Donde:

T_P = par producido por la fuerza de separación,

P = fuerza de separación, [Kg],

a = brazo de palanca, [mm].

El brazo de palanca está dado por (ver figura 6):

$$a = m \sqrt{R (h_1 - h_2)}$$

Donde:

a = brazo de palanca de la fuerza de separación, [mm]

m = valor entre 0.45 y 0.55,

$m = 0.5$ (para lingotes y desbastes),

$m = 0.45$ (para pequeñas dimensiones),

$m = 0.6$ (para separaciones cerradas),

$m = 0.3-0.48$ (para laminación de banda),

R = radio del cilindro, [mm]

h_1 = altura de la barra a la entrada, [mm]

h_2 = altura de la barra a la salida, [mm]

Al *par* que produce la fuerza de separación sobre los cilindros, se debe añadir, el *par* que ejercen las fuerzas de rozamiento en los cuellos, producto de las reacciones sobre los mismos, debido a la aplicación de la fuerza de separación. Ya sea fuerzas de rozamiento debidas a cojinetes de deslizamiento (tejas de fibra), o por rodamientos antifricción (ver figura 7). A dicho *par* se le denomina *par de rozamiento* y viene dado por:

$$T_f = \mu * P * r_c , \text{ [Kg}\cdot\text{mm]}$$

Donde:

T_f = Par producido por la fricción cuello-cojinete.

μ = coeficiente de fricción

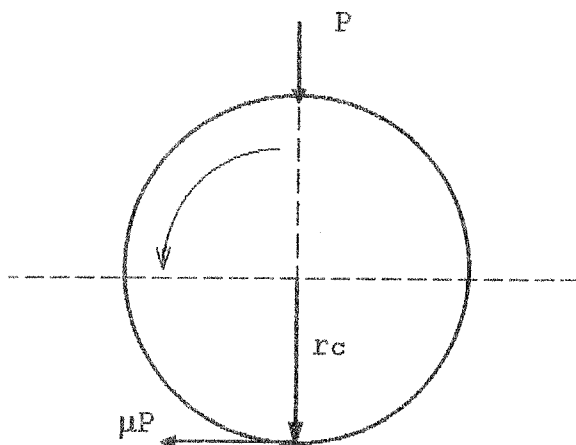
$\mu = 0.004$ (para rodamientos antifricción)

$\mu = 0.02$ (para cojinetes de resina sintética)

P = fuerza de separación, [Kg]

r_c = radio del cuello del cilindro, [mm].

Figura 7. Esquema del *par*, producido por las fuerzas de rozamiento en los cuellos del cilindro



Por lo tanto, el *par total* requerido en los cuellos por cada cilindro es igual a:

$$T = T_P + T_f , \text{ [Kg}\cdot\text{mm]}$$

Donde:

T = par total ejercido sobre cada cilindro.

T_P = par producido por la fuerza de separación.

T_f = par producido por las fuerzas de rozamiento en los cuellos.

Entonces, la potencia (HP) requerida para arrastrar cada cilindro es igual a:

$$\text{Potencia [HP]} = \frac{T \text{ [Kg}\cdot\text{m]} * 2\pi * \text{RPM}}{60 * 75}$$

En este trabajo, se hace el análisis de la potencia total transmitida a los cilindros (para poder deformar la barra y vencer el rozamiento en los cuellos), ya que así se puede determinar la potencia del motor para poder laminar cualquier sección.

En consecuencia, el esfuerzo debido al par total, al que se someten los cilindros para poder deformar la barra es:

$$\tau_t = \frac{T * \rho}{J} , \text{ [Kg}\cdot\text{mm]}$$

J

Donde:

τ_t = tensión debida a la torsión, [kg/mm²]

T = momento torsor total (Par de laminación), [Kg·mm]

ρ = distancia desde el eje, [mm]

J = momento polar de inercia, [mm⁴]

La tensión cortante producida por la torsión, es máxima en la superficie del cilindro:

$$\tau_{t \max} = \frac{T * D/2}{J}$$

$$\tau_{t \max} = \frac{T * 16}{\pi * D^3}$$

1.4. Tensiones térmicas

La mayoría de las fracturas que ocurren en los cilindros de laminación, se deben al fenómeno de "shock" térmico (o choque térmico), es decir, esfuerzos de tipo térmico que son originados por una diferencia de temperaturas o un cambio brusco de temperaturas en la sección del cilindro.

Por ejemplo: si se hace un análisis del comportamiento de la temperatura en los cilindros, cuando se tiene un enfriamiento permanente en los mismos, se observa que, debido al calentamiento rápido de la superficie producto del contacto con la barra, juntamente con el enfriamiento

originado por el agua de refrigeración, se someten a constantes cambios de temperatura los cuales originan los esfuerzos de tipo térmico que no son deseables en el cilindro.

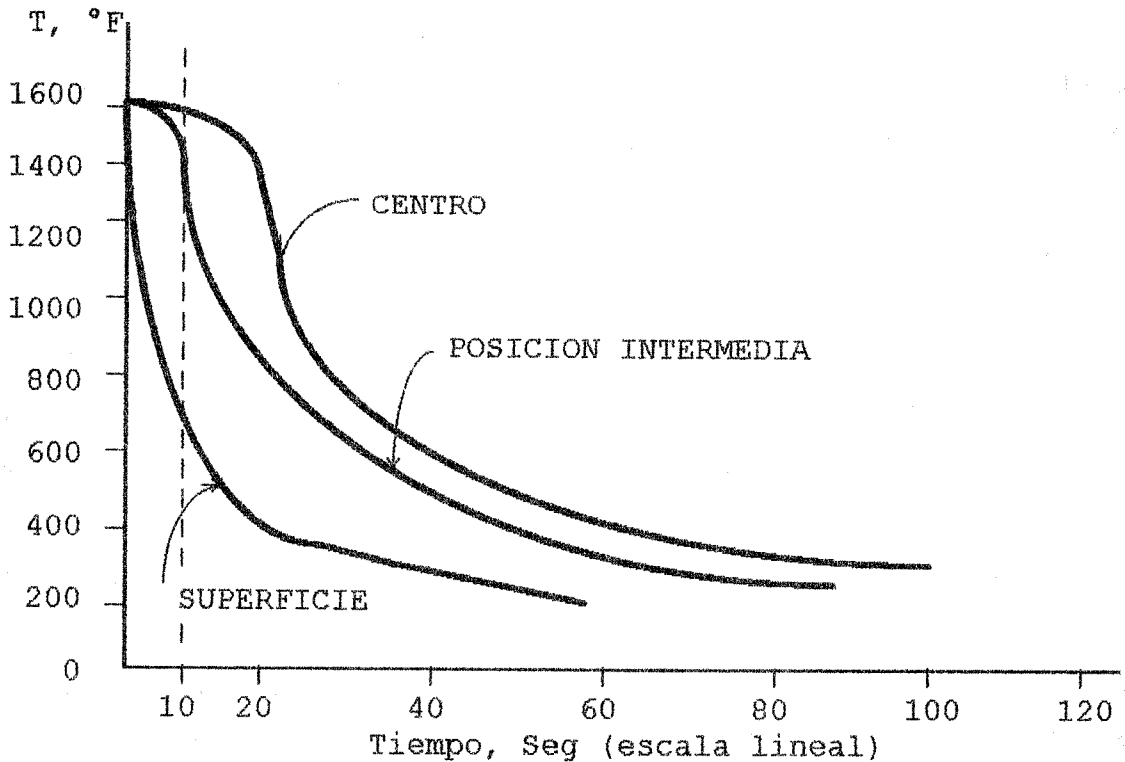
Estos esfuerzos son críticos en la superficie del cilindro, debido a que es en este punto donde hay un contacto directo entre la barra y el cilindro, los cuales en determinado momento pueden producir grietas y en el peor de los casos hasta la rotura del cilindro (debido a la prolongación de dichas grietas hasta el núcleo).

Debido a los cambios de temperatura, los cuerpos pueden sufrir dilataciones o contracciones (es decir ciertas deformaciones) las cuales en la mayoría de los casos no es posible evitar, como sucede con los cilindros de laminación; como resultado de esto, aparecen fuerzas internas que contrarrestan parcial o totalmente estas deformaciones. Los esfuerzos originados por estas fuerzas internas son los que se conocen como esfuerzos térmicos, o esfuerzos de origen térmico.

Para entender de mejor manera el concepto de esfuerzo térmico, se analiza primero el caso de una barra de acero de 2" de diámetro templada en agua (figura 8), como se sabe, durante el templado, la superficie se enfría más rápidamente que el interior. Esto causa un gradiente de temperatura a través de la sección transversal de la pieza o una diferencia de temperatura entre la superficie y el centro.

Como se mencionó, casi todos los sólidos se expanden conforme se calientan y se contraen conforme se enfrían.

Figura 8. Curvas de enfriamiento de las diferentes capas de una barra de acero de 2" templada en agua

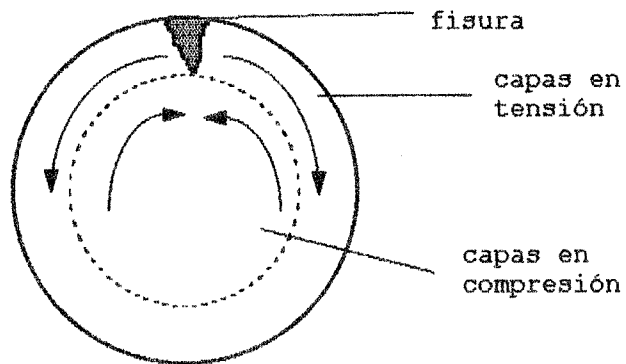


FUENTE: Introducción a la metalurgia física, AVNER, pag 292.

Esto quiere decir que, si se observa la figura 8, al transcurrir 10 seg., la superficie ya está a menor temperatura, debe haberse contraído mucho más que el interior, sin embargo, como las partes externa e interna están enlazadas entre sí, la parte interior que es más larga, prevendrá a la exterior de contraerse tanto como debe, en consecuencia las capas exteriores se elongarán poniéndolas en tensión, mientras que las internas, a su vez,

estarán en compresión, (de igual forma se puede hacer una analogía con el comportamiento de la temperatura del cilindro cuando se enfría). Por consiguiente se generan tensiones residuales de origen térmico (ver figura 9).

Figura 9. Efecto de la formación de fisuras en un cilindro cuando se enfría



Al dilatar un cuerpo sin tener ninguna restricción para hacerlo, éste sufre una deformación normal ϵ igual a:

$$\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_z = \alpha (\Delta T)$$

Donde:

α = coeficiente de dilatación térmica lineal

ΔT = cambio de temperatura

En consecuencia, si dicho cuerpo tiene una restricción axial para deformar y sufre un aumento de temperatura, se somete a un esfuerzo longitudinal. El valor de dicho esfuerzo está dado por la siguiente expresión:

$$\sigma_t = \alpha E \Delta T$$

Donde:

σ_t = Esfuerzo térmico

E = Módulo de elasticidad.

Este esfuerzo total se debe distribuir entre las capas interior y exterior, y el esfuerzo promedio es inversamente proporcional al área disponible para aguantar dicho esfuerzo.

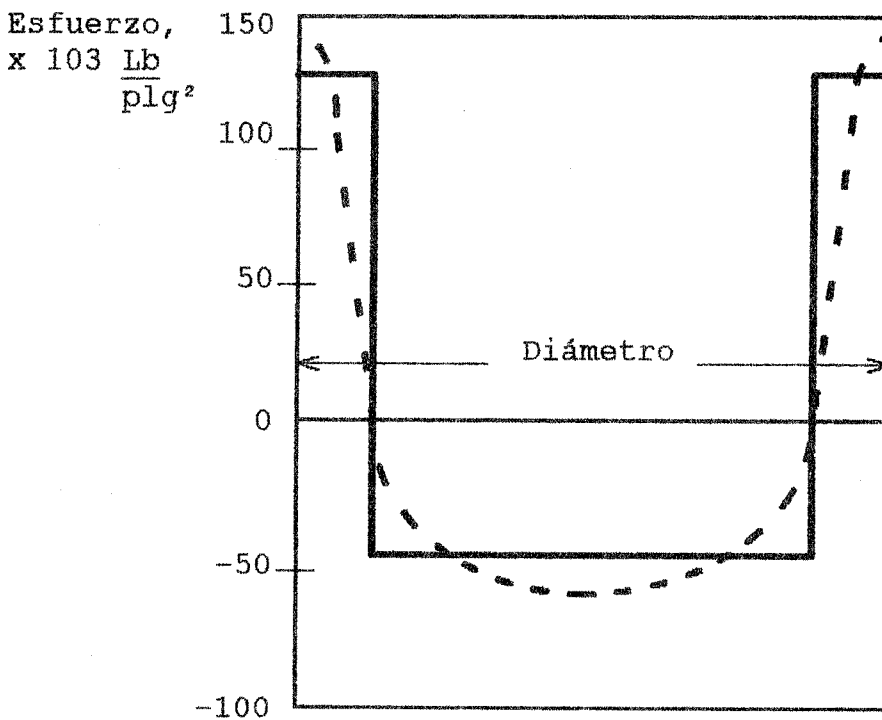
Suponiendo que las capas externas constituyen la cuarta parte del área de la sección transversal, entonces el esfuerzo tensil promedio sobre la parte exterior es igual a $\frac{3}{4} \times \sigma_t$, mientras que el esfuerzo compresivo promedio sobre la capa interior es $\frac{1}{4} \times \sigma_t$.

Es importante anotar que el área en tensión debe estar balanceada con el área en compresión, a fin de que los esfuerzos se hallen en equilibrio a través de la sección transversal del cilindro. La figura 10, representa el comportamiento del esfuerzo a través de la sección de la barra de 2" del ejemplo anterior, la cual muestra una drástica caída de dicho esfuerzo en la unión de las capas interna y externa, debido a una drástica caída de temperatura.

Realmente la temperatura no cae en forma drástica, sino que cambia gradualmente a través de la sección transversal, una representación más real de la distribución de esfuerzos la muestra la curva punteada. El signo (-) indica que

dicha sección de la barra está sujeta a esfuerzos compresivos tangenciales.

Figura 10. Esquema de la distribución de esfuerzos por todo el diámetro, debido al gradiente de temperatura



FUENTE: Introducción a la metalurgia física, AVNER, pag 292.

Al analizar lo expuesto se concluye que el esfuerzo tensil sobre la superficie puede alcanzar un valor tan alto, que si éste excede la resistencia límite del material, se producen las fisuras.

Es por ello, que es de suma importancia la buena escogencia de los materiales para los cilindros de laminación, los cuales deben presentar bajo coeficiente de

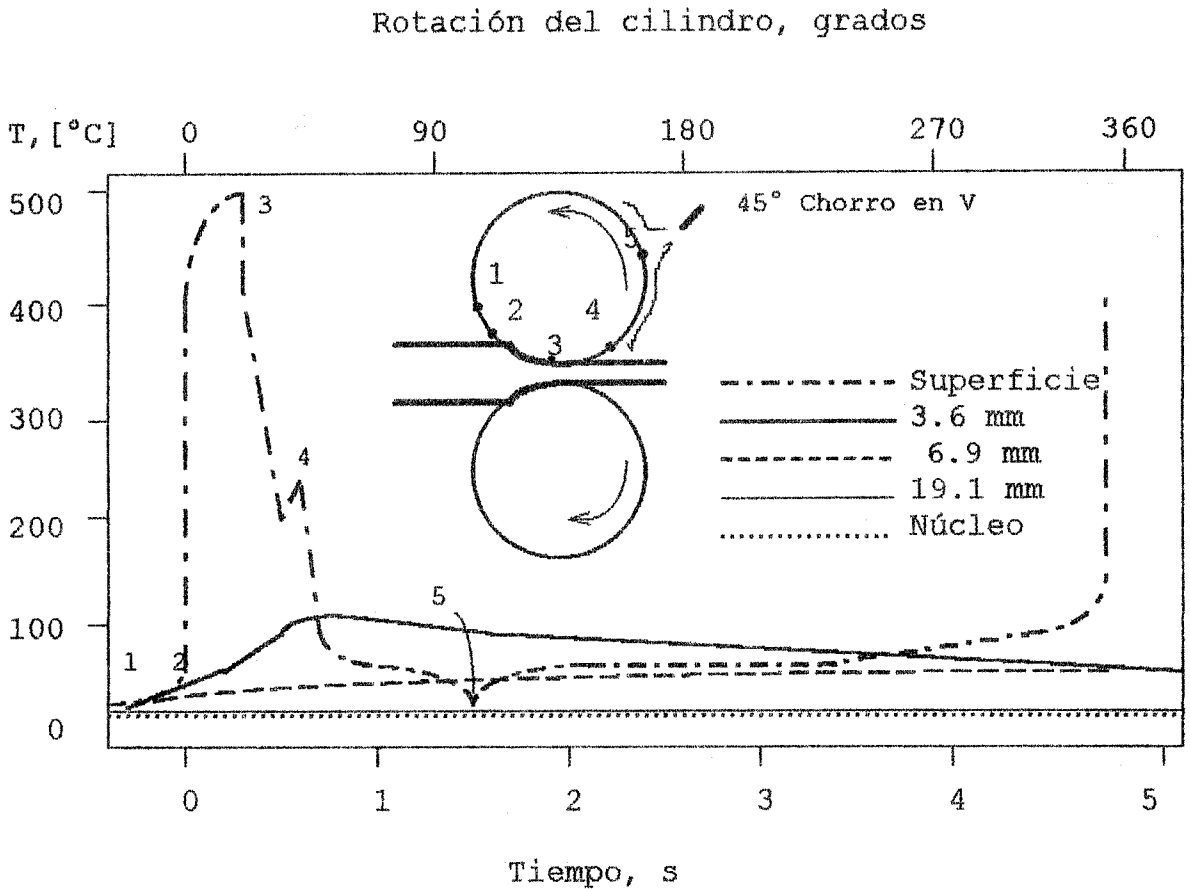
expansión térmica, para evitar las tensiones excesivas y elevada conductividad térmica para ayudar a la disipación del calor recibido. Además de esas propiedades, deben presentar ductilidad, buena resistencia a la oxidación y alta resistencia mecánica.

Es importante anotar que dependiendo de la diferencia en tiempo entre el enfriamiento de la superficie y el centro o viceversa, la fisura se puede presentar pronto, después o en algunas ocasiones al final que el cilindro ha alcanzado su máximo rendimiento.

Debido a la complejidad y alto costo de las mediciones, son pocas las determinaciones experimentales hechas de la temperatura de la superficie y el cuerpo de los cilindros durante el proceso de laminación. Stevens, P.G., midió la temperatura en un cilindro de fundición nodular, durante una producción regular y una temperatura media de la barra de 1230°C. Y cuyos resultados se representan en la figura 11.

Temperaturas y fatiga térmica: Las tensiones térmicas derivan de una distribución no uniforme de la temperatura en el cilindro en ejercicio. Al examinar la zona de contacto barra-cilindro, se puede observar que dicha zona está sujeta a expansión radial y longitudinal. Las tensiones resultantes de la dilatación longitudinal son de compresión longitudinal en la capa superior y de tracción longitudinal en el núcleo. (ver parte a de la figura 12).

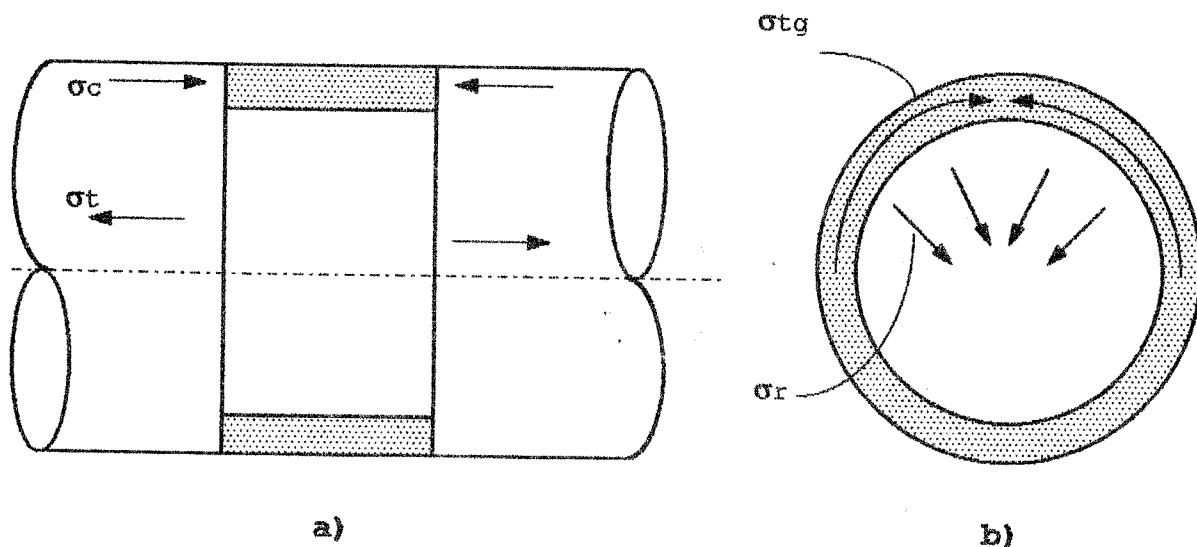
Figura 11. Variación de la temperatura del cilindro durante la primera revolución



FUENTE: Stevens, P.G.; Ivens, K.P. Incremento de la vida de los cilindros mejorando las practicas de enfriamiento. Pagina 1-11 - enero de 1971.

Por otro lado, un efecto de compresión tangencial es el resultado de la expansión radial de la capa superficial (ver parte b de la figura 12).

Figura 12. Esquema de tensiones térmicas en un cilindro de laminación. (Gradiente de temperatura negativo)

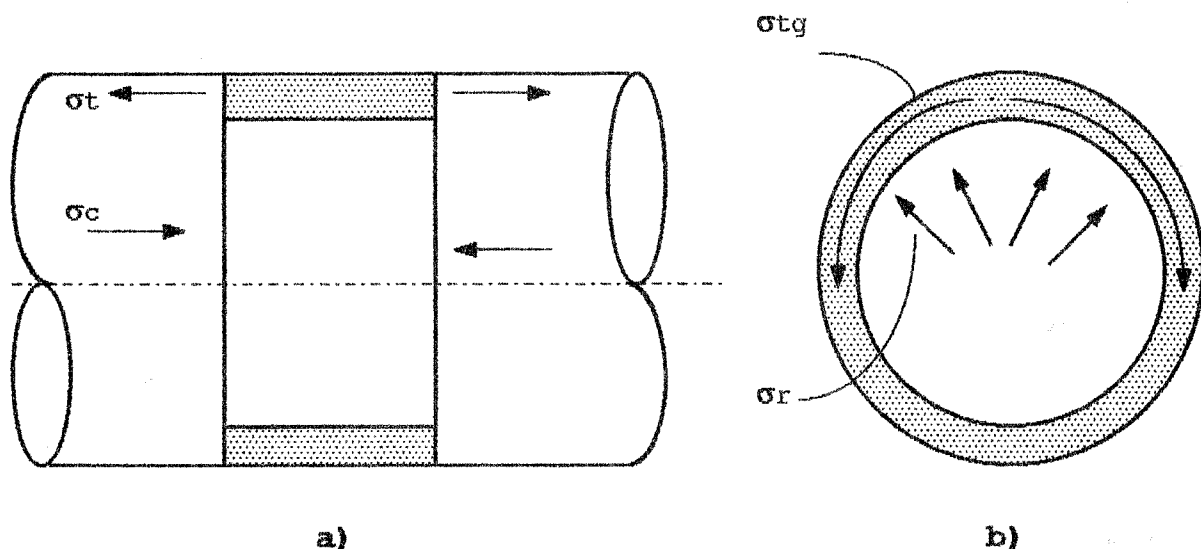


La distribución de tensiones térmicas mencionada anteriormente, es el resultado de un gradiente térmico negativo. O sea que refleja la fase de calentamiento del cilindro. El caso contrario puede ocurrir, al final o al inicio de las operaciones de laminado, cuando el cilindro se somete a un brusco enfriamiento debido al agua de refrigeración.

En este caso, la temperatura de la superficie está más baja que la del núcleo (gradiente de temperatura positivo) y los esfuerzos tendrán las mismas leyes de variación, pero de signo contrario. Es decir que, en la zona de trabajo, hay esfuerzos de tensión longitudinal y tangencial responsables de la formación de grietas que se conocen como telaraña, ya que dichas fisuras crecen a lo largo de las dos axisas,

mientras en el núcleo hay una compresión axial (ver parte a de la figura 13). La formación de grietas debe ser eliminada luego de cada campaña, maquinando el cilindro en el torno.

Figura 13. Esquema de tensiones térmicas en un cilindro de laminación. (Gradiente de temperatura positivo)



El análisis de los esfuerzos sobre la capa superficial del cilindro cuando se enfría bruscamente, es análogo al de un tubo sujeto a presión, como se muestra en la parte b de la figura 13.

Volviendo al análisis de la figura 11, se observa que el aumento de la temperatura efectiva está limitada a una zona relativamente poco profunda (aproximadamente 6 mm, 0.24"), y las variaciones de temperatura y diferencias, muestran que el segmento del cilindro en contacto con la barra debería

tender a expandirse a menos que sea restringido por el material frío adyacente, resultando en esfuerzos compresivos.

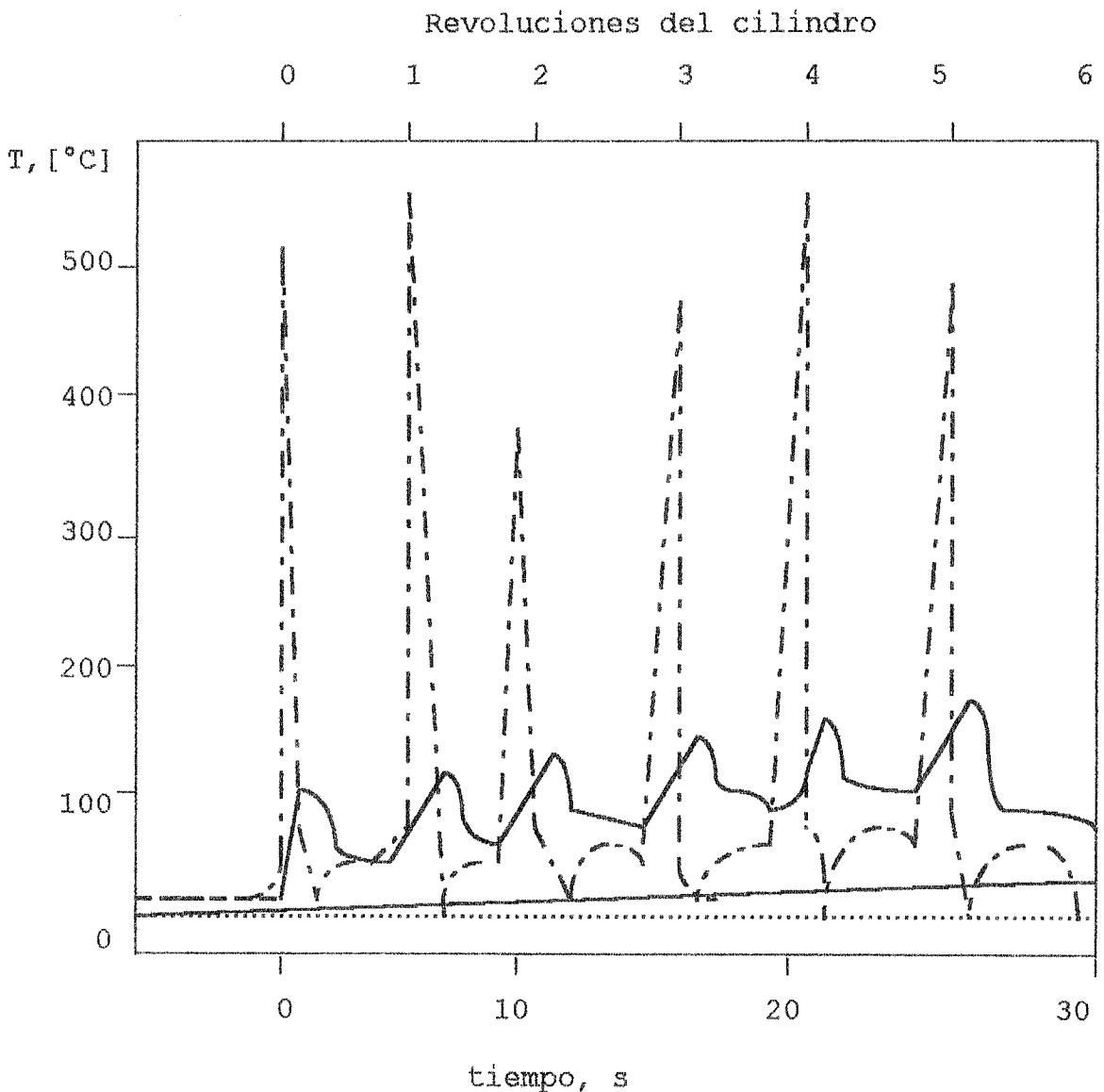
Los diferentes números en la figura, denotan diferentes posiciones a lo largo de la circunferencia del cilindro. Siguiendo la revolución de dicho cilindro, se observa que el calor es conducido dentro del mismo, inicialmente por radiación entre el punto 1 y 2; y entre la posición 2 y 3 por conducción directa. En la posición 3 el cilindro pierde contacto con la barra caliente y el calor empieza a ser removido.

Entre la posición 3 y 4 la transferencia del calor es por convección del aire circundante y más tarde, adelante de la posición 4, por el refrigerante (agua). La ebullición causa fluctuaciones de temperatura cuando la primera parte del refrigerante encuentra la superficie caliente y es mínima cuando se ha alcanzado el punto 5, donde se encuentra el chorro de refrigerante (chorro en V), alcanzándose una temperatura abajo de los 45°C.

La gráfica de la figura 14, muestra seis revoluciones del cilindro. Está claro que la máxima temperatura de la superficie se alcanza mientras hay contacto directo entre la barra y el cilindro, y se mantiene razonablemente invariable (alrededor de los 450°C a 525°C). Ahora bien, el comportamiento de la temperatura del cilindro a una profundidad de aproximadamente 3.6 mm, se incrementa respecto de su valor inicial. En este caso un nivel de

temperatura estable fué alcanzado a los 80°C (en cuatro horas de laminado). Si la refrigeración es insuficiente, este nivel debe ser mucho más alto o inestable.

Figura 14. Gráfica del comportamiento de la temperatura del cilindro cuando se lamina continuamente



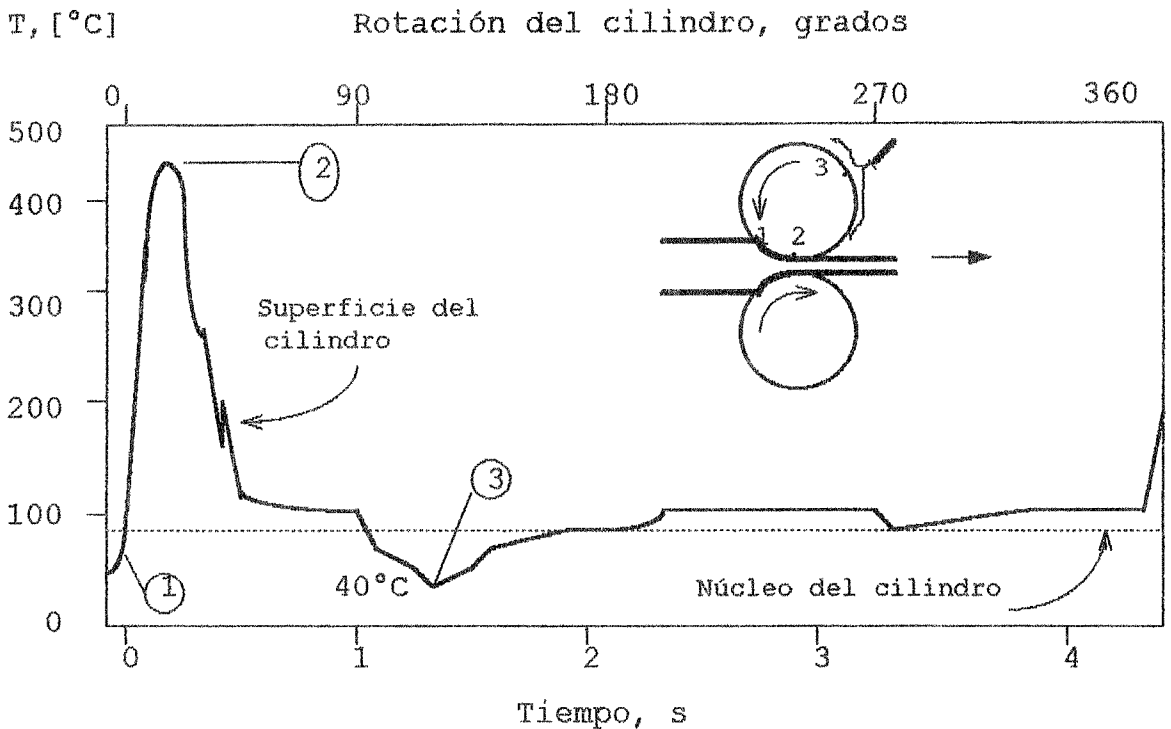
FUENTE: Stevens, P.G., enero de 1971, pagina 1-11.

El proceso de fatiga causada por los ciclos térmicos en la capa superficial principal, puede ser descrito en los diagramas esfuerzo-deformación como se muestra en la parte *a* y *b* de la figura 16. Estos diagramas muestran cómo la temperatura induce esfuerzos y deformaciones en la capa superficial principal, las cuales varían durante una revolución del cilindro de un punto en el tiempo, cuando el resto de la sección del cilindro ha alcanzado una temperatura estable de aproximadamente 80°C (luego de cuatro horas de trabajo).

Los números 1-3 denotan las posiciones a lo largo de la circunferencia del cilindro como se observa en la figura 15, en la cual se muestra el comportamiento de la temperatura de la superficie y del resto de la sección del cilindro, que ha alcanzado una temperatura estable (80°C) durante varias horas de operación. Siguiendo las curvas esfuerzo-deformación a lo largo de 1-3 (figura 16), hay inicialmente una compresión elástica, luego una relajación plástica (2) cuando se ha alcanzado el límite elástico sobre los 420°C, seguida por una relajación elástica y finalmente un flujo plástico en tensión, hasta que el ciclo comienza de nuevo.

El área circunscrita en los diagramas describe el trabajo de histéresis (o curva cíclica esfuerzo-deformación) a la que cada parte de la superficie del cilindro está expuesta. Este trabajo y especialmente la parte donde ocurre el flujo plástico en tensión, es directamente la responsable del deterioro de la superficie del cilindro.

