

**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

*“EVALUACION EXPERIMENTAL DE UN HORNO  
QUE COMBUSTIONA CASCARILLA DE ARROZ”*

**TESIS DE GRADO**

**PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE:**

**INGENIERO MECANICO**

*PRESENTADA POR:*

**JUAN CARLOS BLUM BAQUERO**

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

**1990**



## DEDICATORIA

*A DIOS Y LA VIRGEN*

*A MIS PADRES*

*A GUSTAVO Y GUILLERMO*

*A HILDA Y FRANCISCA*

*A MIS AMIGOS*



ING. JORGE DUQUE R.  
SUBDECANO DE LA FACULTAD  
DE INGENIERIA MECANICA



ING. JORGE DUQUE R.  
DIRECTOR DE TESIS



ING. FRANCISCO ANDRADE  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

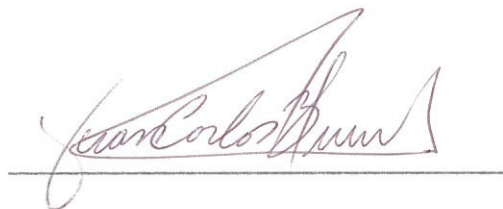


ING. MARIO PATIÑO A.  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

**DECLARACION EXPRESA**

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL ".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL)

A handwritten signature in dark ink, appearing to read 'Juan Carlos Blum Baquero', is written over a horizontal line.

**JUAN CARLOS BLUM BAQUERO**



## RESUMEN

Se probó y modificó un horno de parrilla inclinada escalonada, que utiliza como combustible cascarilla de arroz, para ser usado acoplado a una pequeña cámara de secado de arroz en cáscara.

El horno, tipo IRRI, fue construido a partir de dos tanques de suministro de aceite de 55 galones conectados entre sí por un ducto. El primer tanque actúa como cámara de combustión mientras el segundo lo hace como filtro de gases. El sistema consta además de: una chimenea, una tolva de alimentación y un ventilador centrífugo el cual succiona los gases producto de la combustión, provocando que el aire para la combustión pase a través de la parrilla, mezclándolos con aire ambiente (que se precalienta en los alrededores del filtro de gases) para obtener las condiciones adecuadas en el aire que se utilizará en el proceso de secado.

El horno fue probado operando con tiro natural para inclinaciones de parrilla de 45° y 50°, con la cámara de combustión primero desnuda y luego aislada. Los mejores resultados en términos de la intensidad de combustión ( $282000 \text{ W/m}^2$ ) y de la eficiencia promedio del sistema (40

%) se alcanzaron con la cámara de combustión aislada y con una inclinación de parrilla de 50°. El horno fue probado luego operando con tiro inducido para ambas inclinaciones de parrilla (45° y 50°) simulando una cámara de secado con una altura de camada de arroz en cáscara de 0.3 metros. La intensidad de combustión alcanzó 314000 W/m<sup>2</sup> y la eficiencia promedio del sistema alcanzó un 38 %. La temperatura y humedad promedio del aire de secado fueron de 46 °C y 38 % respectivamente; condiciones apropiadas para un adecuado secado del grano.



## INDICE GENERAL

	PAG.
RESUMEN .....	6
INDICE GENERAL .....	8
INTRODUCCION .....	11

### CAPITULO I

#### FUNDAMENTOS

1.1 OBJETIVOS .....	13
1.2 ALCANCE .....	14

### CAPITULO II

#### DESCRIPCION DEL EQUIPO

2.1 FUENTE DE CALOR .....	15
2.2 VENTILADOR .....	23
2.3 PARAMETROS DE OPERACION DEL EQUIPO .....	24
2.4 CARGA TERMICA .....	28
2.5 TIPO DE AISLAMIENTO .....	32



CAPITULO III

## BALANCE ENERGETICO DEL HORNO

3.1 BALANCE ENERGETICO DEL HORNO (ESTADO ESTABLE) .....	35
3.2 BALANCE ENERGETICO DEL HORNO (ESTADO TRANSIENTE) .....	36

CAPITULO IV

## PRUEBAS EXPERIMENTALES DEL HORNO

4.1 PRUEBAS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO SIN AISLAMIENTO) .....	50
4.2 PRUEBAS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO AISLADO) .....	73
4.3 PRUEBAS DEL HORNO CON TIRO INDUCIDO (HORNO AISLADO) .....	89

CAPITULO V

## RESULTADOS

5.1 RESULTADOS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO SIN AISLAMIENTO) .....	113
---	-----

5.2 RESULTADOS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO AISLADO) .....	116
5.3 RESULTADOS DEL HORNO CON TIRO INDUCIDO (HORNO AISLADO) .....	120

## CAPITULO VI

### ANALISIS DE RESULTADOS

6.1 ANALISIS DE RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL (HORNO SIN AISLAMIENTO) .....	130
6.2 ANALISIS DE RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL (HORNO AISLADO) .....	139
6.3 ANALISIS DE RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO (HORNO AISLADO) ....	155

## CAPITULO VII

### ANALISIS ECONOMICO

7.1 COSTOS DE FABRICACION .....	170
7.2 ANALISIS DE LA CONVENIENCIA ECONOMICA DEL USO DE LA CASCARILLA DE ARROZ COMO COMBUSTIBLE ....	175
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	185
APENDICES .....	193
BIBLIOGRAFIA .....	466

## INTRODUCCION

En Ecuador, como en la mayoría de los países productores de arroz se dispone del recurso cascarilla de arroz en cantidades abundantes en la época de cosecha, este desecho agrícola representa un potencial anual de 137000 barriles equivalentes de petróleo (año 1985).

El uso de la cascarilla como combustible representa una alternativa energética renovable y viable, capaz de atenuar en parte el consumo de los derivados del petróleo, en la búsqueda de un adecuado manejo y de una racional utilización de los recursos no renovables para beneficio del país.

El Centro de Investigación Experimental en Tecnología Energética (CETE) de la Facultad de Ingeniería Mecánica, ha desarrollando experiencia en el aprovechamiento de la cascarilla de arroz como energético y en la actualidad continúa un programa de investigación para el aprovechamiento de este recurso mediante el uso de varias tecnologías. Como parte de este trabajo se realiza la evaluación experimental de un horno que usa cascarilla de arroz como combustible para el secado de arroz en cáscara. Esta investigación se basa en dos trabajos



previos sobre la combustión directa de cascarilla de arroz; el primero de los cuales sentó las bases teóricas de la combustión de cascarilla de arroz y estudió la combustión de ésta sobre una parrilla plana, en tanto el segundo estudió la factibilidad del uso de la cascarilla de arroz como combustible para el secado de granos en el país.

En el presente trabajo se evalúa la características de operación de un horno de construcción nacional y pequeña capacidad de secado estableciéndose: los consumos de cascarilla de arroz, la importancia del revestimiento de las paredes del hogar, el efecto de la inclinación de la parrilla sobre la combustión, las eficiencias del sistema y de combustión, los excesos de aire requeridos para una buena combustión, la funcionabilidad del horno para lograr y mantener las condiciones adecuadas en el aire de secado y el costo de fabricación del equipo.

La experiencia adquirida (datos de temperaturas, intensidades de combustión, excesos de aire, consumos de combustible, etc) permitirán el diseño de equipos de similares características y capacidades superiores.



BIBLIOTECA

## CAPITULO I

### FUNDAMENTOS

#### 1.1 OBJETIVOS

Adquirir experiencia en la combustión directa de cascarilla de arroz sobre una parrilla inclinada escalonada y determinar las condiciones bajo las cuales se produce una combustión eficiente de la cascarilla de arroz.

Evaluar los parámetros del horno: operando con tiro natural, con la finalidad de estudiar el proceso de combustión de la cascarilla de arroz, y operando con tiro inducido, para determinar la factibilidad de secar una tonelada de arroz en cáscara por lote o tanda con fines industriales (pilado).

Investigar el efecto que producen en la combustión del tamo la variación de algunas condiciones, bajo las cuales se produce la combustión, tales como:

- el ángulo de inclinación de la parrilla

- el aislamiento o la falta de éste en la cámara de combustión
- la variación en el volumen de la cámara de combustión

Determinar si el horno operando con tiro inducido es capaz de alcanzar y mantener las condiciones adecuadas en el aire de secado durante el proceso de secado.

## 1.2 ALCANCE

Establecer una referencia de datos técnicos en base a los cuales se puedan diseñar equipos de características similares a las del horno evaluado de mayores capacidades.

Determinar si el horno evaluado constituye una alternativa, económica y técnicamente, viable para el secado de arroz en cáscara en el Ecuador.

Formular recomendaciones sobre la correcta operación de este tipo de hornos.

El presente trabajo se evalúa las características de operación del horno y no pretende hacerlo con el proceso de secado en sí.



## CAPITULO II

### DESCRIPCION DEL EQUIPO

El equipo construido por Landires (Ref. 11) es un horno tipo IRRI (Ref. 12) compuesto por la fuente de calor, la chimenea y el ventilador centrífugo.

El horno opera bajo diferentes configuraciones, una con tiro natural exclusivamente con la finalidad de estudiar el proceso de combustión sobre una parrilla inclinada escalonada (Fig. 2.1) y otra, adicionándole un ventilador de tiro inducido para determinar la factibilidad de secar una tonelada de arroz en cáscara por lote o tanda con este equipo (Fig. 2.2).

#### 2.1 FUENTE DE CALOR

La fuente de calor o de energía esta constituida por cuatro partes: el hogar, el filtro de gases, la tolva de alimentación y la chimenea.

El hogar y el filtro de gases se construyeron a partir de 2 tanques de suministro de aceite de 55 galones conectados entre sí mediante un ducto. La

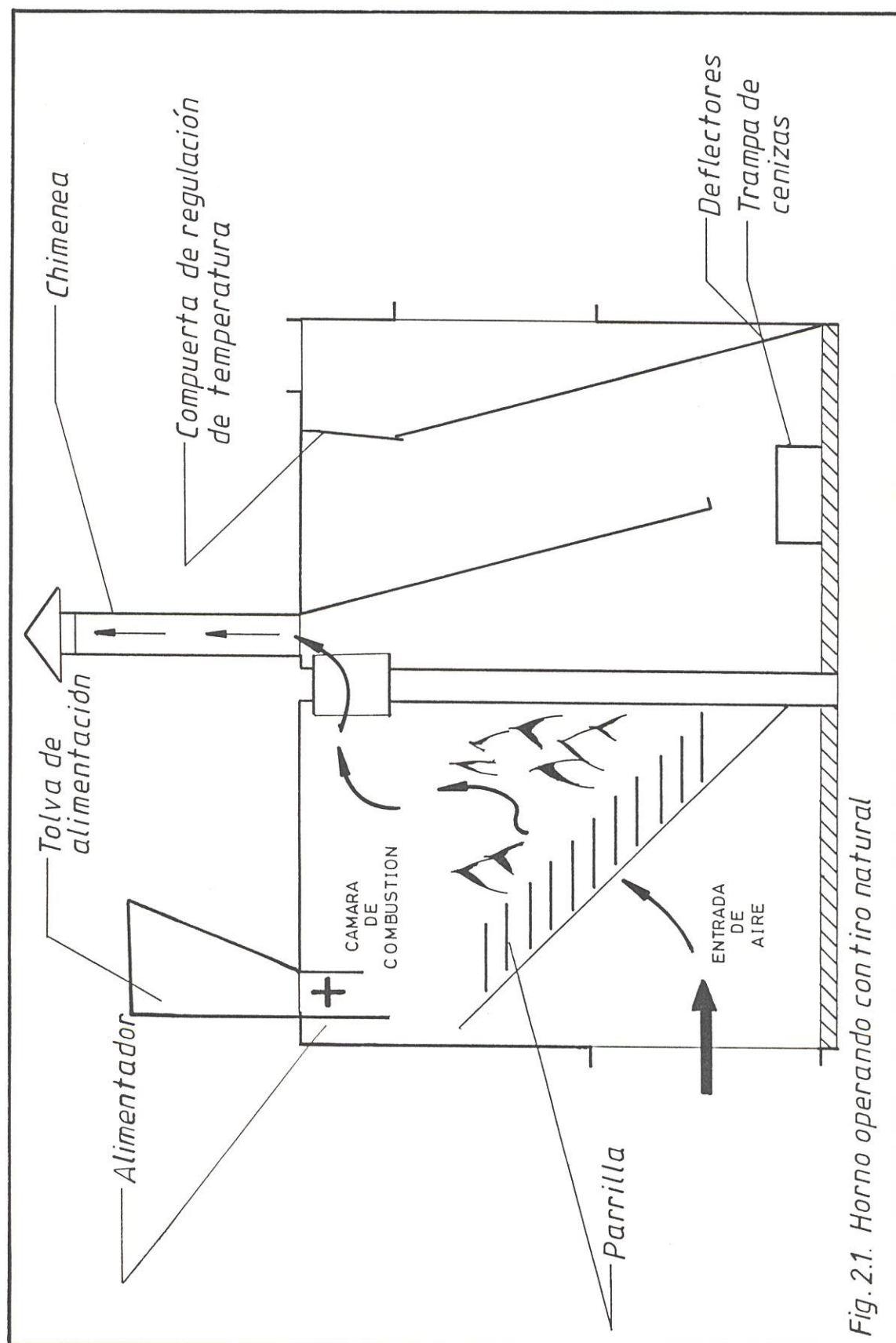


Fig. 2.1. Horno operando con tiro natural

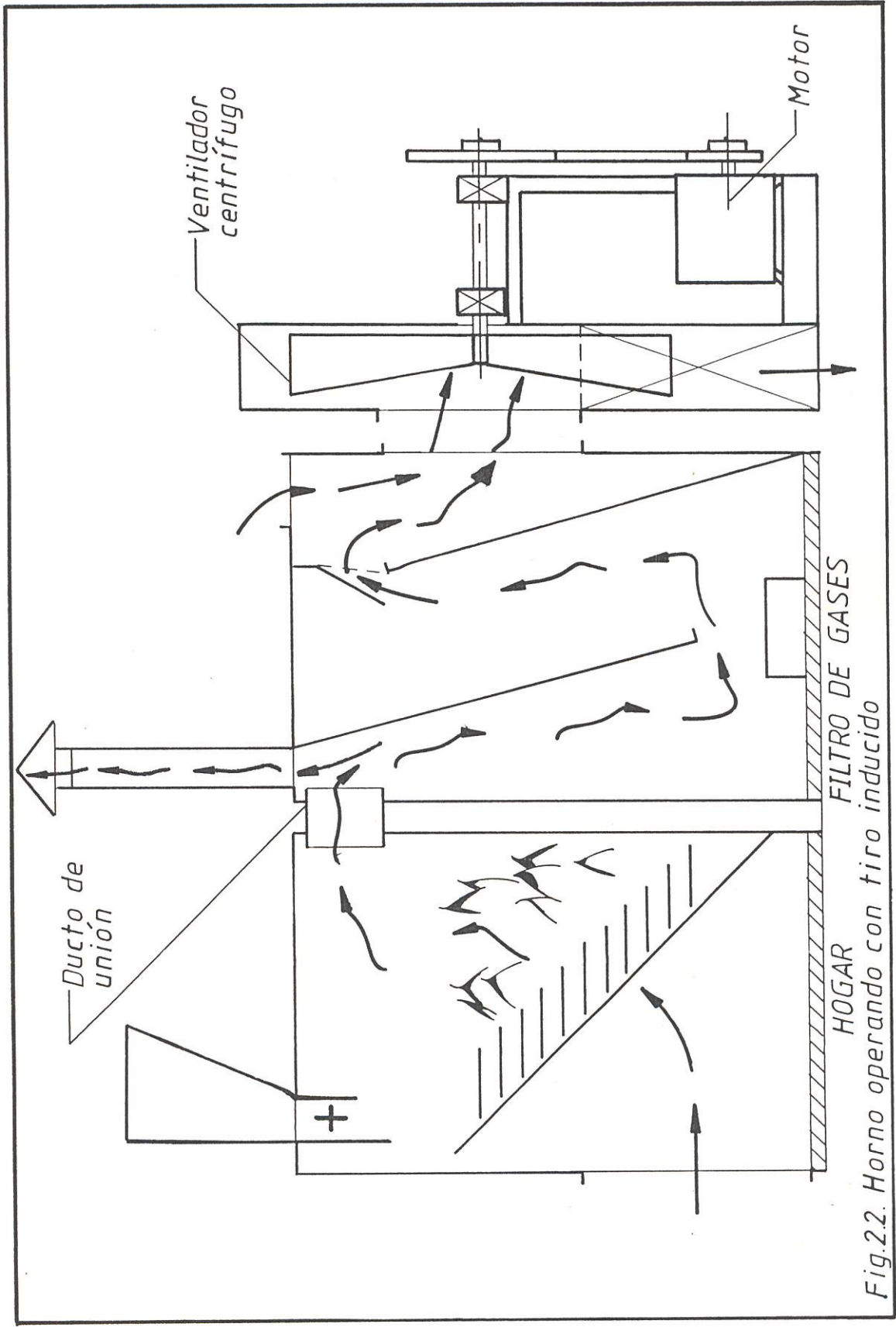


Fig.2.2. Horno operando con tiro inducido

tolva de alimentación está situada en la parte superior del primer tanque (hogar) mientras que la chimenea está situada en la parte superior del segundo tanque (filtro de gases).

#### 2.1.1 HOGAR

El hogar es del tipo de parrilla inclinada escalonada a nivel del piso, diseño tradicional que domina en instalaciones para combustión de cascarilla de arroz desde que fue introducido en Birmania en 1880 (Ref. 2)

El hogar está compuesto por la cámara de combustión, la parrilla inclinada escalonada y la entrada de aire.

Las dimensiones y cálculos de las superficies del hogar, la parrilla y del agujero de entrada de aire se muestran en el Apéndice A.

#### Parrilla

La parrilla es del tipo escalonada e inclinada, siendo en esta posición con la que se alcanzan mayores eficiencias de combustión de la cascarilla, ya que el aire al pasar a través de

los espacios formados por los escalones de la parrilla se precalienta para alcanzar altas temperaturas, manteniendo la reacción química, logrando así una alta conversión del carbono fijo (Ref. 5).

Se ha llegado a establecer que la separación entre escalones debe ser menor a los 3 cm (Ref. 3).

La parrilla se construyó de forma tal que se puede variar tanto el ángulo de inclinación de la parrilla con respecto a la horizontal (piso) como el ángulo de sus escalones, con la finalidad de permitir encontrar el ángulo óptimo para la combustión de la cascarilla de arroz.

En base a esto los escalones se construyeron de plancha de acero de 3 mm. de espesor, unidos a un marco hecho de ángulo de 31.8 mm (1 ¼ pulg) x 6.4 mm (¼ pulg), mediante pernos que permiten variar su inclinación.

El área de la parrilla es de 0.158 m<sup>2</sup> (Apéndice A), en la figura 2.3 se muestra la parrilla utilizada.





FIG. 2.3 PARRILLA INCLINADA ESCALONADA

### Cámara de Combustión

El volumen de la cámara de combustión debe ser tal que provea espacio suficiente para que se mezclen y reaccionen con el oxígeno los elementos combustibles, tanto sólidos como gaseosos, además se debe tener presente el alto grado de cenizas que genera la combustión de cascarilla, ya que no es recomendable térmicamente el desalojo continuo de las cenizas, aunque no se puede prescindir de este proceso, pues éste crea espacio físico libre a ser ocupado por cascarilla fresca.

La cámara de combustión se prueba aislada y sin aislar cuando el horno opera con tiro natural.

La parrilla es un elemento determinante del volumen de la cámara de combustión pues al variar su inclinación varía a la par el volumen de la cámara. Así, se tiene que el volumen de la cámara de combustión para el horno sin revestimiento o aislamiento térmico con la parrilla inclinada a  $45^\circ$  es de  $0.170487 \text{ m}^3$ ; en tanto que el volumen con una inclinación de parrilla de  $50^\circ$  es de  $0.166172 \text{ m}^3$ .

El revestimiento por ser interior produce un cambio en el volumen de la cámara; cuando el hogar está revestido y la parrilla tiene una inclinación de  $45^\circ$  el volumen de la cámara de combustión es de  $0.107578 \text{ m}^3$ , si se varía la inclinación de la parrilla a  $50^\circ$  el volumen es de  $0.104630 \text{ m}^3$ .

Al volumen del hogar bajo la parrilla se lo ha denominado entrada de aire.

#### 2.1.2 FILTRO DE GASES

El segundo tanque actúa como filtro de los gases. En su interior se han soldado dos deflectores a través de los cuales se fuerza a circular los gases producto de la combustión. El material particulado que es arrastrado en la corriente de gases se precipita al chocar con los deflectores.

Se ha colocado también una compuerta en el filtro, cuya función es regular la salida de los gases producto de la combustión hacia el ventilador con la finalidad de controlar la temperatura del aire de secado.

### 2.1.3 TOLVA DE ALIMENTACION

La tolva utilizada es la diseñada, construida y probada por Chao (Ref. 5), la cual es una tolva a  $23^{\circ}$  con un alimentador de compuerta rotatorio de paletas formado por seis compartimientos o sectores donde las paletas están montadas sobre un eje. Cuando giran las compuertas rotatorias, se llenan los compartimientos superiores llevando consigo la cascarilla, descargándola en la parrilla inclinada. (ver Apéndice A)

### 2.1.4 CHIMENEA

La chimenea está ubicada sobre el filtro de gases y antes del primer deflector; se construyó con plancha de acero de 2 mm de espesor, su diámetro es de 130 mm y su altura de 2840 mm

## 2.2 VENTILADOR

El ventilador que se utiliza es centrífugo con impulsor simple de aletas radiales con rotación contra el sentido de las manecillas del reloj, descarga horizontal baja, boca única, accionado por correa, con el rodete en voladizo apoyado por dos

cojinetes. En la figura 2.4 se presenta el ventilador descrito.

La carcasa se construyó con plancha negra de 2 mm de espesor y el impulsor con plancha de acero de 3 mm; la estructura donde se acopla la carcasa está hecha con ángulo de 57.2 mm (2 ¼ pulg) x 6.4 mm (¼ pulg.)

El motor acoplado al ventilador es de 1.5 KW (2 HP), trifásico, 220-440 V, 1140 RPM; la velocidad de rotación del impulsor debe estar entre 964 y 1075 RPM para este motor, siendo la velocidad con la que trabaja el ventilador 1030 RPM. (ver Apéndice B - 1)

En la figura 2.5 se muestra la curva Presión Estática vs. Caudal obtenida para este ventilador mediante norma AMCA-ASHRAE (Ref. 1).

En el Apéndice B - 2 se muestran los datos, resultados y esquemas del banco de pruebas para la obtención de la curva Presión vs. Caudal.

### 2.3 PARAMETROS DE OPERACION DEL EQUIPO

El horno fue diseñado por el IRRI (Ref. 12) para secar una tonelada de arroz en cáscara por lote o



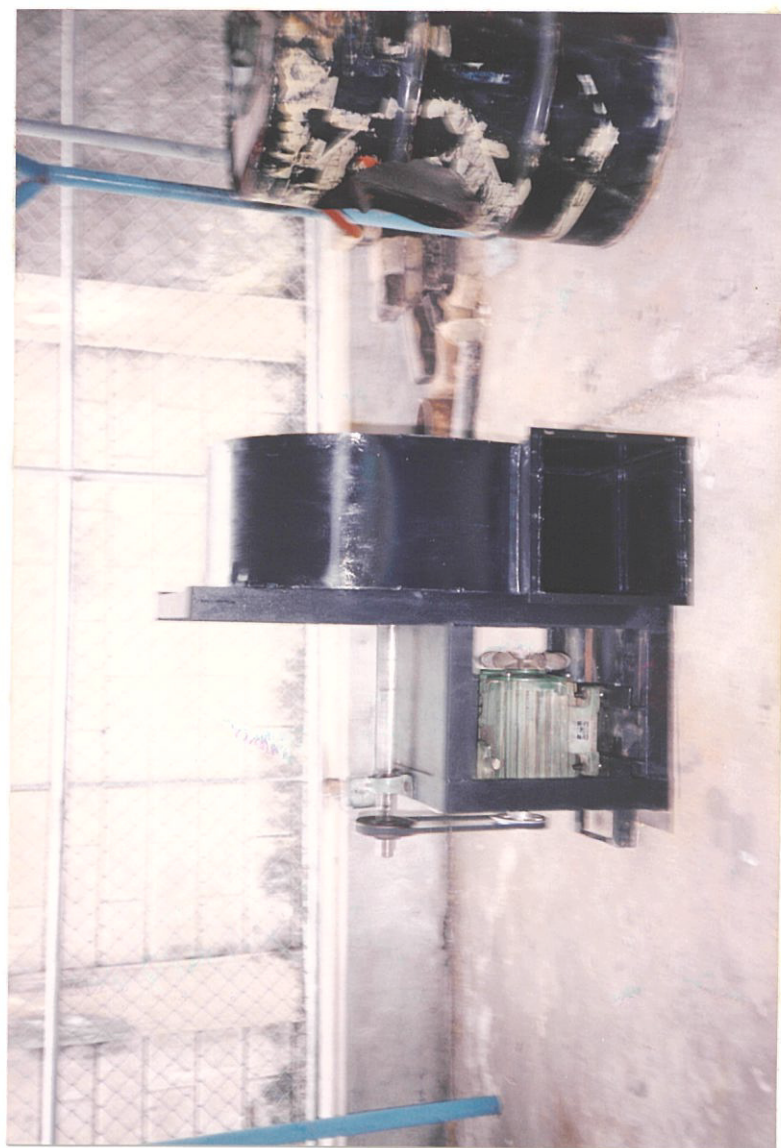


FIG. 2.4 VENTILADOR CENTRIFUGO





BIBLIOTECA

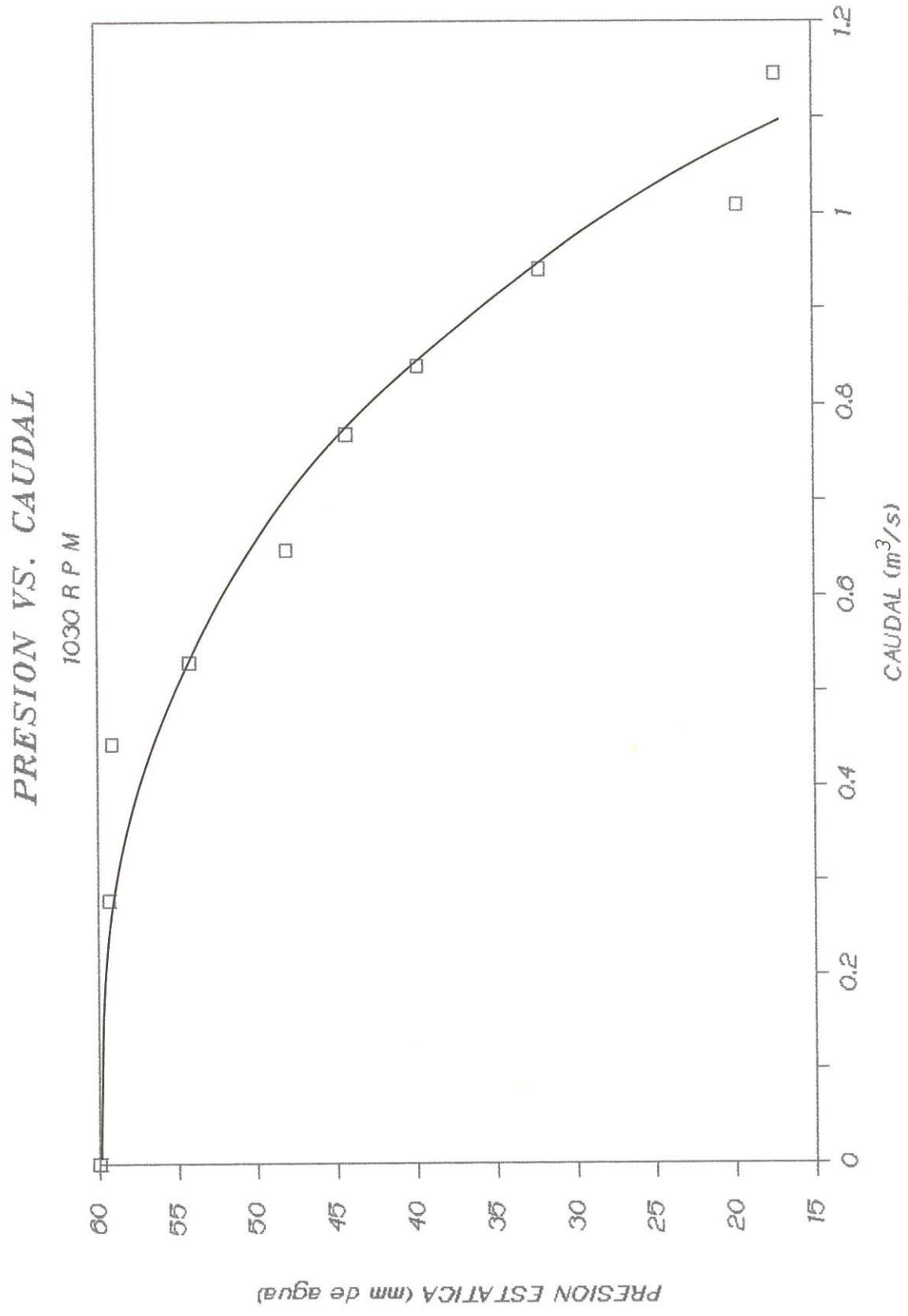


Fig. 2.5 Curva característica del ventilador centrífugo

tanda bajo los siguientes parámetros de operación del equipo.

Se necesitan 6 Kg/hr de cascarilla de arroz para calentar  $1.13 \text{ m}^3/\text{seg}$  (2400 CFM) de aire desde  $29^\circ\text{C}$  ( $85^\circ\text{F}$ ) y 85 % de humedad relativa hasta  $44 \pm 4^\circ\text{C}$  ( $111 \pm 5^\circ\text{F}$ ). El horno genera 21 KW (72000 Btu/hr), siendo el poder calorífico de la cascarilla de  $12.66 \text{ MJ/Kg}$  (12000 Btu/kg). El poder calorífico que se reporta en la literatura está entre 11.60 y  $13.70 \text{ MJ/Kg}$  (11000 y 13000 Btu/Kg) (Ref. 12)

El ventilador centrífugo gira a una velocidad de 765 RPM para entregar un flujo de aire de  $0.25 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz en cáscara (15 CFM/pie<sup>3</sup> de arroz) y rota a 1230 RPM para entregar  $0.58 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz en cáscara (35 CFM/pie<sup>3</sup> de arroz); necesitándose un motor de 0.75 KW (1 HP) y otro de 2.2 KW (3 HP) respectivamente.

A  $0.58 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz el ventilador entrega un flujo total de aire de  $1.13 \text{ m}^3/\text{seg}$  (2400 CFM) a una temperatura de  $44 \pm 4^\circ\text{C}$  ( $110 \pm 5^\circ\text{F}$ ) contra una presión estática de 20.32 a 22.86 mm de agua (0.8-0.9 pulg. de agua).

Una temperatura uniforme del aire de secado ( $44 \pm 4$  °C) se obtiene atizando el horno a intervalos de 20 a 30 minutos.

Para secar 44 Kg de arroz en cáscara desde 22.5 % hasta 14 % de humedad se necesita 1 Kg de cascarilla de arroz. 44 Kg de arroz en cáscara producen a partir del proceso de pilado aproximadamente 9 Kg de cascarilla de arroz.

Otro horno propuesto por la IRRI (Ref. 12) de similares características y capacidad cuyo volumen de la cámara de combustión es  $0.056634 \text{ m}^3$  reporta una intensidad de la cámara de combustión de  $227.72 \text{ KW/m}^3$  ( $22000 \text{ Btu/pie}^3 \text{ hr}$ ) y una intensidad de parrilla de  $220.84 \text{ KW/m}^2$  ( $70000 \text{ Btu/pie}^2 \text{ hr}$ ).

#### 2.4 CARGA TERMICA

La carga térmica la constituye el arroz en cáscara, con un contenido de humedad inicial aproximadamente del 23 %, que se encuentra en la cámara de secado (Fig. 2.6).

Carreres Ortells (Ref. 4), en cuanto respecta a la resistencia del grano a la elaboración industrial, sostiene que se pueden alcanzar rendimientos normales

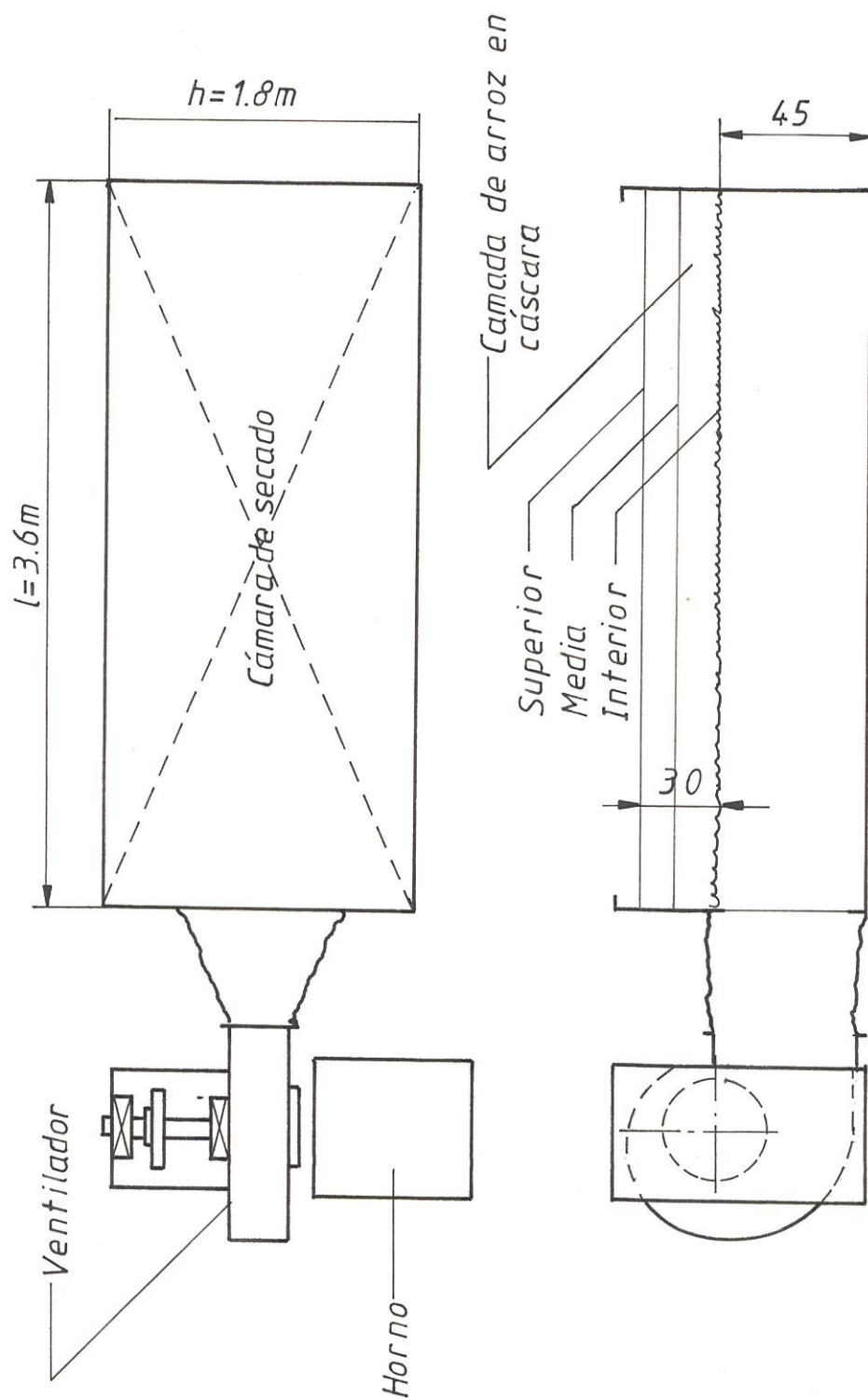


Fig. 2.6. Cámara de secado por lote o tanda (Ref. 12)

secando a una temperatura entre los 45 y 50 °C, siempre que el producto sea frecuentemente remezclado y se tenga cuidado de que la humedad relativa del aire no descienda por debajo de ciertos límites. De hecho, no es la temperatura en sí misma la que provoca que el grano se agriete cuando se emplean flujos de aire excesivamente calientes, sino el contenido de humedad excesivamente bajo que el aire llega a tener normalmente en tales condiciones. Si el aire tiene un contenido de humedad alrededor del 35 % no se producen daños en el arroz con estas temperaturas.

El IRRI (Ref. 12) reporta un flujo de aire de 1.13 m<sup>3</sup>/seg (2400 CFM) a una temperatura de 44 ± 4 °C (110 ± 5 °F) generado con un motor de 2.2 KW (3 HP) para entregar 0.58 m<sup>3</sup>/seg por m<sup>3</sup> de arroz (35 cfm/pie<sup>3</sup> de arroz) contra una presión estática de 20.32 a 22.86 mm de agua (0.8 a 0.9 pulg. de agua); que es la caída de presión que producen los 1144 Kg de arroz en cáscara distribuidos sobre una superficie de 3.6 m x 1.8 m, con una altura de camada de 0.3 m (12 pulg.) y un flujo de aire de 0.49 m<sup>3</sup>/seg (1030 CFM) generado con un motor de 0.75 KW (1 HP) para entregar 0.25 m<sup>3</sup>/seg por m<sup>3</sup> de arroz en cáscara (15 cfm/ pie<sup>3</sup> de arroz).





Un flujo de aire de  $0.25 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz resultó lento y escaso para una altura de camada de arroz en cáscara de 0.3 metros puesto que la diferencia en la humedad del arroz a distintas profundidades o alturas de la camada fue excesiva. Con un flujo de aire de  $0.58 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz manteniendo la altura de camada de 0.3 metros el secado fue homogéneo; y la duración del proceso de secado fue menor (4 horas).

Reduciendo la altura de camada de 0.3 metros a 0.15 metros cuando el ventilador entrega  $0.49 \text{ m}^3/\text{seg}$  (1030 CFM) se incrementa el flujo de aire desde  $0.25 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz hasta  $0.50 \text{ m}^3/\text{seg}$  por  $\text{m}^3$  de arroz en cáscara (30 cfm/pie de arroz en cáscara) obteniendo homogeneidad en el secado.

La diferencia en humedad entre la parte superior, media e inferior de las capas de la camada de arroz en cáscara en la cámara de secado fue mayor a menor flujo de aire.

Para las pruebas realizadas en el Centro de Investigación Experimental en Tecnología Energética de la ESPOL se utiliza un motor de 1.5 Kw (2 HP) acoplado al ventilador para entregar un flujo de aire de  $1.07 \text{ m}^3/\text{seg}$  (2258 CFM) a una temperatura de  $44 \pm 4$



°C ( $110 \pm 5$  °F) contra una presión estática de 15.4 mm de agua que es la caída de presión que producirían 1030 Kg de arroz en cáscara distribuidos sobre una superficie de 6.48 m<sup>2</sup> con una altura de camada de 0.27 metros, bajo estas condiciones el proceso de secado se estima sería el adecuado aunque para las pruebas realizadas se simula una altura de camada de 0.3 metros siendo esta una situación crítica de funcionamiento. (Apéndice C)

## 2.5 TIPO DE AISLAMIENTO

El tipo de aislamiento seleccionado es de bajo costo y fácil adquisición. El revestimiento es interior con el objeto de proteger al metal de la corrosión producto de las temperaturas alcanzadas en la cámara de combustión y del vapor de agua que pudiera condensarse.

El aislamiento está compuesto por una mezcla de: arcilla refractaria Alfadomus, arcilla de Posorja y ladrillo refractario molido proveniente de un horno de inducción. Las proporciones de la mezcla son 1, 1 y 0.5 en volumen respectivamente.

El monolítico formado tiene un espesor de 50 mm en

las paredes laterales y 50 mm en la parte superior o tapa del hogar.

El peso del monolítico es de 153.41 Kg y el producto de la masa del monolítico por el calor específico de los materiales constituyentes del mismo es igual a 158507.3 J/°K.

La Figura 2.7 muestra una secuencia del proceso seguido en el revestimiento del horno.



FIG. 2.7 SECUENCIA DEL PROCESO DE REVESTIMIENTO DEL HOGAR

## CAPITULO III

### BALANCE ENERGETICO DEL HORNO

#### 3.1 BALANCE ENERGETICO DEL HORNO (ESTADO ESTABLE)

La operación de un horno se entiende como una combinación de procesos térmicos que ocurren en éste.

El perfil de temperaturas en un horno es generalmente muy complicado; si las condiciones del horno se mantienen invariables en el tiempo se dice que el horno opera bajo condiciones de estado estable, de otra forma las condiciones son transientes. Así por ejemplo bajo condiciones de estado estable la generación de calor (carga térmica) en el horno es independiente del tiempo. (Ref. 6)

A los hornos cuya temperatura permanece constante en el tiempo se los conoce como hornos de acción constante o continuos y aquellos en los cuales la temperatura es variable se los conoce como periódicos o adentro y afuera. (Ref. 10)



El horno, como se verá más adelante, presenta condiciones fluidodinámicas de la combustión cambiantes en el tiempo con una llama móvil es decir, que avanza a medida que encuentra combustible a su paso, con desalojos de cenizas que provocan movimientos drásticos del combustible en la parrilla y con una alimentación irregular.

Se puede entonces aseverar que las condiciones térmicas bajo las cuales opera el horno son transientes, por consiguiente no es pertinente realizar el balance de energía en estado estable del sistema, ya que éste nunca alcanza la estabilidad térmica.

### 3.2 BALANCE ENERGETICO DEL HORNO (ESTADO TRANSIENTE)

Un balance energético puede ser compilado para: la zona del proceso, la zona donde se genera el calor, elementos individuales del horno y su equipo térmico o el horno como un todo.

El balance de energía realizado para cortos intervalos de tiempo (5 - 10 minutos) se denomina usualmente balance instantáneo. El propósito de éste es determinar la dinámica del consumo de energía en



BIBLI

el proceso tecnológico cuando este ocurre bajo condiciones térmicas transientes. (Ref. 6)

Las variaciones de la temperatura del horno en el tiempo se conocen como las condiciones de temperatura del horno.

La cantidad de calor generado en un instante se conoce también como la carga térmica del horno. Las condiciones térmicas del horno las constituyen esencialmente las variaciones en el tiempo de la generación de calor o carga térmica.

En los hornos periódicos la carga térmica varía en el tiempo, mientras en los continuos ésta permanece constante. (Ref. 10)

En el presente trabajo los balances instantáneos se realizan para intervalos de tiempo de 15 minutos y un total de nueve balances por prueba. Generalmente el primer balance efectuado en determinada prueba se realiza después de 30 minutos de haber sido encendido el horno.

### 3.2.1 BALANCE ENERGETICO DEL HORNO CON TIRO NATURAL



Realizando el balance energético del horno con tiro natural con respecto al volumen de control que se muestra en la Fig. 3.1 se obtiene:

$$EQC = EFT + EAP + PT + IC \quad (3.1)$$

en donde,

EQC, es la energía química del combustible o Potencia nominal del horno (W) y se define como el producto entre el poder calorífico inferior en base húmeda (J/Kg) y el flujo másico de combustible (Kg/seg) (cascarilla de arroz).

$$EQC = (PCI)_{\text{base húmeda}} \times m_{\text{comb}} \quad (3.2)$$

EFT, es la energía entregada al fluido de trabajo (W) y se define como el producto entre el flujo másico de los gases que salen del hogar (Kg/seg) por el calor específico de los gases (J/Kg·°K) y por la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida del hogar (°K) y la temperatura ambiente (°K).

$$EFT = m_g \times C_p \times (T_{\text{sh}} - T_a) \quad (3.3)$$



EAP, es el cambio en la energía acumulada en las paredes (W) y se define como el producto entre la masa del revestimiento (Kg), por el calor específico de este material (J/Kg·°K), por la diferencia entre la temperatura promedio posterior (en el tiempo) y la temperatura promedio anterior (en el tiempo), para el tiempo (seg) de el período.

Cuando el horno no está revestido y sus paredes son metálicas de un espesor pequeño la energía acumulada en las paredes se considera nula.

$$EAP = m_r \times C_{p_r} \times \frac{(T_{wp} - T_{wa})}{\text{tiempo}} \quad (3.4)$$

PT, las pérdidas térmicas (W) son aquellas que sufre el horno debido a la convección y radiación por las paredes del hogar y las pérdidas de calor por aberturas en el hogar.

$$PT = h \times A_h \times (T_{\infty} - T_a) + \epsilon_{\infty} \times \sigma \times A_h \times (T_{\infty}^4 - T_a^4) + \epsilon_a \times \sigma \times A_h \times (T_c^4 - T_a^4) \quad (3.5)$$

$h$  = coeficiente convectivo promedio exterior  
(W/m<sup>2</sup>·°K).

$A_h$  = superficie exterior del hogar (m<sup>2</sup>).

$T_e$  = temperatura exterior de las paredes del hogar ( $^{\circ}\text{K}$ ).

$T_a$  = temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{K}$ ).

$\epsilon_e$  = emisividad de las paredes exteriores del hogar.

$\sigma$  = constante de Stefan - Boltzmann ( $\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$ ).

$\epsilon_a$  = emisividad a través de la abertura para la entrada de aire.

$A_a$  = superficie de la abertura para la entrada de aire al hogar.

$T_c$  = temperatura promedio de la cama de cascarilla de arroz.

IC, es la ineficiencia de combustión (W) que la constituyen: los residuos de carbón - sílice, debido a que la forma del óxido de sílice se mantiene invariable antes y después de la reacción química reteniendo carbono en la estructura de sílice; el carbón fijo que no se libera en el proceso de combustión; el material volátil que abandona el hogar sin combustionarse y al monóxido de carbono producido por una combustión incompleta.

La eficiencia de combustión ( $\eta_c$ ) se define como la diferencia de la ineficiencia de combustión

dividida para la energía química del combustible respecto de la unidad.

$$\eta_c = (1 - IC/EQC) \times 100 \quad (\%) \quad (3.6)$$

La eficiencia térmica del sistema ( $\eta_s$ ) se define como la energía entregada al fluido de trabajo para la energía química del combustible.

$$\eta_s = \frac{EFT}{EQC} \times 100 \quad (\%) \quad (3.7)$$

En la Figura 3.2 se muestra el balance de energía por medio del diagrama de Sankey.

### 3.2.2 BALANCE ENERGETICO DEL HORNO CON TIRO INDUCIDO

Realizando el balance energético del horno con tiro inducido con respecto al volumen de control I que se muestra en la Figura 3.3 se obtiene:

$$EQC = EFT + EAP + CSG + PT + IC \quad (3.8)$$

donde,

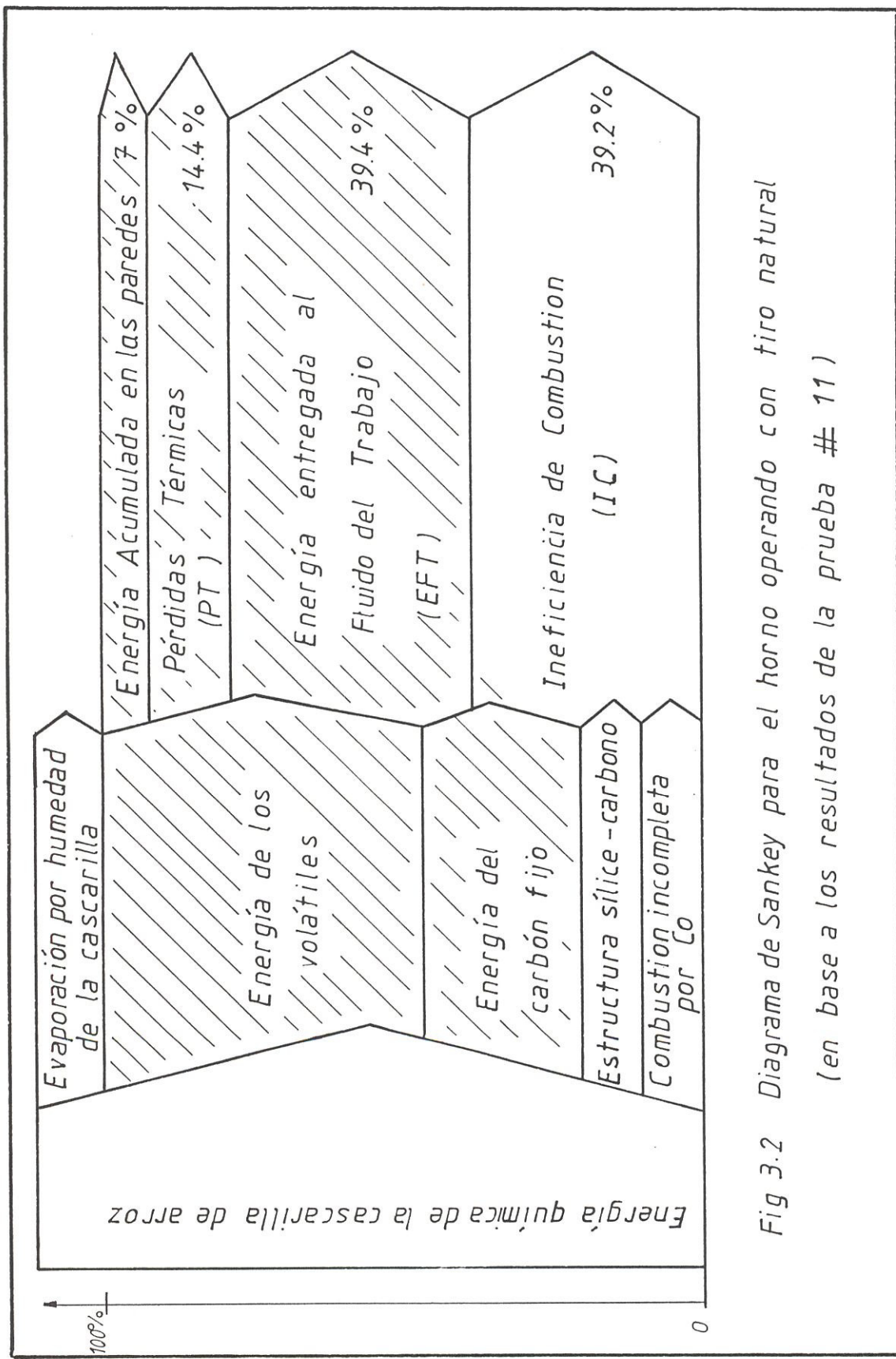


Fig 3.2 Diagrama de Sankey para el horno operando con tiro natural  
(en base a los resultados de la prueba # 11)



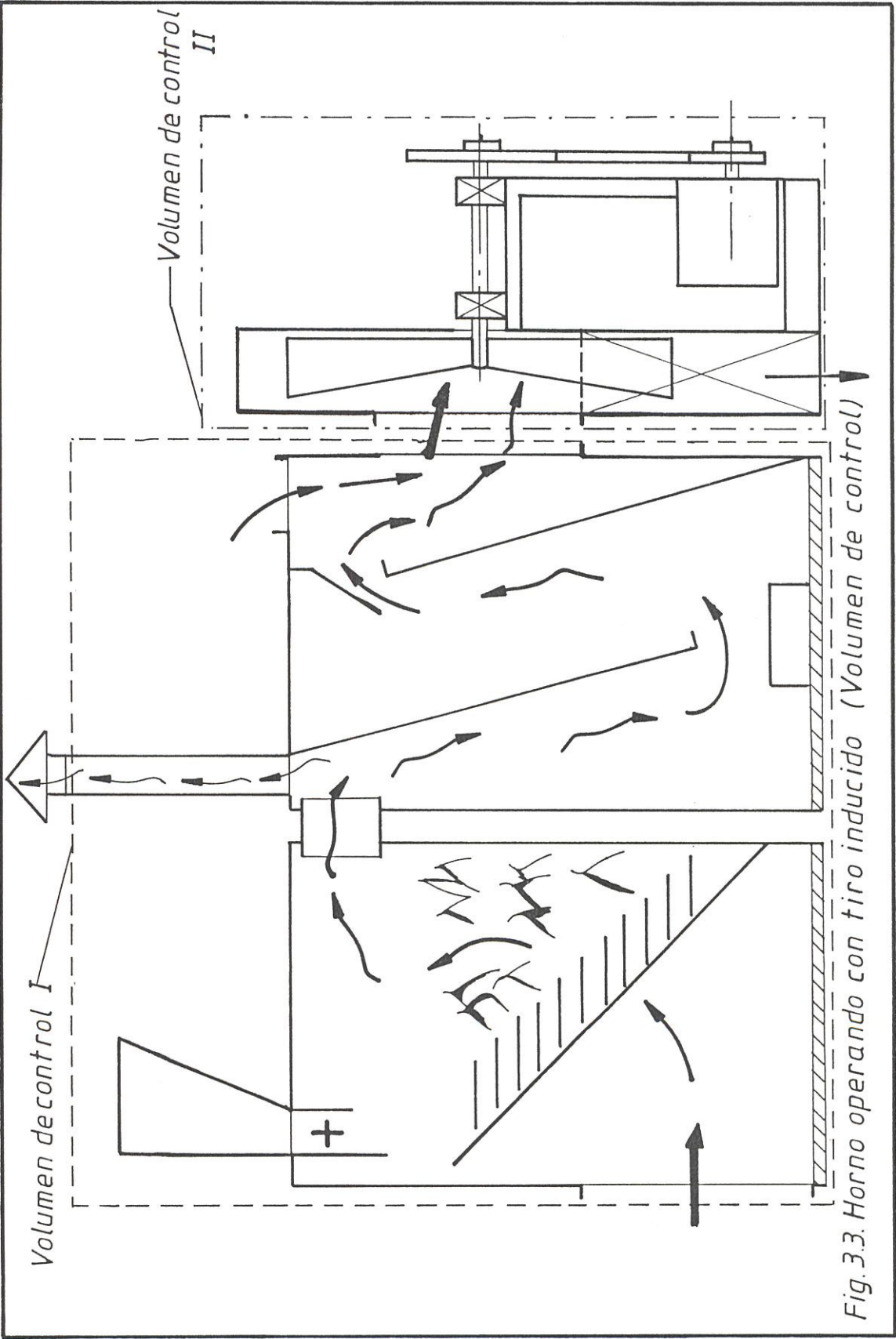


Fig. 3.3. Horno operando con tiro inducido (Volumen de control)

EFT, es la energía entregada al fluido de trabajo (W) y se define como el producto entre el flujo másico de gases que salen hacia el ventilador (Kg/seg), por el calor específico de los gases (J/Kg\*°K) y por la diferencia entre la temperatura de los gases que salen hacia el ventilador (°K) y la temperatura ambiente (°K).

$$EFT = m_{ev} \times C_p \times (T_{ev} - T_a) \quad (3.9)$$

CSG, es el calor sensible de los gases que escapan por la chimenea (W) y se define como el producto entre el flujo másico de gases que escapan por la chimenea (Kg/seg) por el calor específico (J/Kg\*°K) de estos gases y por la diferencia entre la temperatura de los gases en la chimenea (°K) y la temperatura ambiente (°K)

$$CSG = m_{ech} \times C_p \times (T_{ch} - T_a) \quad (3.10)$$

PT, para las pérdidas térmicas (W) se debe considerar además de las que sufre el horno en el hogar las pérdidas que se registran en el filtro de gases.

El resto de miembros de la igualdad 3.8

conservan las definiciones dadas en la sección 3.2.1.

En la Figura 3.4 se muestra el balance de energía por medio del diagrama de Sankey.

#### Balance de Energía y Masa en el ventilador

Realizando un balance de masa y de energía con respecto al volumen de control II que se muestra en la Figura 3.3 se obtienen:

$$m_v = m_{air} + m_{ev} \quad (3.11)$$

$$m_v \times h_v = m_{air} \times h_{air} + m_{ev} \times h_{ev} \quad (3.12)$$

en donde,

$m_v$  = flujo másico del aire de secado que sale del ventilador (Kg/seg).

$m_{air}$  = flujo másico de aire que entra al ventilador (Kg/seg).

$m_{ev}$  = flujo másico de gases producto de la combustión que salen hacia el ventilador (Kg/seg).

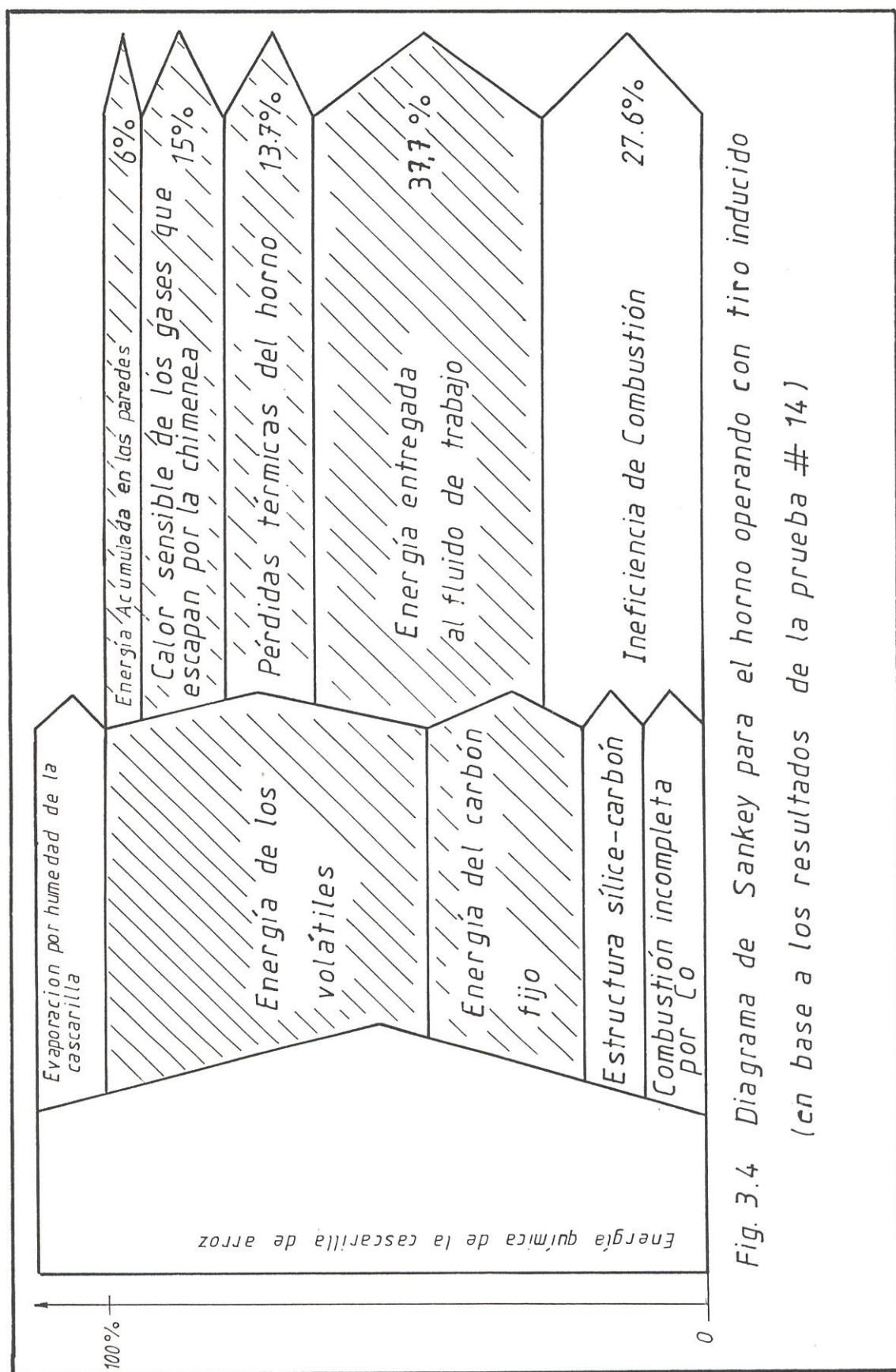


Fig. 3.4 Diagrama de Sankey para el horno operando con tiro inducido  
(en base a los resultados de la prueba # 14)



## BIBLIOTECA

$h_v$  = entalpía del aire de secado que sale del ventilador (J/Kg).

$h_{air}$  = entalpía del aire que entra al ventilador (J/Kg).

$h_{ev}$  = entalpía de los gases que salen hacia el ventilador (J/Kg).

Despejando en 3.11  $m_{air}$  se tiene:

$$m_{air} = m_v - m_{ev}$$

reemplazando esta igualdad en 3.12 y despejando  $m_{ev}$  se tiene:

$$m_{ev} = \frac{m_v (h_v - h_{air})}{(h_{ev} - h_{air})} \quad (3.13)$$

Si se conoce que el flujo másico de gases que sale del hogar ( $m_g$ ) se divide en un flujo hacia la chimenea y otro hacia el ventilador se tiene que:

$$m_g = m_{ech} + m_{ev} \quad (3.14)$$

Conociendo el flujo másico de gases que escapan por la chimenea y el flujo másico de gases



producto de la combustión que abandona el filtro de gases hacia el ventilador se puede calcular el flujo másico de gases que salen del hogar producto de la combustión.

## CAPITULO IV

### PRUEBAS EXPERIMENTALES DEL HORNO

El horno se prueba con diferentes configuraciones: el horno desnudo (sin aislamiento) operando con tiro natural, el horno aislado operando con tiro natural, el horno aislado operando con tiro inducido.

Landires (Ref. 11) determinó que las mejores condiciones de combustión para la cascarilla de arroz se dan con la parrilla inclinada aproximadamente a 45° y los escalones en posición horizontal (con respecto al piso) en base a esto se decide probar al horno variando la inclinación de parrilla para cada configuración de 45° a 50°.

#### 4.1 PRUEBAS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO SIN AISLAMIENTO)

A continuación se procede a explicar la metodología, las normas y las condiciones bajo las cuales los datos son recopilados.

##### 4.1.1 DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS

El proceso empieza con la compuerta de regulación de temperatura, ubicada en el filtro de gases (2.1.2), completamente cerrada permaneciendo en esta posición durante el desarrollo de toda la prueba por lo que el flujo de gases proveniente del hogar escapa íntegramente por la chimenea.

### Metodología

Los datos adquiridos se denominan medición; el intervalo entre mediciones es de quince minutos.

La adquisición de los datos de temperatura se realiza automáticamente cada minuto mediante termocuplas conectadas a un indicador-registrador de temperaturas desde el inicio mismo de la prueba. (Exceptuando la medición de las temperaturas de las paredes exteriores del hogar)

La medición de las velocidades del flujo de gases en la chimenea y la medición de las temperaturas de las paredes exteriores del hogar, se realizan de forma manual con un

intervalo de quince minutos a partir de la medición N° 1.

La toma de muestra de gases se efectúa cada treinta minutos a partir de la medición N° 1.

Se pesa la cantidad de cascarilla de arroz utilizada en la prueba.

La medición N° 1 usualmente tiene lugar treinta minutos después de haber encendido el horno, es en este momento cuando se toman los datos en forma manual y a partir de éste en que se deben promediar los quince datos de temperatura que el indicador - registrador de temperaturas ha sensado. Conociendo que este instrumento toma los datos de temperatura en intervalos de un minuto, el promedio obtenido representa la temperatura en este período de tiempo para la medición N° 1 en el punto donde está instalada la termocupla.

El procedimiento se mantiene para todas las termocuplas conectadas al indicador-registrador y para las mediciones subsiguientes.

Cabe anotar que para la Prueba # 1 no se realiza, ni la medición de las velocidades del flujo de gases que escapan por la chimenea ni la medición del consumo de cascarilla, por lo que no se presentarán resultados en base a esta prueba; a pesar de esto se considera conveniente incluir los datos de temperaturas registrados, principalmente por ser la única prueba en que el desalojo de cenizas es prácticamente nulo.

Durante la realización de las pruebas 4 y 5 la termocupla instalada a la salida del hogar sensa temperaturas erróneas, por lo que se ha buscado un método que permitiese estimar las temperaturas de los gases a la salida del hogar.

Para el efecto se realiza una curva entre la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) de los gases a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ) y la temperatura de los gases en la chimenea ( $T_{ch}$ ) vs. la temperatura de los gases en la chimenea ( $T_{ch}$ ). La curva se elabora en base a los datos obtenidos en las pruebas 2 y 3 siendo válida ésta para un determinado rango de flujo de



gases y para el horno funcionando con tiro natural sin aislamiento.

Conociendo la temperatura de los gases que escapan por la chimenea y entrando a la curva se obtiene la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida del hogar y la temperatura de los gases que escapan por la chimenea ( $\Delta T$ ) de donde se estima la temperatura de los gases a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ). (Ver Apéndice D - 1)

#### Normas y Condiciones

Para asegurar que no haya filtraciones de aire o escape de gases a través de la compuerta de regulación de temperatura se sella esta sección del filtro de gases como se muestra en la figura 4.1 .

La pared lateral del hogar se divide en doce secciones, cada una de estas secciones a su vez está compuesta por cuatro partes a las que se denominan A, B, C y D; la parte superior del hogar constituye la sección trece en la cual se marcan tres puntos de toma de temperaturas a los que se llama A, B y C. Todo esto con el



FIG.4.1 FILTRO DE GASES (HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL)

objeto de realizar un barrido de toma de temperaturas en las paredes exteriores del hogar para el cálculo de las pérdidas de calor en el hogar.

La figura 4.2 muestra la manera en que se ha dividido el hogar.

En la cama de cascarilla de arroz se instalan tres termocuplas: una en la parte superior, una en la parte media y otra en la parte inferior de la parrilla; las temperaturas sensadas en estas ubicaciones se han denominado:

- $T_{c1}$  a la temperatura sensada en la parte superior de la parrilla.
- $T_{c2}$  a la temperatura sensada en la parte media de la parrilla.
- $T_{c3}$  a la temperatura sensada en la parte inferior de la parrilla.

A la salida del hogar, en el ducto de unión entre el hogar y el filtro de gases, se instala una termocupla; la temperatura de los gases a la salida del hogar se denomina  $T_{sh}$ .



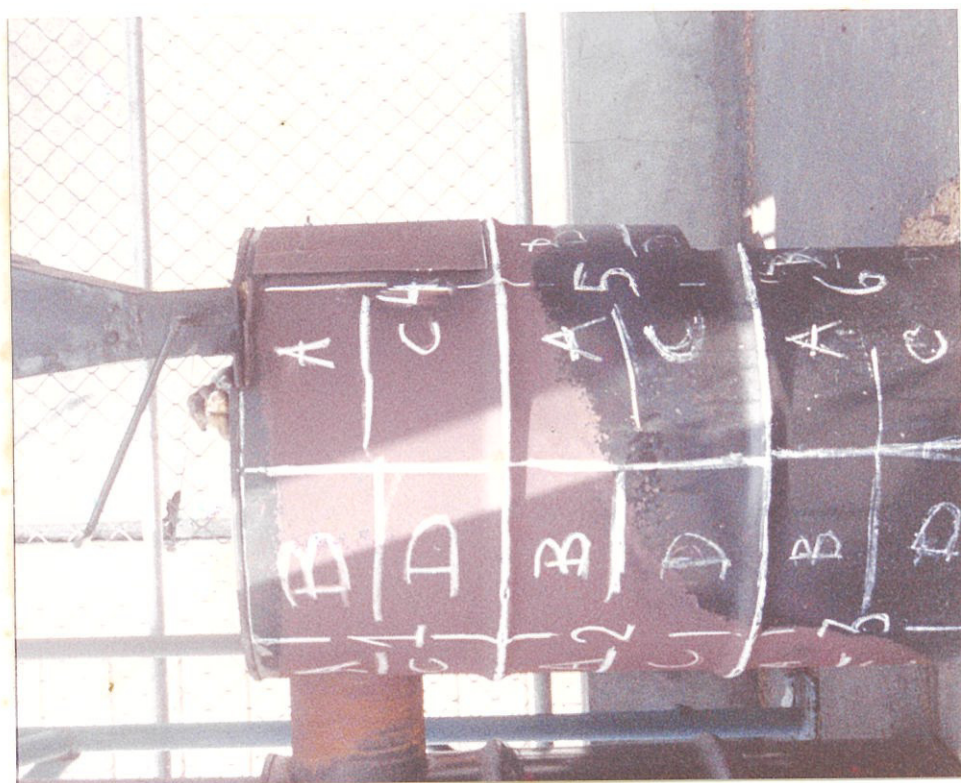


FIG. 4.2 DIVISION DEL HOGAR EN SECCIONES

En la chimenea se instala otra termocupla. La temperatura de los gases que escapan por la chimenea se denomina  $T_{ch}$ .

La medición de la velocidad de los gases producto de la combustión se realiza en la chimenea a una altura igual a diez veces el diametro de ésta (para permitir el desarrollo del perfil de velocidad del flujo de gases) y mediante el método de división en seis puntos según norma dada para el seccionamiento en áreas iguales para mediciones transversales en ductos circulares presentada en la figura 4.3 .  
(Ref. 7)

A partir de esta norma deben realizarse dos barridos a  $90^\circ$ , del uno con respecto al otro, siendo el diámetro de la chimenea 130 mm se tiene que la inmersión de la sonda en diámetros de la chimenea ( $d$ ) es igual a:

$$d_1 = 5.6 \text{ mm}$$

$$d_2 = 19.1 \text{ mm}$$

$$d_3 = 38.5 \text{ mm}$$

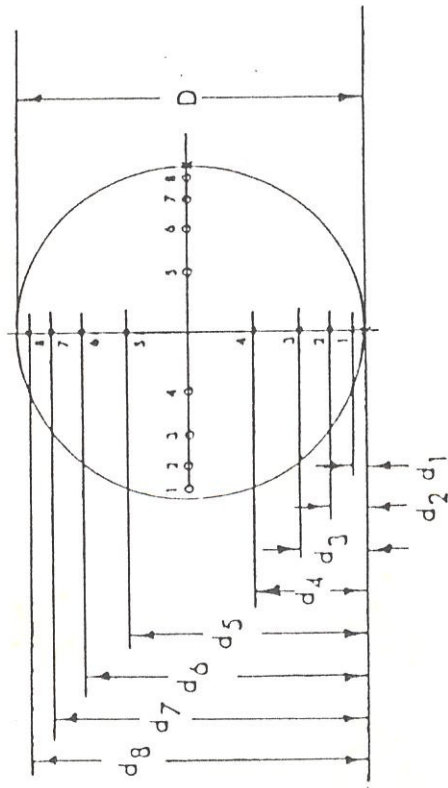
$$d_4 = 91.5 \text{ mm}$$

$$d_5 = 110.9 \text{ mm}$$

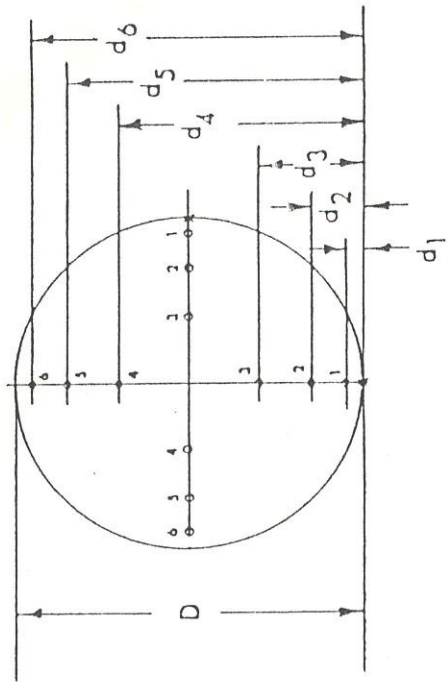
$$d_6 = 124.4 \text{ mm}$$



DIVISION EN OCHO PUNTOS



DIVISION EN SEIS PUNTOS



Método de División ➔	Inmersión de la sonda en diámetros del ducto									
	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_4$	$d_5$	$d_6$	$d_7$	$d_8$	$d_9$	$d_{10}$
6 puntos	0.043	0.147	0.296	0.704	0.853	0.957	—	—	—	—
8 puntos	0.032	0.105	0.194	0.323	0.677	0.806	0.895	0.968	—	—

Fig. 4.3 SECCIONAMIENTO EN AREAS IGUALES PARA MEDICIONES TRANSVERSALES  
EN DUCTOS CIRCULARES (Ref 7)

La composición de los gases provenientes de la cámara de combustión se determina mediante el análisis de Orsat.

En la figura 4.4 se muestra un esquema del flujo de gases producto de la combustión y los puntos de medición (toma de datos) para la configuración del horno actual.

#### Instrumentos Utilizados

- Aparato de Orsat
- Indicador registrador de temperaturas de gráfica de banda para termocuplas tipo K de 12 canales marca Omega
- Termómetro digital para termocuplas tipo K marca Omega
- Balanza digital
- 5 termocuplas tipo K
- Sensor de temperaturas de pared tipo
- Velómetro marca Alnor

#### 4.1.2 DATOS EXPERIMENTALES

El conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural sin aislamiento esta constituido por:

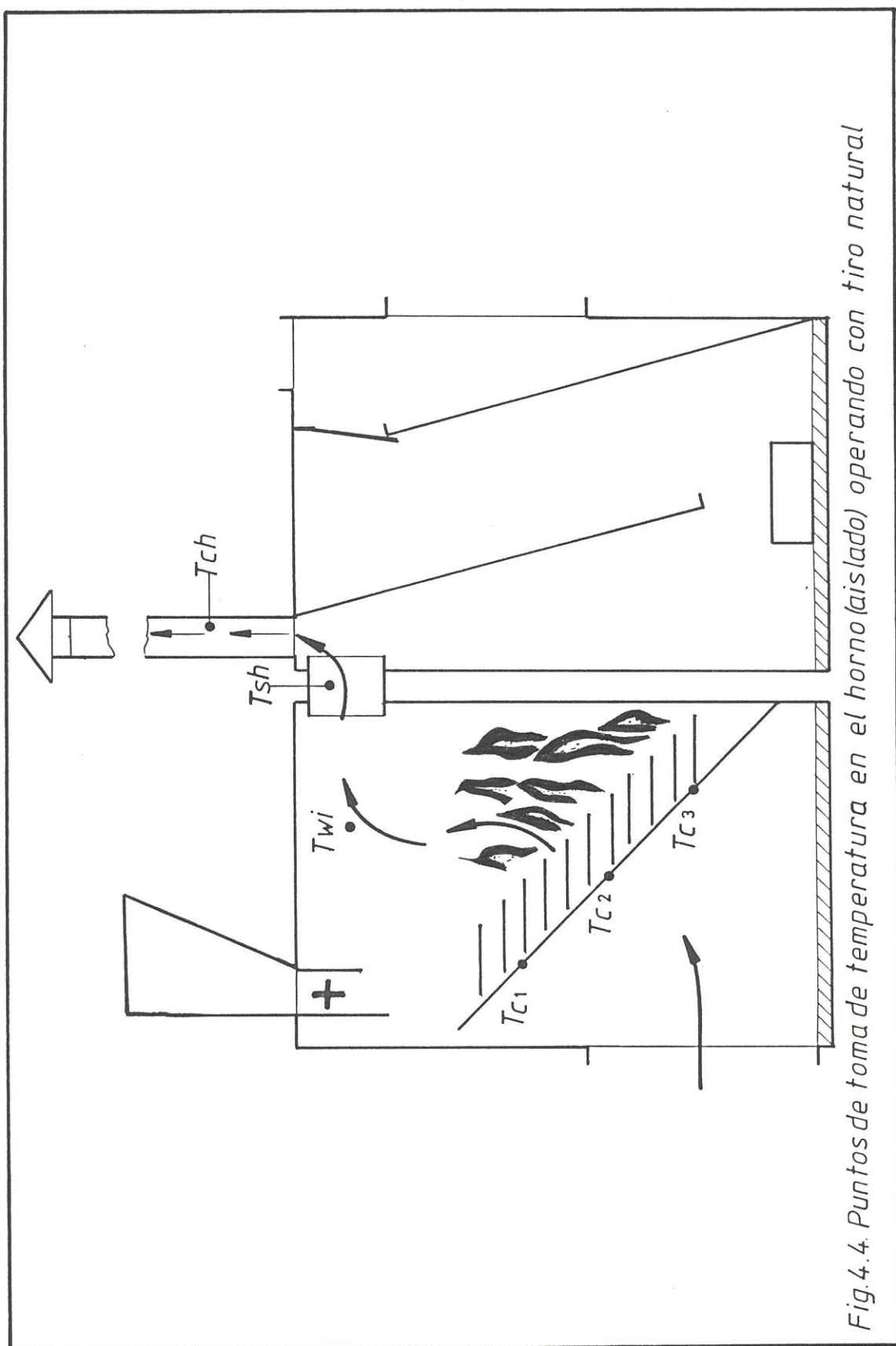


Fig. 4.4. Puntos de toma de temperatura en el horno (aislado) operando con tiro natural

- Prueba # 1
- Prueba # 2
- Prueba # 3
- Prueba # 4
- Prueba # 5

A continuación se presenta como ilustración los datos (mediciones) obtenidos para la Prueba # 4; los datos obtenidos para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural sin aislamiento se muestran en el Apéndice F - 1 con excepción de los datos presentados en esta sección.