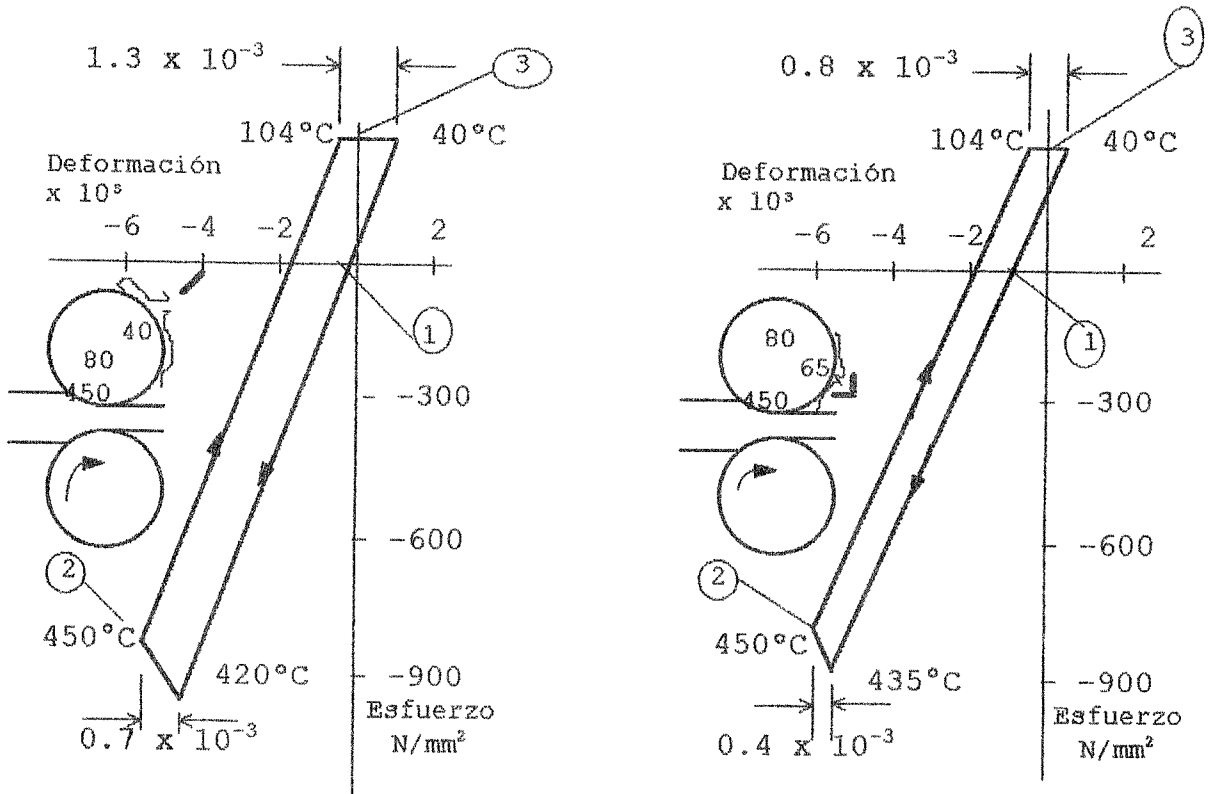
Figura 15. Variación de la temperatura de la superficie del cilindro



FUENTE: U. Bryggman. **Un resumen de la refrigeración de cilindros, y algunas notas del mantenimiento.** Åkers, Suecia.

Para que ocurra una falla por fatiga deben existir deformaciones cíclicas de naturaleza plástica. Al comparar la parte *a* y *b* de la figura 16, se puede observar una deformación plástica menor en el cilindro enfriado con una caja cerrada inmediatamente a la salida del punto de contacto de la barra con el cilindro, debido a un menor diferencial de temperatura, lo cual también provoca un menor esfuerzo, comparado con el que se origina en el cilindro enfriado con el sistema de chorro en V a 45° .

Figura 16. a) Histéresis esfuerzo/deformación con refrigeración de chorros en V a 45°
 b) histéresis esfuerzo/deformación con refrigeración de caja cerrada



Deformación plástica/ciclo
 = 2.0×10^{-3}

Deformación plástica/ciclo
 = 1.2×10^{-3}

a)

b)

FUENTE: U. Bryggman. Un resumen de la refrigeración de cilindros, y algunas notas del mantenimiento. Åkers, Suecia.

Por la razón explicada un decremento en el trabajo al que está sujeta la superficie del cilindro, en el caso del sistema de enfriamiento con caja cerrada a la salida de la barra. En las gráficas no se parte del origen, debido a los esfuerzos residuales producto de las diferencias de temperatura entre el cuerpo del cilindro y la superficie del mismo.

La ausencia de los esfuerzos residuales compresivos en la superficie del cilindro, puede provocar que las grietas producidas por temperatura penetren más profundamente, en lugar de permanecer en la capa superficial del cilindro. Los esfuerzos de tipo mecánico analizados con anterioridad, incrementarán la cantidad de trabajo en la superficie del cilindro; pero usualmente son de menor importancia que los esfuerzos de tipo térmico, especialmente en molinos donde los cilindros son sometidos a altas temperaturas.

En conclusión, las tensiones térmicas están relacionadas a la existencia de un gradiente térmico (diferencia de temperaturas).

Por ello hay que evitar, en lo posible, algunas variaciones repentinas de la temperatura en la superficie del cilindro (una de las primeras consecuencias de éstos es la formación de grietas), así como un calentamiento disparado que provoca tensión axial.

Tomando en cuenta lo anterior, está muy claro que el principal riesgo del rompimiento de cilindros queda determinado por las tensiones axiales en el núcleo. Las tensiones radiales serán las directamente responsables de fallas y de grietas longitudinales.

1.5. Factores que modifican las tensiones de trabajo en los cilindros

La capacidad de los cilindros para absorber los esfuerzos o tensiones inducidos por la fuerza de separación, se ve afectada por diferentes factores, los cuales deben ser considerados para obtener de dichos cilindros el máximo rendimiento. Dichos factores son analizados a continuación.

1.5.1. Material de los cilindros

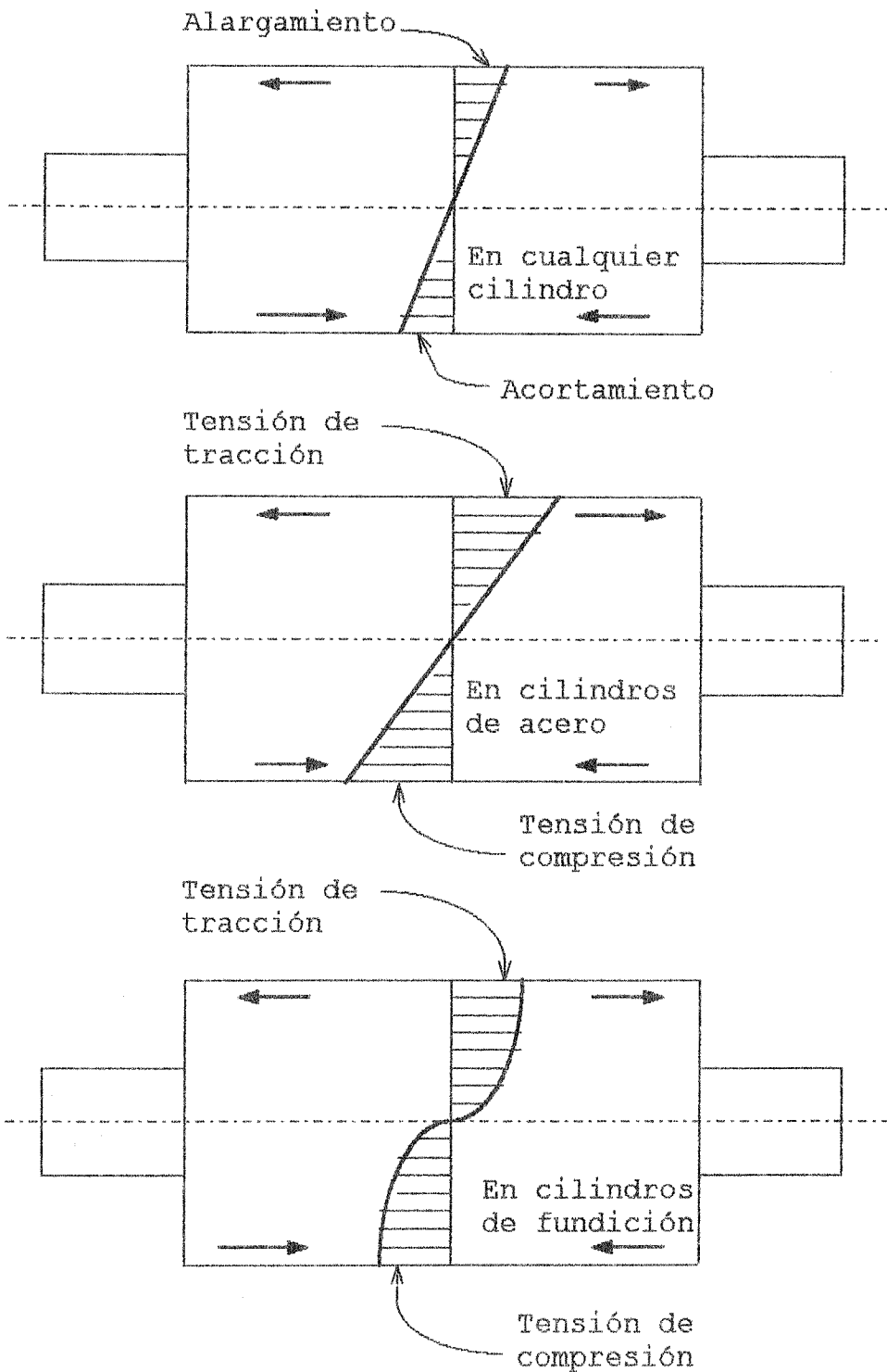
Para poder especificar el material más adecuado para una aplicación determinada, se debe saber qué tipo de esfuerzos predominan en cada cilindro. No se puede simplemente, aumentar la resistencia al desgaste del material del cilindro para aumentar su rendimiento, cuando por diferentes razones, este se encuentra sometido a frecuentes choques de tipo mecánico. Los cilindros son menos resistentes a choques mecánicos a medida que su resistencia al desgaste aumenta y viceversa.

El comportamiento de la curva esfuerzo-deformación es diferente para cada tipo de fundición según sea el caso. Cuando un cilindro se somete a flexión, las diferentes partes del mismo se alargan o se acortan proporcionalmente a su distancia a la línea central o neutra. Si el cilindro es de acero, los esfuerzos son también directamente proporcionales a su distancia a la línea neutra, siempre y cuando el acero no sea sometido a esfuerzos arriba del límite elástico. En el caso de los cilindros de fundición, los esfuerzos no son proporcionales a dicha distancia, como se muestra en la figura 17, esto como consecuencia de que la fundición se puede considerar como un acero con gran cantidad de grietas diminutas llenas de grafito.

En el caso de cilindros de fundición, el material próximo al centro soporta una proporción de carga mayor, por lo que para un momento flector dado los esfuerzos en las partes externas superior e inferior son menores que si se tratase de un cilindro de acero.

Por lo general se tiene en cuenta este factor efectuando el cálculo con un valor más alto del momento resistente que el que corresponde al caso de que exista proporcionalidad entre el esfuerzo y el alargamiento. Para secciones circulares, calidades medias de la fundición e intensidades medias de los esfuerzos, normalmente se sustituye el valor $0.1d^3$ por el valor $0.17d^3$. Para fundiciones aleadas, las cuales se aproximan al acero en sus características mecánicas, el momento resistente es menor de $0.17d^3$. No existe un cilindro que presente

Figura 17. Distribución de esfuerzos y deformaciones en el interior de los cilindros



todas las propiedades, concomitantemente, es por ello que cada fabricante produce variedades de calidades de cilindros para aplicaciones específicas.

Los materiales para los cilindros pueden ser divididos en dos grupos principales: los hierros fundidos y los aceros fundidos. La frontera entre estos dos grupos es determinada grandemente por el contenido de carbono. Para propósitos prácticos se puede aplicar la siguiente regla:

Hierro fundidos: mas de 2.5% de C.

Aceros fundidos: menos de 2.5% de C.

La mayoría de cilindros son fabricados de hierro fundido, que específicamente pueden ser de fundición gris o fundición blanca. En el caso de los de fundición gris, el carbón se presenta en forma de grafito es decir carbón puro el cual puede adquirir la forma de hojuela o grafito nodular; y en el caso de los de fundición blanca, el carbón se presenta en forma de carburos (compuestos químicos de carbono y uno o más metales, carburos de hierro, carburos de cromo, etc.).

Estos dos tipos de fundición tienen amplias diferencias en cuanto a sus propiedades físicas y mecánicas, las cuales son de gran importancia, la fundición gris es más suave y más dúctil en el caso nodular, mientras que la fundición blanca es más dura y quebradiza.

Con los materiales de los hierros fundidos para la fabricación de los cilindros, la composición química de dichos materiales y el rango de enfriamiento determina el tipo de microestructura que se obtiene.

Los **hierros fundidos** utilizados en la fabricación de cilindros se dividen en grupos más específicos:

Hierro fundido sin grafito. Hierro templado en coquilla (CC = Clear Chill) con menos de 2% Cr. Hierro con alto contenido de cromo con más de 10% Cr.

Hierros fundidos con grafito. Estos se pueden dividir en hierros fundidos con hojuelas de grafito (IC = Indefinite Chill, temple indefinido). Y hierros fundidos con grafito nodular (SG = Spheroidal Graphite, fundición nodular).

Los **aceros fundidos**, utilizados en la fabricación de cilindros se dividen en los siguientes subgrupos:

Aceros fundidos sin grafito. Grados de acero fundido de 0.6 - 1.0% C. Grados con base de acero de 1.2 - 2.2%C.

Aceros fundidos con grafito nodular. Grados de acero grafitico.

La conclusión es inmediata, el material del que están fabricados los cilindros, modifica los esfuerzos a los que pueden ser sometidos durante el paso de la barra. Es por ello que para cada aplicación hay una calidad de cilindro

determinada, ya sea resistente al desgaste o con cierta tenacidad. Generalmente, los datos de composiciones químicas, propiedades físicas y mecánicas deben ser dadas por el fabricante.

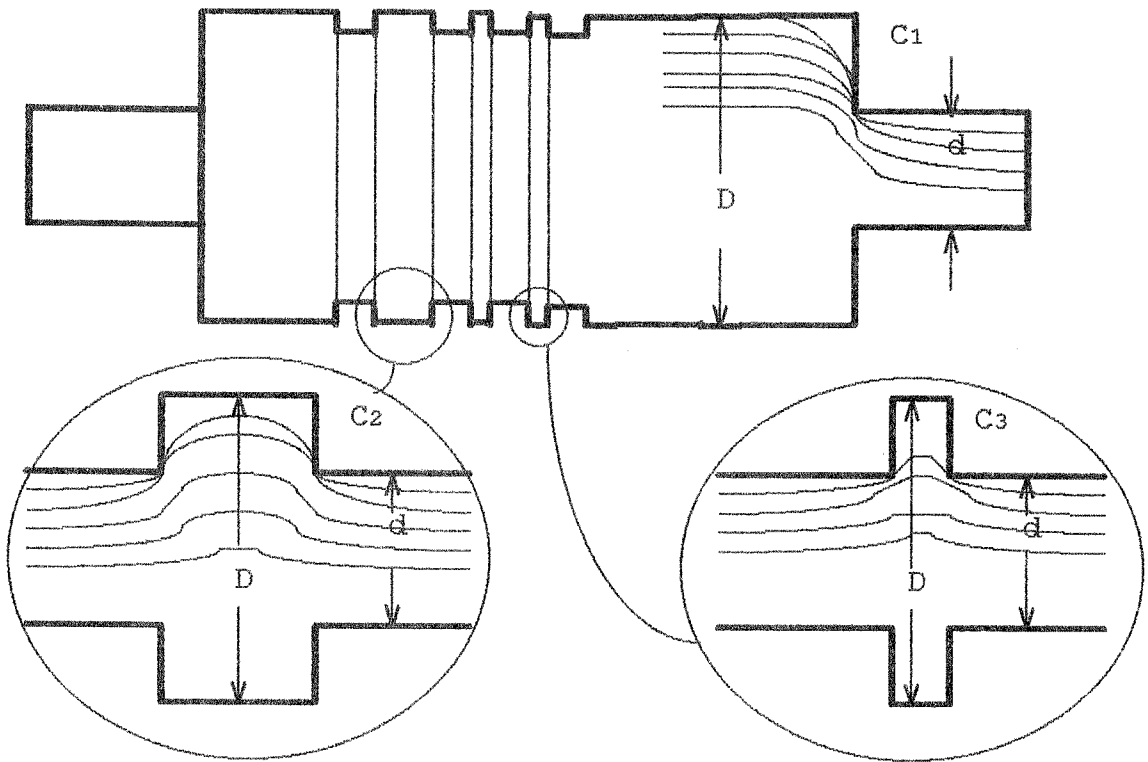
En el caso particular de la planta de laminación INDETA, los cilindros utilizados desde la puesta en marcha hasta la fecha, fueron escogidos manejando con propiedad las características metalográficas y mecánicas de las diferentes calidades de cilindros, dadas por los diferentes proveedores, y además, tomando las precauciones que se indican en el capítulo 2.

1.5.2. Concentración de tensiones

Generalmente, es muy raro que la rotura de cualquier elemento de máquina se dé como consecuencia de la aplicación repentina de una carga pesada. En la mayoría de los casos la rotura se produce como consecuencia de la aplicación repetida de la carga o sea, por fatiga, y se produce en un punto de concentración de tensiones en el que cambia repentinamente la forma del elemento.

En el caso de los cilindros de laminación, la experiencia ha demostrado que los mismos tienden a empezar a sufrir agrietamiento en los ángulos vivos que generalmente se producen en los cambios bruscos de sección, que para el caso de los cilindros puede ser entre la tabla (diámetro mayor) y

Figura 18. Efecto de los ángulos vivos sobre la distribución de esfuerzos



el cuello (diámetro menor) o en el inicio y fin de un calibre (figura torneada en la superficie del cilindro). Se sabe de la teoría de las líneas de fuerzas, en lo que a tensiones se refiere, que dichas líneas se agrupan estrechamente en las proximidades de los ángulos vivos, dando origen a tensiones excesivas como se muestra en la figura 18.

Precisamente una manera de reducir el aumento de dichas tensiones sobre el cilindro, se logra redondeando los ángulos vivos.

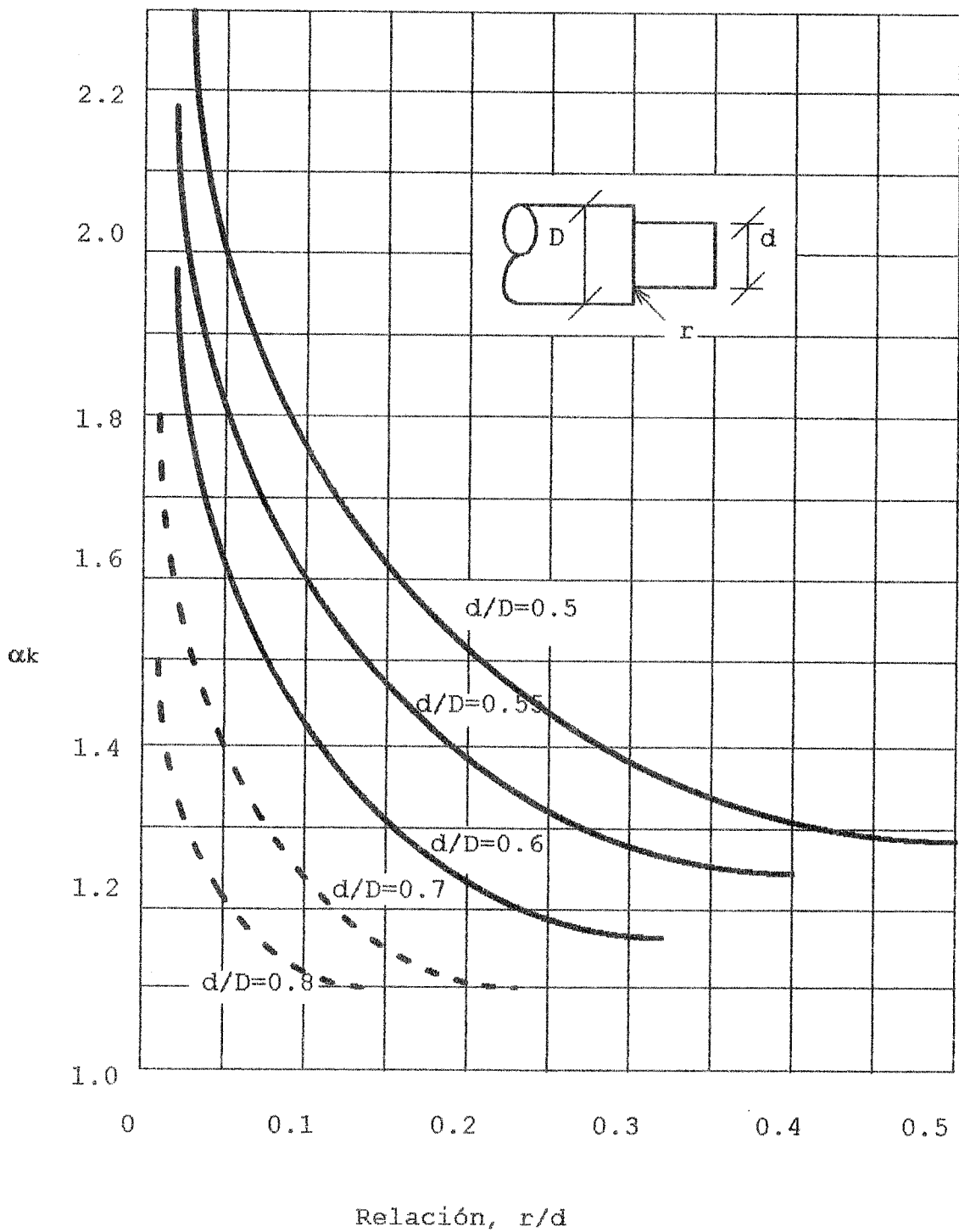
Todas aquellas secciones que faciliten el que las líneas de tensión corran paralelas en una distancia bastante grande, producen también las mayores tensiones cuando encuentren un ángulo vivo. Por ello el incremento de la tensión debido a una arista viva es mayor en C1 y menor en C3.

El aumento de la tensión depende de la relación de los diámetros (d/D) y del cociente del radio del acuerdo y el diámetro del cuello (r/d), esto es específicamente si se analiza el esfuerzo en el cambio de sección entre la tabla y el cuello del cilindro.

La figura 19, muestra los resultados de ensayos hechos por J.H. Hitchcock en cilindros de modelo real, en los cuales las curvas se determinaron estáticamente. En dicha gráfica se localizan la relación r/d y la curva d/D lo cual dá un valor para el coeficiente de concentración de tensiones (α_k).

Este valor de " α_k " se multiplica por el valor del esfuerzo nominal en la sección transversal mínima (o sea el diámetro del cuello) y se obtiene el valor máximo del esfuerzo real en el acuerdo del cambio de sección entre la tabla y el cuello. En el caso de secciones análogas a la C2 de la figura 18, el aumento de tensión causado por el ángulo vivo es probablemente alrededor de dos tercios del valor dado en la figura 19, y para secciones análogas a la C3, de un tercio del valor dado en las curvas.

Figura 19. Factores de incremento de la tensión (α_k)



Debido a que en el momento presente no se dispone de datos que den la relación exacta de la longitud del cuello al incremento de la tensión se han tomado los valores de dos tercios y un tercio de una manera algo arbitraria. Para el caso de los cilindros de laminación, la sección C2 es la que representa mejor dicha situación.

1.5.3. Influencia de las tensiones de flexión

Se sabe que, cuando un material está sujeto a cargas cíclicas variables de cero a un máximo o de un valor positivo a un negativo y viceversa, generalmente se producen grietas en la superficie, que conforme el tiempo se van extendiendo hacia el interior del material hasta que se dá la rotura del mismo, denominandose a este efecto **fatiga del material**. Cuanto más altas son las tensiones menor es el número de repeticiones o inversiones de la tensión que puede resistir el material sin romper. Existe para cada metal un límite inferior de tensión (denominado límite de fatiga), por debajo del cual puede resistir un número ilimitado de ciclos de tensión sin romper.

Para tensiones alternativas, como sucede en los cilindros, este límite para acero al carbono o aleado es de aproximadamente el 50% de la carga de rotura y para fundición de 1/3 de la carga de rotura (dependiendo de la estructura), con un valor medio aproximado de un 40%.

Generalmente, las grietas por fatiga comienzan en los puntos donde existen concentraciones de tensión, como sucede en los cambios bruscos de sección (ángulos vivos). En el caso de acero aleado, la disminución de la resistencia a la fatiga debida a los cambios bruscos de sección, es el mismo que para tensiones estáticas, por lo que las curvas de la figura 19, se aplican sin corrección alguna a los cilindros fabricados de este material.

En el caso de cilindros de acero ordinario, con un contenido medio de carbono, se ha determinado que el aumento de tensión para esfuerzos de flexión repetidos o alternativos es del 60% de los valores de la figura 19. Para fundición, el factor es muy variable, pero se puede tomar un aumento medio de alrededor de un 35%.

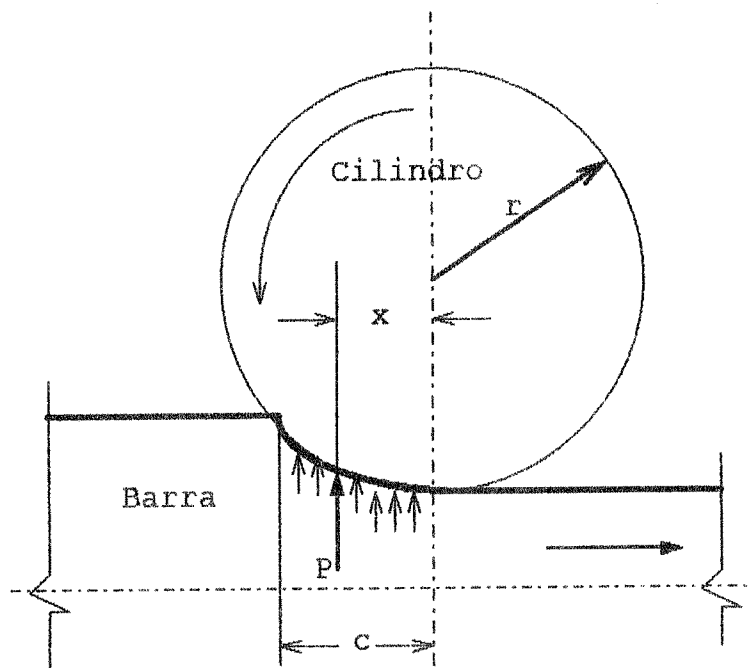
1.5.4. Influencia de las tensiones de torsión

El momento de torsión o momento del par, es el producto de la fuerza actuante, por la distancia desde su línea de acción al eje del cilindro, lo que refiriendose a la figura 20, es Px . El momento polar de inercia es igual a $(1/10)d^4$.

En la laminación en caliente, el valor de "x" puede llegar a ser hasta un 70% de la proyección de la longitud de contacto. El esfuerzo de torsión calculado de esta forma no tiene en cuenta la resistencia de rozamiento en los cuellos. Este método es correcto para esfuerzos de torsión en el

cuerpo del cilindro. Siempre que las tensiones de torsión no sean muy grandes no necesitan ser combinadas con las tensiones de tracción que actúan en dirección normal a ellas.

Figura 20. Momento de torsión que la barra ejerce sobre el cilindro



1.5.5. Influencia de las tensiones térmicas

El calentamiento inmediato de la superficie de los cilindros, provocado por el contacto con el material caliente, junto al posterior enfriamiento originado por el agua de refrigeración, tienden a originar grietas superficiales. Las tensiones en el fondo de las grietas son

mucho mayores que las que se originan en un ángulo vivo del fondo de un canal, porque las grietas se propagan rápidamente hacia el interior del cilindro.

Este y otros factores, anteriormente mencionados, están condicionados a circunstancias desconocidas que dependen, en parte, de la calidad de los cilindros y, en parte, de la persona que lamina. Se tienen en cuenta, mediante el uso de un coeficiente de seguridad, que para cilindros de fundición generalmente toma el valor "3".

Hay que tener en cuenta, sin embargo, que los aumentos de la tensión motivados por las diferentes causas no son aditivos, es decir, que el efecto de un ángulo vivo no aumenta apreciablemente la tensión debida a las grietas superficiales, de aquí que el factor de seguridad esté reducido ligeramente por debajo de 3. Esto no significa que el cilindro sea inseguro, pero sí que se deben tomar precauciones para impedir el aumento de las tensiones por otros factores, tales como un agrietamiento superficial excesivo o la laminación de una barra fría.

De acuerdo a la experiencia, y a las recomendaciones de los fabricantes de cilindros, cuando se diseña y se hacen los cálculos de los esfuerzos a los que son sometidos los cilindros durante el proceso de laminación, un factor de seguridad de 5 es el más conveniente, ya que considerará cualquier tipo de incertidumbre, respecto de las cargas, la fatiga térmica, y cualquier tipo de defectos en la fundición de los mismos.

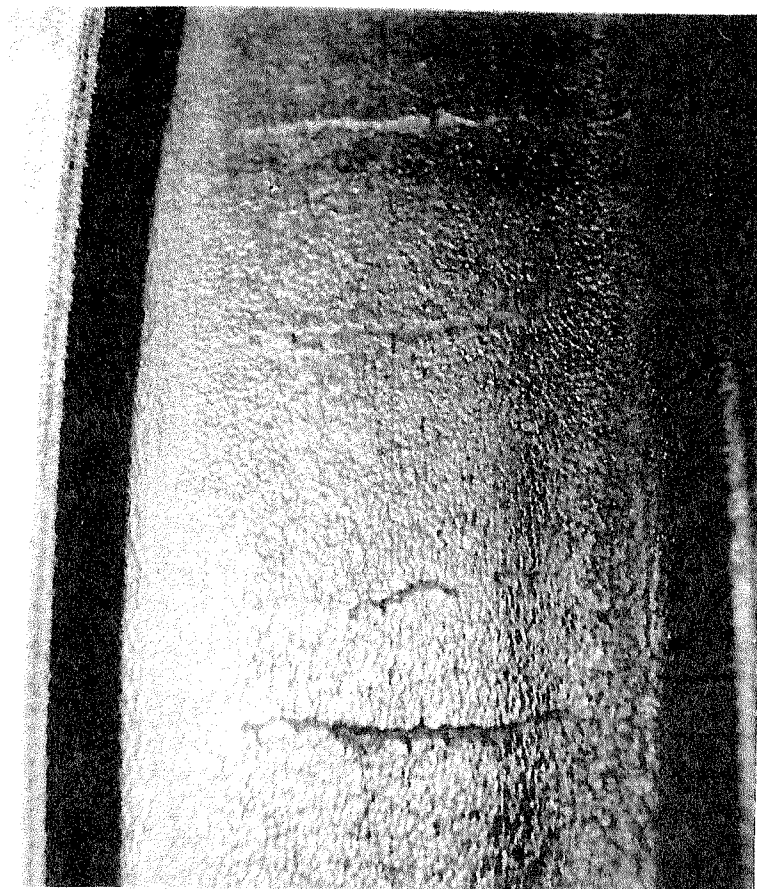
2. LAS TENSIONES TÉRMICAS Y LA REFRIGERACIÓN DE LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN

Uno de los factores más importantes para asegurar el rendimiento máximo de un cilindro, es la manera como se enfrían y los dispositivos a utilizar para lograr dicho fin. Todo esto con el objeto de evitar los efectos nocivos de los "shocks" térmicos que se originan en el mismo, durante el paso de la barra de acero caliente (\pm unos 1000°C).

Los períodos alternos de calentamiento intenso y de enfriamiento rápido de la superficie del cilindro, de corta o larga duración, originan peligrosas tensiones térmicas, además de las de origen mecánico, que pueden causar daños irreparables en el mismo si no se monitorean constantemente. Se puede afirmar que el rendimiento de los cilindros depende de un enfriamiento más o menos eficaz. Es por ello que si por algún motivo el cilindro deja de ser enfriado, aparecen grietas en la superficie del mismo, las cuales son como consecuencia de un enfriamiento deficiente.

Definitivamente, la aparición de grietas en los canales de los cilindros, es uno de los efectos más nocivos para lograr el máximo rendimiento y duración de los mismos, y desafortunadamente, cuando dichas grietas se detectan es muy difícil lograr detener su progreso, debido a que se ensanchan y profundizan con rapidez. En general, dichas

Figura 21. Grietas transversales en un canal de desbaste producto de un mal enfriamiento



grietas pueden ser tan profundas que no es posible suprimirlas completamente torneando el cilindro, ya que, si se maquina hasta desaparecerlas, se reduce tanto el diámetro, que el cilindro pierde su utilidad por llegar al diámetro mínimo de trabajo. En la mayoría de casos, las grietas formadas por los cambios bruscos de temperatura pueden desaparecer al calibrar de nuevo el cilindro.

Figura 22. Grietas perimetrales en un canal de desbaste producto de un enfriamiento deficiente



Si se permite que los cambios bruscos de temperatura produzcan grietas de bastante profundidad en la superficie de los cilindros de laminación, se corre el riesgo de que se origine una fractura en los mismos, debido a que la sección sometida a los diferentes esfuerzos, provocados por la acción de la presión de laminación (o fuerza de separación), se reduzca, y sobrepase el límite de resistencia del material del cual están fabricados.

2.1. Refrigeración necesaria

Se han hecho múltiples investigaciones sobre diferentes plantas de laminación, y los resultados obtenidos han revelado datos contradictorios en cuanto a la distribución, la presión y cantidad de agua necesaria para el enfriamiento de los cilindros.

En general, se puede decir que la refrigeración con agua, debe ser abundante, y estar realizada de tal forma que cada punto de la superficie de trabajo del cilindro, ceda un máximo de calor a dicho medio refrigerante, y por consiguiente, que disminuya la cantidad de calor que fluye hacia el núcleo de dicho cilindro.

Es muy difícil evitar que la temperatura en el núcleo del cilindro vaya aumentando poco a poco, hasta llegar a su temperatura de trabajo; pero lo que sí se puede, es evitar que existan cambios bruscos de temperatura en las capas superficiales del mismo, para minimizar el efecto de los choques térmicos.

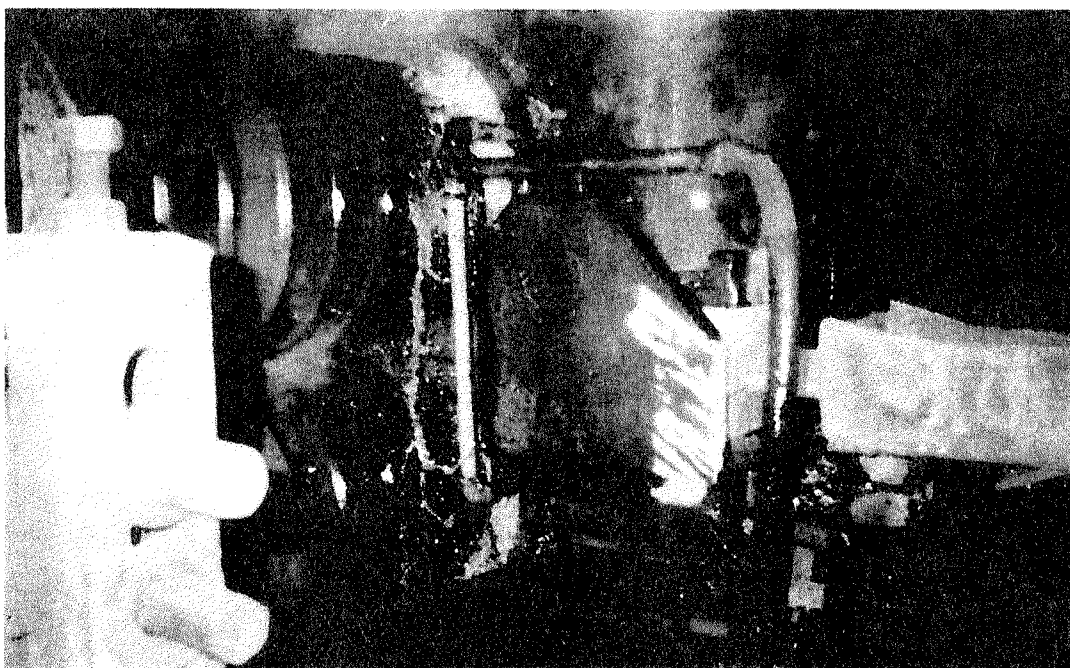
En el momento en el que el cilindro ha logrado un equilibrio térmico en el núcleo, es decir, que ha alcanzado su temperatura de trabajo, hay que tratar de mantener constante esa temperatura. Así pues, por lo general, es necesario disponer de una refrigeración abundante, a no ser que el material que se está laminando no lo permita; como

sucede en el laminado de aceros rápidos y algunos aceros aleados, cosa que no sucede en el caso en cuestión.

La cantidad de agua y la presión no son siempre los factores determinantes para un buen enfriamiento; sin embargo, sí se puede lograr con una distribución uniforme en las partes lisas del cilindro, así como en los canales del mismo, de manera que como se mencionó, se logre la mayor disipación de calor utilizando agua como medio refrigerante.

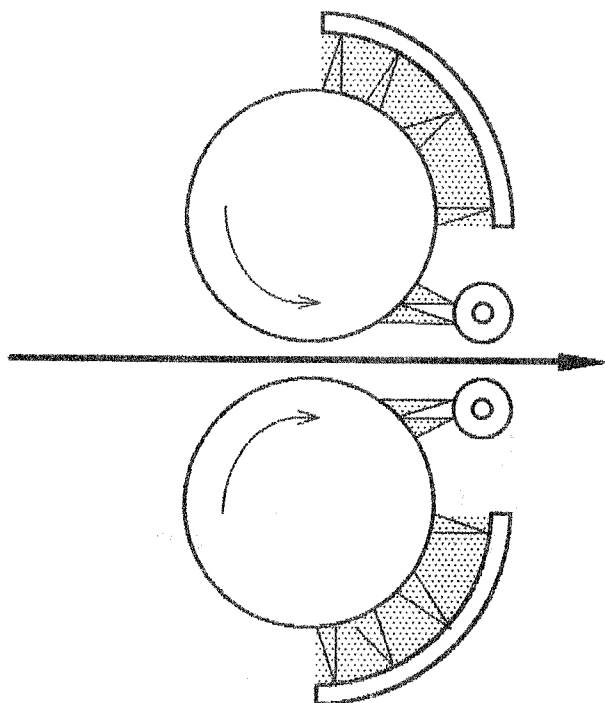
Definitivamente, es casi imposible que el agua de refrigeración absorba la totalidad de calor que ha sido transferida por la barra al cilindro, ya que siempre un cierto porcentaje de dicho calor es atrapado por el núcleo del mismo, debido a la diferencia de temperaturas.

Figura 23. Sistema de enfriamiento para una caja duo



Debe serse cuidadoso en impedir que dicha temperatura no exceda un valor determinado, el cual dependerá entre otros factores de la calidad del cilindro. Además, debe evitarse que los cambios de temperatura sean bruscos. Datos obtenidos de la experiencia han demostrado que la temperatura en el cilindro nunca debe superar los 60°C , tratando de mantenerla durante la mayoría del tiempo que el cilindro está operando.

Figura 24. Esquema de la distribución del agua de enfriamiento en una caja duo (según la figura 23, planta Indeta)



No puede darse una regla general, que indique la cantidad de agua necesaria para una caja de cilindros, en función de factores específicos. Se debe juzgar en base

a las condiciones de operación de cada caso y de la calidad de los cilindros que se estén utilizando. La única manera de poder determinar que el sistema de refrigeración ha sido eficiente, es cuando, al sacar de servicio los cilindros carecen de grietas debidas a tensiones de tipo térmico.

De acuerdo con las pruebas efectuadas en los cilindros de la planta de laminación INDETA, se ha demostrado que una técnica adecuada para un enfriamiento eficaz, consiste en una distribución uniforme del agua de refrigeración a lo largo de la longitud total del cilindro por medio de tubos colocados a la salida de la barra, así como tubos que logren cubrir individualmente la mayor parte del canal que está trabajando, tomando en cuenta el espacio necesario para la colocación del utillaje del laminado (ver figura 24).

Los agujeros de los tubos de enfriamiento, a través de los cuales debe salir el agua en forma de chorro, tienen que ser de tamaño apropiado, con una distribución y distanciamiento adecuados.

La expresión: "más agua es mejor" no es realmente aplicable al enfriamiento de cilindros. Por otro lado, se puede tender a suponer que a distancias más cortas entre las toberas y la superficie del cilindro, es más efectivo el enfriamiento, pero no es así, ya que el fuerte chorro de agua "rebota" cuando golpea el cuerpo y no es enfriado, o el efecto es pequeño.

Por el contrario, una distancia más larga tobera-cilindro, dá un mejor y más parejo enfriamiento, para una presión constante del agua de refrigeración, además el área a enfriar es mayor, dando un enfriamiento más efectivo.

Algunas recomendaciones que pueden ser útiles para garantizar un enfriamiento o refrigeración óptimamente son:

- * Evitar chorros fuertes y pequeños dirigidos directamente hacia la línea central del cilindro.
- * Evitar el uso sólo de refrigeración localizada.
- * Acertar un enfriamiento parejo sobre las partes anchas de la circunferencia del cilindro.
- * Introducir primero el agua/refrigerante tan cerca como sea posible de la brecha o canal de salida.
- * Utilizar siempre filtros extra. El bloqueo de los orificios es muy peligroso.
- * Utilizar el enfriamiento suave, por ejemplo, sistemas de baja presión y gran flujo.

Buenos resultados han sido obtenidos, con sistemas de refrigeración suaves, usando temperaturas de agua de 30 a 50°C y 2 a 5 Bar de presión en la superficie del cilindro.

La cantidad de agua necesaria, es por supuesto, función directa de qué tan bien sea aplicada en la superficie a enfriar, y qué tanto calor quiera ser removido. Por ejemplo, el caso específico de una caja inicial, donde las revoluciones del cilindro son bajas y el tiempo de contacto entre el material a laminar y los cilindros es grande, es necesario un gran volumen de agua.

En realidad, el caudal y presión que debe tener un sistema de refrigeración es específico para cada aplicación, y en la mayoría de los casos es determinado de acuerdo a ensayos repetitivos y por medio de la experiencia.

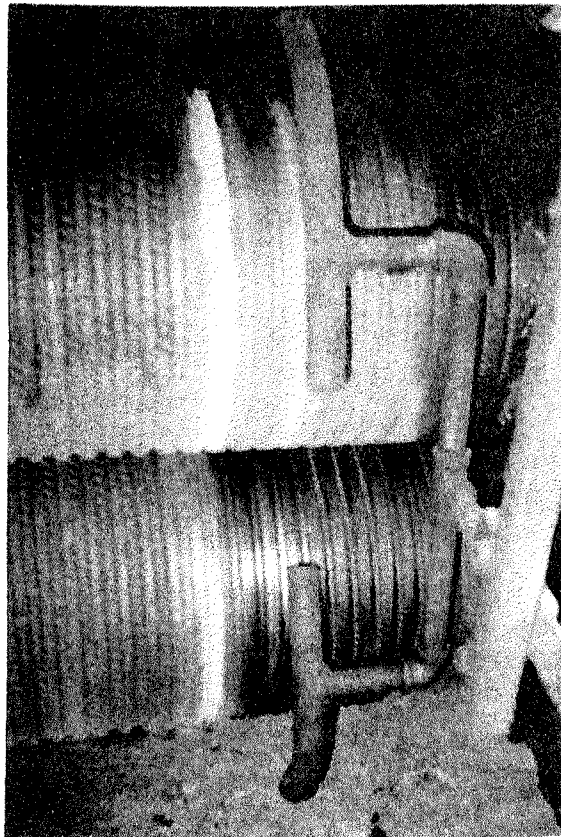
2.2. Dispositivos de refrigeración

Existen diferentes dispositivos de refrigeración tales como: refrigeración con tubos perforados, con tubos provistos de boquillas, refrigeración por vertedero, refrigeración en baño de agua y la combinación de estos.

En este trabajo, se dá un enfoque más profundo al sistema de refrigeración por medio de tubos perforados y provistos de boquillas, ya que es en estos en los que se basa el diseño del sistema de refrigeración que se presenta en el capítulo 4.

Refrigeración con tubos perforados. Es uno de los sistemas de refrigeración más utilizados, debido a la facilidad para su fabricación, la única condición que se debe de dar es que sus orificios estén proximos entre sí y tengan las dimensiones adecuadas para una aplicación en particular, de tal manera que se garantice una abundante fluidez del agua en el canal del cilindro y así tener mayor capacidad para absorber el calor.

Figura 25. Sistema de refrigeración con tubos perforados a lo largo del canal, para la caja de un tren continuo



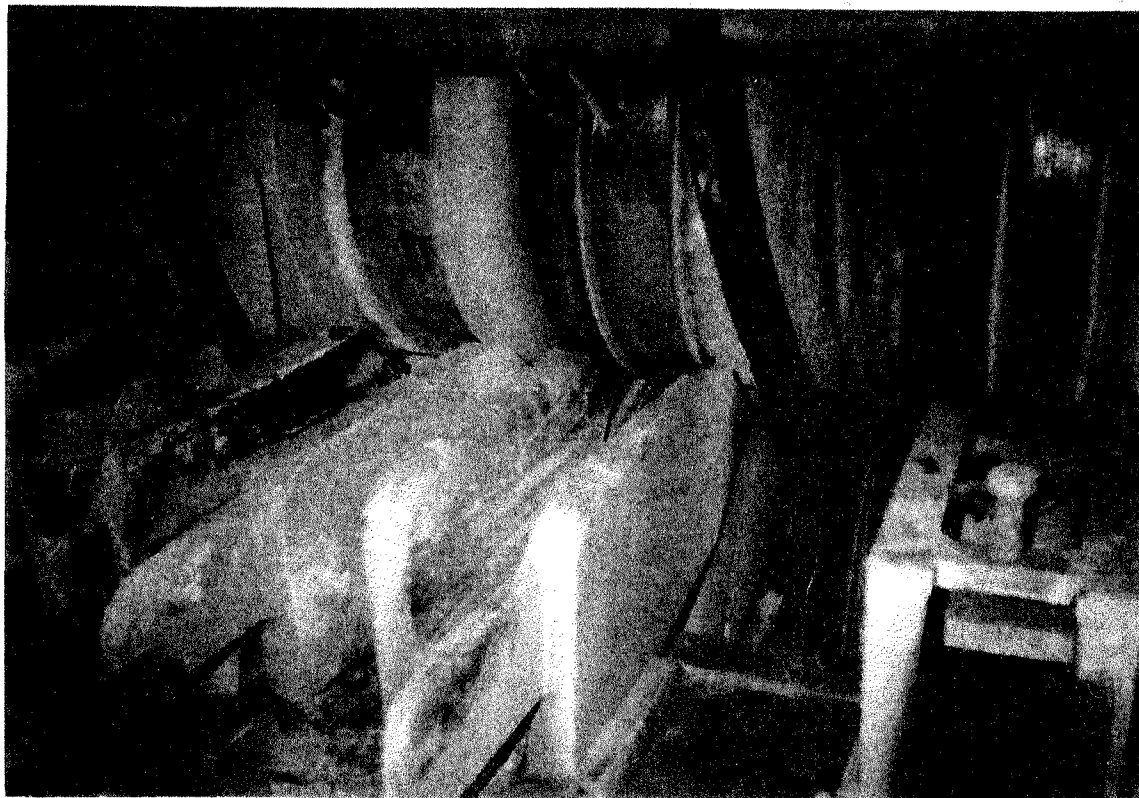
El sistema de refrigeración con tubos perforados se puede hacer colocando un tubo longitudinalmente al cilindro, y además, colocando un tubo a lo largo del canal que está trabajando (ver figura 25).

En el caso de los tubos longitudinales, los agujeros está situados de manera que los chorros de agua se alternen dirigiéndose hacia arriba y hacia abajo, formando cierto ángulo de incidencia sobre el cilindro. Esto para evitar que el agua rebote cuando se pone en contacto con la superficie lisa del cilindro.

En el caso de los tubos circunferenciales (figura 25), es decir, los que enfrían una sección del canal del cilindro, los agujeros deben situarse teniendo en cuenta la forma y la superficie del canal a enfriar. Por ejemplo, si se tiene que enfriar un canal redondo de 9 mm, es suficiente con tener un tubo circunferencial con agujeros sin inclinación situados sobre un eje único.

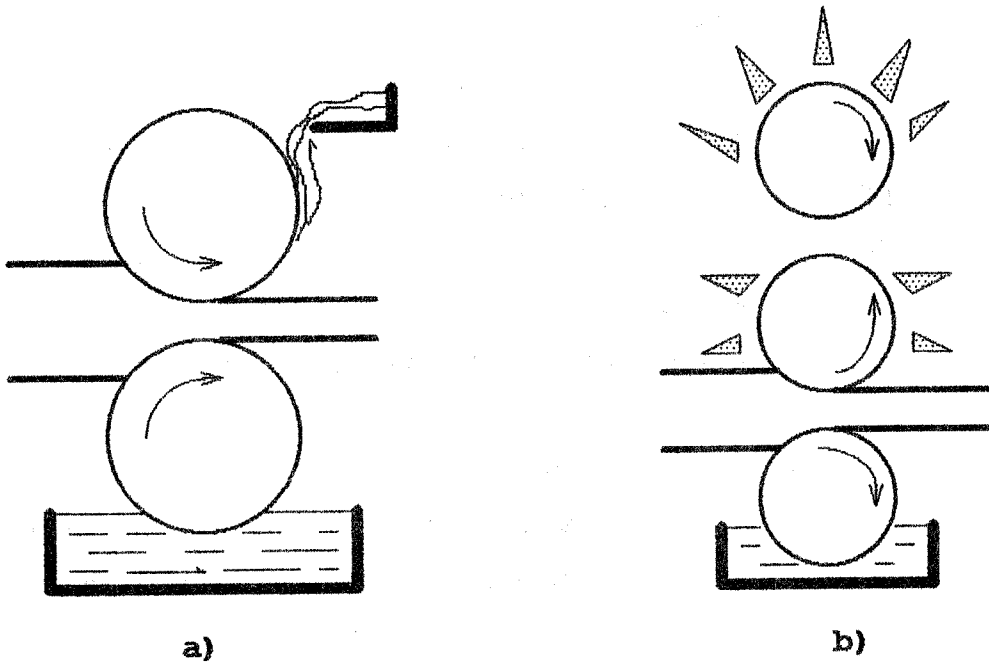
Refrigeración con boquillas. Este tipo de refrigeración lo constituyen tubos provistos de boquillas, los cuales entre otras ventajas tienen las siguientes: son más fáciles de mantener limpios, y permiten distribuir el agua en forma más eficiente debido a la facilidad de orientación de las boquillas. Este tipo de refrigeración se aplica mucho a cilindros de desbaste, donde los canales son de tal dimensión que necesitan ser refrigerados por medio de un tubo provisto con boquillas orientadas según se requiera, y abasteciendo un gran caudal de agua/refrigerante (fig. 26).

Figura 26. Sistema de refrigeración con boquillas para un trío de desbaste



Refrigeración por vertedero. En el medio, este tipo de refrigeración es poco utilizado, ya que requiere de suficiente espacio para su montaje. El sistema de refrigeración por vertedero, da óptimos resultados a velocidades bajas, debido a que es en esta forma como se garantiza que el agua que cae sobre la superficie del cilindro, no será repelida por la fuerza centrífuga y la disipación de calor se produce al máximo.

Figura 27. a) Refrigeración por vertedero y en baño de agua en un tren duo.
 b) Refrigeración con boquillas y baño de agua para un trío



Refrigeración en baño de agua. Este es otro tipo de refrigeración, al igual que el anterior, de poca aplicación en el medio. Este sistema de refrigeración es sumamente eficiente a velocidades altas, no así a velocidades bajas, debido a que se forma una capa de vapor, que funciona como un aislante. Como consecuencia, la extracción de calor de la superficie del cilindro es deficiente. Dicho sistema, tiene el gran inconveniente de poder ser utilizado únicamente en los cilindros inferiores de cualquier tipo de caja ya sea duo, trío, etc., es por ello que se combina con cualquier otro sistema, (figura 26).

2.3. Análisis del efecto de los diversos dispositivos de refrigeración

Debido a la gran importancia que tiene el que los cilindros de laminación estén bien refrigerados, varios fabricantes de cilindros han desarrollado ensayos y específicamente, las conclusiones que se obtienen de los diferentes dispositivos de refrigeración, están basados en los ensayos hechos por Akers (fábrica sueca de cilindros de laminación), conjuntamente con la Sección de Labrado de Metales del Real Instituto Tecnológico de Estocolmo.

El ensayo consiste, básicamente, en poner a rotar un cilindro de prueba, el cual se calienta y enfría con los diferentes sistemas de refrigeración. Luego se monitorea la temperatura a diferentes profundidades y en base a los resultados obtenidos se pueden determinar los diferentes efectos de los sistemas de enfriamiento mencionados.

a) Refrigeración con tubos perforados

En este caso, una de las condiciones que deben darse para que el sistema sea eficiente, es que los orificios estén bien dimensionados y distribuidos a distancias cortas entre ellos. Se ha comprobado que para velocidades del cilindro menores a los 4 m/seg, la refrigeración es más efectiva si el chorro de agua está dirigido en sentido contrario al de rotación del cilindro. En el caso que el

cilindro trabaje arriba de los 4 m/seg, se recomienda que los chorros estén dirigidos en el mismo sentido en el que rotan los cilindros.

b) Refrigeración con boquillas

Uno de los efectos que provoca este tipo de refrigeración, es que, cuando la velocidad del cilindro es menor de unos 3.5 m/seg se lograrán los mejores resultados haciendo que el chorro de agua de refrigeración incida perpendicularmente a la superficie del cilindro. En el caso que la velocidad sea mayor a los 3.5 m/seg, se recomienda que el chorro de agua esté dirigido en el sentido de rotación del cilindro para obtener una mejor disipación del calor.

c) Refrigeración por vertedero

En este caso, uno de los efectos más importantes del sistema de refrigeración por medio de un vertedero, es que, a velocidades tangenciales del cilindro inferiores a los 3.5 m/seg se logra un óptimo enfriamiento debido posiblemente a que el agua fluye en forma laminar, por lo que, a velocidades bajas se consigue un contacto muy bueno entre el agua de refrigeración y la superficie del cilindro. Evidentemente un efecto contrario ocurre a velocidades arriba de la mencionada, básicamente debido a que, el agua es repelida por la fuerza centrífuga y como consecuencia la transferencia de calor disminuye, haciendo que el enfriamiento no sea el óptimo.

d) Refrigeración con baño de agua

Se ha logrado determinar que a velocidades superiores a unos 3.5 m/seg, es el sistema de refrigeración por baño de agua, el que tiene mayor capacidad de disipar el calor; es decir, que tiene mayor capacidad de refrigeración, esto posiblemente debido a que se rompe la película de vapor y en consecuencia hay un contacto más directo entre el agua y la superficie del cilindro. Situación que no ocurre a velocidades periféricas menores a los 3.5 m/seg ya que por el contrario al formarse una película de vapor entre el agua y el cilindro, dicha película se transforma en un aislante y no permite la óptima transferencia de calor para enfriar el cilindro.

Con base en las anotaciones hechas con anterioridad, se deduce lo siguiente:

1. Para un determinado caudal de agua, se debe tratar que el agua fluya en forma laminar.
2. Se debe tratar de que el caudal de agua cubra la mayor área del canal del cilindro que se está utilizando.
3. Cuando el agua es suministrada a presión, hay que hacerla incidir perpendicularmente a la superficie del cilindro cuando se tienen velocidades menores a 3.5 m/seg, en caso contrario cuando las velocidades periféricas son mayores los chorros de agua deben ser lanzados en el sentido de rotación del cilindro.

4. Si se decide aumentar el caudal de agua, conviene hacerlo sin aumentar la presión.

Los cuatro puntos anotados anteriormente son válidos esencialmente para velocidades tangenciales bajas en los cilindros.

2.4. Factores que influyen sobre la refrigeración

a) Temperatura del cilindro

Este factor es de suma importancia en el sentido que puede suceder, que el cilindro antes de ser montado haya permanecido en un ambiente muy frío y al momento de ponerlo en servicio y ser sometido a los primeros cambios bruscos de temperatura sufra fractura. Es por ello que en casos muy especiales, cuando el gradiente de temperatura entre el medio ambiente y el cilindro es alto, se recomienda utilizar agua precalentada.

b) Temperatura del agua de refrigeración

Cuando el agua de refrigeración está más fría que la superficie del cilindro, antes de iniciar la laminación, se debe esperar hasta que pase la primera barra para abrir la válvula de paso de agua, de lo contrario el gradiente de temperatura aumenta y el esfuerzo térmico es mayor. En el

caso contrario, si el agua está a mayor temperatura que el cilindro la misma puede usarse para precalentarlo.

Hay casos especiales, en los que cuando se está laminando en época de invierno se utiliza agua precalentada y se puede aprovechar el calor generado por nuestro horno de calentamiento de lingote para lograr dicho fin.

c) Temperatura y longitud de la barra

En este caso cuanto mayor sea la temperatura de la barra al igual que su longitud, mayor debe ser la refrigeración necesaria en el cilindro.

d) Ritmo de producción

Esto significa que si hay continuidad en la producción, la refrigeración de los cilindros debe ser elevada y eficiente.

e) Paros en la producción

En el caso que se tenga una refrigeración continua sobre los cilindros, si el paro es corto se debe seguir manteniendo dicha refrigeración sobre el cilindro, ahora en el caso de que el paro sea prolongado, se recomienda cerrar el paso de agua o disminuir su caudal para evitar una caída brusca en la temperatura del cilindro y en el momento que

vuelva a pasar la barra el diferencial o gradiente de temperatura sea elevado.

f) Cilindros inmóviles

Si en determinado momento existe la necesidad de que los cilindros dejen de rotar, para tomar alguna acción correctiva en el tren, se debe cerrar inmediatamente el paso del agua de refrigeración, ya que de lo contrario se está provocando un enfriamiento localizado en los mismos y esto da como resultado un esfuerzo térmico alto, el cual puede agrietarlos o producir la fractura total de los mismos.

g) Interrupción en el suministro de agua

En este caso se pueden dar dos situaciones típicas, la primera es que si por un fallo en el suministro de agua, el cilindro se queda sin refrigeración la mayor parte de tiempo que la barra está pasando, no se debe habilitar inmediatamente el paso de dicho refrigerante, por el contrario se debe esperar que el cilindro baje de temperatura y luego sí abrir de nuevo la válvula. El segundo caso puede ser que por error el cilindro trabaje desde el inicio sin agua de refrigeración en cuyo caso se debe esperar que el cilindro enfríe naturalmente, para poder reanudar el proceso con el suministro normal del refrigerante.

h) Detención

Si por cualquier circunstancia, se queda una barra acufiada en los cilindros, se debe cortar inmediatamente el paso de agua para evitar el efecto de shock térmico.

i) Reducción de la altura y profundidad del canal

Si hay una reducción muy grande de la altura de la barra o si el canal es muy profundo, hará falta mucha refrigeración.

j) Material de los cilindros

En lo que se refiere al material de los cilindros, cuanto mayor sea la dureza y cuanto más aleado este, tanto mayor debe ser la refrigeración de los mismos.

Por lo anteriormente expuesto, es muy importante que la refrigeración se adapte en todo momento a las condiciones del proceso de laminación, es por ello que conviene poder regular con rapidez el suministro de agua a los diferentes sectores del tren de laminación, mediante cualquier mecanismo. Lo que se gasta en dispositivos de suministro de agua de cualquier tipo, se compensa con un mayor rendimiento de los cilindros.

3. FACTORES QUE LIMITAN LA VIDA ÚTIL DE LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN: SU CAUSA Y SOLUCIÓN

La vida útil y la operación eficiente de los cilindros se ve afectada, en la mayoría de los casos, por alguna avería o algún problema que ocurra durante el proceso. Dicha avería puede ser de tal magnitud que represente dejar fuera de servicio dichos cilindros.

Entre los factores que limitan la vida y el rendimiento de los cilindros, originando posibles averías, se pueden mencionar los siguientes.

3.1. Grietas de calor

El deterioro del canal (o calibre) de un cilindro, es el resultado en la mayoría de los casos, de la formación de grietas que en combinación con la corrosión y el desgaste por abrasión, acortan la vida de servicio del mismo. Las grietas térmicas pueden ser consecuencia de varios efectos:

- a) Grietas procedentes de fatiga térmica, es decir grietas debido a constantes ciclos de calentamiento y enfriamiento de la superficie del cilindro.

- b) Grietas como resultado de fatiga mecánica, esto es debido a las tensiones o esfuerzos producto de la presión de laminación o fuerza de separación.

- c) Grietas procedentes de fuerzas de fricción del flujo plástico.

El fenómeno de grietas en el calibre de un cilindro es, sin embargo, un hecho inevitable con el que hay que convivir. A pesar de todo, su progreso puede ser controlado y sus efectos minimizados. Dicho fin puede ser logrado tomando acciones para preveer la corrosión, evitar el sobrellenado de la figura, y principalmente disponer de un sistema de refrigeración adecuado en combinación con una escogencia correcta de la calidad del cilindro, todo con el objeto de que dichas grietas puedan ser eliminadas durante el torneado del mismo en el momento en que se requiera volver a calibrar de nuevo las figuras respectivas.

Indudablemente, las grietas son los defectos que más merman la vida útil y el rendimiento de los cilindros. Como se mencionó, cuando se detectan, casi siempre es demasiado tarde, debido a que no sólo se forman con rapidez, sino que con la misma rapidez se ensanchan y penetran hacia el núcleo, a tal grado que pueden causar la fractura y avería total del cilindro.

Si se hace el análisis de un canal que muestra cierto agrietamiento y que está colocado en un tren continuo de cuatro cajas, se determina que posiblemente dicho problema

no signifique unicamente perder dicho calibre sino los tres que le siguen, los cuales están en línea con este y en consecuencia no será uno, sino cuatro los calibres perdidos, lo cual sí merma considerablemente el rendimiento óptimo de los cilindros.

Esto es en el caso de que la grieta se forme en los calibres de cilindros preparadores, es decir, aquellos que anteceden al calibre acabador. Pero en el caso que la grieta se de en el calibre acabador (es decir aquel que tiene formada la corruga), el problema es mayor ya que por ser el que da la forma final a la varilla, influye en la calidad del producto terminado.

Si se habla del efecto que produce la localización y orientación de la grieta se puede decir que: en el caso de la formación de grietas a lo largo del perímetro del cilindro, la posibilidad de fractura puede ser mayor que si las grietas tienen una orientación transversal al canal, ya que si las mismas llegan a ser demasiado profundas, producen una reducción considerable en la sección del cilindro y en consecuencia se da un aumento en los esfuerzos de tipo mecánico y térmico, los cuales en algún momento sobrepasarán la resistencia del material del que está fabricado dicho cilindro, y pueden producir fracturas irreparables en el mismo.

Al momento de existir una fractura en un cilindro de laminación, la cual es inducida inicialmente por la formación de grietas, y provocada al final, por la

existencia de esfuerzos cíclicos de compresión y tensión, se nota en la sección fracturada una zona más oscura que el resto, la cual se manifiesta en forma de media luna (ver figura 28) o en algunos casos en forma de anillo en la totalidad del perímetro de la sección.

El fenómeno anterior, se puede explicar así: mientras la grieta existe y la fractura del cilindro no ha ocurrido, hay una filtración de agua en la misma, originando oxidación, la cual, puede producir cierto aumento de volúmen creando tensiones internas, contribuyendo a su propagación y es por ello que después de la fractura se marca con claridad la zona donde existió dicha grieta.

Figura 28. Fractura del cilindro de un tren duo debido a una grieta formada por esfuerzos térmicos

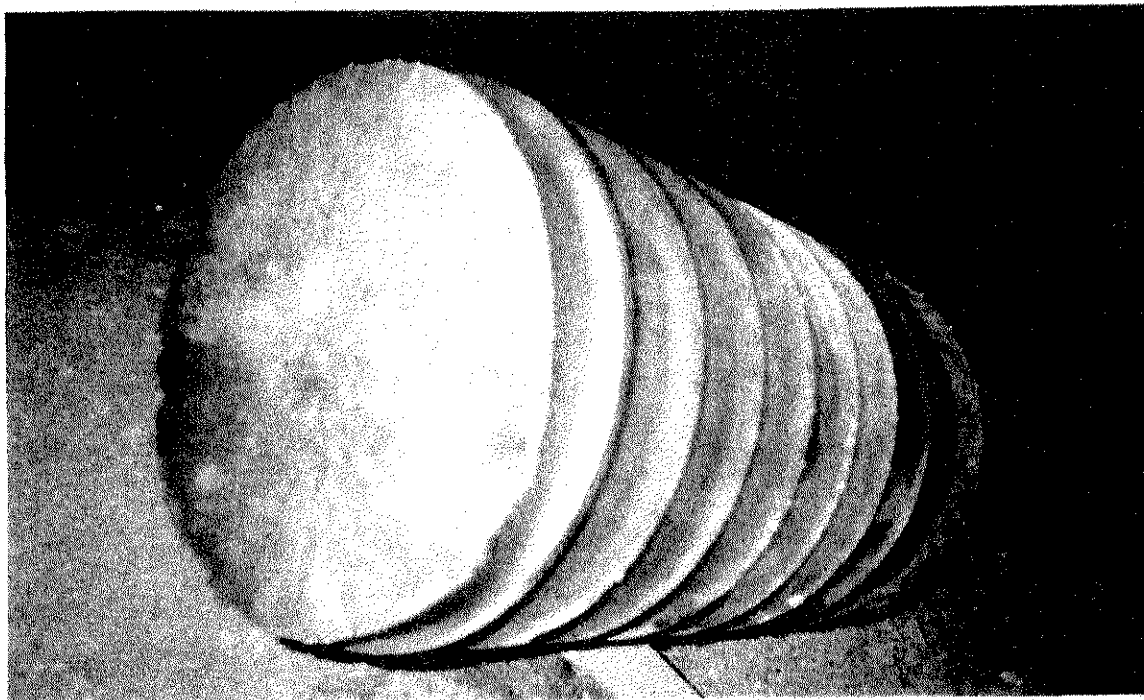
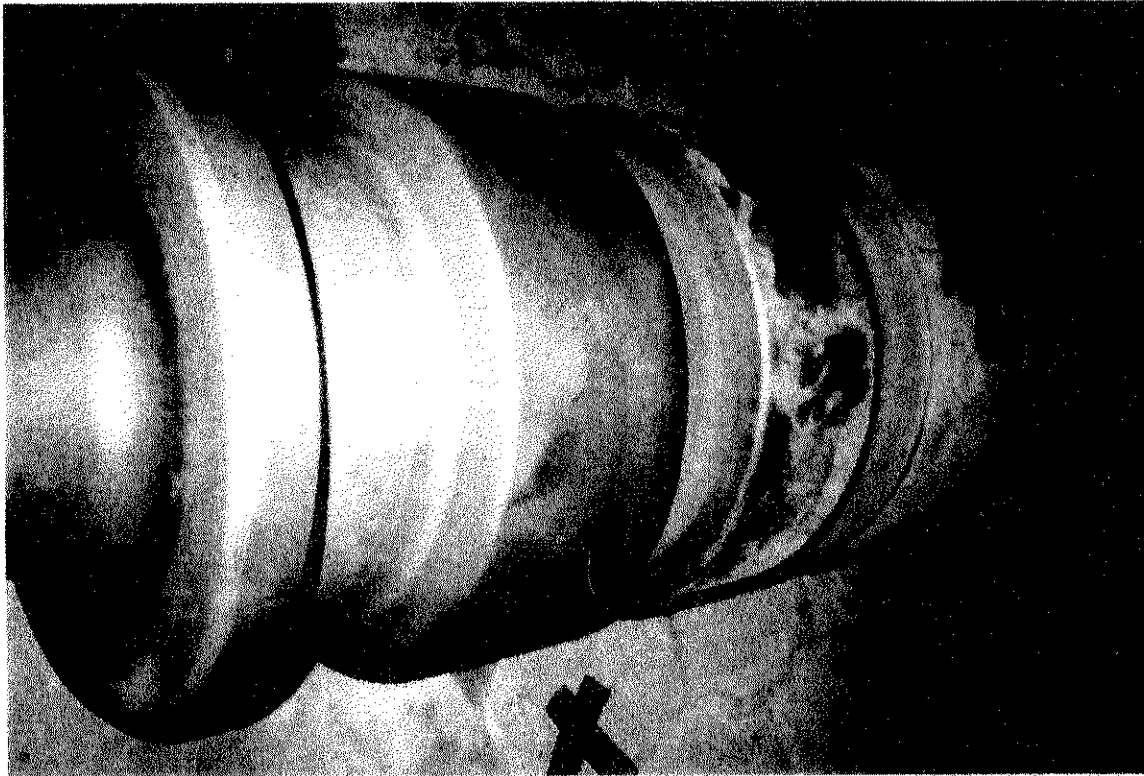


Figura 29. Grietas producidas en un cilindro de desbaste luego de producir aproximadamente 16,000 TON



Es importante que se evite al máximo la formación de grietas a lo largo del perímetro del cilindro, ya que son éstas las que en su mayoría provocan la fractura del mismo. Cuando se está laminando productos planos, generalmente el aparecimiento de grietas se debe al acúñamiento de una barra entre los cilindros. La mejor manera de evitar los daños producidos por dicho fenómeno es separando rápidamente los cilindros por medio de los motores que accionan el mecanismo de separación de los mismos. Si en algún momento es demasiado difícil separar los cilindros, otra acción preventiva es cortar el flujo de agua inmediatamente.