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 4

HORNO SIN AISLAMIENTO OPERANDO CON TIRO NATURAL

Inclínación de la parrilla : 50°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 30°C  
 Consumo de cascarilla : 11.83 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 166 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.001188 Kg/seg  
 4.28 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.166172 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

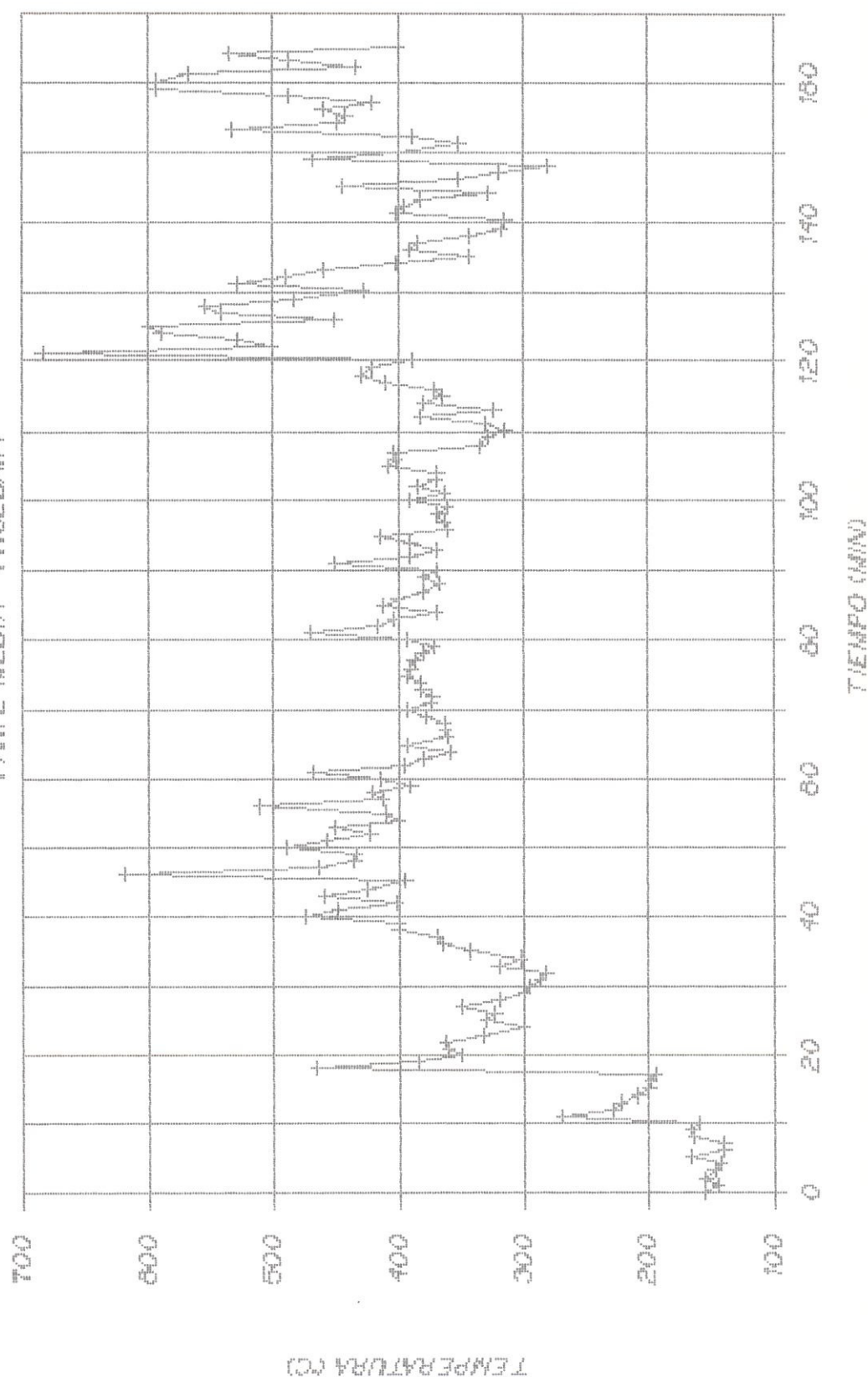
## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	1.6	20	0
5	2.6	19.4	0
7	2	19.8	0
9	2	20	0



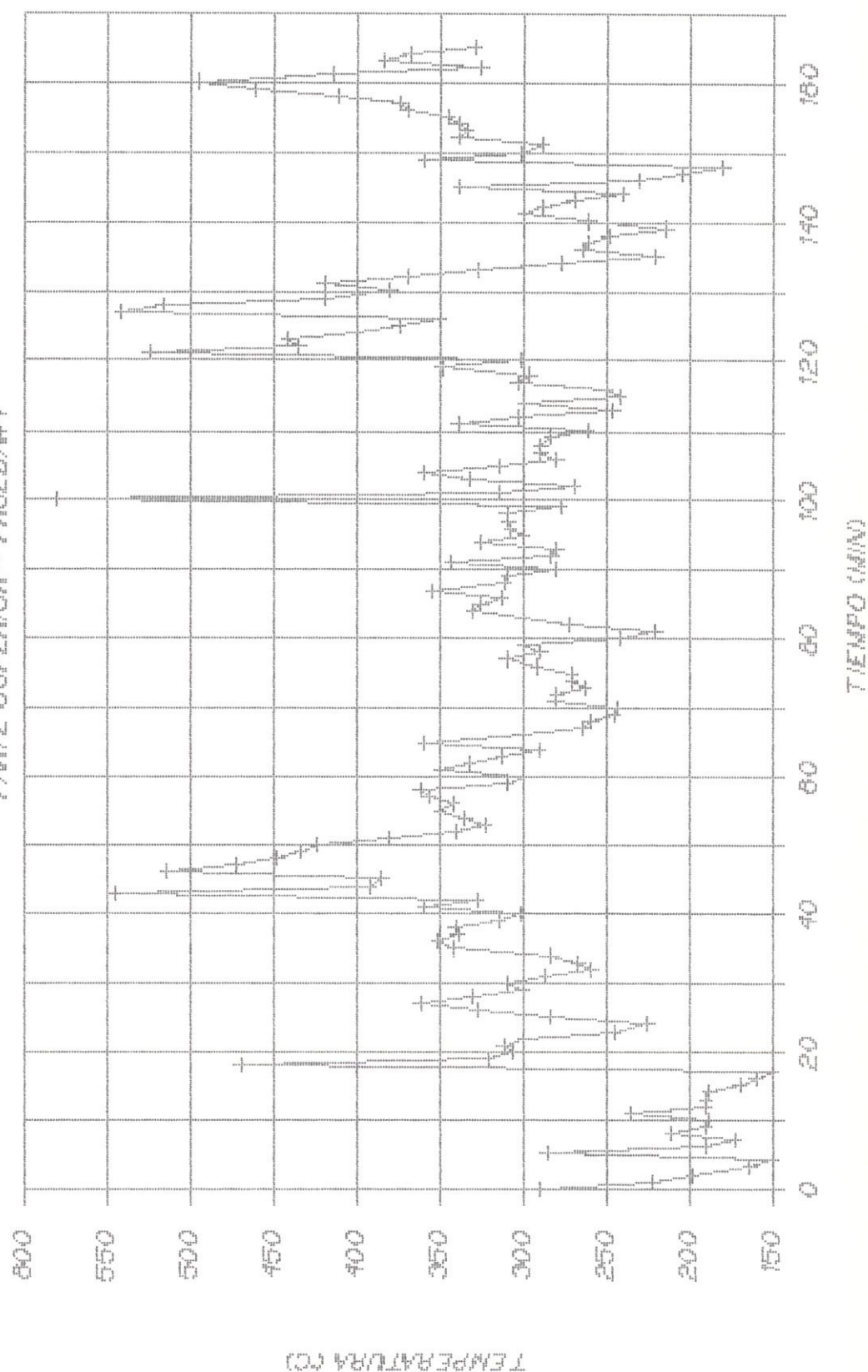
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA#4



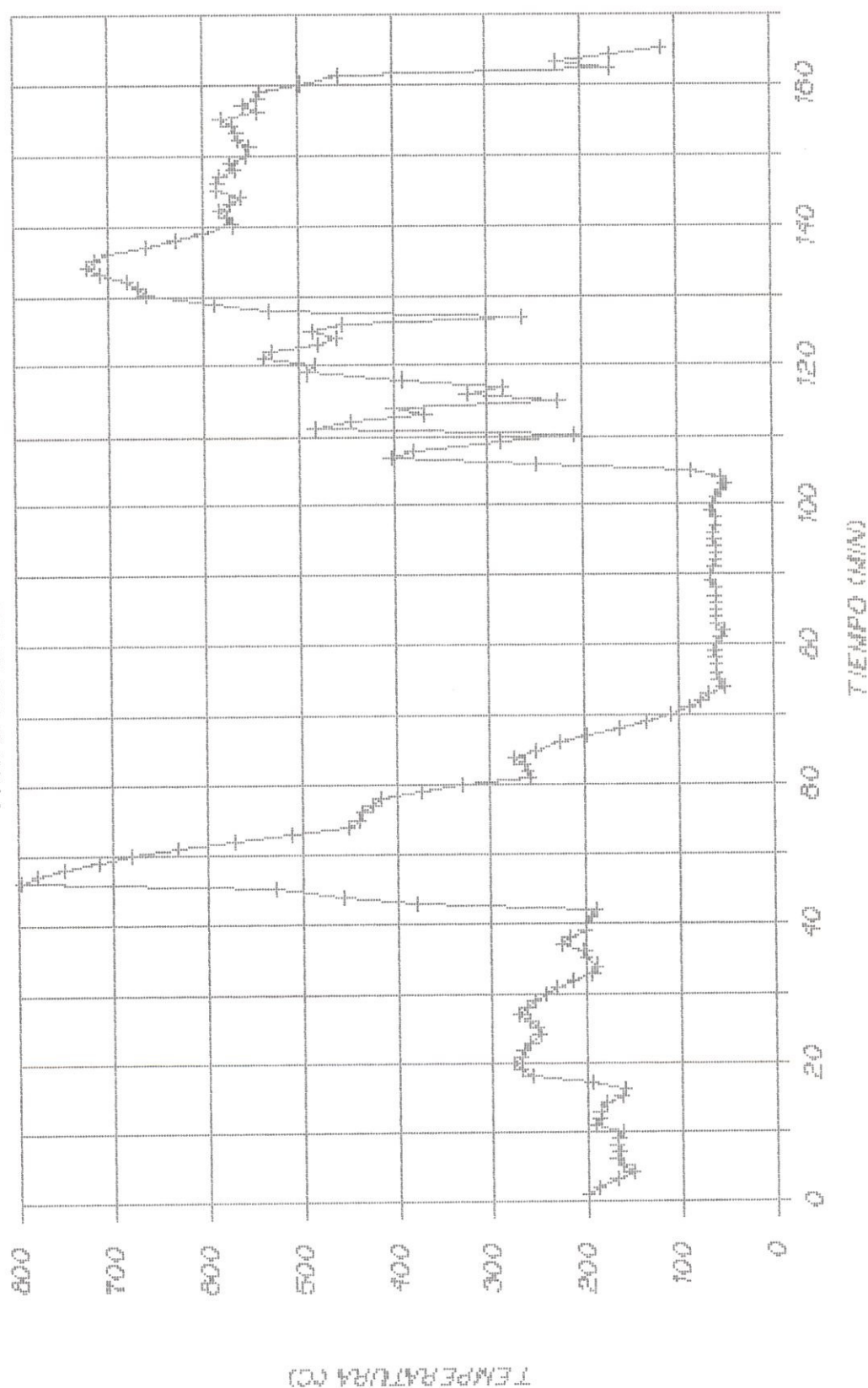
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBA#4



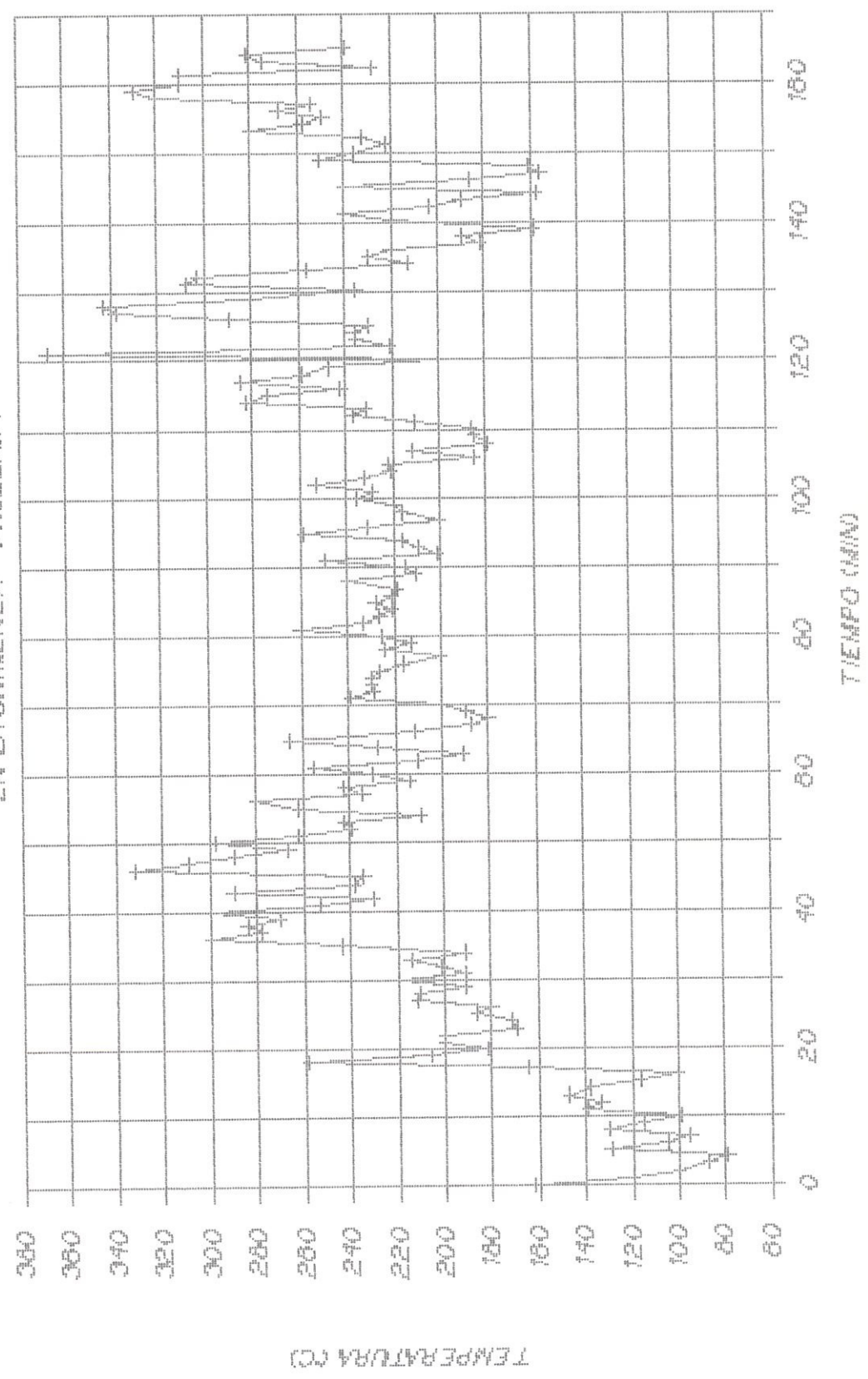
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA#4



# TEMPERATURA DE LOS GASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#4



## TEMPERATURAS DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HOGAR

## PRUEBA # 4

MEDICION Nº	TEMPERATURA (°C)
1	285
2	309
3	252
4	262
5	262
6	265
7	322
8	227
9	315

\* Temperaturas Estimadas



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 4

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	145	140	170	145	190	93	175	60	130	57	69	45	186	182	200	170	97	122	52	122	42	41	41	42
3	150	160	170	170	195	110	190	75	150	75	70	52	175	160	170	137	115	115	80	115	55	58	55	52
5	190	187	130	185	180	140	185	115	130	80	70	60	180	160	150	140	160	120	70	60	53	52	52	54
7	260	290	260	155	130	115	215	70	135	65	55	40	150	135	130	120	100	80	65	65	55	50	45	40
9	250	230	215	200	240	180	236	87	175	60	83	47	230	185	213	170	112	107	80	80	54	52	50	45

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 4

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	183	214	205	175	145	110	110	80	50	44	42	40	280	290	250	230	145	200	80	220	65	215	60	140
4	163	114	145	105	95	120	92	65	37	46	40	38	116	113	200	191	145	195	90	186	65	112	56	80
6	192	345	185	212	115	125	95	80	50	50	48	45	170	175	209	215	145	220	110	197	60	140	54	52
8	145	200	143	195	100	110	85	70	45	46	47	44	170	175	170	165	130	150	100	105	60	62	120	180

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 4

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	135	125	130
2	250	270	255
3	155	150	140
4	110	105	109
5	180	150	175
6	170	170	165
7	290	265	275
8	170	165	180
9	245	250	220

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 4

Distancia	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	100	100	200	220	200	150	100	300	100	100	200	200	100	100	100	100	200	200
d2	200	200	420	420	380	220	300	440	200	200	300	350	200	200	200	200	300	350
d3	400	280	540	540	440	480	480	500	440	400	500	440	220	280	360	400	440	440
d4	520	460	560	580	560	540	540	580	560	500	580	520	480	360	480	480	480	520
d5	440	440	500	560	520	480	520	600	400	480	300	580	380	360	500	480	400	540
d6	480	400	480	500	480	500	480	480	360	400	420	480	420	300	460	380	380	500

## 4.2 PRUEBAS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO AISLADO)

Las pruebas del horno operando con tiro natural aislado se realizan manteniendo la misma metodología, normas y condiciones descritas en la Sección 4.1.1.

### 4.2.1 DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS

La inclusión de dos termocuplas, colocadas en la sección 1D y conectadas al graficador, situadas una de ellas del lado exterior de la pared y la otra del lado interior de la pared del hogar, hace la diferencia de estas pruebas con respecto a las del horno sin aislamiento.

La figura 4.5 muestra al horno operando con esta configuración.

Al igual a lo que sucede en la realización de las pruebas 4 y 5 (Sección 4.1.1) la termocupla a la salida del hogar sensa temperaturas erróneas durante la realización de las pruebas 6, 7 y 8.

Para el efecto se realiza una curva entre la diferencia de temperatura ( $\Delta T$ ) de los gases a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ) y la temperatura de



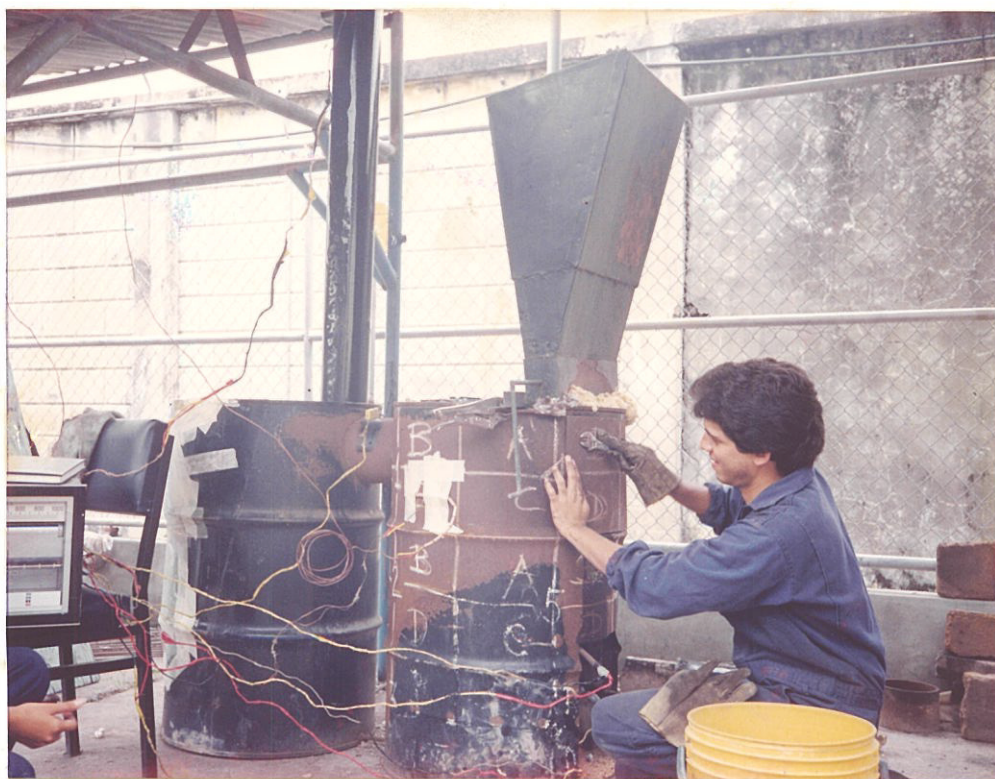


FIG. 4.5 HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL (AISLADO) Y PARTE DE LA INSTRUMENTACION UTILIZADA

los gases que escapan por la chimenea ( $T_{ch}$ ) vs. la temperatura de los gases que escapan por la chimenea ( $T_{ch}$ ), siendo válido este gráfico para un determinado rango de flujo de gases y para el horno operando con tiro natural aislado. El gráfico se ha elaborado en base a los datos obtenidos en las pruebas 9, 10 y 11.

Conociendo la temperatura de los gases que escapan por la chimenea y entrando a esta curva se obtiene la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida del hogar y la temperatura de los gases que escapan por la chimenea ( $\Delta T$ ) de donde se estima la temperatura de los gases a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ). (Ver Apéndice D - 2)

#### Instrumentos Utilizados

- Aparato de Orsat
- Indicador registrador de temperaturas de gráfica de banda para termocuplas tipo K de 12 canales marca Omega
- Termómetro digital para termocuplas tipo K marca Omega
- Balanza digital
- 7 termocuplas tipo K

- Sensor de temperaturas de pared tipo K
- Medidor de tiro
- Velómetro marca Alnor

#### 4.2.2 DATOS EXPERIMENTALES

El conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural y aislado esta constituido por:

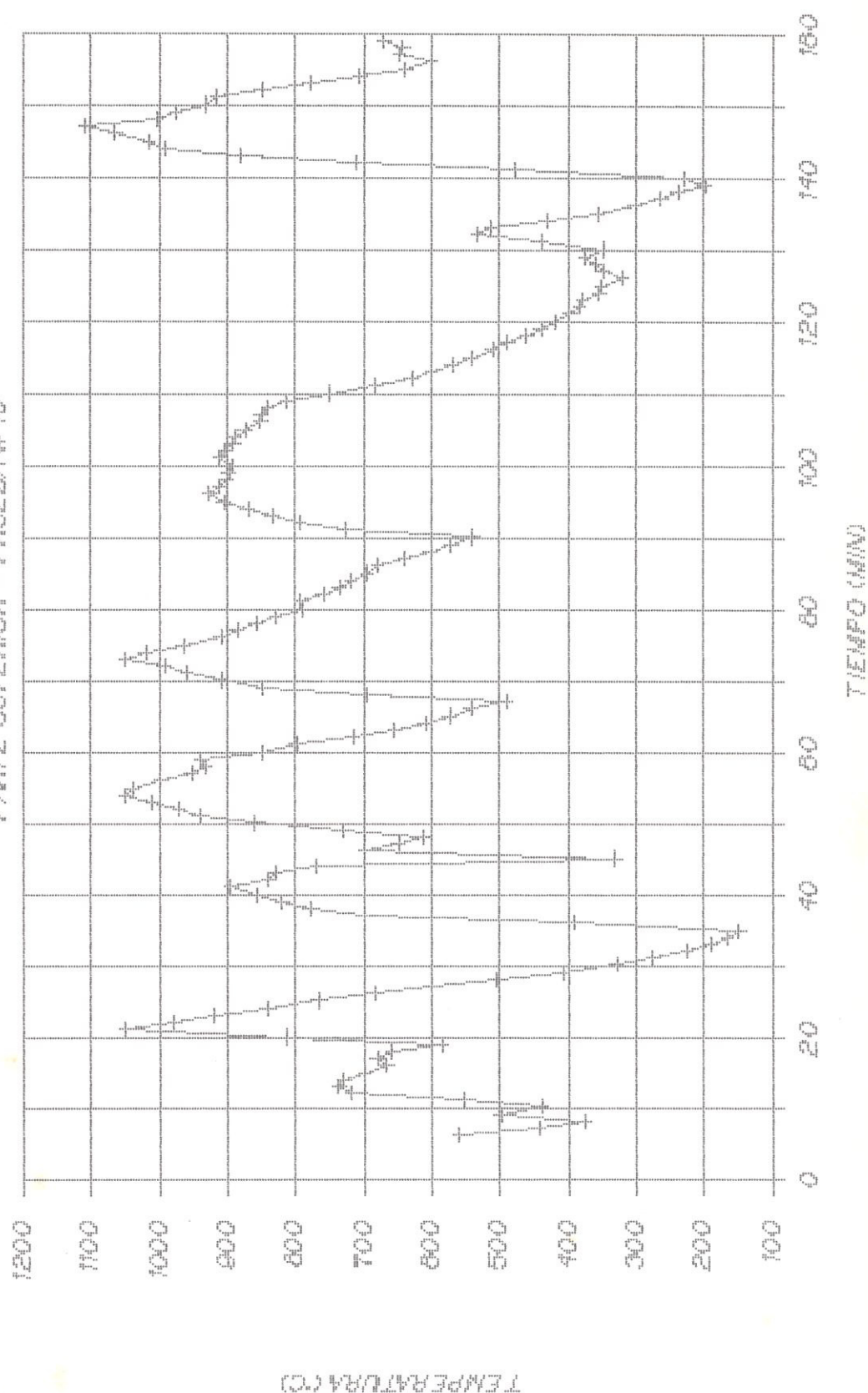
- Prueba # 6
- Prueba # 7
- Prueba # 8
- Prueba # 9
- Prueba # 10
- Prueba # 11

A continuación se presenta como ilustración los datos (mediciones) obtenidos para la Prueba # 10; los datos obtenidos para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural y aislado se muestran en el Apéndice F - 2 con excepción de los datos presentados en esta sección.



## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBA # 10

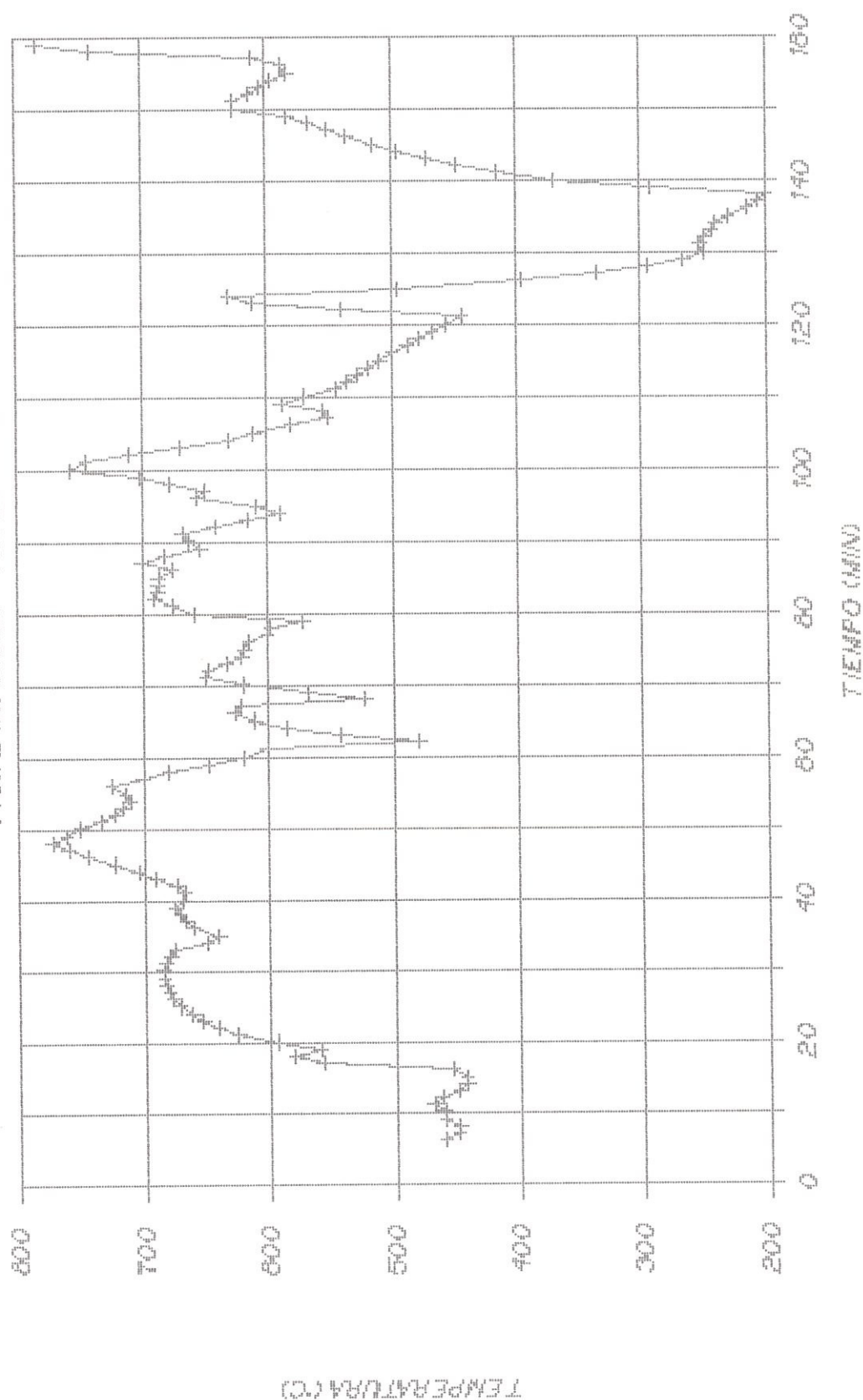






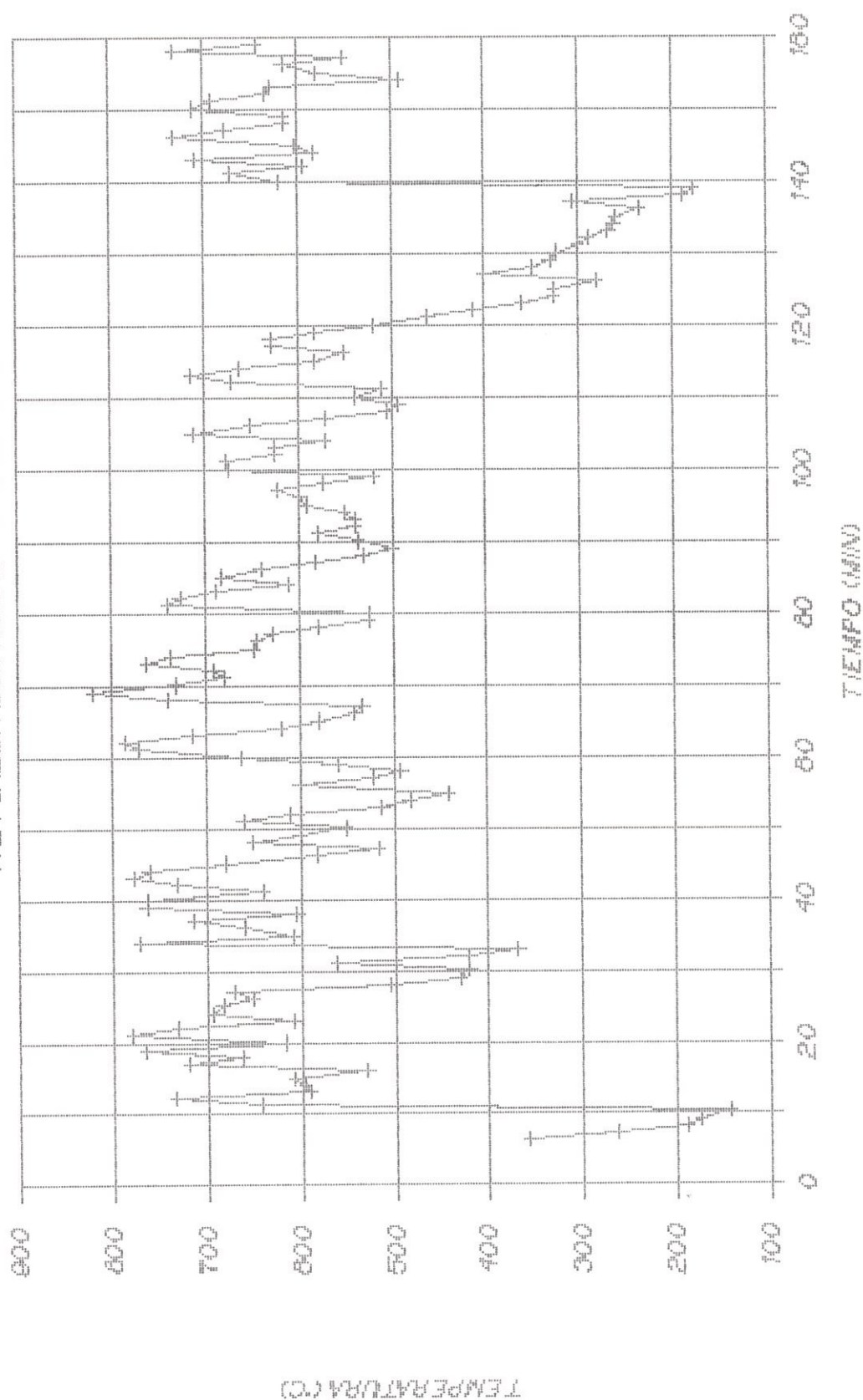
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA #10



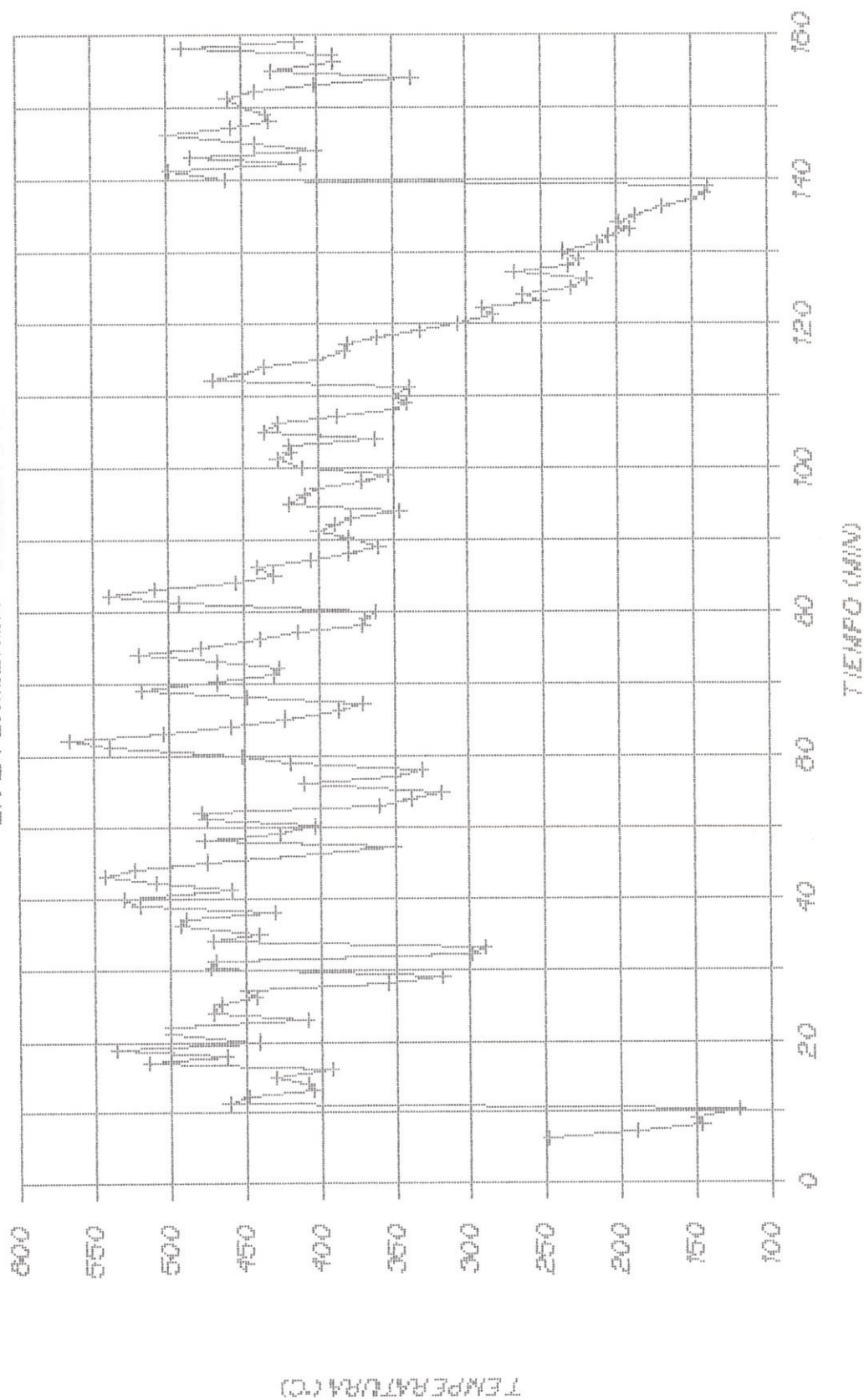
# TEMPERATURA DE LOS GASES

A LA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA # 10



# TEMPERATURA DE LOS GASES

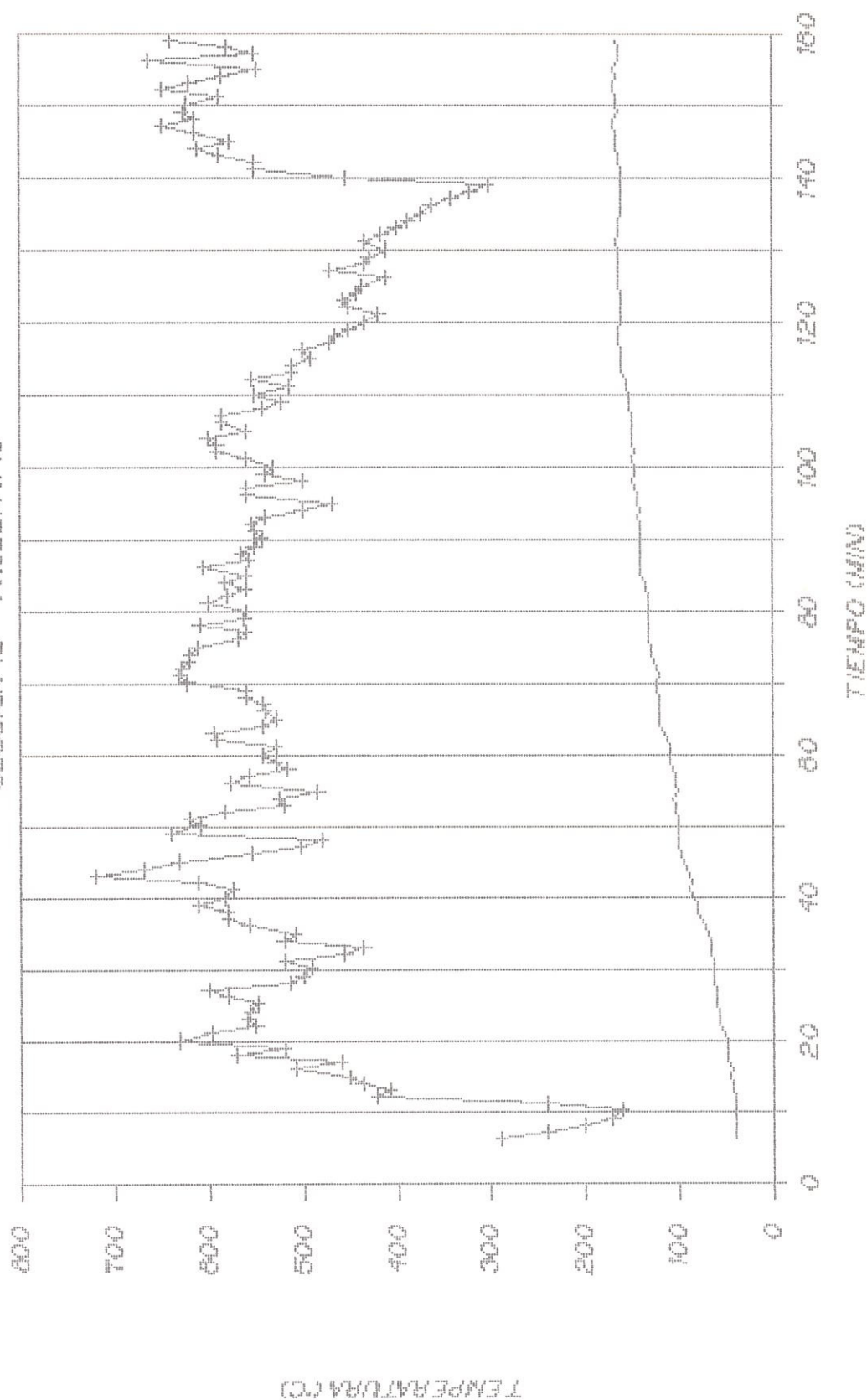
EN LA CHIMENEA - PRUEBA #10





# TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION 1D - PRUEBA # 10





## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 10

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	77	50	84	50	71	55	75	60	83	58	88	44	58	80	91	85	75	71	53	49	47	47	42	43
3	105	81	130	80	142	110	130	100	115	60	125	55	85	80	90	55	110	80	50	55	52	56	50	50
5	120	112	96	80	132	112	135	94	83	64	55	53	116	82	112	82	79	72	63	73	54	50	48	47
7	168	147	143	141	167	130	155	127	117	72	70	61	116	107	128	106	99	77	71	49	56	63	61	60
9	165	145	160	140	155	120	150	110	140	100	80	80	110	115	115	100	108	90	80	85	70	80	60	70

TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 10

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	108	80	104	85	66	78	42	48	52	41	45	42	85	120	89	100	92	110	80	110	70	67	50	55
4	90	80	100	77	80	70	85	65	62	55	55	50	100	116	95	137	105	145	85	142	50	115	45	110
6	90	103	86	109	61	90	76	61	68	56	65	50	123	127	140	155	138	164	92	73	45	99	53	55
8	74	110	80	111	70	84	61	50	53	50	51	47	132	140	144	148	121	147	94	140	70	81	52	51

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 10

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	83	104	101
2	111	142	70
3	125	145	145
4	130	113	154
5	110	180	157
6	122	183	128
7	122	147	140
8	137	169	142
9	155	150	153

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 10

Distancia	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	480	480	380	480	360	380	380	500	400	500	400	400	500	380	320	300	400	500
d2	600	580	680	640	580	580	540	580	580	600	540	560	620	500	400	420	580	600
d3	660	640	720	800	640	640	600	640	660	700	640	660	700	600	500	400	660	700
d4	680	760	680	820	660	660	620	760	640	720	680	680	640	580	520	440	700	720
d5	660	800	660	820	680	620	660	800	660	700	720	680	620	540	540	520	720	700
d6	680	760	640	780	660	600	640	780	680	680	700	640	660	500	500	560	740	680

## TIRO EN LA CHIMENEA

## PRUEBA # 10

MEDICION Nº	TIRO (PULG. AGUA)
1	0.05
2	0.04
3	0.03
4	0.03
5	0.04
6	0.03
7	0.03
8	0.03
9	0.03



#### 4.3 PRUEBAS DEL HORNO CON TIRO INDUCIDO (HORNO AISLADO)

A continuación se procede a explicar la metodología, las normas y las condiciones bajo las cuales los datos son recopilados, que de manera general son similares a las explicadas en la sección 4.2.1 .

##### 4.3.1 DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS

El proceso comienza con la compuerta de regulación de temperatura cerrada hasta que el horno esté completamente encendido y no haya presencia de humos visibles en la chimenea, entonces se abre la compuerta permitiendo que el ventilador succione los gases producto de la combustión y el aire que se calienta en los alrededores del filtro de gases.

##### Metodología

Se mantiene la metodología para la realización de las pruebas tal como se describe en la Sección 4.1.1 añadiendo las mediciones del flujo de aire a la descarga del banco de pruebas, de las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire de secado y de las temperaturas de las paredes del filtro de

gases; mediciones que se realizan cada 15 minutos a partir de la medición Nº 1.

#### Normas y Condiciones .

La división realizada a las paredes exteriores del hogar con el objeto de realizar un barrido de toma de temperaturas, se mantiene igual que en el horno operando con tiro natural. Además se realiza la división del filtro de gases en tres secciones laterales (15, 16 y 17) y en una sección superior (14) para realizar un barrido de toma de temperaturas, con el objeto de calcular las pérdidas de calor que se registran en éste.

En la figura 4.6 se muestra la forma en que se ha dividido las paredes del filtro de gases.

El ventilador opera acoplado al banco de pruebas que se utilizó para obtener la curva Presión estática vs. Caudal (Fig. 2.5), con el objeto de simular la caída de presión.

En la figura 4.7 se presenta al horno operando con tiro inducido acoplado al banco de pruebas y la instrumentación utilizada.

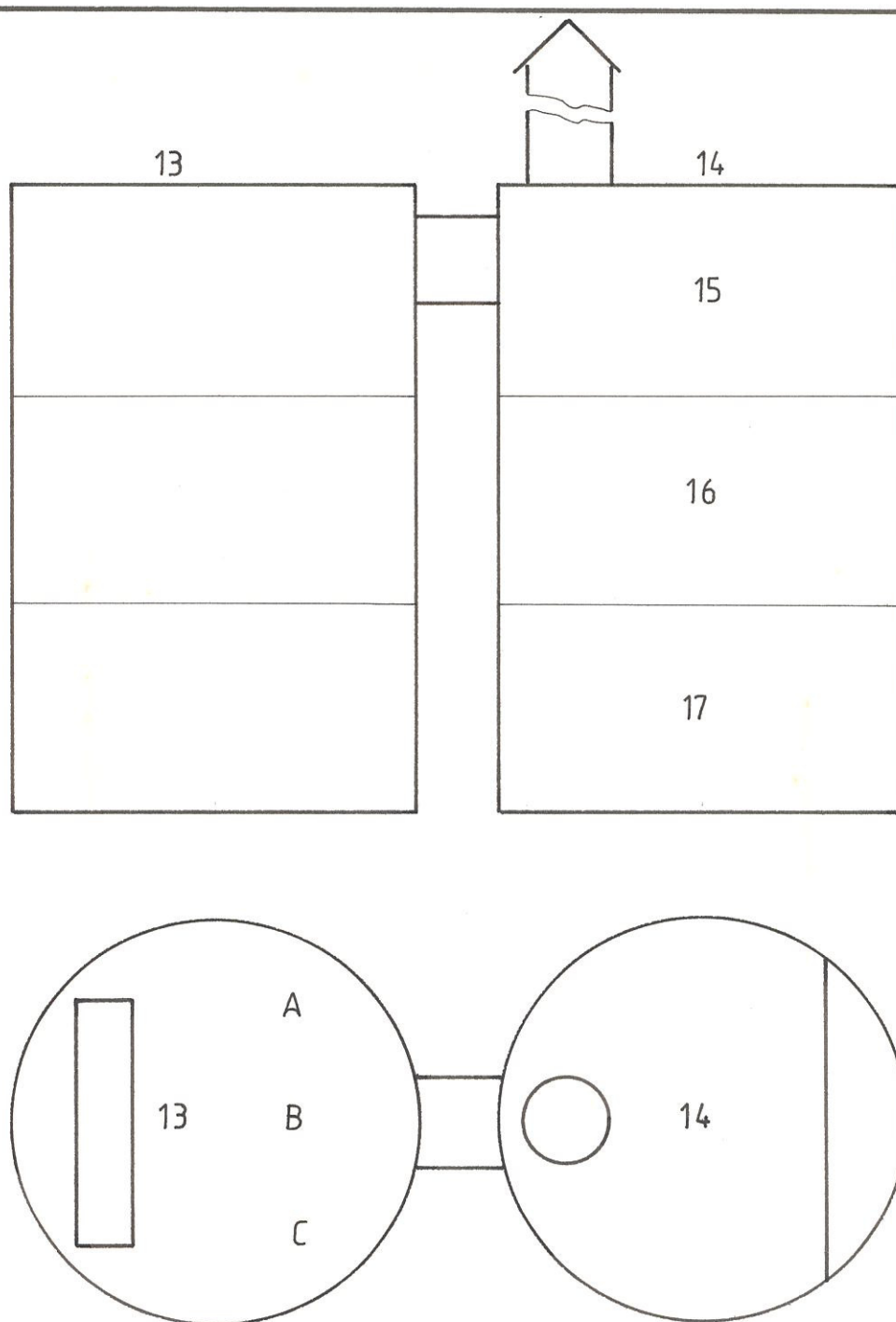


Fig. 4.6 División del filtro de gases



FIG. 4.7 HORNO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO Y LA INSTRUMENTACION UTILIZADA

Los puntos de toma de temperaturas descritos en la sección 4.1.1 se matienen añadiendo una termocupla a la altura de la compuerta reguladora de temperatura y conectandola al indicador - registrador de temperaturas ( $T_{ev}$ ).

La figura 4.8 muestra un esquema del horno operando con tiro inducido y los puntos de localización de las termocuplas.

La medición de la velocidad de los gases que escapan por la chimenea se realiza en el mismo punto en que se toma cuando el horno opera con tiro natural. Se realizan dos mediciones de la velocidad del flujo de gases para ambos barridos ( $0^\circ$  y  $90^\circ$ ) por limitaciones de tiempo.

La medición de la velocidad del flujo de aire que arroja el ventilador se realiza mediante el método de división en ocho puntos según la norma dada para el seccionamiento en áreas iguales para mediciones transversales en ductos circulares presentada en la figura 4.3 .

A partir de esta norma deben realizarse dos barridos a  $90^\circ$  del uno con respecto al otro; siendo el diámetro del ducto de pruebas de 235



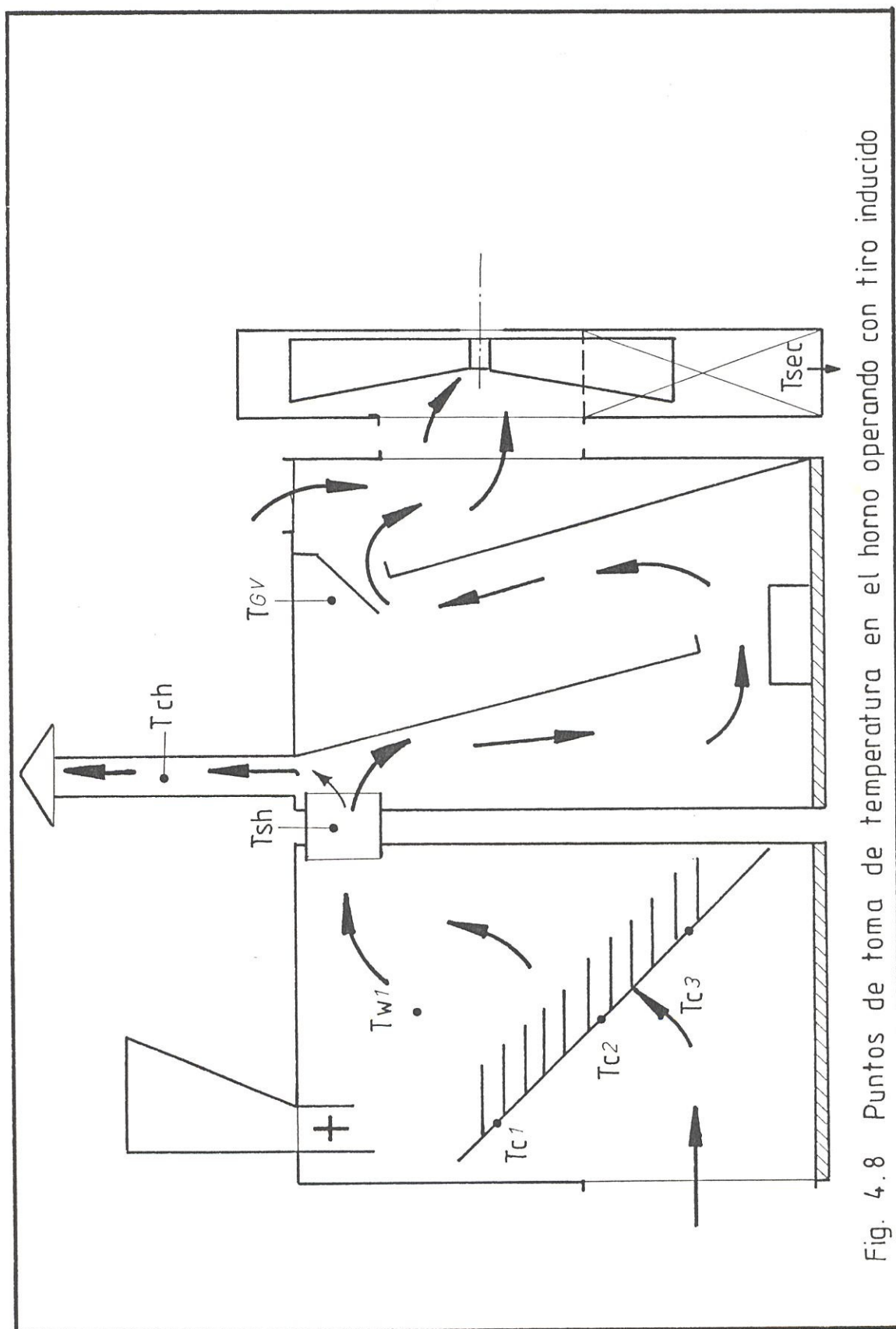


Fig. 4.8 Puntos de toma de temperatura en el horno operando con tiro inducido

mm se tiene que la inmersión de la sonda en diámetros del ducto (d) es igual a:

$$d_1 = 7.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = 24.7 \text{ mm}$$

$$d_3 = 45.6 \text{ mm}$$

$$d_4 = 75.9 \text{ mm}$$

$$d_5 = 159.1 \text{ mm}$$

$$d_6 = 189.4 \text{ mm}$$

$$d_7 = 210.3 \text{ mm}$$

$$d_8 = 227.5 \text{ mm}$$

La medición de las temperaturas del aire de secado (mezcla entre los gases de combustión y el aire que se calienta en los alrededores del filtro de gases) se realiza a la descarga del banco de pruebas y se mide tanto la temperatura de bulbo seco como la de bulbo húmedo.

#### Instrumentos Utilizados

- Aparato de Orsat
- Indicador registrador de temperaturas de gráfica de banda para termocuplas tipo K de 12 canales marca Omega
- Termómetro digital para termocuplas tipo K marca Omega

- Balanza digital
- 8 termocuplas tipo K
- Sensor de temperaturas de pared tipo K
- Banco de pruebas para ventiladores
- Psicrómetro
- Medidor de Tiro
- Velómetro marca Alnor
- Manómetro de agua tipo "U"

#### 4.3.2 PRUEBAS EXPERIMENTALES

El conjunto de pruebas del horno operando con tiro inducido y aislado esta constituido por:

- Prueba # 12
- Prueba # 13
- Prueba # 14
- Prueba # 15
- Prueba # 16

A continuación se presenta como ilustración los datos o mediciones obtenidos para la Prueba # 14; los datos obtenidos para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro inducido y aislado se muestran en el Apéndice F - 3 con excepción de los datos presentados en esta sección.

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 14

## HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO

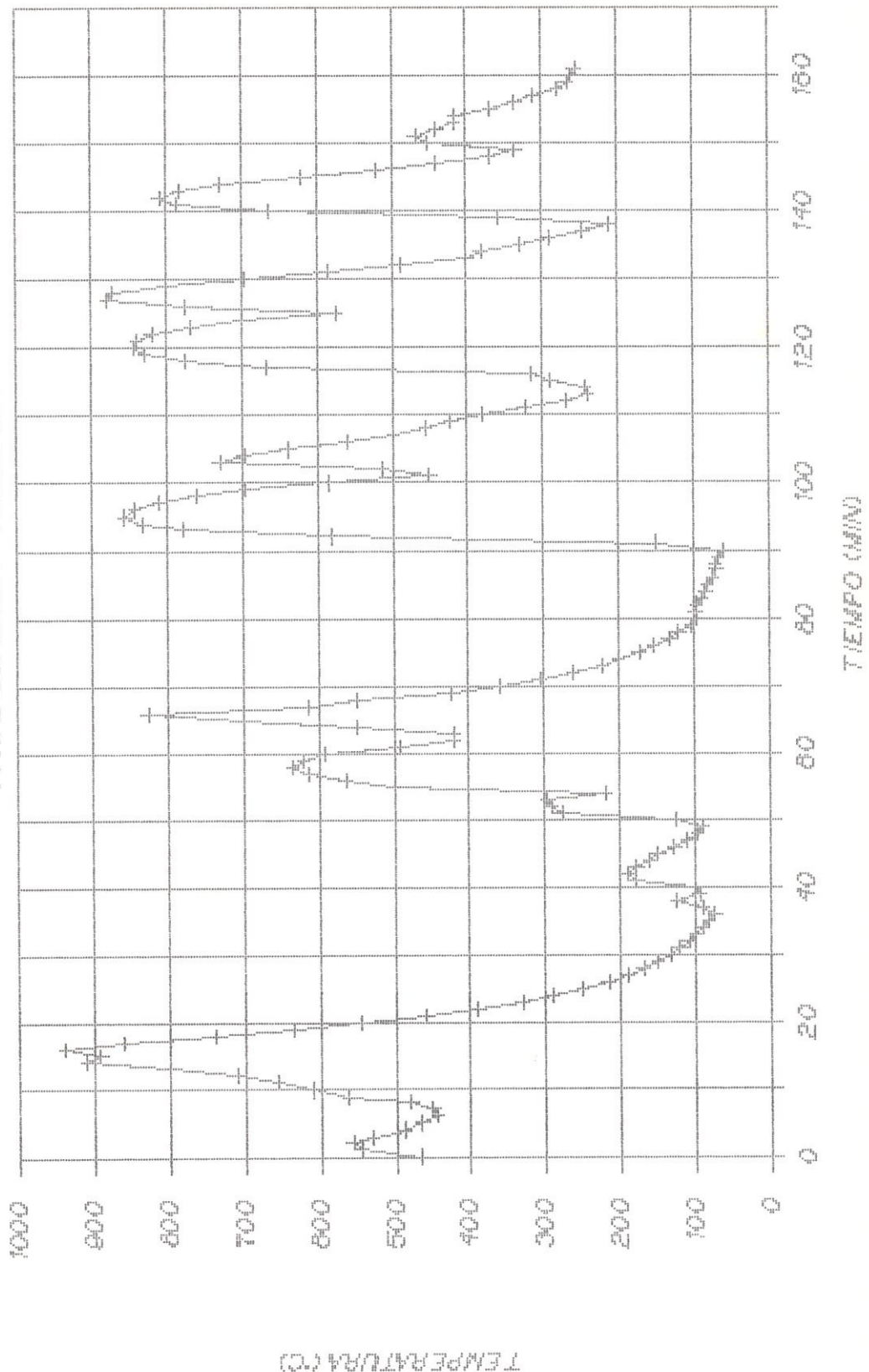
Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 29°C  
 Consumo de cascarilla : 27.12 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 162 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.002790 Kg/seg  
 10.04 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.107578 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min  
 Humedad relativa ambiental : 69 %  
 Presión estática simulada : 22.6 mm de agua

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	2.8	17.2	0
5	4.6	15.6	0
7	4.6	15.4	0
9	6.8	13.2	0.6

# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

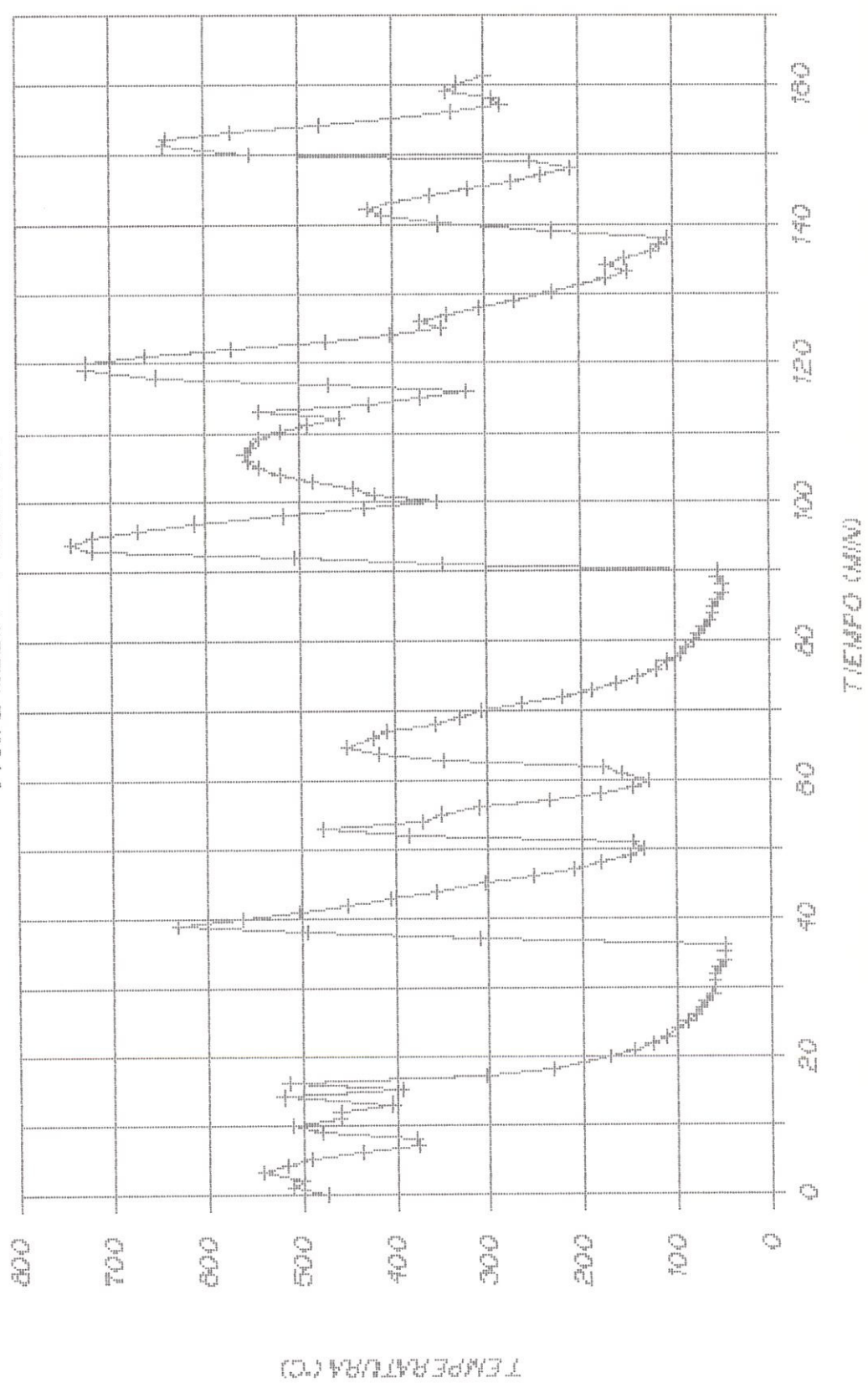
PARTE SUPERIOR - PRUEBA#14





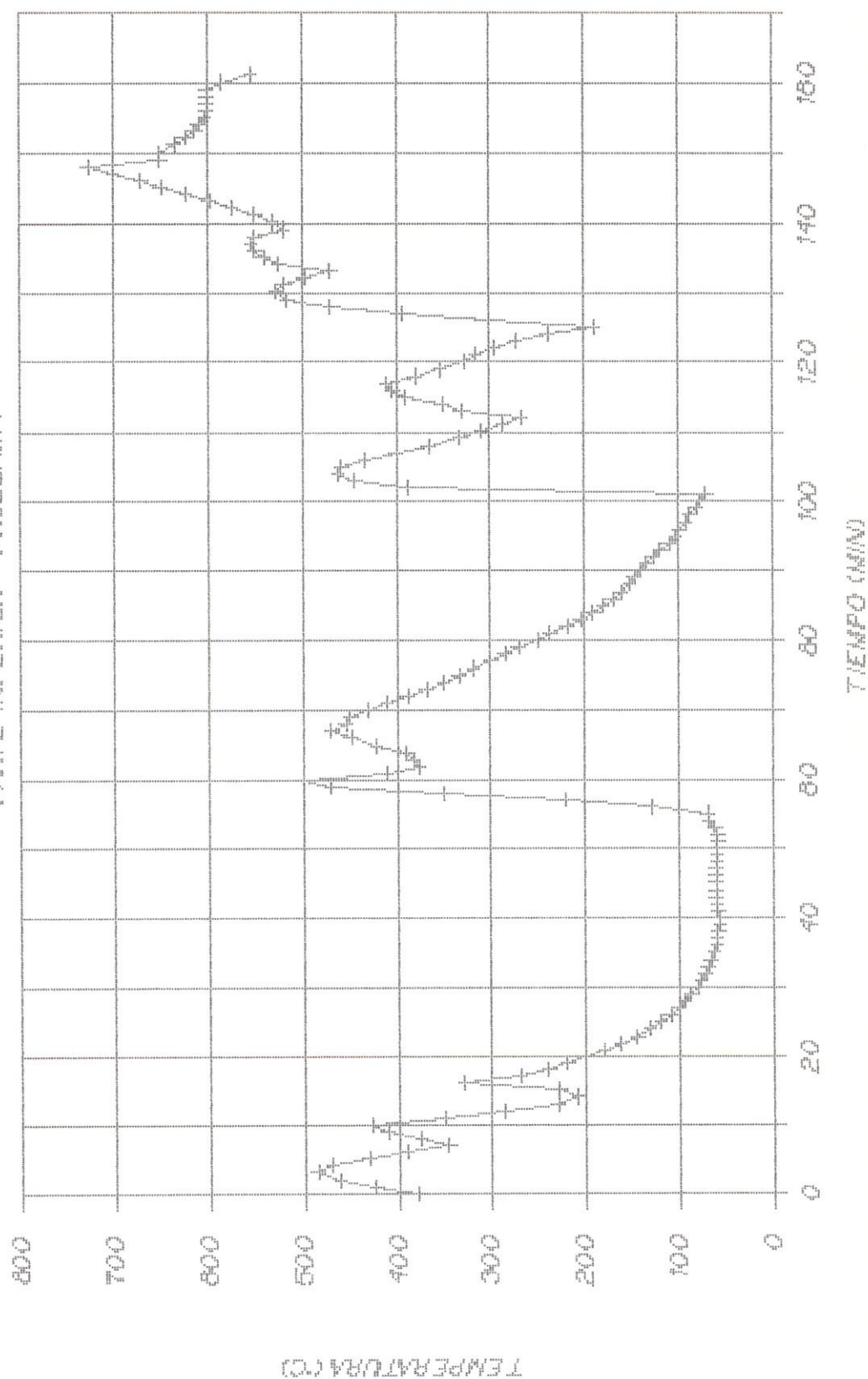
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA#14



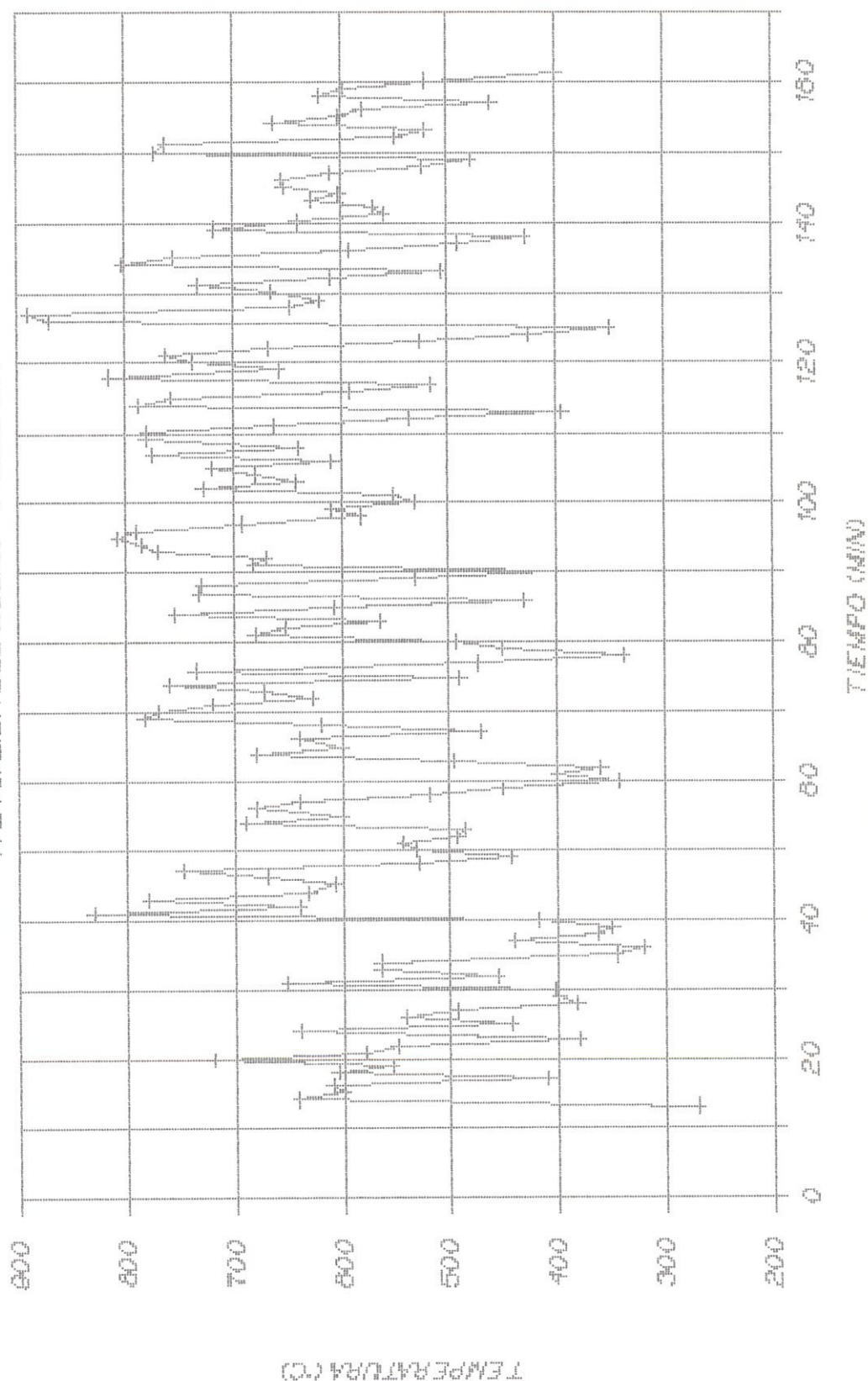
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA#14