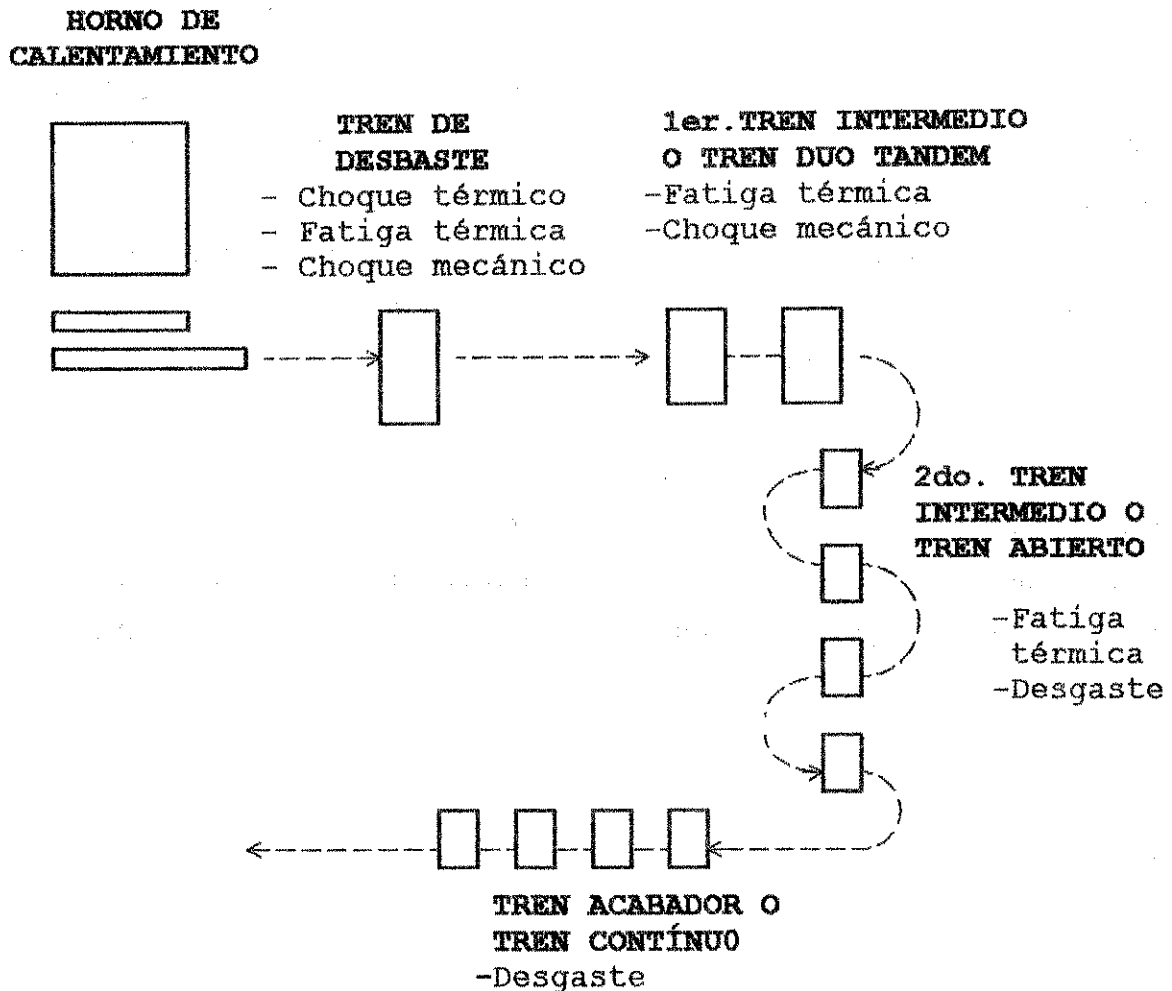
Es importante mencionar que, según observaciones realizadas en los cilindros de la planta de laminación INDETA, el fenómeno de las grietas térmicas se manifiesta con mayor severidad en los cilindros de la caja del tren de desbaste, no así en los cilindros de las cajas del tren acabador, donde el efecto con mayor trascendencia es el desgaste y el fenómeno de grietas térmicas es mínimo o casi inexistente.

La conclusión a la que se ha llegado es que, en el caso de los cilindros del desbaste, estos están sometidos a un mayor gradiente de temperatura, además altas reducciones de sección, alta concentración de tensiones, y baja velocidad; lo cual da como resultado una mayor fatiga térmica y mecánica en el cilindro, pero básicamente los efectos de la fatiga térmica son los más notorios y peligrosos.

Lo contrario sucede en los cilindros del tren acabador donde la temperatura es inferior a la que están expuestos los cilindros del desbaste, lo que da como resultado un menor gradiente de temperatura, los porcentajes de reducción son menores, y las velocidades mayores; pero debido a que dichos canales están mayor tiempo en contacto con la barra, lo que se origina es un mayor desgaste, que es el factor que más afecta el rendimiento de dichos cilindros, debido a que los porcentaje admisible de desgaste en estos es reducido.

Un esquema de lo anotado en los párrafos anteriores, se muestra en la figura 30.

Figura 30. Esquema de las sollicitaciones a las que están expuestos los cilindros de la planta de laminación INDETA, en orden de prioridad



Por todo lo anterior, los materiales para los cilindros deben presentar bajo coeficiente de dilatación térmica y elevada conductividad térmica para poder ayudar a disipar el calor que reciben de la barra que se está laminando. Además de las anteriores propiedades, deben presentar buena ductilidad, buena resistencia a la oxidación y alta resistencia mecánica. Definitivamente encontrar un cilindro

que tenga todas las características mencionadas es muy difícil y es aquí donde se debe de tomar decisiones respecto de cuál material es el más idóneo para una aplicación en particular.

Por ejemplo, los hierros fundidos con grafito (fundición nodular) tienen buena conductividad térmica, pues los nódulos de grafito están interconectados y por eso son excelentes conductores térmicos. Además, poseen suficiente resistencia y ductilidad, en este sentido son los más adecuados para un trío de desbaste.

En la actualidad los fabricantes de cilindros han desarrollado avanzadas tecnologías de fundición y tratamiento térmico para la fabricación de cilindros, que garantizan en gran porcentaje, la reducción de la formación de grietas en el cilindro.

3.2. Descostrado

Se debe entender por descostrado de un cilindro, al desprendimiento de material. Dicho desprendimiento de material se da siempre en la superficie de trabajo, y dicho fenómeno puede ser consecuencia básicamente de dos factores: la fatiga y las sobrecargas a las que es sometido el cilindro.

Generalmente el descostrado por fatiga se produce en los cilindros que se someten durante largos periodos, a grandes presiones superficiales; como por ejemplo, un trío de cilindros para desbaste. La superficie de trabajo está sometida a tensiones alternativas tanto de tracción como de compresión, y en el momento que dichas tensiones o esfuerzos, exceden el límite de fatiga del material del cual están fabricados, se produce el descostrado del cilindro.

Dicho descostrado se inicia a cierta profundidad bajo la superficie. Es por ello que otra de las consideraciones a tomar en cuenta en la escogencia adecuada del material para un cilindro sometido a este tipo de sollicitaciones, es que debe tener buena resistencia a la fatiga.

Es importante hacer la anotación que la capa superficial de los cilindros, generalmente esta sometida, durante el proceso de laminación, a un cierto autotemple (endurecimiento por tratamiento térmico). Pareciera que éste efecto tiene una importancia secundaria en el descostrado de un cilindro, pero es conveniente monitorearlo por medio de la medición de la dureza luego de cada período de servicio, antes de maquinarlo para calibrarlo de nuevo.

Existen casos en los que el cilindro aumenta significativamente su dureza, entonces es necesario torneear para tratar que el material presente su característica inicial, es decir, que se restituya el valor de la dureza original. Es por ello que, es de suma importancia y específicamente en los cilindros de desbaste, biselar los

bordes de los canales para evitar roturas que puedan provocar una reducción del rendimiento del cilindro.

El caso del descostrado por sobrecargas es más corriente en los cilindros que se utilizan para laminar productos planos, tales como fleje o chapa; aunque igual se puede dar en la laminación de platinas. Uno de los efectos típicos que pueden producir el descostrado son los plieges del material que se lamina, debido al aumento de las presiones superficiales, mayores a las nominales o de diseño. Además se puede producir también el descostrado cuando se lamina una barra cuyos bordes pueden estar fríos lo cual produce cargas locales elevadas o cuando la barra lleva la cabeza o la cola fría.

En el caso del descostrado debido a un pliege, es importante anotar que según observaciones realizadas, dicho descostrado se puede dar en un solo cilindro, mientras que la pareja de este no presente ningún daño, ya que la sobrecarga se localiza en el lado hacia el que se dobla dicho pliege. Sin embargo, aunque de la impresión que este segundo cilindro está intacto, puede suceder que se esté iniciando el descostrado bajo la superficie del calibre, que con el tiempo se puede manifestar.

3.3. Rotura del cilindro

Generalmente, cuando se produce la rotura de un cilindro, la causa por la que se fractura se evidencia. Puede tratarse de una sobrecarga, como producto de una barra fría

aumentando la fuerza necesaria para poder deformarla y sobrepasando el límite de resistencia del material, o puede ser que la barra no entre en forma correcta lo que aumenta el porcentaje de reducción de altura.

También puede ser que la rotura se de como producto de altas tensiones de tipo térmico o grietas localizadas en la periferia del cilindro, producto posiblemente de un enfriamiento deficiente.

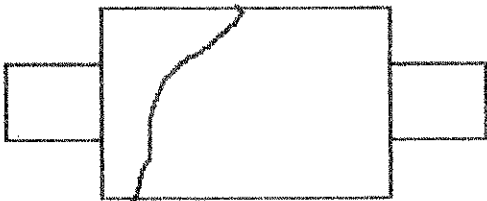
En su mayoría, las fracturas de cilindros son consecuencia de algún defecto en la refrigeración y las mismas se dan por lo general perpendiculares al eje de dichos cilindros. En el caso que no sea evidente la razón por la cual se fracturó un cilindro, se deben estudiar e investigar cuidadosamente las condiciones de operación durante la falla y evaluar si se tiene algún problema de diseño o escogencia del material del cilindro, lo cual con los concéptos dados hasta ahora se tiene la capacidad de poderlo averiguar.

3.3.1. Análisis de los tipos de fallas originadas por tensiones mecánicas

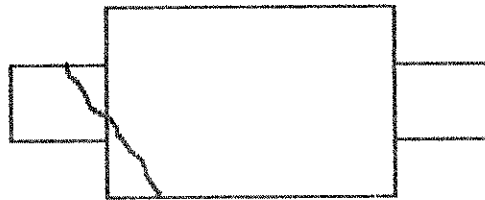
Las fracturas de cilindros como consecuencia de tensiones mecánicas pueden originarse por grietas de fatiga por flexión, grietas por fatiga térmica o grietas por un

Figura 31. Fallas en los cilindros originadas por tensiones mecánicas

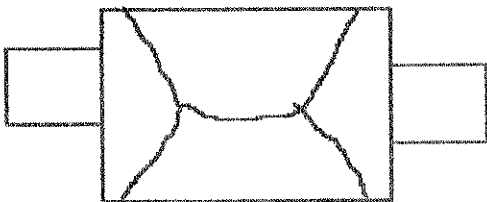
a) Fractura debido a condiciones anormales del cilindro y esfuerzos residuales



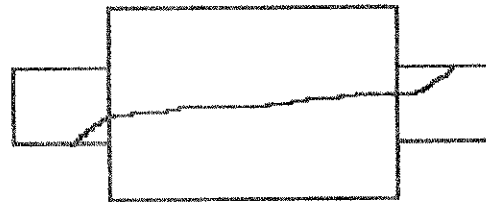
b) Fractura por cilindros desalineados y aumento de tensión



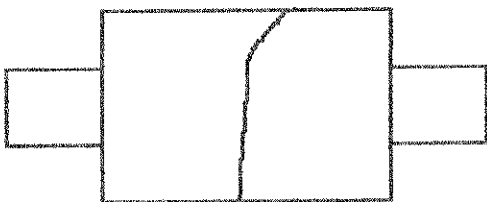
c) Cilindro con demasiada dureza. Sin suficiente capacidad de absorber la fatiga mecánica



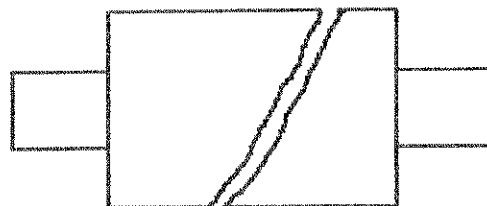
d) Imperfección en el cilindro. No resistió la tensión de trabajo



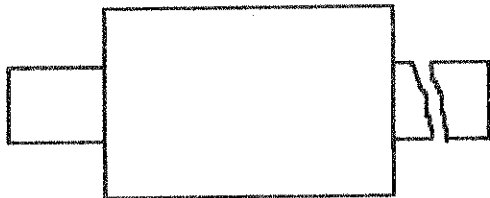
e) Tensión de flexión generalmente originada por una barra fría



f) Tensión de flexión, pero con el cilindro desalineado



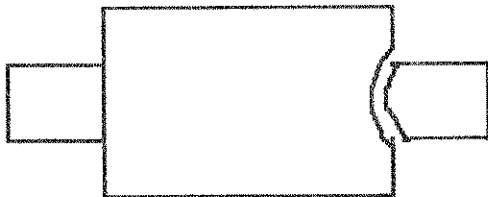
g) Fractura del cuello por sección insuficiente del mismo y no resistió la tensión



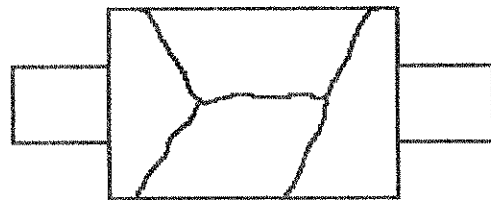
h) Fractura helicoidal del cuello y el cuerpo, debido a esfuerzo de torsión



i) Fractura conchoidal debido a vibraciones del cilindro. Una acción preventiva sería revisar el apriete de tuercas de los pernos de cimentación



j) La fractura se debe a la transformación de elementos inestables (austenita retenida) a temperatura baja. Está inclinado de 10° a 15°



k) Fractura diagonal de los cuellos cerca del cuerpo



choque mecánico en cuyo caso la fractura es instantánea, y siempre van acompañadas de algún defecto en el material. En la figura 31 se esquematiza los tipos de fallas en los cilindros, como consecuencia de tensiones de tipo mecánico.

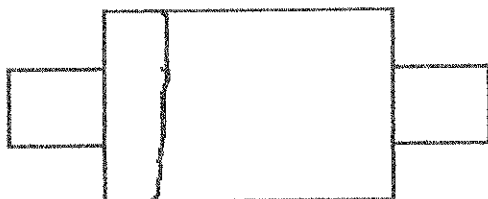
Como se ilustra, la mayoría de fracturas de un cilindro debido a tensiones de tipo mecánico son producto de un mal proceso, un mal material, un mal diseño, etc.

3.3.2. Análisis de los tipos de fallas originadas por tensiones térmicas

En la mayoría de los casos las fracturas de los cilindros, debido a una tensión térmica, se dan por fatiga, y como en el inciso anterior, van acompañadas de una tensión mecánica para que ocurra la fractura. En la figura 32 se analizan las fallas que involucran efectos de tensión o fatiga térmica.

Figura 32. Fallas en los cilindros originadas por tensiones térmicas

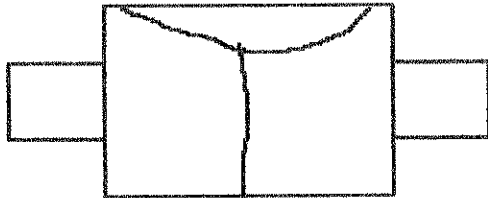
a) Fractura debido a un esfuerzo térmico. Y se inicia en el núcleo



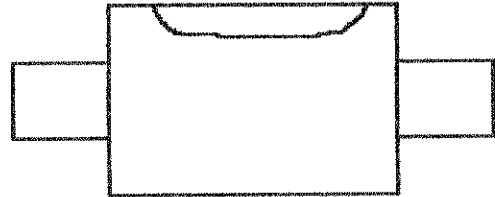
b) Fractura debido a un calentamiento disparejo



c) Fractura producto de un shock térmico



d) Fractura debido a un "shock" térmico



3.4. Utilización de los END (Ensayos no Destructivos) para definir la naturaleza y dimensión de los defectos en los cilindros

Para obtener un buen rendimiento de los cilindros de laminación, una condición básica es realizar inspecciones entre cada recambio. Es decir, que al salir de servicio y antes de subirlos al torno para ser recalibrados, los mismos deben ser inspeccionados.

Estas inspecciones, son efectuadas por medio de los Ensayos No Destructivos (END) que tienen por objeto definir la naturaleza y dimensión de los defectos que surgen durante la utilización del cilindro y garantizan que el mismo, no tiene ningún defecto antes de ser utilizado de nuevo.

Poner en servicio un cilindro que presenta un defecto superficial originado en su último servicio, en la mayoría de los casos es trascendental, pudiendo producir su avería.

Claro está, que la ejecución de dichas inspecciones va a depender de la disponibilidad de recursos de cada planta.

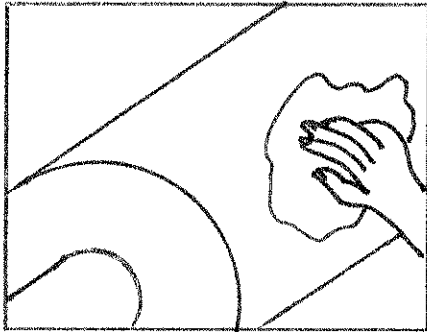
a) Inspección visual

Este tipo de inspección, pretende, detectar defectos como rayones y desgastes. Por lo que se deben definir patrones de calidad superficial con base en un cilindro que ha sido puesto en servicio con anterioridad y por consiguiente se considera que su condición es normal. En el momento que la persona encargada de realizar la inspección observe eventuales características en el cilindro fuera de lo normal, se deben ejecutar las acciones correctivas.

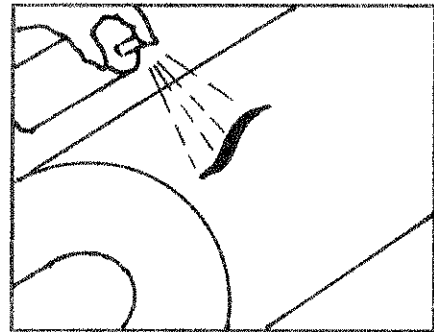
b) Inspección por dureza

Este tipo de inspección, pretende detectar defectos como regiones con dureza alterada o su incremento. Primero, se debe medir la dureza de los cilindros antes de ponerlos en servicio, y se debe medir de nuevo luego de sacarlos de servicio para obtener el incremento remanente, con el mismo aparato el cual debe estar normado. En el caso que se incremente, esto indica que hay un problema en el material o deficiencias en la laminación como sobrecargas. Los cilindros deben ser torneados para remover esas regiones de más elevados niveles de dureza. Para esta inspección se recomienda utilizar aparatos conforme la norma ASTM E 448.

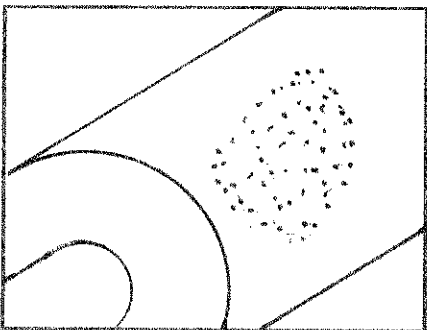
Figura 33. Secuencia del ensayo no destructivo con líquidos penetrantes



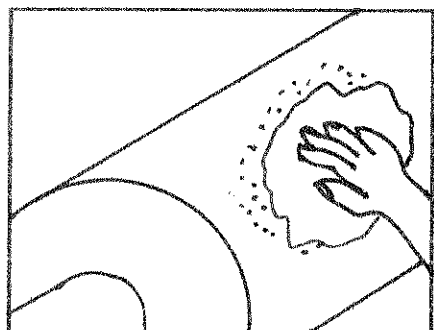
1) Limpieza de la superficie a ensayar



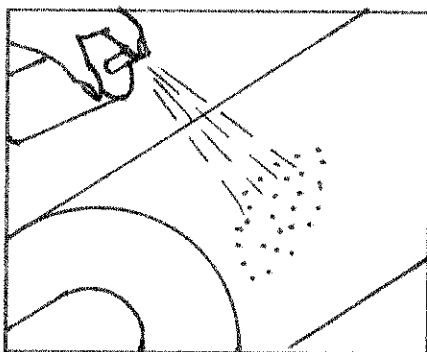
2) Aplicación del líquido penetrante



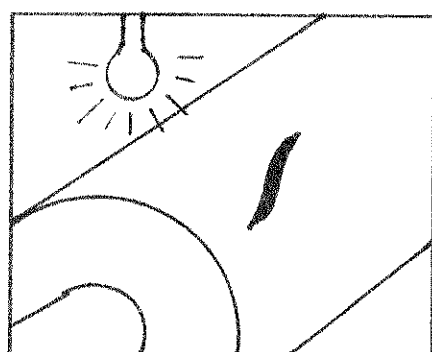
3) Tiempo para penetración



4) Remoción del exceso de líquido penetrante



5) Aplicación del revelador



6) Inspección visual

c) Inspección por líquidos penetrantes

Con este tipo de inspección se pretende localizar grietas o redes de grietas. Este ensayo debe ser realizado conforme la secuencia de la figura 33. Los líquidos penetrantes pueden ser del tipo visible a luz blanca o fluorescente.

d) Inspección por partículas magnéticas

Este es otro tipo de inspección, con el cual se pretende detectar grietas aisladas o redes de grietas. El polvo magnético puede ser del tipo visible a luz blanca o luz fluorescente.

Como mínimo deben de utilizarse no menos de tres ensayos no destructivos, para garantizar una inspección eficiente de los cilindros luego de cada campaña.

3.5. Mantenimiento y recuperación de los cilindros de laminación

Los cilindros de laminación, están expuestos permanentemente a sollicitaciones de tipo mecánico y térmico las cuales si no se controlan adecuadamente, pueden causar deterioro y en el peor de los casos hasta la fractura del cilindro. De acuerdo a observaciones realizadas en los cilindros de la planta de varilla INDETA y en base a la

experiencia, se mencionan los diferentes tipos de mantenimiento para su conservación.

a) Mantenimiento preventivo

Como acciones de mantenimiento preventivo se mencionan las siguientes:

- 1) Verificar luego de cada campaña, los ajustes entre el cuello del cilindro y el cojinete, para evitar deslizamiento y en consecuencia desgastes.
- 2) Evitar la concentración de tensiones en los canales al momento de calibrarlos.
- 3) Asegurarse un montaje adecuado de la pareja de cilindros en la caja laminadora.
- 4) Garantizar un correcto enfriamiento de los canales del cilindro y así evitar al máximo los cambios bruscos de temperatura. Este aspecto evidentemente es uno de los más importantes.
- 5) Garantizar una correcta lubricación de los rodamientos soporte de los cilindros, de la caja laminadora.
- 6) Hacer una revisión periódica del torque de las tuercas de los pernos de anclaje, para evitar la vibración.

- 7) Revisar el estado de los acoplamientos entre la caja de cilindros y el reductor para evitar posibles vibraciones.
- 8) Evitar laminar un material demasiado frío para que las tensiones sobre los cilindros no aumenten en exceso.

b) Mantenimiento predictivo

Como acciones de mantenimiento predictivo están la utilización de los Ensayos no Destructivos (END).

c) Mantenimiento correctivo

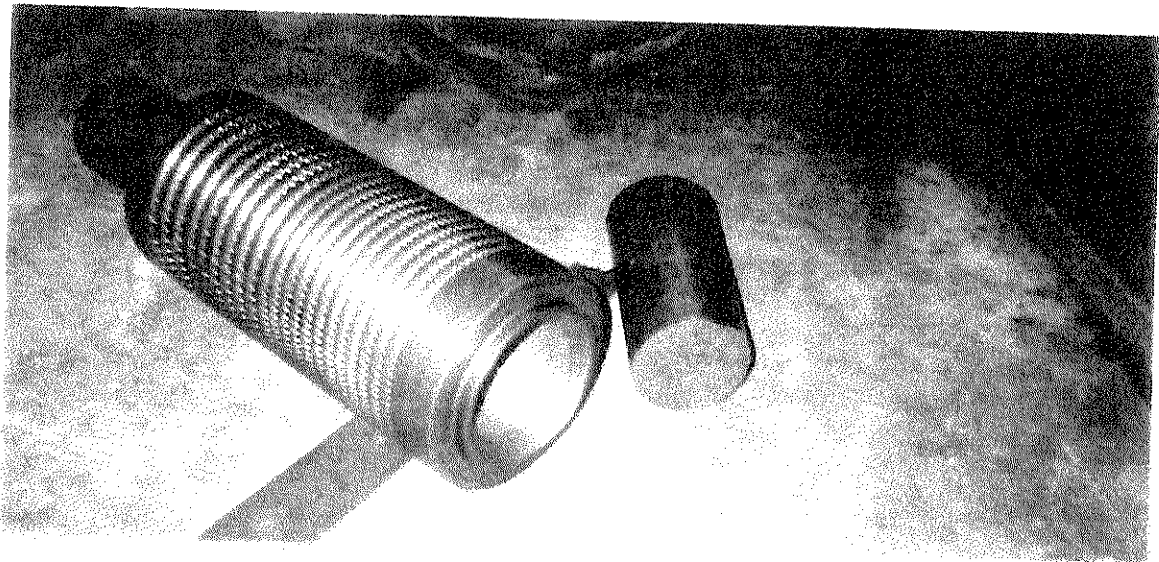
En la mayoría de las plantas de laminación alrededor del mundo, son pocos los técnicos que consideran el mantenimiento correctivo de un cilindro. Y el motivo por el cual no lo hacen, es porque en algunas ocasiones es más económico comprar otro juego de cilindros que reparar uno fracturado.

d) Recuperación de cilindros

Básicamente, existen dos métodos para la recuperación de un cilindro: por roscado y por recolado. A continuación se ejemplifica la aplicación del primero de estos métodos, el cual combinado con un proceso de soldadura, se utilizó en la recuperación de un cilindro fracturado del 1er. tren intermedio de la planta de laminación de barras INDETA.

Recuperación por roscado, este método se aplica a la recuperación de cilindros con fractura en los cuellos, utilizando una espiga roscada como inserto. El cilindro que se recuperó en la planta de laminación INDETA, sufrió una fractura concoidal debido a posibles vibraciones y dicha fractura se localizó en el cambio de sección entre la tabla y el cuello del mismo en forma perpendicular al eje, como se muestra en la figura 34.

Figura 34. Fractura del cuello debido a vibración del cilindro



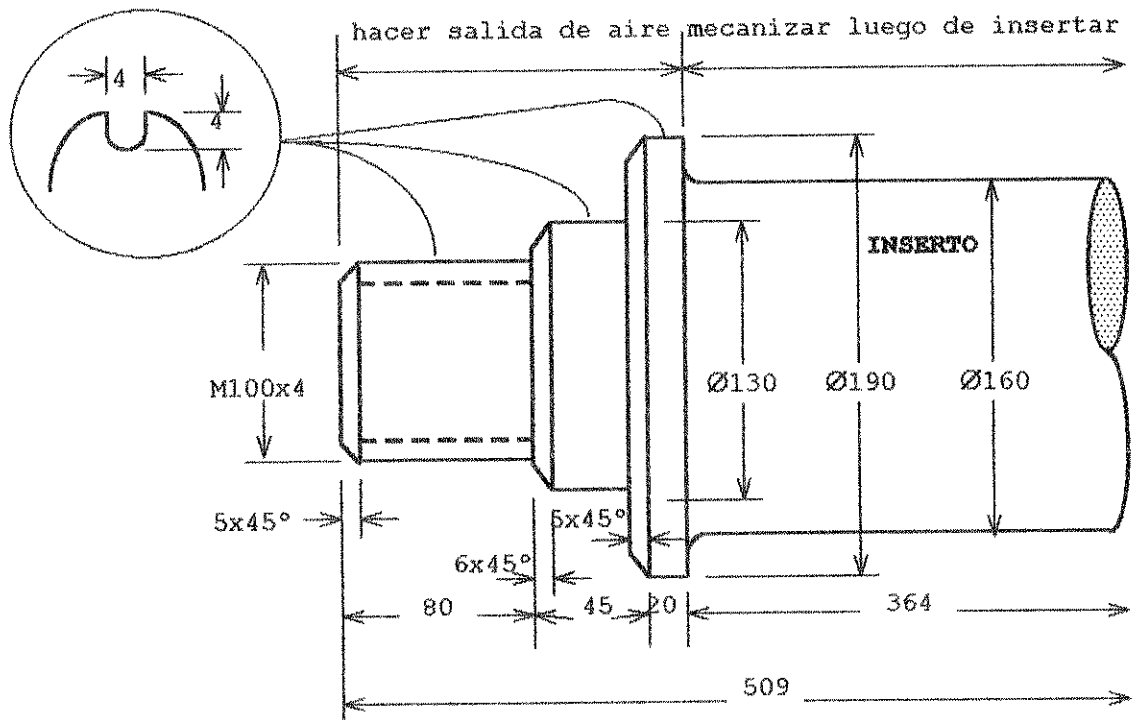
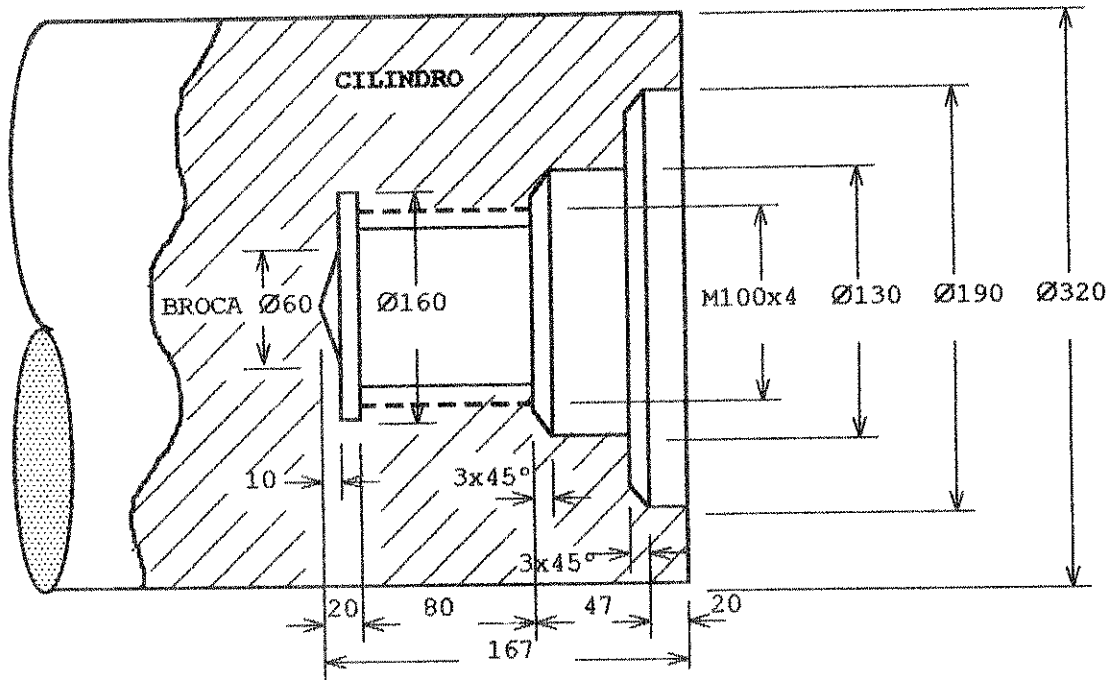
Los pasos para la recuperación del cilindro fueron los siguientes:

1. Se definieron los coeficientes de dilatación térmica lineal de los materiales de ensamble para poder definir las holguras de tope entre el muñón a insertar y el cilindro. Esto especialmente para determinar el espacio

necesario entre la base maquinada del cilindro y la punta del muñón y para definir holgura de roscas.

2. Se calculó el esfuerzo a que es sometido el cilindro durante el laminado, para determinar la sección aproximada del inserto para poder soportar los diferentes tipos de esfuerzos. En la figura 35, se indican los detalles del diseño y maquinado tanto del cilindro como del inserto de acero especial, seleccionado para dicha aplicación.
3. Se definieron los tipos de electrodos a utilizar y el cálculo de la soldadura en función de:
 - a) El tipo de materiales a unir.
 - b) La resistencia de la soldadura.
 - c) La disponibilidad de equipo.
 - d) La disponibilidad técnica.
4. Se hizo el vaciado en el cilindro según el detalle de la figura 35, con el roscado de tal manera que al ejercer el par sobre el cilindro tienda a apretar el inserto. Además al fondo se hizo un vaciado para evitar que topara primero la punta del inserto en el fondo del vaciado y producir el efecto extractor.
5. Se hizo el inserto de acero especial, poniendo mucha atención a los ajustes en el momento del montaje y además colocando un canal que funcionaría como una salida de aire.

Figura 35. Detalles de la recuperación de un cilindro que se fracturó del cuello



6. Luego se ensamblaron las partes (ver figura 36) y se inició el proceso de soldadura, considerando un bisel de aproximadamente $1\ 1/2''$ x 45° .
7. Inicialmente se precalentaron tanto el cuerpo del cilindro como el inserto, de tal manera que no existieran gradientes de temperatura entre ellos a pesar de las diferencias en los coeficientes de dilatación térmica. De acuerdo al análisis de los materiales que se ensamblarían, se agregó una base para hierro fundido y luego un electrodo Niquel-hierro, para rematar con un convencional.
8. Inmediatamente después de realizado el proceso de soldadura, se desmontó el cilindro del torno y se dejó enfriar en cal, esto para evitar tensiones internas en la soldadura, y contracciones bruscas en los dos materiales.
9. Al enfriar el cilindro, se volvió a montar en el torno, para maquinar el collar y el cuello del mismo. Dando los ajustes respectivos según el fabricante (ver figura 37).
10. Finalmente se puso en servicio con un rendimiento 100% del que se esperaba del cilindro sano.

Vale acotar que este procedimiento puede llevarse a cabo sólo si se cuenta con la infraestructura necesaria y personal altamente calificado, tanto en soldadura como en máquinas herramienta.

Figura 36. La fotografía muestra el inserto de acero especial ensamblado en el cilindro antes de realizarse el proceso de soldadura

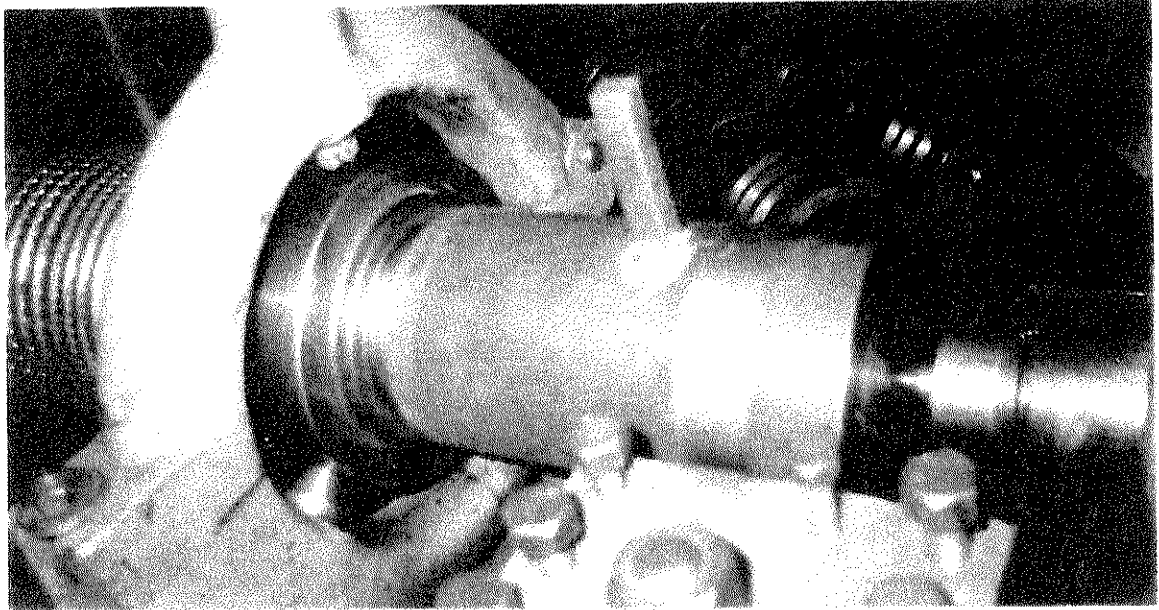
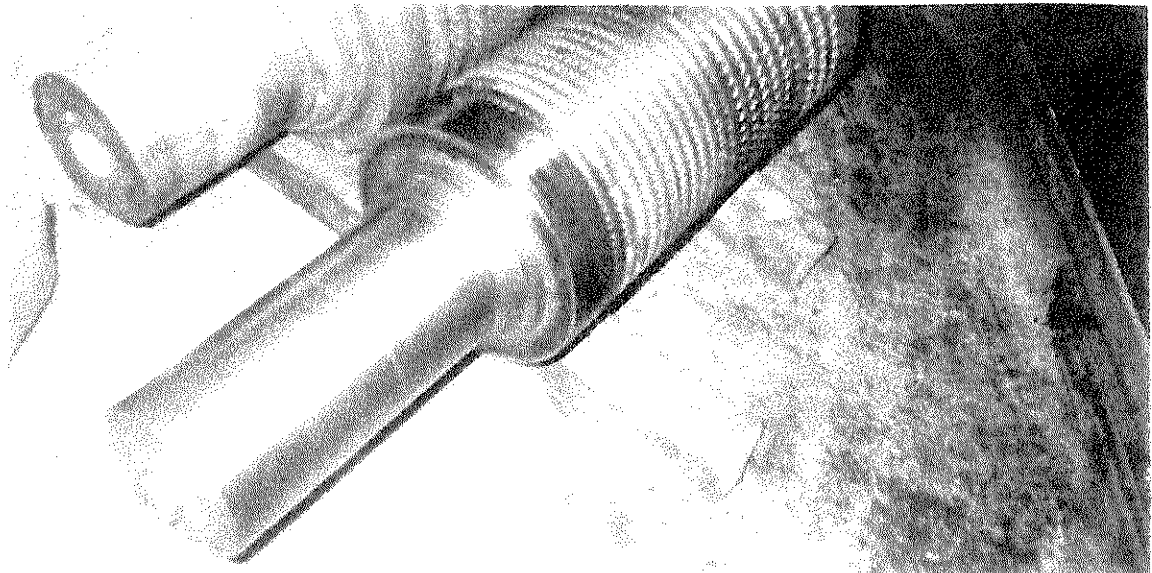


Figura 37. La fotografía muestra el cilindro con el collar y el cuello maquinado, listo para ponerse en servicio



Las tareas de recuperación de cilindros fracturados, no habían sido utilizadas en Guatemala, hasta el año '95, en que el grupo de Ingeniería de INDETA realizó los primeros ensayos con rendimientos de 100% y a costos relativamente bajos. Si bien esto difiere con la metodología capitalista de mantenimiento, es la muestra de algunos de los ensayos científico-técnicos realizados por el grupo de ingeniería referido de origen nacional.

Cabe señalar que este procedimiento se fundamentó en la experiencia del grupo en la recuperación de ejes y elementos de máquinas de alto compromiso, para lo cual se ha combinado el conocimiento de los materiales de construcción metálica, con el empleo de las técnicas de soldadura adecuadas. Particularmente, en este caso se utilizó soldadura, por lo que se manejaron concéptos de dilatación térmica y soldadura de materiales disimiles, fundición nodular con acero.

Por último, únicamente se menciona que el proceso de *recuperación por recolado* es para rodillos de mas de 500 mm de diámetro y en el medio guatemalteco no se usa por los costos que implica dicho procedimiento, además de no existir la infraestructura necesaria.

4. DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN DE UNA PLANTA EN PARTICULAR

Las tensiones que se producen debido a la existencia de un gradiente térmico, sumadas a los esfuerzos de tipo mecánico, pueden superar la resistencia mecánica del material del cilindro y causar su fractura. Si los esfuerzos acumulados no lo rompen en el momento, sí crean tensiones combinadas alternas que pueden causar fracturas por fatiga.

En lo que respecta a la temperatura del material a laminar (lingote), la única manera de poder evitar los efectos producidos por un descenso en la temperatura del mismo, es siendo cuidadoso con su control al momento que sale del horno de calentamiento, y evitando los retardos de dicha barra durante el proceso, para que no se enfríe. Cuando esto sucede, debe rechazarse y enviarse a reciclado.

En lo que se refiere al material de los cilindros, se debe ser cuidadoso en el cálculo de los esfuerzos de tipo mecánico a los que se someten, y de la calidad del material que se lamina, para escoger el material adecuado con base en los datos de resistencia dados por el fabricante (ver capítulo 2).

Sin embargo, en la eficiencia del sistema de refrigeración, están involucrados ciertos parámetros que son susceptibles de mejorarse y este es uno de los principales objetivos del presente trabajo, diseñar un sistema de refrigeración que en este caso es para los cilindros de la primera caja del 1er. tren intermedio o Duo Tandem de la planta de laminación INDETA. Dicho diseño, tiene como base la aplicación de los conceptos dados en los capítulos anteriores y en las observaciones del diseño del sistema de refrigeración actual (refrigeración continua).

El diseño del nuevo sistema de refrigeración debe redundar en un mayor rendimiento de los cilindros, debido a que se espera tornearlos con menor frecuencia, para eliminar el efecto de grietas de tipo térmico y el desgaste, producido por los gradientes de temperatura y el contacto barra-cilindro respectivamente. Además, la reducción del agrietamiento disminuye la posibilidad de fracturas debido a concentración de tensiones, fatiga térmica y mecánica.

Para la elaboración del diseño, se siguen las fases normales para la realización del mismo. Inicialmente, se hace un reconocimiento de las necesidades, luego se define el problema. En este sentido hay una diferencia bien clara entre el planteamiento de la necesidad y la definición del problema. El problema es más específico. En este caso si la necesidad es evitar las fracturas por choque térmico, el problema puede consistir en reducir los gradientes de temperatura a lo largo de toda la sección del cilindro.

Luego de definir el problema, se hace una síntesis de la solución óptima, sin embargo, dicha síntesis no puede ser efectuada antes de hacer un análisis y optimización de la solución, debido a que se debe de analizar el sistema a diseñar, para determinar si cumple con los objetivos trazados inicialmente. Con los conceptos que han sido dados en los capítulos precedentes, se hace el análisis y optimización respectivos. Puede ser que al hacer el análisis del sistema, se determine que no cumple con lo esperado.

La última fase del diseño es la evaluación del mismo, es decir la presentación de datos y gráficas obtenidas de ensayos con la implementación del nuevo diseño y la comparación con los obtenidos con el diseño actual y obtener las conclusiones respectivas para confirmar los objetivos que se pretenden lograr.

Es importante mencionar, que en lo que respecta a la evaluación del diseño se deben hacer ciertas consideraciones tales como que dicho diseño sea confiable, seguro, etc.

a) Planteamiento de la necesidad

En este caso la necesidad está bien definida y es contar con un sistema de refrigeración eficiente con el fin de evitar el choque térmico y los esfuerzos producidos en las diferentes capas de los cilindros durante el paso de la barra debido a los cambios bruscos de temperatura.

b) Definición del problema

Se pueden definir como los problemas más importantes a solucionar para lograr un sistema de refrigeración eficiente los siguientes:

- * Evitar los cambios bruscos de temperatura (choque térmico), tanto en la superficie como en las capas subsuperficiales del cilindro.
- * Mejorar las condiciones de aspersión y distribución del agua, por medio de un diseño adecuado de los orificios de los tubos de enfriamiento y una orientación adecuada de los mismos.
- * Mejorar la calidad del agua de refrigeración.

c) Análisis y optimización

Se han realizado muchos trabajos acerca de la refrigeración de los cilindros de laminación, ya que se ha demostrado que dicho aspecto afecta el rendimiento de los mismos si no se controla. Por ejemplo un mal enfriamiento provoca fatiga térmica, como consecuencia de los cambios cíclicos de temperatura que se dan en los diferentes elementos o regiones del cilindro.

Además si la temperatura en el cilindro es elevada, el desgaste del canal es mayor y en consecuencia se tiene que tornearse con mayor frecuencia dicho cilindro, debido a que las tolerancias permisibles en las dimensiones de dicho canal han salido del rango permisible. También propiedades como la dureza se ven afectadas por un mal enfriamiento, ya que la misma se reduce con el aumento de la temperatura.

Basados en todos los conceptos precedentes y las observaciones hechas en los diferentes sistemas de refrigeración, se ha determinado que un factor importante a tomar en cuenta para que un sistema de enfriamiento sea eficiente, es que se reduzcan los altos gradientes de temperatura a los que son sometidas las diferentes regiones del cilindro al tener contacto con la barra.

Por eso, el principio de operación del diseño que se plantea, se basa en un **sistema de refrigeración o enfriamiento intermitente**. Es decir un sistema que tenga la característica que cuando el cilindro no esté en contacto con la barra, no le caiga agua de refrigeración, sino únicamente cuando esté en contacto con ella; y de esa manera lograr que el gradiente de temperatura de la región a la salida de la barra disminuya.

Básicamente en esto se fundamenta la diferencia con el sistema actual, además de aspectos como la utilización correcta de los elementos para la aspersion y distribución del agua de refrigeración.

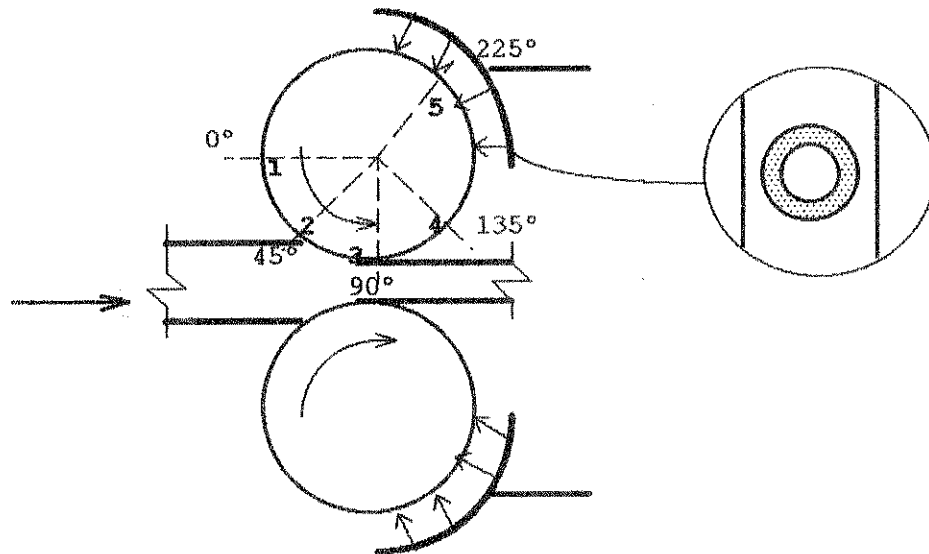
A continuación, se hace el análisis del comportamiento de la temperatura y la fatiga térmica de diferentes elementos y regiones del cilindro superior de la primera caja del 1er. tren intermedio o Duo Tandem, con la refrigeración actual (continua), cuando el mismo está en contacto con la barra durante la primera revolución. Los datos que se anotan son la base para el análisis del nuevo diseño, para luego terminar con la evaluación del mismo.

d) Condiciones del ensayo con refrigeración continua

Las condiciones bajo las que se realizó el ensayo fueron las siguientes:

- * Tipo de refrigeración = continua.
- * Temperatura de la barra = 900 °C.
- * Velocidad angular del cilindro = 189 RPM.
- * Figura del canal del cilindro = falso óvalo.
- * Tiempo de contacto de la barra con el cilindro = 11.65 s.
- * Tiempo sin contacto la barra con el cilindro = 31.28 s.
- * Temperatura del agua de refrigeración = 30 °C
- * Dispositivo de refrigeración = tubo curvo con perforaciones circulares como se muestra en la figura 38.

Figura 38. Refrigeración continua por medio de tubos curvos, con perforaciones circulares, e indicación de los puntos monitoreados



Para el análisis, se toma el comportamiento de la temperatura de los diferentes puntos durante la primera revolución luego que el cilindro ha alcanzado su temperatura normal de operación (T_{10}), que para este caso fue de aproximadamente 42°C . Los datos obtenidos, son el promedio de una serie de mediciones en los diferentes puntos del cilindro (ver figura 38). Los cuales fueron:

$$T_{10} = 42^{\circ}\text{C}$$

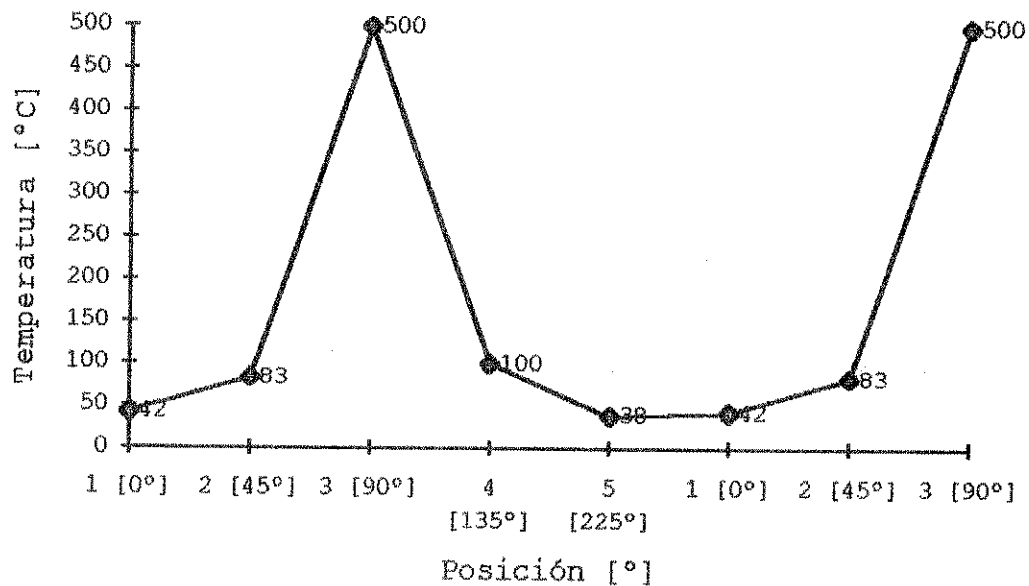
$$T_2 = 83^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = 500^{\circ}\text{C}$$

$$T_4 = 100^{\circ}\text{C}$$

$$T_5 = 38^{\circ}\text{C}$$

Figura 39. Gráfica de la variación de la temperatura del cilindro durante la primera revolución(fig.38)



La información obtenida es de utilidad más adelante, cuando se hace la evaluación del sistema de refrigeración intermitente. Todas las mediciones fueron realizadas con un termómetro laser y se grafican en la figura 39.

A continuación se da una explicación de la evolución de la temperatura en los diferentes puntos del cilindro, durante la primera revolución, con el sistema de refrigeración continua:

- * **Fase 1-2 de la figura 38:** existe un ligero aumento de la temperatura superficial debido a la transmisión de calor por radiación que provoca la barra.

- * **Fase 2-3 de la figura 38:** se experimenta un rápido aumento de la temperatura debido al contacto directo del cilindro con la barra, que permite la transmisión de calor por conducción.

- * **Fase 3-4 de la figura 38:** el cilindro pierde contacto con la barra y ocurre un descenso de la temperatura debido a la transmisión de calor por conducción de la capa superficial a las capas internas.

- * **Fase 4-5 de la figura 38:** en esta fase la superficie del cilindro entra en contacto con el agua de refrigeración que está siendo aplicada. Debido a la elevada temperatura en esa región del cilindro se forma una película de vapor de agua que interfiere con el mecanismo de extracción de calor. La extracción de calor a través de la película de vapor es menor que si el agua estuviese en contacto directo con el cilindro. Debido a la inestabilidad de esa película, se dan violentas fluctuaciones de temperatura en la superficie del cilindro en esta fase.

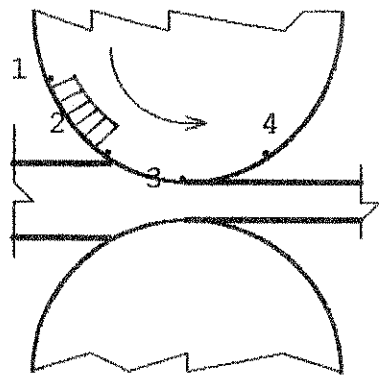
- * **Fase 5-1 de la figura 38:** aquí ocurre un ligero aumento de la temperatura de la superficie, por conducción de calor emitido por las regiones o capas internas.

Este ciclo se repite constantemente durante la laminación, y provoca variaciones de temperatura que existen entre el núcleo del cilindro y la superficie del mismo. A

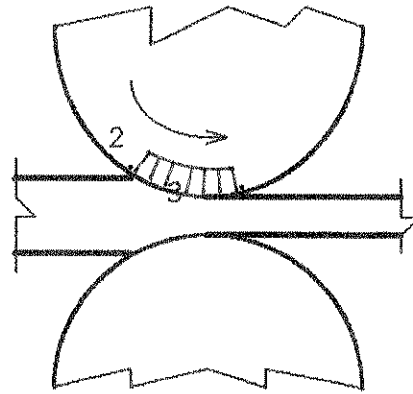
continuación se hace un análisis del efecto de fatiga térmica en un elemento de la superficie del cilindro durante una revolución del mismo:

- * **Región 1-2 de la figura 40a:** el elemento comienza a dilatar térmicamente debido a un ligero aumento de temperatura.
- * **Región 2-3 de la figura 40b:** debido a un abrupto aumento de temperatura existe una fuerte expansión del elemento. Dicha dilatación se vé restringida por el material frío adyacente, sometiendo el elemento a tensiones de compresión, como se ve en la figura 40c. Si dicha tensión es superior a la resistencia del material en compresión dicho elemento se deformará plásticamente.
- * **Región 3-4 de la figura 40d:** en esta región el elemento comienza a enfriarse y contraerse térmicamente. Dicha contracción es restringida por el material caliente adyacente y en consecuencia puede generar tensiones de tracción sobre el elemento que pueden generar grietas térmicas.
- * **Región 4-5 de la figura 40d:** las tensiones de tracción superficial aumentan en el punto 5 cuando la temperatura del elemento llega abajo de las temperaturas interiores, haciendo que el elemento superficial quede contraído térmicamente en relación a las regiones interiores del cilindro. Este efecto produce también grietas por fatiga térmica.

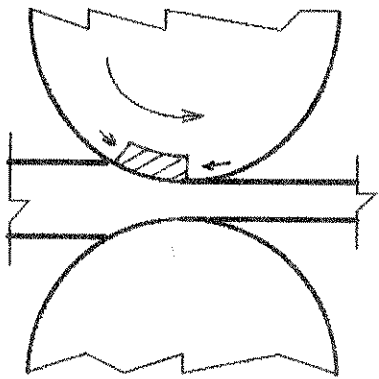
Figura 40. Esquema de elementos sometidos a las diferentes sollicitaciones térmicas



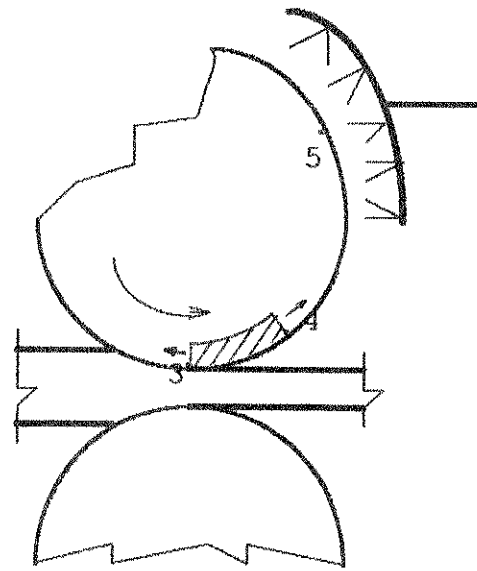
a)



b)



c)



d)

e) Evaluación del diseño

Para poder desarrollar la fase de evaluación, se hace el análisis del comportamiento de la temperatura en la superficie del cilindro de la primera caja del Duo Tandem con los dos sistemas de refrigeración en cuestión. Desafortunadamente, es demasiado costoso el poder hacer un análisis del comportamiento de la temperatura de un cilindro en sus diferentes capas y es por ello que en este caso se toma como referencia el comportamiento de la temperatura en la superficie.

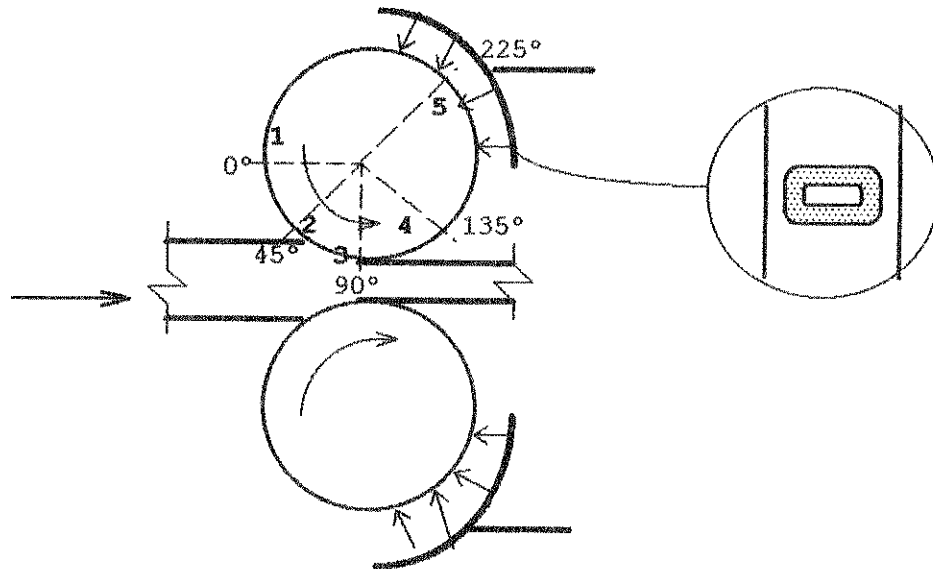
Como se mencionó en algún momento, para poder hacer la evaluación del diseño, se deben de realizar pruebas o ensayos cuyos resultados deben de reflejar los objetivos que se desean alcanzar con el mismo. Para poder hacer el análisis del diseño se toma como punto de partida el ensayo hecho en el sistema de refrigeración continua y como paso siguiente se presentan los resultados obtenidos con el sistema de refrigeración intermitente, que efectivamente reflejan una reducción de los rangos de gradiente térmico.

f) Condiciones del ensayo con refrigeración intermitente

- * Tipo de refrigeración = intermitente
- * Temperatura de la barra = 900 °C
- * Velocidad angular del cilindro = 189 RPM
- * Figura de la canal del cilindro = falso óvalo

- * Tiempo de contacto de la barra con el cilindro = 11.92 s.
- * Tiempo de enfriamiento sin barra = 31.28 seg
- * Temperatura del agua de refrigeración = 30 °C
- * Dispositivo de refrigeración = tubos curvos con perforaciones ovaladas como se muestra en la figura 41.

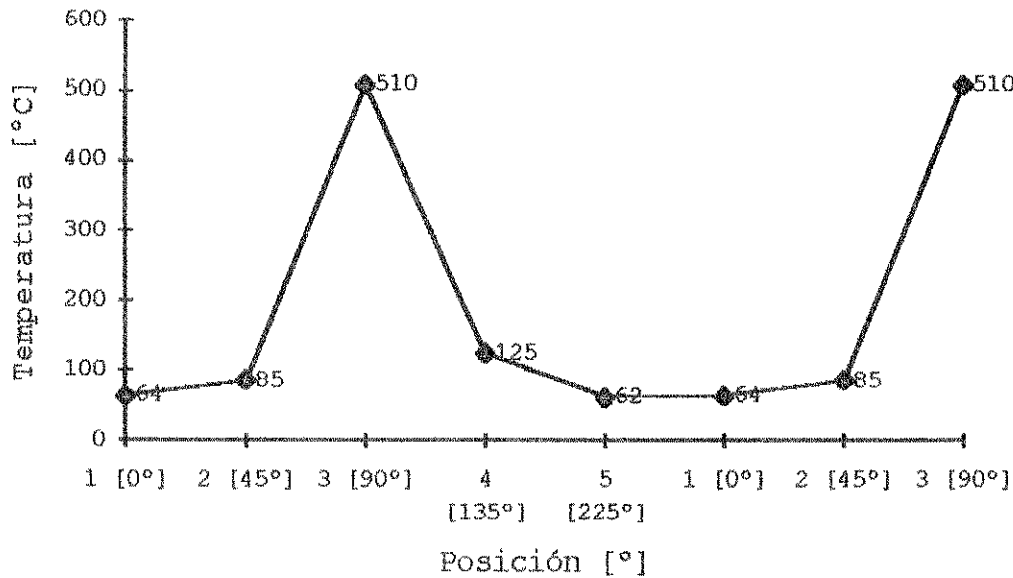
Figura 41. Refrigeración intermitente por medio de tubos curvos con perforaciones ovaladas, e indicación de los puntos monitoreados



Para corroborar los logros obtenidos con el nuevo sistema de refrigeración también se grafica (figura 42), los resultados obtenidos de la medición de las temperaturas promedio en cinco puntos del perímetro del cilindro en la primera revolución.

T1o = 64°C	T4 = 125°C
T2 = 85°C	T5 = 62°C
T3 = 510°C	

Figura 42. Gráfica del comportamiento de la temperatura de la superficie del cilindro con el sistema de refrigeración intermitente



Los resultados del ensayo son claros en el sentido que efectivamente con el diseño del sistema de refrigeración intermitente, los gradientes de temperatura se reducen en todas las regiones del perímetro del cilindro, aún cuando la temperatura de operación del mismo (T_{10}) se incrementa aproximadamente 20°C .

Si se analiza la región del cilindro 4-5, se determina que debido a que se interrumpe el flujo de agua inmediatamente después de que el cilindro deja de tener contacto con la barra, el cambio de temperatura no es tan brusco, como si tuviésemos un enfriamiento permanente.

Es importante acotar que con cualquier sistema de refrigeración, los mayores gradientes de temperatura en la superficie del cilindro, se dan en la primera revolución en contacto con la barra, y cuando deja de tener contacto con ella. Esto debido a que cuando no existe contacto barra-cilindro se da la extracción de calor de la superficie del mismo, y el descenso de temperatura es alto.

El sistema es más funcional, cuando el intervalo de tiempo entre la salida de una barra y la entrada de otra en el canal, es mayor a los 25 segundos, como sucede en los cilindros en estudio. En casos contrarios no vale la pena y se aconseja que el enfriamiento sea continuo. Por último otro de los aspectos de importancia para la eficiencia del enfriamiento, es la forma de los agujeros de aspersion, que en este caso por ser una canal con forma de falso óvalo, se diseña el agujero ovalado, para que abarque completamente la canal y el chorro de aspersion sea en forma de abanico.

g) Presentación del diseño

Luego de haber hecho el análisis y la evaluación correspondiente, se presenta el diseño el cual está conformado por los siguientes sistemas:

- * Sistema hidráulico,
- * sistema neumático y
- * sistema eléctrico.

El *sistema hidráulico*, lo constituye el dispositivo de aspersión, que en este caso está fabricado con un tubo galvanizado de 3/4", circunferencial, con 120° de arco cada aspersor, y perforaciones ovaladas en todo el perímetro del tubo (ver figura 41), con el fin de cubrir todo el canal, dichas perforaciones distanciadas aproximadamente 10 mm. Además de los aspersores, también se tiene una válvula de mariposa con accionamiento neumático, la cual se encarga de interrumpir o no, el flujo de agua de enfriamiento, además una válvula de compuerta, la tubería y los accesorios.

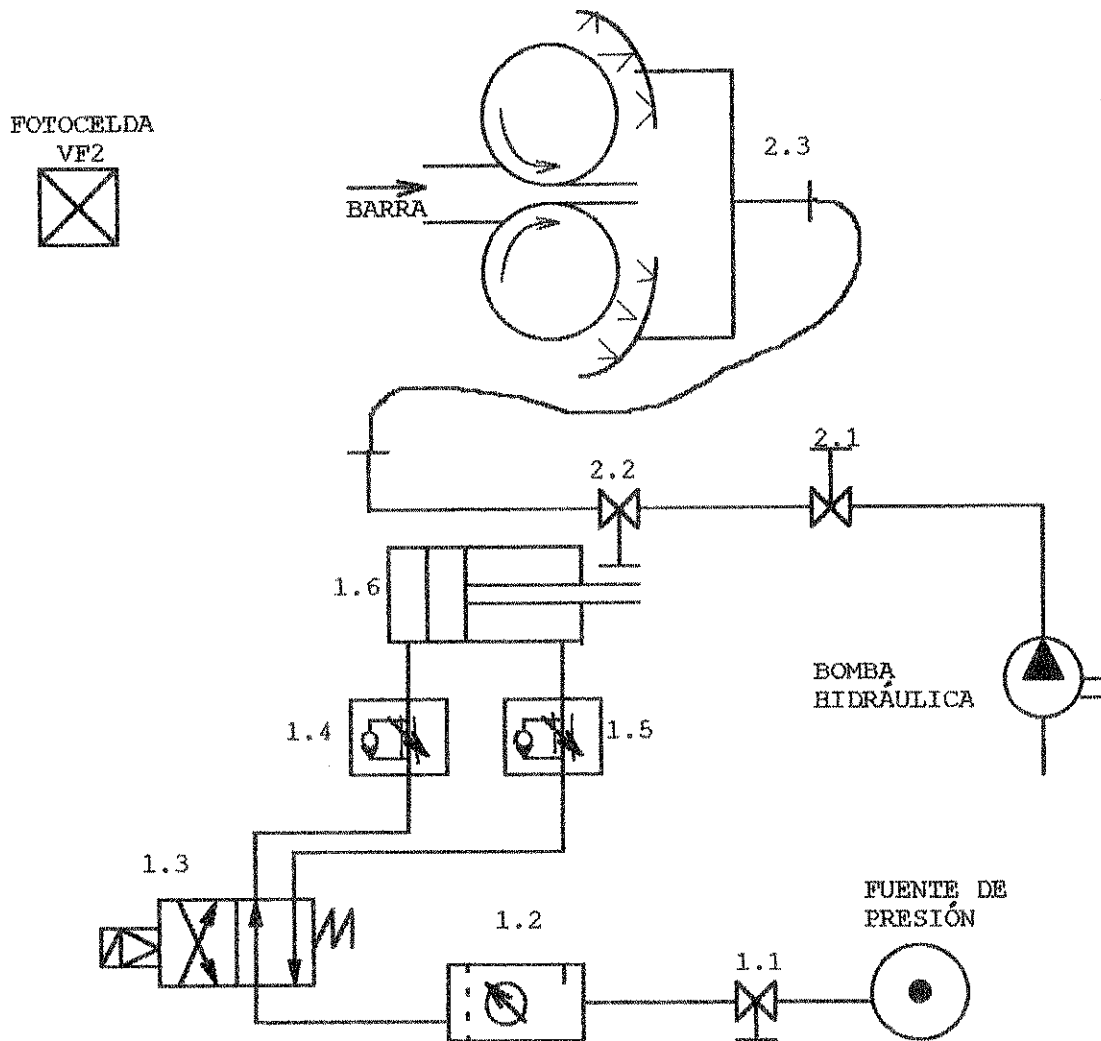
El *sistema neumático*, está constituido por la electroválvula para el accionamiento del cilindro que abre y cierra la válvula de mariposa, las mangueras y accesorios. La disposición de ambos sistemas, tanto el hidráulico, como el neumático se esquematizan en la figura 43.

Y por último el *sistema eléctrico*, el cual está constituido por dos fotoceldas y el diagrama eléctrico para la operación del sistema. Dicho diagrama se muestra en la figura 44.

h) Funcionamiento

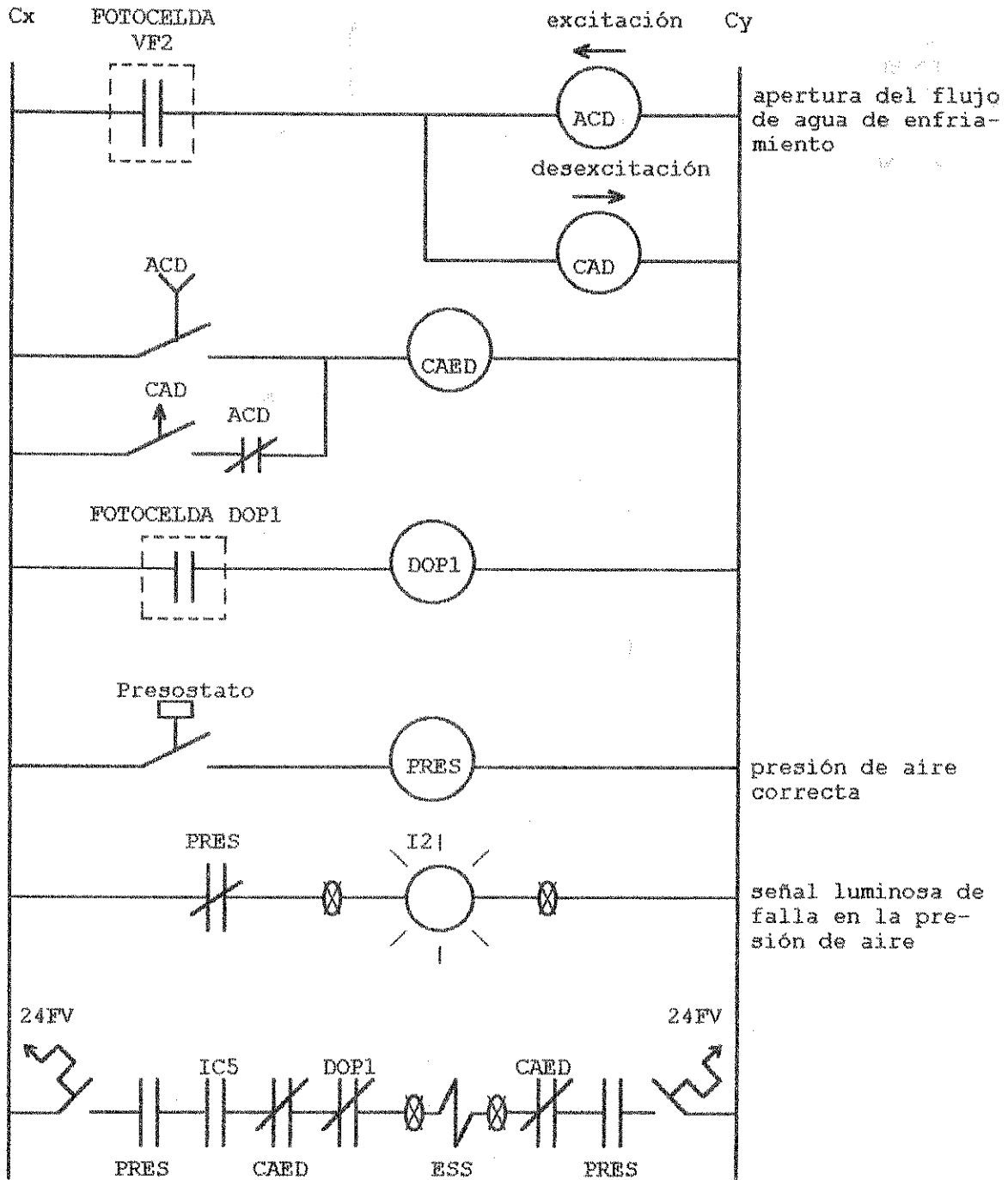
La mejor forma de comprender el funcionamiento del nuevo diseño, es interpretando el diagrama eléctrico, ya que este indica de donde son tomadas las señales de mando, cómo son traducidas en otras formas de señal, y la manera como se relaciona unas con otras para lograr el fin deseado, y

Figura 43. Esquema hidráulico y neumático



- 1.1. Válvula de cierre neumática (accionamiento manual)
- 1.2. Unidad de mantenimiento
- 1.3. Válvula de 4/2 vías (neumática)
- 1.4,1.5 Válvula antiretorno con estrangulación, regulable
- 1.6. Cilindro de doble efecto (neumático)
- 2.1. Válvula de cierre hidráulico (accionamiento manual)
- 2.2. Válvula de cierre hidráulico (accionamiento neumático)
- 2.3. Dispositivo de refrigeración.