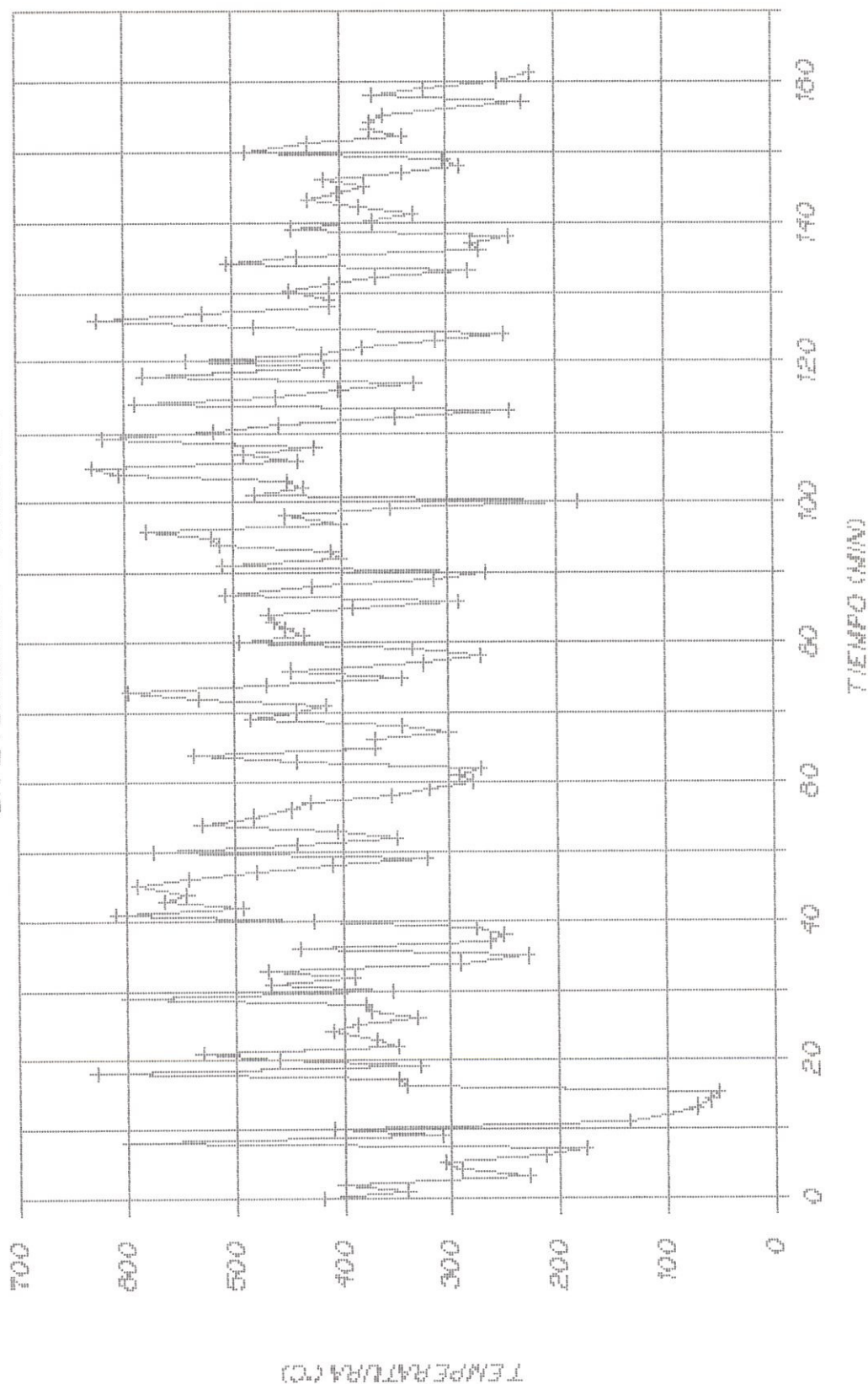
# TEMPERATURA DE LOS CASES

A LA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA#14





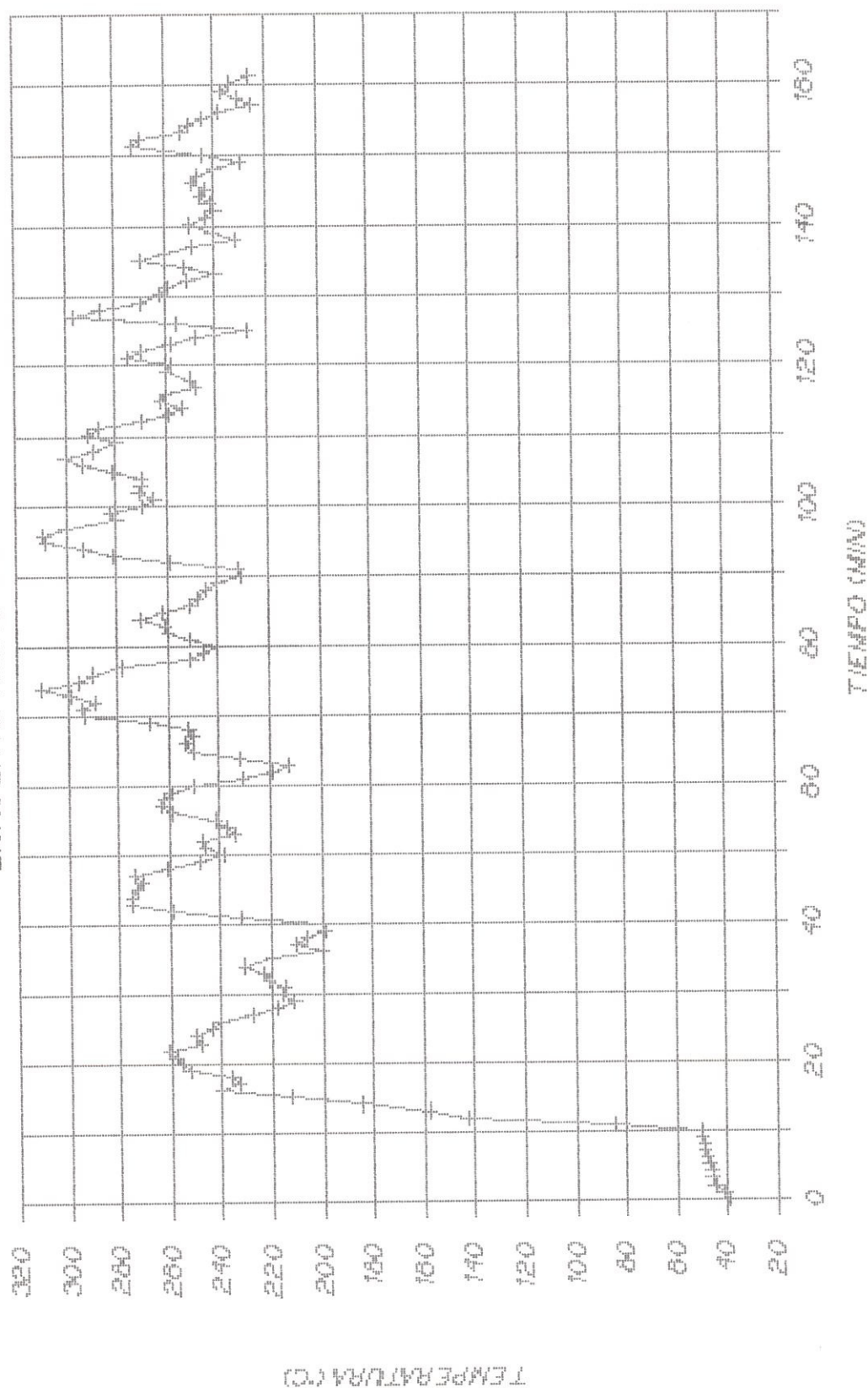
TEMPERATURA DE LOS CASES  
EN LA CHIMENEA - PRUEBA #14





## TEMPERATURA DE LOS GASES

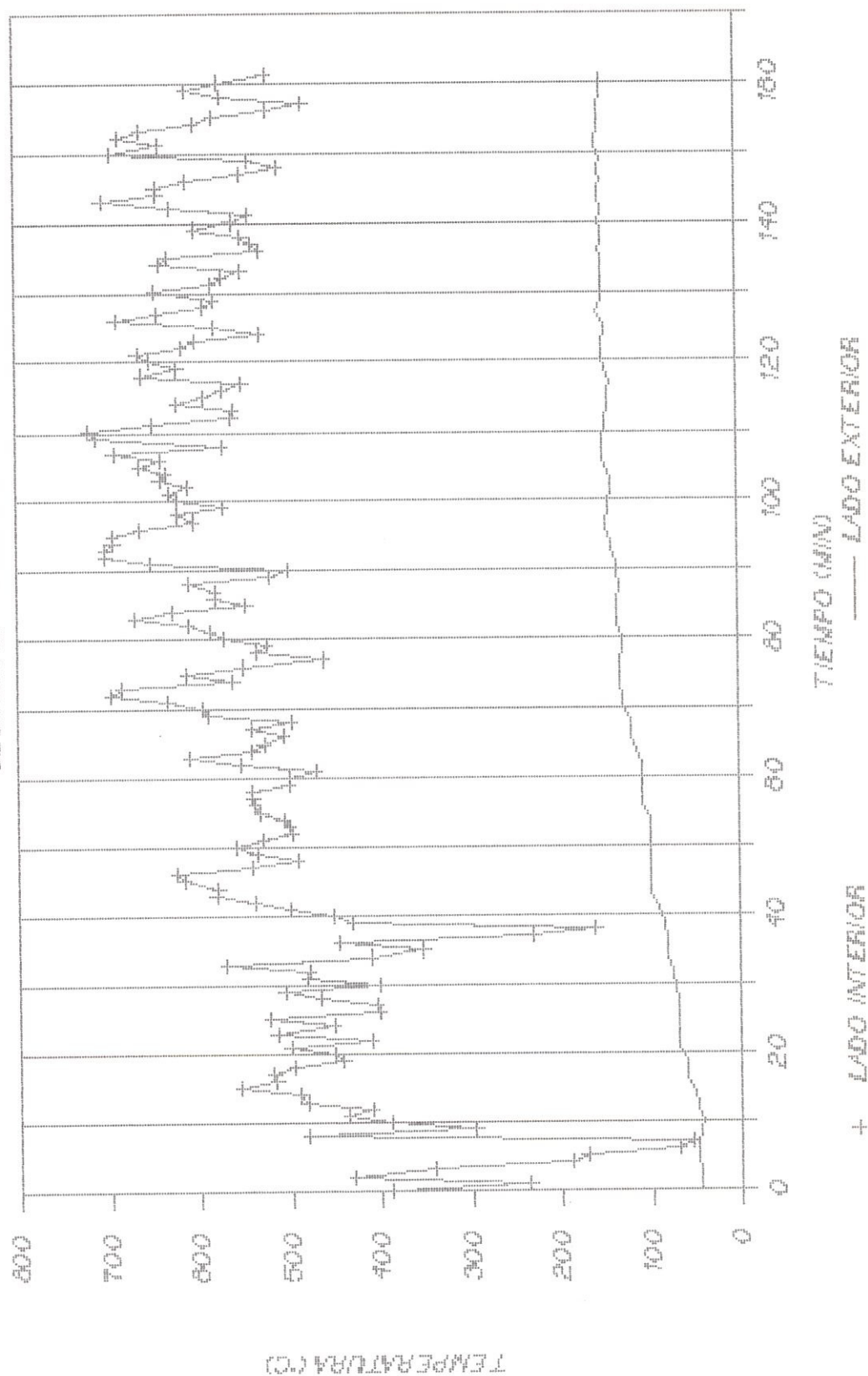
ENTRADA AL VENTILADOR - PRUEBA#14





## TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION ID - PRUEBA#14



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 14

MEDICION Nº	SECTION 1				SECTION 2				SECTION 3				SECTION 4				SECTION 5				SECTION 6				
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	
1	83	64	82	78	80	80	78	80	69	82	54	66	50	79	94	82	120	87	70	57	50	48	46	45	44
3	131	96	135	99	132	114	125	105	88	60	80	80	48	100	106	100	113	92	75	60	92	50	59	52	45
5	153	117	164	124	148	122	146	106	103	63	90	90	55	96	85	90	130	105	70	55	50	45	41	38	36
7	195	116	175	114	185	143	170	115	110	67	90	90	52	111	82	108	100	83	48	94	46	44	38	40	38
9	170	147	175	134	155	151	155	120	119	65	94	94	52	100	80	120	110	100	60	54	45	40	40	36	36

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 14

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	93	87	110	84	67	46	45	42	39	37	37	37	74	95	92	108	91	116	87	115	60	77	48	62
4	98	103	130	105	63	91	47	51	44	40	40	40	100	145	98	136	93	143	83	125	60	95	98	77
6	70	100	120	109	60	74	48	54	42	40	36	36	121	160	120	150	135	170	101	158	60	98	52	76
8	80	105	100	105	50	65	43	57	40	37	37	36	143	149	142	170	136	150	105	140	63	86	50	68

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 14

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	85	110	97
2	105	140	107
3	120	160	138
4	130	161	140
5	132	155	150
6	140	170	150
7	140	170	150
8	140	200	150
9	131	170	158

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES EN EL FILTRO DE GASES

## PRUEBA # 14

MEDICION Nº	SECCION 14	SECCION 15	SECCION 16	SECCION 17
1	130	95	83	77
2	115	110	105	90
3	130	188	158	124
4	96	117	105	80
5	135	170	135	120
6	211	203	153	115
7	175	165	160	114
8	160	150	115	109
9	100	94	53	90



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 14

Distancia	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	440	360	340	380	420	200	400	480	400	520	320	380	420	480	320	320	320	300
d2	520	400	400	440	380	460	480	520	480	440	380	420	500	540	400	380	360	400

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE SALEN DEL VENTILADOR

PRUEBA # 14

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	2400   2600	3400   3000	3400   3000	2600   2800	2700   2800	2500   3000	2800   2800	2600   2800	2400   2600
d2	3300   3400	3200   3600	3200   2800	3400   3600	3200   3700	3300   3800	3200   3600	3200   3600	3200   3600
d3	3900   4000	3800   4200	3600   3300	4000   4200	3900   4300	3700   4400	3600   4200	3700   4200	3800   4400
d4	4000   4500	3900   4800	3900   4900	4100   4800	4100   5000	3900   4800	4000   4800	3900   4800	4000   4800
d5	4700   4600	4800   4900	4900   5000	5000   4900	5200   5200	4800   5000	4800   5000	5000   5000	5000   4900
d6	4800   4700	3900   5000	5000   5100	5100   5000	5200   5300	5000   5100	5000   5100	5100   4900	4900   5000
d7	4600   4900	4800   5200	4900   5200	5000   5200	5100   5400	5100   5200	4900   5200	5000   5000	4800   5200
d8	4400   3800	4600   5100	4800   5300	4800   5100	5000   5600	4900   5200	4800   5100	4800   5200	4700   5000

## TEMPERATURAS DEL AIRE DE SECADO A LA DESCARGA DEL VENTILADOR

## PRUEBA # 14

MEDICION Nº	TEMPERATURA BULBO SECO (°F)	TEMPERATURA BULBO HUMEDO (°F)
1	111	90
2	118	94
3	116	85
4	120	90
5	118	90
6	118	90
7	111	87
8	108	88
9	110	89

## CAPITULO V

### RESULTADOS

En el presente capítulo se presentan los resultados, mediante tablas y gráficos, obtenidos al procesar las mediciones realizadas (Capítulo 4) para cada prueba.

Se decide realizar balances instantáneos en base a pruebas preliminares, las cuales permiten predecir un horno operando bajo condiciones de estado transiente y en base a lo expuesto en la sección 3.2 .

Los balances de energía se realizan cada quince minutos y un total de nueve balances por prueba.

Los datos adquiridos (Capítulo 4) para realizar un balance se denominan mediciones; el intervalo entre mediciones es de quince minutos. Así por ejemplo el primer balance de energía se realiza con los datos obtenidos en la medición N° 1 y así sucesivamente.

En el Apéndice E - 4 se muestra el programa en "BASIC" elaborado y utilizado para obtener los resultados que se presentan a continuación.

### 5.1 RESULTADOS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO SIN AISLAMIENTO)

Para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural y sin aislamiento se corren los datos obtenidos en la sección 4.1.2 en el programa basic. Los resultados se presentan en una tabla, la cual muestra la Energía Química del Combustible y la Intensidad de combustión promedio; la Energía entregada al Fluido de Trabajo, las Pérdidas Térmicas, el flujo másico de gases que sale del hogar, la velocidad de los gases que escapan por la chimenea, la eficiencia del sistema y la eficiencia de combustión para cada balance; el exceso de aire, que se obtiene del Diagrama de Ostwald (Fig. E - 1), para los balances 3, 5, 7 y 9. Se presenta además un gráfico de las eficiencias del sistema y de combustión vs. el tiempo correspondiente para cada balance.

A continuación se presentan a manera de ilustración los resultados obtenidos para la Prueba # 4; los resultados obtenidos para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural sin aislamiento se muestran en el Apéndice G - 1 con excepción de los resultados que se muestran en esta sección.



## RESULTADOS

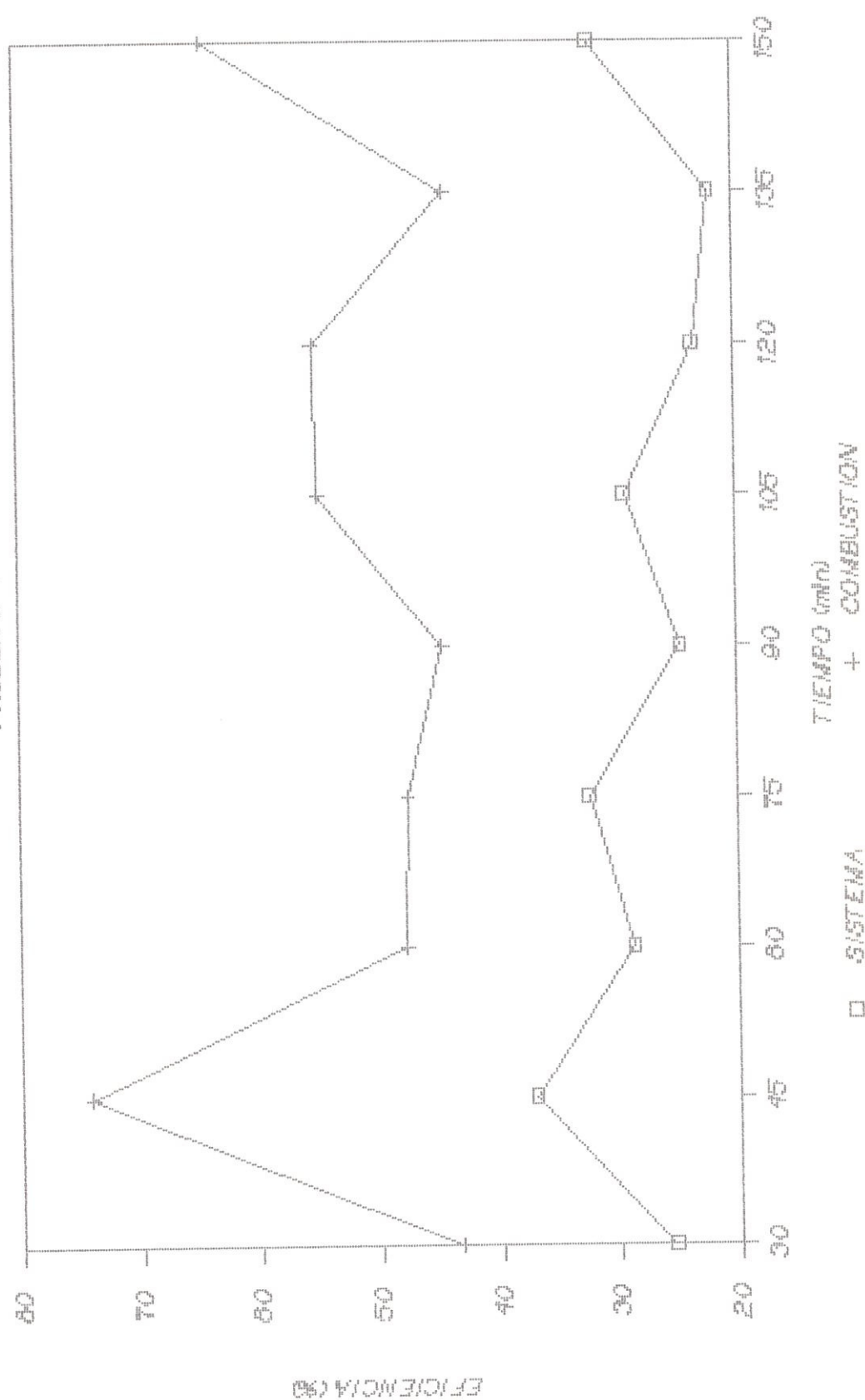
## PRUEBA # 4

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	M <sub>G</sub> · 10 <sup>-2</sup> (Kg/seg)	Vch (m/s)	n <sub>s</sub> (%)	n <sub>c</sub> (%)	EA (%)
1	14372	3672	2544	86487	1.41324	1.7	25.6	43.3	**
2	14372	5328	5330	86487	1.87300	2.34	37.1	74.2	**
3	14372	4145	2717	86487	1.83502	2.1	28.8	47.8	1500
4	14372	4662	2170	86478	1.97315	2.3	32.4	47.5	**
5	14372	3556	2858	86478	1.50899	1.75	24.7	44.6	900
6	14372	4211	3679	86478	1.76616	2.06	29.3	54.9	**
7	14372	3374	4565	86478	1.13105	1.44	23.5	55.2	1500
8	14372	3179	3168	86478	1.58867	1.74	22.1	44.2	**
9	14372	4604	4656	86478	1.58392	1.99	32	64.4	1500

Cenizas generadas en la prueba: 2.22 Kg

# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 4



## 5.2 RESULTADOS DEL HORNO CON TIRO NATURAL (HORNO AISLADO)

Para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural y aislado se corren los datos obtenidos en la sección 4.2.2 en el programa basic. Los resultados se presentan en una tabla igual que en la sección 5.1, cuando el horno opera con tiro natural sin aislamiento, con la inclusión de la Energía Acumulada en las Paredes para cada balance. Además se presentan dos gráficos los cuales muestran las eficiencias del sistema y de combustión vs. el tiempo correspondiente para cada balance y la Energía Acumulada en las Paredes vs. el tiempo correspondiente a cada balance.

A continuación se presentan a manera de ilustración los resultados obtenidos para la Prueba #10; los resultados obtenidos para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro natural aislado se muestran en el Apéndice G - 2 con excepción de los resultados que se muestran en esta sección.

En el Apéndice E - 2 se muestra un ejemplo del procedimiento de cálculo para el horno operando con tiro natural aislado.

## RESULTADOS

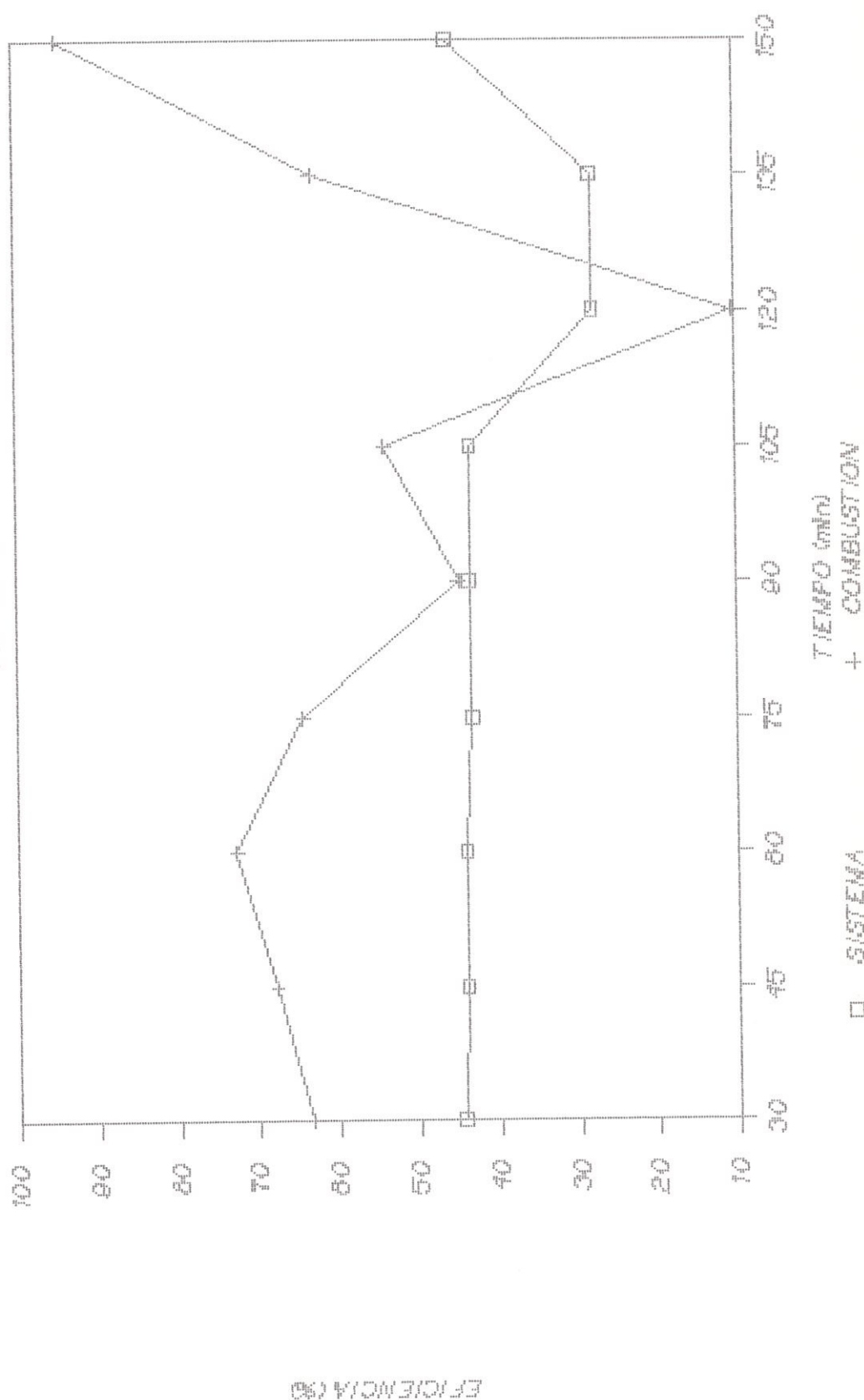
## PRUEBA # 10

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	EA (%)
1	27351	12167	1673	3476	261409	1.92044	3.29	44.5	63.3	**
2	27351	12046	4705	1784	261409	2.18361	3.43	44	67.8	**
3	27351	12056	4386	3447	261409	1.7368	2.99	44.1	72.7	53
4	27351	11825	4535	1227	261409	1.93775	3.18	43.2	64.3	**
5	27351	11874	4944	-1720	261409	2.05373	3.18	43.4	44.8	400
6	27351	11837	4102	-1180	261409	2.00199	3.09	43.3	54	**
7	27351	7638	2834	-7626	261409	2.39717	2.87	27.9	10.4	550
8	27351	7660	2904	6634	261409	1.57092	2.29	28	62.9	**
9	27351	12543	5323	8028	261409	2.01803	3.26	45.9	59.4	187

Cenizas generadas durante la prueba: 5.46 Kg

# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

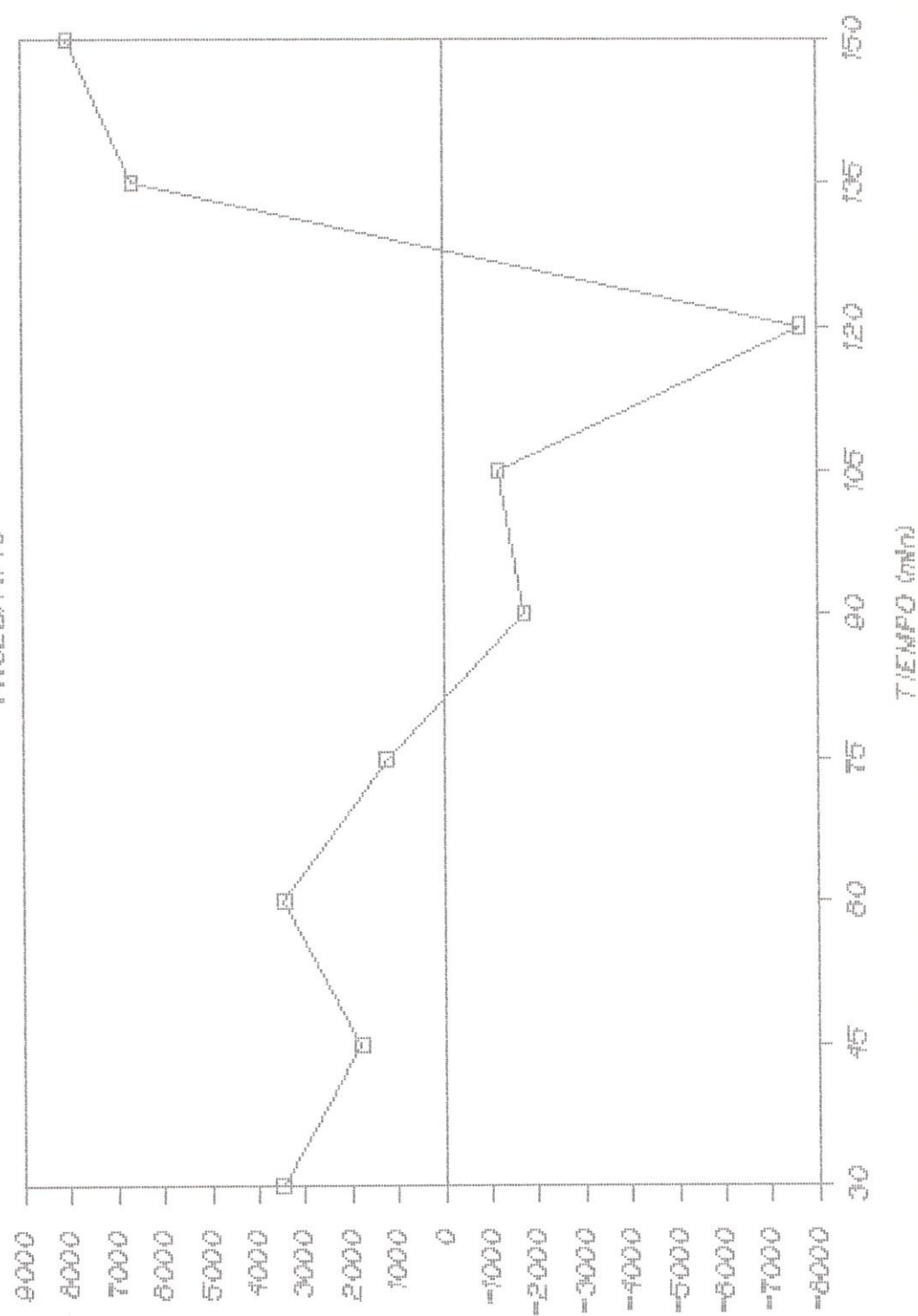
PRUEBA #10





# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA #10



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)

### 5.3 RESULTADOS DEL HORNO CON TIRO INDUCIDO (HORNO AISLADO)

Para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro inducido y aislado se corren los datos obtenidos en la sección 4.2.3 en el programa basic. Los resultados se presentan en una tabla igual que en la sección 5.2, cuando el horno opera con tiro natural aislado, con la inclusión de: el Calor Sensible de los Gases que escapan por la chimenea, el flujo másico de gases producto de la combustión que salen hacia el ventilador, el flujo másico de gases que escapan por la chimenea, el flujo másico del aire de secado que sale del ventilador, la velocidad promedio del aire de secado, la velocidad promedio de los gases que escapan por la chimenea, la temperatura del aire de secado y la humedad relativa del aire de secado, todos estos resultados se presentan para cada balance. Los gráficos presentados en esta sección son de iguales características que los de la sección 5.2 .

Por pruebas preliminares realizadas se conoce que cuando el horno opera con la compuerta de regulación de temperatura totalmente cerrada y el ventilador succiona aire solamente en los alrededores del filtro de gases, el aire succionado se caliente algo más de

10 °C. En base a esto para las pruebas realizadas, con la compuerta de regulación en posición tal que permite al ventilador succionar los gases producto de la combustión y aire ambiente, se asume que el aire se calienta en al menos 5 °C sobre la temperatura ambiental.

A continuación se presentan a manera de ilustración los resultados obtenidos para la Prueba # 14; los resultados obtenidos para el conjunto de pruebas del horno operando con tiro inducido aislado se muestran en el Apéndice G - 3 con excepción de los resultados presentados en esta sección.

En el Apéndice E - 3 se muestra un ejemplo del procedimiento de cálculo para el horno operando con tiro inducido aislado.

## RESULTADOS

PRUEBA # 14

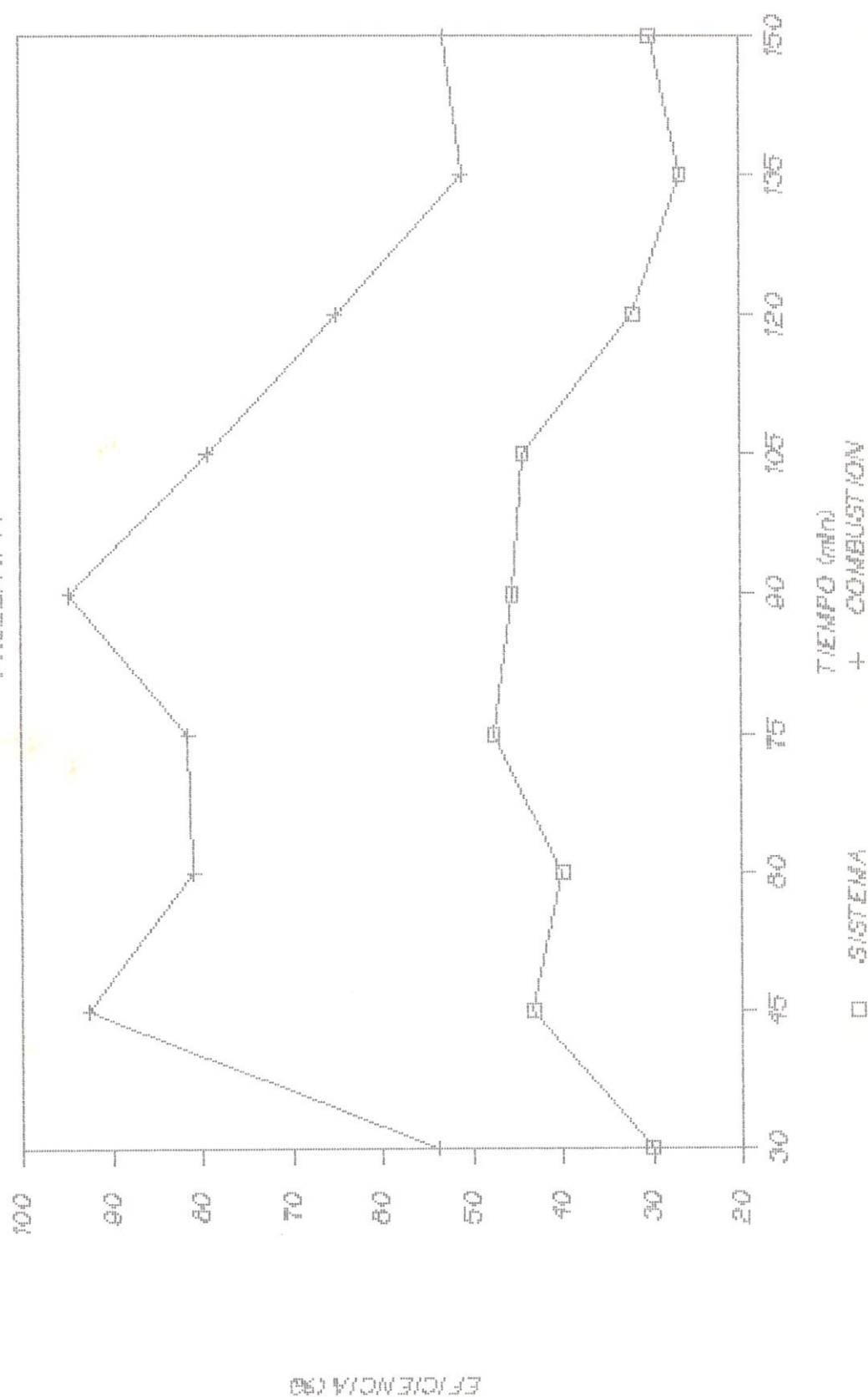
BALANCE	BQC (W)	EFT (W)	PT (W)	CSG (W)	EAP (W)	I <sup>3</sup> (W/m <sup>3</sup> )	$m_{Cv} \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	$m_{Gch} \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	$M_v$ (Kg/seg)	$V_v$ (m/s)	$V_{ch}$ (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	Tsec (°C)	HR (%)	EA (%)
1	33760	10137	2422	5363	253	313823	5.20216	1.37518	0.98287	20.51	2.18	30	53.8	44	46	**
2	33760	14601	3024	5162	8489	313823	6.34952	1.15895	1.02545	21.66	1.98	43.3	92.6	48	42	**
3	33760	13510	5675	4501	3617	313823	5.83854	1.18272	1.0301	21.69	1.85	40	80.9	47	28	450
4	33760	16051	3280	5858	2301	313823	6.71973	1.50431	1.04332	22.11	2.39	47.5	81.4	49	31	**
5	33760	15333	5354	5800	5472	313823	6.18367	1.45126	1.07781	22.77	2.34	45.4	94.7	48	34	300
6	33760	14921	6527	5040	258	313823	6.01271	1.08968	1.04802	22.14	1.91	44.2	79.2	48	34	**
7	33760	10757	6367	6118	-1332	313823	4.55881	1.52921	1.04863	21.88	2.46	31.9	64.9	44	39	275
8	33760	9012	5221	4188	-1234	313823	4.06942	1.20674	1.05341	21.85	1.80	26.7	50.9	42	46	**
9	33760	10125	3899	3867	-35	313823	4.66388	1.23483	1.04263	21.69	1.75	30	52.9	43	45	175

Cenizas desalojadas durante el proceso: 3.27 Kg

Cenizas generadas durante el proceso : 5.47 Kg

# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

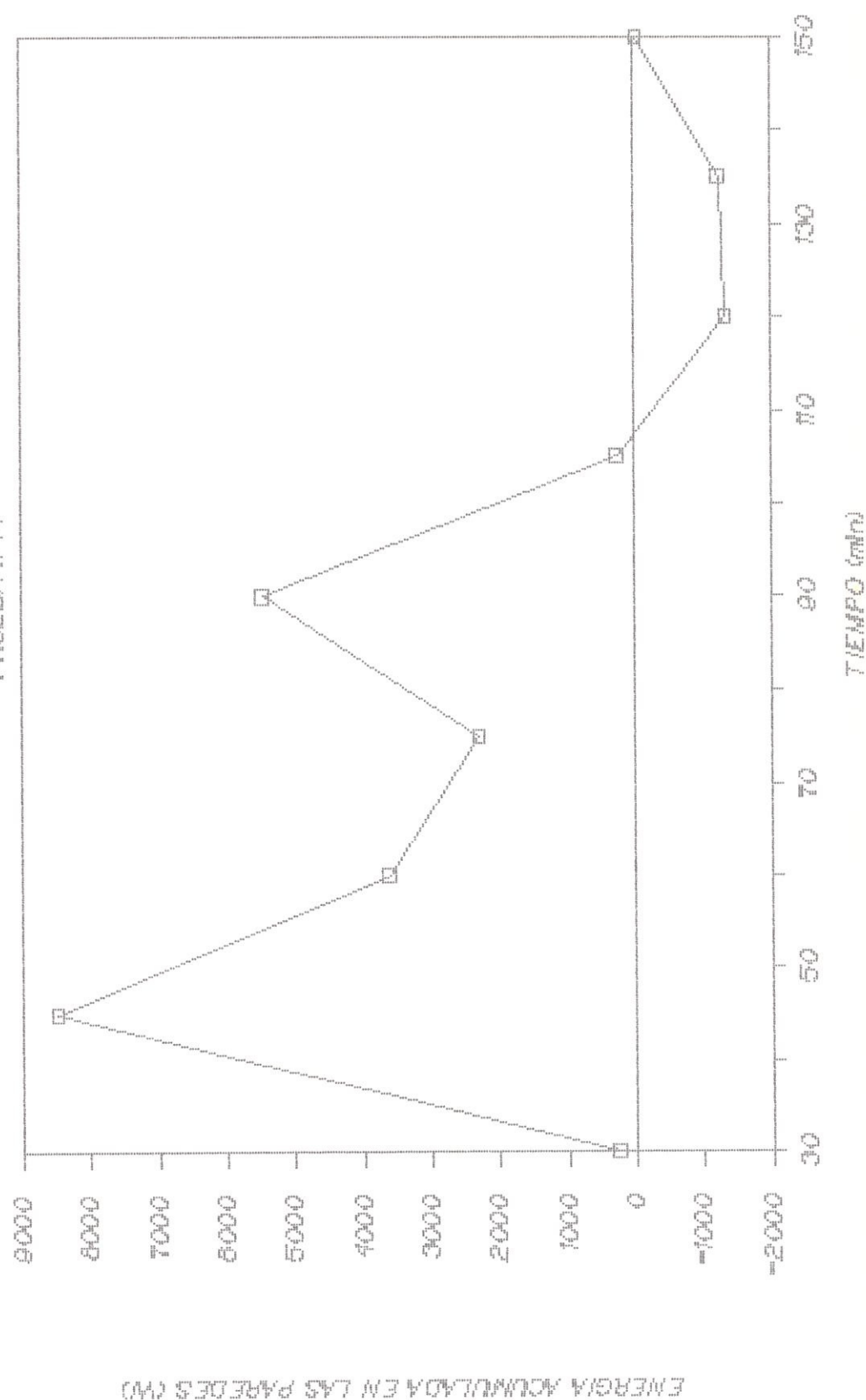
PRUEBA # 14





# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA # 14



## CAPITULO VI

### ANALISIS DE RESULTADOS

A continuación se explica el procedimiento de análisis para las diferentes pruebas y las comparaciones que se realizan entre éstas.

Para cada prueba se presenta primeramente las temperaturas promedio globales de los gases a la salida del hogar y en la chimenea.

Luego se establece la distribución de las temperaturas promedio globales en la parrilla a partir de los gráficos "Temperatura en la Parrilla". Se habla de un buen nivel de temperaturas en cierta zona de la parrilla cuando éste se encuentra por encima del promedio global de la zona en cuestión y por encima de la temperatura de los gases a la salida del hogar. A partir de estos gráficos se analiza de una manera global el proceso de la combustión de la cascarilla de arroz que se produce sobre la parrilla. Así se puede establecer una buena o mala alimentación de cascarilla, un adecuado o inadecuado desalojo de cenizas, el desplazamiento de una parte de la camada de cascarilla hacia una zona inferior de la parrilla.

Una buena alimentación de cascarilla se establece a partir de los gráficos "Temperatura en la Parrilla", si el gráfico de la parte superior presenta un buen nivel y pocas fluctuaciones en las temperaturas. Es fácil entonces también notar cuando la camada de cascarilla se desplaza hacia niveles inferiores de la parrilla por efectos de la gravedad, del desalojo de cenizas en la parte inferior, por la acumulación excesiva de cascarilla en esta zona o por una combinación de éstos. Esta cascarilla que se desplaza es reemplazada por cascarilla fresca proveniente de la tolva de alimentación (de mediar una buena alimentación) registrándose un descenso momentáneo en la temperatura de la camada de cascarilla en esta zona, la parte inferior debe mostrar pocas fluctuaciones al realizarse un desalojo adecuado de cenizas a la par de una adecuada alimentación.

Diferenciar en los gráficos "Temperatura en la Parrilla" el desplazamiento de una parte de la camada de cascarilla hacia una zona inferior de la parrilla de una mala alimentación de cascarilla usualmente no es demasiado complicado, pues a pesar de que las fluctuaciones en las temperaturas se presentan en forma similar en estos casos una caída en el nivel de las temperaturas o "depresión térmica" causada por la falta de alimentación de cascarilla presenta una "depresión térmica" en la zona contigua inferior (hacia abajo de la parrilla) mientras

que un desplazamiento de la camada de cascarilla crea un incremento en el nivel de las temperaturas "pico térmico" en la zona contigua inferior. Así por ejemplo entre los 130 y los 150 minutos en el gráfico de la parte superior de la parrilla de la Prueba # 13 se registra una "depresión térmica" mientras que para este mismo período de tiempo en el gráfico de la parte media se registra un "pico térmico" lo que indica que se ha producido un desplazamiento de la camada de cascarilla.

Se establece que existe un adecuado desalojo de cenizas a partir del gráfico de la parte inferior de la parrilla si éste, por lo general esta es la zona menos caliente de la parrilla, presenta buen nivel y pocas fluctuaciones en las temperaturas. Se establece un inadecuado desalojo de cenizas aunque el nivel de temperaturas de esta zona sea aceptable si se presentan excesivas fluctuaciones de éstas, entonces se entiende que los desalojos son muy discontinuos lo cual induce una mala alimentación de cascarilla pues al no haber un desalojo de cenizas no se permite una distribución uniforme de la cascarilla fresca que ingresa ni una alimentación regular del combustible.

Se dice que existe una buena combustión, en las tres zonas de la parrilla, si en la parte inferior se registra un desalojo oportuno de las cenizas con un buen nivel de temperaturas en esta zona; este desalojo provoca el

movimiento de la camada de cascarilla en la parte superior con un descenso en el nivel de temperaturas el cual debe incrementarse rápidamente al inflamarse la cascarilla fresca que se alimenta, en la parte media se produce el mismo proceso registrado en la parte superior pero con cambios más tenues en el nivel de las temperaturas.

A continuación se presentan la Potencia nominal, la intensidad de combustión promedio y las eficiencias promedio globales del sistema y de combustión del horno.

Luego, de ser necesario se analiza los balances de una prueba independientemente relacionando al exceso de aire con el proceso de combustión mediante los gráficos "Temperatura en la Parrilla" para el período de tiempo correspondiente al balance en cuestión, las eficiencias del sistema y de combustión que se registran para el balance y la inercia térmica del sistema. Maheshwari (Ref. 2) sostiene que una buena combustión de cascarilla de arroz presenta un análisis de gases de 3 %  $\text{CO}_2$ , 16 %  $\text{O}_2$ , 0 %  $\text{CO}$ ,  $\text{N}_2$  balanceado; lo cual indica que el exceso de aire adecuado para una buena combustión de la cascarilla de arroz debe estar entre el 350 y 400 %.

Una vez que se ha analizado cada prueba se establecen comparaciones, primero entre las pruebas del horno



operando con tiro natural desnudo para una misma inclinación de parrilla seleccionando la mejor prueba en base a las eficiencias promedio globales del sistema y de combustión relacionadas con la Potencia del horno; segundo se establecen comparaciones entre las mejores pruebas seleccionadas para las diferentes inclinaciones de parrilla. De igual manera se procede para las pruebas del horno operando con tiro natural aislado seleccionando la mejor de estas pruebas y comparándola con la prueba seleccionada para el horno que opera con tiro natural sin aislamiento; se establece en estas comparaciones el efecto de la variación en la inclinación de la parrilla, y el efecto del aislamiento sobre la combustión.

Para el caso del horno operando con tiro inducido aislado se selecciona la mejor prueba en base, además de las eficiencias promedio globales y de la Potencia nominal, a las temperaturas y condiciones del aire de secado. Se debe tener presente en el análisis de las condiciones del aire de secado la recomendación de Acasio (Ref. 2) " Para condiciones de secado ideales, los gases de escape deben estar completamente quemados antes que éstos puedan ser usados de manera directa para el secado de granos ", además se debe tener presente que Djha - Maheshwari sostienen que la mezcla aire/gas (aire de secado) puede ser casi tan buena como aire ambiente calentado. Luego

se comparan las mejores pruebas seleccionadas, para cada inclinación de parrilla.

#### 6.1 ANALISIS DE RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL (HORNO SIN AISLAMIENTO)

La PRUEBA # 2 presenta temperaturas promedio de 275 °C a la salida del hogar y de 235 °C en la chimenea. De los gráficos de "Temperatura en la Parrilla" (Sección 4.1.2) se desprende que la zona más caliente de la parrilla es la superior con una temperatura promedio de 368 °C contra una temperatura promedio de 355 °C en la parte media de la parrilla.

La Energía Química del Combustible (EQC) o Potencia nominal del horno es de 12.6 KW con una intensidad promedio de combustión de 74185 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia promedio del sistema es de 20 %. Este promedio está fuertemente desviado por las bajas eficiencias obtenidas en los balances 6 y 7. La eficiencia de combustión promedio es del 48 %.

Las mejores eficiencias de combustión y del sistema se alcanzan con un exceso de aire del 250 % registrándose una gran caída en las eficiencias al tener un 500 % de exceso de aire.

La Energía entregada al Fluido de Trabajo (EFT) es bastante baja si se la compara con las pérdidas térmicas, en la mayoría de los balances los valores de EFT son menores o iguales que los valores presentados por las pérdidas térmicas, siendo más crítica la comparación si ésta se realiza contra los valores de las ineficiencias de combustión.

La PRUEBA # 3 presenta temperaturas globales promedio de 211 °C a la salida del hogar y de 180 °C en la chimenea.

La zona más caliente de la parrilla es la parte superior con una temperatura promedio de 657 °C, seguida por la parte inferior con una temperatura promedio de 635 °C, para constituirse en la zona menos caliente (no se registraron todos los datos en esta zona) la parte media de la parrilla con una temperatura promedio de 540 °C. Estos valores indican, sobre todo la temperatura en la parte inferior, que se ha realizado una adecuada remoción de cenizas; pues la parte inferior de la parrilla que es usualmente la parte menos caliente presenta buenos niveles de temperaturas y pocas fluctuaciones de éstas.

La Potencia nominal del horno es de 11.8 KW con una intensidad de combustión promedio de 69288 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia promedio del sistema es de 18 %, promedio fuertemente afectado por las bajas eficiencias del sistema obtenidas en los 3 primeros balances. La eficiencia promedio de combustión es de 51 %.

En el balance 3 donde la eficiencia del sistema es sumamente baja; se presenta un exceso de aire del 1100 % el cual indica ya sea que el horno está prácticamente apagado o que en el horno se encuentra reaccionando únicamente el carbón fijo presente en la cascarilla, manteniéndose ésta al rojo con una corriente de aire u oxígeno de manera que el carbón se queme como dióxido de carbono, siendo esta última hipótesis la que se registra en esta prueba pues el horno no se apaga a lo largo de la misma. Se explica entonces este gran exceso de aire al no haber material volátil combustionándose, el cual constituye aproximadamente el 62 % de la cascarilla de arroz, en tanto que el carbón fijo que se encuentra reaccionando sólo constituye el 22 % de la cascarilla aproximadamente.

La PRUEBA # 2 presenta un valor promedio de la EFT de 2577 W con pérdidas térmicas promedio de 3448 W en tanto que la PRUEBA # 3 presenta valores promedios de 2132 W y 4017 W para la EFT y las pérdidas térmicas respectivamente.

La diferencia entre las EFT no es significativa mas si lo es la diferencia entre las Potencias nominales del horno para ambas pruebas. La Potencia nominal es mayor para la PRUEBA # 2 lo cual implica un mayor consumo de cascarilla que no se justifica al tener un ligero incremento en la EFT, los niveles de temperatura en la parrilla caen al haber un exceso de alimentación (cascarilla fresca), las pérdidas térmicas son menores, todo esto se refleja en la eficiencia de combustión que es menor con respecto a la obtenida en la PRUEBA # 3.

Las temperaturas en la parrilla para la PRUEBA # 2 presentan fluctuaciones grandes y continuas lo cual indica una alimentación poco uniforme de la cascarilla; en tanto que las temperaturas en la parrilla para la PRUEBA # 3 presentan fluctuaciones mucho menores a las registradas en la prueba anterior; el gráfico de la Parte inferior correspondiente a esta prueba muestra pocas fluctuaciones y un gran nivel de temperaturas lo cual



indica un desalojo adecuado de cenizas; por todo esto la mejor operación del horno para esta configuración e inclinación de parrilla se alcanza en la PRUEBA # 3.

Para la PRUEBA # 4 se presentan temperaturas promedio de 278 °C a la salida del hogar y de 222 °C en la chimenea.

La zona más caliente de la parrilla es la parte media con una temperatura promedio de 381 °C seguida por la parte inferior con una temperatura de 316 °C y de la parte superior con una temperatura promedio de 313 °C. Estos gráficos indican que el desalojo de cenizas no ha sido el adecuado ya que a pesar de tener un buen nivel de temperaturas en la parte inferior de la parrilla, lugar donde se realizan los desalojos, las fluctuaciones de temperaturas en todas las zonas de la parrilla han sido grandes.

La Potencia nominal del horno es de 14.4 KW con una intensidad de combustión promedio de 86487 W/m<sup>2</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es del 28 %, este valor es representativo de lo que sucede a lo largo de esta prueba, la eficiencia promedio de combustión es de 53 %.

Los excesos de aire son demasidado elevados lo cual indicaría un horno prácticamente apagado, mas este no es el caso ya que las eficiencias tanto del sistema como de combustión son relativamente buenas, atribuyéndose estos excesos de aire elevados a una falta de alimentación de cascarilla en el momento de toma de la muestra.

La EFT en esta prueba ha llegado ha ser mayor que las pérdidas térmicas lo cual redunda en una mayor eficiencia del sistema.

La PRUEBA # 5 presenta una temperatura promedio de los gases a la salida del hogar de 290 °C y una temperatura promedio de los gases en la chimenea de 232 °C.

La zona más caliente es la parte superior de la parrilla con una temperatura promedio de 703 °C seguida por la parte media con una temperatura de 700 °C y de la parte inferior, que se constituye en la zona menos caliente de la parrilla, con una temperatura promedio de 533 °C. Las curvas de esta prueba presentan un comportamiento propicio para el análisis y visualización del proceso de combustión que tiene lugar sobre la parrilla; ya que el desalojo de cenizas ha sido el adecuado, afirmándose esto

debido a que las temperaturas en la parte inferior de la parrilla se han mantenido en niveles altos y sin mayores fluctuaciones.

En el gráfico de la parte superior de la parrilla las temperaturas no tienen grandes fluctuaciones y se nota claramente cuando la camada de cascarilla encendida se desplaza hacia niveles inferiores en la parrilla. Esta cascarilla que se desplaza es reemplazada por cascarilla fresca proveniente de la tolva de alimentación registrándose un descenso brusco en la temperatura de la cama de cascarilla en esta zona; así por ejemplo la depresión registrada entre el minuto 100 y 110 indica un movimiento brusco de la masa de cascarilla. En el gráfico de la parte media de la parrilla se producen picos y depresiones, los picos son producto de cascarilla procedente de la parte superior y las depresiones son producto de la cascarilla que se desplaza a la zona inferior para llenar el espacio dejado por la ceniza desalojada. La parte inferior de la parrilla muestra pocas fluctuaciones bruscas lo que indica un desalojo adecuado de las cenizas.

La Potencia nominal del horno es de 18.6 KW con una intensidad promedio de  $112221 \text{ W/m}^3$ .

La eficiencia del sistema promedio es de 24 % y la eficiencia promedio de combustión es igual a 51 %.

Los excesos de aire igual que en la prueba anterior son elevados (no en tales extremos) y no representan (con la posible excepción del valor obtenido en el balance 7) el exceso de aire que se ha utilizado atribuyéndose estos valores a una alimentación inapropiada en el momento de toma de la muestra.

La EFT vuelve a ser menor que las pérdidas térmicas lo cual arroja una menor eficiencia del sistema.

La PRUEBA # 4 presenta un valor promedio de EFT de 4081 W con pérdidas térmicas promedio de 3521 W contra valores promedio de 4451 W y 5084 W que se presentan en la PRUEBA # 5.

La diferencia entre las EFT no es significativa a pesar de una marcada diferencia en las potencias nominales de estas pruebas.

La potencia nominal es mayor en la PRUEBA # 5 lo que implica un mayor consumo de cascarilla, el cual no se justifica al tener un leve incremento de la EFT y un gran incremento en las pérdidas térmicas, pues aunque que el calor liberado es mayor al estar la cámara de

combustión desnuda la mayor parte de esta energía se pierde a través de las paredes metálicas.

En las temperaturas en la Parrilla de la PRUEBA # 4 se encuentran fluctuaciones no muy continuas, notándose además en el gráfico de la Parte inferior una pronunciada falta de desalojo de cenizas, la cual frena en parte el consumo de cascarilla lo que finalmente resulta beneficioso en este caso. En los gráficos de la PRUEBA # 5 como se analizó anteriormente se presentan pocas fluctuaciones bruscas y muestran un adecuado desalojo de cenizas, a pesar de esto y de que esta prueba presenta los mejores niveles de temperaturas la mejor prueba en términos de las eficiencias es la PRUEBA # 4 para esta configuración de horno e inclinación de parrilla.

Si se observa los gráficos de temperatura de los gases a la salida del hogar y en la chimenea (Sección 4.1.2) se nota que las curvas en ambos son semejantes pero a diferentes niveles en la temperatura. Esta diferencia se debe a las pérdidas térmicas que sufre el horno a través del segundo tanque (filtro de gases) y a lo largo de la chimenea.



De los gráficos Eficiencias Vs. tiempo se advierte la tendencia que tiene la eficiencia del sistema a seguir a la eficiencia de combustión; esto se debe a una inercia térmica del horno prácticamente nula lo cual produce que cualquier cambio que se registre en la eficiencia de combustión se refleje en la eficiencia del sistema.

#### 6.2 ANALISIS DE RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL (HORNO AISLADO)

La PRUEBA # 6 presenta temperaturas promedio de 523 °C a la salida del hogar y de 354 °C en la chimenea. De los gráficos "Temperatura en la Parrilla" (Sección 4.2.2) se desprende que la zona más caliente de la parrilla es la parte media con una temperatura promedio de 736 °C, seguida por la parte superior con una temperatura promedio de 452 °C y por la parte inferior de la parrilla con 324 °C que se constituye en la zona menos caliente de la parrilla. Estos gráficos indican que el desalojo de cenizas no ha sido el adecuado pues a pesar de mostrar un buen nivel de temperaturas promedio en la parte media de la parrilla, un nivel de temperaturas en la parte superior de la parrilla un tanto bajo y un nivel aceptable en la parte inferior de la parrilla, las

fluctuaciones de las temperaturas son grandes y continuas.

La Potencia nominal del horno es de 23.7 KW con una intensidad de combustión promedio de 220606 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 28.5 % y la eficiencia de combustión es igual a 44 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire del 400 % con buenas eficiencias de combustión y del sistema; de las temperaturas de la parrilla para el período que corresponde a este balance (60 - 74 min) es posible apreciar un movimiento de la cascarilla en proceso de combustión desde la parte superior y media hacia la parte inferior de la parrilla en donde se registra un buen nivel de temperaturas; se nota además buenas condiciones térmicas en la cámara de combustión ya que la cascarilla fresca que reemplaza a la desplazada en la parte superior y media de la parrilla se enciende rápidamente.

El balance 5 con un exceso de aire del 350 % presenta una gran caída en la eficiencia de combustión, debido a la falta de una alimentación adecuada de cascarilla principalmente en la parte superior de la parrilla en donde el nivel de temperaturas cae bruscamente, en la

parte inferior se advierte un mal desalojo de las cenizas.

El balance 7 presenta un exceso de aire elevado (670 %) a pesar de lo cual se registra un incremento en las eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 9 presenta un nivel de exceso de aire de 275 % registrándose una caída en la eficiencia de combustión en tanto que la eficiencia del sistema se mantiene constante gracias a la gran cantidad de calor cedido por las paredes de la cámara de combustión que suplen de esta manera la mala operación del horno.

Para la PRUEBA # 7 se presentan temperaturas promedio de 555 °C a la salida del hogar y de 372 °C en la chimenea.

La zona más caliente de la parrilla es la parte media con una temperatura promedio de 614 °C seguida por la parte superior con 578 °C y por la parte inferior que se constituye en la zona menos caliente de la parrilla. Estos gráficos muestran una mala alimentación de combustible, lo cual se nota claramente en el gráfico de la parte superior (60 min), y un desalojo casi nulo de cenizas que es

fácilmente apreciable en el gráfico de la parte inferior de la parrilla (80 - 140 min).

La Potencia nominal del horno es de 23.9 KW con una intensidad de combustión promedio de 222450 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia promedio del sistema es de 34 % y la eficiencia de combustión promedio es de 53 %.

El balance 3 presenta un elevado exceso de aire (700 %) con una notable baja en las eficiencias de combustión y del sistema con respecto al balance anterior. Si se revisa el gráfico de la parte superior de la parrilla para el período (60 - 74 min) al que corresponde este balance se nota una alimentación de cascarilla prácticamente nula.

El balance 4 presenta la eficiencia de combustión más baja en la operación del horno como consecuencia de una mala alimentación de cascarilla registrada desde el balance anterior la cual obliga a las paredes de la cámara de combustión a liberar energía en forma de calor para tratar de mantener condiciones térmicas adecuadas para la combustión de la cascarilla de arroz.

El balance 5 con un exceso de aire de 240 % presenta un elevado incremento en las eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 7 presenta un elevado exceso de aire (800 %) con una gran caída de la eficiencia de combustión. La eficiencia del sistema registra un incremento (al contrario de la eficiencia de combustión) merced a la gran cantidad de calor que ceden las paredes como es fácil advertir en el gráfico "Energía Acumulada en las Paredes".

El balance 9 presenta un exceso de aire un tanto elevado (550 %), registrándose una gran caída en la eficiencia de combustión debido a la falta de ingreso de cascarilla fresca. La eficiencia del sistema al contrario registra un incremento debido a la gran cantidad de calor liberada por las paredes del horno.

La PRUEBA # 8 presenta temperaturas promedio de 484 °C a la salida del hogar y de 310 °C en la chimenea.

La zona más caliente de la parrilla es la parte media con 538 °C en promedio, seguida por el nivel de temperaturas de la parte inferior con 425 °C y finalmente por el nivel de temperaturas alcanzado en la parte superior de la parrilla con 379 °C. Estos



niveles indican un desalojo aceptable de las cenizas desde los 80 minutos en adelante puesto que los niveles de temperaturas registrados son buenos y las fluctuaciones no han sido excesivas en la parte inferior de la parrilla. La parte superior y media muestran una alimentación deficiente e irregular de cascarilla de arroz.

La Potencia nominal del horno es de 20.9 KW con una intensidad de combustión promedio de 194330 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 31 % y la eficiencia promedio de combustión es de 51 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 510 % con buenas eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 5 presenta un exceso de aire de 470 % con caídas en las eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 7 presenta un exceso de aire sumamente elevado (1500 %) el cual indica que el horno está prácticamente apagado en este período de tiempo. Los niveles de las temperaturas en la parte superior y media de la parrilla registran un descenso; en tanto la parte inferior muestra un desalojo brusco de

cenizas acompañado de una inadecuada alimentación de cascarilla que no permite llenar los espacios dejados por el movimiento que produce en la camada de cascarilla el realizar un desalojo. Durante la operación del horno en este período de tiempo (120-134 min) no se registra una adecuada alimentación, reportándose problemas en la operación de la tolva de alimentación en la cual el alimentador de compuerta rotatoria se trabó debido a un exceso de humedad en la cascarilla por lo que ésta se aglutinó en la compuerta produciendo la falla.

A pesar de tener el horno casi apagado (con cascarilla al rojo) la eficiencia del sistema aumenta con respecto a la registrada en el anterior balance, esto se debe a la inercia térmica de las paredes que conduce a liberar una gran cantidad de calor como se aprecia en el gráfico "Energía Acumulada en las Paredes" correspondiente a esta prueba.

El balance 9 presenta un exceso de aire del 400 % con un gran incremento en las eficiencias de combustión y del sistema. De las temperaturas en la parte superior se deduce una mala alimentación de cascarilla, un gran nivel de temperaturas en la parte media e inferior de la parrilla se registra como resultado de la gran cantidad de cascarilla que se

alimenta y que se distribuye en estas zonas de la parrilla después del problema en la tolva de alimentación registrado en el balance 7.

La PRUEBA # 6 presenta un valor promedio de la EFT de 6769 W con pérdidas térmicas promedio de 2425 W en tanto que la PRUEBA # 7 presenta un valor promedio de 8116 W para la EFT con pérdidas térmicas promedio de 2729 W y la PRUEBA # 8 que presenta un valor promedio de 6369 W para la EFT con pérdidas promedio de 2342 W

La diferencia entre las EFT y las pérdidas térmicas de las pruebas # 6 y # 8 no son significativas a pesar de una marcada diferencia entre las potencias nominales del horno en estas pruebas. La potencia nominal es mayor para la PRUEBA # 6 lo cual implica un mayor consumo de cascarilla que no se justifica al tener un ligero incremento en la EFT con respecto a la PRUEBA # 8. La eficiencia de combustión es mayor en la PRUEBA # 8, a pesar de los problemas presentados en la tolva de alimentación, en tanto que las eficiencias del sistema son similares para ambas pruebas.

Por lo expuesto, la operación del horno durante la PRUEBA # 6 no es la adecuada en tanto la PRUEBA # 8 (a pesar de los problemas suscitados en la tolva de

alimentación) presenta una mejor operación del horno aunque ésta pudo ser mayor.

La mejor prueba en términos de las eficiencias para esta configuración del horno e inclinación de la parrilla es la PRUEBA # 7 que con una potencia ligeramente superior a la registrada en la PRUEBA # 6 alcanza una EFT promedio de 8116 W que es bastante superior a la EFT alcanzada en las otras dos pruebas. Las pérdidas térmicas promedio registradas en la PRUEBA # 7 son de 2729 W que son ligeramente mayores que las que presentan las pruebas # 6 y # 8.

La PRUEBA # 9 presenta temperaturas promedio de 596 °C a la salida del hogar y de 390 °C en la chimenea.

La zona con el nivel de temperaturas más elevado es la parte media de la parrilla con una temperatura promedio de 734 °C seguida por la parte superior de la parrilla con una temperatura promedio de 690 °C y por la parte inferior de la parrilla con 612 °C. La parte media de la parrilla muestra excelentes niveles de temperaturas y fluctuaciones no muy grandes ni continuas, la parte superior de la parrilla muestra un buen nivel de temperaturas pero fluctuaciones continuas y bastante pronunciadas, el gráfico de la parte inferior de la parrilla muestra un desalajo de

cenizas aceptable (excepción del período 60 - 90 min) con un buen nivel de temperaturas.

La Potencia nominal del horno es de 28.4 KW con una intensidad de combustión promedio de 271235 W/ m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 40 % y la eficiencia promedio de combustión es de 62 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 500 % con muy buenas eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 5 presenta un exceso de aire del 280 % con eficiencias del sistema y de combustión aún más bajas que las registradas en el balance anterior (balance 4). En la parte superior de la parrilla se aprecia un incremento en el nivel de temperaturas en esta zona, en la parte media de la parrilla el incremento en las temperaturas es notable y los niveles en sí también lo son, en la parte inferior de la parrilla se registra un adecuado desalojo de cenizas que produce una elevación de los niveles de temperaturas. La mayor parte de la energía generada en este período es cedida a las paredes para compensar la energía entregada por éstas anteriormente.



El balance 7 presenta un exceso de aire de 155 % con excelentes eficiencias. En la parte media de la parrilla es posible apreciar un gran nivel de temperaturas, en la parte inferior se registra un adecuado desalojo de cenizas y un buen nivel de temperaturas, en la parte superior se registra una caída en el nivel de temperaturas; un flujo uniforme de cascarilla se puede predecir porque a pesar del gran flujo de gases y de la alta velocidad de estos el exceso de aire en la cámara de combustión es relativamente pequeño.

El balance 9 presenta un exceso de aire de 111 % con un incremento respecto a la eficiencia de combustión y un decremento en la eficiencia del sistema.

La PRUEBA # 10 presenta temperaturas promedio 570 °C a la salida del hogar y de 393 °C en la chimenea. La zona más caliente de la parrilla es la parte media con 765 °C seguida de la parte superior de la parrilla con 689 °C y de la parte inferior con 579°C. Los gráficos de las temperaturas en la parrilla muestran una alimentación de cascarilla y un desalojo de cenizas bastante buenos con excepción del período comprendido entre los 110 - 133 minutos en que la falta de desalojo de cenizas y una mala alimentación

de cascarilla produjeron un mal funcionamiento del horno.

La Potencia nominal del horno es de 27.4 KW con una intensidad de combustión promedio de 261409 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia promedio del sistema es de 41 % y la eficiencia de combustión promedio es de 59 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 53 % con buenas eficiencias de combustión y del sistema y la presencia de monóxido de carbono en los gases producto de la combustión. El nivel de las temperaturas en la parte superior indica una alimentación continua y una rápida inflamación de la cascarilla que ingresa elevandose las temperaturas en esta zona, en la parte media se tiene un nivel de temperaturas bastante elevado y sin fluctuaciones, en la parte inferior de la parrilla se nota un adecuado desalojo de cenizas y un buen nivel de temperaturas. La presencia de CO indica claramente una excesiva alimentación de combustible.

El balance 5 presenta un exceso de aire de 400 % con una gran caída en la eficiencia de combustión. En los gráficos "Temperatura en la parrilla" se puede apreciar un buen nivel de temperaturas en todas las

zonas de la parrilla siendo muy difícil explicar el porque de la caída en la eficiencia de combustión.

El balance 7 presenta un exceso de aire del 550 % con una gran caída en las eficiencias del sistema y de combustión. Se aprecia una gran caída en las temperaturas de la parrilla producto de una alimentación de combustible prácticamente nula; además se debe notar que toda la EFT es recibida por el calor que ceden las paredes del horno.

El balance 9 presenta un exceso de aire de 187 % con excelentes eficiencias tanto del sistema como de combustión.

La PRUEBA # 11 presenta temperaturas promedio de 580 °C a la salida del hogar y de 400 °C en la chimenea.

La zona con el nivel de temperaturas más elevado es la parte media de la parrilla con una temperatura promedio de 822 °C seguida por la parte inferior de la parrilla con una temperatura promedio de 625 °C y por la parte superior de la parrilla con 610 °C.

Los gráficos "Temperatura en la Parrilla" muestran, en la parte superior un gran nivel de temperaturas con fluctuaciones poco continuas y con una alimentación uniforme con excepción de dos períodos

(alrededor de los 20 minutos y de los 90 minutos), la parte media de la parrilla muestra un nivel de temperaturas ascendente con pocas fluctuaciones siendo el comportamiento de la combustión en esta zona el óptimo, la parte inferior de la parrilla muestra un desalojo adecuado de cenizas con fluctuaciones tenues y con buen nivel de temperaturas.

La Potencia nominal del horno es de 29.5 KW con una intensidad de combustión de 282294 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia promedio del sistema es de 39 % y la eficiencia promedio de combustión es de 61 %.

El balance 1 presenta excelentes eficiencias del sistema y de combustión.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 160 % con caída en las eficiencias. Las paredes del horno ceden calor al interior de la cámara de combustión al registrarse un "parpadeo" en la operación del horno.

El balance 5 presenta un exceso de aire de 370 % y un incremento en las eficiencias de combustión y del sistema con respecto al balance 4.

El balance 7 con un exceso de aire de 320 % presenta un gran incremento en la eficiencia de combustión. Se registra para este balance una buena operación en las tres zonas de la parrilla.

El balance 9 con un exceso de aire de 200 % presenta una gran caída en la eficiencia de combustión. En la parte superior de la parrilla se nota una falta de alimentación de cascarilla con un descenso brusco en los niveles de temperatura, este descenso también se da en la parte media pero no es tan drástico como en la parte superior, la parte inferior de la parrilla acusa de igual forma una falta de cascarilla fresca; todo esto se produce debido a que la operación del horno en esta prueba esta llegando a su fin y se interrumpe la alimentación de cascarilla.

La PRUEBA # 11 presenta un valor promedio de la EFT de 11613 W con pérdidas térmicas promedio de 4256 W contra un valor promedio de la EFT de 11288 W y pérdidas promedio de 4133 W para la PRUEBA # 9.

La diferencia entre las EFT y las pérdidas térmicas de las pruebas # 9 y # 11 no son significativas a pesar de una marcada diferencia entre las potencias nominales del horno en estas pruebas. La potencia nominal es mayor en la PRUEBA # 11 lo cual implica un



mayor consumo de cascarilla que no se justifica al tener una EFT ligeramente superior con respecto a la registrada en la PRUEBA # 9. Las eficiencias de combustión y del sistema presentados en la PRUEBA # 9 son ligeramente mayores a las eficiencias de la PRUEBA # 11.

La PRUEBA # 10 presenta una EFT de 11072 W que es ligeramente menor a las obtenidas en las pruebas # 9 y # 11 justificandose esto con un menor consumo de cascarilla además de una eficiencia del sistema mayor y una eficiencia promedio de combustión ligeramente menor a la de las pruebas # 9 y # 11. El valor promedio de la eficiencia de combustión está afectado por la falta de alimentación de cascarilla (prácticamente nula) registrada en el balance 7 de esta prueba; si se descarta este valor se estima que la eficiencia de combustión promedio para esta prueba debería ser aproximadamente del 66 %.

De los gráficos Eficiencias vs. tiempo se advierte que la tendencia de la eficiencia del sistema a seguir a la eficiencia de combustión cuando el horno no está aislado no se registra cuando el horno si lo está. La eficiencia del sistema tiende a permanecer constante ante fluctuaciones en la eficiencia de la combustión merced a la inercia térmica de las paredes

del horno, las cuales liberando energía en forma de calor hacia el interior de la cámara de combustión cubren casi cualquier mala operación del horno o por lo menos mantienen las condiciones térmicas adecuadas en el interior de la cámara para la combustión de la cascarilla de arroz.

Se ha logrado un gran incremento en las EFT para estas pruebas e incluso las pérdidas térmicas son menores (a pesar de una mayor generación de calor) que las obtenidas para el horno desnudo.

### 6.3 ANALISIS DE RESULTADOS PARA EL HORNO OPEANDO CON TIRO INDUCIDO (HORNO AISLADO)

La PRUEBA # 12 presenta temperaturas promedio de 554 °C a la salida del hogar y de 399 °C en la chimenea. De los gráficos "Temperatura en la Parrilla" (Sección 4.3.2) se desprende que la zona más caliente de la parrilla es la parte inferior con una temperatura promedio de 390 °C, seguida por la parte media de la parrilla con 382 °C y por la parte superior de la parrilla con 343 °C. El nivel de las temperaturas en la parte inferior de la parrilla es aceptable pero presenta fluctuaciones continuas que indican un desalojo de cenizas inadecuado, este desalojo discontinuo induce una mala alimentación de



## BIBLIOTECA

cascarilla además de no permitir una distribución uniforme de la cascarilla fresca que ingresa ni una alimentación regular del combustible; como consecuencia de esta mala alimentación de combustible se registran bajos niveles en las temperaturas de la parte superior y media de la parrilla.

La Potencia nominal del horno es de 34.5 KW con una intensidad de combustión promedio de 329330 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 29 % y la eficiencia promedio de combustión es de 51 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 150 % con un incremento en la eficiencia de combustión y un ligero decremento en la eficiencia del sistema.

El balance 4 presenta una excelente eficiencia de combustión (la mejor a lo largo de esta prueba) resultado en parte de la buena alimentación y operación del horno en el balance anterior; presenta además una buena eficiencia del sistema. Los niveles de temperaturas alcanzados en la parte media e inferior de la parrilla son buenos; en la parte superior de la parrilla se presenta una caída en el nivel de las temperaturas para el período en el que se realiza este balance (105 - 119 min) debido al

ingreso de cascarilla fresca la cual no se inflama rápidamente. Una vez que esta cascarilla se inflama se alcanza un buen nivel de temperaturas en esta parte de la parrilla.

El balance 5 presenta un exceso de aire de 105 % con una caída en la eficiencia de combustión y un incremento en la eficiencia del sistema.

El balance 7 con un exceso de aire de 250 % muestra un repunte en la eficiencia de combustión y del sistema con respecto al balance 6. A pesar de esto las paredes tienen que ceder calor al interior de la cámara de combustión para mantener las condiciones térmicas.

El balance 9 presenta un exceso de aire de 140 % la caída en la eficiencia de combustión es extrema y la eficiencia del sistema se mantiene sin mayor variación merced a la gran cantidad de calor liberado por las paredes del horno hacia el interior de la cámara.

Las temperaturas del aire de secado oscilan entre los 43 y 46 °C con humedades relativas entre 32 y 47 %; el aire de secado (mezcla aire ambiente/gas producto de la combustión que abandona el filtro de gases

hacia el ventilador) presenta una relación promedio aire/gas de 17.

La PRUEBA # 13 presenta temperaturas promedio de 588 °C a la salida del hogar y de 296 °C en la chimenea.

La zona con el nivel de temperaturas más elevado es la parte inferior con 452 °C, seguida por la parte superior con una temperatura promedio de 416 °C y por la parte media con una temperatura promedio de 380 °C que se constituye en la zona menos caliente de la parrilla. Estos gráficos indican un desalojo poco continuo de cenizas provocando una alimentación y una distribución poco uniforme de la cascarilla en la parrilla. La parte superior muestra una alimentación sumamente irregular con dos grandes períodos que acusan una falta de alimentación de cascarilla casi total, el uno comprendido entre los 20 y los 40 minutos y el otro entre los 130 y 150 minutos. La parte media de la parrilla presenta una alimentación poco continua y fluctuaciones constantes en el nivel de las temperaturas.

La Potencia nominal del horno es de 34.1 KW con una intensidad de combustión promedio de 325681 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 20 % y la eficiencia de promedio de combustión de 47 %.



El balance 3 presenta un exceso de aire de 250% con una pequeña caída en la eficiencia de combustión y un gran incremento en la eficiencia del sistema.

El balance 5 presenta un exceso de aire del 145 % con una buena eficiencia de combustión mientras que la eficiencia del sistema se incrementa ligeramente ya que gran cantidad del calor generado en la combustión es ganado por las paredes para compensar la energía que estas cedieron anteriormente o es perdido a través de la chimenea (CSG).

El balance 7 presenta un exceso de aire de 250 % con un incremento en las eficiencias del sistema y de combustión con respecto al balance 6.

El balance 9 presenta un exceso de aire sumamente bajo (10 %) con una leve caída en la eficiencia de la combustión y un considerable incremento en la eficiencia del sistema. En la parte inferior de la parrilla se aprecia un desalojo bastante brusco, el cual produce una gran elevación en el nivel de las temperaturas en esta zona provocando además el ingreso de cascarilla a la parte media y superior de la parrilla produciéndose un incremento de los niveles de las temperaturas en estas zonas. Se explica un exceso de aire tan pequeño debido a la

gran cantidad de combustible suministrado en relación al aire existente en la cámara de combustión lo cual provoca incluso que aire ingrese a través de la chimenea para mezclarse con el flujo de gases que se dirige hacia el ventilador.