Figura 44. Esquema eléctrico de control y potencia



Cx-Cy 110 V. alterna

Simbología del esquema eléctrico:



Contacto normal abierto.



Contacto normal cerrado.



Bobina de relé.



Bobina de relé con retardo a la excitación.



Bobina de relé con retardo a la desexcitación.



Contacto de relé con retardo a la excitación.



Contacto de relé con retardo a la desexcitación.



Presostato.



Luz piloto.



Protección termomagnética (flipón).



Electroválvula.

además los dispositivos necesarios para lograr el funcionamiento eficiente de dicho sistema.

* *Relé con retardo a la excitación (ACD)*: es un dispositivo de control, que en el momento que su bobina recibe una excitación eléctrica, produce un retardo ajustable en el cierre de sus contactos auxiliares normalmente abiertos o bien en la apertura de sus contactos auxiliares normalmente cerrados, y al ser suprimida la excitación eléctrica de la bobina, la apertura o cierre de los contactos auxiliares es inmediata, respectivamente.

* *Relé con retardo a la desexcitación (CAD)*: es un dispositivo de control, que al momento de ser suprimida la excitación eléctrica a su bobina, produce un retardo ajustable en el cierre de sus contactos auxiliares normalmente abiertos o bien en la apertura de sus contactos auxiliares normalmente cerrados, y en el momento de recibir excitación eléctrica la bobina, la apertura o cierre de los contactos auxiliares será inmediata, respectivamente.

* *Fotocelda VF2 (Detector de rayos infrarojos)*: es un sensor constituido principalmente, de una celda de sulfuro de plomo que reacciona ante la presencia de material caliente (en este caso la barra caliente), enviando una señal eléctrica a un relé que acciona un juego de contactos auxiliares.

* *Electroválvula (ESS)*: es una válvula distribuidora (en este caso de flujo de aire), cuyo mando es un pulso eléctrico.

* *Presostato*: es un dispositivo mecánico, con la capacidad de detectar cambios de presión en un sistema.

Condición inicial: la electroválvula ESS está energizada y suprime el paso de agua. Esto quiere decir que si la electroválvula se desenergiza, hay paso de agua.

Análisis del diagrama: inicialmente en el circuito de potencia todos los contactos están cerrados por lo que la electroválvula está energizada y no hay paso de agua. Existen contactos temporizados (entiendase por "temporizado" el retardo que hay entre una acción y una reacción después de transcurrido cierto tiempo), debido a que como transcurre algún tiempo desde que la fotocelda vé la barra hasta que ésta entra en los cilindros, las señales no pueden ser instantaneas sino temporizadas.

Cuando la fotocelda VF2 vé la barra cierra su contacto y energiza la bobina de relé con retardo a la excitación ACD en este momento se abre el contacto ACD y además inicia el conteo para que aproximadamente a los 5 segundos se cierre el contacto de rele con retardo a la excitación ACD y energice la bobina CAED, mientras que el contacto de relé con retardo a la desexcitación CAD, se cierra instantaneamente.

Al energizarse la bobina CAED, abren los contactos CAED en el circuito de potencia y desenergiza la electroválvula ESS, en ese momento inicia la refrigeración de los cilindros, justo cuando la barra está en contacto con los mismos.

Posteriormente, cuando la fotocelda VF2, deja de ver la barra, abre de nuevo su contacto y desenergiza la bobina de relé con retardo a la excitación ACD por lo que el contacto de relé con retardo a la excitación ACD se abre instantáneamente y el contacto ACD se vuelve a cerrar. El contacto de relé con retardo a la desexcitación CAD, permanece cerrado hasta que transcurre el tiempo calculado para que la barra deje de tener contacto con los cilindros que es de aproximadamente 7 segundos; en este momento aún tiene agua el cilindro.

Transcurridos los 7 segundos el contacto de relé con retardo a la desexcitación CAD, abre y desenergiza la bobina CAED, y en consecuencia los contactos CAED en el circuito de potencia se vuelven a cerrar y se interrumpe el paso de agua debido a que la electroválvula ESS se volvió a energizar. Dicho ciclo será repetitivo.

Como cualquier sistema, éste cuenta con protecciones para garantizar que si por algún motivo falla algún elemento o dispositivo, los cilindros siempre estén refrigerados. Por lo mismo cuenta con un presostato cuyo contacto permanecerá cerrado en presencia de aire y los contactos en el circuito de potencia PRES, permanecerán también cerrados.

Entonces si por algún motivo falta aire el contacto PRESOSTATO, se abre, desenergiza la bobina PRES y abre los contactos PRES en el circuito de potencia, con lo que se desenergiza la electroválvula ESS y se garantiza que hay paso de agua de refrigeración.

Además se cuenta con una llave, la cual si en algún momento hay algún problema en el sistema, se puede accionar para que abra el contacto IC5 y desenergice la electroválvula ESS y permita el paso de agua de refrigeración. Además, el circuito cuenta con protecciones termomagnéticas (o flípones).

5. ANÁLISIS DE LAS TENSIONES TÉRMICAS Y MECÁNICAS
PRODUCIDAS EN LOS CILINDROS DE LAMINACIÓN
DE UNA PLANTA EN PARTICULAR

5.1. Análisis de las tensiones mecánicas

El análisis y cálculo de las tensiones de tipo mecánico a las que están sometidos los cilindros durante el proceso de laminación, es de vital importancia para su diseño, es decir, que la magnitud de la presión de laminación o fuerza de separación y en consecuencia los esfuerzos a los que están sometidos, ayudan a poder hacer una adecuada escogencia del material del cual deben estar fabricados, así como poder determinar las dimensiones de los cuellos, para que estos no se fracturen.

Además, el tipo y diseño de los rodamientos soporte de los cilindros, está basado en los cálculos de la magnitud de la fuerza de separación. Lo mismo sucede con los acoplamientos y los engranes de las cajas reductoras.

Por último, la fuerza de separación produce un par, el cual tiende a torsionar los cilindros. El par resistente es el que el motor debe producir para poder vencer la resistencia de los cilindros a la torsión. Es decir, que si por algún motivo se desea laminar una sección de 300 mm² en una caja destinada para laminar una sección de 200 mm², se

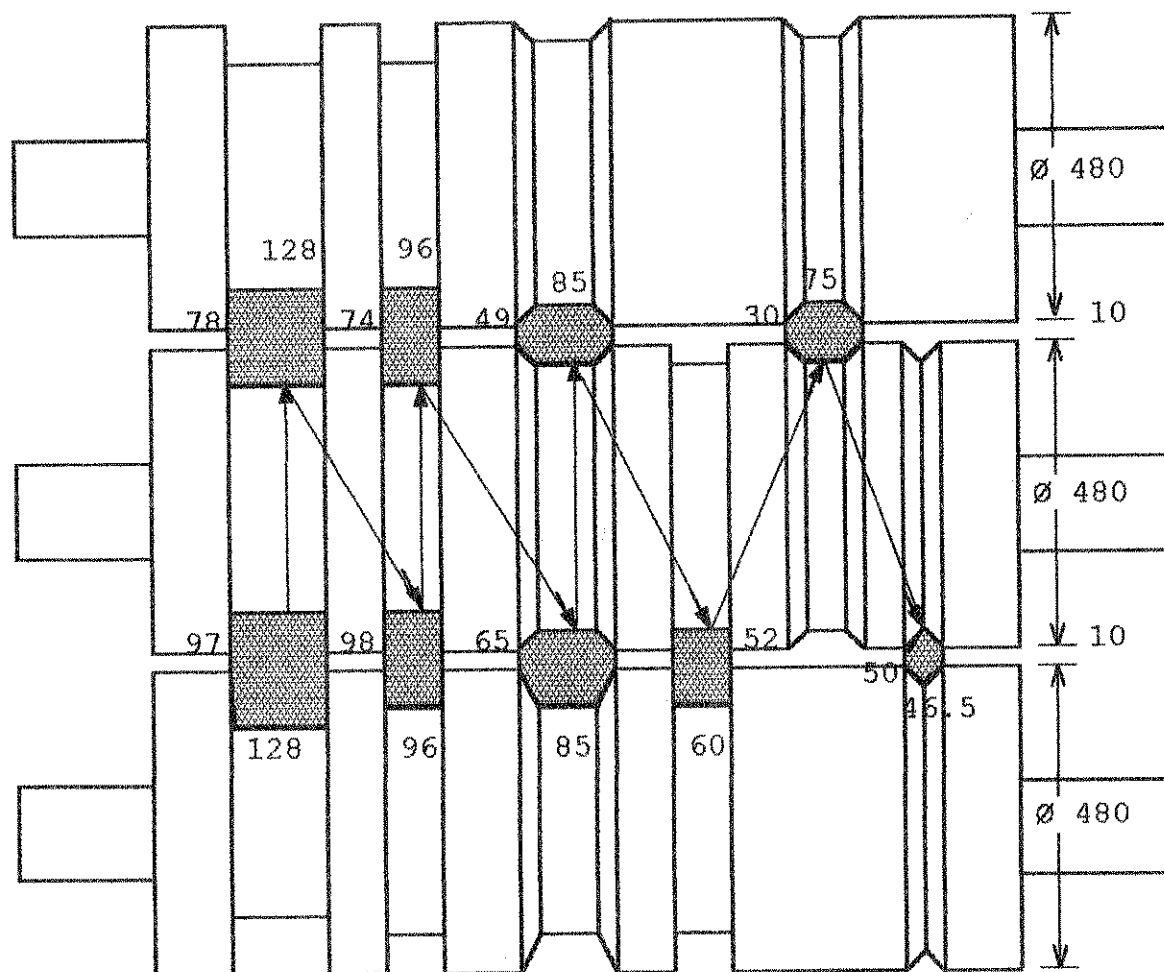
debe calcular el esfuerzo al que están sometidos los diferentes elementos como acoples, piñones, etc., y determinar si el motor puede suministrar la suficiente potencia para laminar la nueva sección, además de determinar si dichos esfuerzos no sobrepasan los límites de resistencia del material del cual están fabricados los cilindros.

5.1.1. Análisis de las tensiones mecánicas para el tren de desbaste

Como se indico con anterioridad, el tren de laminación de INDETA, inicialmente está constituido por un tren de desbaste, el cual lo conforma una caja trío, es decir, que cuenta con tres cilindros: un cilindro inferior, un intermedio y un superior. En dicha caja se llevan a cabo las primeras nueve deformaciones (o reducciones de sección) del lingote, luego de salir del horno de calentamiento. Para poder desarrollar los cálculos se proporciona en la figura 45, un esquema de la disposición del trío de cilindros, las dimensiones de cada paso y secuencias de entrada.

Por tratarse de una caja trío, en la que se llevan a cabo nueve deformaciones de la barra, inicialmente se debe calcular el *área de presión (o área de contacto)* en cada una de las pasadas y determinar la mayor; la cual al ser multiplicada por la resistencia total a la deformación de la barra, indicará el paso (o calibre) donde los cilindros son sometidos a la mayor fuerza de separación.

Figura 45. Esquema de calibración de un trío de desbaste, dimensiones y secuencia de entrada de la barra en cada paso. Medidas en mm



a) Cálculo del área de presión

Para dicho cálculo se toma como base la calibración de la figura 45, en la cual es importante anotar que los pasos superiores entran a los pasos inferiores de canto o volteados (es decir girados 90° respecto de la horizontal).

Se considera que hay ensanchamiento en cada pasada y además se tiene que hacer la transformación del rombo del paso 9 a un rectángulo de área equivalente.

Para hallar la figura rectangular equivalente del rombo del paso 9 que tiene un ancho $b = 46.5$ mm y una altura $h = 50$ mm, se utiliza el procedimiento de áreas equivalentes descrito en el capítulo 1. Haciendo $b_{max} = 46.5$ mm y sabiendo que el área "A" del rombo es de $1,162.5$ mm² encontramos que $h_{max} = A/b_{max}$. Es decir que $h_{max} = 1,162.5/46.5$; $h_{max} = 25$ mm. Con lo que el rombo de $b = 46.5$ mm x $h = 50$ mm, se transforma en una figura rectangular de $b = 46.5$ mm x $h = 25$ mm. Con esta información se elabora la tabla I, para el cálculo del área de presión, con el auxilio de una hoja electrónica.

Tabla I. Cálculo del área de presión para los nueve pasos del trío de desbaste

	Paso 1	Paso 2	Paso 3	Paso 4	Paso 5	Paso 6	Paso 7	Paso 8	Paso 9
Area de presión	7017.8	7768.1	6285.0	6484.5	6399.4	5163.1	5014.5	4637.7	3862.8
b1	115.0	121.0	78.0	87.8	74.0	84.3	49.0	61.5	30.0
b2	121.0	127.3	87.8	95.8	84.3	89.6	61.5	68.9	46.5
b _m	118.0	124.2	82.9	91.8	79.1	86.9	55.3	65.2	38.3
R	196.5	206.0	196.0	208.0	212.5	220.5	219.0	230.0	232.5
h1	115.0	97.0	127.3	98.0	95.8	65.0	89.6	52.0	68.9
h2	97.0	78.0	98.0	74.0	65.0	49.0	52.0	30.0	25.0
Δh	18.0	19.0	29.3	24.0	30.8	16.0	37.6	22.0	43.9
E	6.0	6.3	9.8	8.0	10.3	5.3	12.5	7.3	14.6

Donde:

- A_p = área de presión = $b_m \sqrt{R \Delta h}$,
 b_1 = ancho de la sección de la barra al entrar,
 b_2 = ancho de la sección de la barra al salir,
 b_m = ancho medio del paso considerado = $(b_1+b_2)/2$,
 R = radio del cilindro en la profundidad del canal,
tomando en cuenta un diámetro de cilindros de 480 mm,
y una abertura entre los mismos de 10 mm,
 h_1 = altura de la sección de la barra al entrar,
 h_2 = altura de la sección de la barra al salir,
 Δh = $h_1 - h_2$,
 E = ensanchamiento; en forma general = $(h_1-h_2)/3$.

De acuerdo con los resultados obtenidos en la tabla I, se determina que es en el paso 2 donde se tiene la mayor proyección del área de contacto (o área de presión); se confirma entonces, que en dicho paso es donde los cilindros se someten a la mayor fuerza de separación. Como segundo paso, se calcula el valor de dicha fuerza y con el dato obtenido se hallan los valores de los diferentes tipos de esfuerzos a los que se someten los cilindros en los puntos más críticos (cuellos).

b) Cálculo de la fuerza de separación

En la tabla II, se realizan los cálculos de la fuerza de separación, con el auxilio de una hoja electrónica, aplicando la fórmula de Ekelund y considerando los siguientes parámetros:

Tabla II. Cálculo de la fuerza de separación en el paso 2 de los cilindros del trío de desbaste

* Ancho de la barra a la entrada,	$b_1 = 121$	[mm]
* ancho de la barra a la salida,	$b_2 = 127.3$	[mm]
* ancho medio,	$b_m = 124.15$	[mm]
* radio del cilindro en la profundidad del canal,	$R = 206$	[mm]
* altura de entrada,	$h_1 = 97$	[mm]
* altura de salida,	$h_2 = 78$	[mm]
* altura e - altura s,	$\Delta h = 19$	[mm]
* ensanchamiento,	$E = 6.33$	[mm]
* temperatura de la barra,	$t = 1100$	[°C]
* porcentaje de Carbono,	$\%C = 0.33$	[%]
* porcentaje de Manganeso,	$\%Mn = 1.16$	[%]
* porcentaje de Cromo,	$\%Cr = 0.15$	[%]
* resistencia a la deformación plana homogénea (ó límite de fluencia del material a t°C),	$K_p = 8.81$	[Kg/mm ²]
* coeficiente de plasticidad (ó coeficiente de viscosidad del material a t°C),	$\xi = 0.03$	[Kg.s/mm ²]
* velocidad angular del cilindro,	$\omega = 117.65$	[rpm]
* velocidad de laminación,	$v = 2537.98$	[mm/s]
* coeficiente de rozamiento externo, (ó coeficiente de fricción entre el cilindro y la barra a t°C),	$\mu = 0.4$	[°C]
* resistencia a la deformación, inherente o natural del material,	$Q = 9.07$	[Kg/mm ²]
* resistencia debida a las fuerzas de rozamiento barra-cilindro,	$M = 1.10$	[Kg/mm ²]
* resistencia total a la deformación	$K = 9.97$	[Kg/mm ²]
* área de presión	$A_p = 7767.07$	[mm ²]
PRESION TOTAL O FUERZA DE SEPARACION	$p = 77399$	[Kg]
Peso del cilindro	$w = 2000$	[Kg]

- * Se lamina lingotes G.60 con los porcentajes de C, Mn y Cr anotados en la hoja de cálculo. (Dichos datos fueron obtenidos del análisis químico de la colada de donde proviene dicho lingote, proporcionados por el Centro Integral de Calidad de la corporación A.G.).
- * Se considera que los cilindros son de fundición gris.
- * Además se debe tener en cuenta que la barra ensancha a la entrada de la canal.

Luego de calcular la máxima fuerza de separación (tabla II), se procede a calcular el valor de las fuerzas de reacción sobre los cuellos del cilindro (intermedio).

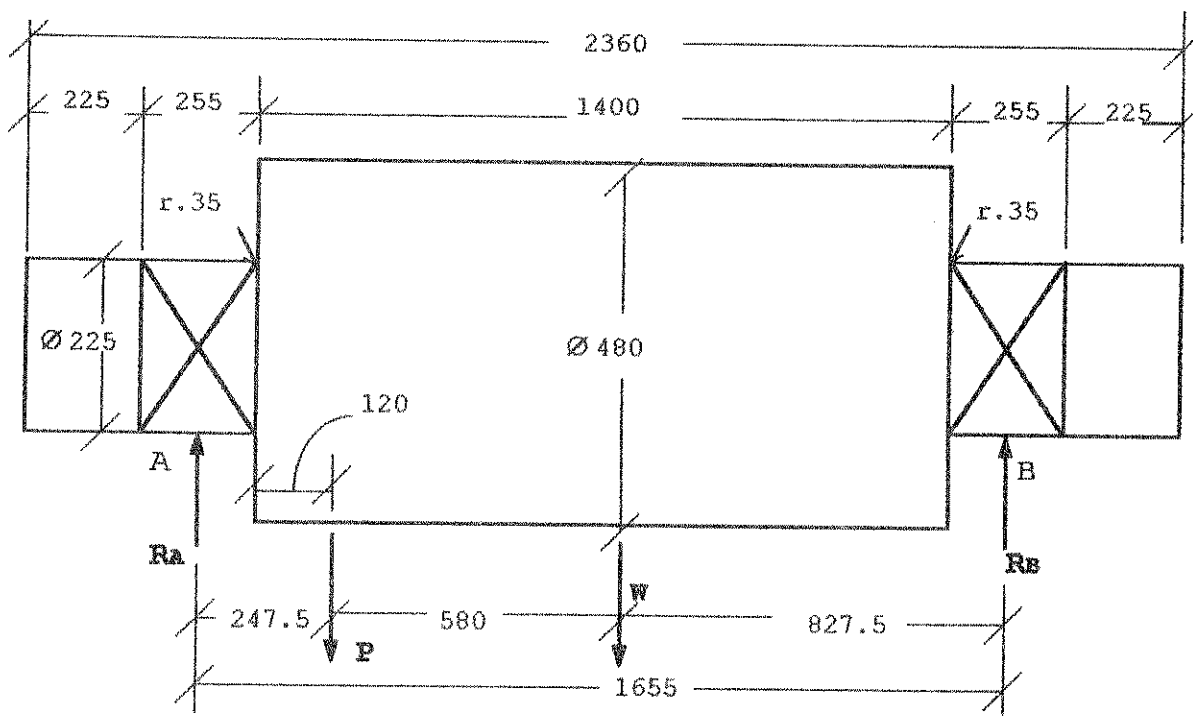
c) Cálculo de las reacciones RA y RB

se considera el punto de aplicación de cada reacción en la mitad de la longitud de apoyo de los cojinetes de deslizamiento de fibra fenólica; además la aplicación de la fuerza de separación se da a 120 mm a la izquierda de la tabla del cilindro (ver figura 46).

$\Sigma M_B = 0$		$\Sigma M_A = 0$	
P = 77399	[Kg]	P = 77399	[Kg]
bP = 1407.5	[mm]	bP = 247.5	[mm]
W = 2000	[Kg]	W = 2000	[Kg]
bW = 827.5	[mm]	bW = 827.5	[mm]
bRA = 1655	[mm]	bRB = 1655	[mm]
RA = 66824.2	[Kg]	RB = 12574.8	[Kg]

Definitivamente, la sección sometida a mayor esfuerzo en un cilindro de laminación, es la sección de transición entre el cuello y la tabla (o diámetro mayor del cilindro); además de ser una zona de alta concentración de tensiones. Por lo que, conociendo las cargas a las que están sometidos los cilindros, se calcula los esfuerzos en dicha sección.

Figura 46. Dimensiones y diagrama de cuerpo libre del cilindro intermedio del desbaste

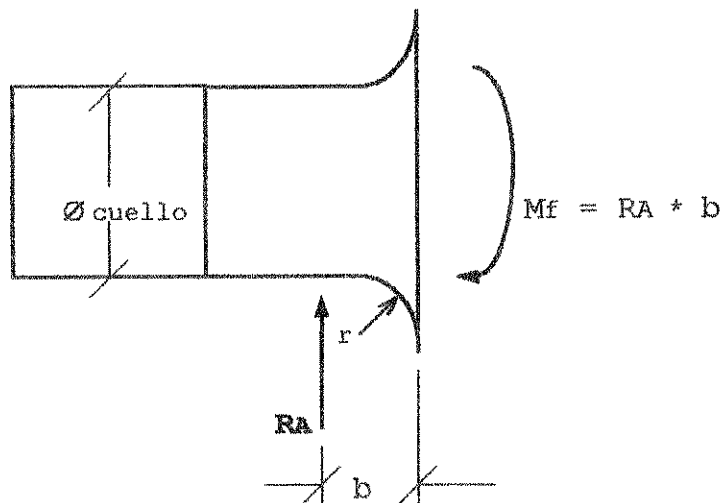


d) Cálculo del momento flexionante

Para el cálculo hay que hacer referencia al diagrama de cuerpo libre de la figura 47, el cual representa la porción del cilindro a la izquierda de la sección de transición entre la tabla y el cuello, mostrado en la figura 46.

Reacción $RA = 66824.2$ [Kg]
 Brazo $b = 127.5$ [mm]
 Momento $M_f = 8520085.5$ [Kg·mm]
 flector

Figura 47. Diagrama de cuerpo libre del cuello del cilindro



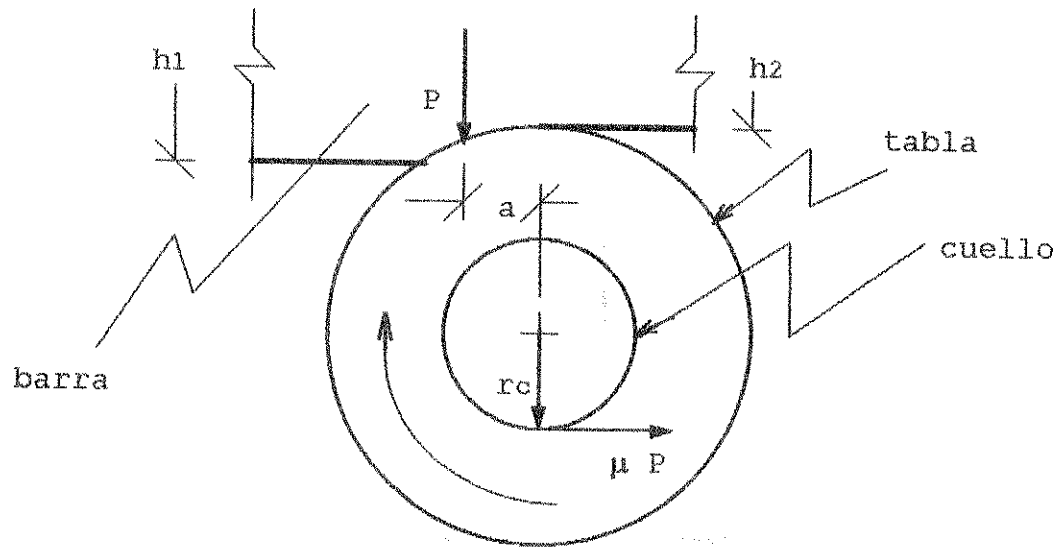
e) Cálculo del momento torsionante

Para dicho cálculo, se hace referencia a la figura 48, donde se presenta una vista frontal de la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro.

$R = 206$ [mm]
 $\Delta h = 19$ [mm]
 $P = 77399$ [kg]
 $a = 31.28$ [mm]
 $T_P = 2421117$ [kg·mm]

$$\begin{aligned}
 r_c &= 112.5 && [\text{mm}] \\
 \mu &= 0.02 \\
 T_f &= 174147.8 && [\text{kg}\cdot\text{mm}] \\
 \\
 T &= 2595265 && [\text{kg}\cdot\text{mm}]
 \end{aligned}$$

Figura 48. Representación de las fuerzas que provocan un par sobre el cuello del cilindro



Donde:

$$a = \text{brazo} = 0.5 * \sqrt{R * \Delta h}$$

$T_P = P * a =$ par producido por la fuerza de separación,

$r_c =$ radio del cuello del cilindro,

$\mu =$ coeficiente de fricción para cojinetes de fibra,

$T_f = \mu * P * r_c =$ par producido por la fricción cuello-cojinete de fibra fenólica,

$T = T_P + T_f =$ par total ejercido sobre un cilindro.

El valor del par calculado anteriormente unicamente se toma como referencia, ya que en este caso, debido a que se conoce la potencia del motor que acciona la caja trío, se parte de la misma para el cálculo del par que se ejerce sobre cada cilindro dividiendo el resultado obtenido, entre dos, ya que lo que se quiere es conocer el par al que se somete un solo cilindro. Por medio de la siguiente fórmula:

$$\text{Par [Kg}\cdot\text{m]} = \frac{\text{Potencia [HP]} * 60 * 75}{2 \pi * \text{RPM}}$$

Pot =	1360	[HP]
RPM =	117.7	[rev/min]
T _m =	8279.0	[Kg·m]
T_{mc} =	4139506.9	[Kg·mm]

Donde:

Pot = potencia del motor de la caja trío.

RPM = revoluciones por minuto del cilindro intermedio.

T_m = par del motor transmitido a la caja trío.

T_{mc} = par del motor que se transmite a cada cilindro.

El par máximo T_{mc}, que puede transmitir el motor a cada cilindro, es el que se considera como el momento máximo de torsión T sobre el cuello.

f) Cálculo del momento flector equivalente

Por estar los cilindros sujetos a esfuerzos combinados tanto de flexión como de torsión, se debe calcular el momento flector equivalente. La explicación del análisis de la combinación de esfuerzos, está fuera de los objetivos del presente trabajo. Por lo que únicamente se anota la fórmula, la cual se detalla para los cilindros de fundición.

$$M_{feq} = 0.35 M_F + 0.65 \sqrt{M_F^2 + T^2}$$

Momento flector	$M_F = 8520085.5$	[Kg·mm]
Momento torsor	$T = 4139506.9$	[Kg·mm]
Momento flector equivalente	$M_{feq} = 9139124.7$	[Kg·mm]

Por considerar la sección de transición entre el cuello y la tabla, una zona de alta concentración de tensiones, se debe encontrar el factor aumentativo de la tensión auxiliándose de la figura 19. De donde se obtiene los siguientes resultados:

$r = 35$	[mm]
$d = 225$	[mm]
$D = 480$	[mm]
$r/d = 0.16$	
$d/D = 0.5$	
$\alpha_k = 1.6$	
$M_{fd} = 9139124.7$	[Kg·mm]
$M_{fd} = 14622599.5$	[Kg·mm]

Donde:

r = radio del acuerdo del cilindro,
d = diámetro del cuello del cilindro,
D = diámetro de la tabla del cilindro,
 α_k = factor de concentración de tensiones,
Mfd = Momento flector de diseño.

g) Cálculo del esfuerzo normal máximo

Ya con el valor del momento flector de diseño se puede encontrar los esfuerzos normales a los que está sometida la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{fd}}{0.1 d^3}$$

$$\begin{aligned} M_{fd} &= 14622599.5 \quad [\text{Kg}\cdot\text{mm}] \\ d &= 225 \quad [\text{mm}] \\ \sigma_{\max} &= 12.84 \quad [\text{Kg}/\text{mm}^2] \end{aligned}$$

Como se observa, el valor de la tensión normal obtenida no excede el valor de resistencia del cilindro, que se puede considerar de fundición nodular perlítica, que por lo general tiene una resistencia a la tracción entre 55/60 Kg/mm². Lo cual indica que se dispone de un factor de seguridad de aproximadamente 4.3.

5.1.2. Análisis de las tensiones mecánicas para el tren Duo Tandem

El tren Duo Tandem, está constituido por dos cajas Duo, en Tandem, las cuales cuentan con un reductor común para ambas, lo que significa que un único motor mueve los cilindros de las dos cajas, como se muestra en la figura 49a. En este caso se analiza los esfuerzos a los que están sometidos los cilindros de la primera caja.

Figura 49. a) Disposición de las dos cajas del tren Duo T.
b) Calibración 1a. caja Duo Tandem

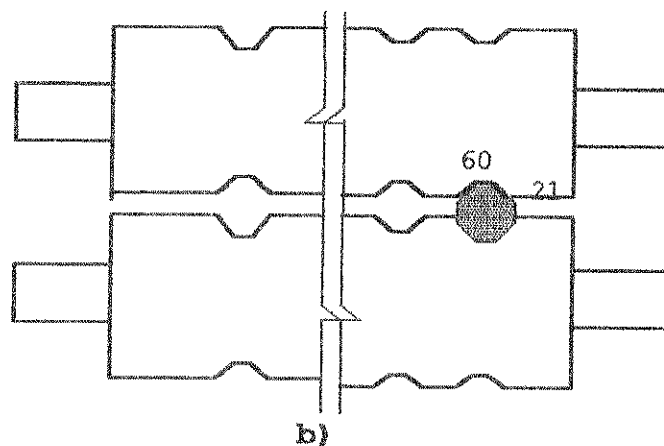
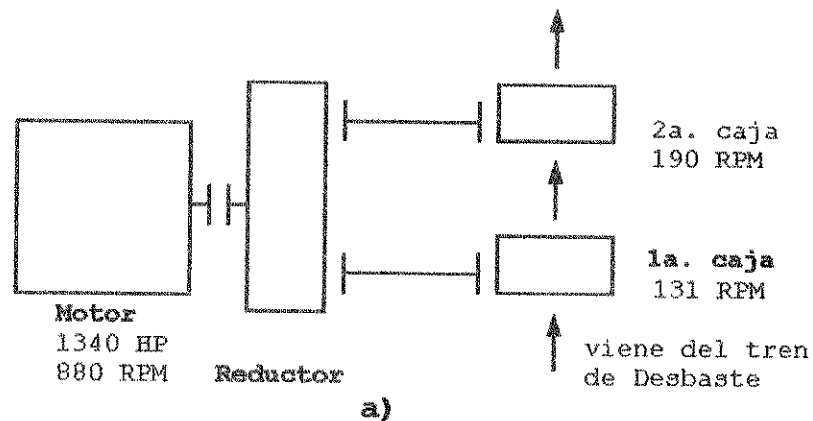


Tabla III. Cálculo de la fuerza de separación en la primera caja del tren Duo Tandem

* Ancho de la barra a la entrada,	$b_1 = 39.5$	[mm]
* ancho de la barra a la salida,	$b_2 = 60$	[mm]
* ancho medio,	$b_m = 49.75$	[mm]
* radio del cilindro en la profundidad del canal,	$R = 183.36$	[mm]
* altura de entrada,	$h_1 = 39.5$	[mm]
* altura de salida,	$h_2 = 16.78$	[mm]
* altura e - altura s,	$\Delta h = 22.72$	[mm]
* ensanchamiento,	$E = 7.57$	[mm]
* temperatura de la barra,	$t = 900$	[°C]
* porcentaje de Carbono,	$\%C = 0.33$	[%]
* porcentaje de Manganeso,	$\%Mn = 1.16$	[%]
* porcentaje de Cromo,	$\%Cr = 0.15$	[%]
* resistencia a la deformación plana homogénea (ó límite de fluencia del material a t°C),	$K_p = 14.68$	[Kg/mm ²]
* coeficiente de plasticidad (ó coeficiente de viscosidad del material a t°C),	$\xi = 0.05$	[Kg.s/mm ²]
* velocidad angular del cilindro,	$\omega = 131$	[rpm]
* velocidad de laminación,	$v = 2515.39$	[mm/s]
* coeficiente de rozamiento externo, (ó coeficiente de fricción entre el cilindro y la barra a t°C),	$\mu = 0.48$	[°C]
* resistencia a la deformación, inherente o natural del material,	$Q = 16.25$	[Kg/mm ²]
* resistencia debida a las fuerzas de rozamiento barra-cilindro,	$M = 1.40$	[Kg/mm ²]
* resistencia total a la deformación	$K = 22.69$	[Kg/mm ²]
* área de presión	$A_p = 3211.07$	[mm ²]
PRESION TOTAL O FUERZA DE SEPARACION	$p = 72869$	[Kg]
Peso del cilindro	$w = 839$	[Kg]

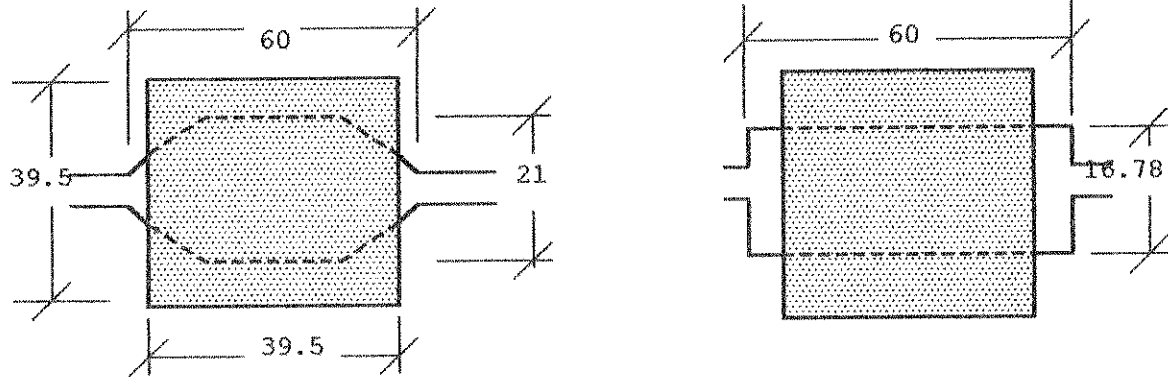
a) Cálculo de la fuerza de separación

En la tabla III, se realizan los cálculos de la fuerza de separación con el auxilio de una hoja electrónica, aplicando la fórmula de Ekelund y considerando los siguientes parámetros:

- * Se laminan lingotes G.60 con los porcentajes de C, Mn y Cr anotados en la hoja de cálculo. (Dichos datos fueron obtenidos del análisis químico de la colada de donde provienen dichos lingotes, proporcionados por el Centro Integral de Calidad CIC de la corporación A.G.)
- * Se considera que los cilindros son de fundición gris.
- * Además se debe tener en cuenta que la barra ensancha a la entrada de la canal.

Como se anotó, todas las fórmulas se desarrollan considerando la laminación de secciones rectangulares. Por lo que antes de entrar en el cálculo de la fuerza de separación se calcula la sección equivalente a la platina calibrada en la 1a. caja. En la figura 50, se ilustra la forma en que ingresa la sección cuadrada de 39.5 mm por lado (proveniente del tren de desbaste), en la platina (o falso óvalo) y además, la forma en que el mismo cuadrado ingresa en la sección rectangular equivalente a dicha platina.

Figura 50. Forma en que ingresa el cuadrado que viene del tren de desbaste en la platina de la 1a. caja y los rectángulos equivalentes



A platina = 1007 mm^2

Dimensiones del rectángulo
equivalente a la platina:

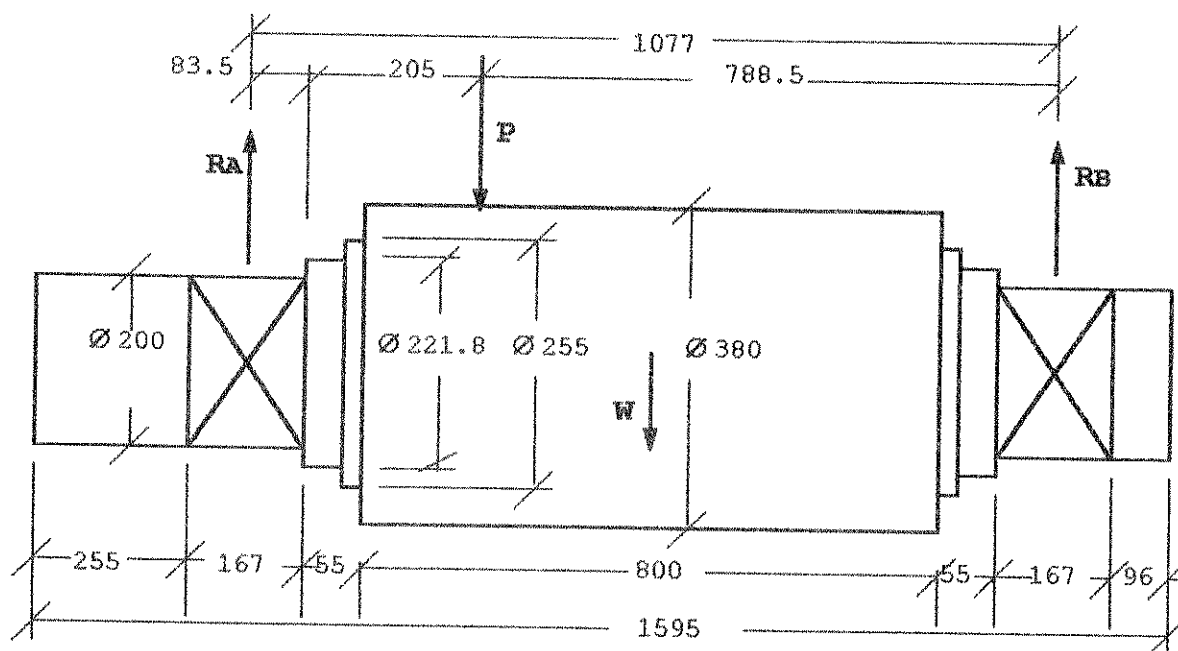
$$h_{\max} = 60 \text{ mm}$$

$$b_{\max} = 1007 \text{ mm}^2 / 60 \text{ mm}$$

$$b_{\max} = 16.78 \text{ mm}$$

Luego de calcular el valor de la fuerza de separación, se calcula el valor de las fuerzas de reacción sobre los cuellos del cilindro. Se determina que al pasar la barra por el primer calibre de izquierda a derecha se obtiene el máximo valor de RA; que produce el máximo esfuerzo de flexión en la sección de transición entre el cuello y la tabla.

Figura 51. Dimensiones y diagrama de cuerpo libre del cilindro inferior de la 1a. caja del Duo Tandem



b) Cálculo de las reacciones RA y RB

se considera el punto de aplicación de cada reacción en la mitad de la longitud de apoyo de los rodamientos; además la aplicación de la fuerza de separación se da a 205 mm a la izquierda de la tabla del cilindro (ver figura 51).

$$\sum M_B = 0$$

$$P = 72869 \quad [\text{Kg}]$$

$$b_P = 788.5 \quad [\text{mm}]$$

$$W = 839 \quad [\text{Kg}]$$

$$b_W = 538.5 \quad [\text{mm}]$$

$$b_{R_A} = 1077 \quad [\text{mm}]$$

$$R_A = 53768.8 \quad [\text{Kg}]$$

$$\sum M_A = 0$$

$$P = 72869 \quad [\text{Kg}]$$

$$b_P = 288.5 \quad [\text{mm}]$$

$$W = 839 \quad [\text{Kg}]$$

$$b_W = 538.5 \quad [\text{mm}]$$

$$b_{R_B} = 1077 \quad [\text{mm}]$$

$$R_B = 19939.2 \quad [\text{Kg}]$$

La sección sometida a los mayores esfuerzos es la de transición entre el cuello y la tabla, por lo que a continuación se calculan los esfuerzos en dicha sección.

c) Cálculo del momento flexionante

Para el cálculo hay que hacer referencia al diagrama de cuerpo libre de la figura 47, el cual representa la porción del cilindro a la izquierda de la sección de transición entre la tabla y el cuello, mostrado en la figura 51.

Reacción	RA = 53768.8	[Kg]
Brazo	b = 83.5	[mm]
Momento flector	Mf = 4489694.8	[Kg·mm]

d) Cálculo del momento torsionante

Para dicho cálculo se hace referencia a la figura 48, donde se presenta una vista frontal de la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro.

En la cual para este caso se tienen los datos siguientes:

R =	183.36	[mm]
Δh =	22.72	[mm]
P =	72869	[kg]
a =	32.27	[mm]
TP =	2351632	[kg·mm]

$r_c = 100$ [mm]
 $\mu = 0.004$
 $T_f = 29147.6$ [kg·mm]
 $T = 2380779$ [kg·mm]

Donde:

$a = \text{brazo} = 0.5 * \sqrt{R * \Delta h}$
 $T_P = P * a = \text{par producido por la fuerza de separación,}$
 $r_c = \text{radio del cuello del cilindro,}$
 $\mu = \text{coeficiente de fricción para rodamientos antifricción,}$
 $T_f = \mu * P * r_c = \text{par producido por la fricción cuello-rodamiento antifricción,}$
 $T = T_P + T_f = \text{par total sobre un cilindro.}$

Al igual que en el análisis anterior, el par calculado, únicamente se toma como referencia, ya que por conocer la potencia del motor que acciona las dos cajas, se parte de la misma para el cálculo del par al que son sometidos los cilindros de la la. caja. Se calcula el par máximo que puede transmitir el motor a la primera caja (aun cuando dicha potencia deberá ser transmitida en cierta proporción a cada una de las dos cajas). Por medio de la siguiente fórmula:

$$\text{Par [Kg·m]} = \frac{\text{Potencia [HP]} * 60 * 75}{2 \pi * \text{RPM}}$$

$Pot = 1360$ [HP]
 $RPM = 131.0$ [rev/min]
 $T_m = 7435.3$ [Kg·m]
 $T_{mc} = 3717656.4$ [Kg·mm]

Donde:

Pot = Potencia del motor que acciona las dos cajas Duo.

RPM = Revoluciones por minuto del cilindro inferior.

T_m = Par del motor transmitido a la la. caja duo.

T_{mc} = T = Par del motor que se transmite a cada cilindro.

e) Cálculo del momento flector equivalente

La fórmula específica para el cálculo de dicho momento en cilindros de fundición, es la siguiente:

$$M_{feq} = 0.35 M_f + 0.65 \sqrt{M_f^2 + T^2}$$

Momento flector M_f = 4489694.8 [Kg·mm]

Momento torsor T = 3717656.4 [Kg·mm]

Momento flector M_{feq} = 5360303.8 [Kg·mm]

equivalente

Por considerar la sección de transición entre el cuello y el diámetro mayor adyacente, una zona de alta concentración de tensiones, se debe encontrar el factor aumentativo de la tensión auxiliándose de la figura 19. Aun cuando la reducción del diámetro de la tabla y el del cuello se dá de una forma escalonada, aquí se asume un cambio brusco de Ø 380 mm a Ø 200 mm. De donde se obtiene los siguientes resultados:

$r = 4$ [mm]
 $d = 200$ [mm]
 $D = 380$ [mm]
 $r/d = 0.02$
 $d/D = 0.5$
 $\alpha_k = 2.2$
 $M_{feq} = 5360303.8$ [Kg·mm]
 $M_{fd} = 11792668.4$ [Kg·mm]

f) Cálculo del esfuerzo normal máximo

Con el valor del momento flector de diseño se puede encontrar los esfuerzos normales a los que está sometida la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{fd}}{0.1 d^3}$$

$M_{fd} = 11792668.4$ [Kg·mm]
 $d = 200$ [mm]
 $\sigma_{max} = 14.74$ [Kg/mm²]

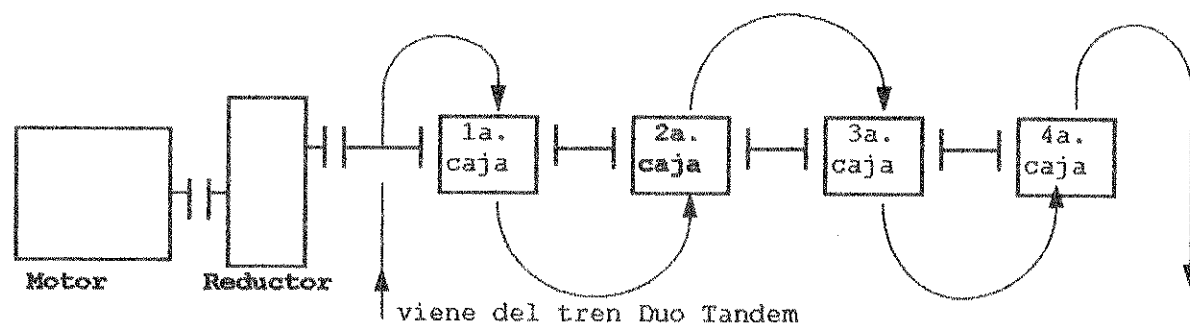
Como se observa, el valor de la tensión normal obtenida no excede el valor de resistencia del cilindro, que se puede considerar de fundición nodular perlítica, que por lo general tiene una resistencia a la tracción entre 55/60 Kg/mm². Lo cual indica que se dispone de un factor de seguridad de aproximadamente 3.7 .

Puede pensarse que es un factor de seguridad alto, pero el mismo tiene en cuenta el carácter sólo aproximado de los anteriores cálculos, más una serie de factores inseguros, como sobrecargas, temperatura baja del material a laminar, imperfecciones en el mismo, etc.

5.1.3. Análisis de las tensiones mecánicas para el tren abierto y continuo

En los dos anteriores análisis, se tomó en cuenta que ya se conocía la potencia del motor que accionaba las cajas y el material de los cilindros, y lo que se hizo fue corroborar la correcta escogencia de los mismos. En este caso, para la 2a. caja del tren abierto, se analiza cómo influye la temperatura del material a laminar en la fuerza de separación y para la 3a. caja del tren continuo, se determina la potencia necesaria para laminar determinada sección y el material más idóneo del cual deben ser fabricados los cilindros.

Figura 52. Disposición de las cuatro cajas del tren abierto



El tren abierto de la planta de laminación Indeta, cuenta con cuatro cajas duo, dispuestas de la forma mostrada en la figura 52, inicialmente se hace el análisis de la fuerza de separación sobre los cilindros de la 2a. caja. Y se grafica el comportamiento de la fuerza de separación vrs. temperatura de laminación.

a) Cálculo de la fuerza de separación

En la tabla IV, se muestra la hoja electrónica, utilizada para los cálculos de la fuerza de separación. Se inicializan los cálculos con una temperatura de laminación de 1000 °C hasta 500 °C con intervalos de 25 °C. Se consideran los siguientes parámetros importantes:

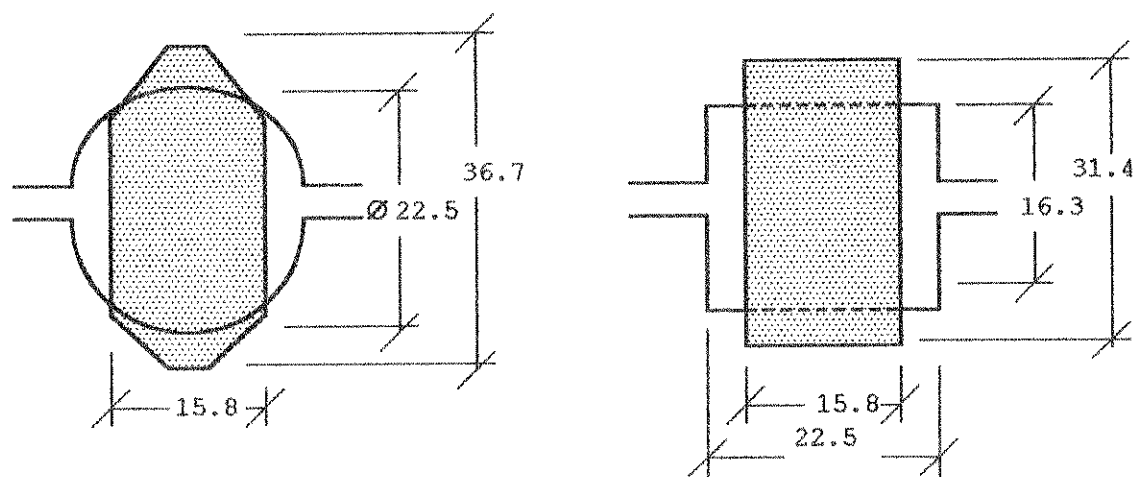
- * Se lamina lingote G.60 con los porcentajes de C, Mn, y Cr anotados en la hoja de cálculo. (Los datos fueron obtenidos del análisis químico de la colada de donde proviene dicho lingote, proporcionados por el Centro Integral de Calidad CIC de la corporación A.G.).

- * Se debe tener en cuenta que la barra ensancha a la entrada de la canal.

Como ya se mencionó, todas las fórmulas han sido desarrolladas, considerando la laminación de secciones rectangulares. Por lo que antes de entrar en el cálculo de la fuerza de separación, se debe encontrar la sección equivalente tanto a la platina que proviene de la primera

caja, como del redondo de la segunda. En la figura 53, se ilustra la forma en que ingresa la platina en el redondo, y además, la forma en que ingresa la sección rectangular equivalente a la platina, en la sección rectangular equivalente al redondo.

Figura 53. Forma en que ingresa la platina en el redondo y rectángulos equivalentes



A platina = 497.0 mm²
 A redondo = 366.4 mm²

Dimensiones del rectángulo
 equivalente a la platina:

b_{max} = 15.8 mm
 h_{max} = 497.0 mm²/15.8 mm
 h_{max} = 31.4 mm

Dimensiones del rectángulo
 equivalente al redondo:

b_{max} = 22.5 mm
 h_{max} = 366.4 mm²/22.5 mm
 h_{max} = 16.3 mm

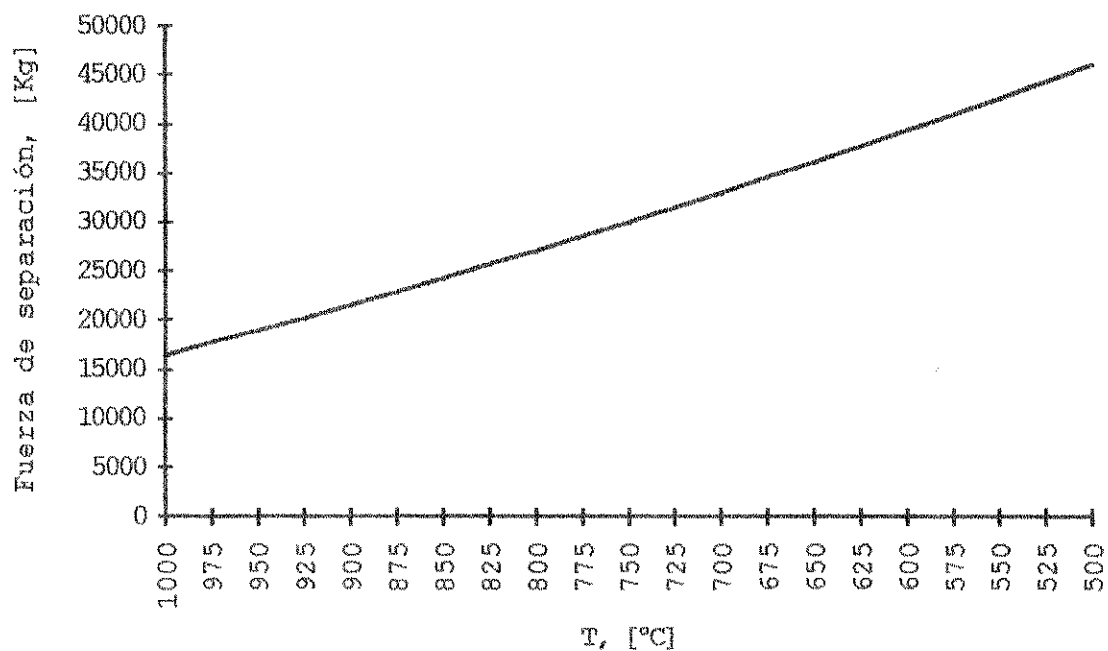
Tabla IV. Cálculo de la fuerza de separación en la segunda caja del tren abierto

* Ancho de la barra a la entrada,	$b_1 = 15.8$	[mm]
* ancho de la barra a la salida,	$b_2 = 22.5$	[mm]
* ancho medio,	$b_m = 19.15$	[mm]
* radio del cilindro en la profundidad del canal,	$R = 143.35$	[mm]
* altura de entrada,	$h_1 = 31.4$	[mm]
* altura de salida,	$h_2 = 16.3$	[mm]
* altura e - altura s,	$\Delta h = 15.1$	[mm]
* ensanchamiento,	$E = 5.03$	[mm]
* temperatura de la barra,	$t = 1000$	[°C]
* porcentaje de Carbono,	$\%C = 0.33$	[%]
* porcentaje de Manganeso,	$\%Mn = 1.16$	[%]
* porcentaje de Cromo,	$\%Cr = 0.15$	[%]
* resistencia a la deformación plana homogénea (ó límite de fluencia del material a t°C),	$K_p = 11.74$	[Kg/mm ²]
* coeficiente de plasticidad (ó coeficiente de viscosidad del material a t°C),	$\xi = 0.04$	[Kg.s/mm ²]
* velocidad angular del cilindro,	$\omega = 295$	[rpm]
* velocidad de laminación,	$v = 4428.42$	[mm/s]
* coeficiente de rozamiento externo, (ó coeficiente de fricción entre el cilindro y la barra a t°C),	$\mu = 0.44$	[°C]
* resistencia a la deformación, inherente o natural del material,	$Q = 14.15$	[Kg/mm ²]
* resistencia debida a las fuerzas de rozamiento barra-cilindro,	$M = 1.31$	[Kg/mm ²]
* resistencia total a la deformación	$K = 18.50$	[Kg/mm ²]
* área de presión	$A_p = 890.96$	[mm ²]
PRESION TOTAL O FUERZA DE SEPARACION	$p = 16479$	[Kg]
Peso del cilindro	$w = 463$	[Kg]

Tabla V. Cálculo de la fuerza de separación a diferentes temperaturas de laminación

Temperatura de laminación [°C]	Fuerza de separación [Kg]	Temperatura de laminación [°C]	Fuerza de separación [Kg]
1000	16479	725	31460
975	17718	700	32970
950	18981	675	34504
925	20269	650	36063
900	21582	625	37646
875	22920	600	39254
850	24282	575	40887
825	25668	550	42544
800	27079	525	44226
775	28515	500	45932
750	29975		

Figura 54. Representación gráfica de los resultados obtenidos en la tabla V



En la tabla IV se ejemplifica el cálculo de la fuerza de separación para una temperatura de laminación de 1000 °C. Y en la tabla V se indican los resultados obtenidos para las diferentes temperaturas de laminación, desde 1000 °C hasta 500 °C, con intervalos de 25 °C; y dichos resultados son representados gráficamente en la figura 54.

Los resultados obtenidos en la tabla V y la representación gráfica de los mismos, refleja claramente, que la temperatura de laminación, es uno de los parámetros más importantes que define la magnitud de la fuerza de separación sobre los cilindros y en consecuencia, los esfuerzos a los que se someten las diferentes secciones de dichos cilindros.

En la gráfica de la figura 54, se ve que el incremento de la fuerza de separación respecto de la reducción de temperatura no mantienen ninguna proporción directa. En la tabla VI, por ejemplo, se observa que una reducción en la temperatura de laminación de un 50%, representa un aumento de la fuerza de separación de ~179 %.

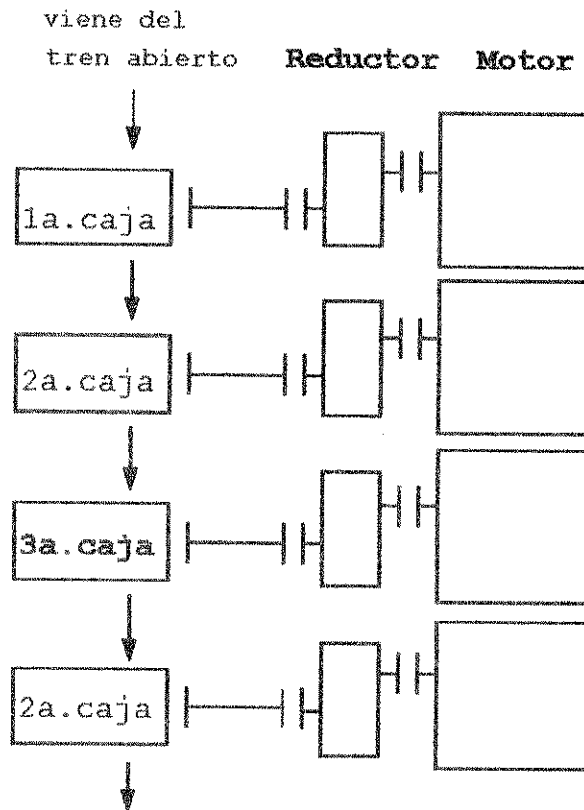
Del análisis de los resultados obtenidos y su interpretación gráfica, se puede reafirmar, que la temperatura de la barra a ser laminada, es uno de los parámetros más importantes y al que hay que ponerle la mayor atención durante el proceso.

Tabla VI. Porcentajes del aumento de la fuerza de separación con el decremento de la temperatura de laminación

Temperatura de laminación [°C]	Decremento de la temperatura [%]	Fuerza de separación [Kg]	Aumento de la fuerza de separación [%]
1000		16479	
975	2.50	17718	7.52
950	5.00	18981	15.18
925	7.50	20269	23.00
900	10.00	21582	30.97
875	12.50	22920	39.09
850	15.00	24282	47.35
825	17.50	25668	55.76
800	20.00	27079	64.32
775	22.50	28515	73.04
750	25.00	29975	81.90
725	27.50	31460	90.91
700	30.00	32970	100.07
675	32.50	34504	109.38
650	35.00	36063	118.84
625	37.50	37646	128.45
600	40.00	39254	138.21
575	42.50	40887	148.12
550	45.00	42544	158.17
525	47.50	44226	168.38
500	50.00	45932	178.73

Como última parte del análisis de las tensiones mecánicas a las que son sometidos los cilindros del tren de laminación de INDETA, se determina la potencia necesaria y el material de los cilindros, al laminar la sección correspondiente en la 3a. caja del tren continuo. El tren lo constituyen cuatro cajas duo en continuo (ver figura 55).

Figura 55. Disposición de las cuatro cajas del tren continuo



b) Cálculo de la fuerza de separación

En la tabla VII, se realizan los cálculos de la fuerza de separación, y se consideran los siguientes parámetros importantes:

- * Se lamina lingote G.60 con los porcentajes de C, Mn, y Cr anotados en la hoja de cálculo. (Los datos fueron obtenidos del análisis químico de la colada de donde proviene dicho lingote, proporcionados por el Centro Integral de Calidad CIC de la corporación A.G.)

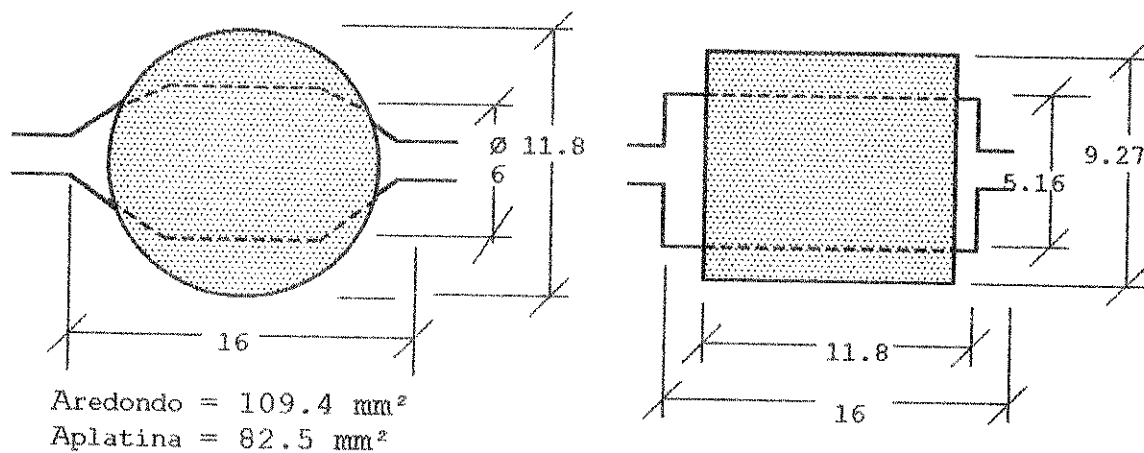
Tabla VII. Cálculo de la fuerza de separación en la tercera caja del tren continuo

* Ancho de la barra a la entrada,	$b_1 = 11.8$	[mm]
* ancho de la barra a la salida,	$b_2 = 16$	[mm]
* ancho medio,	$b_m = 13.9$	[mm]
* radio del cilindro en la profundidad del canal,	$R = 163.42$	[mm]
* altura de entrada,	$h_1 = 9.27$	[mm]
* altura de salida,	$h_2 = 5.16$	[mm]
* altura e - altura s,	$\Delta h = 4.11$	[mm]
* ensanchamiento,	$E = 1.37$	[mm]
* temperatura de la barra,	$t = 800$	[°C]
* porcentaje de Carbono,	$\%C = 0.33$	[%]
* porcentaje de Manganeso,	$\%Mn = 1.16$	[%]
* porcentaje de Cromo,	$\%Cr = 0.15$	[%]
* resistencia a la deformación plana homogénea (ó límite de fluencia del material a t°C),	$K_p = 17.61$	[Kg/mm ²]
* coeficiente de plasticidad (ó coeficiente de viscosidad del material a t°C),	$\xi = 0.06$	[Kg.s/mm ²]
* velocidad angular del cilindro,	$\omega = 407$	[rpm]
* velocidad de laminación,	$v = 6965.11$	[mm/s]
* coeficiente de rozamiento externo, (ó coeficiente de fricción entre el cilindro y la barra a t°C),	$\mu = 0.52$	[°C]
* resistencia a la deformación, inherente o natural del material,	$Q = 26.80$	[Kg/mm ²]
* resistencia debida a las fuerzas de rozamiento barra-cilindro,	$M = 2.15$	[Kg/mm ²]
* resistencia total a la deformación	$K = 57.69$	[Kg/mm ²]
* área de presión	$A_p = 360.24$	[mm ²]
PRESION TOTAL O FUERZA DE SEPARACION	P = 20781	[Kg]
Peso del cilindro	$w = 532$	[Kg]

* Se debe tener en cuenta que la barra ensancha a la entrada de la canal.

Previo al cálculo de la fuerza de separación se debe encontrar los rectángulos equivalentes al redondo y a la platina (falso óvalo) (ver figura 56).

Figura 56. Forma en la que ingresa el redondo de la 2a. caja a la platina de la 3a., y los rectángulos equivalentes



Dimensiones del rectángulo equivalente al redondo:

$$b_{\max} = 11.8 \text{ mm}$$

$$h_{\max} = 109.4 \text{ mm}^2 / 11.8 \text{ mm}$$

$$h_{\max} = 9.27 \text{ mm}$$

Dimensiones del rectángulo equivalente a la platina:

$$b_{\max} = 16 \text{ mm}$$

$$h_{\max} = 82.5 \text{ mm}^2 / 16 \text{ mm}$$

$$h_{\max} = 5.16 \text{ mm}$$

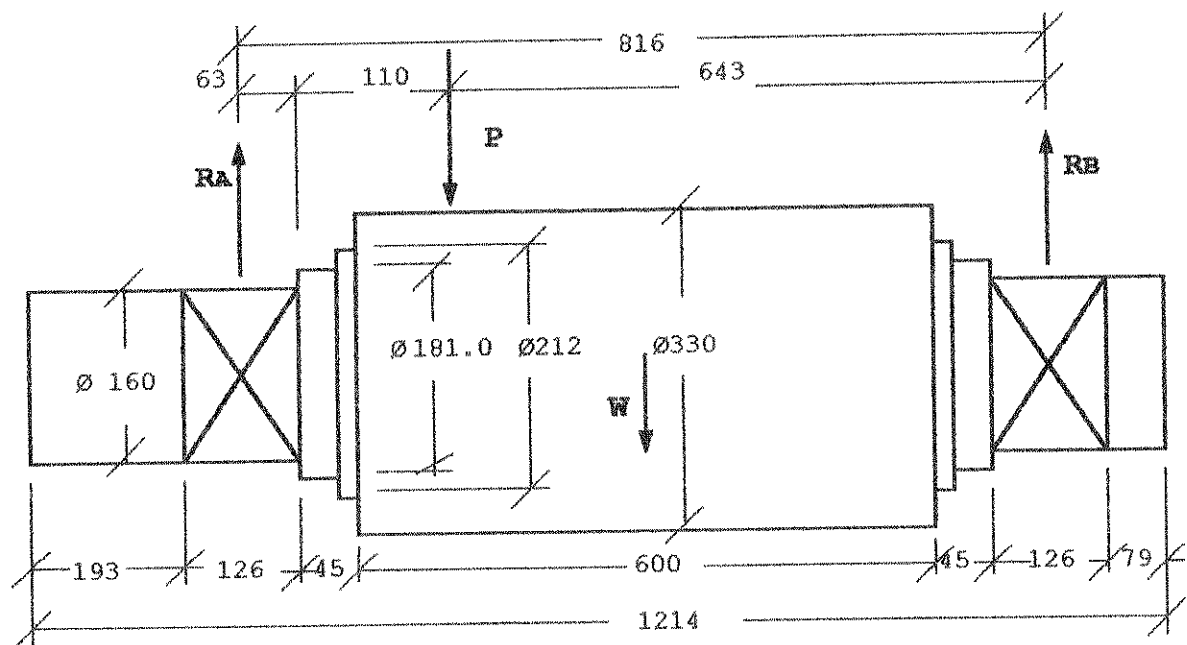
Luego de calcular la fuerza de separación, se puede calcular el valor de las fuerzas de reacción sobre los cuellos del cilindro.

c) Cálculo de las reacciones RA y RB

La aplicación de la fuerza de separación en el primer calibre de izquierda a derecha, producirá el máximo valor de la reacción RA. Por lo que se considera la aplicación de P, a 110 mm a la izquierda de la tabla del cilindro como se muestra en la figura 57.

$\Sigma M_B = 0$		$\Sigma M_A = 0$	
P = 20781	[Kg]	P = 20781	[Kg]
bP = 643	[mm]	bP = 173	[mm]
W = 532	[Kg]	W = 532	[Kg]
bW = 408	[mm]	bW = 408	[mm]
bRA = 816	[mm]	bRB = 816	[mm]
RA = 16641.2	[Kg]	RB = 4671.78	[Kg]

Figura 57. Dimensiones standar del cilindro, y el punto de aplicación de la fuerza de separación y las reacciones sobre los cuellos



Por ser la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro, una zona sometida a una alta concentración de tensiones, es la sección donde se calculan los esfuerzos debido a la aplicación de la fuerza de separación.

d) Cálculo del momento torsor

Para el cálculo del momento torsor, se debe hacer referencia de nuevo a la figura 48. En la cual se representa la acción de torsión que provoca la fuerza de separación y la fuerza de fricción.

$$\begin{aligned} R &= 163.42 \quad [\text{mm}] \\ \Delta h &= 4.11 \quad [\text{mm}] \\ P &= 20781 \quad [\text{kg}] \\ a &= 12.96 \quad [\text{mm}] \\ T_P &= 269283.6 \quad [\text{kg}\cdot\text{mm}] \\ \\ r_c &= 80 \quad [\text{mm}] \\ \mu &= 0.004 \\ T_f &= 6649.92 \quad [\text{kg}\cdot\text{mm}] \\ \\ \mathbf{T} &= \mathbf{275933.6} \quad [\text{kg}\cdot\text{mm}] \end{aligned}$$

Donde:

R = radio del cilindro en la profundidad del canal,

a = brazo = $0.5 * \sqrt{R * \Delta h}$,

$T_P = P * a$ = par producido por la fuerza de separación,

r_c = radio del cuello del cilindro,

μ = coeficiente de fricción para rodamientos antifricción

$T_f = \mu * P * r_c =$ par producido por la fricción cuello-rodamiento antifricción,

$T = T_P + T_f =$ par total sobre un cilindro.

Estimando un factor de servicio " η_r ", con un valor de 2., (el cual como sabemos considera cualquier incertidunre respecto de las cargas aplicadas). Entonces se tiene que: $2 * T$, será el par necesario que debe suministrar el motor y tendrá un valor de:

$T_d = \eta_r * T =$ par de diseño

$T_d = 2 * 275933.6$ [Kg·mm]

$T_d = 551867$ [Kg·mm]

$T_d = 552$ [Kg·m]

Y en consecuencia la potencia en HP, que debe tener el motor será:

$$\text{Potencia[HP]} = \frac{2 * \text{Par[Kg·m]} * 2\pi * \text{RPM}}{60 * 75}$$

$$\text{Potencia[HP]} = \frac{2 * 552 * 2\pi * 407}{60 * 75}$$

Potencia = 627 HP

Potencia = 467 KW

Hay que anotar que éste valor de potencia a las revoluciones indicadas, lo debería suministrar un motor utilizando unicamente una transmisión motor-caja. Pero si

utilizamos un reductor entre el motor y la caja, el motor a utilizar sería de menor potencia y mayor velocidad. Es importante mencionar, que el valor del factor de servicio, se da de acuerdo a la experiencia y a las condiciones de operación de la caja duo.