Las temperaturas del aire de secado oscilan entre 36 y 43 °C con humedades relativas entre 40 y 63 %; el aire de secado presenta una relación aire/gas promedio de 36.

La Prueba # 12 presenta un valor promedio de la EFT de 9828 W con pérdidas térmicas promedio de 4129 W contra un valor promedio de la EFT de 6836 W y pérdidas térmicas promedio de 4513 W para la Prueba # 13.

La diferencia entre las EFT y las pérdidas térmicas son significativas a pesar de que las potencias nominales del horno para estas pruebas son similares. La Potencia nominal del horno para la Prueba # 12 es ligeramente superior lo cual implica un mayor consumo de cascarilla que se justifica plenamente puesto que la EFT es superior e incluso las pérdidas térmicas son menores con respecto a las de la Prueba # 13.

Las eficiencias del sistema y de combustión obtenidas en la Prueba # 12 son muy superiores a las que se obtuvieron en la Prueba # 13.

Las condiciones que presenta el aire de secado para la Prueba # 12 son buenas pues la temperaturas de éste se encuentran dentro del rango adecuado y las humedades relativas (parámetro crítico en el proceso de secado Sección 2.4) están sobre el límite mínimo permisible.

Las condiciones que presenta el aire de secado para la Prueba # 13 son realmente pobres, aunque éstas no afectarían la resistencia del arroz en cáscara a la elaboración industrial, al estar las humedades relativas del aire de secado sobre el 50 % y las temperaturas bajo el rango recomendado, el proceso de secado tomaría más tiempo del realmente necesario.

Todo lo expuesto anteriormente indica que solo la Prueba # 12 presenta una operación del horno aceptable con esta configuración e inclinación de parrilla aunque ésta dista mucho de ser óptima; es más la operación del horno para ambas pruebas ha sido deficiente siendo crítica para la Prueba # 13.

La PRUEBA # 14 presenta temperaturas promedio de 594 °C a la salida del hogar y de 395 °C en la chimenea.

La zona con el mayor nivel de temperaturas es la parte superior de la parrilla con una temperatura promedio de 427 °C, seguida por la parte media de la parrilla con una temperatura promedio de 327 °C y por la parte inferior con una temperatura promedio de 314 °C. El gráfico de la parte inferior de la parrilla presenta grandes períodos en que el desalojo de las cenizas ha sido nulo lo cual impide una alimentación regular y una distribución uniforme de la cascarilla en la parrilla, en la parte superior se registran buenos niveles momentáneos de las temperaturas pero se registran grandes períodos en los que el ingreso de cascarilla ha sido prácticamente nulo, en la parte media de la parrilla el nivel de temperaturas no es tan elevado como en la parte superior acusando también una falta de alimentación y severas fluctuaciones en los niveles de temperaturas.

La Potencia nominal del horno es de 33.8 KW con una intensidad de combustión promedio de 313283 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 38 % y la eficiencia promedio de la combustión es de 72 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 450 % con caída en las eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 5 presenta un exceso de aire de 300 % con excelentes eficiencias del sistema y de la combustión.

El balance 7 presenta un exceso de aire de 275 % con gran caída en las eficiencias del sistema y de combustión. Las paredes del horno liberan calor hacia el interior de la cámara de combustión tratando de mantener las condiciones térmicas adecuadas en el interior de ésta.

El balance 9 presenta un exceso de aire de 175 % con una caída en las eficiencias de combustión y del sistema con respecto al balance 7. En la parte inferior de la parrilla se registra un adecuado desalojo de cenizas ligado a un gran nivel de las temperaturas, la parte superior de la parrilla acusa una falta de alimentación de cascarilla produciendo una caída en el nivel de las temperaturas en esta zona, en la parte media se aprecia un ingreso limitado de cascarilla el cual produce un repunte en el nivel de las temperaturas siendo éste momentáneo pues el nivel de temperaturas cae rápidamente.



Las temperaturas del aire de secado oscilan entre 42 y 49 °C y las humedades relativas entre 28 y 46 %; el aire de secado presenta una relación aire/gas promedio de 18.

La PRUEBA # 15 presenta temperaturas promedio de 607 °C a la salida del hogar y de 425 °C en la chimenea.

La zona con el mejor nivel en las temperaturas es la parte media de la parrilla con una temperatura promedio de 456 °C, seguida por la parte inferior con una temperatura promedio de 372 °C y por la parte superior con una temperatura promedio de 352 °C. Estos gráficos indican un desalojo de cenizas irregular en la parte inferior con un nivel de las temperaturas aceptable para esta zona, la parte superior de la parrilla presenta una alimentación de cascarilla poco continua pudiéndose apreciar una mala operación del horno a lo largo de toda la prueba, la parte media de la parrilla muestra fluctuaciones severas y continuas producto de una mala alimentación de la cascarilla.

La Potencia nominal del horno es de 35 KW con una intensidad de combustión promedio de 325382 W/m<sup>2</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 30 % y la eficiencia promedio de combustión es de 61 %.

El balance 3 presenta un exceso de aire de 240 % con caídas en las eficiencias del sistema y de combustión. Las paredes del hogar ceden calor al interior de la cámara de combustión tratando de mantener las condiciones térmicas reinantes.

El balance 5 presenta un elevado exceso de aire (750 %) con una gran caída en las eficiencias.

El balance 7 con un exceso de aire de 180 % presenta excelentes eficiencias del sistema y de combustión. En la parte inferior de la parrilla se registra un buen nivel en la temperaturas y un regular desalojo de cenizas, la parte media y superior acusan una falta de alimentación de combustible.

El balance 9 presenta un exceso de aire de 360 % con caídas en las eficiencias con respecto al balance 7. La parte superior de la parrilla acusa una total falta de alimentación de cascarilla.

Las temperaturas del aire de secado oscilan entre 42 y 51 °C con humedades relativas entre 26 y 41 %; el

aire de secado presenta una relación aire/gas promedio de 17.

La PRUEBA # 16 presenta temperaturas promedio de 582 °C a la salida del hogar y de 390 °C en la chimenea.

La zona más caliente de la parrilla es la parte superior con una temperatura promedio de 532 °C seguida por la parte media con una temperatura promedio de 360 °C y por la parte inferior con una temperatura promedio de 313 °C. Estos niveles indican un desalojo aceptable de cenizas en la parte inferior de la parrilla, un aceptable nivel de las temperaturas con una alimentación poco uniforme en la parte superior en tanto la parte media presenta fluctuaciones severas y continuas sin una adecuada reposición de la cascarilla que se desplaza hacia abajo en la parrilla.

La Potencia nominal del horno es de 36 KW con una intensidad de combustión promedio de 336943 W/m<sup>3</sup>.

La eficiencia del sistema promedio es de 26 % y la eficiencia promedio de combustión es de 55 %.

El balance 3 presenta una buena eficiencia de

combustión acompañada por una eficiencia del sistema que se incrementa considerablemente.

El balance 5 presenta una caída considerable de las eficiencias. En la parte inferior de la parrilla se registra un adecuado desalojo de cenizas el cual produce un incremento en el nivel de las temperaturas siendo éste momentáneo pues por falta de cascarilla cae rápidamente, en la parte superior se registra una caída en el nivel de las temperaturas como consecuencia de la falta de alimentación, en la parte media la falta de combustible es crítica llegando a estar esta zona prácticamente apagada. La operación del horno en este período es sumamente deficiente y las paredes del horno ceden una gran cantidad de calor al interior de la cámara de combustión.

El balance 7 presenta un incremento en las eficiencias de combustión y del sistema.

El balance 9 presenta una caída en la eficiencia de combustión en tanto que la eficiencia del sistema se mantiene casi constante merced al calor que ceden las paredes hacia el interior de la cámara de combustión.

Las temperaturas del aire de secado oscilan entre 42 y 54 °C y las humedades relativas entre 26 y 36 %; el

aire de secado presenta una relación aire/gas promedio de 13.

La PRUEBA # 14 presenta un valor promedio de la EFT de 12716 W con pérdidas térmicas promedio de 4641 W y un valor promedio del CSG de 5100 W, en tanto que la PRUEBA # 15 presenta un valor promedio de la EFT de 10599 W con pérdidas térmicas promedio de 4524 W y un valor promedio del CSG de 6274 W y la PRUEBA # 16 que presenta un valor promedio de la EFT de 9348 W con pérdidas promedio de 4512 W y un valor promedio del CSG de 4455 W.

La PRUEBA # 16, a pesar de tener la mayor potencia nominal de este conjunto de pruebas presenta la más baja EFT con pérdidas térmicas similares a las obtenidas en las otras dos.

La PRUEBA # 15, presenta una potencia nominal mayor que la obtenida en la PRUEBA # 14 y menor que la obtenida en la PRUEBA # 16. La EFT de la PRUEBA # 15 es superior que la obtenida en la PRUEBA # 16 e inferior que la obtenida en la PRUEBA # 14.

Todo esto indica que la mejor operación térmica del horno con esta configuración e inclinación de parrilla se alcanza en la PRUEBA # 14.



En cuanto se refiere a las condiciones del aire de secado, la PRUEBA # 14 presenta excelentes resultados tanto en términos de las temperaturas como de la humedad relativa.

La PRUEBA # 15 presenta también excelentes resultados, con la excepción de las condiciones del aire de secado que se presentan en el balance 7 las cuales podrían causar daño al grano pero por no ser éstas las condiciones dominantes a lo largo de la prueba (todo lo contrario) difícilmente esto se daría.

La PRUEBA # 16 presenta condiciones muy severas en el aire de secado puesto que las temperaturas se encuentran sobre el rango permisible y las humedades relativas están bajo el límite mínimo admisible. Esto se atribuye a una mala operación de la compuerta reguladora de temperatura puesto que con cerrarla un poco el problema se habría solucionado lo cual no se realiza con fines de investigación. Vale notar que la Prueba # 16, a pesar de tener la menor EFT para las pruebas aquí comparadas, presenta las mayores temperaturas en el aire de secado, esto se debe a la baja relación aire/gas que registra esta prueba al haber un incremento en la presión estática simulada con la consiguiente disminución en el caudal que arroja el ventilador.

## CAPITULO VII

### ANALISIS ECONOMICO

En este capítulo se presentan los costos de fabricación del equipo evaluado en esta tesis, se compara el costo de este equipo con el de otro de igual capacidad de secado de fabricación extranjera, se analiza la conveniencia económica del uso de la cascarilla de arroz como combustible para el secado de arroz en cáscara determinándose los costos totales por tonelada del proceso de secado tanto para el secador que utiliza como combustible diesel como para el que utiliza cascarilla de arroz.

#### 7.1 COSTOS DE FABRICACION DEL EQUIPO

En esta sección se determina los costos de fabricación y se estima un posible precio de venta del equipo evaluado en esta tesis.

La Tabla 7.1 presenta el desglose de los precios de fabricación del horno, en el que se incluye tanto la mano de obra como los costos de los materiales; la Tabla 7.2 presenta el desglose de los precios de

fabricación del ventilador y la Tabla 7.3 presenta los precios a los cuales se pueden adquirir en el mercado local los accesorios necesarios para la construcción y el funcionamiento del ventilador.

La Tabla 7.4 presenta los costos totales de fabricación del horno, de los accesorios del ventilador, de fabricación del ventilador, de producción del equipo, además del precio de venta del equipo.

El posible precio de venta del equipo se estima recargando en un 40 % el costo total de producción. En este porcentaje se incluyen: las ganancias, los gastos de representación y la responsabilidad técnica.

Los accesorios del ventilador, los cuales representan algo más del 50 % del costo de producción del equipo, se seleccionaron conociendo que para este equipo, el ventilador y específicamente el motor de éste determina el tiempo de vida útil del horno. Así de entre la extensa gama de calidades y precios existentes en el mercado local se selecciona accesorios "de primera".

TABLA 7.1

## COSTOS DE FABRICACION DEL HORNO

DESCRIPCION	Material	Cantidad	Costo mano obra (S/.)	Costo material (S/.)	Costo Total (S/.)
Tanque 55 gls.	acero de 3 mm	2		24000	48000
Perforaciones en los tanques		7	8000		8000
Ducto de unión y desviadores	plancha de acero de 2 mm	3	6000	10000	16000
Compuerta de regulación gas		1	3000	2000	5000
Chimenea	plancha negra 2 mm	1	10000	15000	25000
Parrilla	plancha 3 mm ángulo 1 ½ x ½	1	10000	15000	25000
Pernos	acero de 1 x ½	26		80	2080
Tolva de cascarilla	plancha negra 3 mm	1	10000	13000	23000
Eje y manubrio de alimentador	acero de transmisión	1	5000	5000	10000
Alimentador	plancha 2 mm	1	7000	4000	11000
Arcilla Refra. "Alfadomus"		50 Kg	5000	7500	12500
Platina sosten de aislamiento	Platina de 1 ½ x ½	3 mt	5000	3000	8000
Electrodos		3 Kg		1500	4500
Sierras		2		1000	2000
Ensamble del equipo			6000		6000
Varios			6000		6000



TABLA 7.2  
COSTOS DE FABRICACION DEL VENTILADOR

DESCRIPCION	Material	Cantidad	Costo mano obra (S/.)	Costo material (S/.)	Costo Total (S/.)
Silla	ángulo 2 ½ x ½	1		23000	23000
Corte de la Silla			8000		8000
Ensamble de la Silla			15000		15000
Base del motor (templadores)	ángulo 1 ½ x ½	2	5000		5000
Carcaza	plancha negra 2 mm	1		18000	18000
Corte Carcaza		2	7000		14000
Corte de Ancho de la Carcaza			5000		5000
Armada de la Carcaza		1	18000		18000
Rodete	plancha 3 mm	1	8000	25000	33000
Maquinada y armada rodete			30000		30000
Manzana	acero trans.	1	10000	2000	12000
Balanceo dinámico		1	25000		25000
Eje principal	acero de transmisión	1	12000	14000	26000
Maquinada de las poleas		2	2500		5000
Brida descarga ventilador	platina 1 ½ x ½		3000	3000	6000
Pintura	esmalte		4000	5000	9000
Soldadura		5 Kg		1500	7500
Varios					10000



TABLA 7.3  
COSTOS DE LOS ACCESORIOS DEL VENTILADOR

DESCRIPCION	Material	Cantidad	Costo unitario (S/-)	Costo Total (S/-)
Polea 2 ½" tipo A	acero	1	9500	9500
Polea 3 ½" tipo A	acero	1	11500	11500
Banda tipo A		1	9500	9500
Chumacera 1 1/8"	origen alemán	2	24000	48000
Motor trifásico 3 HP - 1740 RPM	Origen francés	1	336900	336900
Botonera y arrancador		1	104500	104500

TABLA 7.4

Costos de fabricación del horno	S/-	212080
Costos de fabricación del ventilador	S/-	269500
Costos de los accesorios del ventilador	S/-	519900
COSTO TOTAL DE PRODUCCION	S/-	1'001400
PRECIO DE VENTA DEL EQUIPO	S/-	1'400000

## 7.2 ANALISIS DE LA CONVENIENCIA ECONOMICA DEL USO DE LA CASCARILLA DE ARROZ COMO COMBUSTIBLE

Para analizar la conveniencia financiera del uso de la cascarilla de arroz como combustible se compara dos equipos de iguales capacidades de secado, el uno operando con cascarilla de arroz como combustible y el otro utilizando diesel.

Los equipos a comparar son:

- El horno evaluado en el presente trabajo de tesis descrito en los capítulos 3 y 4. El precio de este equipo es de S/. 1'400000.
- Un horno de procedencia colombiana que presenta las siguientes características técnicas:

Quemador importado, con electrodos, motor eléctrico, ventilador y bomba de combustible incorporada con capacidad de 1.5 gal/hr

Intercambiador de calor tipo tubular con cámara de acero inoxidable.

Ventilador de aire de secado con capacidad de 2400

CFM a 55 °C provisto de motor eléctrico de 3 HP y su correspondiente protector.

1 termostato acoplado al quemador, 1 termómetro de carátula, tablero de control y base para el soporte del sistema.

Una capacidad de secado de 0.32 Toneladas por hora.

El precio de este equipo en el Ecuador es de US \$ 5000 que a un cambio de S/. 900 por dólar respresenta S/. 4'500000.

El presente análisis parte de las siguientes premisas:

- El horno operará en una piladora, en donde el recurso de cascarilla de arroz es abundante, durante 100 días al año 20 horas diarias.
- Se desea adquirir un equipo con una capacidad de 0.32 Ton/hr.
- Se considera una vida útil de 10 años tanto para el horno de cascarilla como para el que utiliza diesel.

- Los recursos propios son del 40 % con respecto al valor del equipo debiendo financiarse la diferencia con una entidad privada a un interés comercial del 57 % sobre el préstamo.
- No se incluye en el presente análisis los costos de inversión ni de operación de la cámara de secado.
- No se necesita equipo adicional para el transporte de cascarilla.
- No se incluye ni el sistema de alimentación del diesel al quemador ni el valor del diesel almacenado.
- Se considera una inflación del 45 % que afecta a los costos variables en los años posteriores al primer año.

Se desea conocer:

1. El ahorro real, si se generará, al usar cascarilla de arroz como combustible.
2. La conveniencia económica de una mayor inversión en un equipo semi-automatizado (equipo diesel) para

prescindir en lo posible de los gastos de mano de obra.

3. La tasa interna de retorno sobre los recursos propios para ambos casos.

4. El costo por tonelada de arroz secado en los años de vida útil del equipo.

A continuación se presenta el análisis detallado de la conveniencia económica del uso de cascarilla de arroz como combustible y los costos totales en los 10 años de vida útil para luego presentar el análisis detallado de la conveniencia económica del uso del diesel como combustible y sus costos totales en los 10 años de vida útil.



## SECAO DE ARROZ EN CASCARA UTILIZANDO CASCARILLA DE ARROZ COMO COMBUSTIBLE

Octubre 1990

Cantidad total de grano:	640 Ton/año
Días de trabajo disponibles:	100 /año
Capacidad mínima necesaria 20 hr/día	0.32 Ton/hr
Capacidad disponible secado:	0.32 Ton/hr
Consumo aproximado de cascarilla:	34 Kg
Precio de la cascarilla:	0 S/.

Inversión total en el horno:	1400000
Inversión en equipo adicional:	0
(transporte de cascarilla, etc.)	

Período para depreciar:	5 años
Valor de salvamento:	0 %

## Financiación de los equipos

	Monto S/.	Interes %	Plazo
Crédito	900000	57	3 años
Recursos propios	500000		

## COSTOS FIJOS (financieros y depreciación)

AÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saldo inicial	900000	600000	300000	0	0					
Amortización	300000	300000	300000	0	0					
Saldo final	600000	300000	0	0	0					
Intereses	513000	342000	171000	0	0					
Depreciación	280000	280000	280000	280000	280000					
TOTAL C.FIJS	793000	622000	451000	280000	280000	0	0	0	0	0

## COSTOS VARIABLES

	Costo unitario
Consumo energía eléctrica:	2.2 KW-hora (KW-hora S/. 30)
Nº de operarios:	2 (S/.2500 diarios)
Costo del combustible:	0
Mantenimiento por año:	5 % de la inversión

Costo de la energía eléctrica S/.	132000 anual
Mano de obra S/.	500000 anual
Costo de combustible S/.	0 anual
Mantenimiento S/.	75000 anual
TOTAL S/.	707000

## ECONOMIAS EN LA OPERACION

AÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Costos fijos	793000	622000	451000	280000	280000	0	0	0	0	0
Costos variables	707000	1025150	1486467	2155377	3125296	4531680	6570936	9527858	13815394	20032321

## ANALISIS DE LA CONVENIENCIA FINANCIERA

Inversión total: 1'400000

Recursos propios: 500000

TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Sobre recursos propios: 64%

## COSTOS TOTALES EN LOS 10 AÑOS DE VIDA UTIL

Intereses	S/.	1'026000
Depreciación		1'400000
Energía eléctrica		1'320000
Mano de obra		5'000000
Mantenimineto		750000
TOTAL	S/.	9'496000

## SECAO DE ARROZ EN CASCARA UTILIZANDO DIESEL COMO COMBUSTIBLE

Octubre 1990

Cantidad total de grano:	640 Ton/año
Días de trabajo disponibles:	100 /año
Capacidad mínima necesaria 20 hr/día	0.32 Ton/hr
Capacidad disponible secado:	0.32 Ton/hr
Consumo aproximado de diesel:	1.5 gal/hr
Precio del diesel:	340 S/.

Inversión total en el horno:	4500000
Inversión en equipo adicional:	0
(transporte de cascarilla, etc.)	

Período para depreciar:	5 años
Valor de salvamento:	0 %

## Financiación de los equipos

	Monto S/.	Interes %	Plazo
Crédito	2700000	57	3 años
Recursos propios	1800000		

## COSTOS FIJOS (financieros y depreciación)

AÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Saldo inicial	2700000	1800000	900000	0	0					
Amortización	900000	900000	900000	0	0					
Saldo final	1800000	900000	0	0	0					
Intereses	1539000	1026000	513000	0	0					
Depreciación	900000	900000	900000	900000	900000					
<b>TOTAL C. FIJOS</b>	<b>7839000</b>	<b>5526000</b>	<b>3213000</b>	<b>900000</b>	<b>900000</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0</b>

## COSTOS VARIABLES

Consumo energía eléctrica:	2.2 KW-hora (KW-hora S/. 30)
Nº de operarios:	1 4 hr/día (S/. 2500 diarios) 20 días efectivos
Consumo de combustible:	1.5 gal/hr (S/. 340/gal)
Mantenimiento por año:	5 % de la inversión

Costo de la energía eléctrica S/.	132000 anual
Mano de obra S/.	50000 anual
Costo de combustible S/.	1020000 anual
Mantenimiento S/.	225000 anual
<b>TOTAL S/.</b>	<b>1427000</b>

## ECONOMIAS EN LA OPERACION

AÑO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Costos fijos	7839000	5526000	3213000	900000	900000	0	0	0	0	0
Costos variables	1427000	2069150	3000268	4350388	6308062	9146690	13262701	19230917	27884829	40433003

## ANALISIS DE LA CONVENIENCIA FINANCIERA

Inversión total: 4'500000

Recursos propios: 1'800000

TASA INTERNA DE RETORNO (TIR)

Sobre recursos propios: 60%

## COSTOS TOTALES EN LOS 10 AÑOS DE VIDA UTIL

Intereses	S/.	3'078000
Depreciación		4'500000
Energía eléctrica		1'320000
Mano de obra		500000
Costo del diesel		10'020000
Mantenimineto		2'250000
 TOTAL	 S/.	 21'668000

1. El ahorro real (S/.) al usar cascarilla de arroz como combustible, independientemente de la inversión, se obtiene al comparar los rubros de mano de obra y costo de combustible para el horno que utiliza cascarilla con los rubros de mano de obra y costo de combustible para el horno que utiliza diesel.

El ahorro al utilizar cascarilla de arroz es de S/. 570000 anuales, cantidad que es superior a la inversión de recursos propios.

2. No es conveniente, al menos para esta capacidad del equipo de secado, una mayor inversión para evitar los gastos de mano de obra.
3. La tasa interna de retorno sobre los recursos propios tanto para el horno que utiliza cascarilla de arroz (64 %) como para el horno que utiliza diesel (60 %) están sobre el interés que ofrece el mercado financiero privado.
4. Se determina el costo de generar suficiente calor para secar una tonelada de arroz, dividiendo los costos totales durante los 10 años considerados, por el volumen total de grano que se procesaría en en este período de tiempo (6400 toneladas).



Así secar una tonelada de arroz en cáscara utilizando el equipo que combustiona cáscara de arroz en los 10 años de vida útil representa un gasto de S/. 9'460000 que para las 6400 toneladas que se procesan en este tiempo arroja un costo total por tonelada de S/. 1478, bajo el mismo esquema el costo total por tonelada para el equipo que utiliza diesel como combustible es de S/.3385.

El costo por tonelada se reduce en forma muy apreciable en aquellos sitios donde el escalonamiento de la producción permita utilizar los equipos más de 100 días en el año. (Ref. 14)

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

La principal limitación en la evaluación del horno de cascarilla de arroz la constituye la realización de los balances instantáneos de energía en base a flujos globales de cascarilla.

Potencias superiores se registran cuando el horno opera con la parrilla inclinada a 50°. El horno operando con tiro natural ya sea que la cámara de combustión se encuentre aislada o no, registra mayores eficiencias con esta inclinación de parrilla.

El horno operando con tiro natural con su cámara de combustión sin aislar se presenta operacionalmente inadecuado por las siguientes razones:

Presenta una combustión poco segura e inestable cuando se requiere un mayor suministro de energía y el horno demanda aire y combustible adicional.

Las temperaturas globales registradas en la chimenea estan alrededor de los 200 °C provocando grandes problemas de corrosión en esta zona del horno, ya

que se conoce que la temperatura recomendada para los gases en la chimenea con la finalidad de evitar la condensación debe ser superior a los 200 °C.

Las eficiencias obtenidas para el horno operando con esta configuración son bajas en comparación con las del horno operando con su cámara de combustión aislada.

Las pérdidas térmicas son elevadas en relación a la energía liberada en el proceso de combustión (25-34 %).

Cualquier variación en la eficiencia de combustión se refleja marcadamente en la eficiencia del sistema.

El horno operando con tiro natural con su cámara de combustión aislada presenta las siguientes características:

Una combustión segura y estable; así cuando se requiere un mayor suministro de energía y el horno demanda aire y combustible adicional, los requerimientos del sumidero (aire) no reducen el nivel de las temperaturas debajo del necesario para asegurar la buena gasificación y combustión de la

cascarilla de arroz. Esto se logra gracias a la inercia térmica de las paredes, la cual responde rápidamente ante cualquier incremento en los requerimientos del sumidero o para mantener las condiciones adecuadas en el interior de la cámara de combustión cuando se produce una mala alimentación de cascarilla o algún desperfecto en el funcionamiento del horno.

Las temperaturas globales registradas en la chimenea están sobre los 300 °C con lo que se asegura la no presencia de condensados y se evita problemas serios de corrosión en el horno.

Las eficiencias obtenidas para el horno operando bajo esta configuración se las puede considerar como aceptables si se las compara con las del horno operando con tiro inducido.

Las pérdidas térmicas que se registran para el horno operando con esta configuración son moderadas (10-14 %) en relación a la energía liberada en el proceso de combustión. Presenta además una combustión completa (ausencia de CO) y no se registra la presencia de humos visibles en la chimenea.

El horno operando con tiro inducido con su cámara de combustión aislada presenta las siguientes características de operación:

Las temperaturas en la chimenea se encuentran sobre los 300 °C con lo que se evita problemas graves de corrosión.

Las eficiencias del sistema son bastante buenas, en tanto que las eficiencias de combustión obtenidas se las considera relativamente buenas, pues el desalojo de cenizas y la alimentación de cascarilla durante la realización de estas pruebas no ha sido la adecuada.

Las pérdidas térmicas registradas son moderadas (12 - 14 %) en relación a la energía liberada.

El ventilador centrífugo de aletas radiales utilizado es el apropiado pues los centrífugos manejan eficientemente grandes o pequeñas cantidades de aire en un amplio rango de presiones y cuando el ruido no es un factor a considerar y el aire que se va a manejar contiene polvos el ventilador de aletas radiales es la mejor opción.



La curva obtenida para el ventilador centrífugo es la esperada en lo que respecta a la presión y el caudal. El ventilador trabaja en la zona de operación estable.

La proporción entre el flujo másico de gases que salen hacia el ventilador y los que escapan por la chimenea es de 4 a 1.

No se registra la presencia de humos visibles ni en la chimenea ni en el flujo de gases que sale del filtro de gases hacia el ventilador.

No se registra la presencia de partículas incandescentes arrastradas en el flujo de gases que sale hacia el ventilador.

El horno se muestra capaz de mantener la temperatura del aire de secado en el rango recomendado ( $45 \pm 5$  °C) durante el proceso de secado.

El horno presenta una combustión completa y una relación aire ambiente/flujo de gases, del aire de secado, elevada (17 a 1) por lo que se considera que el aire de secado es casi tan bueno como aire ambiente calentado.

Si se mantiene la compuerta de regulación de temperatura totalmente cerrada y el ventilador succiona aire ambiente en los alrededores del filtro de gases, el equipo es capaz de elevar la temperatura del aire succionado en 11 °C.

La eficiencia de combustión para esta configuración del horno con un adecuado desalojo de cenizas y una correcta alimentación de cascarilla debe estar entre el 75 y 80 %, teniendo presente que el diseño y funcionamiento de equipos que utilizan la cascarilla de arroz como combustible son siempre un compromiso entre la eficiencia y los requerimientos de energía.

Una limitación en lo que respecta a la evaluación de la cantidad de energía que se acumula en las paredes es la falta de un mayor número de termocuplas del lado interior de la pared.

La altura de la chimenea debe ser tal que permita al horno operar eficientemente aun con la compuerta de regulación de temperatura totalmente cerrada.

El principal inconveniente en la aceptación de esta tecnología lo constituye el desalojo de cenizas durante y después del proceso, teniendo en consideración la mínima

reducción de tamaño que sufre la cascarilla de arroz al combustionarse.

El horno requiere un operador permanente que debe encargarse de la alimentación de cascarilla, el desalojo de cenizas y de controlar la temperatura en el aire de secado.

El equipo evaluado constituye hoy, una alternativa económica y técnicamente viable para el secado de arroz en cáscara.

#### RECOMENDACIONES

Para realizar una evaluación más precisa se hace necesaria la medición del flujo de combustible instantáneo.

Para operaciones de secado se recomienda utilizar el horno con una inclinación de parrilla de 45°, aunque si las condiciones de humedad en la cascarilla son un tanto mayores a las usuales se recomienda una inclinación de parrilla de 50°, pues Potencias mayores son alcanzadas con esta inclinación de parrilla compensando la cantidad de energía adicional que se requiere para evaporar la humedad de la cascarilla; por tanto el equipo debe ser

construido de manera tal que permita variar la inclinación de la parrilla y sus escalones.

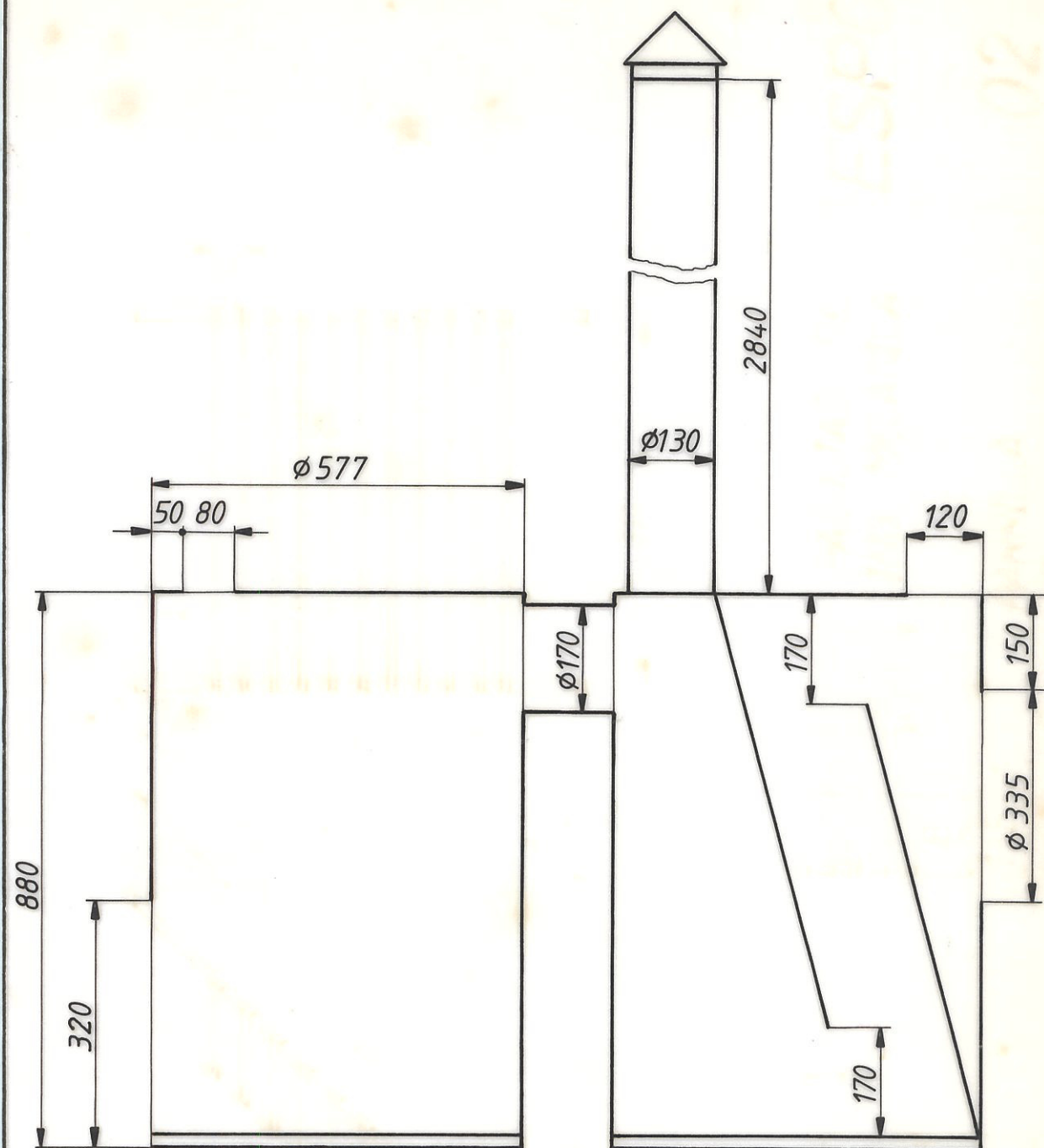
La posición del ventilador con respecto al filtro de gases debe ser tal, que permita succionar la mayor cantidad posible de aire ambiente en los alrededores del filtro (sin perder las condiciones adecuadas de temperatura y humedad) hacia la cámara de secado.

## APENDICES

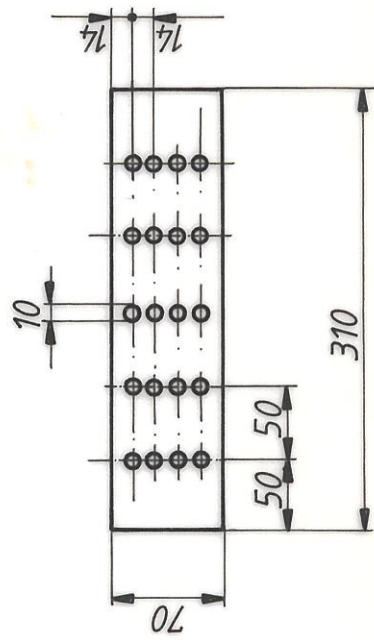
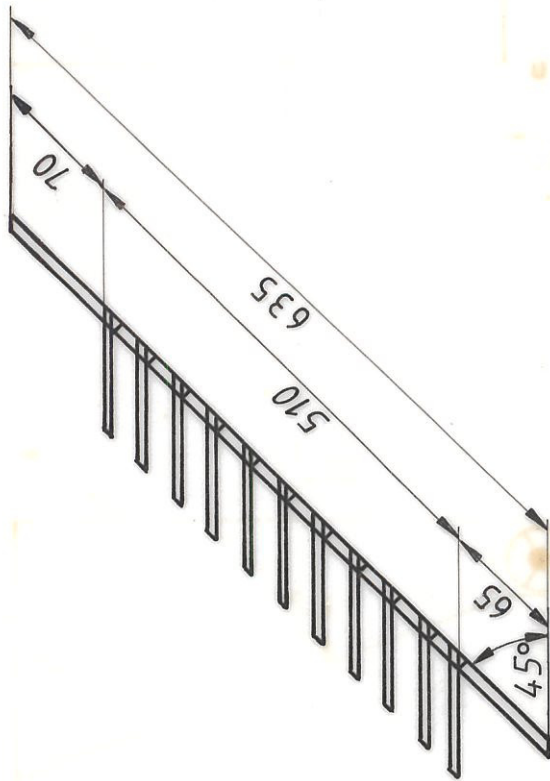
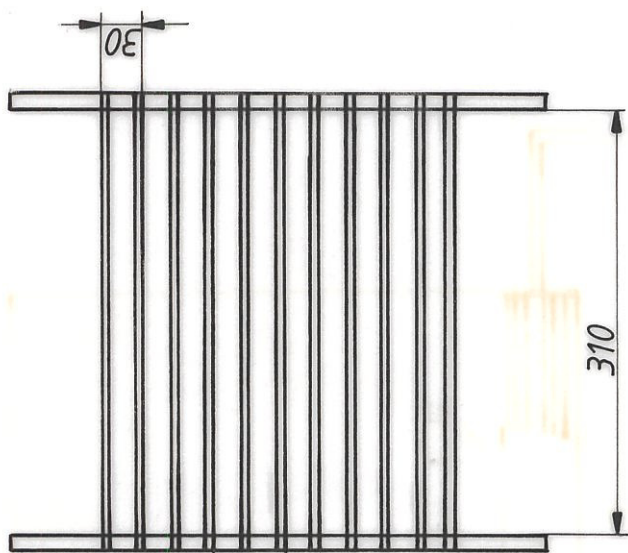


## APENDICE A

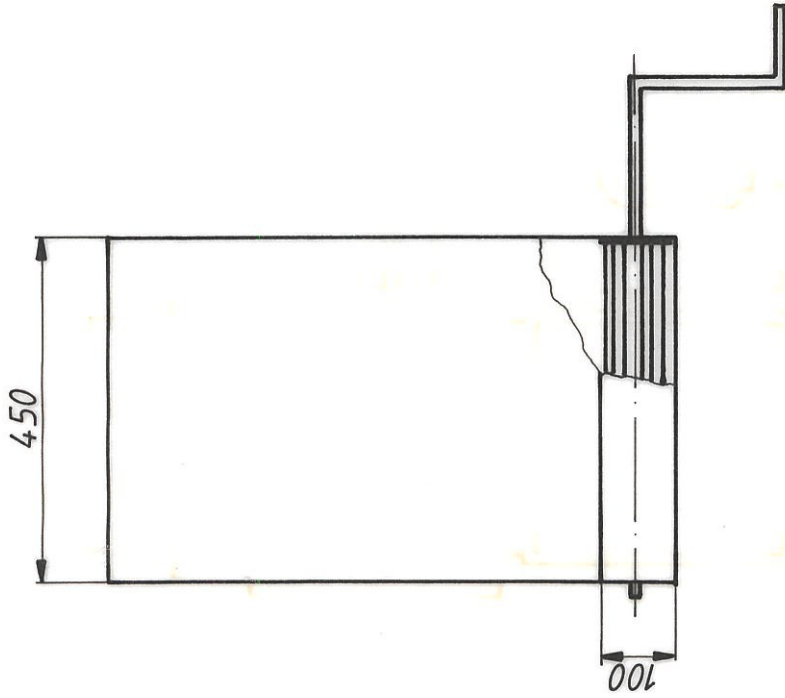
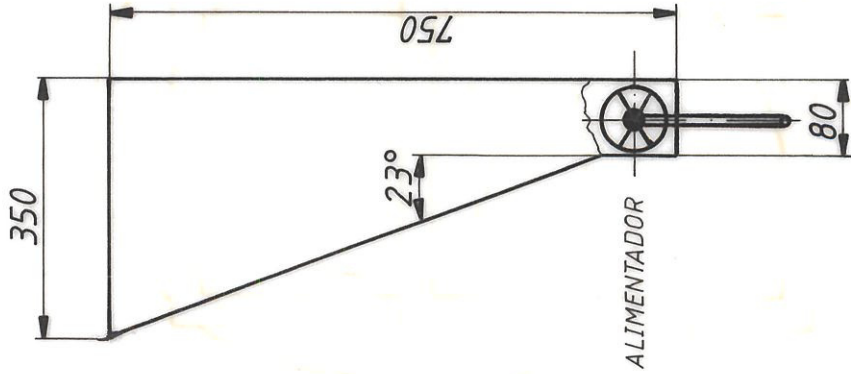
PLANOS DEL HORNO Y CALCULO DE SUS AREAS



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	11.2.90	J. BLUM		
REVISO	2.12.90	J. BLUM		
COMPR	3.12.90	J. DUQUE		
E 1:10	VISTA EN CORTE DEL HORNO DE CASCARILLA DE ARROZ			01
MATERIAL				TANQUES DE 55galones



		FECHA		NOMBRE		FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL	
DIBUJO		1.12.90		J. BLUM				
REVISO		2.12.90		J. BLUM				
COMPR.		3.12.90		J. DUQUE				
E		PARRILLA						02
1:5								
								MATERIAL
								ANGULO 1/4 " PLANCHAS 3mm



FECHA	NOMBRE
DIBUJO 1.12.90	J. BLUM
REVISO 2.12.90	J. BLUM
COMPR 3.12.90	J. DUQUE

FACULTAD DE  
ING. MECANICA

ESPOL

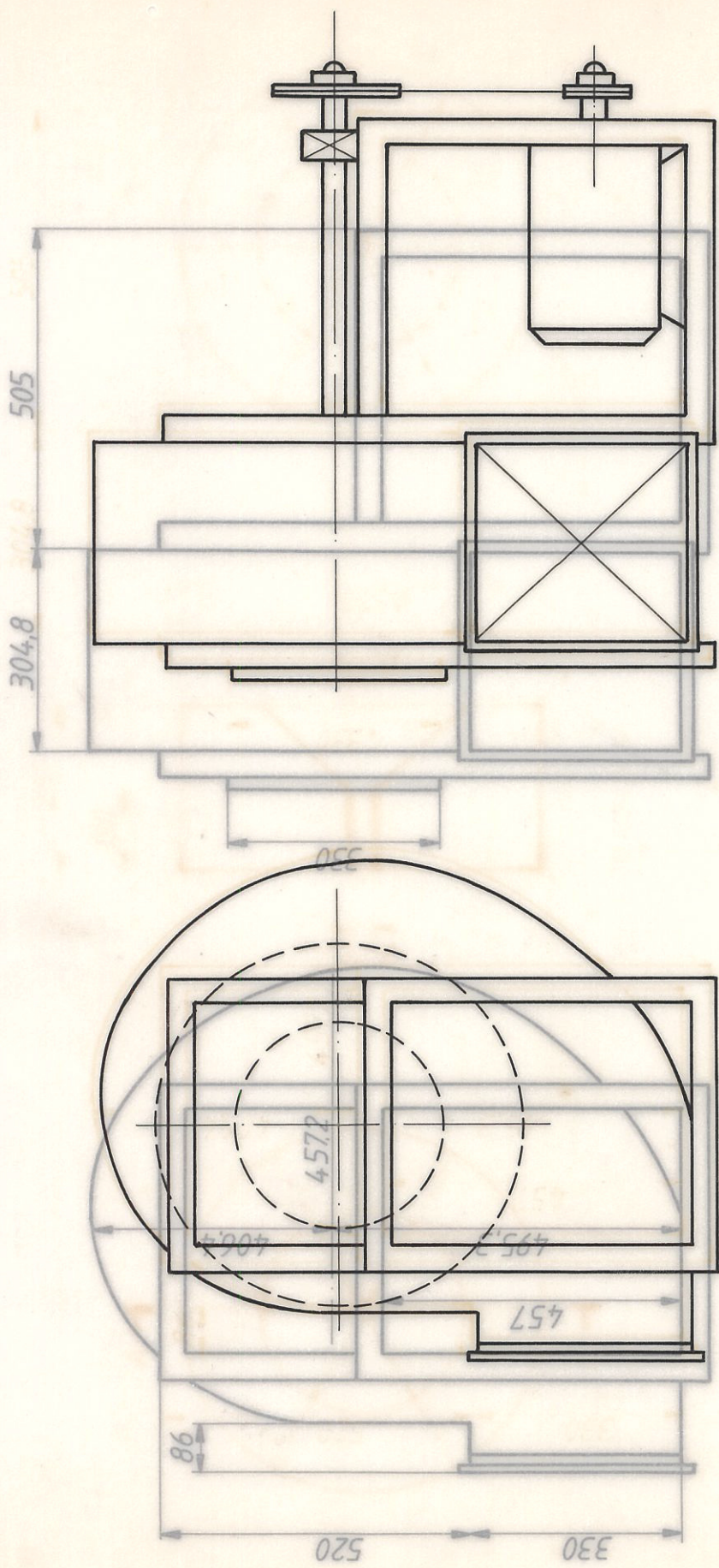
E  
1:10

TOLVA

03

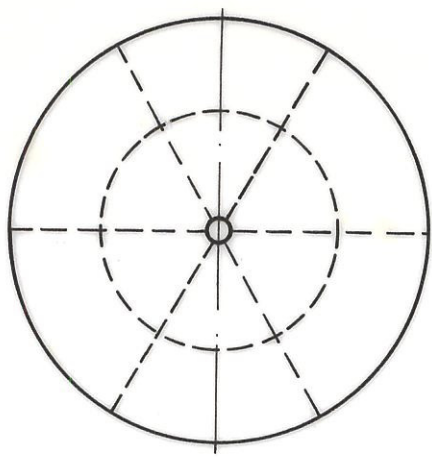
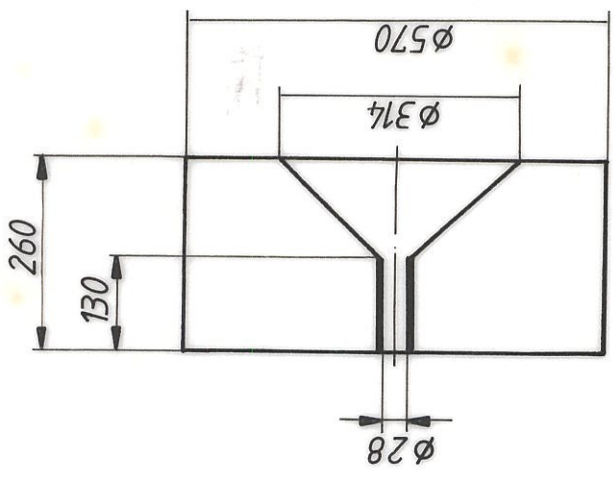
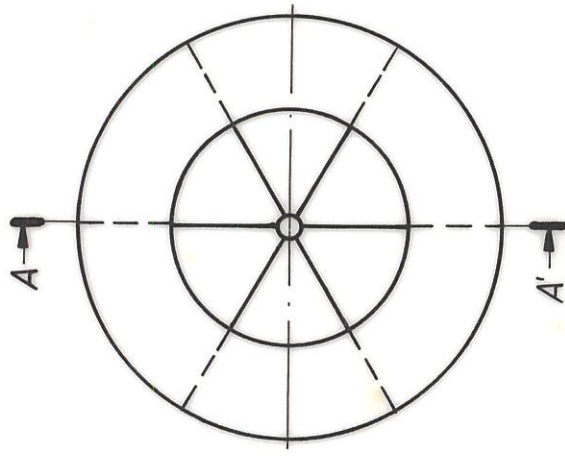
MATERIAL  
PLANCHAS NEGRAS DE 3mm





FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA		ESPOL	
FECHA	NOMBRE	ESQUEMA DEL VENTILADOR CENTRIFUGO	
DIBUJO 112	112 90 J. BLUM		
REVISO 212	212 90 J. BLUM		
COMPR. 312	312 90 J. DUQUE		
E		05 04	
1:10		MATERIAL	
		ANGULO D. 2 1/4 x 1/4	





SECCION A - A'

<table border="1"> <tr> <td>FECHA</td> <td>NOMBRE</td> </tr> <tr> <td>DIBUJO 1.12.90</td> <td>J. BLUM</td> </tr> <tr> <td>REVISO 2.12.90</td> <td>J. BLUM</td> </tr> <tr> <td>COMPR. 3.12.90</td> <td>J. DUQUE</td> </tr> </table>		FECHA	NOMBRE	DIBUJO 1.12.90	J. BLUM	REVISO 2.12.90	J. BLUM	COMPR. 3.12.90	J. DUQUE	<b>FACULTAD DE ING. MECANICA</b>	<b>ESPOL</b>
FECHA	NOMBRE										
DIBUJO 1.12.90	J. BLUM										
REVISO 2.12.90	J. BLUM										
COMPR. 3.12.90	J. DUQUE										
<b>E</b> 1:10		<b>RODETE</b>	<b>06</b>								
MATERIAL PLANCHAS NEGRAS DE 3mm											

APENDICE A - 2

## CALCULO DE AREAS

Area de la pared lateral del horno

$$Al_n = \pi d l = 1.5953 \text{ m}^2$$

Area de las secciones 1,2,3,4,7,10,11,12

$$Al_{ns} = \frac{\pi (0.577) (0.88)}{12} = 0.1329 \text{ m}^2$$

Las áreas de las secciones (5, 6, 8 y 9) aledañas al agujero de entrada de aire están afectadas por éste.

$$Al_{ns} \text{ 6-9} = 0.8891 \text{ m}^2$$

Este valor representa el área para las secciones 6 y 9.

$$Al_{ns} \text{ 5-8} = 0.1289 \text{ m}^2$$

Valor que representa el área para las secciones 5 y 8.

Area de la parte superior del hogar

$$As_n = \frac{\pi d^2}{4} = 0.262 \text{ m}^2$$

Area de la parte superior del filtro de gases

$$As_r = 0.262 - 0.0393 = 0.222 \text{ m}^2$$

Area de la pared lateral del filtro de gases

$$A_{lr} = 1.5953 - \frac{\pi (0.335)^2}{4} = 1.507 \text{ m}^2$$

Area de la parrilla

$$A_p = 0.31 \times 0.51 = 0.158 \text{ m}^2$$

Area del agujero de aire

$$A_a = 0.096 \text{ m}^2$$

Area de transversal de la chimenea

$$A_{ch} = \frac{\pi d_{ch}}{4} = \frac{\pi (0.13)}{4} = 0.0123 \text{ m}^2$$



## APENDICE B

CALCULO DE LA VELOCIDAD DE ROTACION Y OBTENCION DE LA  
CURVA CARACTERISTICA PARA EL VENTILADOR

# APENDICE B - 1



## CALCULO DE LA VELOCIDAD DE ROTACION DEL VENTILADOR

Manalo (Ref. 12) propone los siguientes valores de velocidad de rotación del ventilador:

- 765 RPM cuando el ventilador está acoplado a un motor de 0.75 KW (1 HP)
- 1230 RPM cuando el ventilador está acoplado a un motor de 2.2 KW (3 HP)

El motor acoplado al ventilador en las pruebas realizadas en el CETE es de 1.5 KW (2 HP). Se debe entonces determinar las revoluciones a las que debe girar el ventilador.

A partir de la tercera ley de los ventiladores " La potencia requerida es proporcional a la velocidad del ventilador elevada al cubo " se determina la velocidad de rotación del ventilador ( $N_2$ ) como se muestra a continuación:

$$W_1 = 1 \text{ HP}$$

$$N_1 = 765 \text{ RPM}$$

$$W_2 = 2 \text{ HP}$$

$$N_2 = ?$$

$$W_3 = 3 \text{ HP}$$

$$N_3 = 1230 \text{ RPM}$$



de donde,

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3}$$

$$N_2 = 964 \text{ RPM}$$

$$\frac{W_2}{W_3} = \frac{N_2^3}{N_3^3}$$

$$N_2 = 1075 \text{ RPM}$$

Se obtiene entonces un rango de velocidades para la rotación del ventilador, considerándose una buena alternativa el promedio entre los valores extremos. Por conveniencia en la instalación del mecanismo banda-poleas del ventilador, la velocidad de rotación teórica escogida es de 1030 RPM.

## APENDICE B - 2

### OBTENCION DE LA CURVA PRESION VS. CAUDAL

La curva presión vs. caudal, del ventilador utilizado en este trabajo de tesis, se obtuvo mediante norma AMCA 210-74 - ASHRAE 51-75 (Ref. 1).

El equipo utilizado en el banco de pruebas fue:

- amperímetro digital
- velómetro (pie/min)
- manómetro tipo " U " (mm de agua)
- tacómetro (RPM)
- termómetro de bulbo de mercurio (°F)
- psicrómetro
- barómetro (mm Hg)

En la figura B.1 se presenta un esquema del banco de pruebas.

A continuación se presentan las formulas utilizadas, los datos y los resultados obtenidos para la realización de la curva del ventilador.

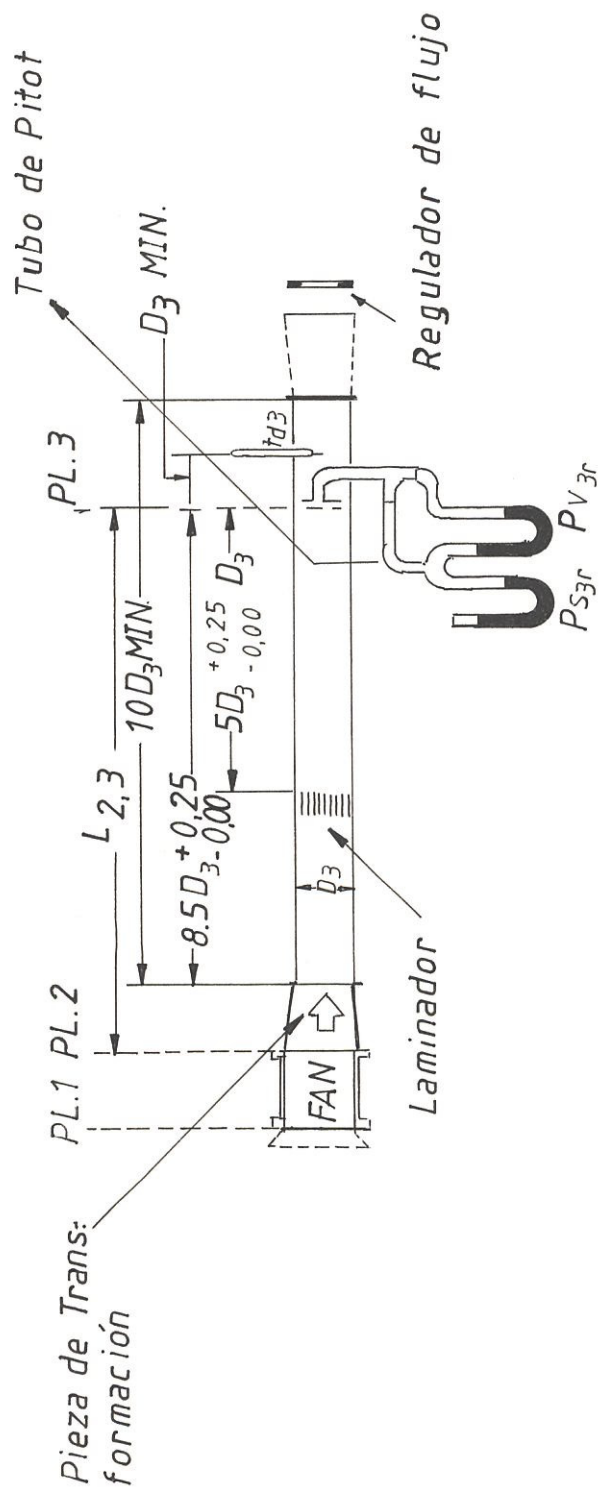


FIG. B-1 Banco de Pruebas (Ref. 1)

## Fórmulas

$$P_{v3} = \left[ \frac{\sum P_{v3r}}{n} \right]^2$$

$$Q_3 = V_3 A_3$$

$$V_3 = 1096 \frac{P_{v3}}{\int_3}$$

$$Q = Q_3 \frac{\int_3}{\int}$$

$$P_{e3} = \frac{\sum P_{e3r}}{n}$$

$$P_v = P_{v3} \frac{A_3^2 \int_3}{A_2^2 \int_2}$$

$$P_{t1} = 0$$

$$P_t = P_{t2} - P_{t1}$$

$$P_e = P_t - P_v$$

$$f = 0.14/Re^{0.17}$$

$$Re = \frac{\int V D}{60 \mu}$$

$$P_{t2} = P_{e3} + P_{v3} + f \left[ \frac{L_{2,3}}{D_{h3}} + \frac{L_e}{D_{h3}} \right] P_{v3}$$

$$\frac{L_e}{D_h} = \frac{15.04}{[1 - 26.65(y/D) + 184.6 (y/D)^2]^{1.03}}$$

$L_e$  = Longitud equivalente del laminador

$y$  = grueso del laminador = 0.5 mm

$D = D_{h3} = D_3 = 235$  mm

$L_{2,3} = 2320$  mm

$P_e$  = presión estática en pulgadas de agua

$P_t$  = presión total en pulgadas de agua

$P_v$  = presión de velocidad en pulgadas de agua

$V$  = velocidad en pie/min

$Q$  = caudal en CFM

$f$  = factor de fricción

$Re$  = número de Reynolds

En la figura B.2 se muestra el banco de pruebas y sus elementos en tanto que en la figura B.3 se muestra la curva Presión Vs. Caudal obtenida para el ventilador (unidades inglesas).



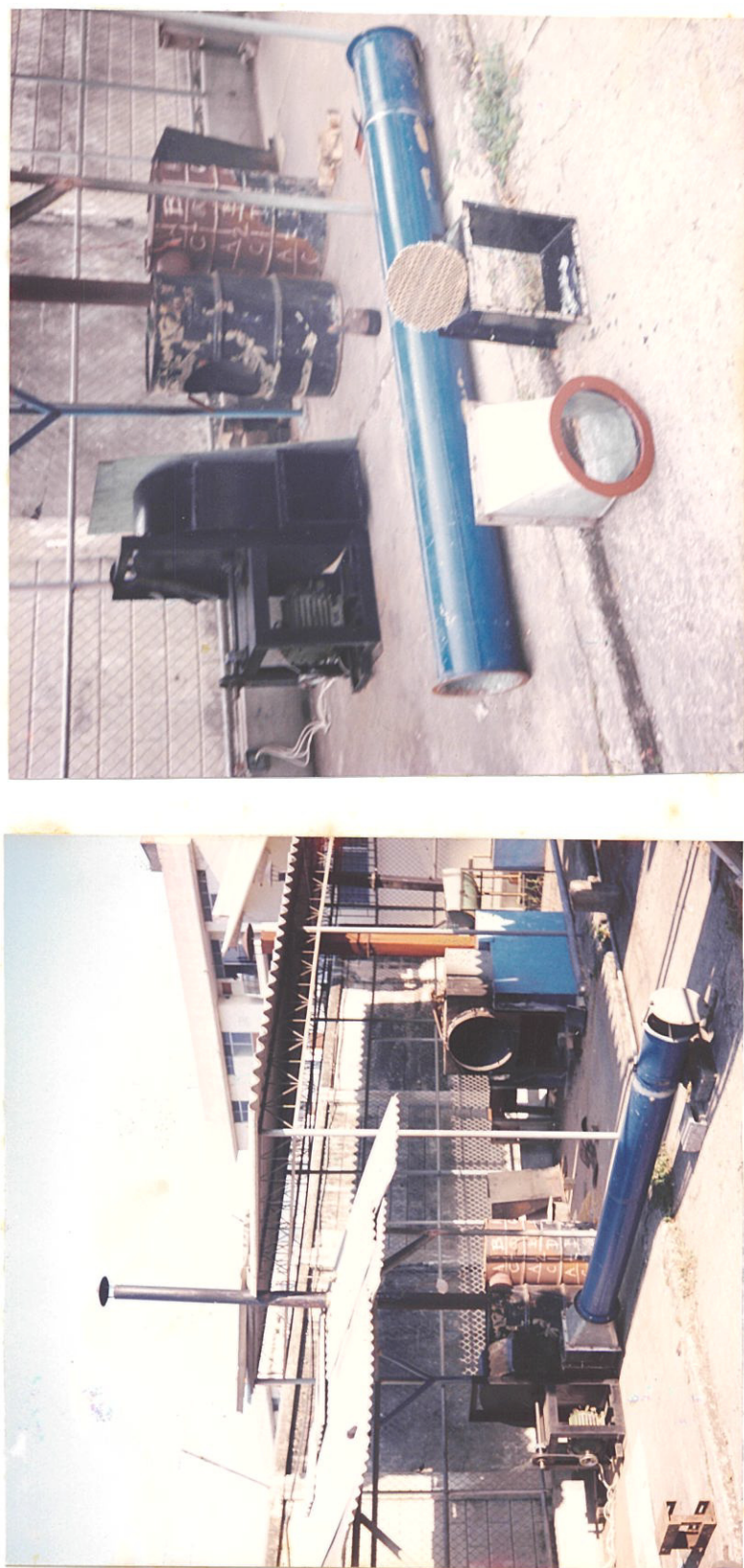


FIG. B-2 BANCO DE P RUEBAS Y SUS ELEMENTOS

HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
TOTALMENTE CERRADO

Immersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H2O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	0	0							
25	0	0							
46	0	0							
76	0	0	763	83	74	60	1044	1182	17
159	0	0							
189	0	0							
210	0	0							
228	0	0							

HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 2

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	600	700	763	83	70	58	1037	1176	17
25	800	1000							
46	1000	1100							
76	1000	1300							
159	1400	1500							
189	1600	1600							
210	1700	1750							
228	1600	1600							

HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR

ABERTURA 3

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	1000	1000							
25	1400	1500							
46	1600	1800							
76	1800	2200	763	83	74	56	1034	1172	16.9
159	2600	2400							
189	2800	2500							
210	2600	2400							
228	2250	2400							





HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 4

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	1300	1300	763	83	74	50	1033	1164	16.9
25	1800	1900							
46	2100	2300							
76	2200	2700							
159	2800	2900							
189	3000	2800							
210	2900	2850							
228	2700	2900							



HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 5

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	1500	2000	763	83	74	42	1030	1168	16.9
25	2500	2500							
46	2600	2700							
76	2800	3000							
159	3500	3400							
189	3600	3400							
210	3550	3300							
228	3400	3250							

HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 6

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	2000	2000							
25	3000	2900							
46	3100	3400							
76	3300	3600	763	82	80	36	1028	1165	16.9
159	4000	3900							
189	4200	3950							
210	4300	4050							
228	4100	4000							

HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 7

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	2500	2600							
25	3100	3200							
46	3400	3600							
76	3500	4000	763	82	77	30	1026	1158	16.9
159	4300	4300							
189	4500	4200							
210	4550	4500							
228	4300	4400							

HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 8

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	3000	2600							
25	3900	3900							
46	4000	4200							
76	4300	4600	763	81	80	20	1024	1158	16.9
159	4800	4900							
189	4800	4800							
210	4800	4850							
228	4400	4500							



HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
ABERTURA 9

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H <sub>2</sub> O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	3650	3300	763	80	80	6	1024	1157	16.9
25	3900	4200							
46	4100	4600							
76	4200	4950							
159	5000	5000							
189	5200	5100							
210	5000	5200							
228	4800	5000							



HOJA DE DATOS DEL VENTILADOR  
TOTALMENTE ABIERTO

Inmersión de sonda (mm)	Velocidades (pie/min) Horizontal	Velocidades (pie/min) Vertical	Po (mm Hg)	To (°F)	HR (%)	Pe (mm H2O)	Ventilador (RPM)	Motor (RPM)	i (Amp)
8	4000	4000							
25	4400	4800							
46	4700	4800							
76	5000	5200	763	80	80	0	1020	1159	16.9
159	5800	5400							
189	5900	5700							
210	6000	6000							
228	5700	5800							

TABLA DE RESULTADOS DEL VENTILADOR

Abertura	V (pie/min)	Q (CFM)	$\int$ (lb/pie <sup>3</sup> )	$\mu \cdot 10^{-5}$ (lb/pie-s)	Pe (pulg. H2O)	Pt (pulg. H2O)
Totalmente cerrado	0	0	0.0722	1.2494	2.36	2.36
2	1266	591	0.0722	1.2494	2.33	2.43
3	2016	941	0.0722	1.2494	2.32	2.57
4	2403	1122	0.0722	1.2494	2.13	2.48
5	2938	1371	0.0722	1.2494	1.89	2.41
6	3488	1628	0.0724	1.2476	1.75	2.48
7	3809	1778	0.0724	1.2476	1.57	2.44
8	4272	1994	0.0726	1.2458	1.26	2.37
9	4575	2136	0.0727	1.244	0.78	2.04
Totalmente abierto	5200	2427	0.0727	1.244	0.68	2.32

# PRESION VS. CAUDAL

1030 R P M

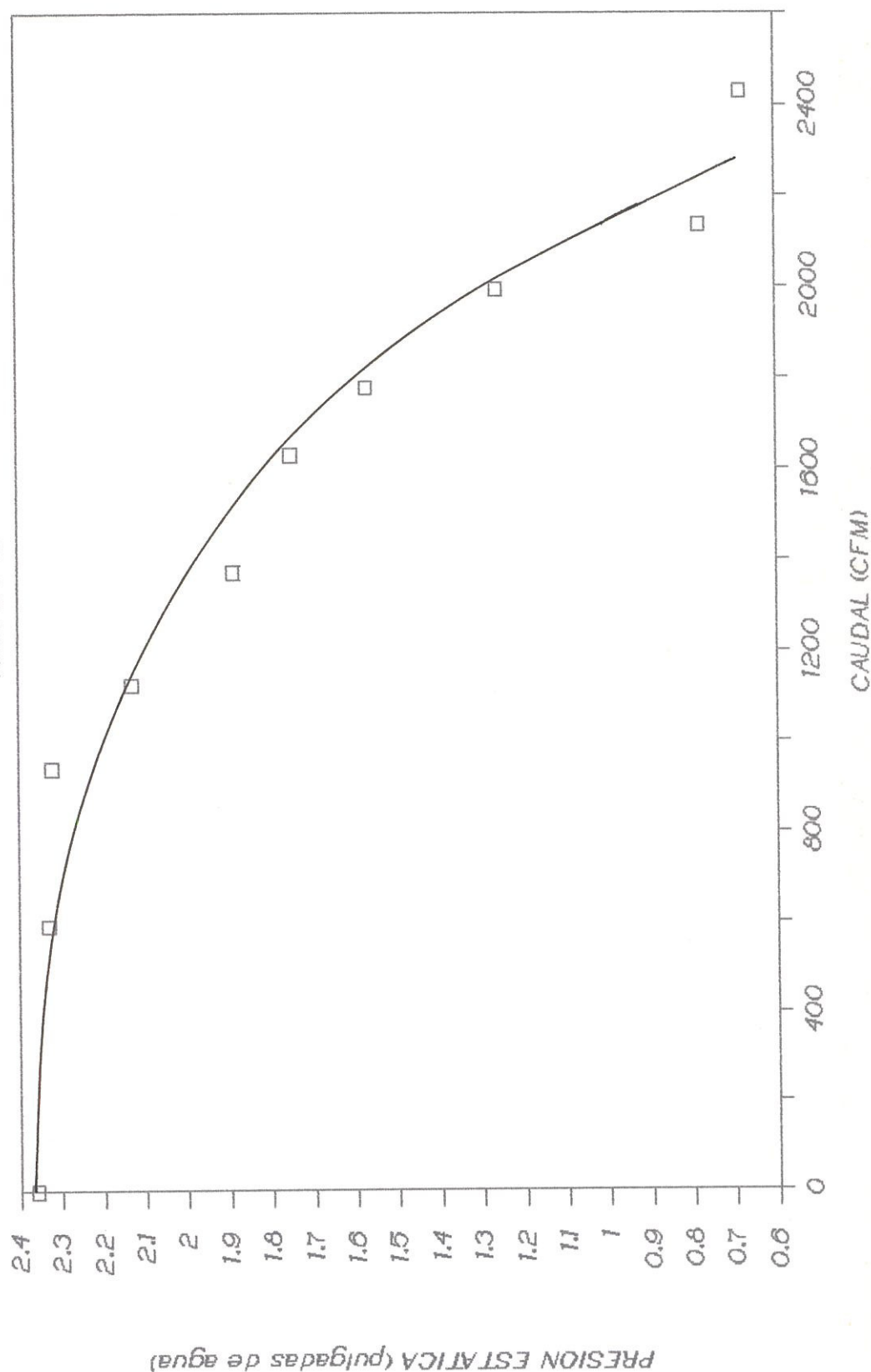


Fig. B-3 Curva característica del ventilador centrífuga

## APENDICE C

DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE, ALTURA DE LA CAMADA DE  
ARROZ EN CASCARA Y CAIDA DE PRESION EN LA CAMARA DE SECADO

# APENDICE C - 1

## FLUJO DE AIRE Y ALTURA DE LA CAMADA DE ARROZ EN LA CAMARA DE SECADO

Se conoce por Manalo (Ref. 12) que un flujo del aire de secado de  $1.13 \text{ m}^3/\text{seg}$  (2400 CFM) para los 1144 Kg de arroz en cáscara, distribuidos en un área de secado de  $6.48 \text{ m}^2$  (Fig. 2.6) con una altura de camada de arroz 0.3 metros, se obtienen 35 CFM por  $\text{pie}^3$  de arroz en cáscara.

$$\frac{2400 \text{ CFM}}{68.6 \text{ pie}^3 \text{ arroz en cáscara}} = 35$$

De igual manera se conoce del informe de la IRRI presentado por Manalao que un flujo de 15 CFM/ $\text{pie}^3$  de arroz en cáscara obtenido a través de un flujo de aire de secado de  $0.49 \text{ m}^3/\text{seg}$  (1030 CFM) que es generado cuando el ventilador esta acoplado a un motor de 0.75 KW (1 HP) para un área de secado de  $6.48 \text{ m}^2$  y una altura de camada de 0.3 metros es insuficiente. Cuando se disminuye la altura de la camada de arroz de 0.3 a 0.15 metros para la misma área de secado se obtiene aproximadamente 30 CFM/ $\text{pie}^3$  de arroz obteniendose un secado del grano más uniforme.



Por lo expuesto anteriormente se estima que un flujo de aire de 35 CFM por pie<sup>3</sup> de arroz en cáscara es apropiado para el proceso de secado del grano.

En las pruebas realizadas en el CETE el ventilador se acopla a un motor de 1.5 KW (2 HP); manteniendo el área de secado de 6.48 m<sup>2</sup> propuesta por el IRRI el ventilador deberá entregar un flujo de aire de 1.04 m<sup>3</sup>/seg (2200 CFM) para una altura de la camada de arroz de 0.27 metros con el fin de obtener un flujo aproximado de 35 CFM por pie<sup>3</sup> de arroz en cáscara.

Una altura de camada de arroz de 0.27 metros representa un total de 1030 Kg de arroz en cáscara distribuidos en la cámara de secado.



BIBLIOTECA

## APENDICE C - 2

### DETERMINACION DE LA CAIDA DE PRESION ESTATICA EN LA CAMARA DE SECADO

En las pruebas realizadas en el IRRI el ventilador se acopló a un motor de 2.2 KW (3 HP) para entregar 67.96 m<sup>3</sup>/min (2400 CFM). Si el área de secado es de 6.48 m<sup>2</sup>; entonces el flujo de aire por unidad de área es de 10.49 m<sup>3</sup>/min/m<sup>2</sup> con este flujo se entra a la carta de Shedd (Figura C - 1) de donde la pérdida de presión por metro de altura de la capa de semillas es de 56 mm de agua.

Si se conoce que la altura de la camada de arroz en la cámara de secado es de 0.3 metros se tendrá una caída de presión de 16.8 mm de agua; para considerar las pérdidas de presión debido al rozamiento del flujo a lo largo del sistema se debe considerar un factor de seguridad, que generalmente es de 1.3 (Ref.16), con lo que la caída de presión provocada por los 1144 kg de arroz en cáscara es de 22 mm de agua, valor que es el presentado en el informe del IRRI para el ventilador operando en las condiciones anteriormente expuestas.

Para las pruebas realizadas en el CETE el ventilador se acopla a un motor de 1.5 KW (2 HP) para entregar 62.3 m<sup>3</sup>/min (2200 CFM). Si el área de secado es la misma que la utilizada en las pruebas realizadas en el IRRI (6.48 m<sup>2</sup>) se tiene un flujo de aire por unidad de área de 9.61 m<sup>3</sup>/min/m<sup>2</sup> con este flujo se entra a la carta de Shedd de donde la pérdida de presión por metro de altura de la capa de semillas es de 44 mm de agua; si se conoce de la sección de anterior de este apéndice que la altura de la camada de arroz en cáscara en la cámara de secado es de 0.27 metros se tendrá entonces una caída de presión de 11.88 mm de agua; para considerar las pérdidas de presión debido al rozamiento del flujo a lo largo del sistema se considera un factor de seguridad de 1.3 con lo que la caída de presión provocada por los 1030 Kg de arroz en cáscara es de 15.44 mm de agua.

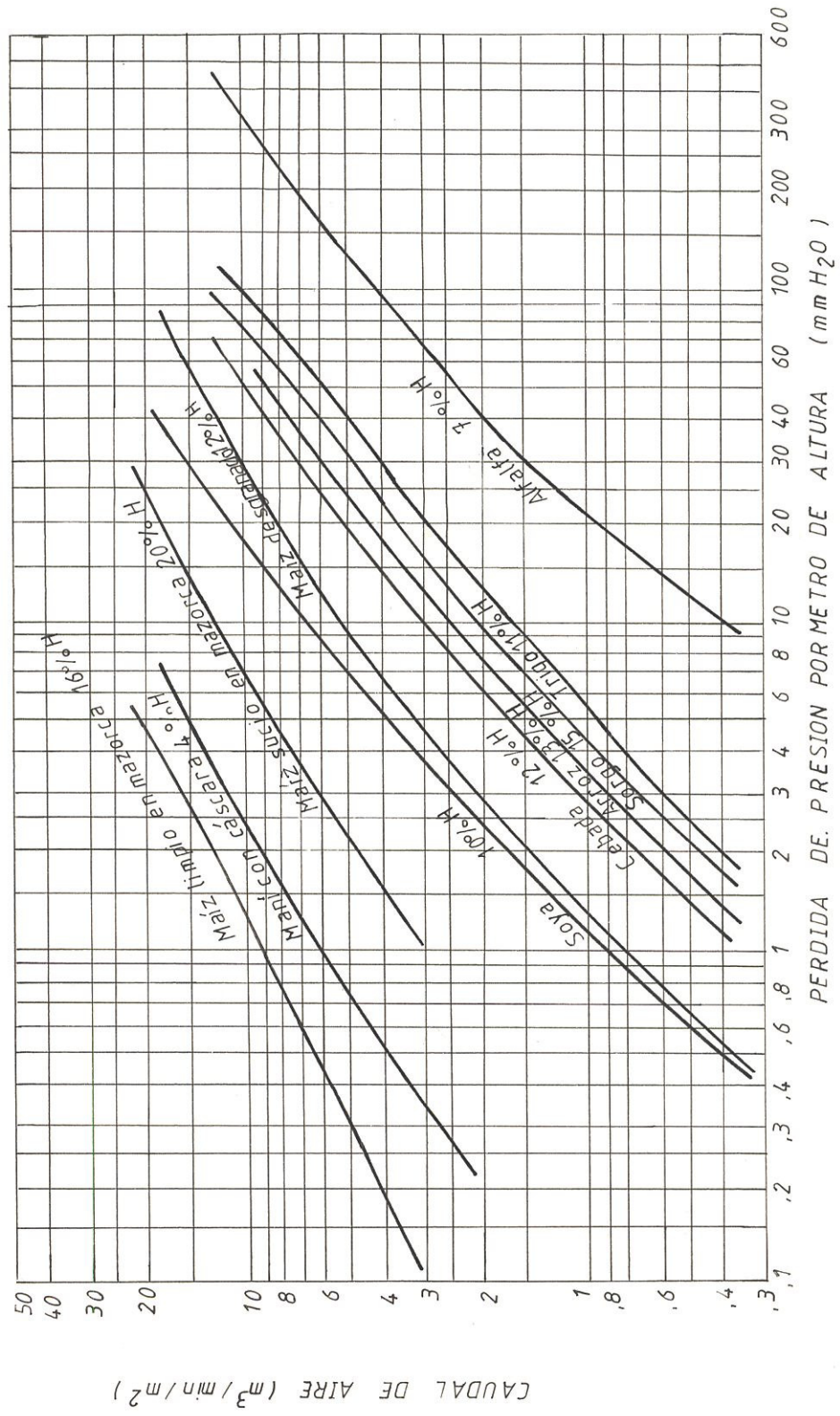


Fig.C-1 Carta de Sheed RESISTENCIA DE LAS SEMILLAS AL PASO DEL AIRE (Ref 16)

## APENDICE D

METODO PARA ESTIMAR LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL HOGAR



# APENDICE D - 1

## METODO PARA ESTIMAR LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL HOGAR ( $T_{eh}$ ). (HORNO SIN AISLAMIENTO)

De los datos, de temperatura a la salida del hogar ( $T_{eh}$ ) y de temperatura en la chimenea ( $T_{ch}$ ) obtenidos para las pruebas # 2 y # 3 se construye la curva  $\Delta T$  vs.  $T_{ch}$ , que se presenta a continuación,

$\Delta T$  vs.  $T_{ch}$

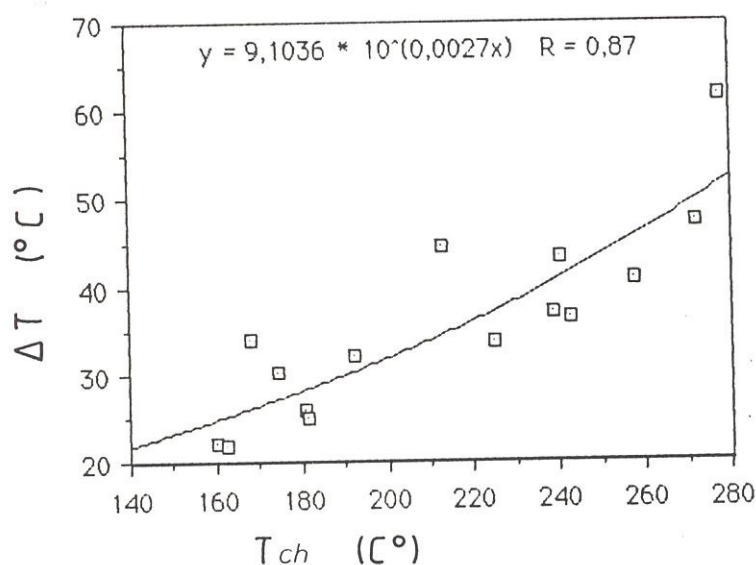


FIG. D - 1 Gráfico  $\Delta T$  vs.  $T_{ch}$  válido entre 0.4 - 1.8  
Kg/s \*  $10^{-2}$

Para las pruebas # 4 y # 5, en las cuales se conoce únicamente el valor de la temperatura en la chimenea, se ingresa con ésta en la figura D - 1 o se la reemplaza en

la ecuación d.1 correspondiente a esta curva para obtener el  $\Delta T$ .

$$y = \Delta T = 9.1036 * 10^{0.0027 * x} \quad (d.1)$$

si  $\Delta T$  está definido (Sección 4.1.1) como:

$$\Delta T = T_{sh} - T_{ch} \quad (d.2)$$

entonces, se puede estimar la temperatura de los gases a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ) despejando ésta de la ecuación d.2 una vez que se conoce el  $\Delta T$  y la  $T_{ch}$ .

Por ejemplo:

En la Prueba # 4 se conoce que el promedio de las temperaturas en la chimenea de la Medición N° 1 para el período de tiempo correspondiente a esta medición (30-44 min) es de 244 °C.

Entonces si  $T_{ch}$  es igual 244 °C y se reemplaza en la ecuación d.1 se obtiene que,

$$\Delta T = 41.42$$

despejando  $T_{sh}$  y reemplazando  $T_{ch}$  y  $\Delta T$  en la ecuación d.2

se estima que la temperatura a la salida del hogar para la Medición Nº 1 es,

$$T_{sh} = 285 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



# APENDICE D - 2

## METODO PARA ESTIMAR LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL HOGAR ( $T_{sh}$ ). (HORNO AISLADO)

De los datos, de temperatura a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ) y de temperatura en la chimenea ( $T_{ch}$ ) obtenidos para las pruebas # 9, # 10 y # 11 se construye la curva  $\Delta T$  vs.  $T_{ch}$ , que se presenta a continuación,

$\Delta T$  vs.  $T_{ch}$

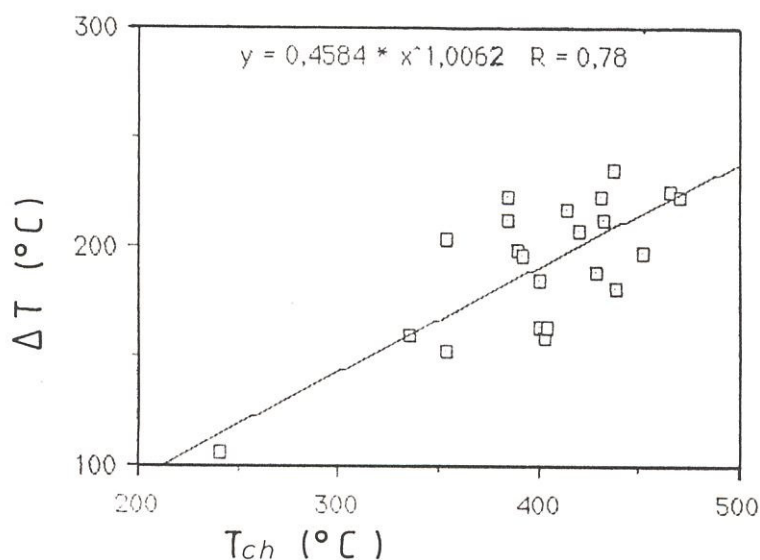


FIG. D - 2 Gráfico  $\Delta T$  vs.  $T_{ch}$  válido entre 0.9 - 2.4  
Kg/seg \*  $10^{-2}$

Para las pruebas # 6, # 7 y # 8 en las cuales se conoce únicamente el valor de la temperatura en la chimenea, se ingresa con ésta en la figura D - 2 o se la reemplaza en

la ecuación d.3 correspondiente a esta curva para obtener el  $\Delta T$

$$y = \Delta T = 0.4584 * X^{1.0062} \quad (d.3)$$

si  $\Delta T$  está definido en la ecuación d.2 entonces, se puede estimar la temperatura de los gases a la salida del hogar ( $T_{sh}$ ) despejando ésta de la ecuación d.2 una vez que se conoce el  $\Delta T$  y la  $T_{ch}$ .

Por ejemplo:

En la Prueba # 7 se conoce que el promedio de las temperaturas en la chimenea de la Medición Nº 1 para el período de tiempo correspondiente a esta medición (30-44 min) es de 345 °C.

Entonces si  $T_{ch}$  es igual 345 °C y se reemplaza en la ecuación d.3 se obtiene que,

$$\Delta T = 164 \text{ °C}$$

despejando  $T_{sh}$  y reemplazando  $T_{ch}$  y  $\Delta T$  en la ecuación d.2 se estima que la temperatura a la salida del hogar para la Medición Nº 1 es,

$$T_{sh} = 509 \text{ °C}$$



## APENDICE E

### APENDICE E - 1

#### PODER CALORIFICO DE LA CASCARILLA

En pruebas de laboratorio realizadas por el Instituto de Química de la ESPOL (Ref.5) se reportó un Poder Calorífico Superior promedio en base seca de 3393 Cal/gr (14.2 MJ/Kg) para cascarilla de arroz con una humedad promedio de 7.1 %.

Si se considera que todo el hidrógeno se combina con el oxígeno en el proceso de combustión produciendo agua, se generará un total de 0.423 Kg de agua / Kg de cascarilla cuya evaporación necesita de 0.96 MJ por cada Kg de cascarilla, por lo que el Poder Calorífico Inferior en base seca es 13.24 MJ/Kg.

La humedad en el combustible tiene doble efecto de reducir el poder calorífico, puesto que se requiere evaporar el agua contenida en los poros internos del sólido y también por otra parte reduce la cantidad de biomasa efectiva. Así por ejemplo, de un Kilogramo de biomasa con 10 % de humedad se obtendrá 0.90 Kg de fibras y 0.10 Kg. de agua.

En términos generales, el poder calorífico de la biomasa húmeda será (Ref. 15):

$$\text{PCI base húmeda} = \text{PCI base seca} \times (\% \text{ fibra seca}) -$$

$$(\text{calor evaporación del agua})$$

Expresando todo en función de la humedad se tiene:

$$\text{PCI base húmeda} = \text{PCI base seca} \times (1 - \% h / 100) -$$

$$2.26 (\% h / 100)$$

si h es la humedad de la biomasa reemplazando los valores para el presente caso se tiene,

$$\text{PCI base húmeda} = 12.1 \text{ MJ/Kg}$$

## APENDICE E - 2

CALCULOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL (AISLADO)

PRUEBA # 9

BALANCE N° 1

CALCULO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN EL HOGAR

### Pérdidas térmicas a través de las paredes laterales

Si las paredes laterales del hogar se dividieron en 12 secciones, y la temperatura promedio de una sección se define como:

$$T_s = \frac{T_{sA} + T_{sB} + T_{sC} + T_{sD}}{4} \quad (e.1)$$

Para la sección 1 se tiene,

$$T_{s1} = \frac{T_{s1A} + T_{s1B} + T_{s1C} + T_{s1D}}{4} = \frac{105+70+93+70}{4} = 84.5$$

$T_a = 34 \text{ } ^\circ\text{C}$  (se asume constante para toda la prueba)

si la temperatura de filme se define como:

$$T_f = \frac{T_s + T_a}{2} \quad (e.2)$$

entonces para la sección 1  $T_f$  es igual a,

$$T_f = \frac{34 + 84.5}{2} + 273 = 332 \text{ } ^\circ\text{K}$$

De la tabla de las propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica se evalúan éstas a  $T_f$  (Ref. 8).

$$T_f = 332 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (k=28.7 \times 10^{-3} \text{ W/m}\cdot^\circ\text{K}, \quad \nu=19.1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}, \\ \alpha=27.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}, \quad \text{Pr}=0.703, \quad \beta=1/T_f=1/332^\circ\text{K})$$

$$\text{Longitud (altura) del hogar} = L_f = 0.88 \text{ m}$$

$$\text{Longitud de la sección} = L = L_f/3 = 0.293 \text{ m}$$

Donde el número de Rayleigh en base a la longitud característica se define como:

$$\text{Ra}_L = \frac{g \beta (T_{\infty} - T_s) L^3}{\alpha \beta} \quad (\text{e.3})$$

reemplazando las propiedades y las temperaturas correspondientes en la ecuación e.3 se tiene,

$$\text{Ra}_L = 7.45 \times 10^7 \quad (\text{laminar})$$

Churchill y Chu recomiendan para una placa vertical, tanto para régimen laminar como turbulento, la siguiente correlación:

$$\text{Nu}_L = \left[ 0.825 + \frac{0.387 \text{ Ra}_L^{1/4}}{[1 + (0.429/\text{Pr})^{9/16}]^{8/27}} \right]^2 \quad (\text{e.4})$$

Mejores resultados cuando el flujo es laminar se obtienen



utilizando, la siguiente correlación:

$$Nu_L = 0.68 + \frac{0.670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{1/4}]^{4/9}} \quad (e.5)$$

valida para  $0 < Ra_L < 10^9$

reemplazando  $Ra_L$  y  $Pr$  en la ecuación e.5 se tiene:

$$Nu_L = 48.04$$

si el coeficiente convectivo promedio se define como:

$$h = \frac{Nu_L * k}{L} \quad (e.6)$$

reemplazando  $k$  y  $L$  en la ecuación e.6 se tiene:

$$h_{m1} = 4.7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Si el calor que se pierde por convección en una sección de las paredes laterales se define como:

$$q_{sc} = h_m A_{1hs} (T_m - T_a) \quad (e.7)$$

en donde,

$h_m$  = coeficiente convectivo promedio de la sección

$A_{1hs}$  = área de la sección lateral del hogar (ver apéndice A-1)

$T_m$  = temperatura promedio de la sección

$T_a$  = temperatura ambiental

Para la sección 1:

$$A_{1h1} = 0.1329 \text{ m}^2$$



$$T_{s1} = 84.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_a = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

reemplazando estos valores en la ecuación e.7 se tiene que el calor perdido por convección en la sección 1 de las paredes laterales del hogar es,

$$q_{sc1} = 31.6 \text{ W}$$

Si el calor que se pierde por radiación en una sección de las paredes laterales del hogar se define como:

$$q_{sr} = \epsilon A_{ls} \sigma (T_{s1}^4 - T_a^4) \quad (\text{e.8})$$

en donde,

$\epsilon$  = emisividad de las paredes exteriores del hogar

$\sigma$  = constante de Stefan - Boltzman ( $\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}^4$ )

La emisividad para una superficie de acero con una fuerte capa de óxido es de 0.8 y la constante de Stefan - Boltzman es de  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}^4$ ; reemplazando en la ecuación e.8 se tiene que,

$$q_{sr1} = 44.9 \text{ W}$$

Para la sección 2,

$$T_{s2} = 88.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

reemplazando  $T_{s2}$  y  $T_a$  en la ecuación e.2

$$T_r = 334 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

evaluando las propiedades del aire y reemplazando en la ecuación e.3

$$Ra_L = 7.59 * 10^7$$

de la ecuación e.5 se tiene,

$$Nu_L = 48.6$$

de la ecuación e.6 se tiene,

$$h_{e2} = 4.78 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

si el área de la sección 2 ( $A_{1h2}$ ) es  $0.1329 \text{ m}^2$  reemplazando en la ecuación e.7

$$q_{ec2} = 34.6 \text{ W}$$

de la ecuación e.8 se tiene,

$$q_{er2} = 49.4$$

Para la sección 3,

$$T_{e3} = 65.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 323 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$Ra_L = 5.15 * 10^7$$

$$Nu_L = 44.2$$

$$h_{e3} = 4.2 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

$$A_{1h3} = 0.1329 \text{ m}^2$$

$$q_{ec3} = 17.8 \text{ W}$$

$$q_{er3} = 25.8 \text{ W}$$

Para la sección 4,

$$T_{s4} = 92.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_f = 336 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$Ra_L = 7.9 * 10^7$$

$$Nu_L = 49.1$$

$$h_{s4} = 4.9 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$$

$$A_{1h4} = 0.1329 \text{ m}^2$$

$$q_{sc4} = 37.7 \text{ W}$$

$$q_{sr4} = 54 \text{ W}$$

Para la sección 5,

$$T_{s5} = 63 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_f = 322 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$Ra_L = 4.8 * 10^7$$

$$Nu_L = 43.5$$

$$h_{s5} = 4.1 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$$

$$A_{1h5} = 0.1289 \text{ m}^2$$

$$q_{sc5} = 15.6 \text{ W}$$

$$q_{sr5} = 22.8$$

Para la sección 6,

$$T_{s6} = 43 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_f = 311 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$Ra_L = 1.7 * 10^7$$

$$Nu_L = 33.7$$

$$h_{s6} = 3.1 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{K}$$

$$A_{1h6} = 0.0889 \text{ m}^2$$

$$q_{sc6} = 2.4 \text{ W}$$

$$q_{sr6} = 4.3 \text{ W}$$

Si, se conoce que las paredes del hogar se dividieron simétricamente en 12 secciones y se asume simetría térmica en el hogar se tiene que: el calor total perdido por convección en las paredes laterales del hogar ( $Q_{c1}$ ) y el calor total perdido por radiación en las paredes laterales del hogar ( $Q_{r1}$ ) se definen como,

$$Q_{c1} = (q_{sc1} + q_{sc2} + q_{sc3} + q_{sc4} + q_{sc5} + q_{sc6}) * 2 \quad (e.9)$$

$$Q_{r1} = (q_{sr1} + q_{sr2} + q_{sr3} + q_{sr4} + q_{sr5} + q_{sr6}) * 2 \quad (e.10)$$

reemplazando las pérdidas calculadas para cada sección en las ecuaciones e.9 y e.10 se tiene,

$$Q_{c1} = 279.4 \text{ W}$$

$$Q_{r1} = 402.5 \text{ W}$$

#### Pérdidas térmicas por la parte superior del hogar

A la parte superior del hogar se la designa como la sección 13, la cual se divide en A, B y C el promedio de las temperaturas tomadas en estos puntos constituye la temperatura de esta sección, así se tiene,

$$T_s = \frac{T_{13A} + T_{13B} + T_{13C}}{3} \quad (e.11)$$

reemplazando en la ecuación e.11 los valores correspondientes para la prueba y medición que sirve como ilustración se tiene,

$$T_s = \frac{97 + 115 + 116}{3} = 109 \text{ } ^\circ\text{C}$$



reemplazando este valor en la ecuación e.2 se tiene,

$$T_f = 345 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Las propiedades del aire se evalúan a  $T_f$ .

Las correlaciones presentadas para una placa horizontal con su superficie superior calentada o su superficie inferior enfriada son:

$$Nu_L = 0.54 Ra_L^{1/4} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^7) \quad (e.12)$$

$$Nu_L = 0.15 Ra_L^{1/3} \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (e.13)$$

para las cuales su longitud característica está definida como:

$$L \equiv \frac{A_s}{P} \quad (e.14)$$

en donde  $A_s$  es el área y  $P$  el perímetro de la sección; si la sección es circular y su diámetro es 0.577 m se tiene,

$$L \equiv \frac{d}{4} = 0.144 \text{ m}$$

reemplazando la longitud característica y las propiedades evaluadas a  $T_f$  en la ecuación e.3 se tiene,

$$Ra_L = 1.073 \times 10^7$$

reemplazando  $Ra_L$  en la ecuación e.13 se tiene,

$$Nu_L = 33.08$$

reemplazando  $Nu_L$  en la ecuación e.6 se tiene,

$$h = 6.8 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Si el calor que pierde por convección en la parte superior del hogar se define como:

$$Q_{cs} = h A_{sh} (T_s - T_a) \quad (e.15)$$

en donde,

$h$  = coeficiente convectivo promedio de la parte superior del hogar

$A_{sh}$  = área de la parte superior del hogar (ver apéndice A - 1)

$T_s$  = temperatura promedio de la parte superior del hogar

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.15 se tiene,

$$Q_{cs} = 133.8 \text{ W}$$

Si el calor que se pierde por radiación en la parte superior del hogar se define como:

$$Q_{rs} = \epsilon A_{sh} \sigma (T_s^4 - T_a^4) \quad (e.16)$$

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.16 se tiene,

$$Q_{rs} = 148.3 \text{ W}$$

#### Pérdidas térmicas por la abertura para la entrada de aire al hogar

Si la temperatura promedio en la cama de cascarilla se define como:

$$T_c = \frac{T_{c1} + T_{c2} + T_{c3}}{3} \quad (e.17)$$

Así para esta prueba y medición se tiene,

$$T_c = \frac{510 + 272 + 448}{3} = 410 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Si el calor que se pierde a través del agujero para la entrada de aire se considera puramente radiativo, éste se define como:

$$Q_a = \epsilon_a \sigma A_a (T_c^4 - T_a^4) \quad (e.18)$$

en donde,

$\epsilon_a$  = emisividad a través de la abertura para la entrada de aire al hogar

$A_a$  = área de la abertura o agujero para la entrada de aire al hogar (ver apéndice A - 1)

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.18 se tiene,

$$Q_a = 568.1 \text{ W}$$

#### PERDIDAS TERMICAS TOTALES

Si las pérdidas térmicas totales cuando el horno opera con tiro natural son las pérdidas registradas en el hogar ( $PT_1$ ), ya que las pérdidas registradas en el filtro ( $PT_2$ ) no deben ser consideradas, éstas se definen como:

$$PT = PT_1 = Q_{c1} + Q_{r1} + Q_{cs} + Q_{rs} + Q_a \quad (e.19)$$

reemplazando los valores correspondientes para esta prueba y medición en la ecuación e.19 se tiene,

$$PT = 1532 \text{ W}$$

#### CALCULO DE LA ENERGIA ENTREGADA AL FLUIDO DE TRABAJO

Si la velocidad promedio del flujo de gases en la chimenea se define como:

$$V_{ch} = \frac{V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_{12}}{12} \quad (e.20)$$

si reemplazamos los valores correspondientes, para esta prueba y medición, de las velocidades de los gases en la chimenea en pie/min en la ecuación e.20 se tiene,

$$V_{ch} = 575 \text{ pie/min}$$

transformando la velocidad al sistema internacional se tiene,

$$V_{ch} = 2.92 \text{ m/s}$$

si el flujo másico de los gases en la chimenea se define como:

$$m_{ech} = \int A_{ch} V_{ch} \quad (e.21)$$

en donde,

$\rho$  = densidad de los gases en la chimenea (se evalúa a la temperatura de chimenea)

$A_{ch}$  = área transversal de la chimenea (ver apéndice A - 1)

si se reemplaza los valores correspondientes para esta prueba y medición en la ecuación e.21 se tiene,

$$m_{ech} = 0.0194 \text{ Kg/s}$$

Si se conoce que la única vía de escape de los gases para esta configuración del horno es la chimenea, por la ley de la continuidad se establece que el flujo másico de gases que escapan por la chimenea es igual al flujo másico de gases que salen del hogar, así se tiene,

$$m_{ech} = m_g \quad (e.22)$$

Si la energía entregada al fluido de trabajo se define en la sección 3.2.1 por la ecuación 3.3 que se presenta a continuación:

$$EFT = m_g C_p (T_{sh} - T_a) \quad (3.3)$$

en donde,  $C_p$  se evalúa a la temperatura promedio entre la temperatura promedio a la salida de los gases del hogar y la temperatura ambiente, en tanto que la temperatura promedio de los gases que salen del hogar se define como el promedio de las temperaturas comprendidas para el período correspondiente a esta medición (30 - 44 min), así se tiene,

$$T_{sh} = \frac{T_{sh30} + T_{sh31} + \dots + T_{sh44}}{15} = 599 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Si reemplazamos los valores correspondientes en la ecuación 3.3 se tiene,

$$EFT = 11498 \text{ W}$$

#### CALCULO DE LA ENERGIA QUIMICA DEL COMBUSTIBLE (EQC)

Si la Energía Química del Combustible o Potencia nominal del horno se define en la sección 3.2.1 por la ecuación 3.2 que se presenta a continuación:

$$EQC = (PCI)_{\text{base humeda}} * m_{\text{comb}} \quad (3.2)$$

si se conoce que el flujo másico de combustible es de 0.1407 Kg/min y que el poder calorífico inferior en base humeda para la cascarilla de arroz es de 12.1 MJ/Kg, se tiene,

$$EQC = 28378 \text{ W}$$

#### CALCULO DE LA ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES

Si la energía acumulada en las paredes se define en la sección 3.2.1 por la ecuación 3.4 que se presenta a continuación:

$$EAP = m_r \times C_{pr} \times \frac{(T_{wp} - T_{wa})}{\text{tiempo}} \quad (3.4)$$

Si se conoce que el producto de la masa del aislamiento ( $m_r$ ) por el calor específico del aislamiento ( $C_{pr}$ ) es 158507.3 J/°K (Sección 2.5) y que el tiempo de duración de cada período es de 15 minutos, en tanto que la

temperatura de pared para el período correspondiente a la medición presente ( $T_{wp}$ ), 30 - 44 min y la temperatura de pared para el período correspondiente a la medición anterior ( $T_{wa}$ ), se definen como:

$$T_{wp} = \frac{T_{wp1} + T_{wpe}}{2} \quad (e.23)$$

$$T_{wa} = \frac{T_{wai} + T_{wae}}{2} \quad (e.24)$$

en donde,

para la temperatura interior de la pared para la medición presente ( $T_{wp1}$ ) se tiene,

$$T_{wp1} = \frac{T_{wp130} + T_{wp131} + \dots + T_{wp144}}{15} = 502^{\circ}\text{C}$$

para la temperatura exterior de la pared para la medición presente ( $T_{wpe}$ ) se tiene,

$$T_{wpe} = \frac{T_{wpe30} + T_{wpe31} + \dots + T_{wpe44}}{15} = 75^{\circ}\text{C}$$

para la temperatura interior de la pared para la medición anterior ( $T_{wai}$ ) se tiene,

$$T_{wai} = \frac{T_{wai15} + T_{wai16} + \dots + T_{wai29}}{15} = 480^{\circ}\text{C}$$

para la temperatura exterior de la pared para la medición anterior ( $T_{wae}$ ) se tiene,



BIBLIOTECA

$$T_{wae} = \frac{T_{wae15} + T_{wae16} + \dots + T_{wae29}}{15} = 50^{\circ}\text{C}$$

Si se reemplaza estos valores de temperatura en las ecuaciones e.23 y e.24 se tiene,

$$T_{wp} = 289^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wa} = 265^{\circ}\text{C}$$

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación 3.4 se tiene,

$$\text{EAP} = 4226.9 \text{ W}$$

#### EXCESO DE AIRE

El exceso de aire se determina con los datos obtenidos en las mediciones N° 3, 5, 7 y 9 mediante el diagrama de Ostwald que se muestra en la Figura E - 1.

#### BALANCE DE ENERGIA

Si el balance de energía para esta configuración del horno está definido en la sección 3.2.1 por la ecuación 3.1, la cual constituye el balance N° 1 para esta prueba, se presenta a continuación;

$$\text{EQC} = \text{EFT} + \text{EAP} + \text{PT} + \text{IC} \quad (3.1)$$

si se despeja IC de la ecuación 3.1 y se reemplaza los valores correspondientes se tiene,

$$\text{IC} = 11118 \text{ W}$$

este valor de IC constituye el 0.392 o 39.2 % de la energía química del combustible; reemplazando éste en la ecuación 3.6 para obtener la eficiencia de combustión se tiene,

$$\eta_c = (1 - IC/EQC) \times 100 \quad (3.6)$$

$$\eta_c = 60.8 \%$$

La eficiencia del sistema está definida en la sección 3.2.1 por la ecuación 3.7 que se presenta a continuación,

$$\eta_s = \frac{EFT}{EQC} \times 100 \quad (3.7)$$

reemplazando los valores correspondientes para esta prueba y medición se obtiene la eficiencia del sistema en este balance de energía,

$$\eta_s = 40.5 \%$$

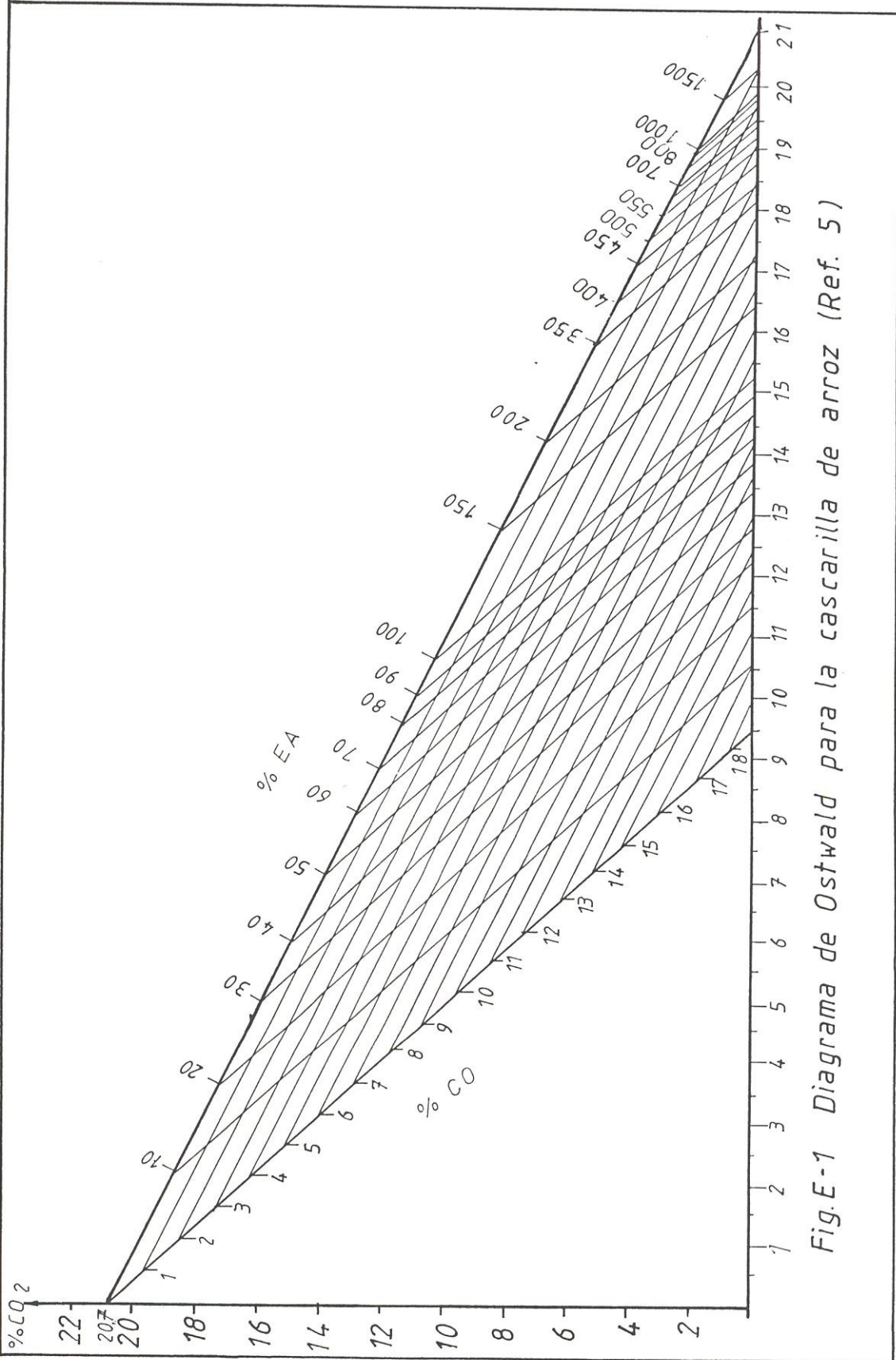


Fig.E-1 Diagrama de Ostwald para la cascarilla de arroz (Ref. 5)





BIBLIOTECA

APENDICE E - 3

## CALCULOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO

PRUEBA # 15

BALANCE Nº 1

## PERDIDAS TERMICAS TOTALES EN EL HORNO

Las pérdidas térmicas totales en el horno, cuando éste opera con tiro inducido, estan constituidas por las pérdidas térmicas que se registran en el hogar ( $PT_1$ ) y las pérdidas térmicas que se registran en el filtro de gases ( $PT_2$ ), así se tiene,

$$PT = PT_1 + PT_2 \quad (e.25)$$

## CALCULO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN EL HOGAR

Si las pérdidas térmicas en el hogar se las calcula de igual manera que en el Apéndice E - 2 entonces se tiene que,

$$PT_1 = 1650 \text{ W}$$

## CALCULO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN EL FILTRO DE GASES

### Pérdidas térmicas a través de las paredes laterales

Si en las paredes laterales del filtro de gases se ubicaron tres puntos para la medición de las temperaturas (15, 16 y 17), la temperatura promedio de las paredes laterales se define como:

$$T_m = \frac{T_{15} + T_{16} + T_{17}}{3} \quad (e.26)$$

reemplazando los valores correspondientes a la medición 1 en la ecuación e.26 se tiene,

$$T_m = \frac{155 + 128 + 107}{3} = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$$

si se conoce que la temperatura ambiente ( $T_a$ ) es de 29  $^\circ\text{C}$ , de la ecuación e.2 se tiene,

$$T_f = 80 \text{ } ^\circ\text{C} = 353 \text{ } ^\circ\text{K}$$

evaluando las propiedades termofísicas del aire a  $T_f$  y conociendo que la longitud equivalente ( $L$ ) es de 0.88 m, de la ecuación e.3 se tiene,

$$Ra_L = 2.957 * 10^9 \text{ (Turbulento)}$$

reemplazando este valor de  $Ra_L$  en la ecuación e.4 se tiene,

$$Nu_L = 171.7$$

reemplazando este valor de  $Nu_L$  en la ecuación e.6 se tiene,

$$h = 5.9 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Si el calor que se pierde por convección en las paredes laterales del filtro de gases se define como:

$$Q_{c1f} = h A_{1f} (T_m - T_a) \quad (e.27)$$

en donde,

$h$  = coeficiente convectivo promedio de las paredes laterales del filtro de gases

$A_{1f}$  = área de las paredes laterales del hogar (ver apéndice A - 1)

$T_m$  = temperatura promedio de las paredes laterales del filtro de gases

reemplazando los valores correspondientes para esta medición y prueba en la ecuación e.27 se tiene,

$$Q_{c1f} = 898 \text{ W}$$

Si el calor que se pierde por radiación en las paredes laterales del filtro se define como:

$$Q_{r1f} = \epsilon A_{1f} \sigma (T_m^4 - T_a^4) \quad (e.28)$$

en donde,

$\epsilon$  = emisividad de las paredes exteriores del filtro de gases

La emisividad para una superficie metálica pintada con esmalte color negro es aproximadamente de 0.9, reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.28 se tiene,

$$Q_{r1r} = 1389 \text{ W}$$

Pérdidas Térmicas por la parte superior (tapa) del filtro de gases

Si en la parte superior del filtro de gases se ubica un solo punto para la medición de temperatura (14), la temperatura en la parte superior se define como:

$$T_s = T_{14} \quad (e.29)$$

reemplazando  $T_s$  y  $T_a$  en la ecuación e.2 se tiene,

$$T_r = 358 \text{ } ^\circ\text{K}$$

evaluando las propiedades termofísicas del aire a  $T_r$  y conociendo que la longitud característica para la parte superior es de 0.144 m de la ecuación e.3 se tiene,

$$Ra_L = 1.332 * 10^7$$

reemplazando este valor de  $Ra_L$  en la ecuación e.13 se tiene,

$$Nu_L = 35.6$$

reemplazando este valor de  $Nu_L$  en la ecuación e.6 se tiene,

$$h = 7.6 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{K}$$

Si el calor que se pierde por convección en la parte superior del filtro de gases se define como:

$$Q_{\text{csf}} = h A_{\text{sf}} (T_{\text{s}} - T_{\text{a}}) \quad (\text{e.30})$$

en donde,

$h$  = coeficiente convectivo promedio de la parte superior del filtro de gases

$A_{\text{sf}}$  = área de la parte superior del filtro de gases (ver apéndice A - 1)

$T_{\text{s}}$  = temperatura de la parte superior del filtro de gases

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.30 se tiene,

$$Q_{\text{csf}} = 186 \text{ W}$$

Si el calor que se pierde por radiación en la parte superior del filtro de gases se define como:

$$Q_{\text{rsf}} = \epsilon A_{\text{sf}} \sigma (T_{\text{s}}^4 - T_{\text{a}}^4) \quad (\text{e.31})$$

reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.31 se tiene,

$$Q_{\text{rsf}} = 235 \text{ W}$$

Si las Pérdidas Térmicas en el filtro de gases ( $PT_2$ ) se definen como:

$$PT_2 = Q_{\text{c1f}} + Q_{\text{r1f}} + Q_{\text{csf}} + Q_{\text{rsf}} \quad (\text{e.32})$$



reemplazando los valores correspondientes en la ecuación e.32 se tiene,

$$PT_2 = 2708 \text{ W}$$

reemplazando este valor en la ecuación e.25 se tiene que las pérdidas térmicas totales (PT) son:

$$PT = 4358 \text{ W}$$

Cálculo del flujo másico de gases que abandonan el filtro de gases hacia el ventilador

Si la velocidad promedio, del flujo del aire de secado a la salida del ventilador ( $V_v$ ), se define como:

$$V_v = \frac{V_1 + V_2 + \dots + V_{16}}{16} \quad (\text{e.33})$$

reemplazando los valores correspondientes para la medición N° 1 en la ecuación e.33 se tiene,

$$V_v = 3594 \text{ pie/min} = 18.3 \text{ m/s}$$

Si el área transversal al flujo del aire de secado a la salida del ventilador (ver apéndice B - 2) se define como:

$$A_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} = 0.0434 \text{ m}^2$$

Si el flujo másico del aire de secado a la salida del ventilador se ha definido como:

$$m_v = \rho A_s V_v \quad (e.34)$$

en donde,

$\rho$  = densidad del flujo másico del aire de secado a la salida del ventilador, evaluada a la temperatura del aire de secado ( $T_{sec}$ )

reemplazando en la ecuación e.34 se tiene,

$$m_v = 0.8639 \text{ Kg/s}$$

Si la velocidad promedio del flujo de gases que escapan por la chimenea se define como:

$$V_{ch} = \frac{V_1 + V_2 + V_3 + V_4}{4} \quad (e.35)$$

reemplazando los valores correspondientes para la medición N° 1 se tiene,

$$V_{ch} = 420 \text{ pie/min} = 2.13 \text{ m/s}$$

reemplazando en la ecuación esta velocidad en e.21 se tiene,

$$m_{ech} = 0.0133 \text{ Kg/s}$$

Si el flujo másico de gases producto de la combustión que sale del filtro de gases hacia el ventilador está definido en la sección 3.2.2 por la ecuación 3.13 que se presenta a continuación:

$$m_{ev} = \frac{m_v (h_v - h_{air})}{(h_{ev} - h_{air})} \quad (3.13)$$

en donde,

$h_v$  = entalpía del aire de secado que sale del ventilador, se evalúa a  $T_{sec}$

$h_{air}$  = entalpía del aire que entra al ventilador, se evalúa a una temperatura superior a la ambiente en 5 °C pues se presume que el aire se precalienta en los alrededores del filtro de gases

$h_{gv}$  = entalpía de los gases que salen del filtro hacia el ventilador, se evalúa a  $T_{gv}$

evaluando las entalpías en la tabla de gases de Keenan

(Ref. 9) se tiene,

$$h_v \text{ a } 568^\circ\text{R} = 132.18 \text{ Btu/lb}$$

$$h_{air} \text{ a } 553^\circ\text{R} = 135.78 \text{ Btu/lb}$$

$$h_{gv} \text{ a } 961^\circ\text{R} = 231.31 \text{ Btu/lb}$$

#### CALCULO DE LA ENERGIA ENTREGADA AL FLUIDO DE TRABAJO

Si la Energía entregada al Fluido de Trabajo está definida en la sección 3.2.2 por la ecuación 3.9 que se presenta a continuación:

$$EFT = m_{gv} C_p (T_{gv} - T_a) \quad (3.9)$$

en donde,  $C_p$  se evalúa a la temperatura promedio entre la temperatura de los gases que salen hacia el ventilador y la temperatura ambiente, en tanto que la temperatura promedio de los gases que salen hacia el ventilador se define como el promedio de las temperaturas comprendidas para el período correspondiente a esta medición (50 - 64 min), así se tiene,

$$T_{ev} = \frac{T_{sh50} + T_{sh51} + \dots + T_{sh64}}{15} = 261 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Si reemplazamos los valores correspondientes en la ecuación 3.9 se tiene,

$$EFT = 7400 \text{ W}$$

#### CALCULO DEL CALOR SENSIBLE DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

Si el Calor Sensible de los Gases que escapan por la chimenea (CSG) está definido en la sección 3.2.2 por la ecuación 3.10 que se presenta a continuación:

$$CSG = m_{gch} C_p (T_{ch} - T_a) \quad (3.10)$$

en donde,  $C_p$  se evalúa a la temperatura promedio entre la temperatura de los gases que escapan por la chimenea y la temperatura ambiente, en tanto que la temperatura promedio de los gases que escapan por la chimenea se define como el promedio de las temperaturas comprendidas para el período correspondiente a esta medición (50 - 64 min), así se tiene,

$$T_{ch} = \frac{T_{ch50} + T_{ch51} + \dots + T_{ch64}}{15} = 412 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Si reemplazamos los valores correspondientes en la ecuación 3.10 se tiene,

$$CSG = 5253 \text{ W}$$



BIBLIOTECA

### CALCULO DE LA ENERGIA QUIMICA DEL COMBUSTIBLE

La Energía Química del Combustible (EQC) se calcula de igual manera que en el apéndice E - 2, si se conoce que el flujo másico de combustible es de 0.1736 Kg/min se tiene,

$$EQC = 35003 \text{ W}$$

### CALCULO DE LA ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES

La Energía acumulada en las paredes (EAP) se calcula de igual manera que en el apéndice E - 2, para el período de tiempo correspondiente para esta prueba y medición (50-64 min), así se tiene,

$$EAP = -2941 \text{ W}$$

### BALANCE DE ENERGIA

Si el balance de energía para esta configuración del horno está definido en la sección 3.2.2 por la ecuación 3.8, que se constituye en el balance N°1 para esta prueba, se presenta a continuación:

$$EQC = EFT + EAP + CSG + PT + IC \quad (3.8)$$

si se despeja IC de la ecuación y se reemplaza los valores correspondientes se tiene,

$$IC = 20933 \text{ W}$$



este valor de IC constituye el 0.598 o 59.8 % de la Energía Química del Combustible reemplazando éste en la ecuación 3.6 para obtener la eficiencia de combustión se tiene,

$$\eta_c = (1 - IC) \times 100 \quad (3.6)$$

$$\eta_c = 40.2 \%$$

La eficiencia del sistema está definida en la sección por la ecuación 3.7; reemplazando los valores correspondientes para esta prueba y medición se obtiene la eficiencia del sistema en este balance de energía,

$$\eta_s = 21.1 \%$$

# APENDICE E - 4

## PROGRAMA "BASIC" PARA LA EVALUACION DEL HORNO

```

10  CLS
20  DIM RHO(20), CP(20), MIU(20), NUU(20), K(20),
    ALFA(20), PR(20), Q(6), T(20), QR(6), TW(10), V(16)
30  INPUT "INGRESE #PRUEBA ==>",PRUEBA
40  INPUT "INGRESE TEMPERATURA AMBIENTAL [°C]==>",TA
50  TA=TA+273
60  FOR Z=1 TO 9
70  MEDICI=Z
80  PRINT "PRUEBA#";PRUEBA," MEDICION#";MEDICI
90  FOR N=1 TO 6
100 INPUT "INGRESE # SECCION ==>",SECC
110 PRINT "INGRESE TEMPERATURAS DE SUPERFICIE EN (°C) DE
    LA SECCION#";SECC:INPUT "==">",TA1,TB,TC,TD
120 TSECC=((TA1+TB+TC+TD)/4)+273: 'TEMPERATURA PROMEDIO
    DE LA SECCION EN °KELVIN
130 TFILM=(TSECC+TA)/2
135 REM SUBROUTINA
136 REM TABLA DE LAS PROPIEDADES TERMOFISICAS DEL AIRE
    EN EL SISTEMA INTERNACIONAL
140 IF SENSOR$="ON" THEN 230
150 FOR FILA=2 TO 20
160 T(FILA)=FILA*50
170 READ RHO(FILA):READ CP(FILA):READ MIU(FILA):READ
    NUU(FILA):READ K(FILA):READ ALFA(FILA):READ PR(FILA)
180 NEXT FILA
190 DATA 3.562, 1.032, 71.1, 2.00, 9.34, 2.54, 0.786,
    2.3364, 1.012, 103.4, 4.426, 13.8, 5.84, 0.758,
    1.7458, 1.007, 132.5, 7.59, 18.1, 10.3, 0.737,
    1.3947, 1.006, 159.6, 11.44, 22.3, 15.9, 0.720,
    1.1614, 1.007, 184.6, 15.89, 26.3, 22.5, 0.707,
    0.9950, 1.009, 208.2, 20.92
200 DATA 30.0, 29.9, 0.7, 0.8711, 1.014, 230.1, 26.41,
    33.8, 38.3, 0.69, 0.7740, 1.021, 250.7, 32.39, 37.3,
    47.2, 0.686, 0.6964, 1.03, 270.1, 38.79, 40.7, 56.7,
    0.684, 0.6329, 1.040, 288.4, 45.57, 43.9, 66.7
210 DATA 0.683, 0.5804, 1.051, 305.8, 52.69, 46.9, 76.9,
    0.685, 0.5356, 1.063, 322.5, 60.21, 49.7, 87.3,
    0.690, 0.4975, 1.075, 338.8, 68.10, 52.4, 98, 0.695,
    0.4643, 1.087, 354.6, 76.37, 54.9, 109, 0.702,
    0.4354, 1.099, 369.8, 84.93, 57.3, 120, 0.709
220 DATA 0.4097, 1.11, 384.3, 93.80, 59.6, 131, 0.716,
    0.3868, 1.121, 398.1, 102.9, 62, 143, 0.720, 0.366,
    1.131, 411.3, 112.2, 64.3, 155, 0.723, 0.3482,
    1.141, 424.4, 121.9, 66.7, 168, 0.726

```

```

230 GOTO 410
235 REM PROPIEDADES EN CASO DE INTERPOLACION
240 FOR I=2 TO 20
250 IF ABS(TFILM-T(I)) <50 THEN 280
260 IF ABS(TFILM-T(I))=50 THEN 380
270 NEXT I
280 DELRHO=-RHO(I)+RHO(I+1):DELTEMP=TFILM-T(I)
290 X=DELRHO*DELTEMP/50:RHO1=RHO(I)+X
300 DELCP=-CP(I)+CP(I+1)
310 X1=DELCP*DELTEMP/50:CP1=CP(I)+X1
320 DELMIU=-MIU(I)+MIU(I+1):X2=DELMIU*DELTEMP/50:
  MIU1=(MIU(I)+X2)*10(-7)
330 DELNUU=-NUU(I)+NUU(I+1):X3=DELNUU*DELTEMP/50:
  NUU1=(NUU(I)+X3)*10(-6)
340 DELK = -K(I)+K(I+1): X4=DELK*DELTEMP/50:
  K1=(K(I)+X4)*10(-3)
350 DELALFA=-ALFA(I)+ALFA(I+1):X5=DELALFA*DELTEMP/50:
  ALFA1=(ALFA(I)+X5)*10(-6)
360 DELPR = - PR(I)+PR(I+1): X6=DELPR*DELTEMP/50:
  PR1=PR(I)+X6
370 RETURN
380 REM PROPIEDADES EN CASO DE NO INTERPOLACION
390 RHO1=RHO(I+1):CP1=CP(I+1):MIU1=MIU(I+1)*10(-7):
  NUU1=NUU(I+1)*10(-6):K1=K(I+1)*10(-3):
  ALFA1=ALFA(I+1)*10(-6): PR1=PR(I+1)
400 RETURN
410 GOSUB 240
411 REM FIN DE LA SUBROUTINA
412 CALCULO DE LAS PERDIDAS EN LAS PAREDES DEL HOGAR
420 RAL=9.8*(TSECC-TA)*.0252311/(ALFA1*NUU1*TFILM)
430 IF RAL<=1E+09 THEN NUL =
  .68+(.67*RAL.25/(1+(.492/PR1).5625)(4/9)): PRINT
  "REGIMEN LAMINAR":GOTO 450
440 NUL=
  ((.825+(.387*RAL(1/6)))/(1+(.492/PR1)(9/16))(8/27))2
  : PRINT "REGIMEN TURBULENTO"
450 H=NUL*K1/.2933
460 IF SECC=5 OR SECC=8 THEN Q(N)=H*.128895*(TSECC-TA):
  QR(N) = .128895*.8*5.67E-08*(TSECC4-TA4):GOTO 500
470 IF SECC=6 OR SECC=9 THEN Q(N)=H*.088905*(TSECC-TA):
  QR(N)=.088905*.8*5.67E-08*(TSECC4-TA4):GOTO 500
480 QR(N)=.1329*.8*5.67E-08*(TSECC4-TA4)
490 Q(N)=.1329*H*(TSECC-TA)
500 SENSOR$="QN"
510 PRINT "Q=";Q(N)
520 PRINT "QR=";QR(N)
530 NEXT N
540 QT=(Q(1)+Q(2)+Q(3)+Q(4)+Q(5)+Q(6))*2
550 QTR=(QR(1)+QR(2)+QR(3)+QR(4)+QR(5)+QR(6))*2
560 PRINT "PRUEBA#";PRUEBA," MEDICION#";MEDICI
570 PRINT "Q PERDIDO POR CONVECCION EN LAS PAREDES
  LATERALES DEL HOGAR =" ; QT ; "W"
580 PRINT "Q PERDIDO POR RADIACION EN LAS PAREDES
  LATERALES DEL HORNO =" ; QTR ; "W"

```





## BIBLIOTECA

```
590 REM PERDIDAS EN LA TAPA DEL HOGAR
600 INPUT "INGRESE TEMPERATURAS DE LA TAPA DEL HORNO
      (°C)==>",T13A,T13B,T13C
610 TTAPA=((T13A+T13B+T13C)/3)+273
620 TFILM=(TTAPA+TA)/2
630 GOSUB 240
640 RAL2= 9.8*(TTAPA-TA)*(.14425)^3/(ALFA1*NUU1*TFILM)
650 IF RAL2<=10^7 AND RAL2>=10^5 THEN NUL2 =
      .54*RAL2^(1/4):GOTO 680
660 IF RAL2<=10^10 AND RAL2>=10^7 THEN
      NUL2=.15*RAL2^(1/3):GOTO 680
670 BEEP:PRINT "RALEIGH FUERA DE RANGO PARA CALCULO DE
      NUSSELT"
680 H2=NUL2*K1/.14425
690 QCT=H2*.2614824*(TTAPA-TA)
700 QRT=.8*.2614824*5.67E-08*(TTAPA^4-TA^4)
710 QTT=QRT+QCT
720 PRINT "PRUEBA#";PRUEBA," MEDICION#";MEDICI
730 PRINT " EL CALOR PERDIDO POR CONVECCION EN LA TAPA
      ES =";QCT;"W"
740 PRINT " EL CALOR PERDIDO POR RADIACION EN LA TAPA
      ES =";QRT;"W"
750 PRINT "EL CALOR TOTAL PERDIDO EN LA TAPA ES
      =";QTT;"W"
760 REM *PERDIDAS DE CALOR POR LA ENTRADA DE AIRE***
770 INPUT "INGRESE LAS TEMPERATURAS DE LA CAMA DE
      CASCARILLA EN (°C)==>" ,TC1,TC2,TC3
780 TC=((TC1+TC2+TC3)/3)+273
790 QA=.5*.096*5.67*10^(-8)*(TC^4-TA^4)
800 PRINT"EL CALOR PERDIDO POR LA ENTRADA DE AIRE ES
      =";QA;"W"
810 SUMQ=QT+QRT+QTT+QA
820 PRINT"EL CALOR TOTAL PERDIDO EN EL HORNO EN LA
      MEDICION ";MEDICI;" ES =";SUMQ;"W"
830 IF PRUEBA>11 THEN 1050
840 REM CALCULO DE LA ENERGIA ENTREGADA AL FLUIDO DE
      TRABAJO PARA EL HORNO FUNCIONANDO CON TIRO NATURAL
845 PRINT " HORNO CON TIRO NATURAL "
850 FOR P=1 TO 12
860 PRINT "INGRESE LA VELOCIDAD #";P;"DE LOS GASES EN
      PIE/MIN": INPUT"==>" ,V(P)
870 VPRM=VPRM+V(P)
880 NEXT P
890 VPRM=VPRM*.00508/12
900 PRINT "LA VELOCIDAD PROMEDIO(EN M/S) DE LOS GASES DE
      ESCAPE ES = "; VPRM
910 INPUT"LA TEMPERATURA DE CHIMENEA EN (°C)==>",TCH
920 TFILM=TCH+273
930 GOSUB 240
940 DENS=RH01
950 MG=DENS*.0123*VPRM
960 PRINT "EL FLUJO MASICO DE GASES(EN KG/SEG) EN LA
      CHIMENEA";MG
```

```

970 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA DE LA SALIDA DEL HOGAR
      (°C)==>",TH
980 TH=TH+273
990 TFILM=(TH+TA)/2
1000 GOSUB 240
1010 CESPE=CP1
1020 EFT=MG*CESPE*(TH-TA)*1000
1030 PRINT "LA ENERGIA ENTREGADA AL FLUIDO DE TRABAJO
      ES";EFT;"W"
1040 GOTO 1710
1050 REM CALCULO DE LA ENERGIA ENTREGADA AL FLUIDO DE
      TRABAJO Y CALOR SENSIBLE QUE ESCAPA POR LA CHIMENEA
      CON TIRO INDUCIDO
1060 PRINT " HORNO CON TIRO INDUCIDO "
1061 CALCULO DE LAS PERDIDAS TERMICAS EN EL FILTRO DE
      GASES
1070 INPUT "INGRESE LAS TEMPERATURAS LATERALES DEL
      SEGUNDO TANQUE (°C) ==>",TS15,TS16,TS17
1080 TST=((TS15+TS16+TS17)/3)+273
1090 TFILM=(TST+TA)/2
1100 GOSUB 240
1110 RALN=9.8*(TST-TA)*.681472/(ALFA1*NUU1*TFILM)
1120 IF RALN<=1E+09 THEN
      NUL=.68+ (.67*RALN^.25/(1+(.492/PR1)^.5625)^(4/9)):
      PRINT "REGIMEN LAMINAR":GOTO 1140
1130 NUL=((.825+ (.387*RALN^(1/6)))/(1+(.492/PR1)^(9/16))
      ^ (8/27))^2: PRINT"REGIMEN TURBULENTO"
1140 H=NUL*K1/.88
1150 QQ1=H*1.5070373#*(TST-TA)
1160 QQR1=1.5070373#*.9*5.67E-08*(TST^4-TA^4)
1170 PRINT QQ1,QQR1
1180 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA DE LA TAPA DEL SEGUNDO
      TANQUE (°C) ==>",T14
1190 TZ=T14+273
1200 TFILM=(TZ+TA)/2
1210 GOSUB 240
1220 RALN2=9.8*(TZ-TA)*.14425^3/(ALFA1*NUU1*TFILM)
1230 IF RALN2<=10^7 AND RALN2>=10^5 THEN
      NUL2=.54*RALN2^(1/4):GOTO 1250
1240 IF RALN2<=10^10 AND RALN2>=10^7 THEN
      NUL2=.15*RALN2^(1/3) ELSE BEEP: PRINT" RALEIGH FUERA
      DE RANGO PARA CALCULO DE NUSSELT"
1250 H2=NUL2*K1/.14425
1260 QCT2=H2*.222169*(TZ-TA)
1270 QRT2=.9*.222169*5.67E-08*(TZ^4-TA^4)
1280 QTT2=QRT2+QCT2
1290 PRINT QRT2,QCT2
1300 QHELP=QTT2+QQ1+QQR1
1310 PRINT "EL CALOR PERDIDO EN EL SEGUNDO TANQUE ES =
      ";QHELP;"W"
1320 SUMQ=SUMQ+QHELP
1330 PRINT "LAS PERDIDAS TERMICAS TOTALES SON =";SUMQ;"W"
1340 FOR K=1 TO 16

```



```

1350 PRINT "INGRESE LA VELOCIDAD #";K;"EL AIRE A LA
      SALIDA DEL VENTILADOR EN PIE/MIN":INPUT "==">V(K)
1360 VVENT=VVENT+V(K)
1370 NEXT K
1380 VVENT=VVENT*.00508/16
1390 PRINT "LA VELOCIDAD DEL AIRE A LA SALIDA DEL
      VENTILADOR (EN M/S) ES";VVENT
1400 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA DE LOS GASES QUE SALEN
      DEL VENTILADOR (°C)==>",BB
1410 TFILM=BB+273
1420 GOSUB 240
1430 MVENT= .0433737*RHO1*VVENT
1440 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA EN LA CHIMENEA
      (°C)==>",TCH
1450 TFILM=TCH+273
1460 TCH=TCH+273
1470 GOSUB 240
1480 INPUT "INGRESE LAS VELOCIDADES (4) DE LOS GASES EN
      LA CHIMENEA (PIE/MIN) ==>",V1,V2,V3,V4
1490 VCHI=((V1+V2+V3+V4)*.00508)/4
1500 PRINT "LA VELOCIDAD DE LOS GASES EN LA CHIMENEA
      (m/s) ES";VCHI
1510 MCHI= RHO1*.0123*VCHI
1520 INPUT "INGRESE LA ENTALPIA DEL AIRE EN
      (BTU/Lbm)==>",HAIR
1530 INPUT "INGRESE LA ENTALPIA DE LOS GASES QUE VAN AL
      VENTILADOR BTU/Lbm ==>",HGV
1540 INPUT "INGRESE LA ENTALPIA DE LOS GASES QUE SALEN
      DEL VENTILADOR BTU/LBM==>",HV
1550 MG=VCHI*(HV-HAIR)/(HGV-HAIR)
1560 MG=MCHI+MGV
1570 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA DE LOS GASES A LA
      ENTRADA DEL VENTILADOR (°C) ==>",TEV
1580 TEV=TEV+273
1590 TFILM=(TEV+TA)/2
1600 GOSUB 240
1610 EFT=MGV*CP1*(TEV-TA)*1000
1620 TFILM=(TCH+TA)/2
1630 GOSUB 240
1640 CGS= MCHI*CP1*(TCH-TA)*1000
1650 PRINT "EL FLUJO MASICO DE GASES AL VENTILADOR (KG/S)
      ES=";MGV
1660 PRINT "EL FLUJO MASICO DE GASES QUE ESCAPAN POR LA
      CHIMENEA (KG/S) ES=";MCHI
1670 PRINT "EL FLUJO MASICO DE GASES QUE SALEN DEL
      VENTILADOR (KG/S) ES=";MVENT
1680 PRINT "EL FLUJO MASICO DE GASES QUE SALE DEL HOGAR
      (KG/S) ES=";MG
1690 PRINT "LA ENERGIA DEL FLUIDO DE TRABAJO ES";EFT;"W"
1700 PRINT "EL CALOR SENSIBLE PERDIDO EN LA CHIMENEA
      ES";CGS;"W"
1710 REM CALCULO DEL FLUJO MASICO DE COMBUSTIBLE
1720 IF MEDICI=3 OR MEDICI=5 OR MEDICI=7 OR MEDICI=9 THEN
1810

```

```

1730 PRINT "CALCULO APROXIMADO DEL FLUJO MASICO DE
      COMBUSTIBLE"
1740 INPUT "INGRESE EL FLUJO MASICO PROMEDIO DE
      COMBUSTIBLE EN KG/S==>",MC
1750 INPUT "INGRESE EL VOLUMEN DE LA CAMARA DE COMBUSTION
      (EN M3)==>",VCC
1760 INTEN=MC*12.1*10^6/(VCC*1)
1770 EQC=MC*12.1*10^6
1780 PRINT "LA INTENSIDAD DE LA CAMARA DE COMBUSTION
      ES=";INTEN;"W/M^3"
1790 PRINT "LA ENERGIA QUIMICA DEL COMBUSTIBLE
      ES=";EQC;"W"
1800 GOTO 1900
1810 PRINT "CALCULO EXACTO DEL FLUJO MASICO DE
      COMBUSTIBLE"
1820 INPUT "INGRESE EL PORCENTAJE DE EXCESO DE AIRE
      (%EA)==>",EA
1830 INPUT "INGRESE EL VOLUMEN DE LA CAMARA DE COMBUSTION
      (EN M3)==>",VCC
1840 MC=MG/(4.83*(1+EA/100)+1)
1850 INTEN=MC*12.1*10^6/(VCC*1)
1860 EQC=MC*12.1*10^6
1870 PRINT"EL FLUJO MASICO DE COMBUSTIBLE CALCULADO
      ES=";MC;"KG/S"
1880 PRINT "LA INTENSIDAD DE LA CAMARA DE COMBUSTION
      ES=";INTEN
1890 PRINT "LA ENERGIA QUIMICA DEL COMBUSTIBLE
      ES=";EQC;"W"
1900 REM CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA
1910 NS=(EFT/EQC)*100
1920 PRINT "LA EFICIENCIA DEL SISTEMA ES=";NS;"%"
1921 REM CALCULO DE LA ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES
1930 INPUT "EL HORNO TIENE AISLAMIENTO SI O NO";OF$
1940 IF OF$="NO" THEN 2040
1950 IF Z<>1 THEN 1990
1960 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA INICIAL EXTERIOR DE LA
      PARED(°C)==>";TE
1970 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA INICIAL INTERIOR DE LA
      PARED(°C)==>";TI
1980 TW(0)=((TE+TI)/2)+273
1990 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA EXTERIOR DE LA PARED
      (°C)==>";TWO
2000 INPUT "INGRESE LA TEMPERATURA INTERIOR DE LA PARED
      (°C)==>";TWI
2010 TW(Z)=((TWO+TWI)/2)+273
2020 EAP=(158507.29#/900)*(TW(Z)-TW(Z-1))
2030 PRINT "LA ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES
      ES=";EAP;"W"
2040 REM CALCULO DE LA EFICIENCIA DE COMBUSTION
2050 IC= EQC-SUMQ-EFT-CGS-EAP
2060 Y=(IC/EQC)*100
2070 NC=100-Y
2080 PRINT "LA EFICIENCIA DE COMBUSTION";NC;"%": NEXT Z
2090 END

```

## APENDICE F

DATOS (MEDICIONES) EXPERIMENTALES



BIBLIOTECA

## APENDICE F - 1

DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS DEL HORNO OPERANDO CON  
TIRO NATURAL Y SIN AISLAMIENTO

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 1

HORNO SIN AISLAMIENTO OPERANDO CON TIRO NATURAL

Inclinación de la parrilla : 45°

Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 30°C

Consumo de cascarilla : \*\*\*

Tiempo de duración de la prueba : 153 min

Flujo másico de cascarilla : \*\*\*

Volumen de la cámara de combustión : 0.170487 m<sup>3</sup>

Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

## ANALISIS DE LOS GASES

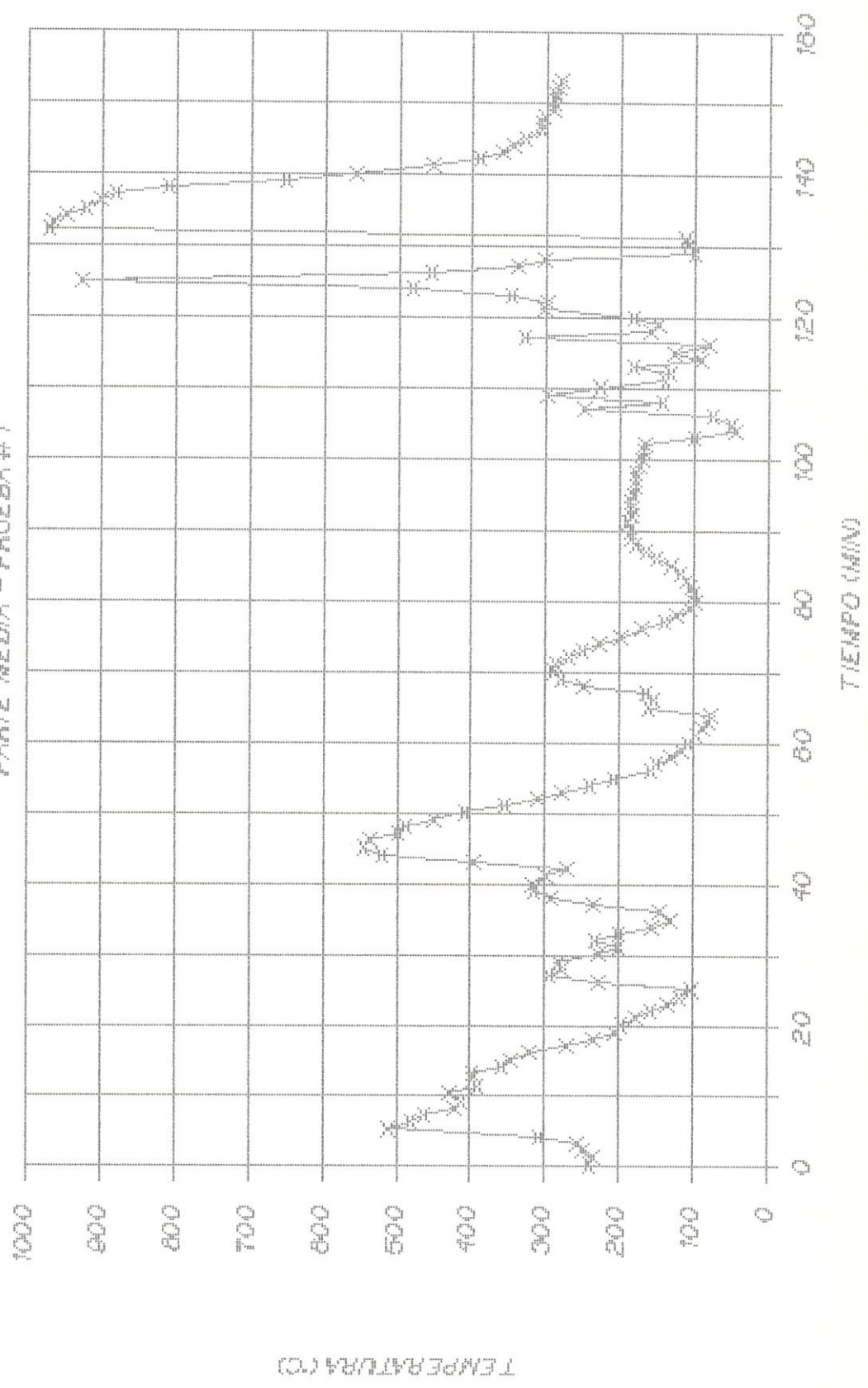
MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	**	**	**
5	**	**	**
7	**	**	**
9	**	**	**





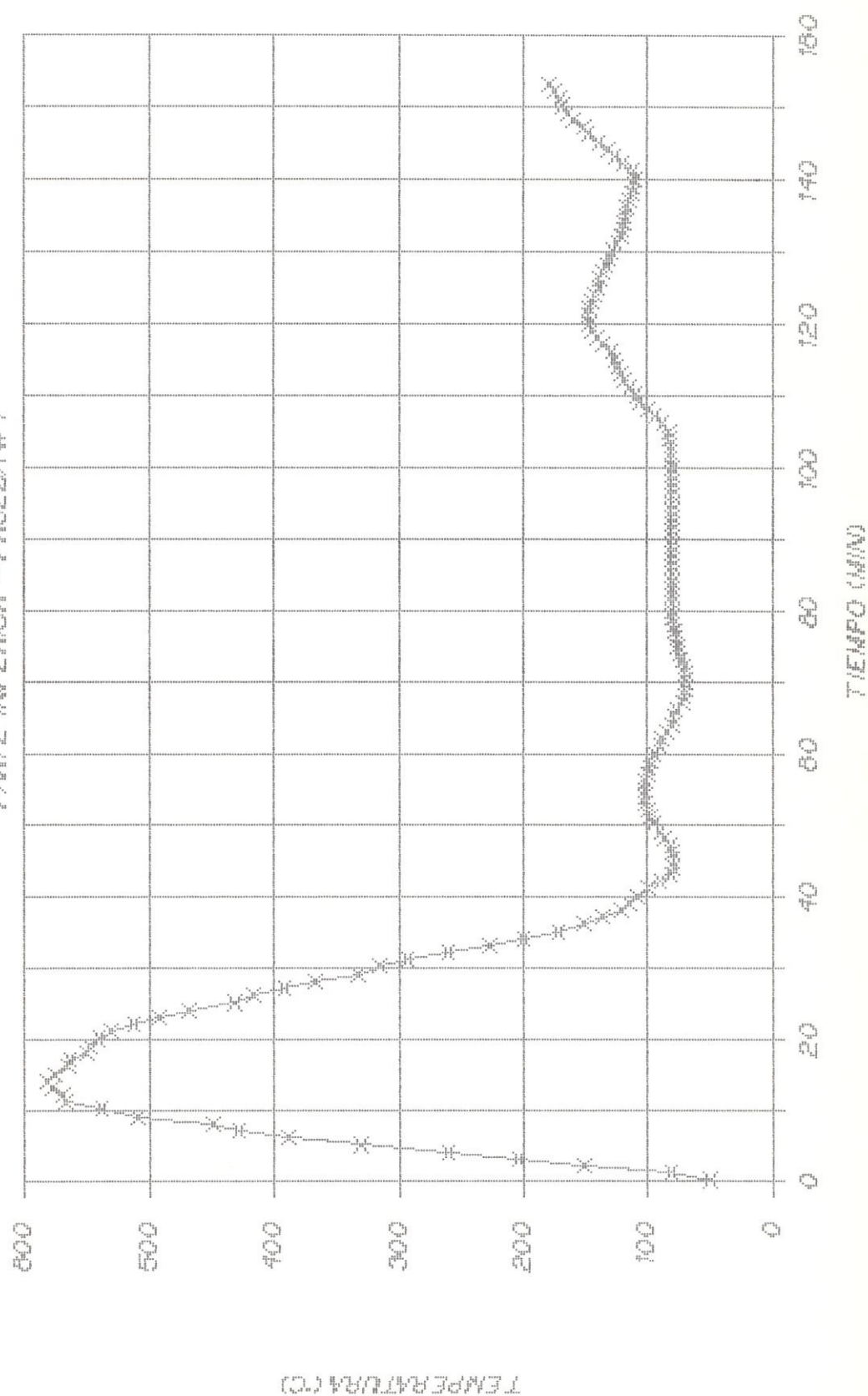
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA #1



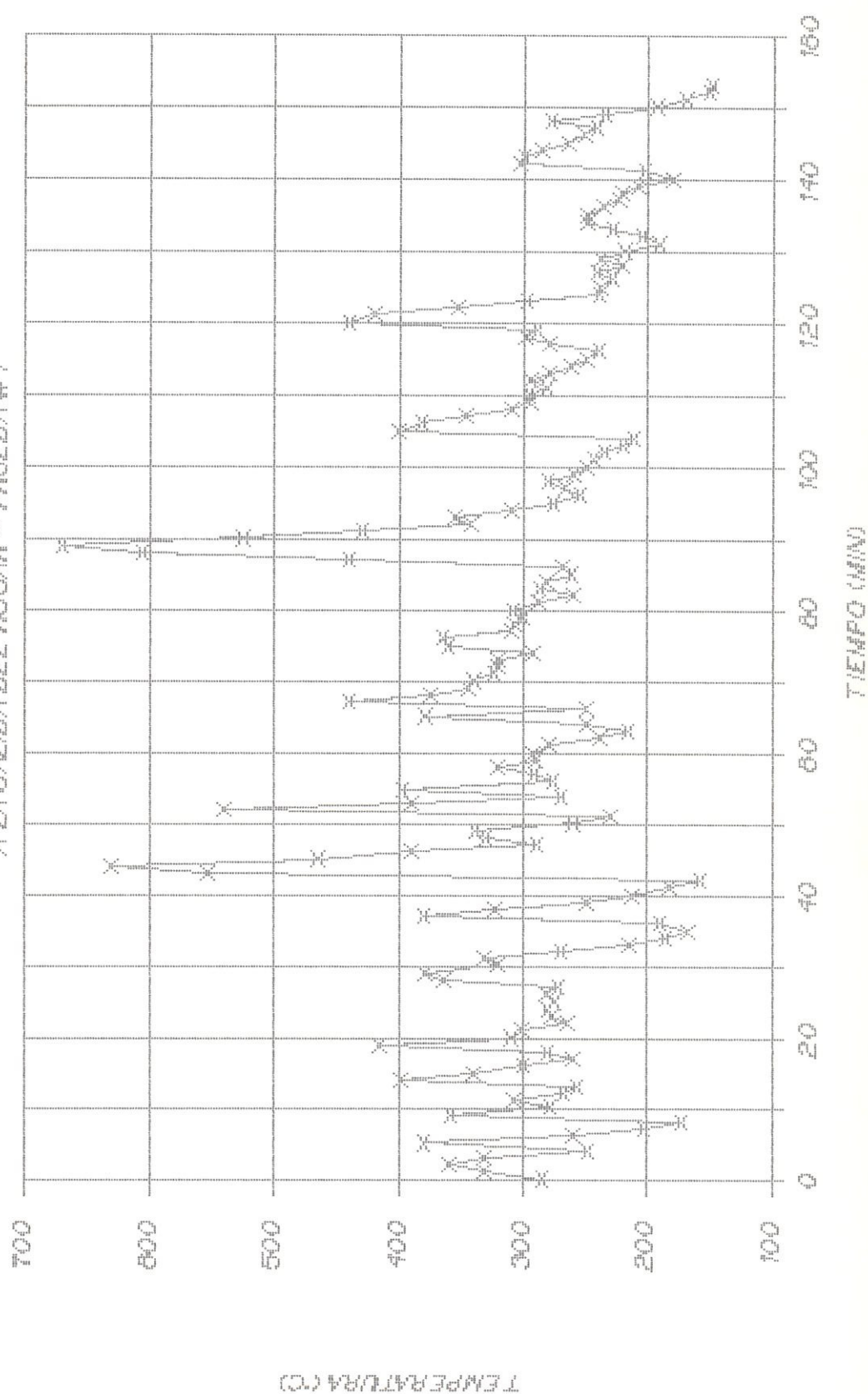
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA #1



# TEMPERATURA DE LOS GASES

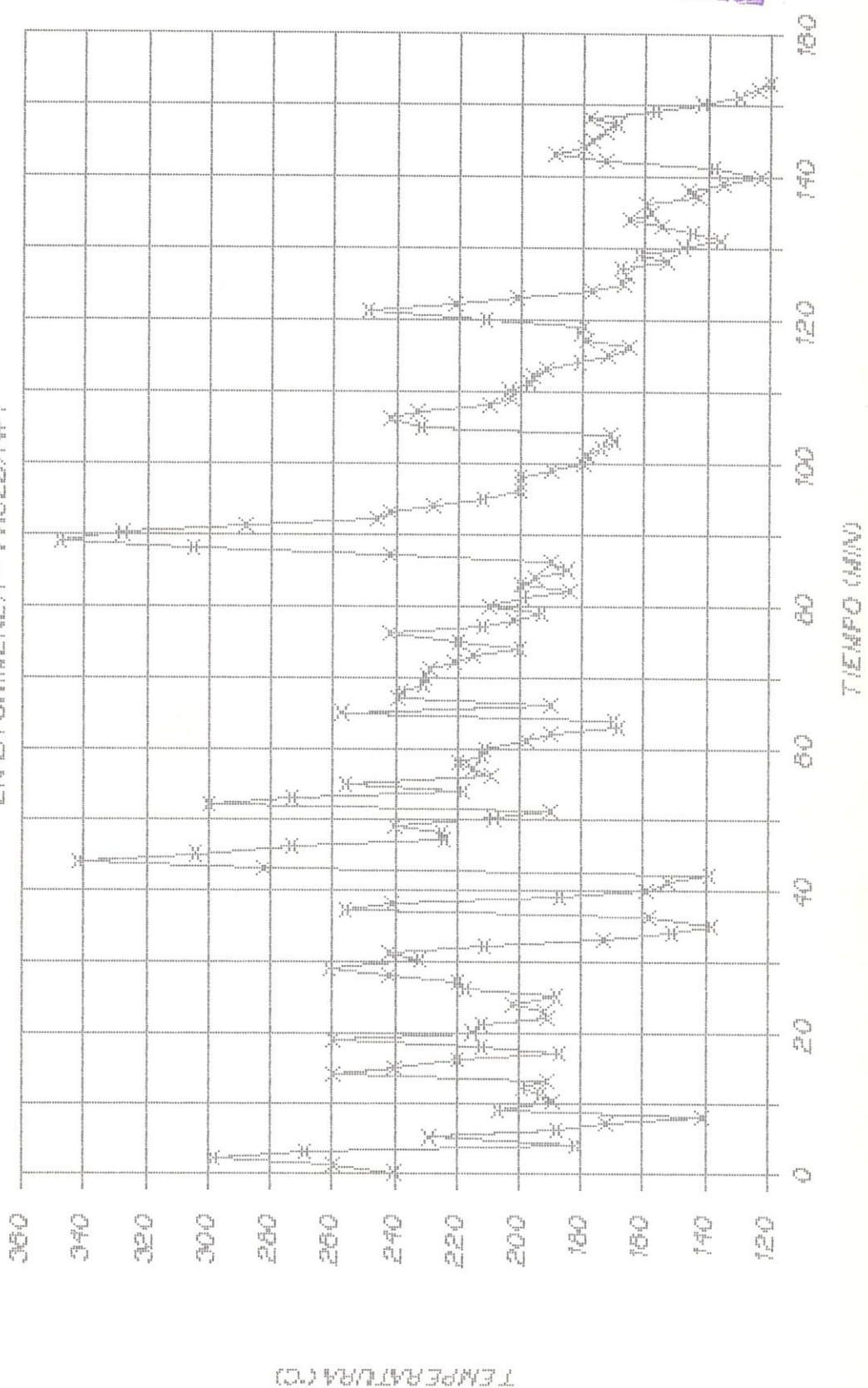
A LA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA #1