Continuando con el análisis, se determina el momento flector en la sección de transición entre el cuello y la tabla para determinar los esfuerzos correspondientes y decidir el material más idóneo del cilindro.

e) Cálculo del momento flexionante

Para dicho cálculo, nos remitimos a la figura 47, el cual representa la porción del cilindro a la izquierda de la sección de transición entre la tabla y el cuello mostrado en la figura 57.

Reacción	$RA = 16641.2$	[Kg]
Brazo	$b = 63$	[mm]
Momento flector	$Mf = 1048395.6$	[Kg·mm]

f) Cálculo del momento flector equivalente

Debido a la combinación de esfuerzos a los que son sometidos los cilindros, se calcula el esfuerzo flector equivalente.

$$M_{feq} = 0.35 M_f + 0.65 \sqrt{M_f^2 + T^2}$$

Momento flector $M_f = 1048395.6$ [Kg·mm]
 Momento torsor $T = 551867$ [Kg·mm]
Momento flector $M_{feq} = 1137041.9$ [Kg·mm]
equivalente

Por ser la sección de transición entre el cuello y el diámetro mayor adyacente, una zona de concentración de tensiones, se debe encontrar el factor aumentativo de la tensión auxiliándose de la figura 19. Entre el diámetro mayor (tabla del cilindro) y el diámetro menor (cuello), hay reducciones de sección escalonadas, por lo que se asume que tal escalonamiento no existe y que la reducción de sección se da de $\varnothing 330$ mm a $\varnothing 160$ mm, donde se obtiene que:

$r = 4$ [mm]
 $d = 160$ [mm]
 $D = 330$ [mm]
 $r/d = 0.03$
 $d/D = 0.5$
 $\alpha_k = 2.2$
 $M_{feq} = 1137041.9$ [Kg·mm]
 $M_{fd} = 2501492.2$ [Kg·mm]

g) Cálculo del esfuerzo normal máximo

Ya con el valor del momento flector de diseño se encuentran los esfuerzos normales a los que está sometida la sección de transición entre el cuello y la tabla del cilindro.

$$\sigma_{\max} = \frac{Mfd}{0.1 d^3}$$

$$Mfd = 2501492.2 \quad [\text{Kg} \cdot \text{mm}]$$

$$d = 160 \quad [\text{mm}]$$

$$\sigma_{\max} = 6.11 \quad [\text{Kg}/\text{mm}^2]$$

De acuerdo con los resultados obtenidos en otros trenes, según la literatura y fuentes de información primaria, así como a la experiencia propia, un factor de seguridad 5 resulta adecuado, razón por la cual, la resistencia del material para los cilindros, deberá ser \geq a $5 * 6.11$ $[\text{Kg} \cdot \text{mm}^2]$ o sea:

$$S_c \geq 5 * 6.11 \quad [\text{Kg} \cdot \text{mm}^2]$$

$S_c \geq 30.55 \quad [\text{Kg} \cdot \text{mm}^2]$ (Esto corresponde a resistencia de cilindros de fundición nodular perlítica)

5.2. Análisis de las tensiones térmicas

Los períodos alternos de calentamiento intenso y de un enfriamiento rápido de la superficie del cilindro, ya sea de corta o larga duración, originan peligrosas tensiones térmicas, además de las tensiones de tipo mecánico a las que está sometido el cilindro, que pueden causar graves daños al mismo si no se controlan periódicamente. Por tal motivo, el rendimiento de los cilindros, depende de un enfriamiento eficiente. Si por algún motivo el enfriamiento no existe o

es escaso, aparecen grietas en la superficie, las cuales denotan un enfriamiento ineficiente.

Es indiscutible que las grietas provocadas por las tensiones térmicas durante el proceso, son los defectos que mayormente influyen en la vida y rendimiento de los cilindros. Cuando se advierten, siempre es demasiado tarde, porque no sólo se forman con gran rapidez, sino que de la misma forma se ensanchan y penetran profundamente, y en el peor de los casos hasta causan la rotura del cilindro.

Desafortunadamente, no es fácil disponer del equipo necesario para realizar las mediciones respectivas del comportamiento de la temperatura en las diferentes capas de los cilindros de laminación. Por lo que los datos obtenidos en las mediciones realizadas, únicamente sirven de referencia para analizar el comportamiento de los ciclos de calentamiento y enfriamiento a los que se somete la superficie de los cilindros de los diferentes trenes.

A continuación se hace un análisis de las tensiones térmicas a las que son sometidos los cilindros del tren de desbaste, tren intermedio (Duo Tandem), tren abierto y tren continuo de la planta de laminación INDETA. Por facilidad dicho análisis está basado en el registro de temperaturas superficiales del cilindro superior de cada caja.

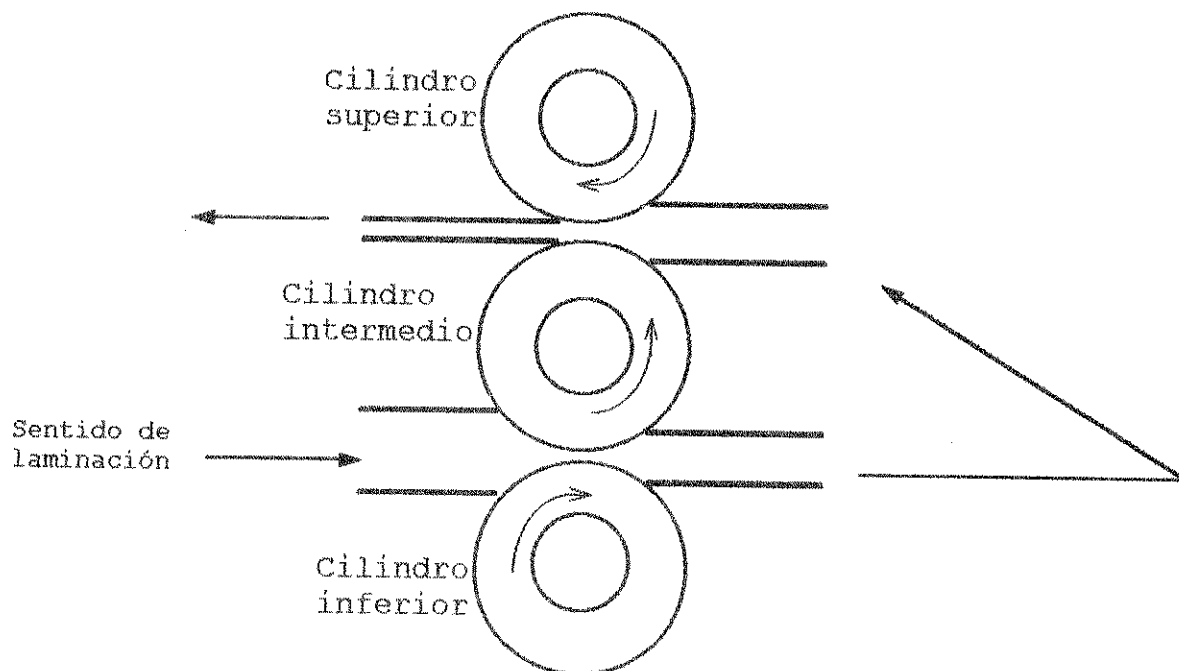
Con el auxilio de un termómetro laser, se monitorean diferentes puntos en la superficie del cilindro. Se hacen las mediciones de dichos puntos un instante antes de que

exista contacto barra-cilindro y durante el contacto barra-cilindro registrandose en el último de los casos las máximas temperaturas.

5.2.1. Análisis de las tensiones térmicas para el tren de desbaste

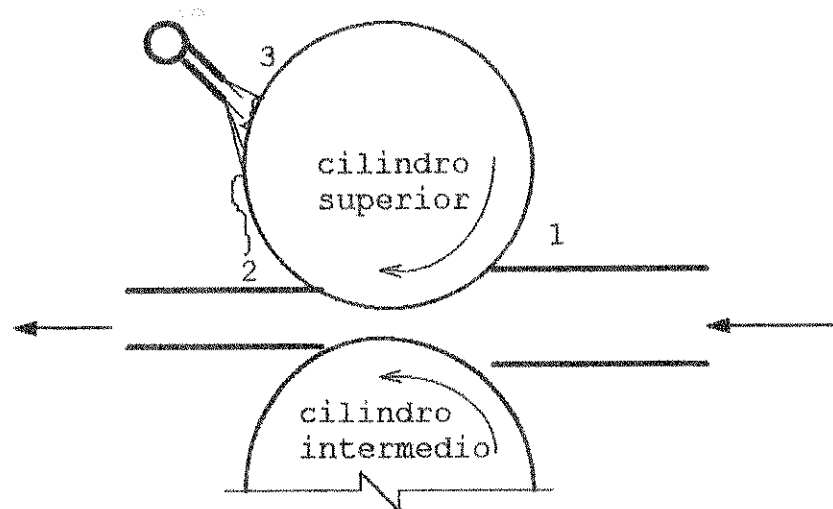
Como se mencionó, el tren de desbaste de la planta de barras INDETA, está constituido por un tren trío, el cual se encarga de realizar las primeras 9 deformaciones del lingote luego de haber salido del horno de precalentamiento.

Figura 58. Secuencia de entrada de la barra en el paso 1 y 2 del trío del desbaste



El referido tren, tiene la característica de que el cilindro intermedio (ver figura 58), está sometido a mayores ciclos de cambio de temperatura, ya que en cada pasada la barra está en contacto directo con el mismo; cosa que no sucede con el cilindro inferior y superior los cuales están en contacto directo con la barra unicamente en las pasadas (o pasos) impares y pares respectivamente. Por ejemplo en el paso 1 los cilindros que tienen contacto directo con la barra son el inferior y el intermedio; en el paso 2 los cilindros en contacto directo son el intermedio y el superior. Por lo que luego de cada campaña el cilindro que muestra mayor deterioro por fatiga térmica es el intermedio.

Figura 59. Localización de los puntos que fueron monitoreados en el cilindro



Donde:

- T_a = temperatura ambiente, [°C]
- T_1 = temperatura en 1 antes que entre la barra, [°C]
- T_2 = temperatura en 2 antes que entre la barra, [°C]

T3 = temperatura en 3 antes que entre la barra, [°C]
T1 max = temp. max. en 1 durante el paso de la barra, [°C]
T2 max = temp. max. en 2 durante el paso de la barra, [°C]
T3 max = temp. max. en 3 durante el paso de la barra, [°C]
t = tiempo de contacto barra-cilindro, [s].

Por facilidad de medición, se analiza el comportamiento de la temperatura en la superficie del cilindro superior, en el paso 2 y 4.

Es importante mencionar que las mediciones fueron efectuadas cuando se estaba laminando lingote de 115 x 115 mm de sección x 3000 mm de largo, y además, los cilindros ya habían trabajado aproximadamente cuatro horas en forma continua.

a) Características del sistema de refrigeración

- * Refrigeración continua,
- * toberas de \varnothing 12 mm con el orificio extremo ovalado,
- * presión del agua de refrigeración \approx 3 Bar,
- * temperatura del agua de refrigeración \approx 30 °C,
- * distancia de las toberas a la superficie del canal 130 mm.

b) Resultados obtenidos en el paso 2

1. Un instante antes del contacto barra-cilindro

Ta	T1	T2	T3
27°C	39°C	36°C	34°C

2. Cuando existe contacto directo barra-cilindro

T1 max	T2 max	T3 max	t [seg]
64	158	52	1.47
58	166	48	1.59
61	163	50	1.49
61	163	52	1.45

c) Resultados obtenidos en el paso 4

1. Un instante antes del contacto barra-cilindro

Ta	T1	T2	T3
27°C	41°C	39°C	36°C

2. Cuando existe contacto directo barra-cilindro

T1 max	T2 max	T3 max	t[seg]
52°C	142°C	41°C	2.09
53°C	146°C	41°C	2.15
52°C	148°C	39°C	2.09
52°C	149°C	41°C	2.09
50°C	154°C	41°C	2.15

Los resultados obtenidos de las mediciones efectuadas en los pasos 2 y 4, tienen el mismo comportamiento, las diferencias se dan en el gradiente de temperatura de cada fase.

De acuerdo a los resultados obtenidos, se hace el análisis del comportamiento de las variaciones de temperatura en las diferentes fases, un instante antes del contacto barra-cilindro:

- * **Fase 1-2:** hay un descenso de la temperatura, provocado por la extracción de calor del agua de refrigeración que escurre.
- * **Fase 2-3:** hay un descenso de la temperatura, debido al contacto directo con el agua de refrigeración.
- * **Fase 3-1:** hay un ligero incremento de temperatura, debido a la transferencia de calor por conducción del núcleo (que en ese momento está a mayor temperatura), hacia la capa superficial del cilindro.

El análisis del comportamiento de las variaciones de temperatura en la superficie del cilindro, durante el contacto barra cilindro es el siguiente:

- * **Fase 1-2:** hay un incremento de la temperatura, inicialmente debido a la transmisión de calor por radiación y luego por conducción directa del material que se está laminando hacia la capa superficial del cilindro.
- * **Fase 2-3:** en esta fase el cilindro pierde contacto con la barra, y existe un decremento de la temperatura, inicialmente por la transferencia de calor por conducción de las capas superficiales hacia el núcleo (que en ese momento está más frío) y finalmente por la extracción de calor provocada por el contacto directo con el agua de refrigeración por convección directa.

* **Fase 3-1:** ocurre un ligero incremento de la temperatura, debido a la transferencia de calor por conducción, del núcleo (que en ese momento se encuentra a mayor temperatura), hacia la superficie. Y luego se repite el ciclo.

Estos ciclos de calentamiento y enfriamiento, se repiten por cada revolución del cilindro. La temperatura del núcleo y la de la superficie, aumenta con cada ciclo, hasta alcanzar una temperatura máxima estable. Se considera una refrigeración ineficiente cuanto mayor es el gradiente de temperatura entre el núcleo y la superficie del cilindro.

5.2.2. Análisis de las tensiones térmicas para el 1er. tren intermedio (Duo Tandem)

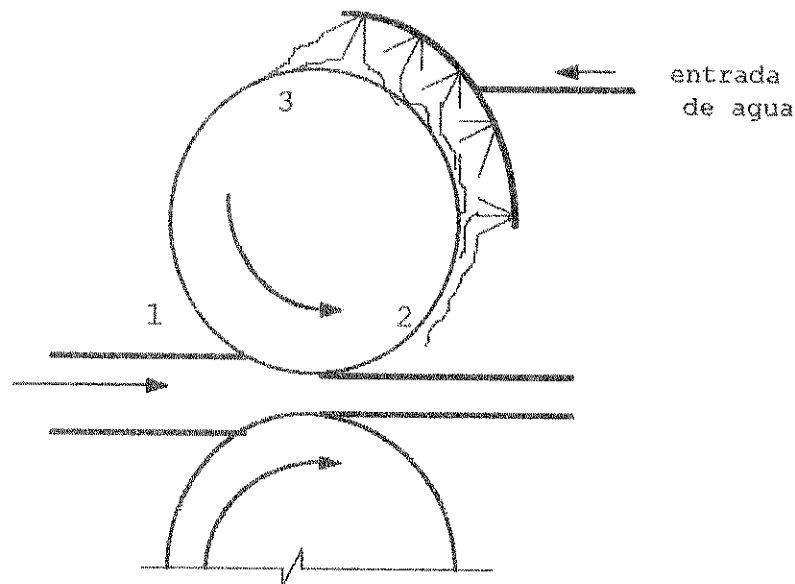
El tren intermedio o Duo Tandem, como ya se mencionó, lo constituyen dos cajas duo. El análisis respectivo se hace en el cilindro superior de la primera caja de dicho tren, la cual tiene calibrado un falso óvalo (platina).

Las mediciones respectivas, fueron efectuadas cuando se laminaba lingote 115 x 115 mm de sección y 3000 mm de largo, luego de una operación continua de aproximadamente 3 hrs.

a) Características del sistema de refrigeración

- * Refrigeración continua,
- * tubo perimetral (aprox. 80° del perímetro), de \varnothing 3/4" con orificios circulares de \varnothing 5 mm y espaciados 20 mm,
- * presión del agua de refrigeración de \approx 2 Bar,
- * temperatura del agua de refrigeración \approx 30 °C,
- * distancia de los orificios del tubo a la canal \approx 60 mm.

Figura 60. Localización de los puntos monitoreados en el cilindro superior



b) Resultados obtenidos

1. Un instante antes del contacto barra-cilindro

Ta	T1	T2	T3
32°C	41°C	34°C	37°C

2. Cuando existe contacto directo barra-cilindro

T1 max	T2 max	T3 max	t[seg]
86°C	116°C	83°C	11.00
82°C	106°C	80°C	11.34
83°C	112°C	82°C	11.17
83°C	116°C	83°C	11.19
79°C	106°C	74°C	10.40

Los resultados obtenidos, indican que el comportamiento de las variaciones de temperatura en las diferentes fases, es similar a las del cilindro del desbaste. La única diferencia se dá cuando no hay contacto barra cilindro; y el análisis en estas condiciones es el siguiente:

- * **Fase 1-2:** hay un descenso de la temperatura, provocado por el efecto de transferencia de calor por convección, provocado por el escurrimiento del agua de refrigeración.
- * **Fase 2-3:** se da un ligero incremento de la temperatura, debido a que en el punto 3, es muy probable que se forme una película de vapor que aísla el agua (refrigerante), de la superficie del cilindro y dificulte la extracción de calor.
- * **Fase 3-1:** se origina un ligero incremento de la temperatura, debido a la transferencia de calor por conducción directa, del núcleo del cilindro (que en ese instante se encuentra a mayor temperatura), hacia la capa superficial.

El análisis del comportamiento de las variaciones de temperatura durante el contacto barra-cilindro, es similar al hecho para los cilindros del desbaste. La única diferencia se da en que la magnitud de los gradientes de temperatura en este último es mayor. Por lo que los cilindros sufren más fatiga de tipo térmico, que los del tren intermedio. Y en consecuencia para volver a calibrar de nuevo las figuras, se deben maquinarse más los cilindros del desbaste que los del tren intermedio.

5.2.3. Análisis de las tensiones térmicas para el tren abierto y continuo

Debido a que el tren abierto y continuo lo constituyen cuatro cajas dúo cada uno, y considerando la similitud en cuanto a las condiciones de operación y los sistemas de enfriamiento o refrigeración de cada uno, es suficiente con hacer el análisis de las tensiones térmicas para la cuarta caja del tren abierto, la cual tiene calibrada una figura redonda.

Las mediciones respectivas, se efectuaron cuando se laminaba lingote 115 x 115 mm de sección y 3000 mm de largo, luego de una operación continua de aproximadamente cuatro hrs.

a) Características del sistema de refrigeración

- * Refrigeración continua,
- * tubo perimetral (aprox. 90° del perímetro del cilindro) de \varnothing 3/4", con orificios circulares de \varnothing 4 mm y espaciados 15 mm,
- * presión del agua de refrigeración de \approx 3 Bar,
- * temperatura del agua de refrigeración \approx 30 °C,
- * distancia del orificio del tubo a la canal \approx 30 mm.

La localización de los puntos monitoreados en el cilindro, es igual a la mostrada en la figura 60.

b) Resultados obtenidos

1. Un instante antes del contacto barra-cilindro

Ta	T1	T2	T3
34°C	37°C	34°C	33°C

2. Cuando existe contacto directo barra-cilindro

T1 max	T2 max	T3 max	t[seg]
80°C	142°C	46°C	30.00 seg.
81°C	139°C	45°C	29.86 seg.
86°C	146°C	50°C	28.14 seg.
87°C	126°C	46°C	30.07 seg.
88°C	135°C	50°C	30.02 seg.

De acuerdo a los datos obtenidos se hace el análisis del comportamiento de las variaciones de temperatura un instante antes del contacto barra-cilindro:

- * **Fase 1-2:** se da un descenso de la temperatura, debido a la extracción de calor por convección del agua que escurre.

- * **Fase 2-3:** ocurre de nuevo un ligero descenso de la temperatura, debido a un contacto directo con el agua de refrigeración. Dicho descenso de la temperatura es mínimo debido a la posible formación de un película de vapor en el punto 3, la que aísla el agua de la superficie del cilindro, e impide una extracción de calor eficiente, a la par de que se está próximo a la temperatura del agua de refrigeración.

- * **Fase 3-1:** se origina un incremento de la temperatura, debido a la transferencia de calor por conducción del núcleo (que en este momento se encuentra a mayor temperatura), hacia las capas superficiales del cilindro.

De nuevo el comportamiento de las variaciones de temperatura cuando existe contacto barra-cilindro, es similar al del cilindro del desbaste y duo tandem, con la diferencia de que los gradientes de temperatura en cada fase son distintos.

5.3. Instalación de un nuevo sistema de refrigeración y análisis del rendimiento de los cilindros

La mejor forma de hacer un análisis comparativo entre el rendimiento de los cilindros con el sistema de refrigeración intermitente (ver capítulo 4), respecto del sistema de refrigeración continuo (o convencional), es mostrando las diferencias que se marcan en las condiciones de operación tanto desde el punto de vista del técnico laminador, como del tornero encargado de volver a mecanizar dichos cilindros, luego de haber cumplido una campaña de producción.

En el primero de los casos, desde el punto de vista del técnico laminador, los resultados obtenidos son satisfactorios, si se logra mantener la mayor parte del tiempo la uniformidad y exactitud en las dimensiones del material laminado en cada canal, como consecuencia de un desgaste mínimo en los mismos, y escasa formación de grietas con poca profundidad.

En el segundo de los casos, desde el punto de vista del tornero calibrador, los resultados son satisfactorios, si al recalibrar los cilindros, el maquinado de la tabla de los enfriados intermitentemente, se reduce en comparación con los enfriados continuamente. Esto debido a un menor desgaste y escasa formación de grietas producidas por fatiga térmica.

Para tener una idea bastante clara y precisa del rendimiento de los cilindros, el único procedimiento es llevando a cabo estadísticas cuidadosas y minuciosas sobre los desgastes, las pérdidas de dureza, las toneladas laminadas por canal, y las pérdidas de diámetro en cada recalibración. Estadísticas que desafortunadamente, hasta este momento no son muy abundantes. Por lo que los datos anotados más adelante son generales; pero no por eso dejan de ser representativos de las diferencias en cuanto al rendimiento de los cilindros con los dos sistemas de refrigeración.

El análisis comparativo mostrado en la tabla VIII, confirma las diferencias obtenidas en cuanto al rendimiento de cada canal, así como el desgaste de los mismos, lo que se puede observar en la fotografía de la figura 61. La cual muestra el aspecto del canal de la izquierda enfriado intermitentemente, comparado con el de la derecha enfriado continuamente.

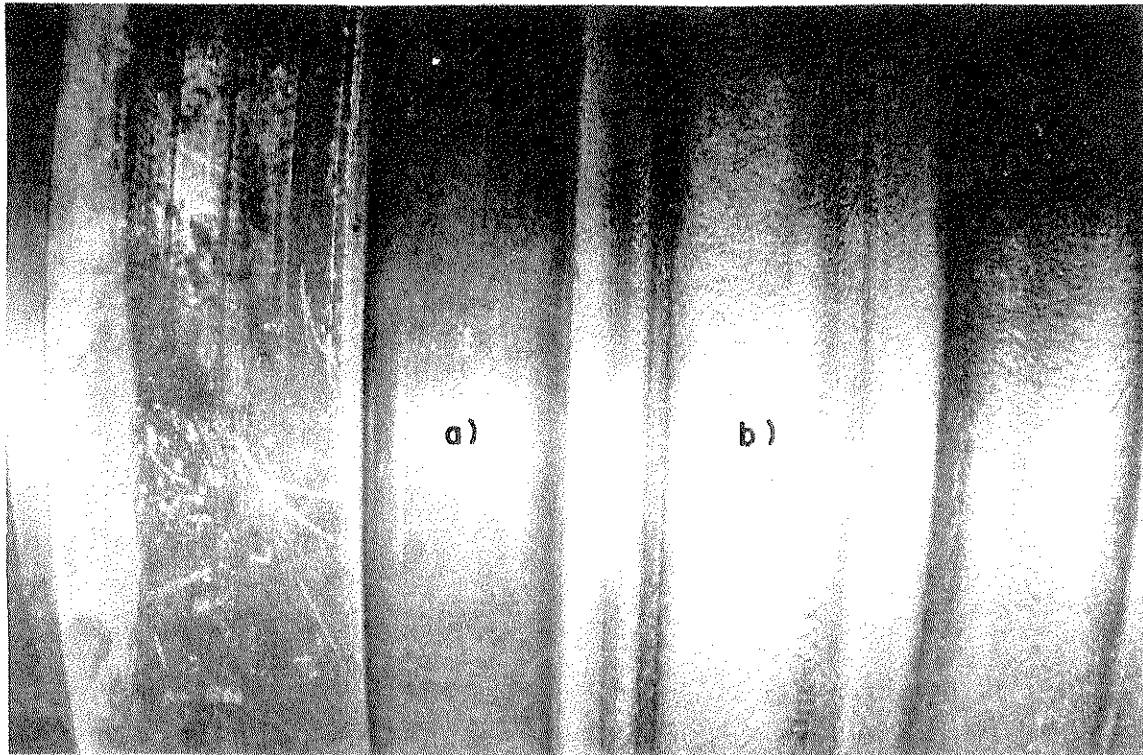
Es importante mencionar que hay casi siempre una capa de óxido de hierro sobre el cilindro, la cual tiende a reducir el coeficiente de transferencia de calor, pero en contraposición dicha capa aísla en cierta manera el cilindro de la barra caliente que se lamina. Hay que anotar también, que el enfriamiento es realizado por agua en movimiento, lo cual en determinado momento produce fluctuaciones en el coeficiente de transferencia térmica, debido a que la película de vapor se rompe intermitentemente.

Tabla VIII. Análisis comparativo del rendimiento de los cilindros del Duo Tandem. Refrigeración continua vrs. refrigeración intermitente

Parámetros a medir	Sistema de refrigeración continua	Sistema de refrigeración intermitente
Tipo de calibre	falso óvalo	falso óvalo
No. de calibres/cilindro	9	9
Toneladas de material laminado/canal	3700 TM	4500 TM
Desgaste promedio/canal	1.5 mm	1.25 mm
Magnitud de maquinado en la tabla para recalibrar canales	2.0 mm	1.5 mm
Formación de grietas (poco, regular, mucho)	regular	poco

Los aspectos anotados en el párrafo anterior, también deben ser tomados en cuenta cuando se hace la escogencia del material para los cilindros de determinado tren.

Figura 61. a) aspecto del canal enfriado intermitentemente
b) aspecto del canal enfriado en forma continua



CONCLUSIONES

1. La laminación es un proceso que utiliza un par de cilindros que ejercen fuerza de compresión sobre la barra caliente. Dicha fuerza crea otra de reacción sobre los soportes de dichos cilindros, que originan tanto esfuerzos de corte, flexión como de torsión en cualquier sección de los mismos.
2. Los factores más importantes de los que depende la magnitud de los esfuerzos a los que se somete un cilindro de laminación son: calidad y temperatura del material a laminar, material del cilindro, concentración de tensiones debida a los cambios bruscos de sección (en este caso en la sección de transición entre la tabla y el cuello), e influencia de la fatiga mecánica y térmica.
3. Cantidad y presión de agua no siempre son los factores determinantes para tener un enfriamiento eficiente; lo mejor es una distribución racional del agua, que debe cubrir toda la superficie del canal, de tal forma que la mayor cantidad de calor sea disipada por el agua de refrigeración y así evitar que el mismo sea absorbido en gran cantidad por el núcleo del cilindro. Para lograr dicho objetivo, se determinó que el uso de tubos circunferenciales con agujeros perforados y

dispuestos de la manera más adecuada para una aplicación en particular, son los que producen mejores resultados.

4. La ausencia de grietas profundas, en las acanaladuras de los cilindros, luego que estos salen de servicio, denota que se tiene un sistema de refrigeración eficiente.
5. La recuperación de un cilindro fracturado es factible, siempre y cuando, se manejen adecuadamente los conceptos utilizados para la reparación, que se disponga de la infraestructura necesaria para llevar a cabo el proceso de soldadura y maquinado, así como disponer de personal capacitado para efectuar dicho trabajo. Todo lo anterior, luego de haber hecho una evaluación del costo de recuperación vrs. compra de un cilindro nuevo.
6. Se ha demostrado, que con un diseño de refrigeración intermitente, se reducen los gradientes de temperatura sobre la superficie de los cilindros de laminación, y en consecuencia la formación de grietas o fisuras también desaparecen o son escasas, y además los riesgos de fractura debido a dichas fisuras, son mínimos.

7. Del análisis de las tensiones mecánicas sobre los cilindros del tren de laminación INDETA, se determinó que los cilindros sometidos a mayores esfuerzos son los del trío de desbaste. Esto se debe a que aquí el material sufre las mayores reducciones de sección. Sin embargo, los canales de dichos cilindros son los que tienen mayor rendimiento, ya que admiten un mayor porcentaje de desgaste, antes de sacarlos de servicio.
8. Definitivamente, uno de los parámetros más importantes para evitar que los cilindros sean sometidos a grandes esfuerzos mecánicos, es la *temperatura de laminación*.
9. Del análisis de las tensiones térmicas, se determinó que la formación de grietas por fatiga, son más severas en los cilindros del trío de desbaste, que en los trenes intermedios y acabadores. Esto debido a que el área en contacto con el lingote es mayor.
10. Al hacer el análisis comparativo entre el sistema de refrigeración continua y el intermitente, se determinó incremento en el rendimiento del canal, manteniendo por mayor tiempo las tolerancias en la dimensión de la acanaladura y reduciendo la capa que debe ser torneada para volver a calibrar.

RECOMENDACIONES

1. Se debe controlar eficientemente la temperatura de laminación, ya que es un factor que afecta directamente la magnitud de los esfuerzos a los que se someten los cilindros durante el paso de la barra. Desafortunadamente disponer del equipo necesario para lograr dicho fin, es demasiado costoso, por lo que dependerá de la experiencia y criterio del técnico de laminación para determinar si una barra debe ser laminada o no. Es importante evitar los retardos de la barra durante el proceso, para que no descienda la temperatura de la misma, y se corra el riesgo de laminar una barra fría.
2. En general, el suministro de agua de refrigeración debe ser abundante y aplicarse de tal forma que cada punto del cilindro cedá la mayor cantidad de calor a dicho medio refrigerante. Además, debe evitarse que dicha agua de refrigeración, al incidir sobre la superficie a enfriar, rebote y como consecuencia la refrigeración sea deficiente.
3. Las grietas producidas por fatiga térmica pueden ser tan profundas, que en algunos casos no es conveniente suprimirlas completamente, pues con esto se reduce en

extremo el diámetro de los cilindros, y se les quita vida útil. En estos casos, quedará a criterio del técnico de laminación, si el cilindro puede quedar con ciertas grietas o si es necesario que desaparezcan completamente. Generalmente, en cilindros de desbaste, es admisible dejar ciertas grietas, siempre y cuando no se estime que sean demasiado profundas, ya que las mismas seguirán progresando.

4. Es importante (sino decisivo) cerrar el paso del agua de refrigeración hacia los cilindros durante las pausas de laminación, y abrirlo un instante antes de reanudar el proceso. Bajo estas condiciones, se deja enfriar de forma natural el cilindro y se evita el enfriamiento brusco de la capa superficial, mientras la parte interna de dicho cilindro está todavía a plena temperatura. Además, se garantiza que al reanudar el proceso, se tendrá un cilindro con una temperatura más o menos uniforme en su sección.

5. Si por cualquier circunstancia, los cilindros dejan de ser refrigerados o si dicha refrigeración es insuficiente, nunca se debe suministrar de golpe el flujo de agua (refrigerante), ya que con esto, se produce enfriamiento brusco de los mismos y se pueden fracturar debido a las altas temperaturas que han alcanzado. Por el contrario, se debe interrumpir el proceso y dejar que dichos cilindros se enfríen en

forma natural y luego reanudar el proceso de laminación.

6. La eficiencia del enfriamiento es directamente proporcional a las reducciones que se hacen sobre el material. Por lo que se deben evitar grandes reducciones sobre el mismo.
7. El aumento en la dureza de los cilindros significa que el sistema de refrigeración debe ser eficiente, por lo que es un factor por considerar en la selección del material cuando se requieren los cilindros para un tren determinado.
8. El material ideal para los cilindros de un tren de laminación es aquel que muestre buena resistencia al desgaste, para tener un rendimiento máximo de los canales; buena tenacidad, para absorber las sollicitaciones de tipo mecánico al que son sometidos durante el paso de la barra; y alta conductividad térmica, para que la extracción del calor sea eficiente. Lógicamente, no existe material que cumpla con estas características simultaneamente. Por lo que dependiendo de las características del tren, así se selecciona un material con dureza, tenacidad y conductividad térmica determinadas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Wussatosky, **Fundamentos de laminación**. sl.; s.e.; s.a.
2. Sydney H. Avner, **Introducción a la metalurgia física**. (2a. de. México: Mc Graw-Hill, 1988), p. 292.
3. Ibid., p. 337.
4. U. Bryggman, "Resumen del enfriamiento de cilindros y algunas notas sobre el mantenimiento de cilindros", **Publicación Åkers** (2): 1-11. 1996.
5. Leijon & Luning AB, "Cilindros para laminación de acero y otros metales", **Publicación Åkers** (1): M1-M4, N1-N3. 1996.
6. Marcos A.S. Nogueira, et al, "Cilindros para laminación procesos de fabricación y principales causas de consumo" **Publicación Siderurgia VILLARES** (1): 1-30 Sao Paulo 1994.
7. Marcos Nogueira, et al, "Concéptos básicos aplicados a la refrigerarión de cilindros", **Publicación Siderurgia VILLARES** (1): 1-18. Sao Paulo 1993.
8. Florencio Hierro. Acero Panamá. Septiembre de 1996. Información vía fax.

BIBLIOGRAFÍA

1. AGUILAR Rivas, Roberto Alejandro. **Metalurgia básica para ensayos no destructivos**. Proyecto regional para ensayos no destructivos para América Latina y el Caribe. ONU.RLA-82-T01, Guatemala: mayo de 1,986
2. ÅKERS. **Cilindros fundidos de Åkers**. Suecia: s.e., 1,996.
3. ASKELAND, Donald R. **La ciencia e Ingeniería de los materiales**. Edición original en español. México: Grupo editorial Iberoamérica, 1,987.
4. HIERRO, Florencio. San Sebastian España. Marzo de 1,996. Información vía fax.
5. MARKS. **Manual del Ingeniero Mecánico**. 2a. edición en español, volumen 1. México: Mc Graw-Hill, 1,992.
6. MOLDES y fundición. "Principales tratamientos térmicos de los hierros nodulares" **Revista técnica de la sociedad mexicana de fundidores A.C.** (México), (13): 44-51. 1,980.
7. SHIGLEY, Joseph Edward y Charles R. Mischke, **Diseño en Ingeniería Mecánica**. 5a. edición. México: Mc Graw-Hill, 1,990.
8. SINGER, Ferdinand y Andrew Pytel. **Resistencia de materiales**. 3a. edición. México: Harla, 1,982.