# TEMPERATURA DE LOS CASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA #1





## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 2

## HORNO SIN AISLAMIENTO OPERANDO CON TIRO NATURAL

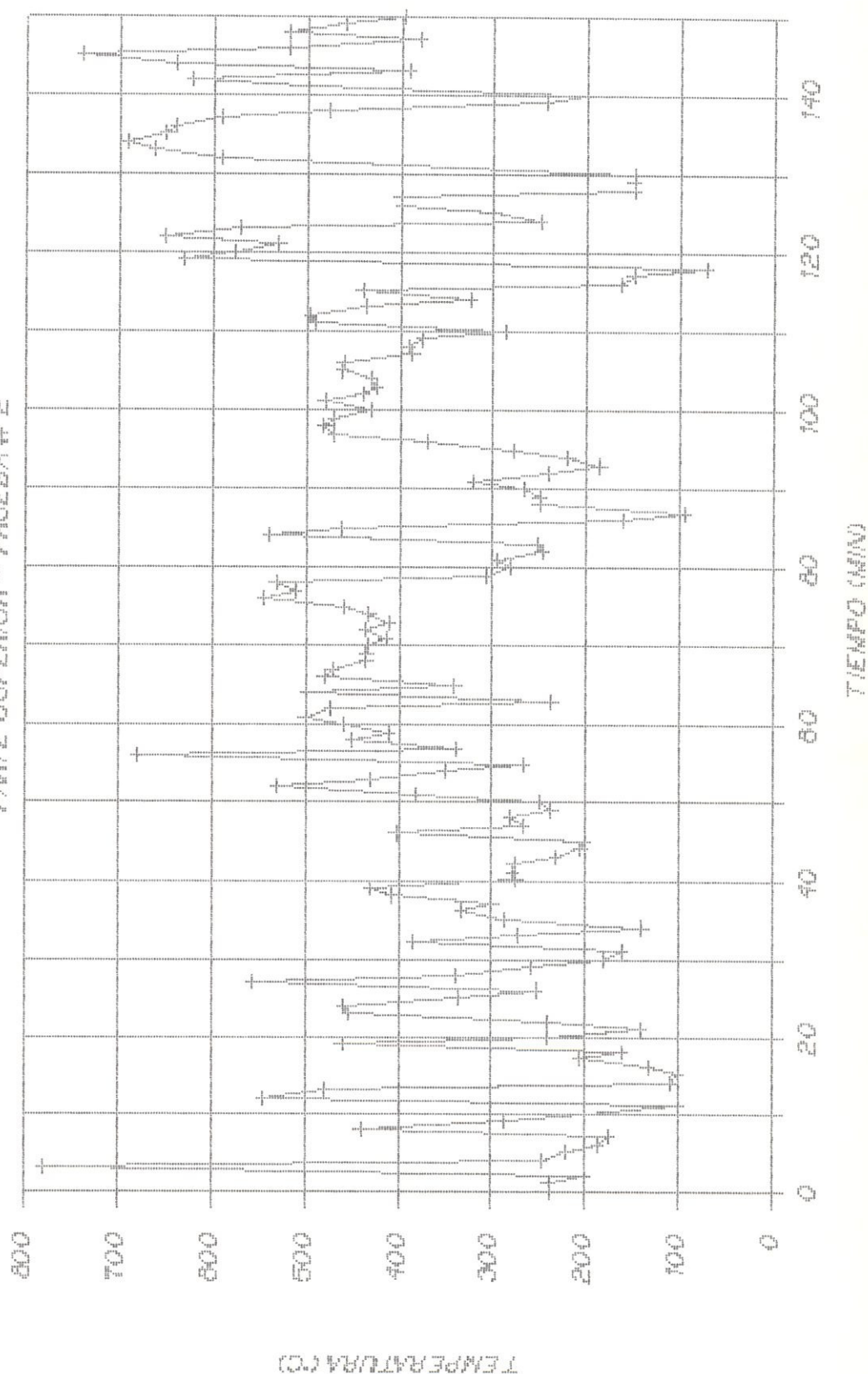
Inclinación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 31°C  
 Consumo de cascarilla : 9.47 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 151 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.001045 Kg/seg  
 3.76 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.170487 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	4	16	0
5	3.2	17.6	0.2
7	2.4	19.4	0
9	3.8	18.2	0

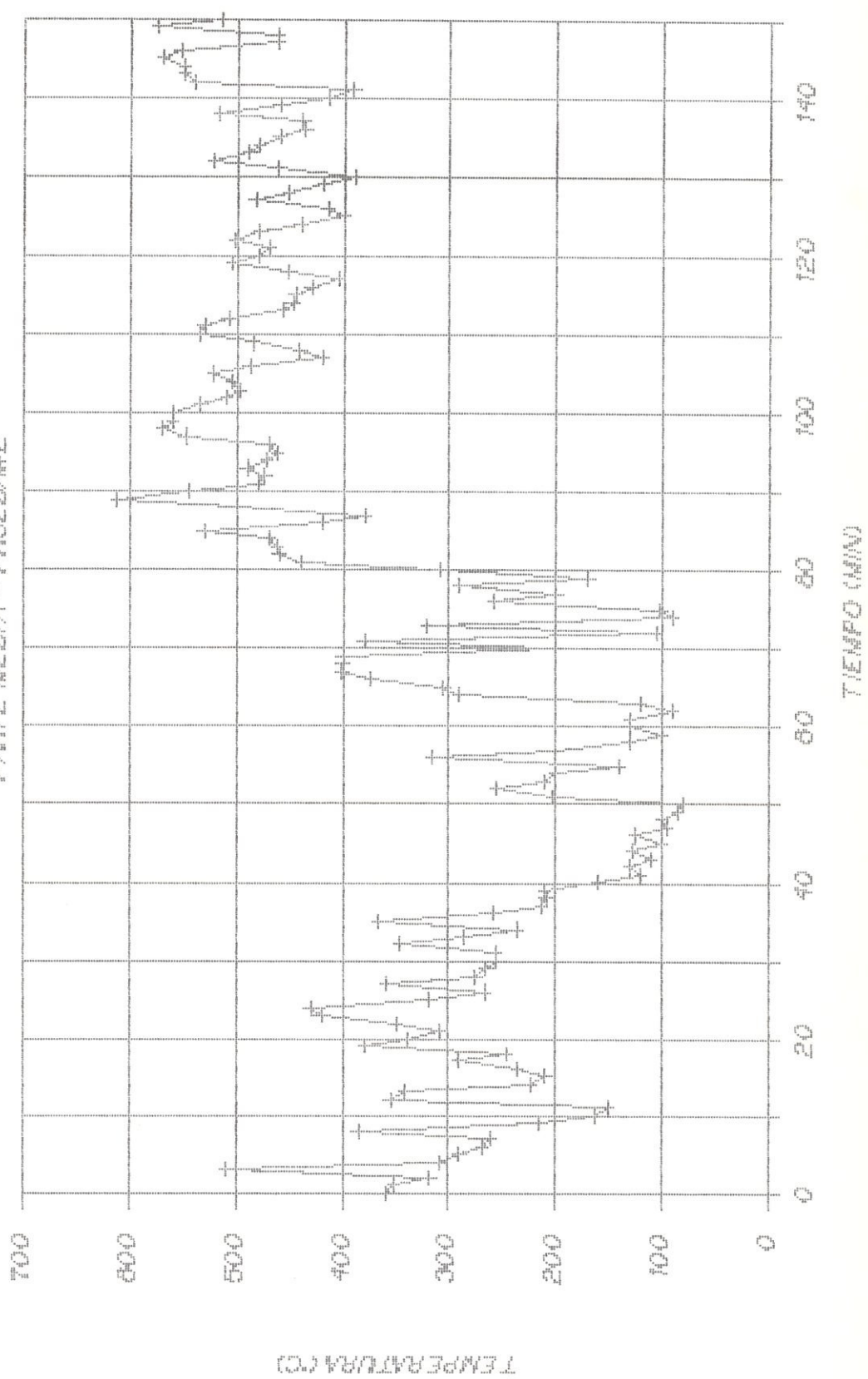
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBA # 2



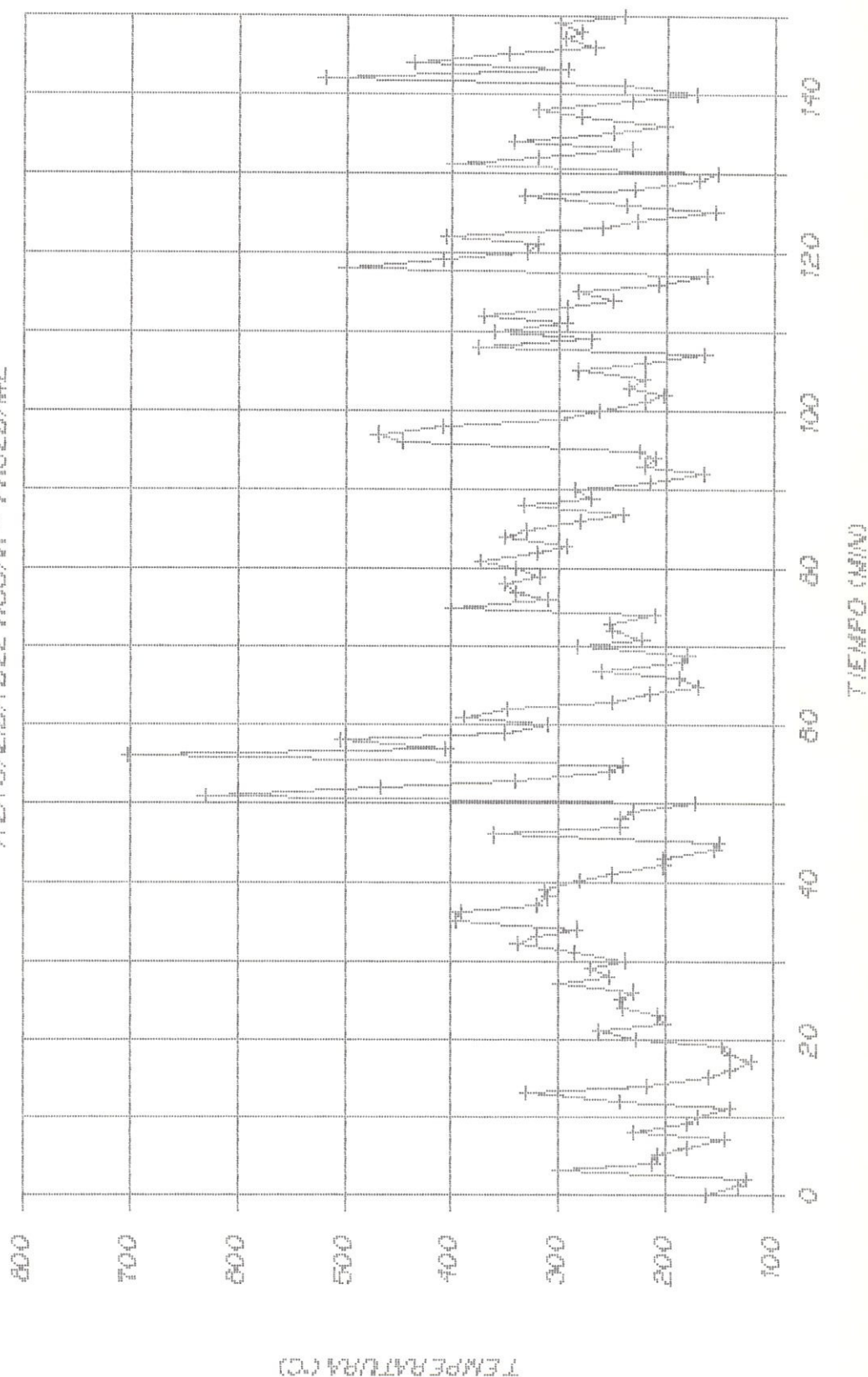
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA#2



# TEMPERATURA DE LOS GASES

ALA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA#2



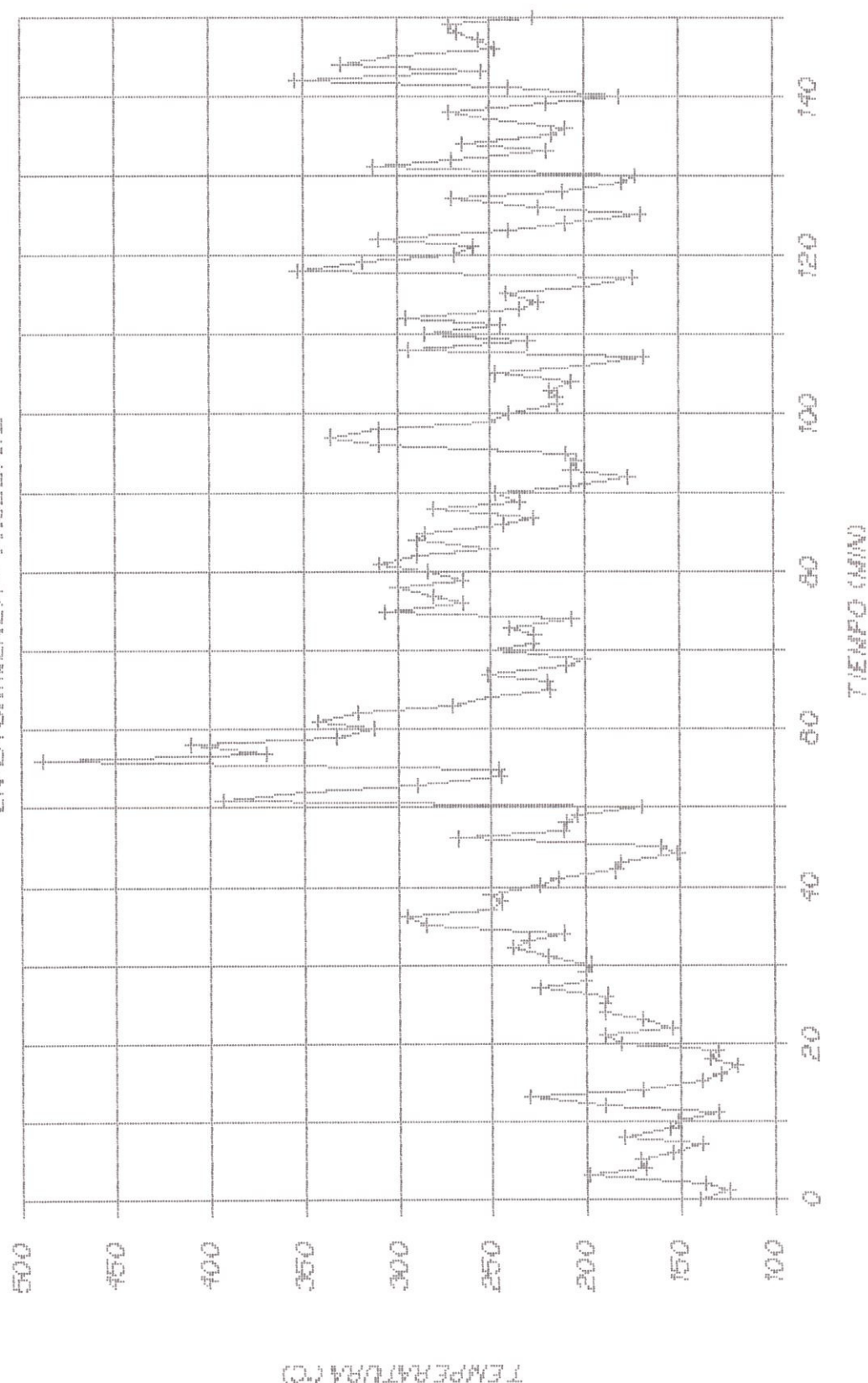
BIBLIOTECA





# TEMPERATURA DE LOS GASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#2





## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 2

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	117	130	147	122	125	186	165	100	150	45	60	42	165	141	170	135	75	80	55	70	37	37	40	35
3	230	240	210	190	200	165	290	120	225	160	210	80	160	140	120	120	40	35	36	35	50	50	40	35
5	150	160	220	200	170	130	190	100	190	100	90	50	220	140	180	130	90	93	70	80	35	40	35	33
7	270	240	240	205	225	150	245	100	120	60	44	42	170	140	160	120	140	90	60	65	45	50	46	43
9	215	200	190	195	135	200	100	170	80	90	50	40	240	145	185	100	105	90	70	65	50	51	47	45

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 2

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	110	155	120	130	79	93	67	80	41	39	36	37	190	190	180	195	100	120	70	110	90	103	46	80
4	120	260	150	180	110	110	80	70	50	45	40	40	190	190	180	250	120	100	90	140	45	105	49	110
6	160	180	107	180	80	100	73	78	50	44	45	43	263	180	210	180	150	170	85	165	55	55	44	40
8	130	160	120	130	95	100	70	72	50	43	41	39	270	264	210	207	150	210	200	200	63	61	70	62



TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 2

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	130	150	135
2	190	195	185
3	235	230	200
4	191	190	180
5	158	150	140
6	181	200	185
7	208	220	230
8	210	245	270
9	206	198	210

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 2

Distancia	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	150	50	100	160	100	100	150	150	100	100	100	150	50	50	100	100	100	50
d2	280	150	150	280	200	200	300	300	200	200	150	200	50	100	200	200	200	150
d3	400	200	300	400	300	300	400	400	300	300	100	100	100	100	250	300	300	200
d4	100	100	200	450	400	400	200	450	400	450	300	500	200	150	300	450	400	250
d5	200	200	420	200	450	450	100	420	100	420	200	200	100	200	100	400	200	350
d6	220	150	400	100	400	400	50	400	200	400	150	150	200	100	100	200	400	200

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 3

HORNO SIN AISLAMIENTO OPERANDO CON TIRO NATURAL

Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 32°C  
 Consumo de cascarilla : 9.67 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 165 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.000976 Kg/seg  
 3.52 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.170487 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

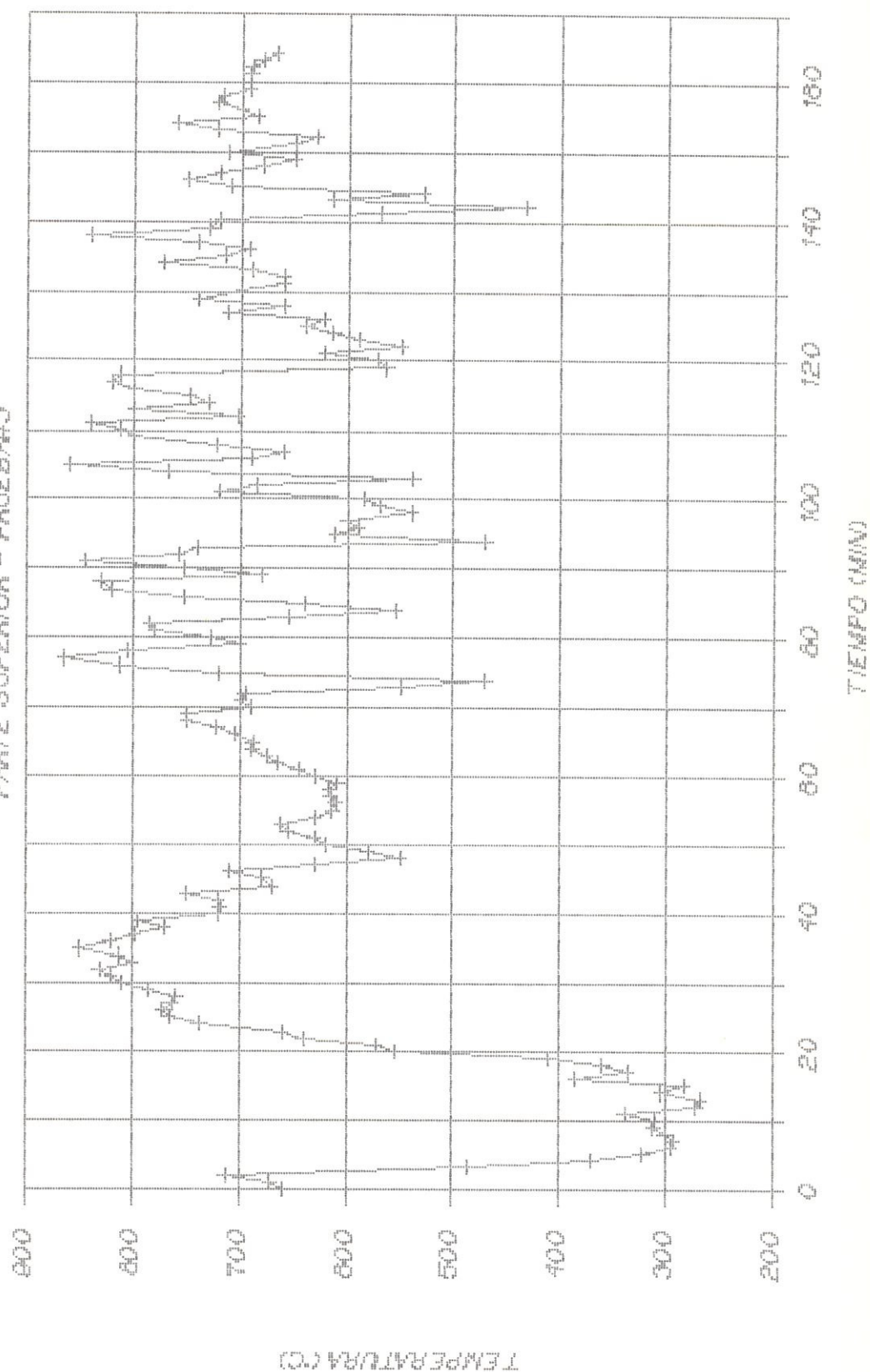
## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	2	19.6	0
5	2	16.6	0.4
7	2.2	19.4	0
9	2.8	19	0



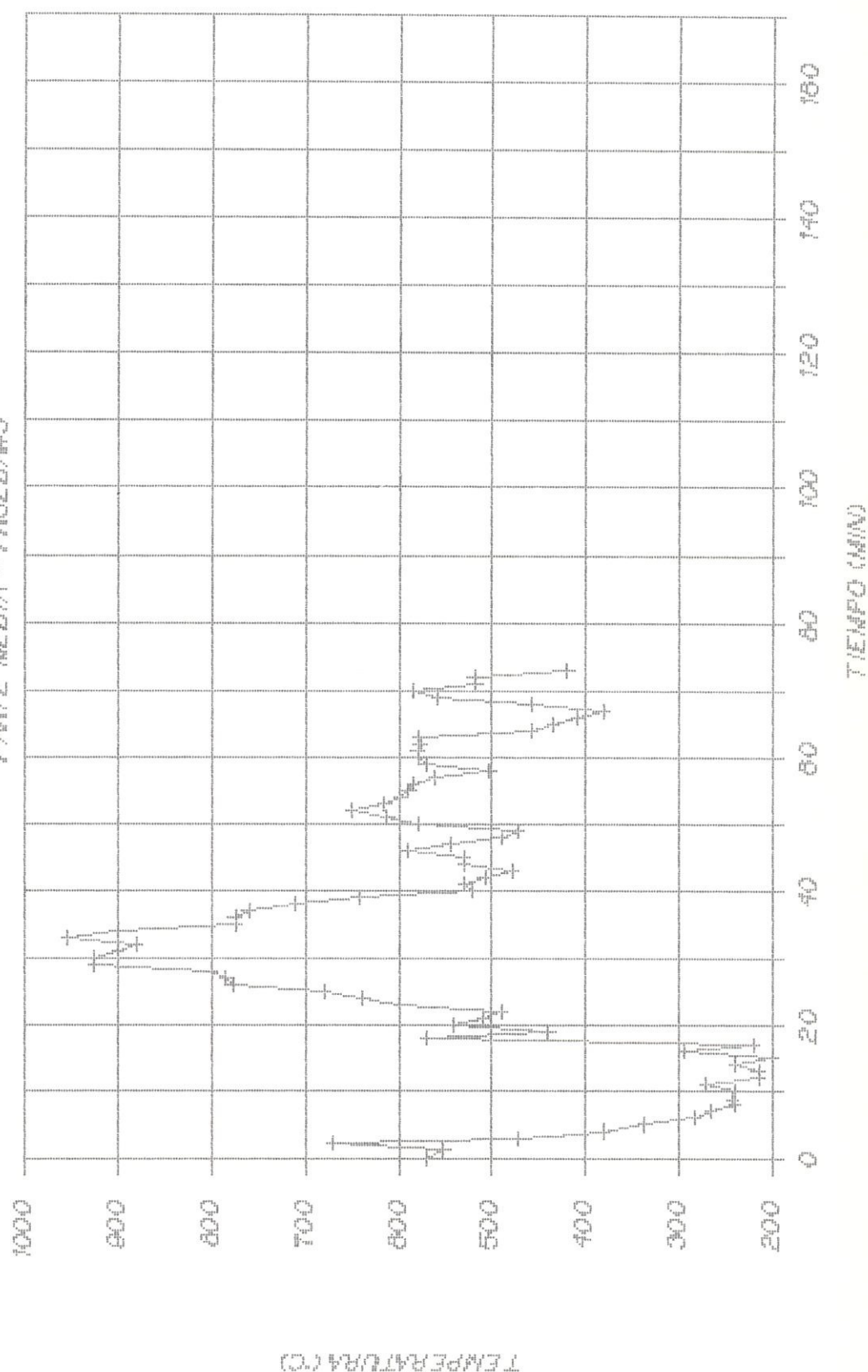
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBA#3



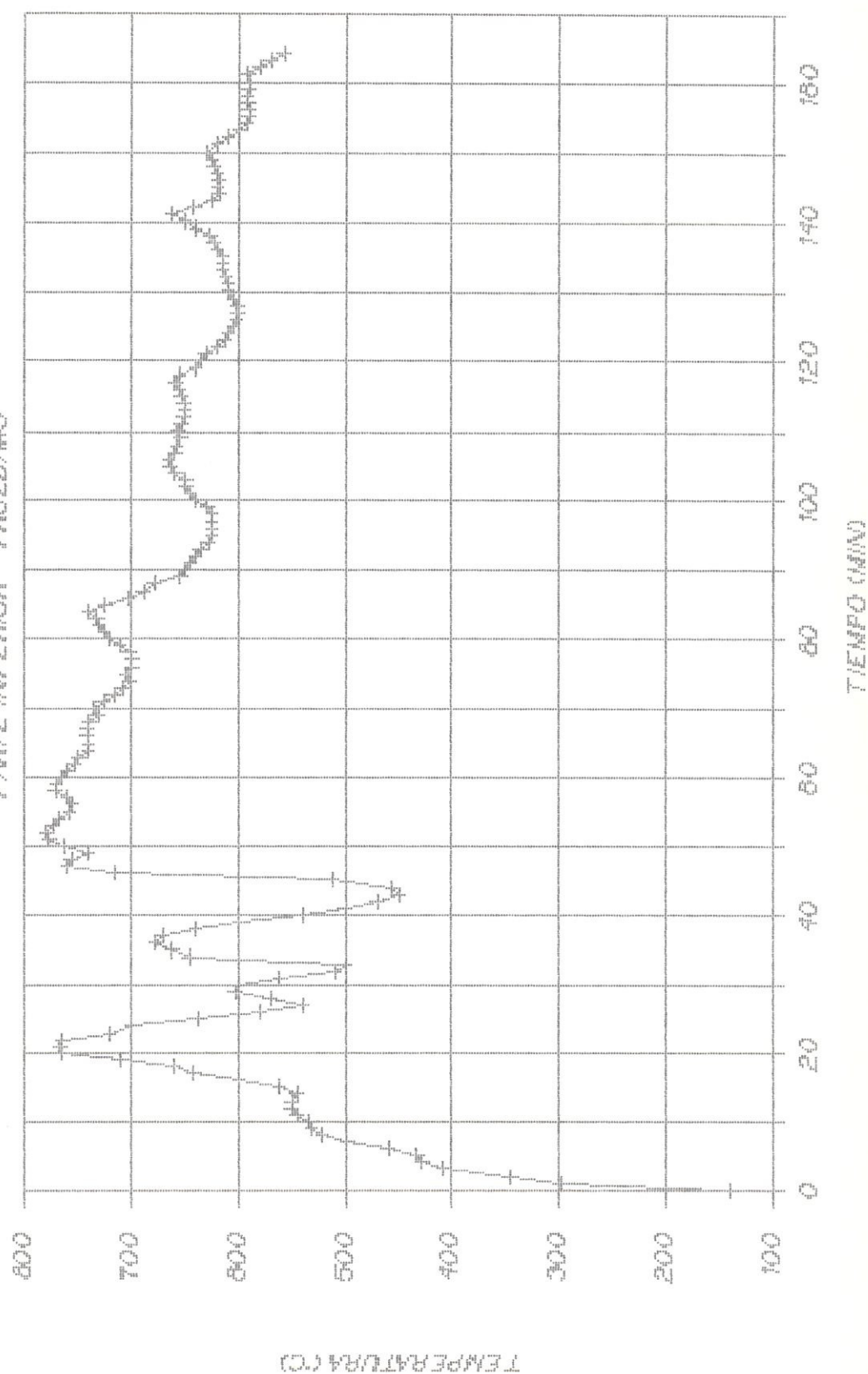
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA#3



## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

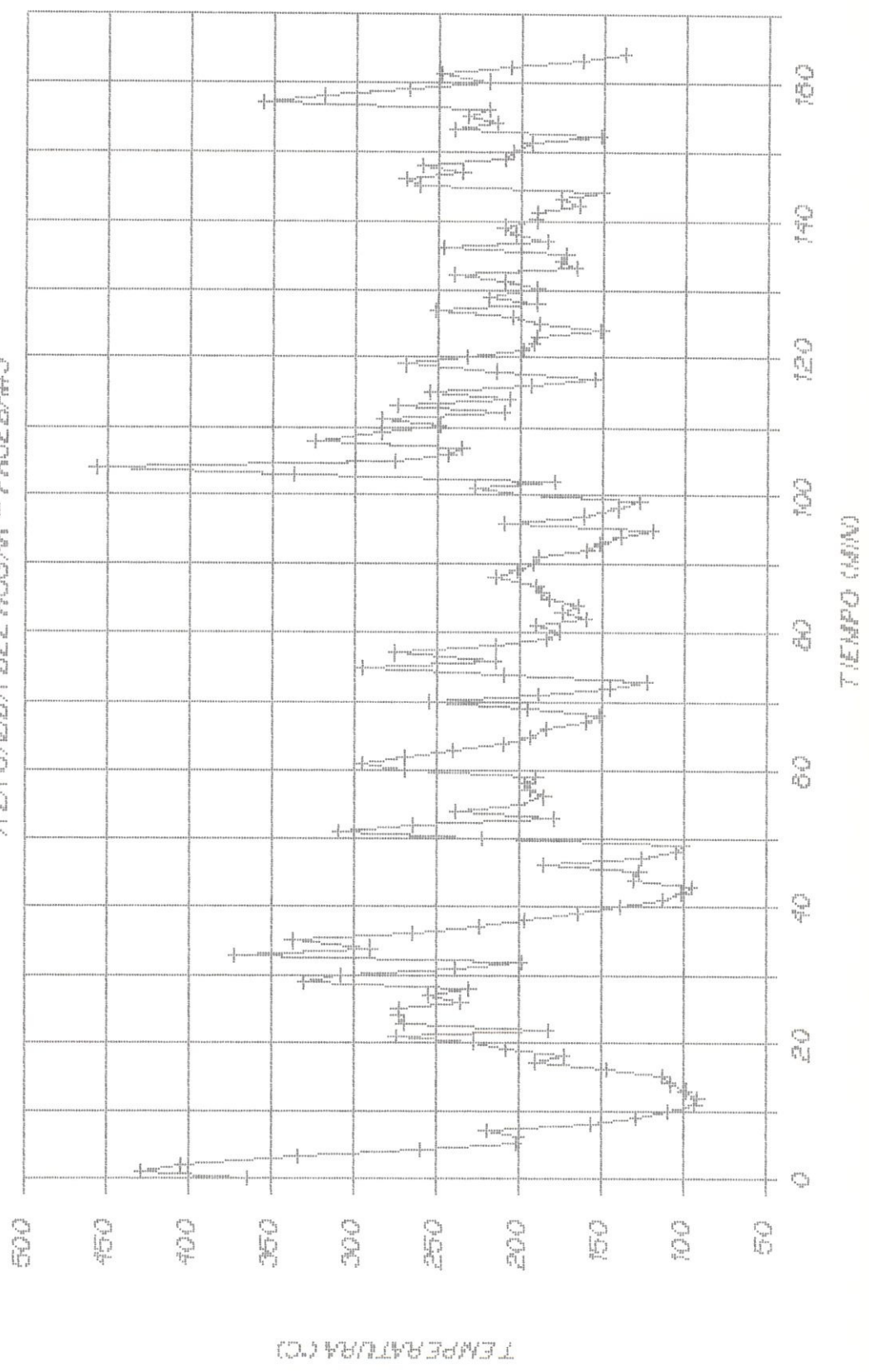
PARTE INFERIOR - PRUEBA Nº





# TEMPERATURA DE LOS GASES

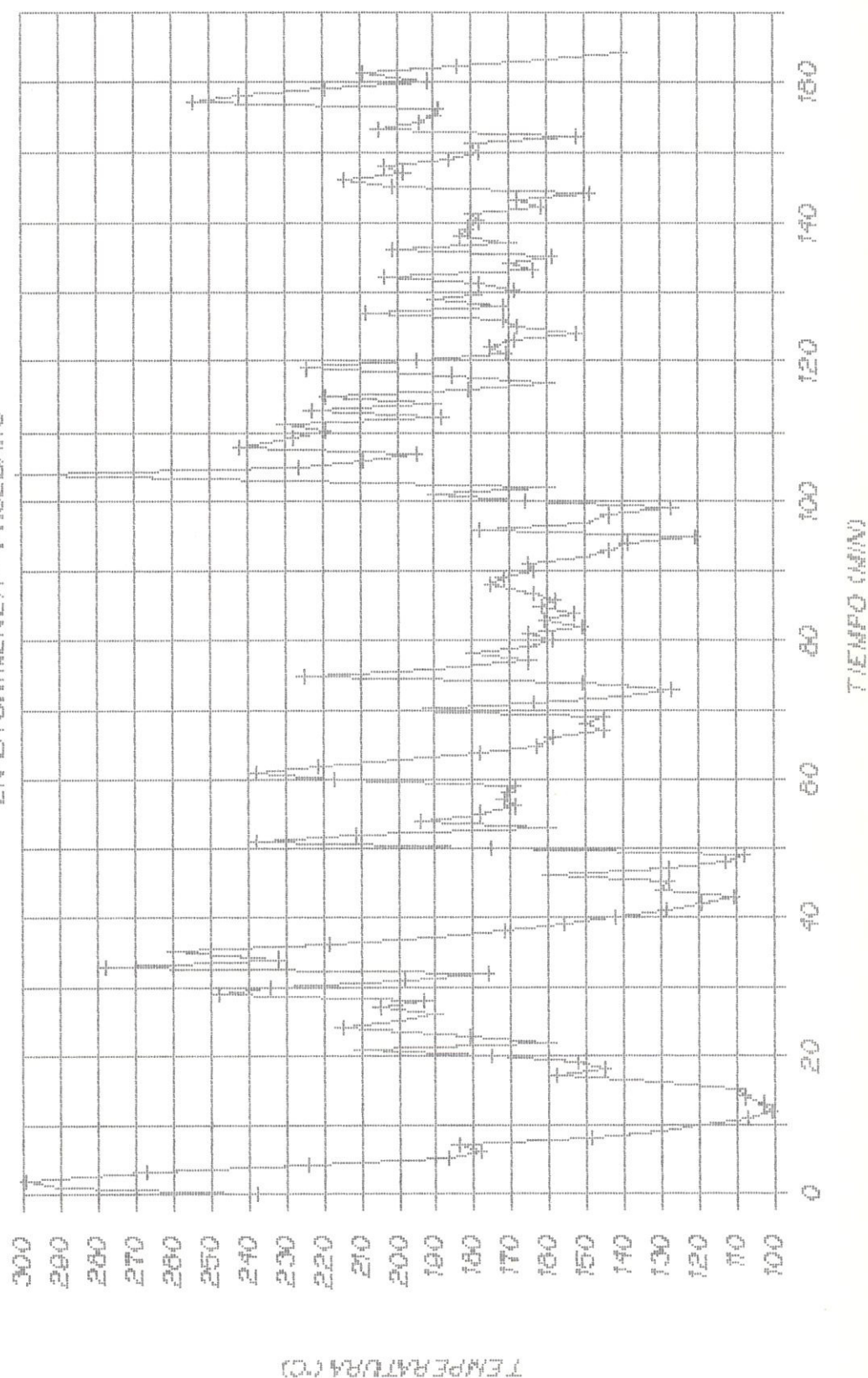
A LA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA#3





# TEMPERATURA DE LOS CASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#3





## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 3

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	210	175	200	175	220	100	230	100	190	65	73	45	181	137	171	162	96	60	55	90	35	45	38	40
3	140	127	130	120	135	92	132	75	115	65	58	43	130	115	135	120	100	93	70	95	60	60	50	48
5	115	105	105	106	160	90	165	78	100	72	65	55	105	100	92	90	92	86	80	95	70	60	55	52
7	150	150	150	148	163	105	160	90	100	85	70	55	128	113	130	105	105	103	87	100	55	60	55	60
9	180	180	190	185	190	111	170	75	101	50	90	60	147	141	145	131	105	97	87	80	70	60	47	44

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 3

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	85	120	80	100	63	65	60	61	53	45	44	44	97	105	103	134	91	122	70	97	51	88	54	75
4	101	122	92	114	81	80	80	65	65	50	60	39	145	153	135	140	82	150	79	115	63	100	60	85
6	135	175	134	156	93	111	70	70	45	49	44	45	180	205	165	170	120	145	83	110	60	86	50	60
8	117	140	114	100	59	54	49	45	80	79	79	71	153	153	135	140	100	145	90	115	45	100	47	156

## TEMPERATURAS EXTERIORES DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 3

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	175	185	170
2	98	100	110
3	125	130	110
4	145	150	130
5	100	105	90
6	175	190	180
7	150	155	143
8	150	165	143
9	185	190	170

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 3

	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
Distancia	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	100	50	100	90	20	30	50	100	50	100	180	200	200	240	200	180	200	180
d2	150	100	140	140	50	50	100	200	100	200	260	280	400	340	280	280	280	280
d3	200	150	160	160	90	50	200	300	200	460	380	400	400	380	400	400	400	400
d4	220	200	180	100	100	20	300	340	340	360	500	400	420	400	460	380	460	300
d5	50	150	50	200	120	50	200	360	300	350	420	440	440	360	380	400	380	400
d6	160	100	200	50	200	200	380	200	280	300	360	360	300	300	380	260	380	260

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 5

HORNO SIN AISLAMIENTO OPERANDO CON TIRO NATURAL

Inclínación de la parrilla : 50°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 30°C  
 Consumo de cascarilla : 15.35 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 166 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.001541 Kg/seg  
 5.55 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.166172 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion Nº1 : 30 min

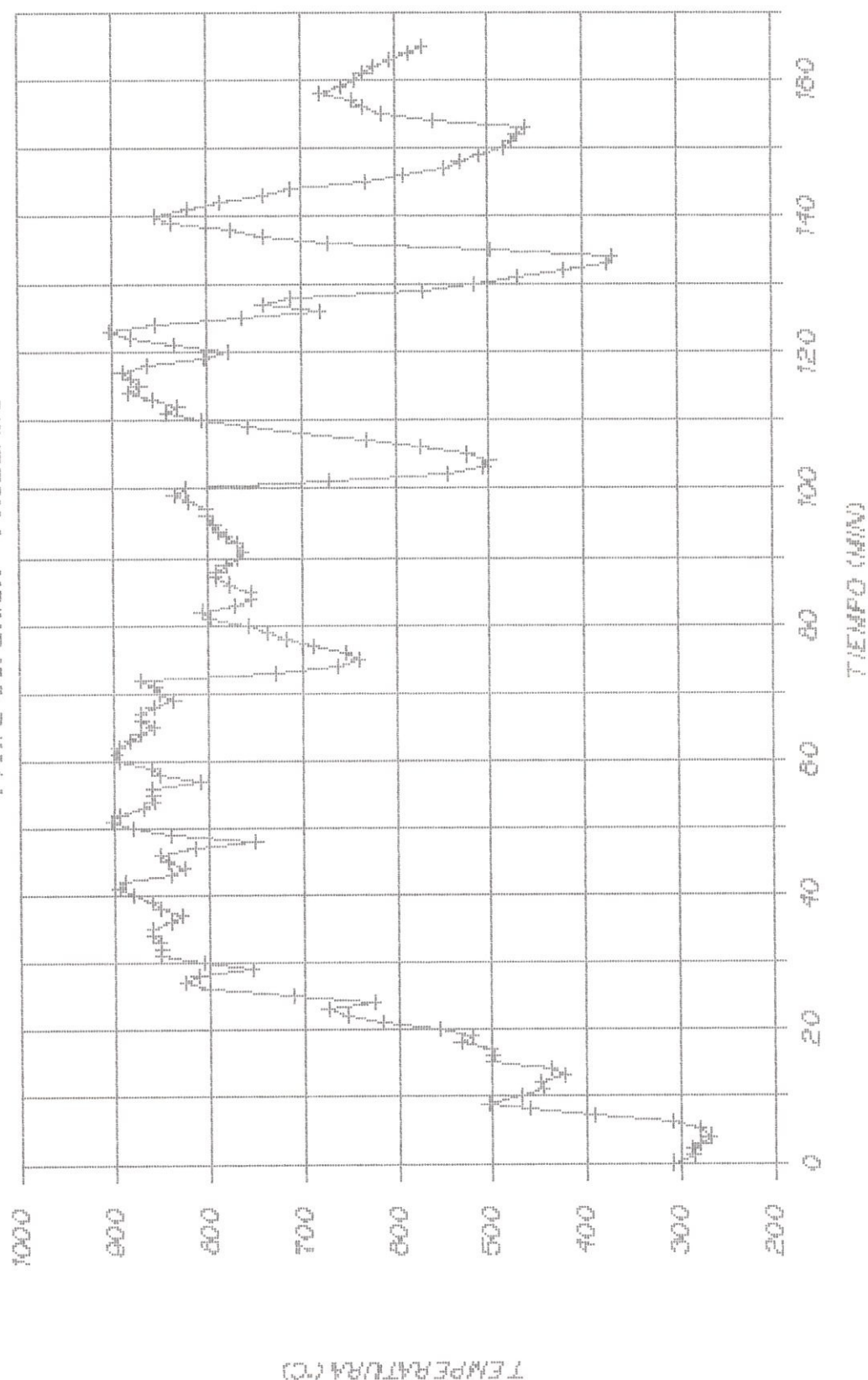
## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION Nº	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	3	18.6	0
5	3	18.4	0
7	4	16.6	0.2
9	2.4	18.6	0.4



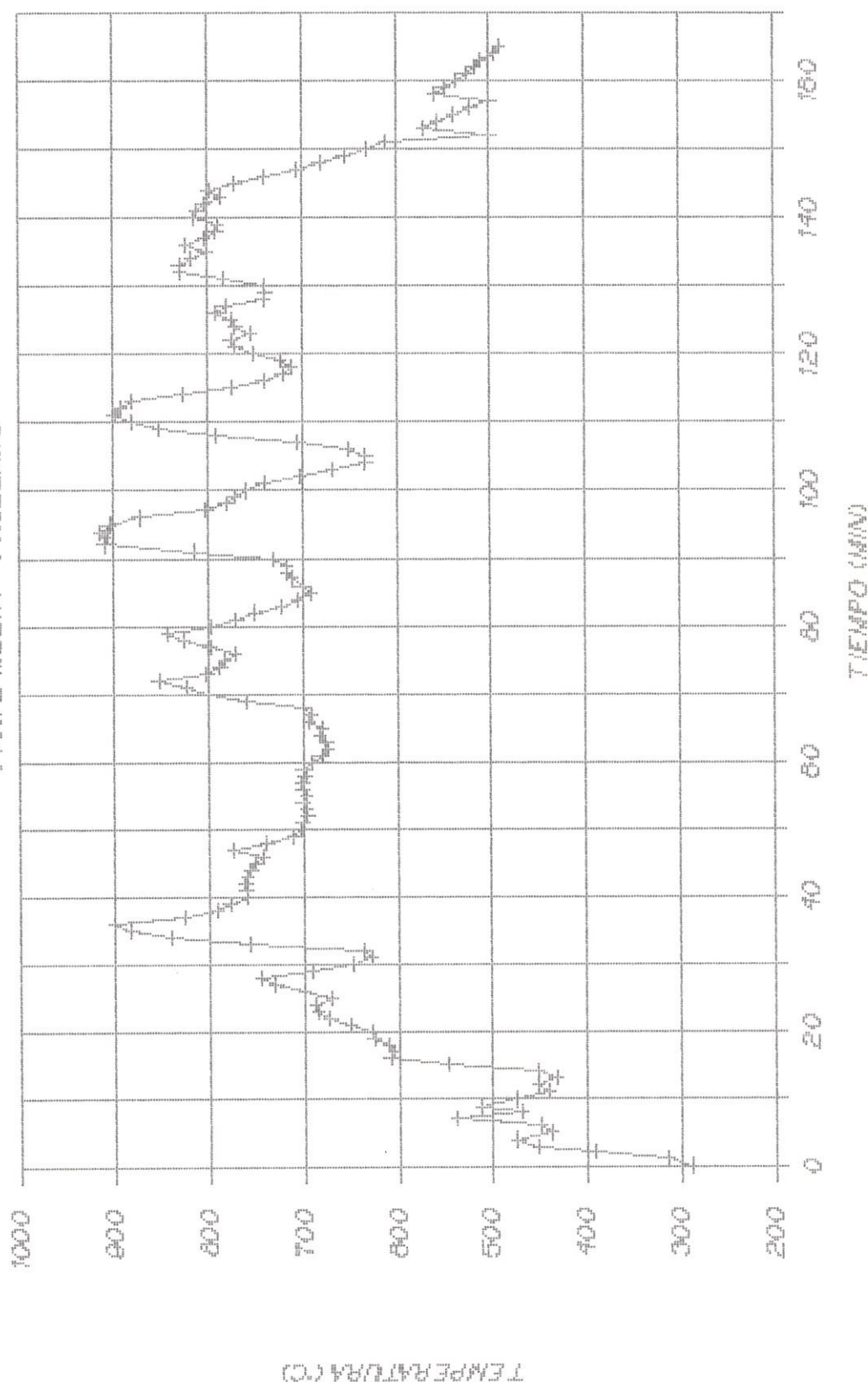
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBAS



# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBAS

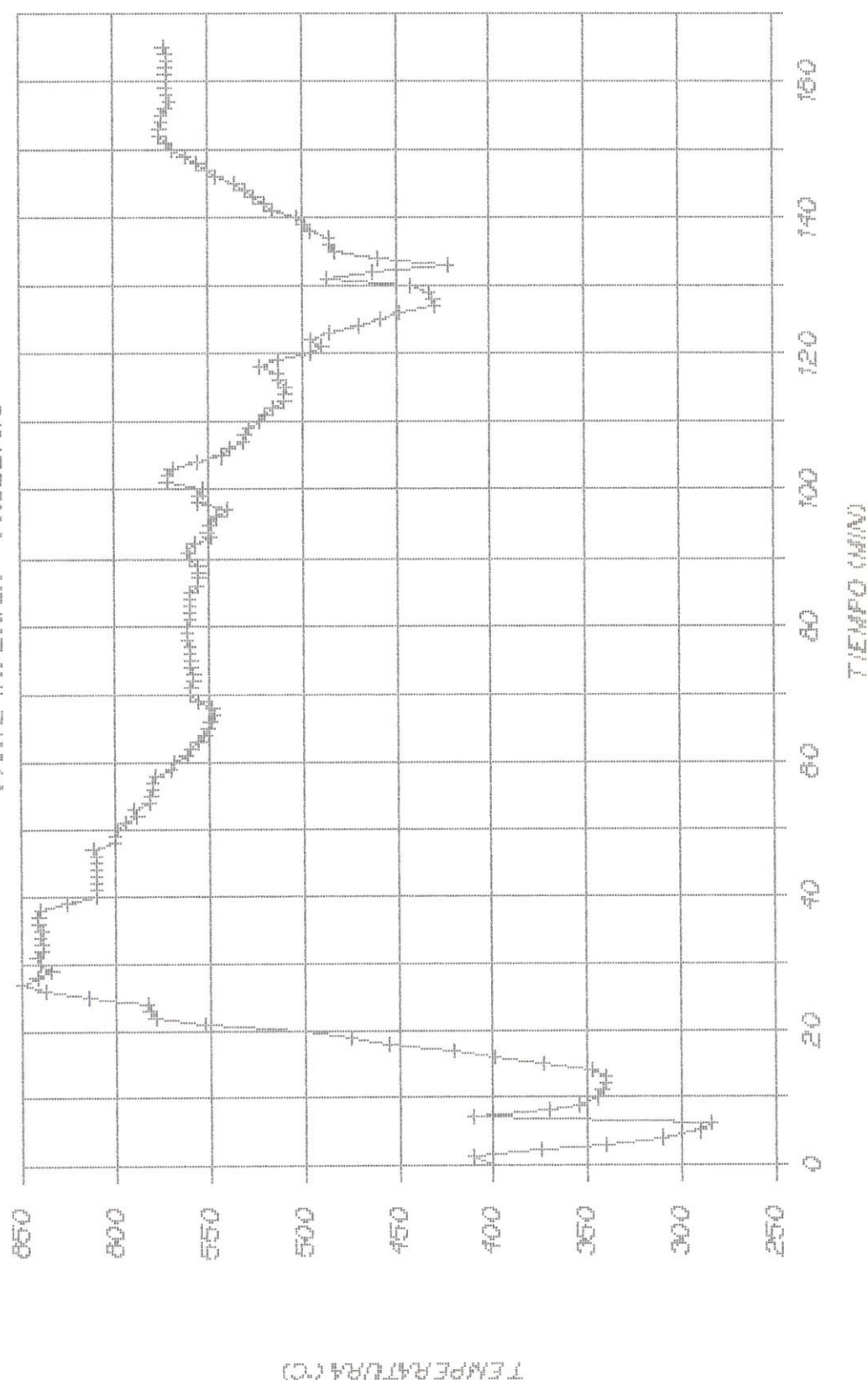


BIBLIOTECA



# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA#5





## TEMPERATURAS DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HOGAR

## PRUEBA # 5

MEDICION Nº	TEMPERATURA (°C)
1	271
2	263
3	265
4	310
5	232
6	324
7	248
8	387
9	310

\* Temperaturas Estimadas



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 5

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	222	255	212	217	179	127	153	81	200	48	80	44	180	128	178	114	110	113	68	133	50	54	45	40
3	207	184	180	182	185	125	170	102	196	95	110	65	160	110	167	120	110	103	78	75	60	55	50	45
5	265	250	220	200	175	140	160	90	135	65	62	55	255	100	120	105	102	85	70	75	85	70	52	50
7	180	170	180	177	185	145	300	120	150	78	90	60	275	160	243	135	130	120	76	90	60	60	54	58
9	260	260	230	208	200	110	185	120	130	130	100	80	181	135	180	125	112	95	90	92	76	73	65	60

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 5

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	100	200	140	130	125	110	108	90	58	48	46	43	152	131	122	126	145	166	98	119	68	225	55	207
4	93	205	86	176	110	126	100	62	70	50	50	52	155	145	125	120	111	110	100	130	60	115	50	75
6	82	152	103	150	104	172	122	153	90	117	70	71	300	300	251	230	140	185	90	165	63	110	42	50
8	80	160	130	145	135	170	140	135	100	120	95	90	225	200	170	180	155	190	170	160	140	110	90	70

## TEMPERATURAS EXTERIORES DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 5

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	250	225	240
2	130	155	140
3	180	189	165
4	140	158	150
5	248	225	240
6	250	240	255
7	170	185	180
8	210	224	214
9	255	230	245

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 5

Distancia	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	100	100	100	50	50	50	200	200	100	50	150	280	50	100	380	400	100	200
d2	200	400	400	300	400	180	300	300	280	100	300	400	200	300	460	500	200	300
d3	460	520	440	420	440	480	200	500	480	440	480	480	300	500	540	500	300	400
d4	540	600	560	560	560	520	500	540	500	420	520	560	420	520	560	560	400	500
d5	500	620	540	520	520	500	560	560	400	480	420	540	400	520	580	580	440	540
d6	520	540	500	500	500	480	520	520	460	400	460	480	380	480	600	600	400	500



## APENDICE F - 2

DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS DEL HORNO OPERANDO CON  
TIRO NATURAL Y AISLADO



## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 6

## HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO NATURAL

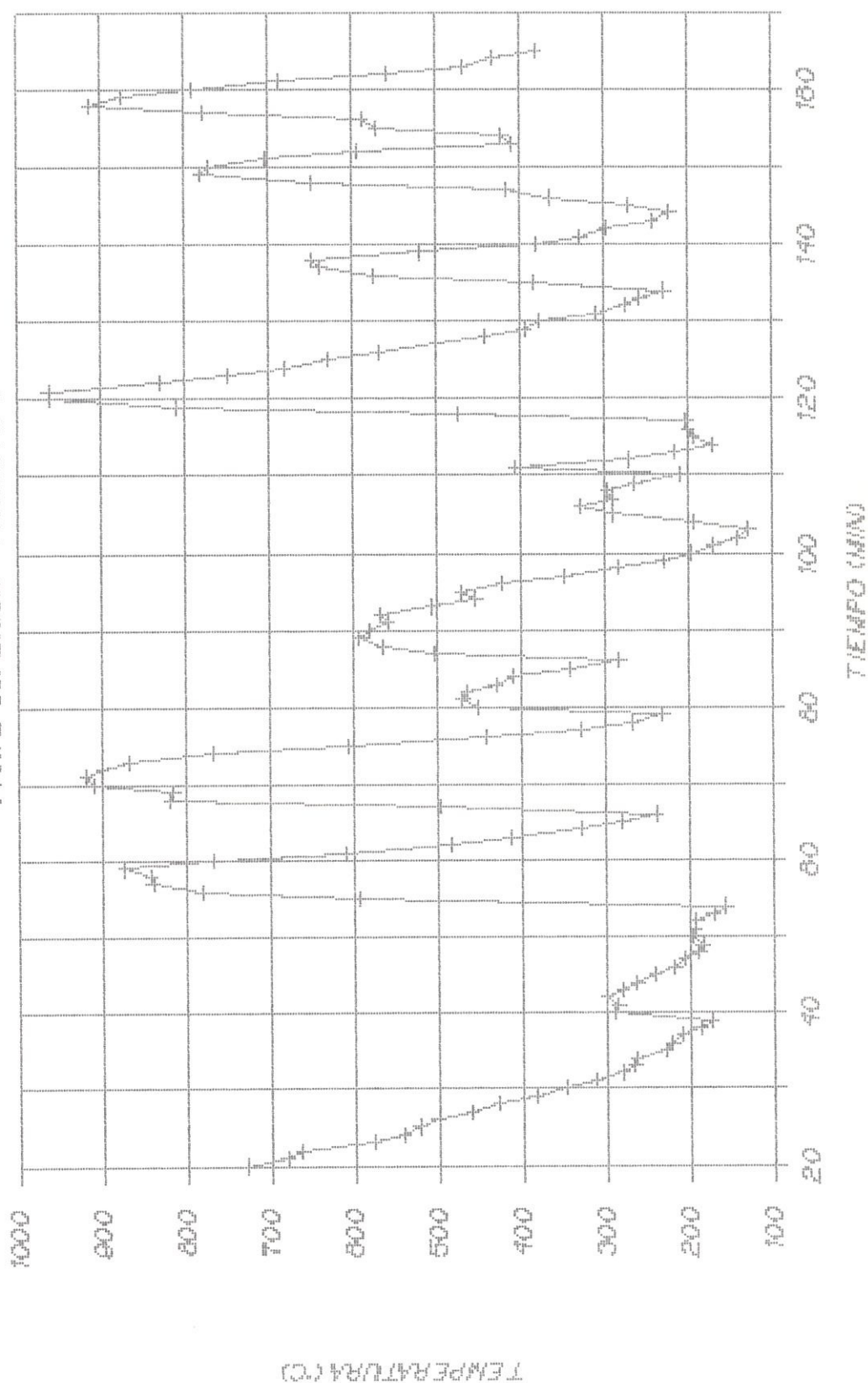
Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 32°C  
 Consumo de cascarilla : 19.54 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 166 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.001961 Kg/seg  
 7.06 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.107578 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion Nº1 : 30 min

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION Nº	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	3.6	17.4	1
5	4.6	16.6	0.4
7	2.2	18.2	0
9	5.8	15.6	0.2

# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

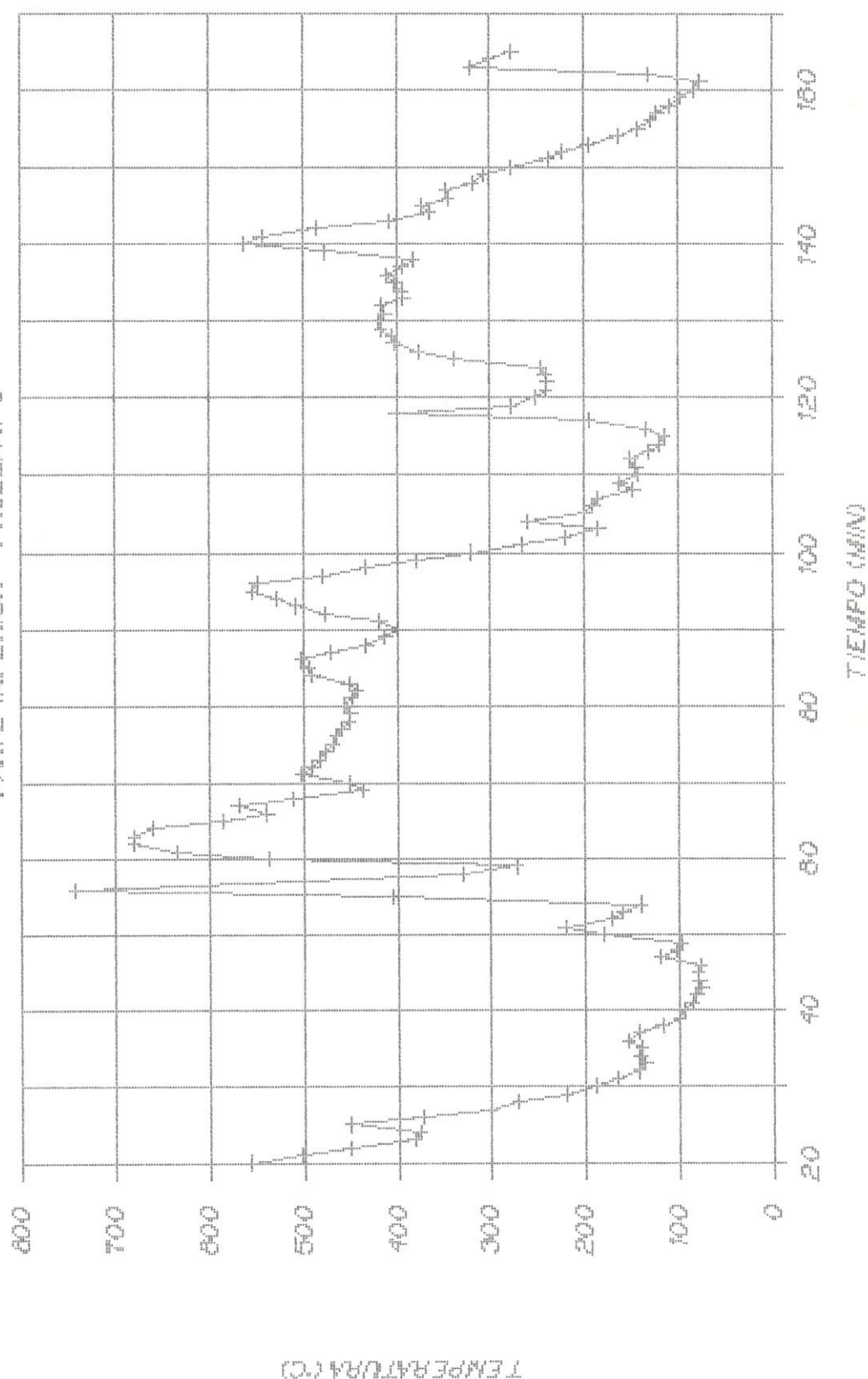
PARTE SUPERIOR - PRUEBA # 6





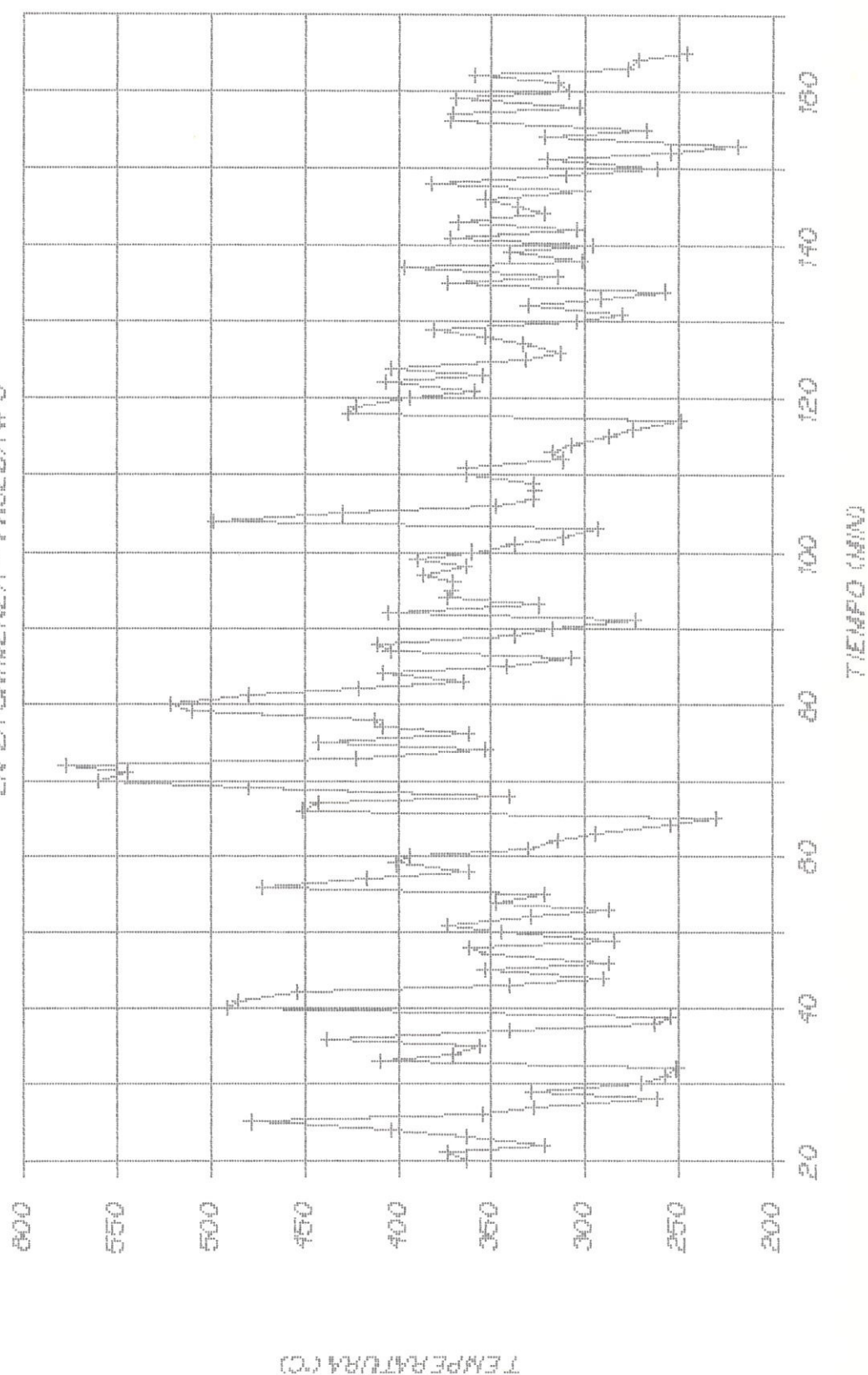
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA # 8



## TEMPERATURA DE LOS GASES

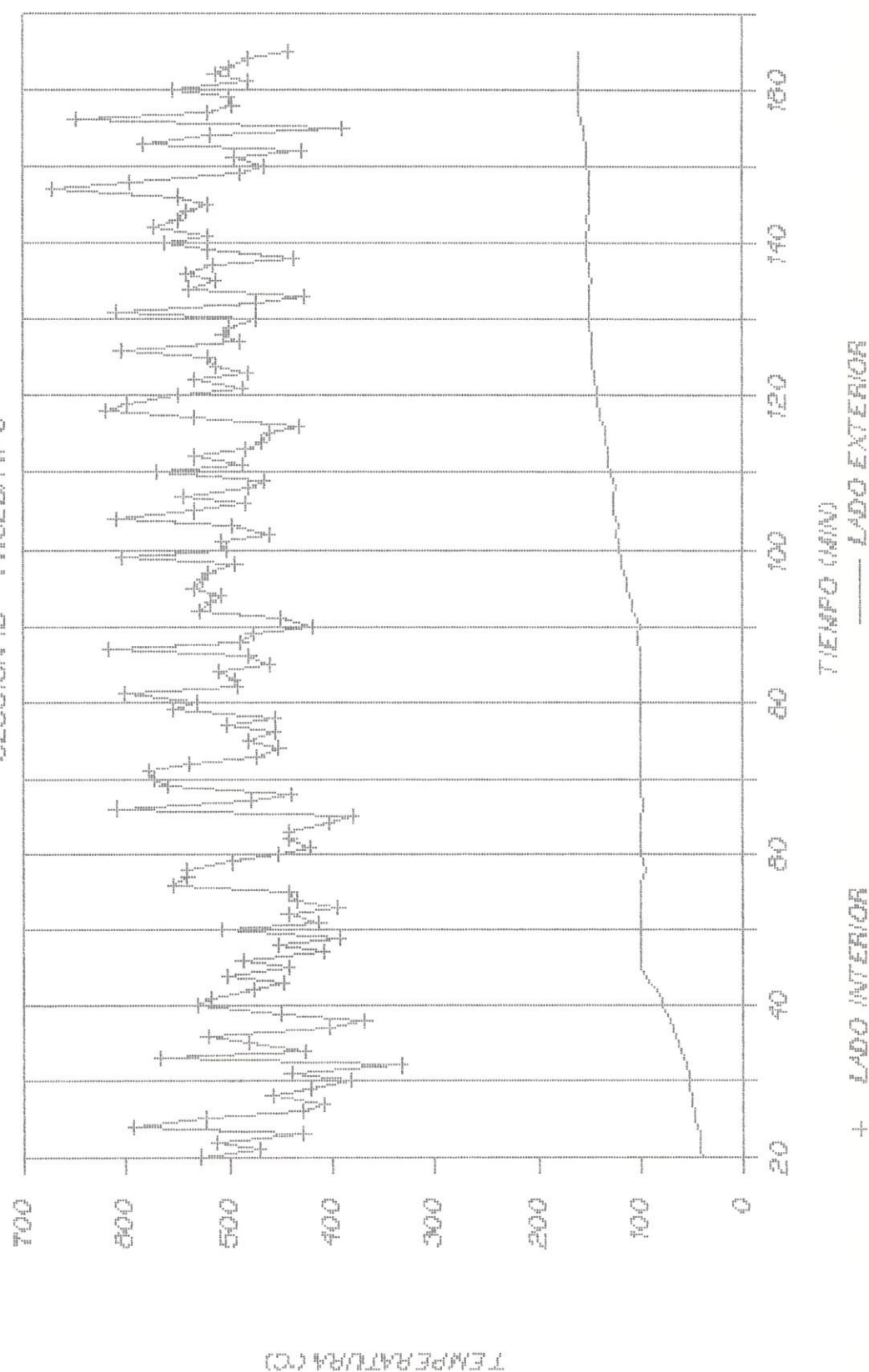
EN LA CHIMENEA - PRUEBA # 6





# TEMPERATURA DE LA PARED DEL HORNO

SECCION ID - PRUEBA # 8



## TEMPERATURAS DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HOGAR

## PRUEBA # 6

MEDICION Nº	TEMPERATURA (°C)
1	522
2	510
3	594
4	605
5	513
6	507
7	517
8	494
9	447

\* Temperaturas Estimadas

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 6

MEDICION No	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	83	60	65	55	50	55	55	60	67	49	68	39	51	136	84	130	60	75	47	76	42	45	38	44
3	85	87	97	93	85	86	85	86	84	67	73	49	77	163	85	170	83	74	84	60	46	52	43	45
5	154	83	134	92	145	60	130	85	50	60	40	55	105	121	107	99	90	40	70	40	48	45	46	46
7	161	131	128	130	160	148	163	125	55	71	80	51	125	150	125	150	122	63	76	64	48	66	47	60
9	145	125	135	135	165	120	158	110	140	90	125	70	120	130	123	120	90	80	75	55	70	50	60	45

TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 6

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	127	78	98	88	61	58	50	46	42	38	37	37	75	80	81	85	81	86	84	84	54	91	47	60
4	117	99	127	70	59	79	53	52	44	41	39	38	90	108	64	95	91	108	92	106	64	84	50	52
6	85	111	111	100	64	60	65	65	56	48	43	40	90	55	111	134	117	135	97	132	68	83	60	56
8	109	110	130	140	73	96	60	82	50	47	46	42	130	163	150	160	122	150	105	141	66	93	63	72



TEMPERATURAS EXTERIORES DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 6

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	76	88	87
2	84	102	78
3	93	128	115
4	107	80	90
5	130	170	155
6	103	90	70
7	150	180	170
8	165	173	155
9	150	145	150



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 6

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	120   100	160   120	100   200	100   170	100   180	120   180	150   180	150   200	150   180
d2	220   180	200   240	400   400	220   380	240   320	280   300	300   360	300   400	300   400
d3	460   640	420   440	420   520	440   500	200   400	400   420	460   500	400   440	460   540
d4	520   620	380   560	440   580	500   600	420   460	400   540	500   520	580   400	640   500
d5	540   600	400   540	460   540	540   540	480   500	420   580	520   460	560   480	580   600
d6	400   400	180   180	200   200	380   380	460   460	380   380	400   400	520   520	420   420

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 7

HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO NATURAL

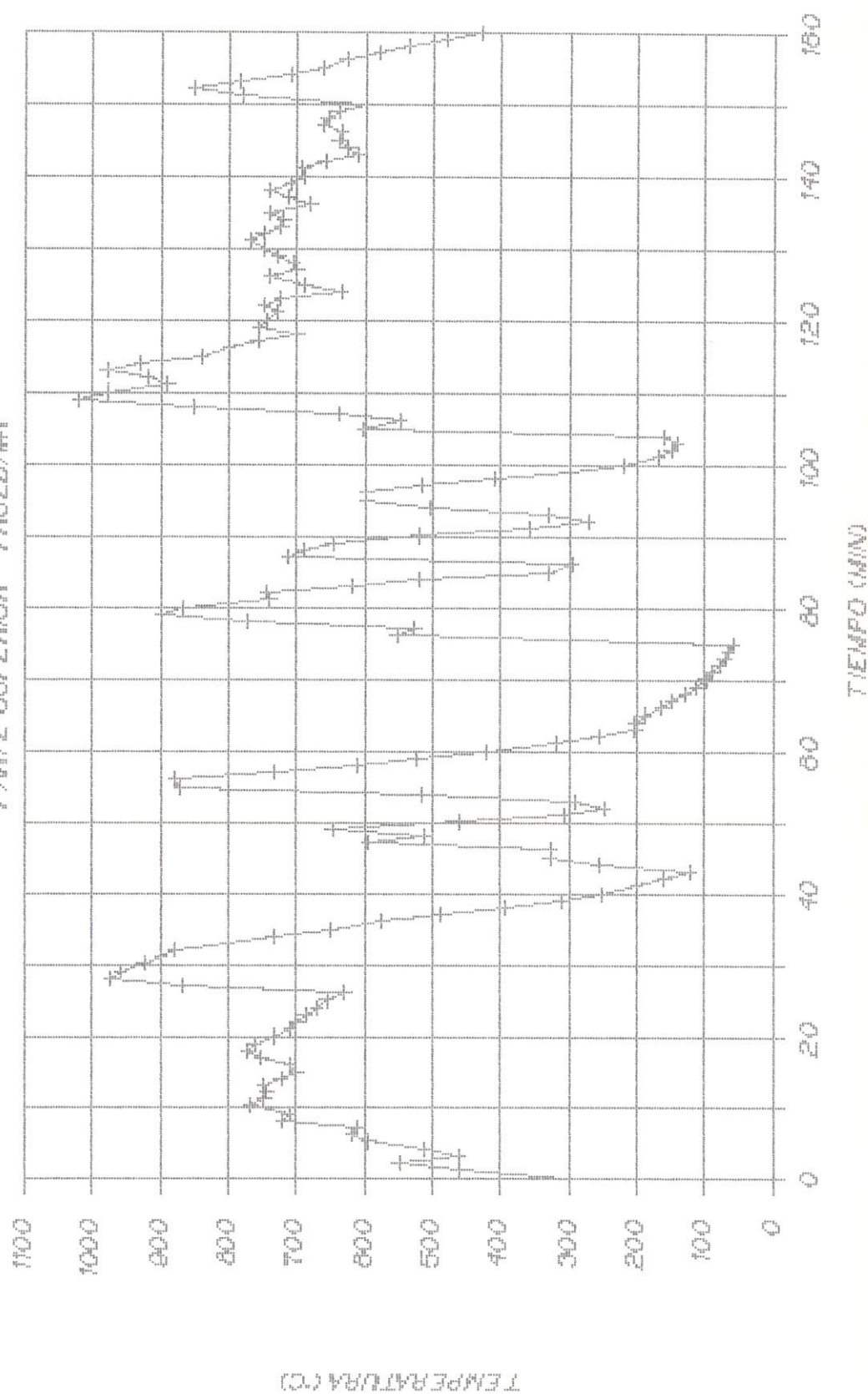
Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 33°C  
 Consumo de cascarilla : 19.11 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 161 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.001978 Kg/seg  
 7.11 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.107578 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	2.4	18.6	0.2
5	6	15	0.4
7	2.6	19	0
9	3.6	18.2	0

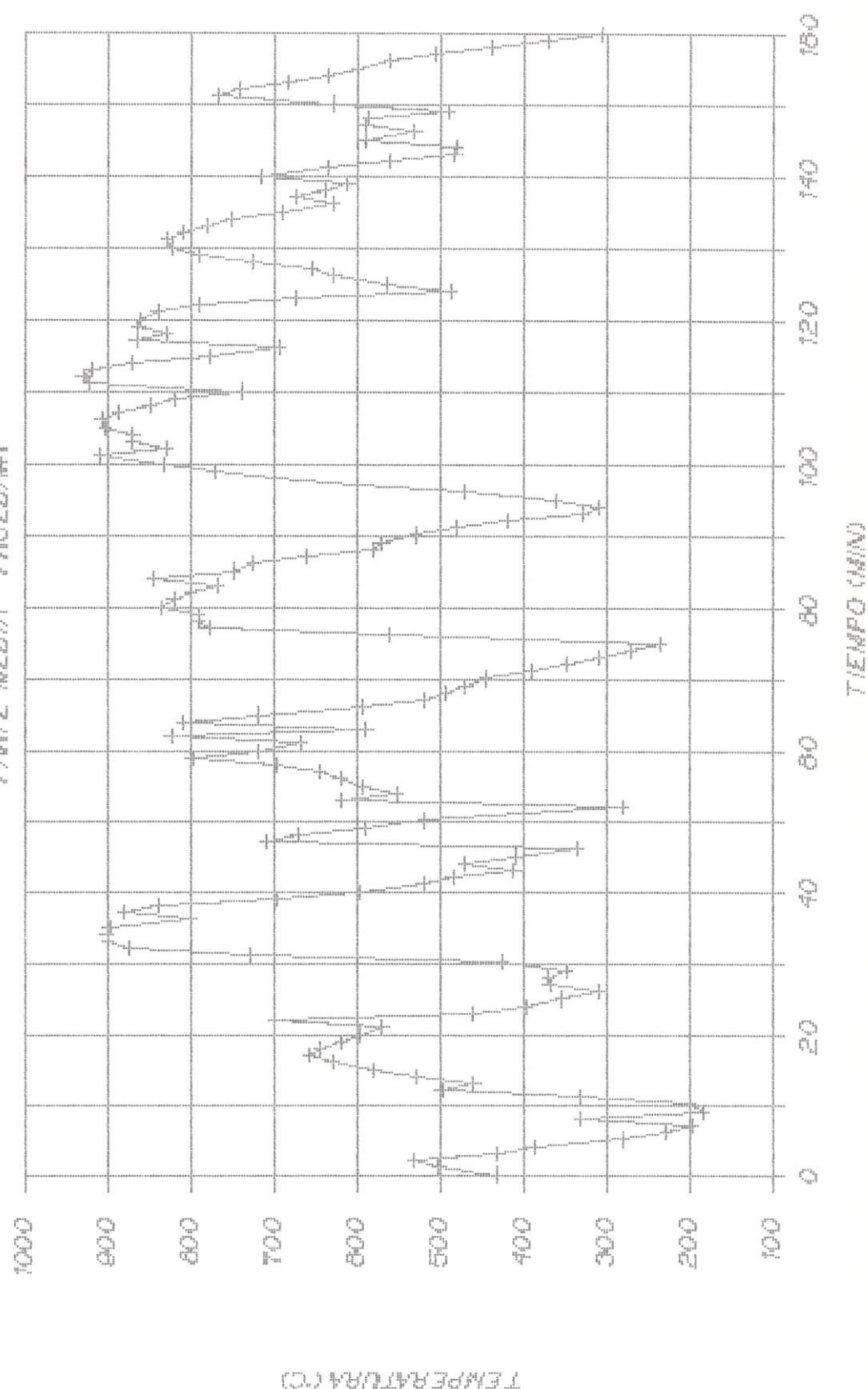
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBA#7

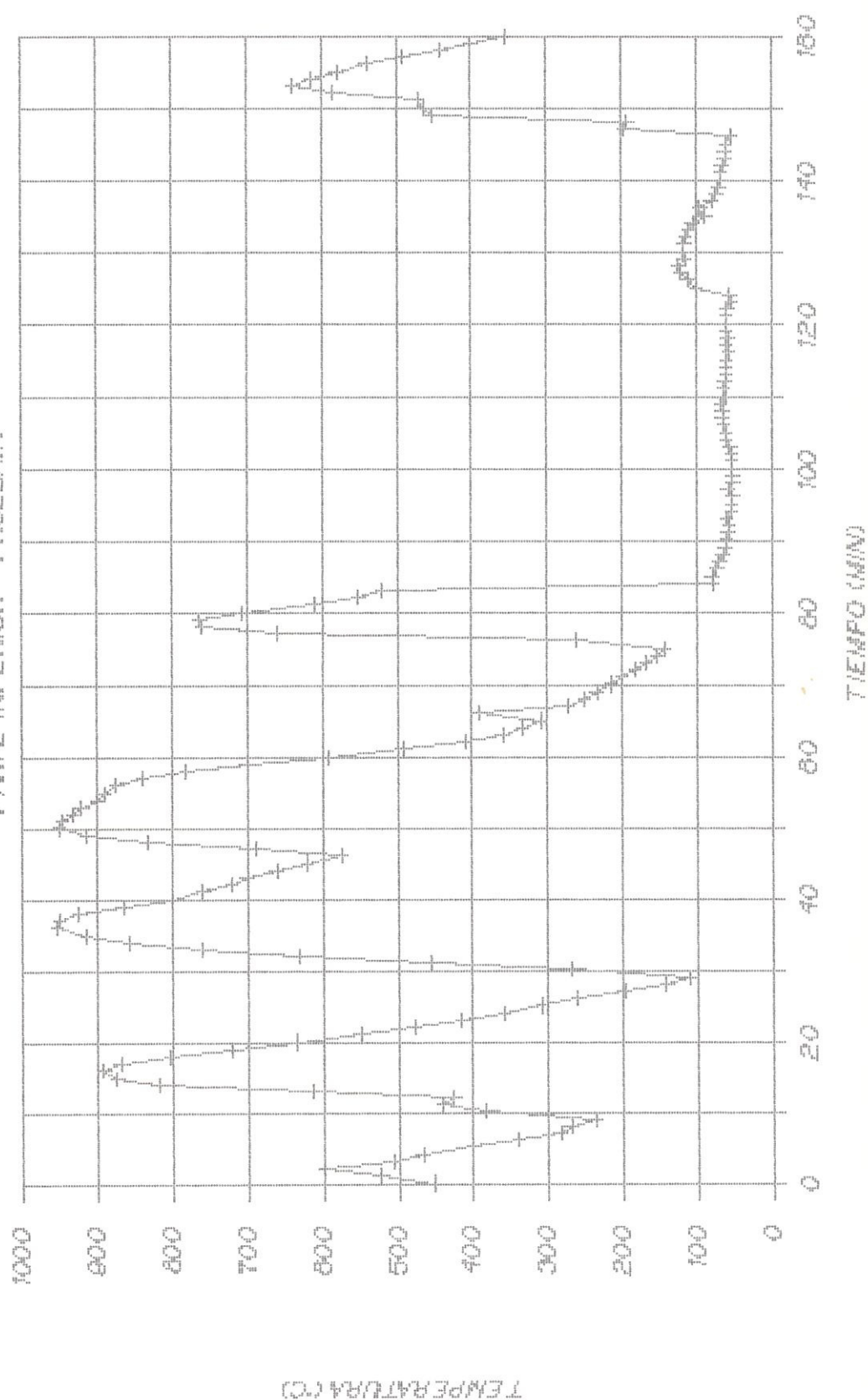


# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

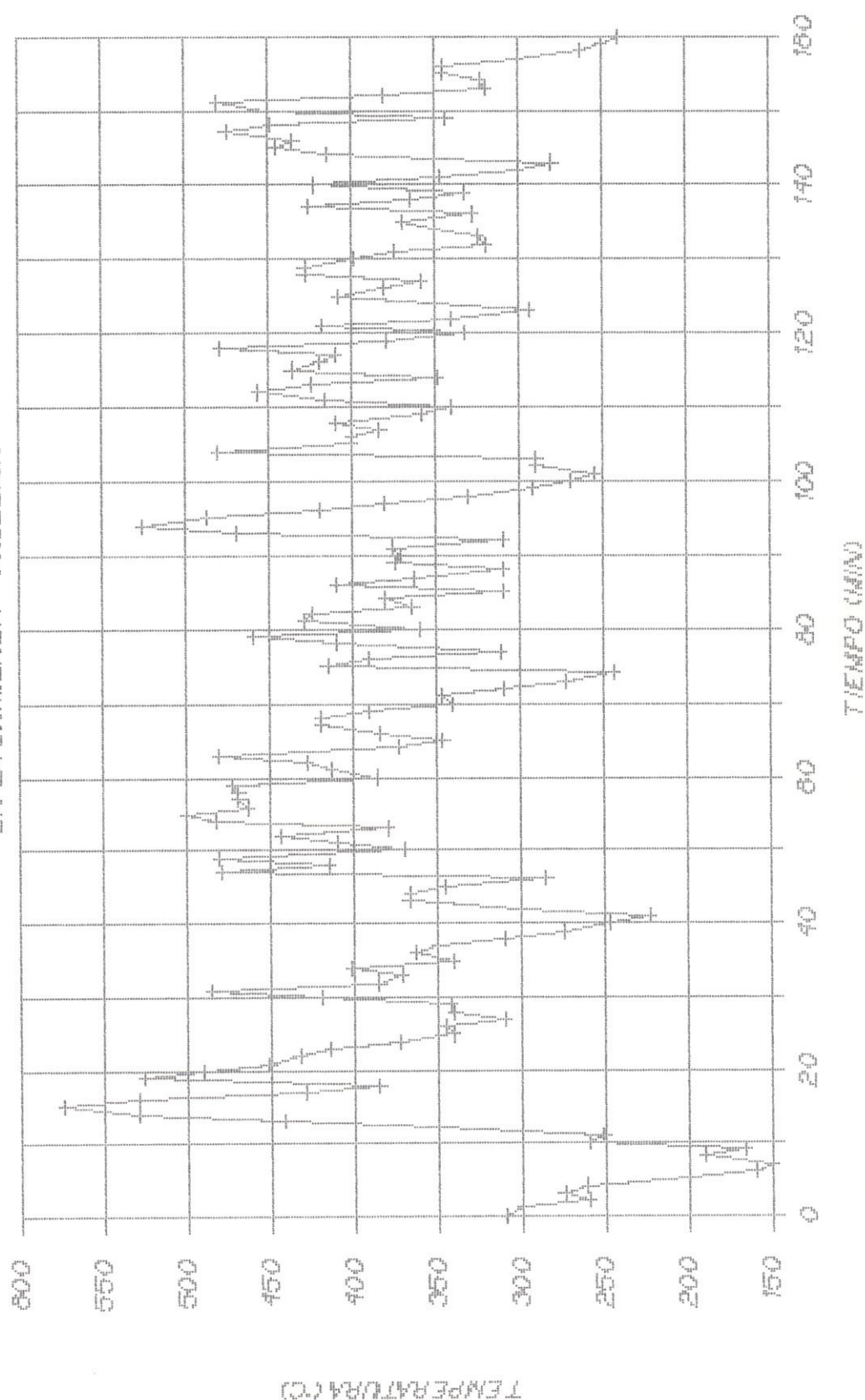
PARTE MEDIA - PRUEBA#7





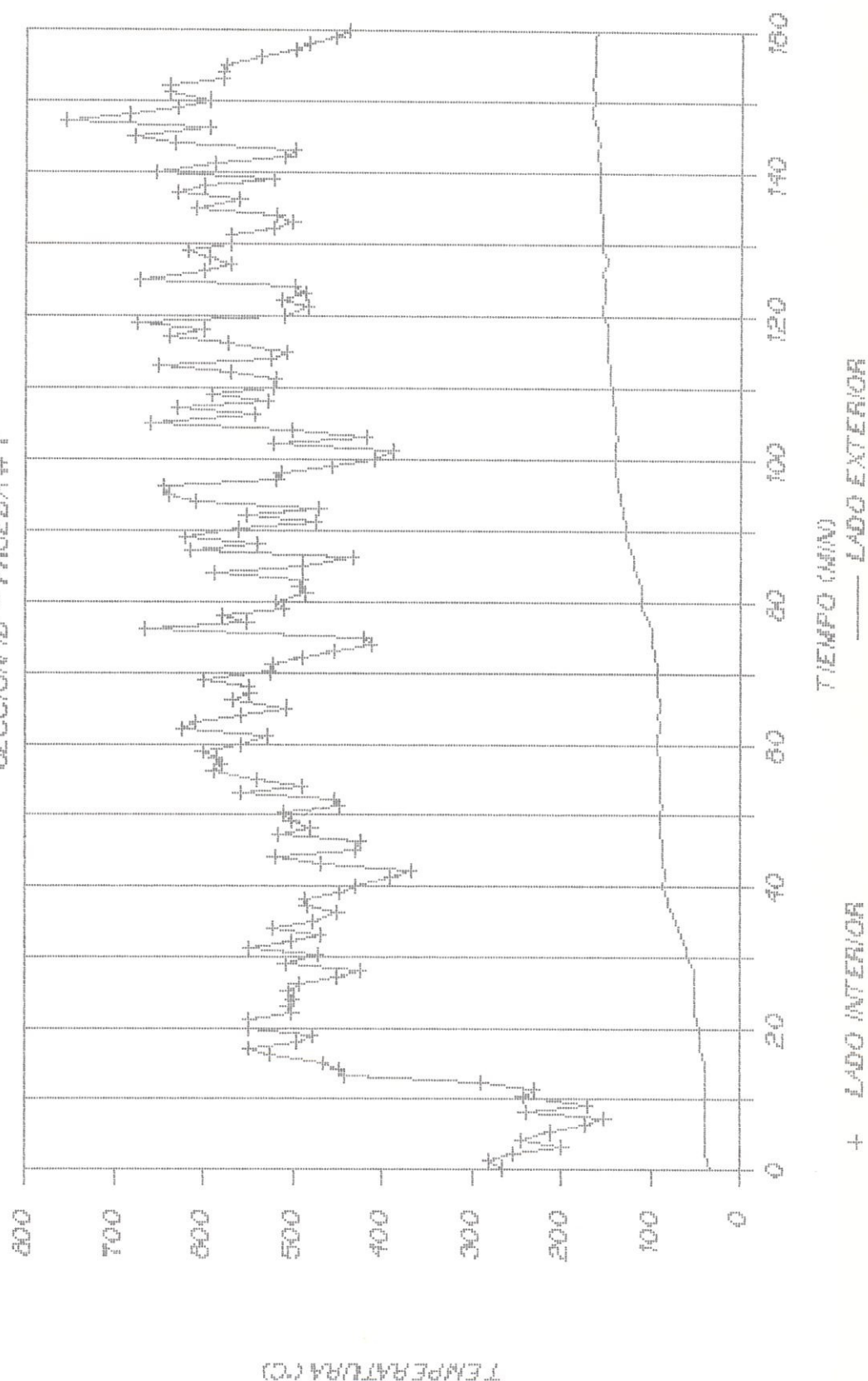






# TEMPERATURA DE LA PARED DEL HORNO

SECCION 1D - PRUEBA #7



## TEMPERATURAS DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HOGAR

## PRUEBA # 7

MEDICION Nº	TEMPERATURA (°C)
1	509
2	625
3	568
4	549
5	535
6	606
7	544
8	564
9	497

\* Temperaturas Estimadas

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 7

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	88	60	95	64	90	60	89	85	90	82	68	50	87	121	86	121	71	53	80	52	50	42	41	40
3	151	91	70	96	120	101	115	95	75	70	58	50	96	148	102	169	45	45	51	44	43	43	45	44
5	188	132	120	85	130	133	123	116	71	66	66	49	100	140	119	150	85	65	75	55	48	46	44	47
7	161	130	170	160	160	160	171	107	100	80	92	50	130	140	140	170	92	60	50	53	53	40	41	48
9	167	149	166	160	177	157	147	129	100	80	60	51	140	147	148	185	60	106	75	65	59	55	48	47

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 7

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	137	86	170	88	78	86	63	80	46	44	45	43	87	110	85	102	85	80	88	76	70	75	70	72
4	111	104	115	124	70	85	67	70	44	53	51	48	95	52	47	52	46	49	50	55	52	48	47	49
6	121	126	182	125	62	105	60	65	53	55	51	45	133	150	144	155	132	140	112	125	82	121	47	60
8	140	152	154	150	75	105	46	61	47	49	41	41	143	190	160	180	131	170	156	172	72	125	70	80



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 7

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	92	100	100
2	92	100	105
3	105	90	140
4	125	100	95
5	140	150	156
6	120	160	120
7	140	190	170
8	134	175	160
9	100	147	139

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 7

Distancia	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	300	380	200	200	400	200	100	200	280	280	100	220	400	300	220	300	340	
d2	380	460	380	200	400	240	400	340	400	400	340	440	440	420	440	480	500	
d3	400	540	440	460	420	340	440	380	500	480	320	460	500	500	620	520	600	
d4	400	540	560	600	480	380	480	300	540	480	360	500	480	520	520	620	700	
d5	420	540	560	600	480	380	600	300	540	520	420	580	500	660	600	640	720	
d6	420	500	520	580	440	380	620	100	400	500	440	580	480	640	580	680	660	

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 8

HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO NATURAL

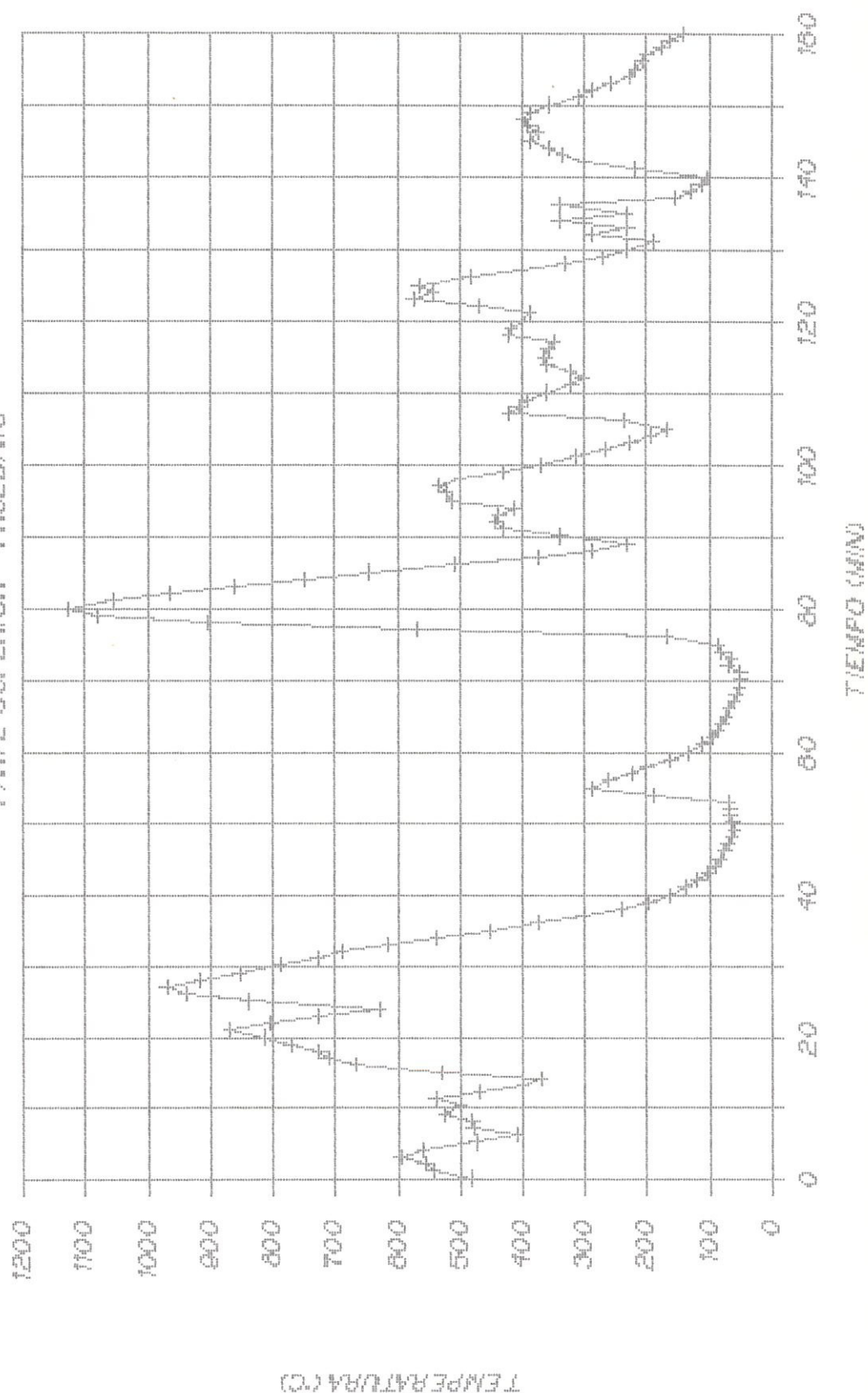
Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 33  
 Consumo de cascarilla : 16.69 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 161 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.001728 Kg/seg  
 6.21 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.107578 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	3.2	17.6	0
5	3.8	17.4	0
7	1.8	20	0
9	4.2	17	0

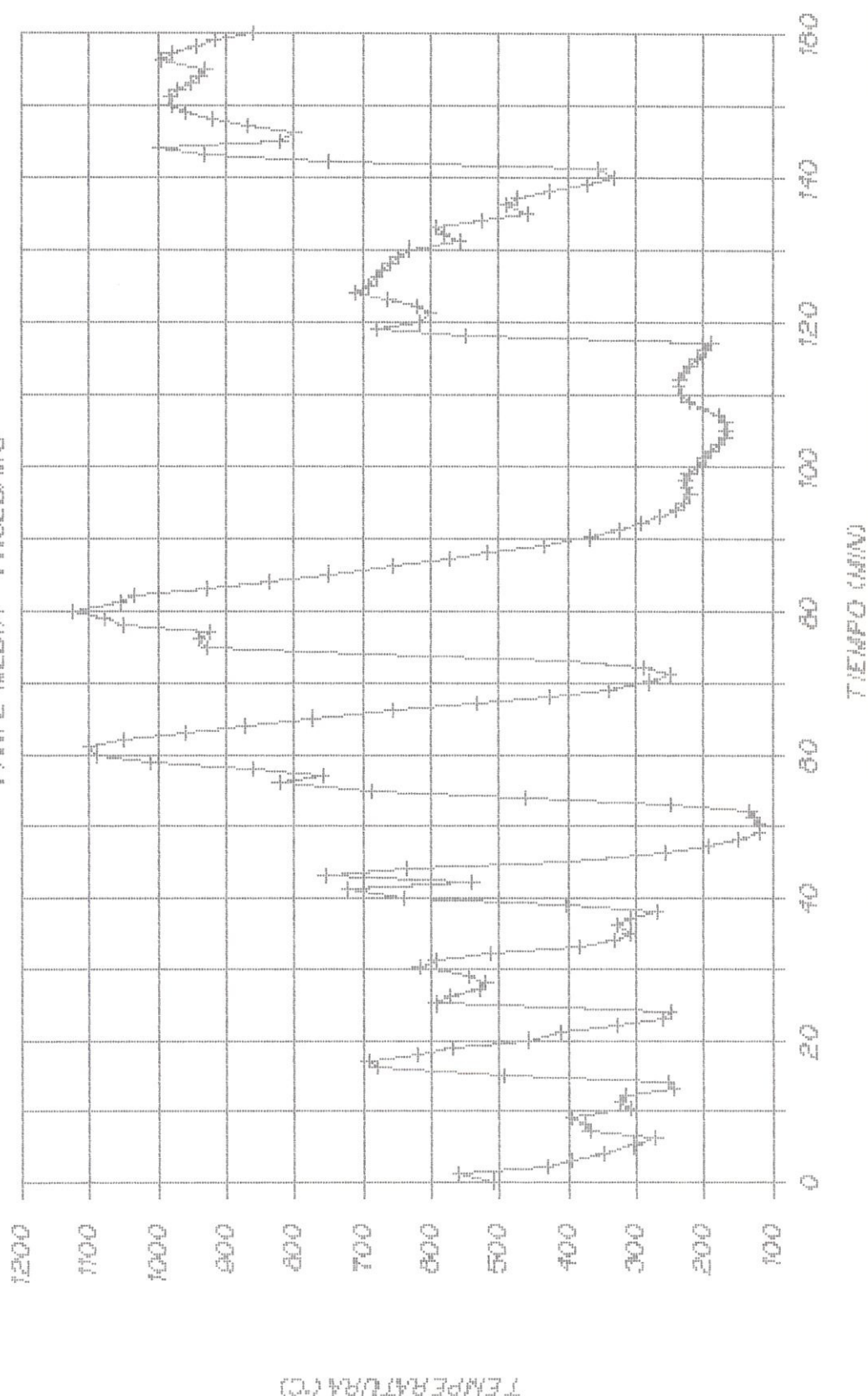
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE SUPERIOR - PRUEBA#3



# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

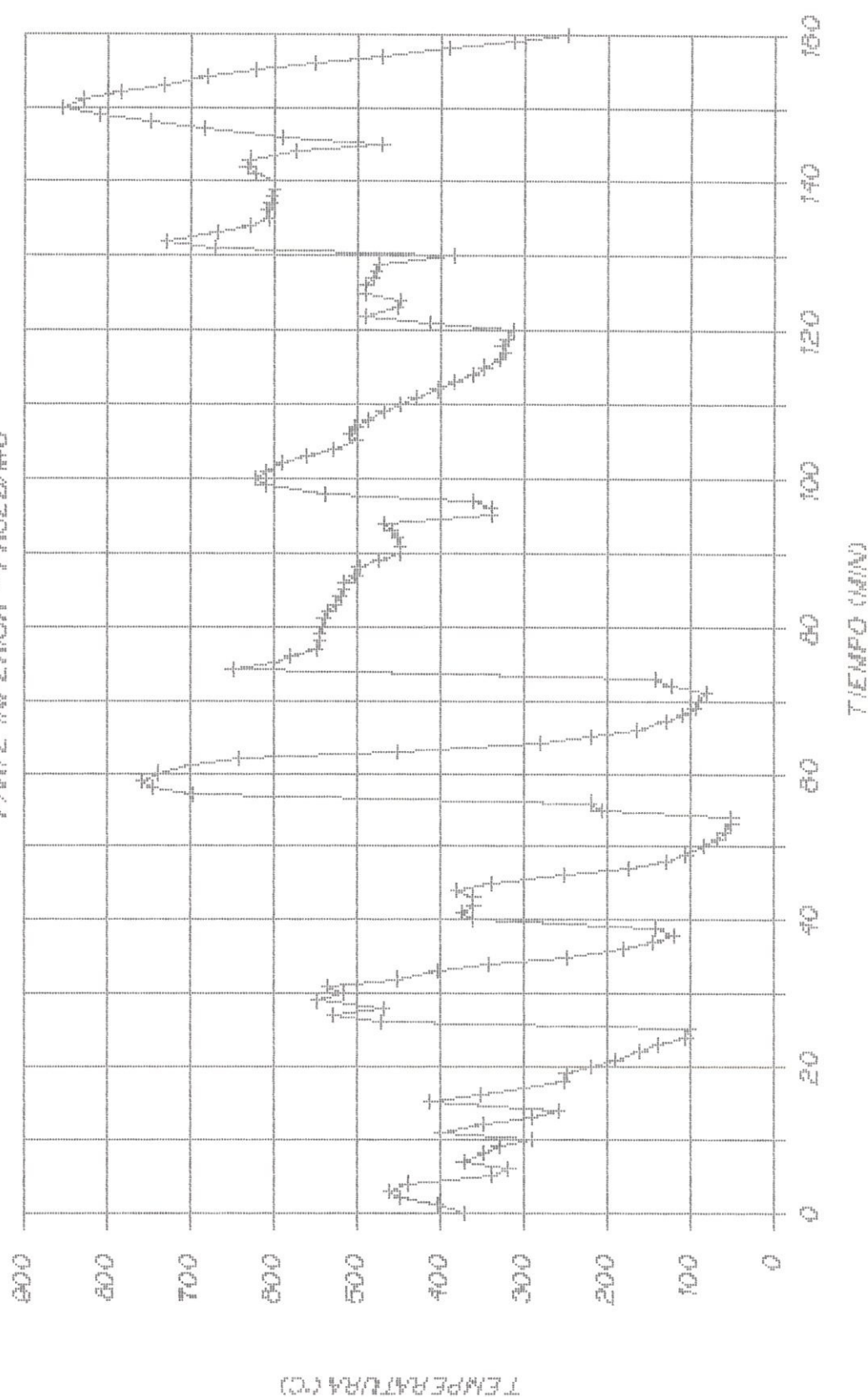
PARTE MEDIA - PRUEBA#8





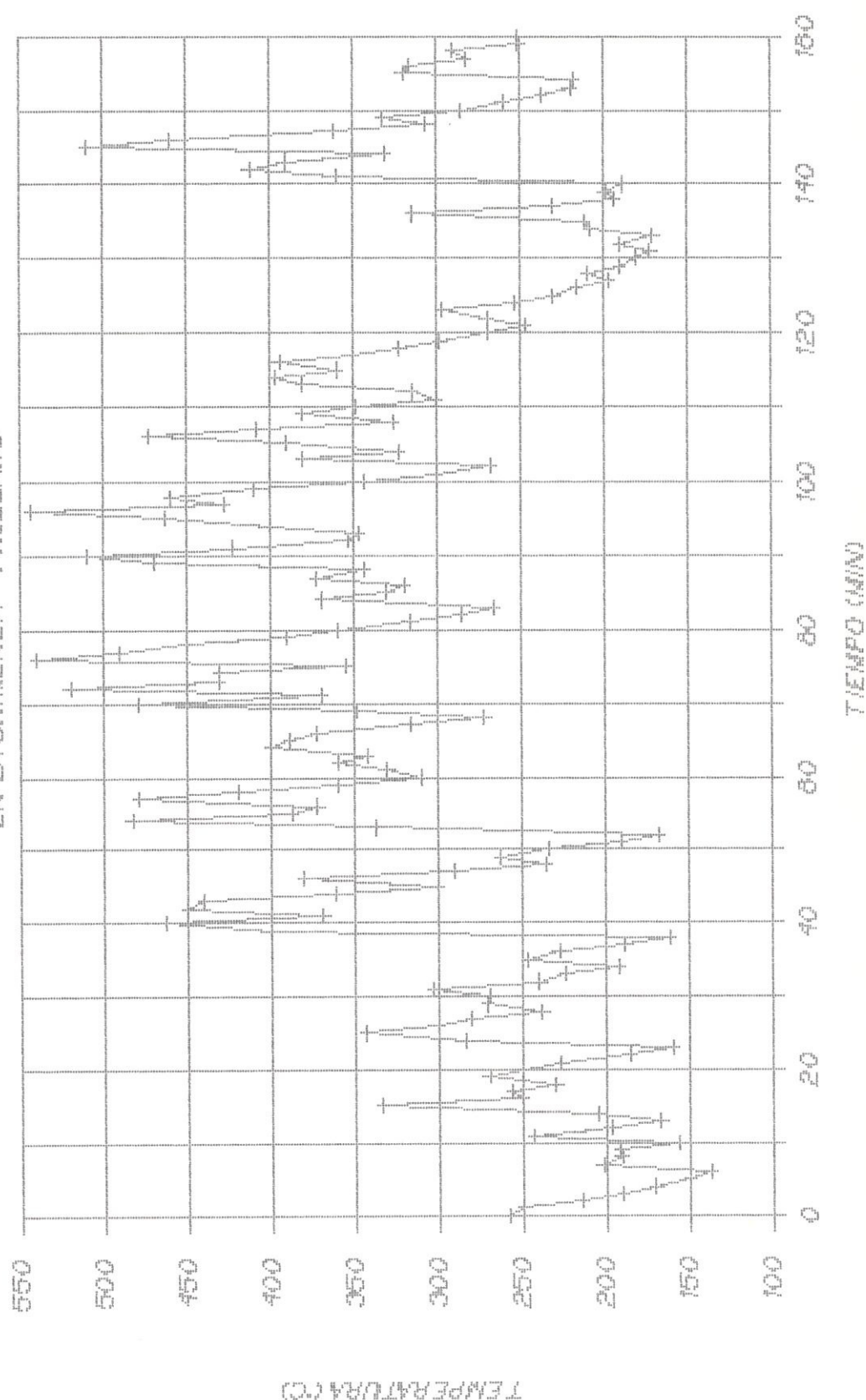
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA#8



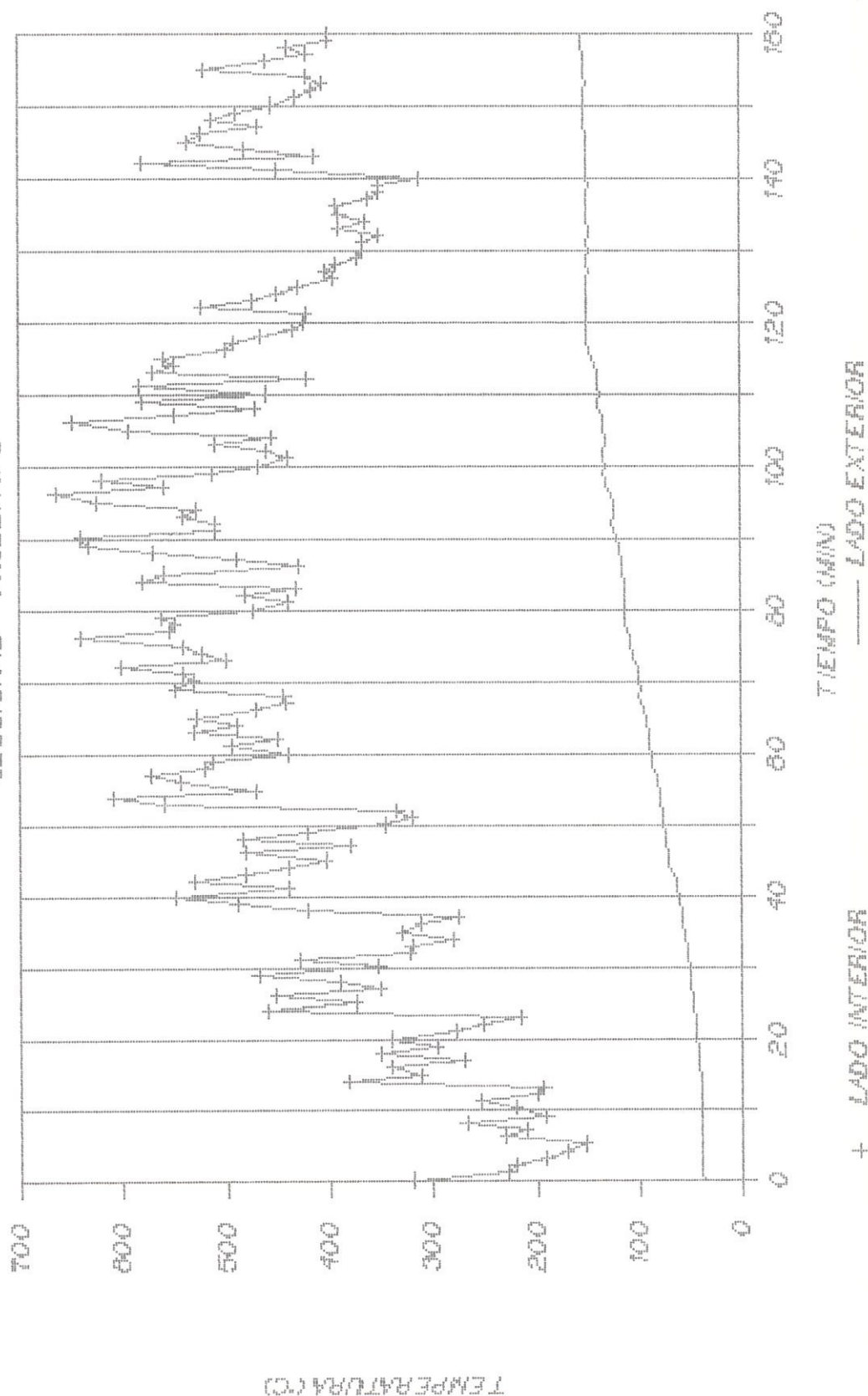
# TEMPERATURA DE LOS GASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#8



# TEMPERATURA DE LA PARED DEL HORNO

SECCION 1D - PRUEBA # 8



## TEMPERATURAS DE LOS GASES A LA SALIDA DEL HOGAR

## PRUEBA # 8

MEDICION Nº	TEMPERATURA ( °C)
1	437
2	482
3	551
4	553
5	600
6	538
7	333
8	460
9	401

\* Temperaturas Estimadas

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 8

MEDICION No	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	60	46	65	41	46	53	54	48	70	48	68	40	73	139	65	139	54	66	50	63	56	51	40	40
3	118	86	110	92	106	103	102	106	74	69	59	45	84	110	87	129	77	62	56	57	52	49	43	42
5	125	111	145	116	134	127	143	115	108	90	73	60	88	122	104	140	114	80	65	55	53	51	45	47
7	155	133	150	140	150	140	135	115	95	75	68	60	120	110	110	115	116	65	63	68	53	75	55	60
9	142	143	154	152	150	145	134	111	100	75	68	54	127	113	131	103	102	68	66	64	49	57	51	50



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 8

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	100	44	47	43	46	75	57	52	41	47	44	43	60	75	66	73	71	65	70	75	64	62	46	46
4	128	85	111	95	44	75	42	43	41	47	42	40	84	115	105	128	103	121	100	124	61	86	53	58
6	147	140	134	146	63	95	58	65	53	49	44	43	128	164	138	150	131	153	85	148	64	85	49	51
8	90	130	102	138	57	98	57	57	51	47	46	45	127	145	127	144	124	154	96	110	61	75	51	49

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 8

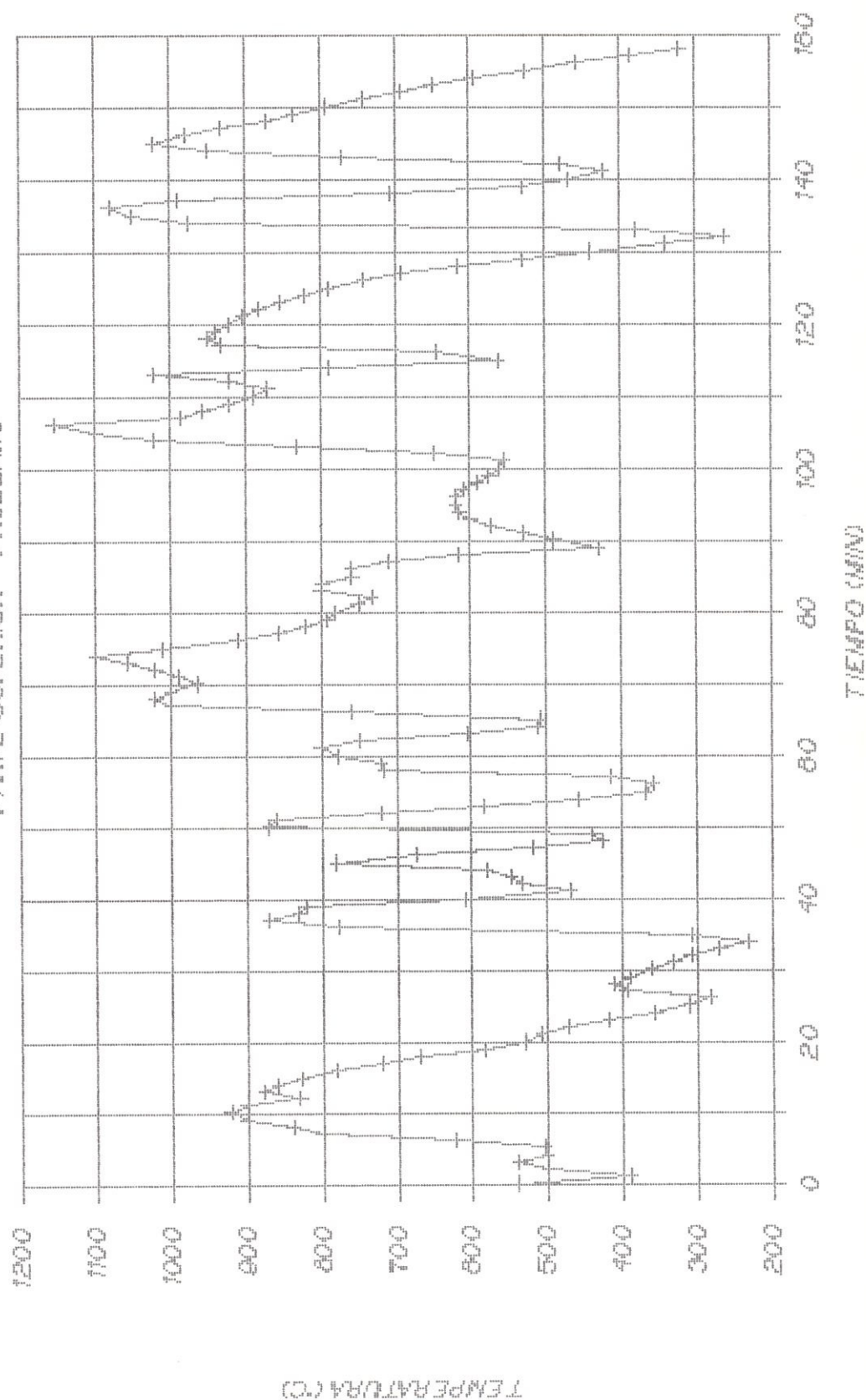
MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	49	60	68
2	82	89	84
3	106	165	140
4	125	155	145
5	156	178	182
6	150	180	158
7	160	200	183
8	140	150	137
9	141	175	170

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 8

	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
Distancia	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	100	200			100	100	100	100	100	100	100	100	100	440	260	340	400	600
d2	300	320			220	400	200	200	200	200	200	280	500	600	380	460	500	640
d3	320	440			320	480	300	340	300	300	260	340	580	660	500	520	600	700
d4	520	520			380	500	320	300	300	400	340	220	640	660	620	540	680	680
d5	540	480			380	520	380	380	320	440	340	200	660	640	660	560	700	700
d6	480	400			400	400	300	280	380	360	300	100	640	600	600	540	700	640

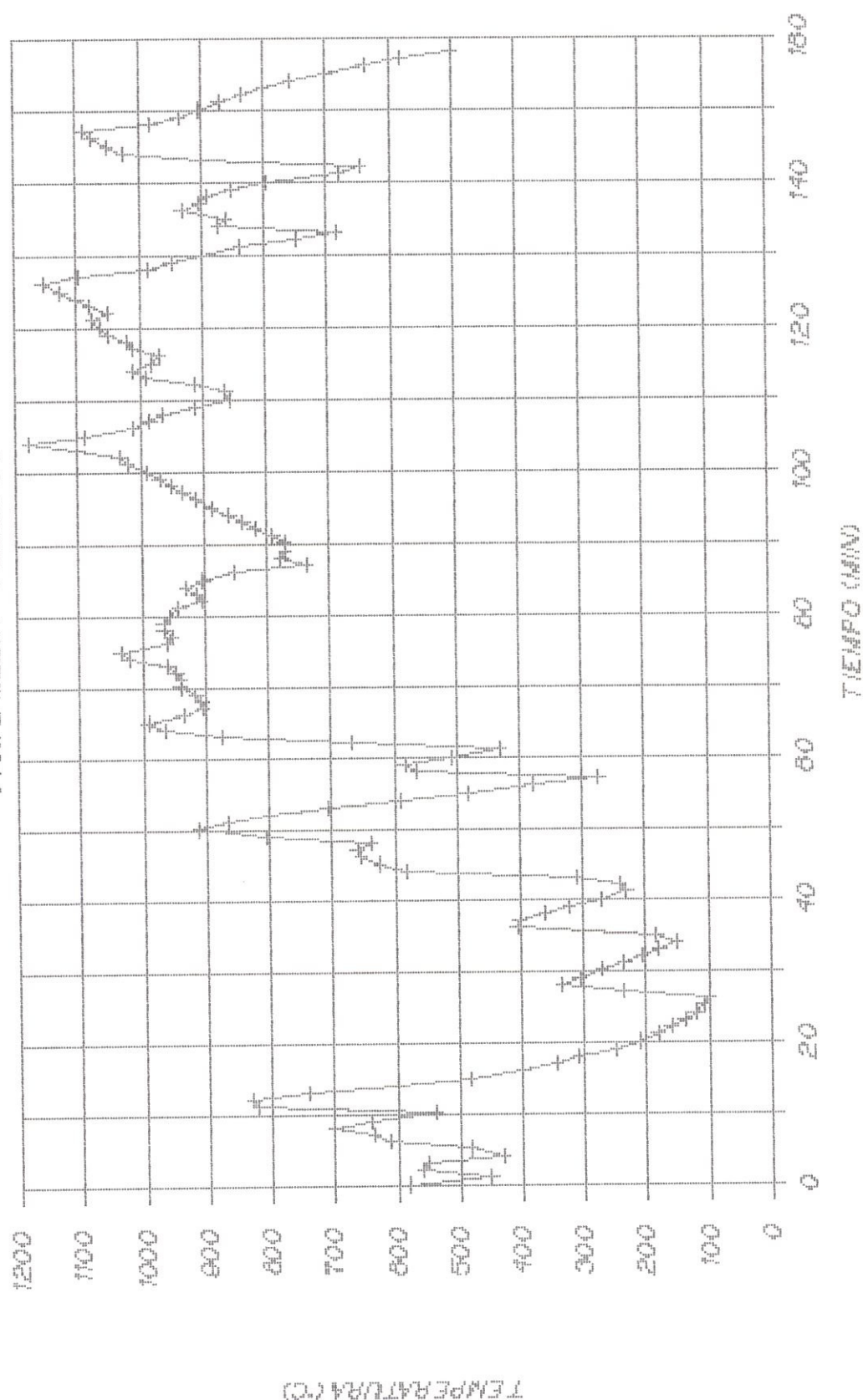


[illegible]



# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA#9



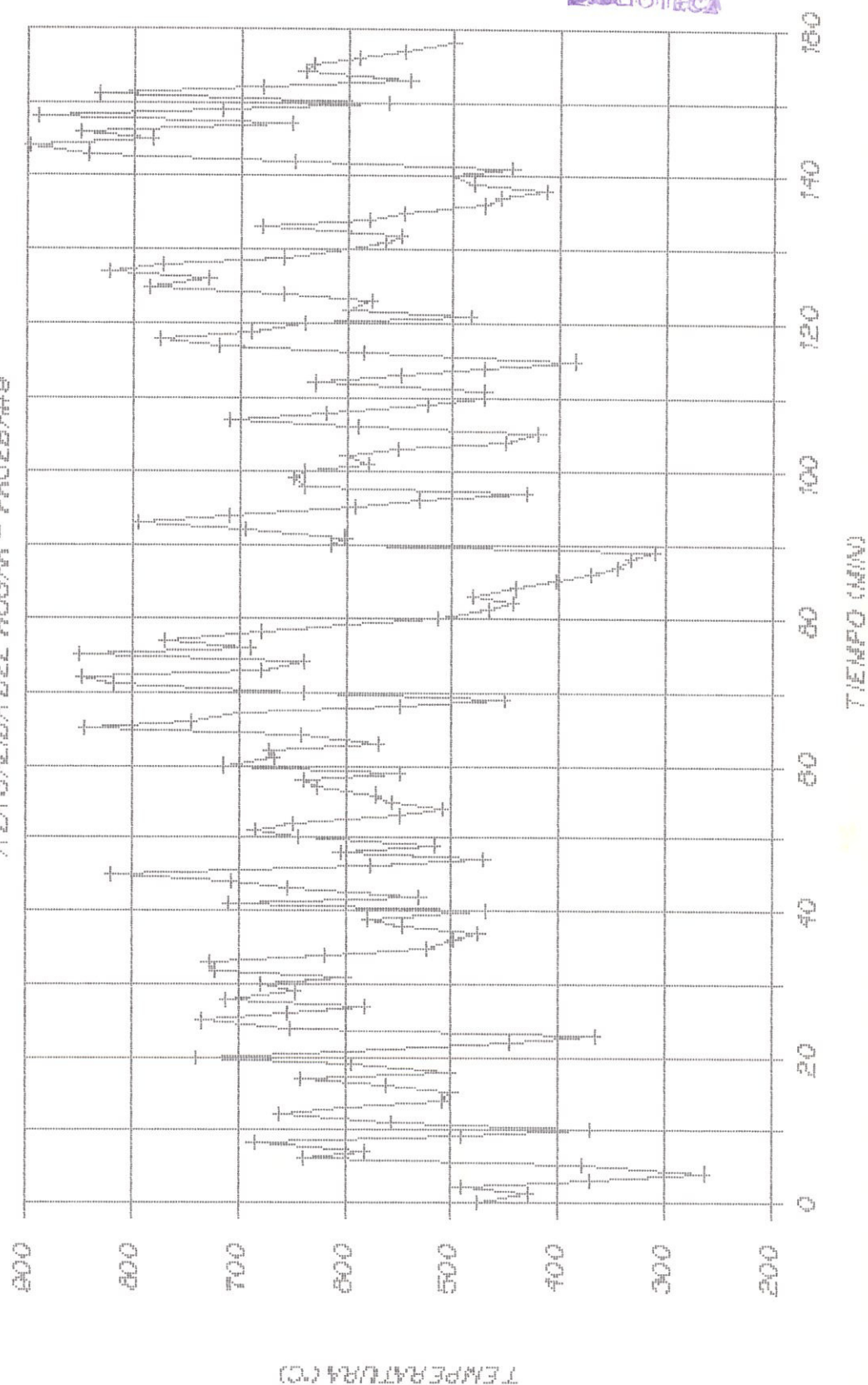




BIBLIOTECA

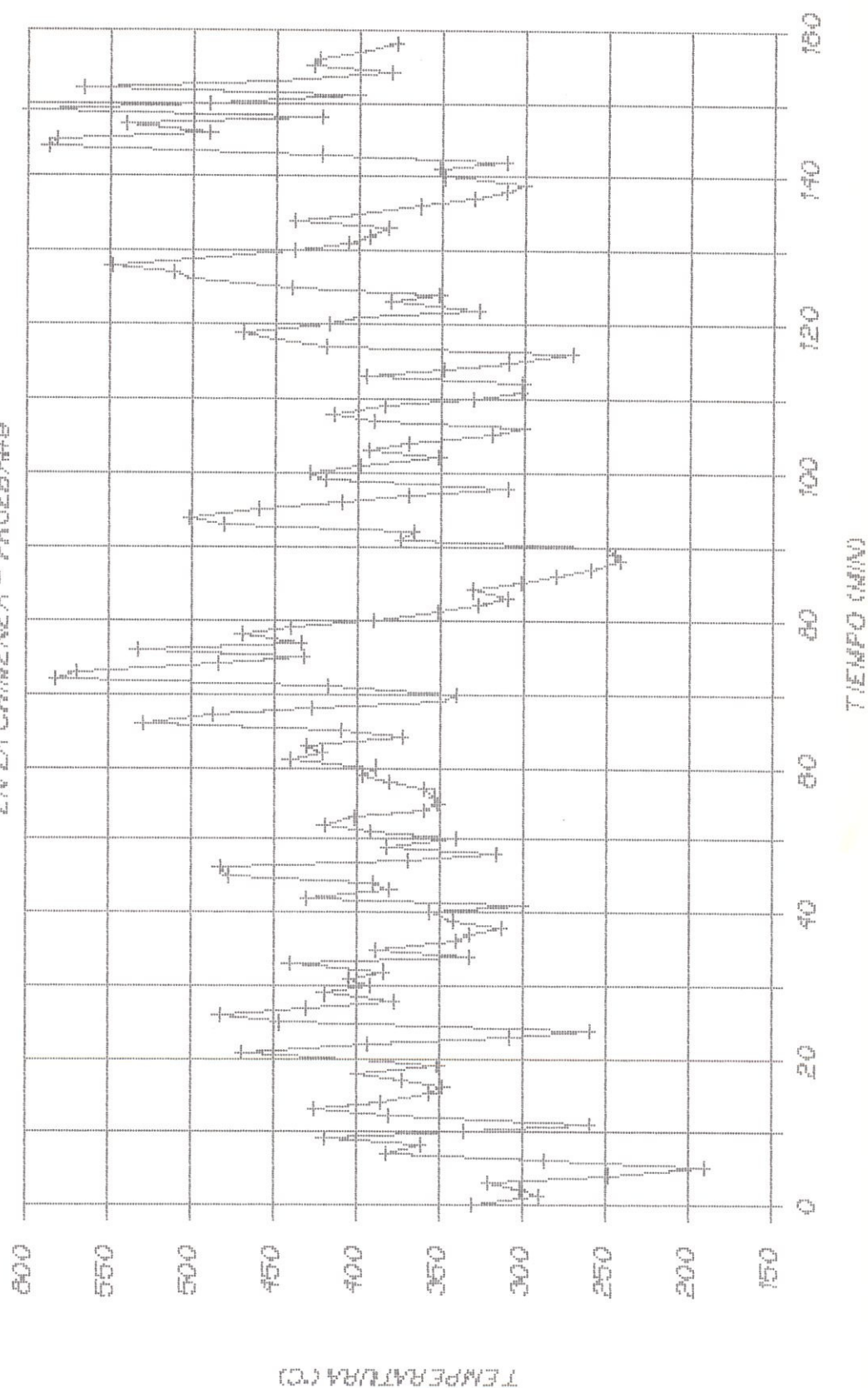
# TEMPERATURA DE LOS GASES

A LA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA#9



# TEMPERATURA DE LOS GASES

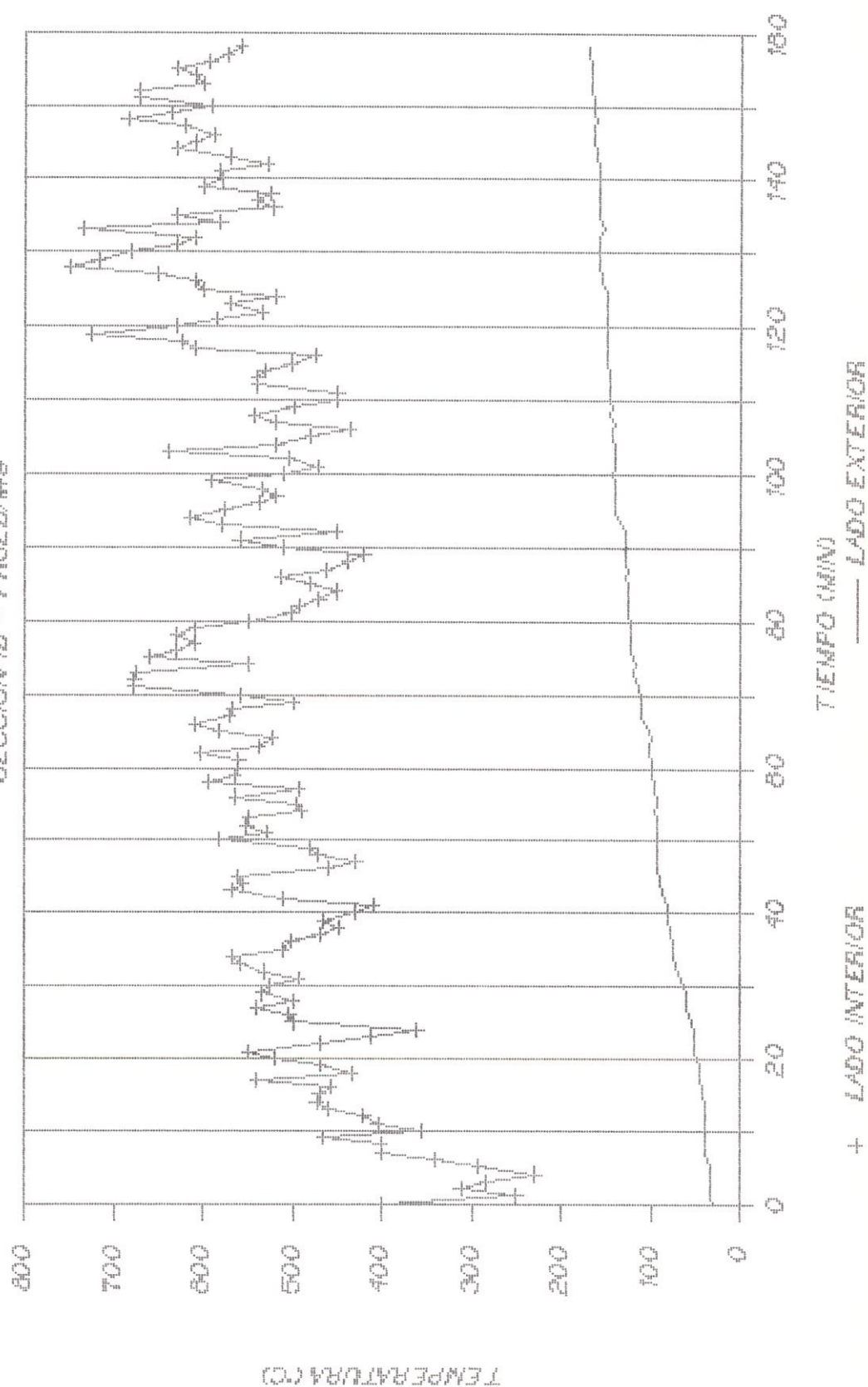
EN LA CHIMENEA - PRUEBA#9





## TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION ID - PRUEBA#9





## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 9

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	105	70	93	70	94	84	85	91	80	78	60	45	80	120	90	80	78	70	55	50	48	44	40	39
3	108	91	104	83	94	96	82	95	77	75	61	49	90	97	99	91	80	75	60	58	48	49	45	46
5	130	125	120	122	130	135	110	121	82	70	61	56	108	120	115	118	80	70	60	55	54	52	47	47
7	152	130	150	137	157	140	157	113	118	58	54	47	128	138	133	121	86	69	61	57	53	51	49	45
9	170	121	183	145	178	134	192	135	121	75	70	50	137	150	146	139	90	66	61	45	45	45	44	44

TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 9

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	87	67	78	71	55	56	55	47	45	42	41	40	60	75	66	71	68	70	67	70	65	64	53	52
4	121	105	105	107	60	66	58	48	59	47	46	45	116	150	115	115	122	106	100	142	63	103	47	63
6	85	105	108	115	70	88	76	70	65	58	54	50	110	98	115	120	105	150	100	120	60	90	50	75
8	110	140	115	125	70	105	75	71	60	55	53	50	130	140	145	160	136	170	100	160	70	100	50	75

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 9

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	97	115	116
2	80	90	75
3	105	145	140
4	140	165	145
5	147	153	125
6	150	160	255
7	139	140	103
8	160	170	160
9	165	178	168

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 9

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	120   440	320   480	320   480	340   500	200   400	360   300	380   400	300   420	240   340
d2	140   560	620   580	640   560	580   640	240   380	540   540	640   640	580   660	520   520
d3	700   660	700   620	680   620	660   760	280   300	640   620	720   700	620   720	620   620
d4	720   700	680   720	680   660	620   780	300   200	660   660	740   720	680   760	640   720
d5	740   720	640   740	700   700	600   760	320   220	680   680	760   780	700   780	660   800
d6	720   680	660   700	700   780	580   720	300   200	660   660	720   740	680   740	640   780

## TIRO EN LA CHIMENEA

## PRUEBA # 9

MEDICION Nº	TIRO (PULG. AGUA)
1	0.03
2	0.04
3	0.05
4	0.03
5	0.04
6	0.03
7	0.03
8	0.03
9	0.04





## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 11

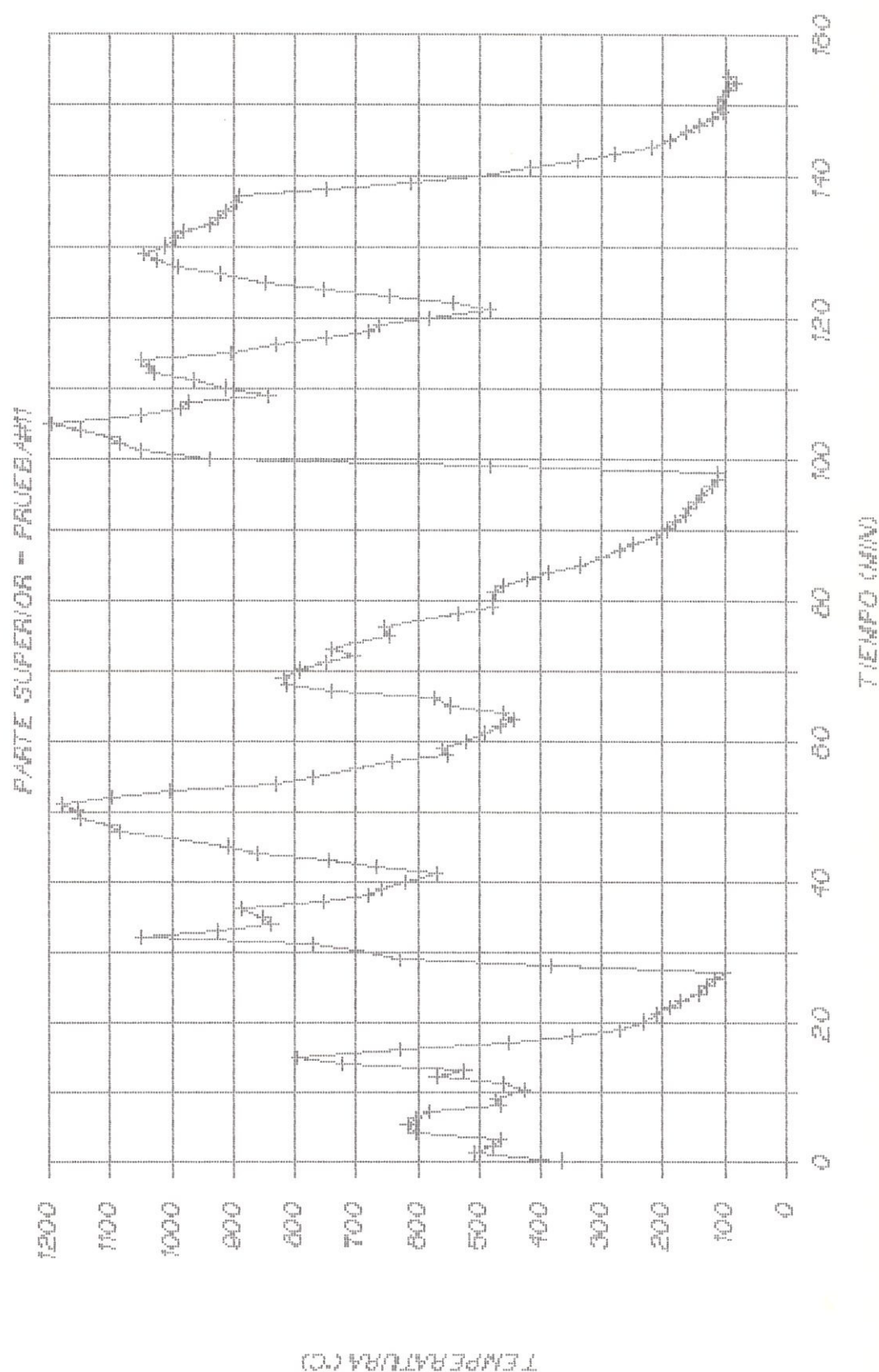
## HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO NATURAL

Inclinación de la parrilla : 50°  
Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 33°C  
Consumo de cascarilla : 22.56 Kg  
Tiempo de duración de la prueba : 154 min  
Flujo másico de cascarilla : 0.002441 Kg/seg  
8.79 Kg/hr  
Volumen de la cámara de combustión : 0.104630 m<sup>3</sup>  
Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min

## ANALISIS DE LOS GASES

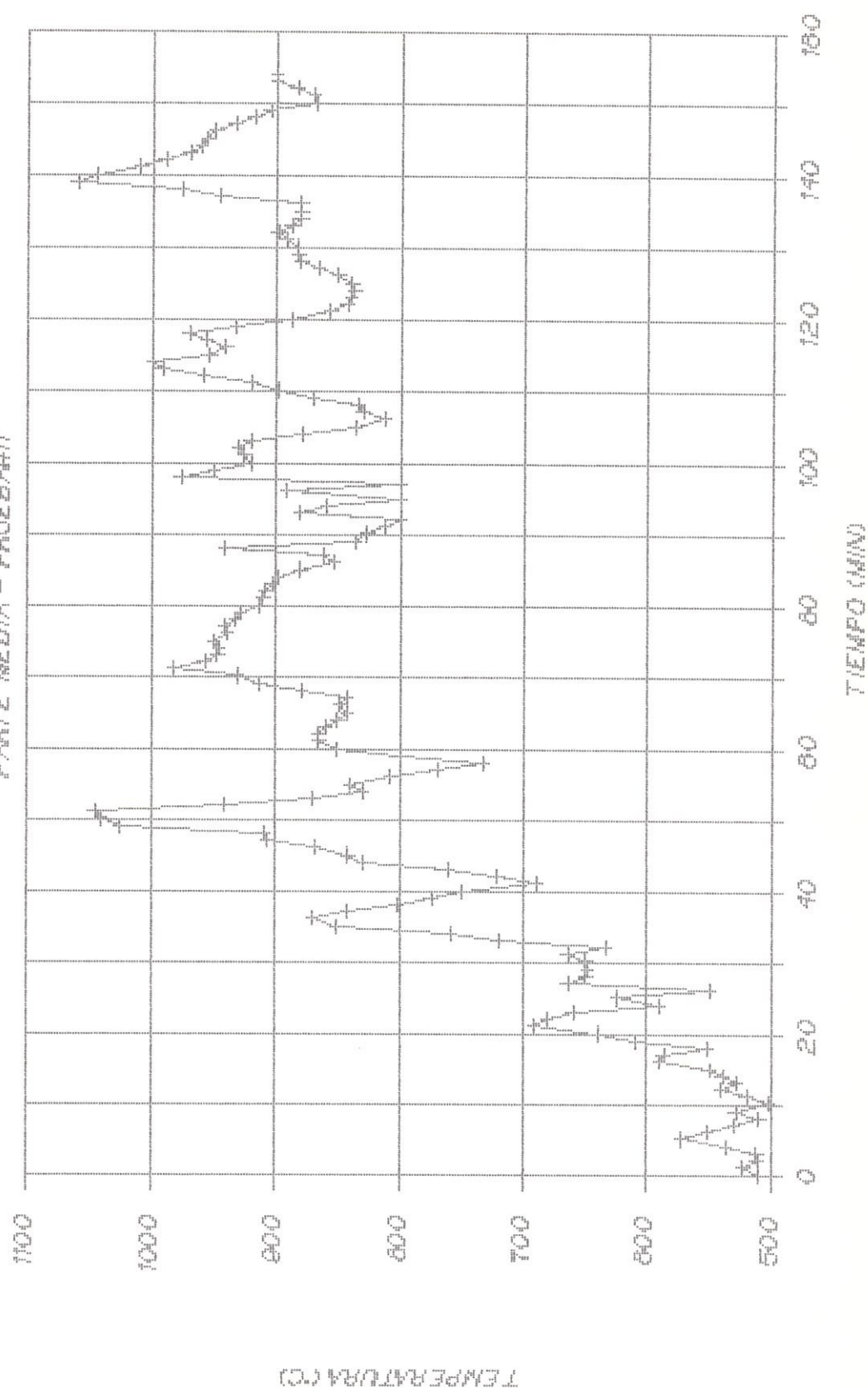
MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	7.8	13	0
5	4.6	16.6	0
7	5.2	16	0.2
9	7.2	14.2	0.2

# TEMPERATURA EN LA PARRILLA



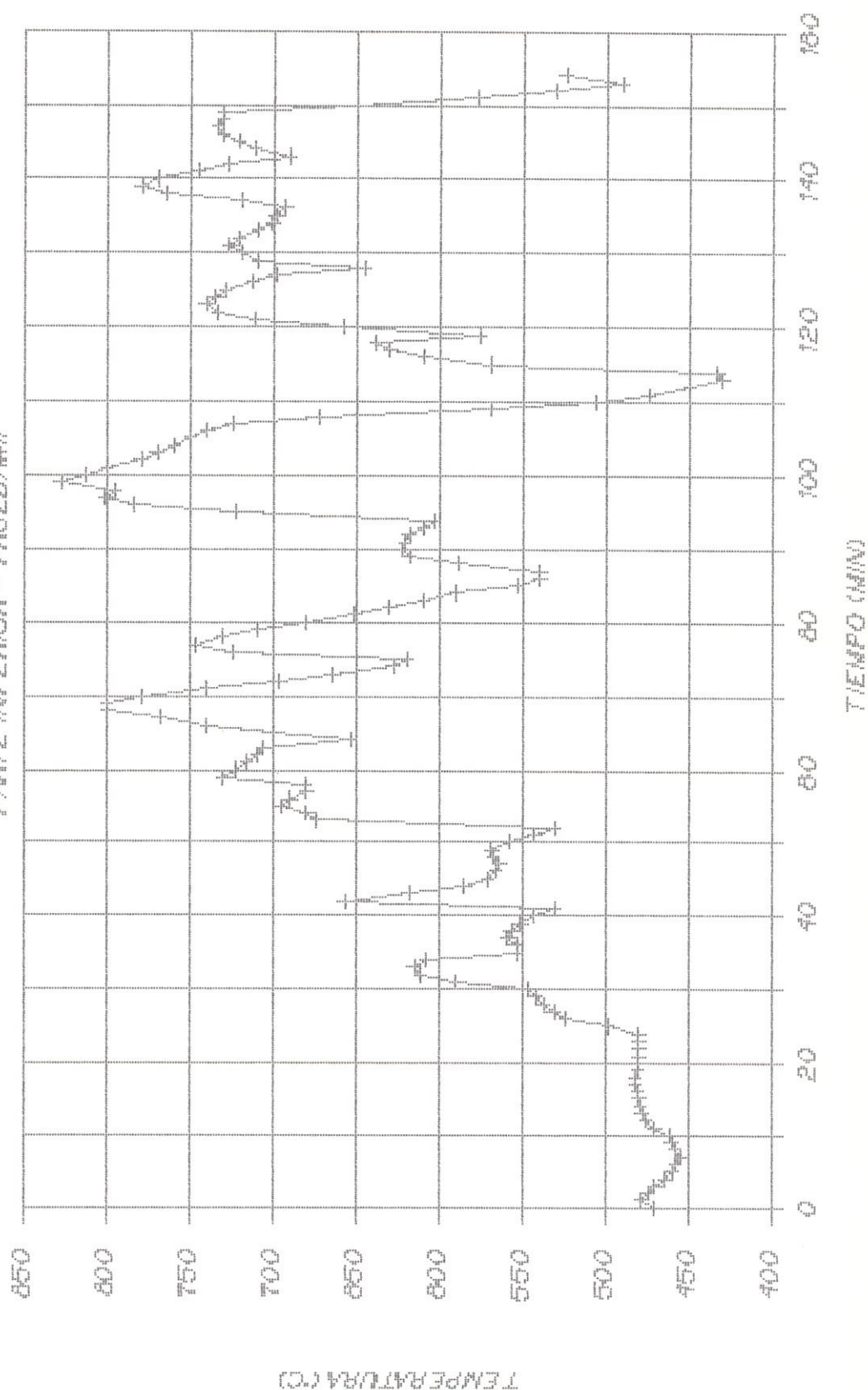
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA/HT



# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

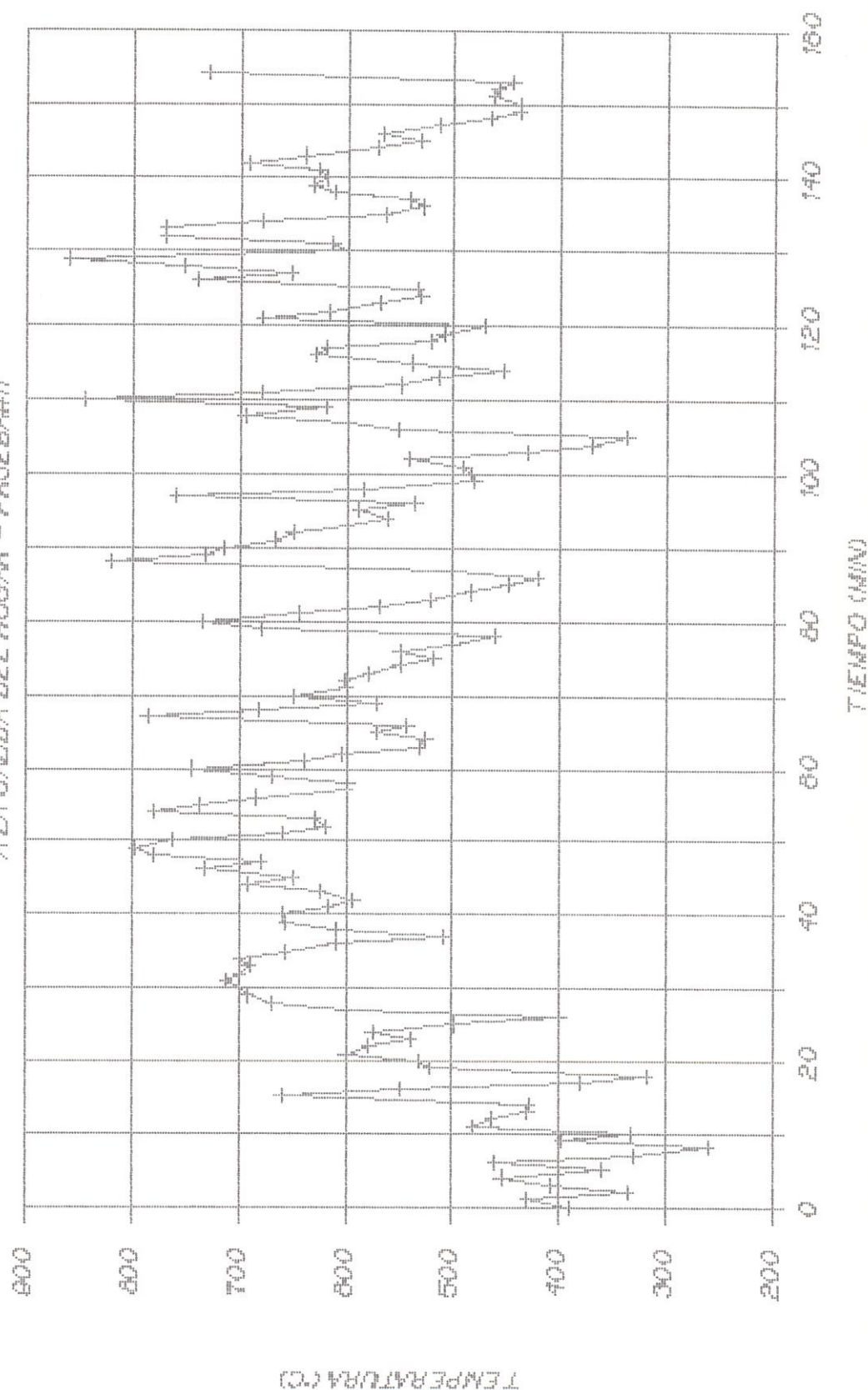
PARTE INFERIOR - PRUEBA #11





# TEMPERATURA DE LOS GASES

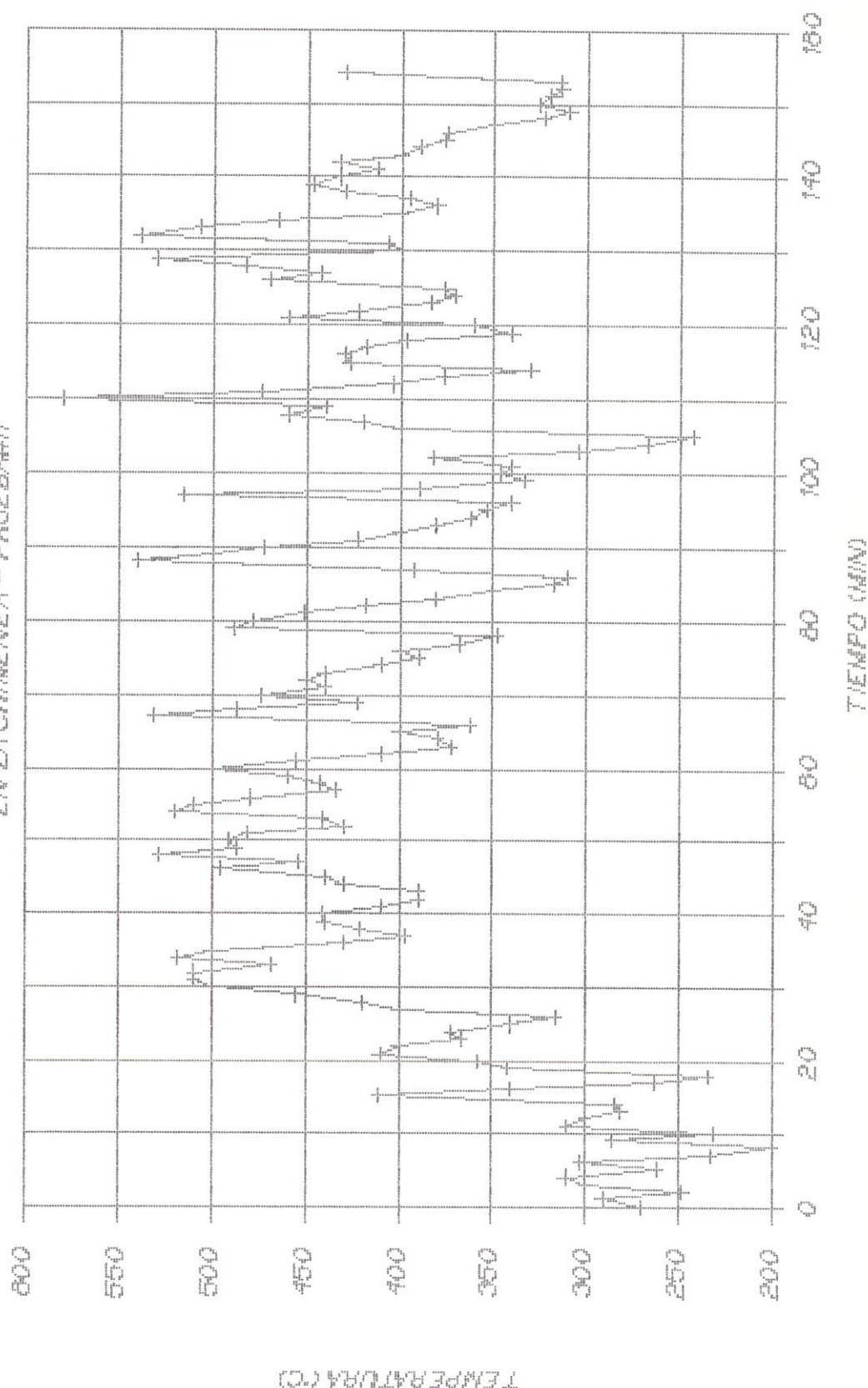
ALA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA#11





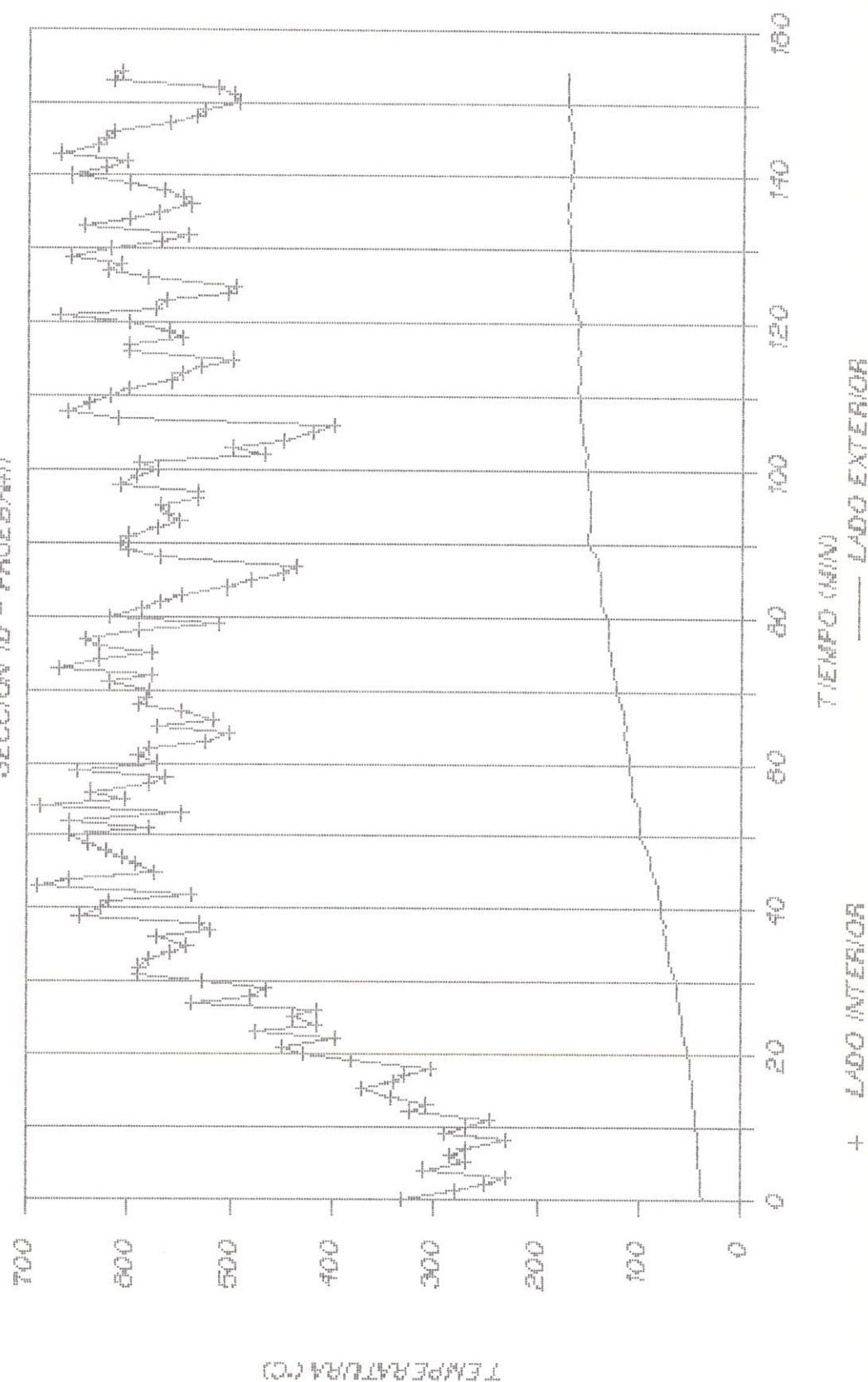
# TEMPERATURA DE LOS GASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#11



# TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION ID - PRUEBA#11



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 11

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	73	60	74	52	82	56	80	64	85	64	62	50	50	100	90	98	65	77	54	75	50	68	48	57
3	120	95	85	95	110	105	90	105	85	85	60	58	92	110	90	86	75	70	65	50	55	57	60	62
5	144	120	137	124	135	115	130	115	90	85	75	50	60	82	118	112	100	70	68	61	70	63	65	67
7	125	138	165	132	84	103	141	134	96	83	56	46	124	115	111	111	88	81	74	74	64	70	61	60
9	185	159	160	147	146	152	174	131	123	79	67	52	140	110	140	107	98	75	64	48	64	62	65	64



TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 11

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	108	77	128	79	99	86	79	65	59	46	39	40	70	110	81	95	84	104	82	100	80	93	65	66
4	80	115	102	95	80	85	71	63	61	59	55	50	88	114	99	112	122	134	98	112	82	96	65	69
6	101	97	95	115	75	96	68	63	63	59	52	51	121	138	136	145	154	154	93	111	90	93	57	63
8	105	127	122	127	77	78	80	73	72	65	61	60	111	160	136	170	143	170	117	151	67	91	63	65

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 11

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	97	113	101
2	90	108	84
3	130	165	145
4	131	144	130
5	117	150	134
6	135	178	138
7	165	192	163
8	143	153	136
9	78	170	174



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 11

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	460   480	420   480	560   480	420   400	440   400	480   400	400   400	400   480	400   400
d2	600   600	660   600	640   580	620   600	600   520	540   500	580   540	540   600	600   500
d3	660   640	700   700	660   660	680   660	640   620	620   600	640   600	620   700	660   640
d4	680   660	740   780	660   700	640   640	680   660	680   620	620   640	640   740	680   680
d5	700   720	760   800	680   740	620   580	640   680	680   660	640   660	680   700	700   700
d6	720   700	720   800	640   780	600   500	620   640	660   640	600   600	660   680	720   720

## TIRO EN LA CHIMENEA

## PRUEBA # 11

MEDICION Nº	TIRO (PULG. AGUA)
1	0.03
2	0.03
3	0.03
4	0.03
5	0.03
6	0.03
7	0.04
8	0.04
9	0.02

### APENDICE F - 3

DATOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS DEL HORNO OPERANDO CON  
TIRO INDUCIDO Y AISLADO



# DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 12

### HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO

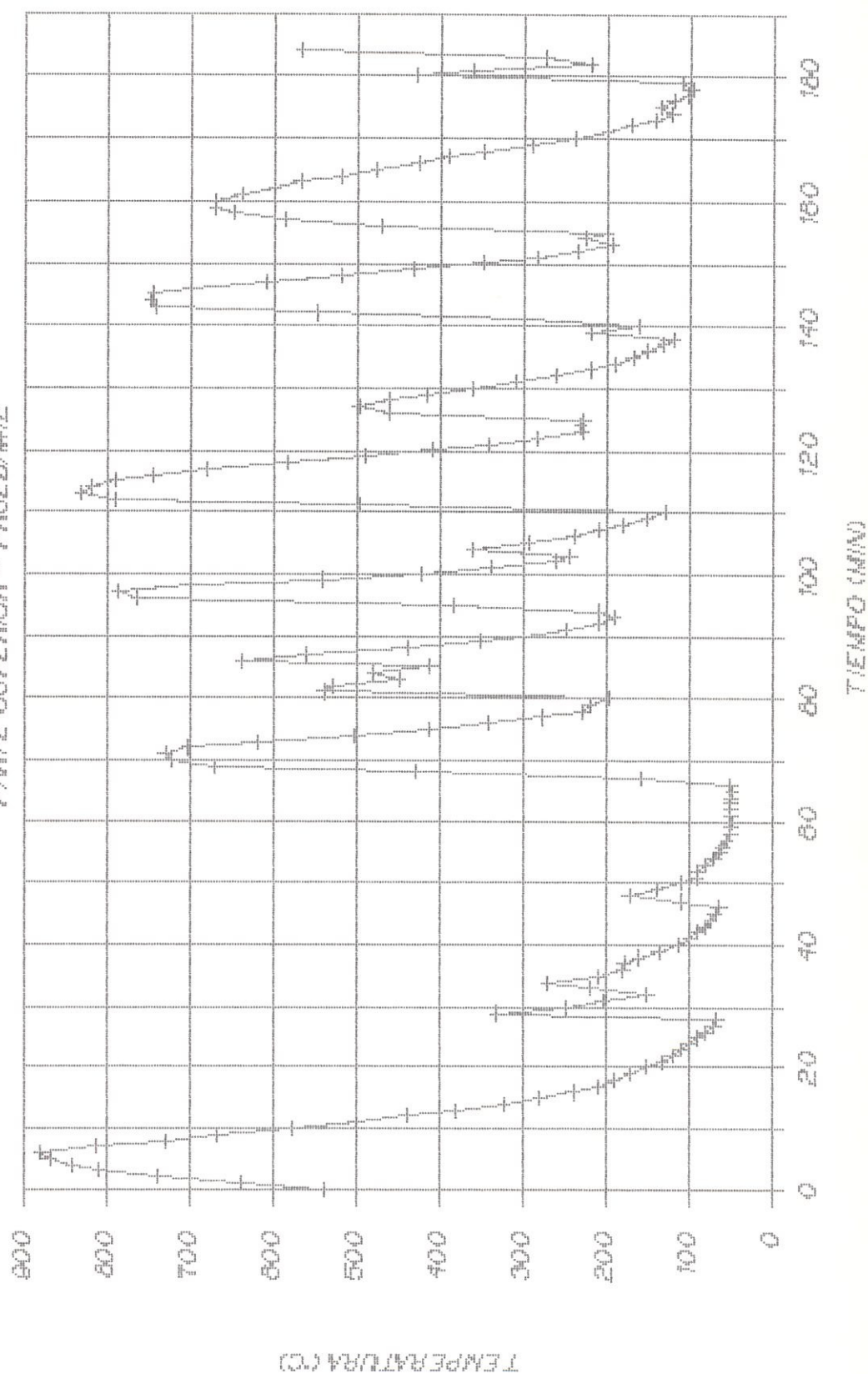
Inclínación de la parrilla : 50°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 28°C  
 Consumo de cascarilla : 31.61 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 185 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.002848 Kg/seg  
 10.25 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.104630 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 60 min  
 Humedad relativa ambiental : 80 %  
 Presión estática simulada : 22.66 mm de agua

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	7	12.8	0.6
5	9.8	10.6	0
7	5.6	15	0
9	8.4	12	0

# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

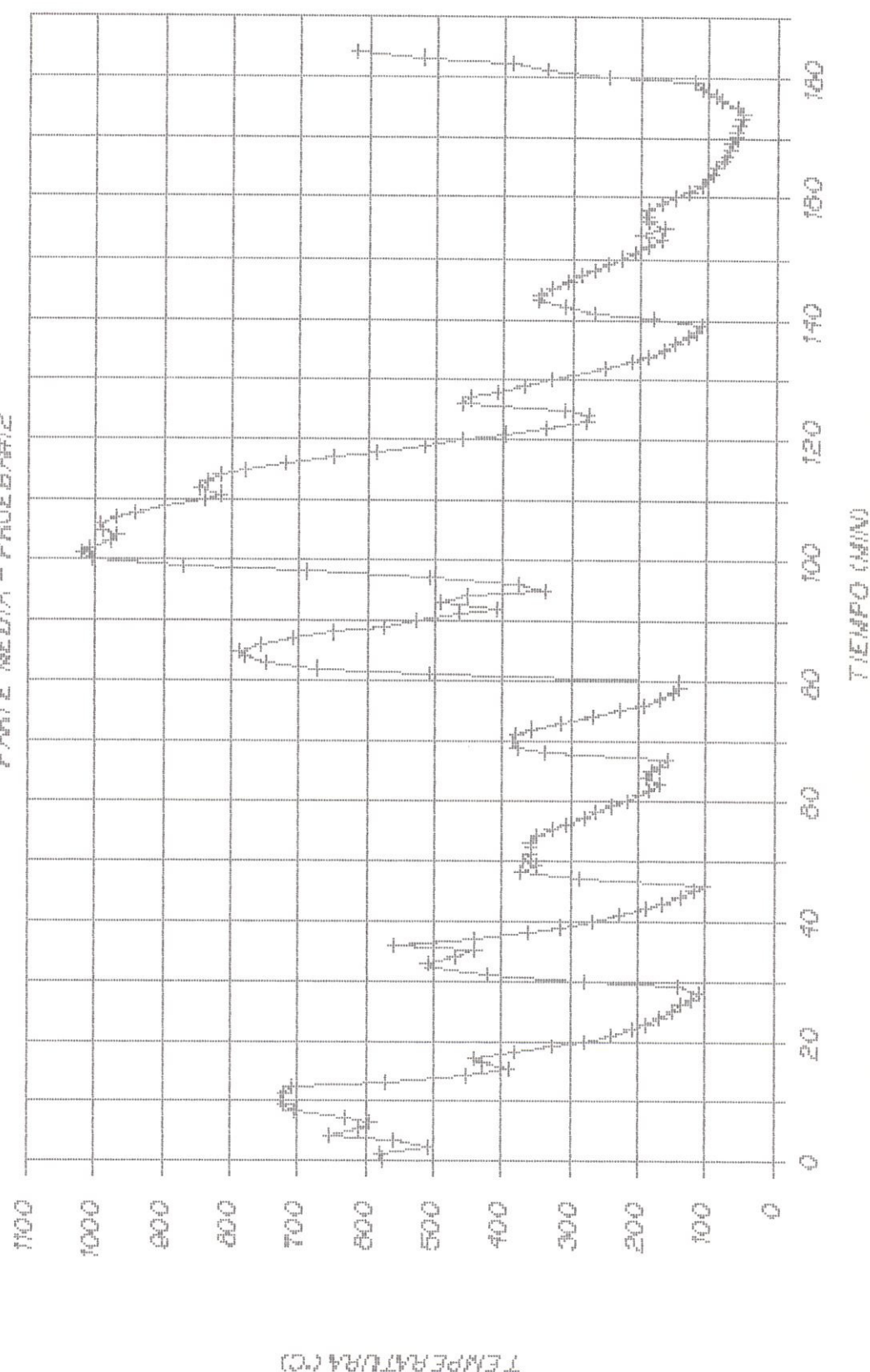
PARTE SUPERIOR - PRUEBA#12





# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

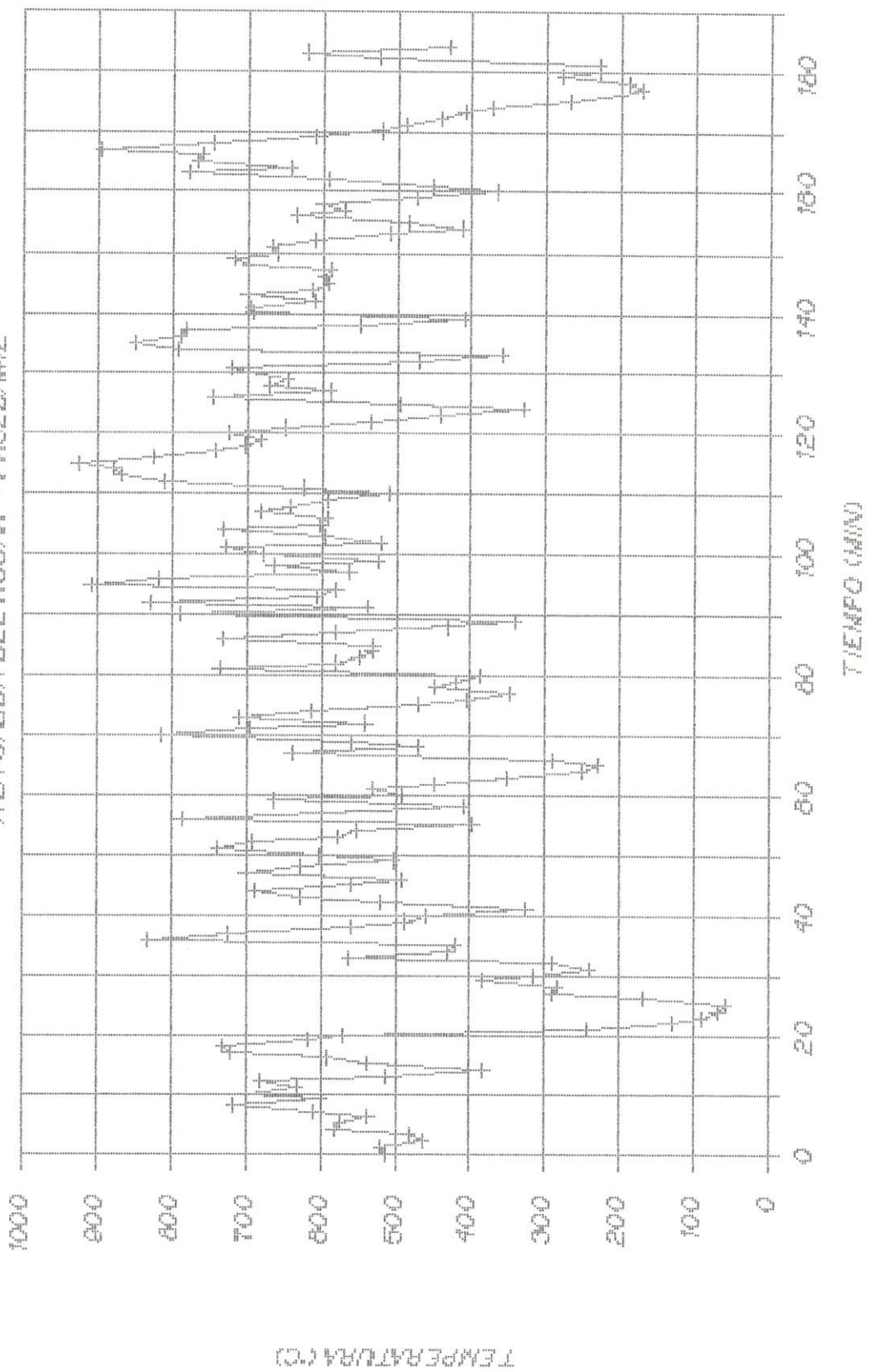
PARTE MEDIA - PRUEBA#12





TEMPERATURA DE LOS CASES

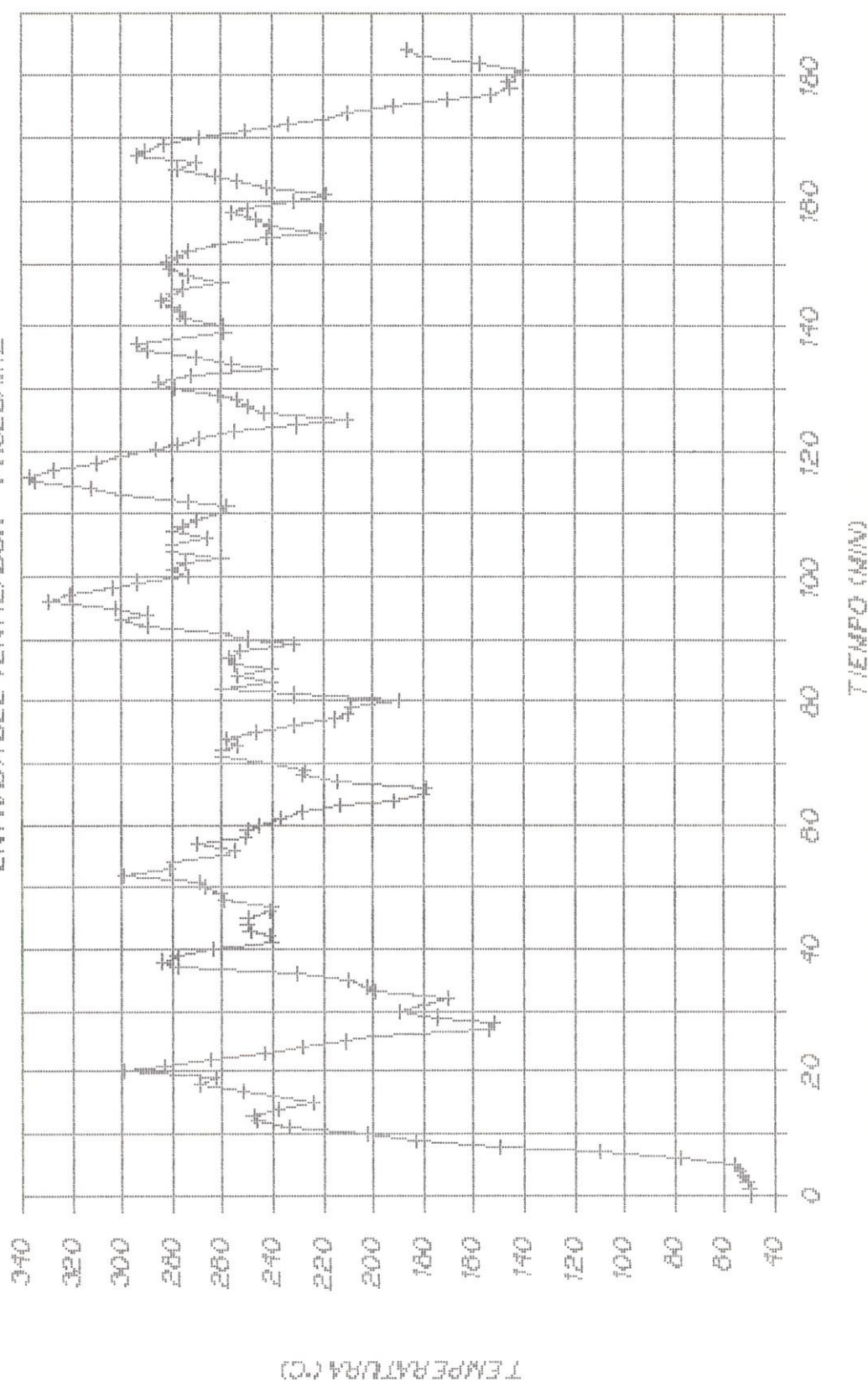
ALA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA#12





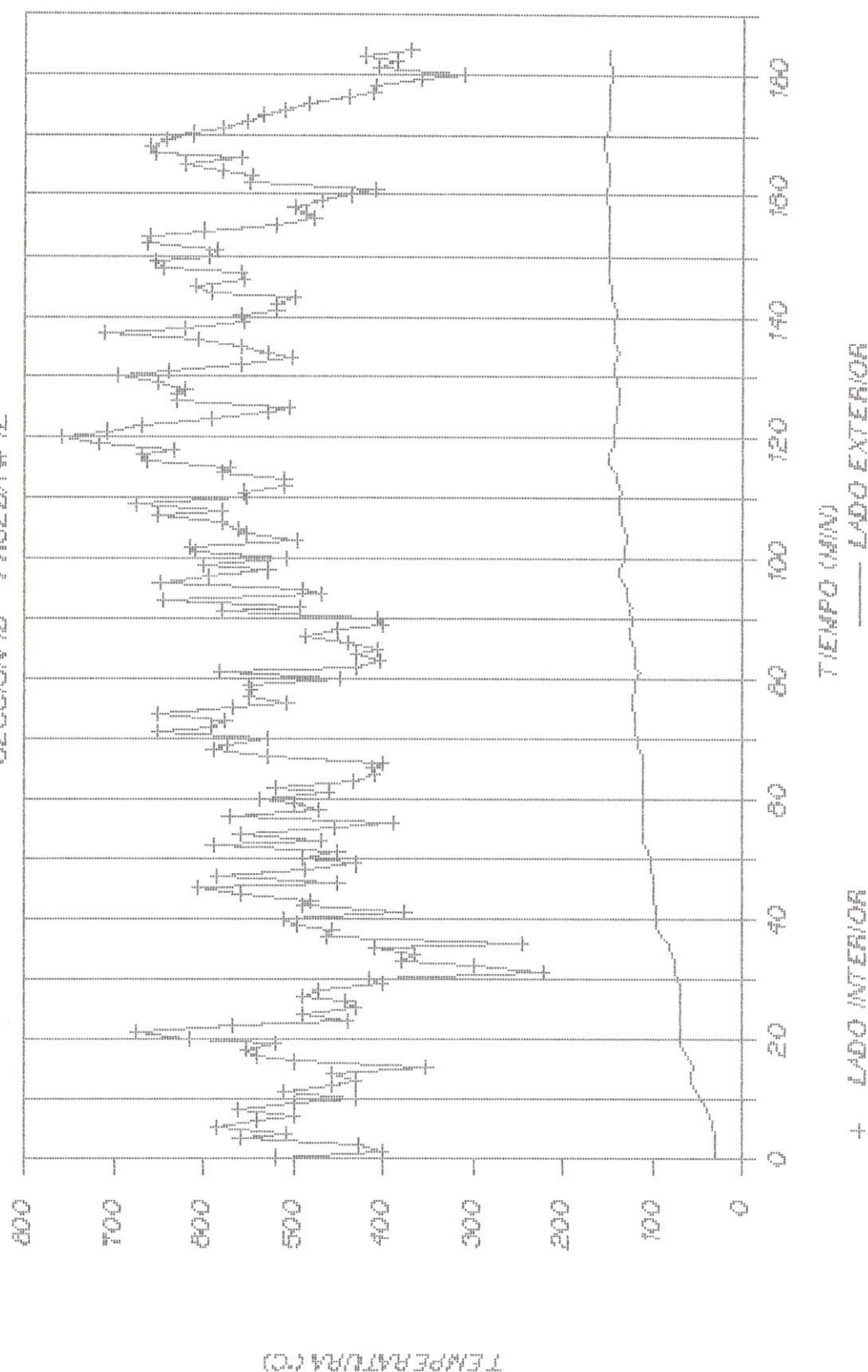
# TEMPERATURA DE LOS GASES

ENTRADA DEL VENTILADOR - PRUEBA#12



## TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION 1D - PRUEBA # 12





## TEMPERATURAS DE LOS GASES EN LA CHIMENEA

## PRUEBA # 12

MEDICION Nº	TEMPERATURA (°C)
1	316
2	322
3	342
4	520
5	460
6	380
7	465
8	440
9	350

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 12

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	143	97	150	92	140	107	120	100	89	62	73	47	82	85	92	85	78	48	47	37	36	34	33	
3	112	96	105	104	103	116	108	107	91	70	70	55	66	66	89	80	104	107	49	63	42	42	38	37
5	164	120	159	125	152	130	136	93	124	60	78	45	96	76	93	82	98	73	48	58	40	44	36	38
7	128	116	143	100	160	135	128	110	96	72	74	53	87	82	88	82	84	80	58	53	43	42	39	37
9	144	121	164	142	178	141	155	111	100	61	64	46	87	81	103	90	85	59	50	40	37	35	32	32

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 12

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	71	80	88	96	57	78	40	43	37	37	36	35	92	118	104	146	103	132	82	122	71	88	35	60
4	68	83	85	89	73	95	46	45	42	40	39	38	97	119	96	122	110	125	77	91	59	68	51	57
6	70	95	111	115	78	84	50	48	41	39	37	36	116	135	120	162	126	169	80	140	68	87	52	60
8	76	86	93	109	73	82	47	47	40	38	37	36	99	102	117	130	122	133	79	89	58	66	50	48



BIBLIOTECA

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 12

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	117	171	137
2	116	166	130
3	110	116	128
4	113	133	125
5	133	178	143
6	135	175	149
7	127	190	151
8	144	175	144
9	143	177	150

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES EN EL FILTRO DE GASES

## PRUEBA # 12

MEDICION Nº	SECCION 14	SECCION 15	SECCION 16	SECCION 17
1	89	98	94	79
2	102	72	68	63
3	196	166	121	102
4	185	161	140	108
5	133	104	82	76
6	148	104	99	93
7	119	151	133	106
8	170	142	113	96
9	106	74	66	66



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 12

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	220   400	200   300	350   300	400   340	380   300	280   220	500   440	200   500	350   440
d2	320   160	200   300	400   350	480   420	440   380	380   300	420   380	380   440	400   500

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE SALEN DEL VENTILADOR

PRUEBA # 12

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	2100   2100	2050   1950	2050   1900	2100   2000	2150   2100	2100   2200	2100   2000	2300   2100	2300   2150
d2	2900   2700	2900   2700	2900   2700	2850   2700	2950   2900	2900   2700	2900   2700	2850   2750	2900   2800
d3	3200   2900	3200   3000	3200   3000	3150   3050	3200   3200	3200   3000	3200   3000	3200   3050	3250   3000
d4	3550   3200	3550   3200	3650   3200	3650   3150	3550   3450	3550   3200	3600   3200	3650   3250	3600   3300
d5	3700   3750	3700   3850	3700   3900	3700   3850	3700   3950	3650   3850	3800   3850	3700   3950	3700   3900
d6	3800   3900	3750   4000	3750   4050	3750   4000	3800   4100	3700   4000	3750   4050	3750   4000	3800   4000
d7	3850   3950	3800   3950	3900   4000	3850   3950	3850   4500	3650   3950	3900   4000	3850   3900	3850   3850
d8	3800   3400	3850   3800	3900   3850	3900   3700	3800   4000	3700   3850	3850   3800	3950   3700	3800   3700

## TEMPERATURAS DEL AIRE DE SECADO A LA DESCARGA DEL VENTILADOR

## PRUEBA # 12

MEDICION Nº	TEMPERATURA BULBO SECO (°F)	TEMPERATURA BULBO HUMEDO (°F)
1	115	88
2	111	89
3	110	88
4	114	86
5	116	88
6	111	89
7	111	88
8	110	90
9	111	90



BIBLIOTECA

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 13

## HORNO SIN AISLAMIENTO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO

Inclínación de la parrilla : 50°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 27°C  
 Consumo de cascarilla : 29.57 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 175 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.002816 Kg/seg  
 10.13 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.104630 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 45 min  
 Humedad relativa ambiental : 80 %  
 Presión estática simulada : 22.66 mm de agua

## ANALISIS DE LOS GASES

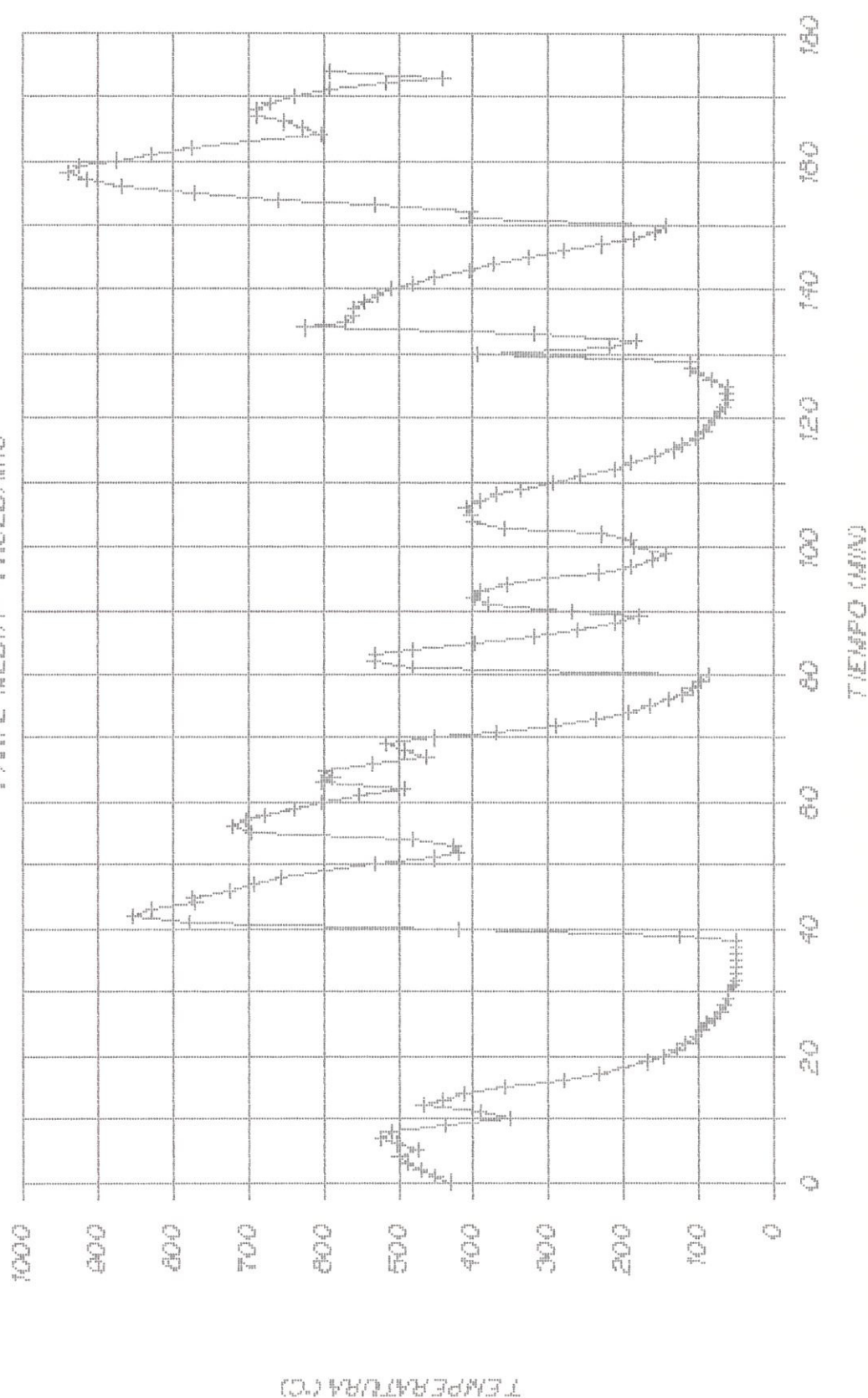
MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	4.8	15.4	0.2
5	7.6	12.6	0.8
7	5	15.6	1.2
9	17	1.8	8.2





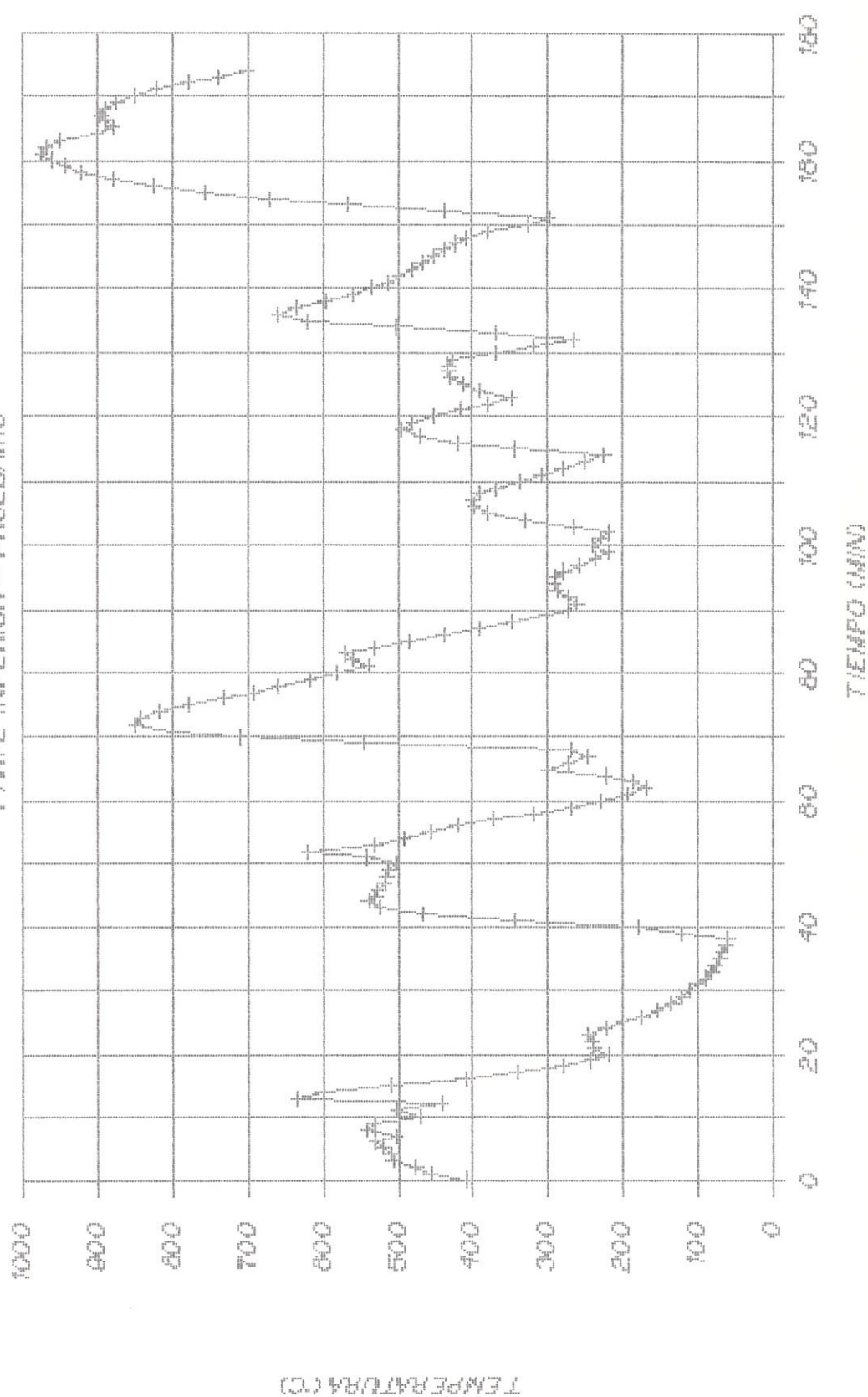
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBAS



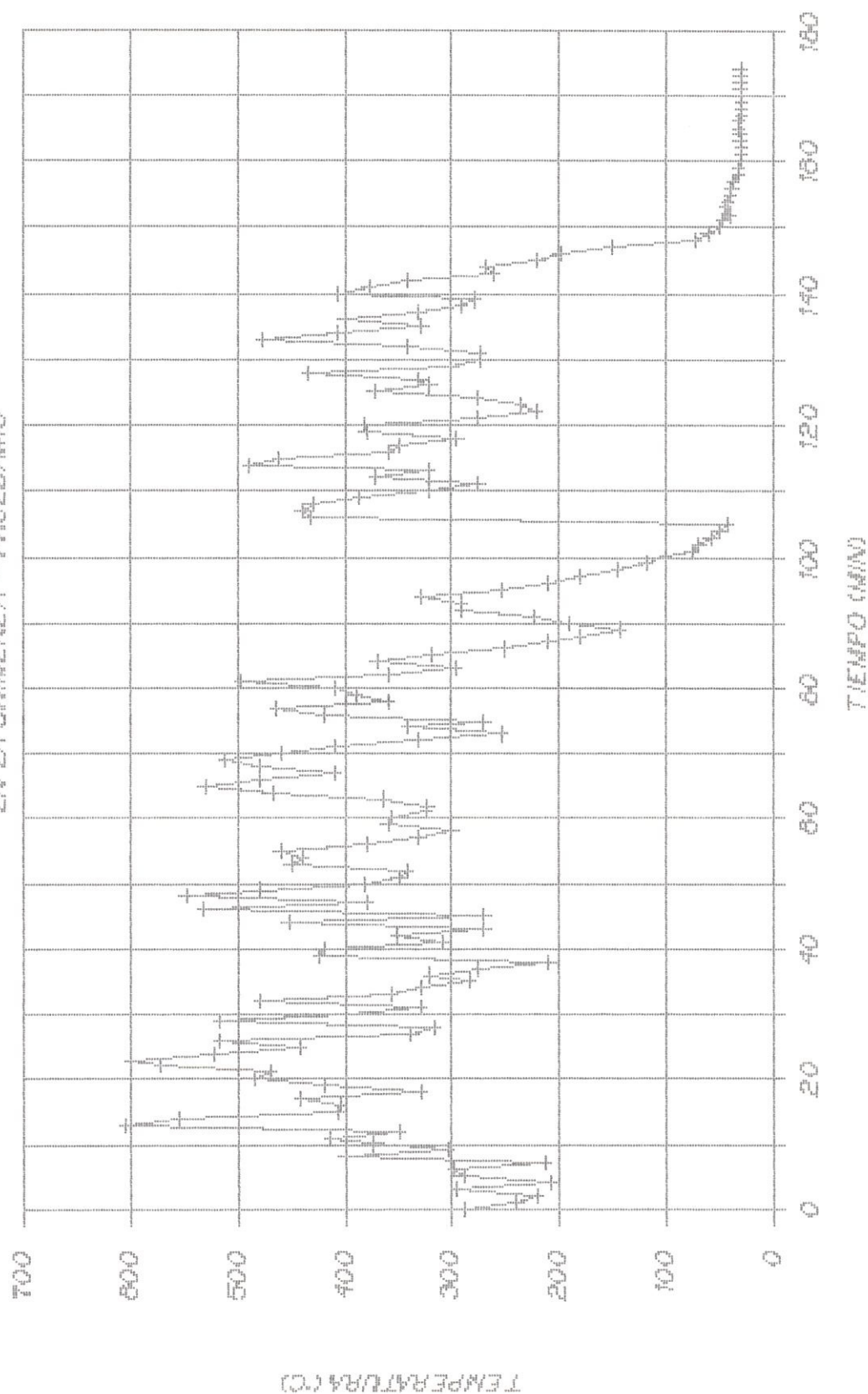
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA#13



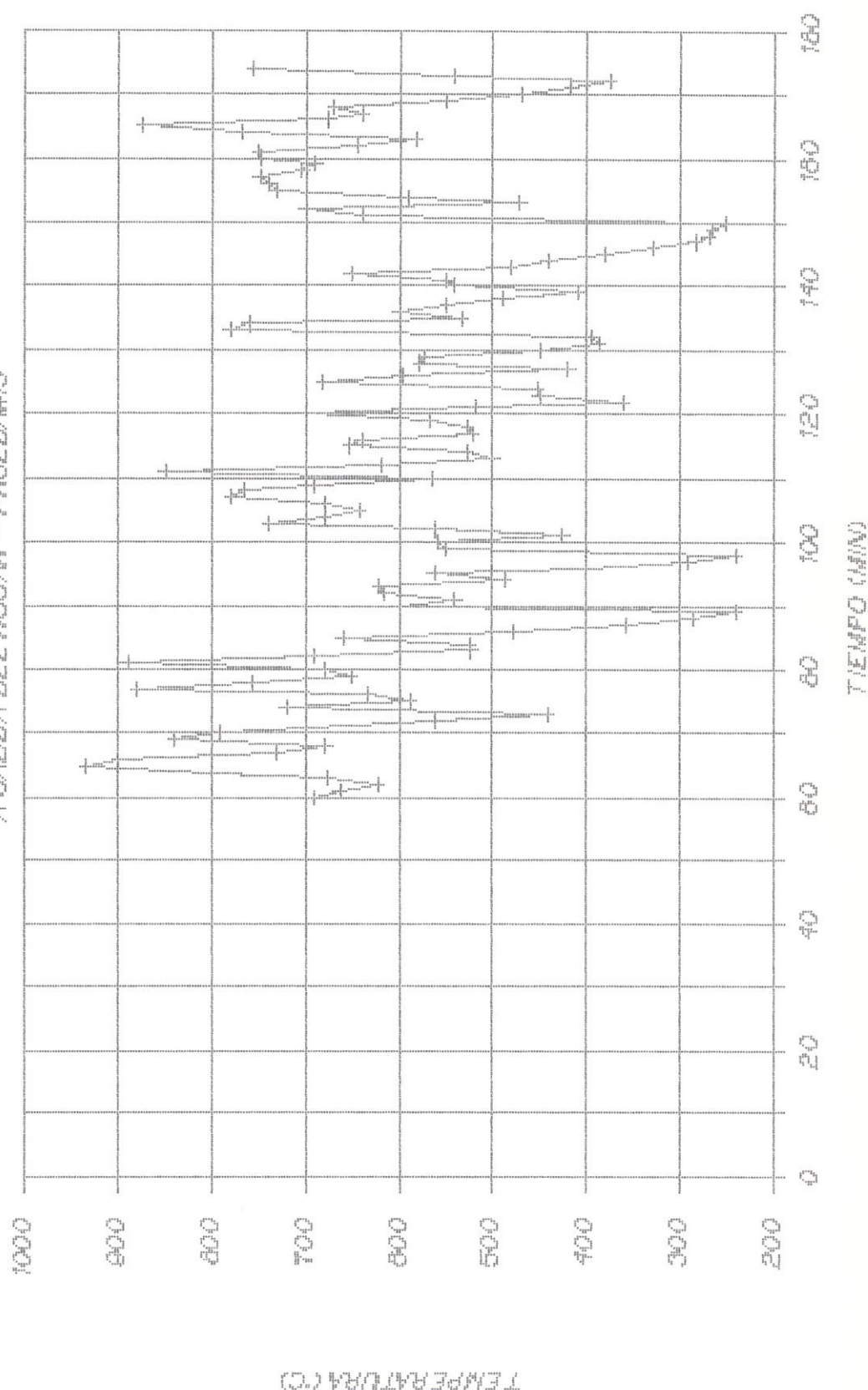
# TEMPERATURA DE LOS CASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#10



## TEMPERATURA DE LOS GASES

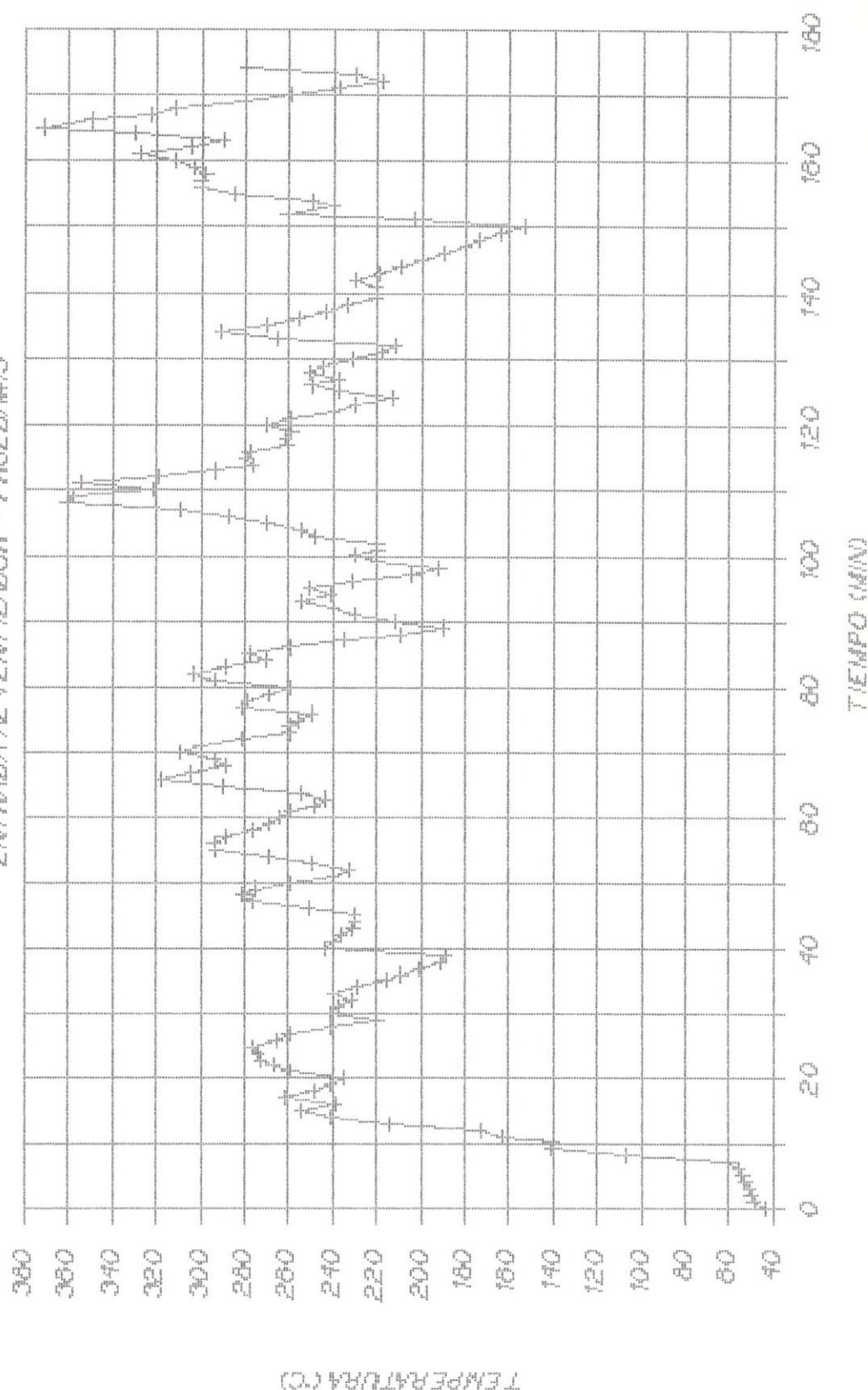
A SALIDA DEL HOOGAR - PRUEBA N° 10





## TEMPERATURA DE LOS GASES

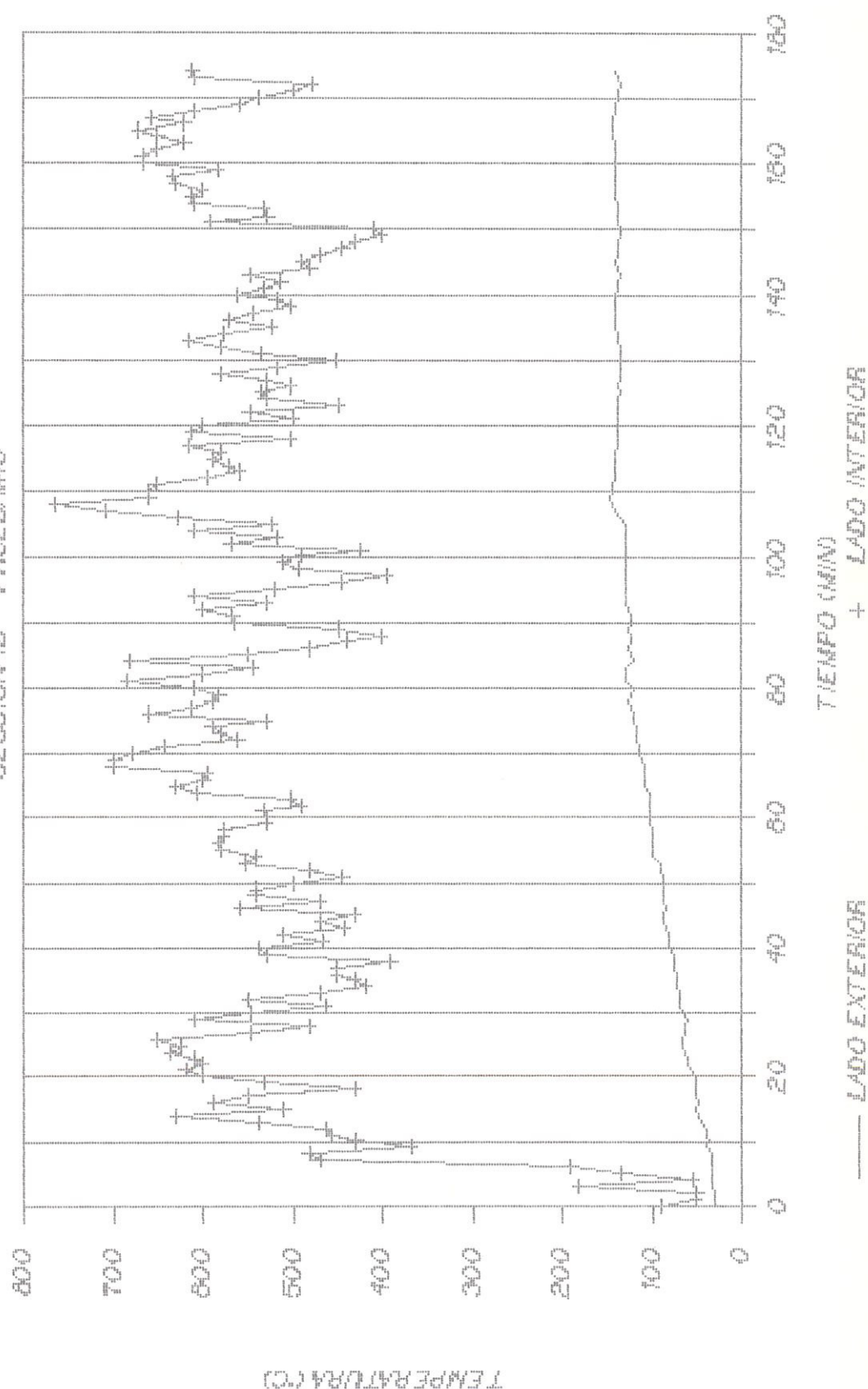
ENTRADA AL VENTILADOR - PRUEBA#10





# TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION ID - PRUEBA#10



## TEMPERATURAS EXTERIORES DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 13

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	103	75	150	75	117	91	109	87	97	65	79	47	68	74	80	75	72	48	44	41	36	40	35	39
3	116	102	114	112	110	116	115	111	100	63	73	61	66	80	83	91	82	60	53	47	44	42	41	40
5	136	123	172	135	195	165	170	94	110	63	82	54	100	92	97	95	74	44	41	47	37	36	35	34
7	98	95	107	111	138	124	128	116	89	70	61	52	95	63	62	83	60	47	43	42	41	40	39	38
9	91	130	176	131	162	119	128	93	92	53	63	44	98	101	93	103	68	46	42	41	37	38	33	35

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 13

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	65	82	81	86	57	76	54	48	43	40	39	37	83	127	98	130	97	129	88	122	72	90	49	75
4	78	81	78	92	52	97	43	44	40	39	38	37	100	98	106	110	96	112	96	108	61	77	51	43
6	86	97	118	110	50	86	42	47	39	39	36	35	114	165	143	138	118	167	82	125	57	75	45	51
8	67	76	80	81	46	58	40	42	34	34	33	33	100	106	104	109	80	122	90	92	59	63	33	38



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 13

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	106	134	116
2	108	167	116
3	126	153	132
4	139	142	134
5	139	166	144
6	124	166	138
7	126	162	150
8	92	135	132
9	123	161	146

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES EN EL FILTRO DE GASES

## PRUEBA # 13

MEDICION Nº	SECCION 14	SECCION 15	SECCION 16	SECCION 17
1	154	115	113	72
2	181	117	117	120
3	112	195	131	116
4	155	140	127	111
5	133	105	97	94
6	107	88	74	111
7	108	122	109	122
8	124	106	95	91
9	116	107	99	88



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 13

	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
Distancia	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	360	240	200	200	220	280	300	200	240	400	460	420	360	480	240	200	220	200
d2	300	300	400	300	360	380	380	340	400	440	500	360	300	400	200	240	300	240

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE SALEN DEL VENTILADOR

PRUEBA # 13

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	2800   2800	2800   3000	2800   3000	3000   2200	2600   3000	2600   2600	2600   2900	1600   2800	2800   1600
d2	3700   3750	3800   4000	3800   4000	3600   3600	3400   3800	3400   3600	3500   3800	3300   3700	3400   3800
d3	4000   4200	4100   4500	4000   4400	4000   4100	4000   4200	4000   4200	3900   4200	3900   4200	3800   4200
d4	4000   4500	4000   5000	4200   5000	4000   4500	4100   4800	4100   4600	4000   4600	4100   4700	4000   4600
d5	5000   4600	5000   5100	5000   5100	4900   4500	5100   5000	5000   4800	5000   4700	5000   4800	4900   4700
d6	5100   4800	5200   5200	5400   5000	5100   4400	5300   4900	5200   4800	5200   4800	5200   4700	5000   4600
d7	5000   4950	4900   5300	5300   5300	5000   4600	5000   4900	5000   4900	4800   5000	5200   4800	4600   4800
d8	4600   4900	4600   5200	4800   5100	4600   4900	4800   5000	4800   4800	4400   4900	4400   3800	4200   4700



## TEMPERATURAS DEL AIRE DE SECADO A LA DESCARGA DEL VENTILADOR

PRUEBA # 13

MEDICION Nº	TEMPERATURA BULBO SECO (°F)	TEMPERATURA BULBO HUMEDO (°F)
1	104	86
2	100	84
3	109	91
4	99	86
5	99	87
6	97	81
7	99	83
8	99	82
9	105	83

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 15

HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO

Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente (T<sub>a</sub>) : 29°C  
 Consumo de cascarilla : 32.11 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 185 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.002893 Kg/seg  
 10.41 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.107578 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 50 min  
 Humedad relativa ambiental : 70 %  
 Presión estática simulada : 22.6 mm de agua

## ANALISIS DE LOS GASES

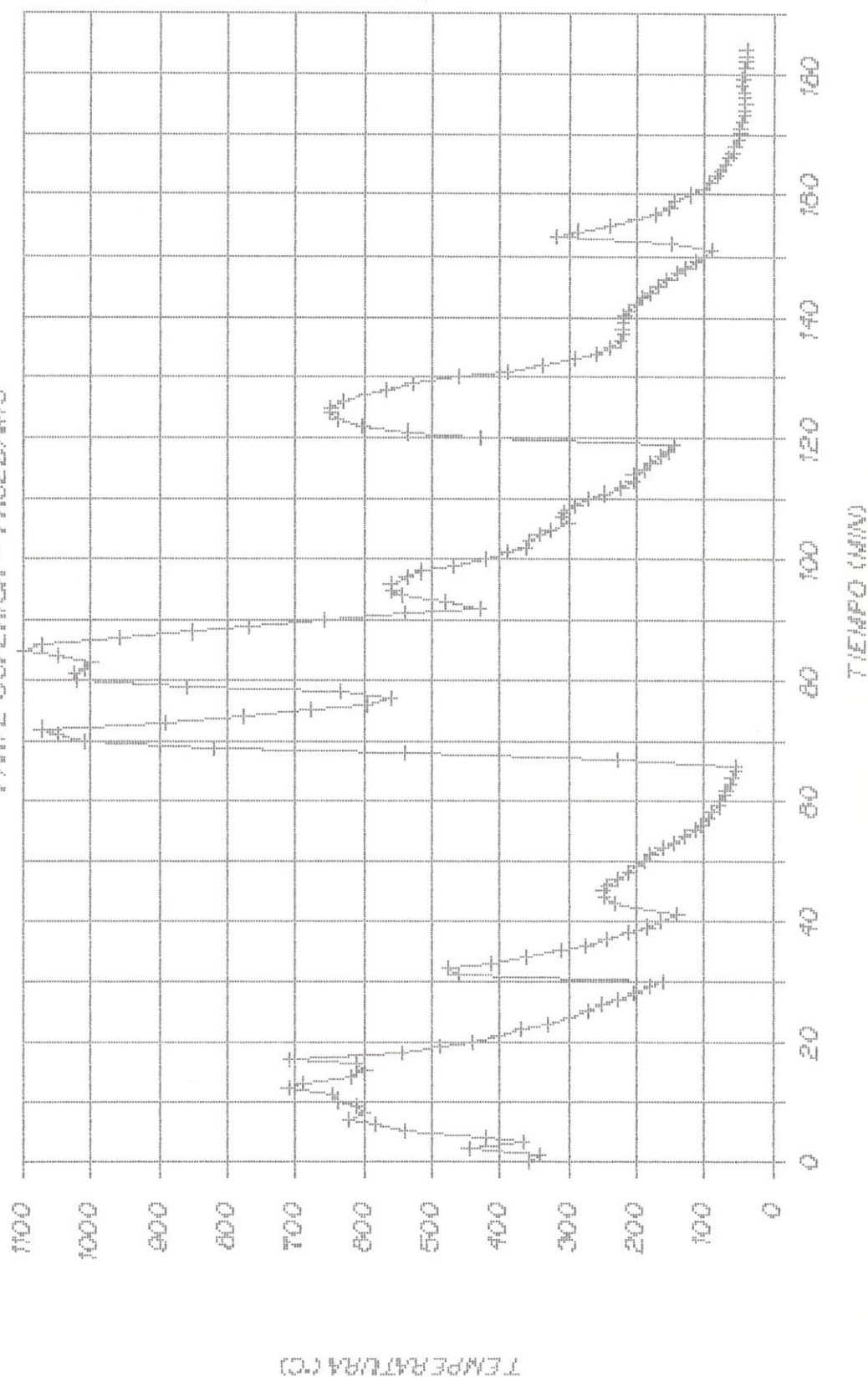
MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	5.4	14.8	0
5	2	18.6	0
7	6.6	13.6	0.4
9	3.8	16.6	0

## ANALISIS DEL AIRE DE SECADO

MEDICION N° 3    0.6 % CO<sub>2</sub>    20 % O<sub>2</sub>    0 % CO

## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

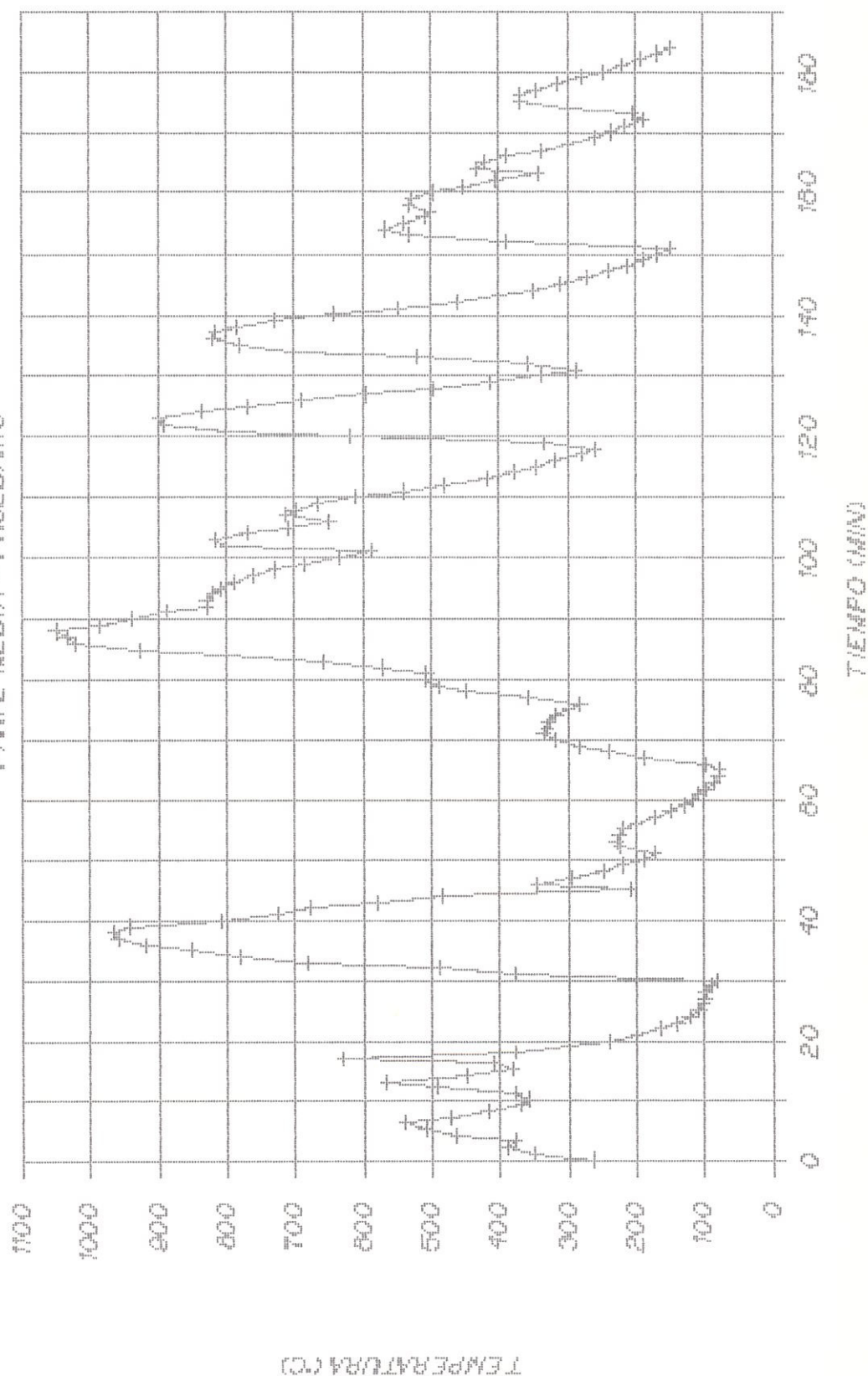
PARTE SUPERIOR - PRUEBAS 15



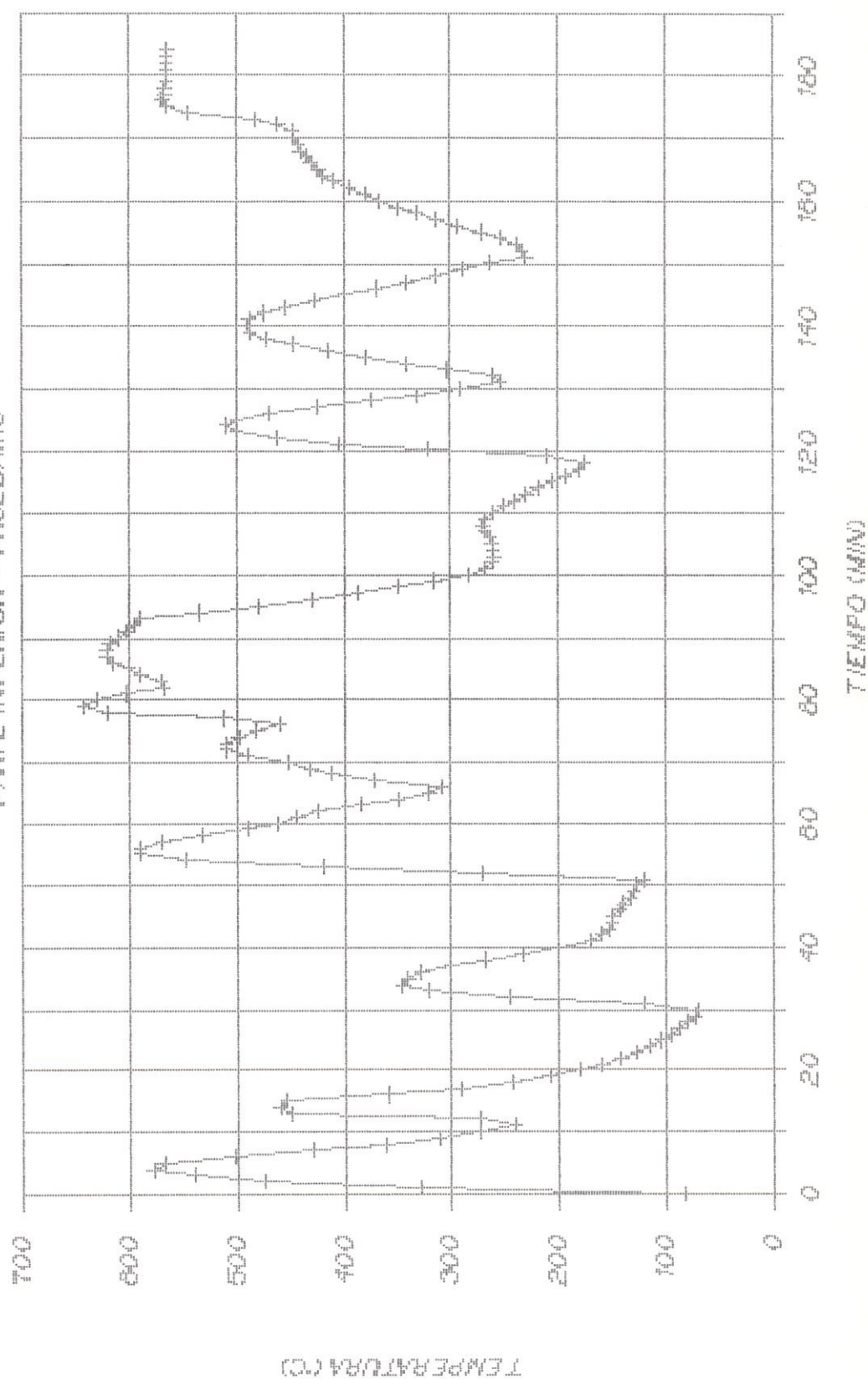


# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBAS

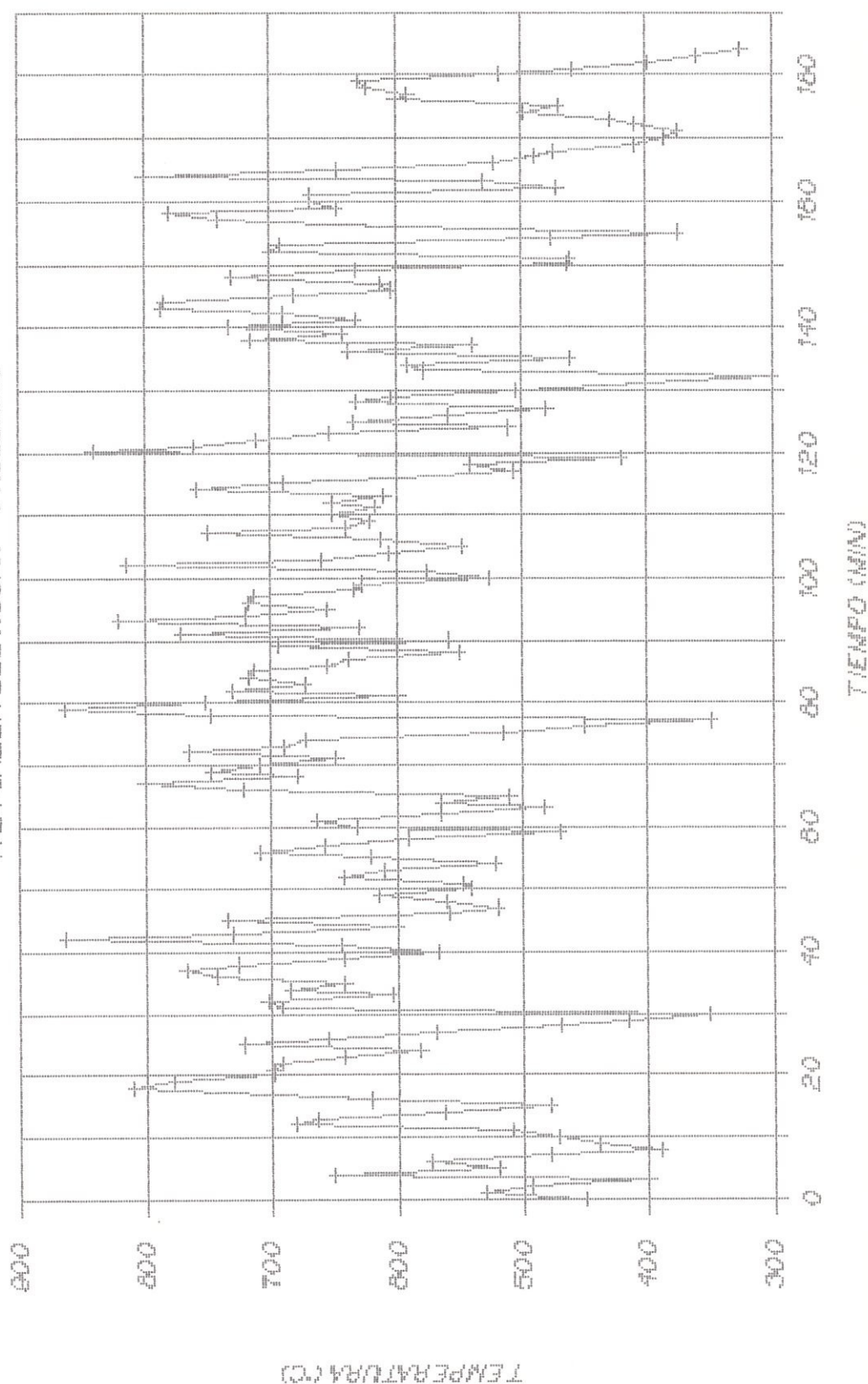


# THESE



# TEMPERATURA DE LOS GASES

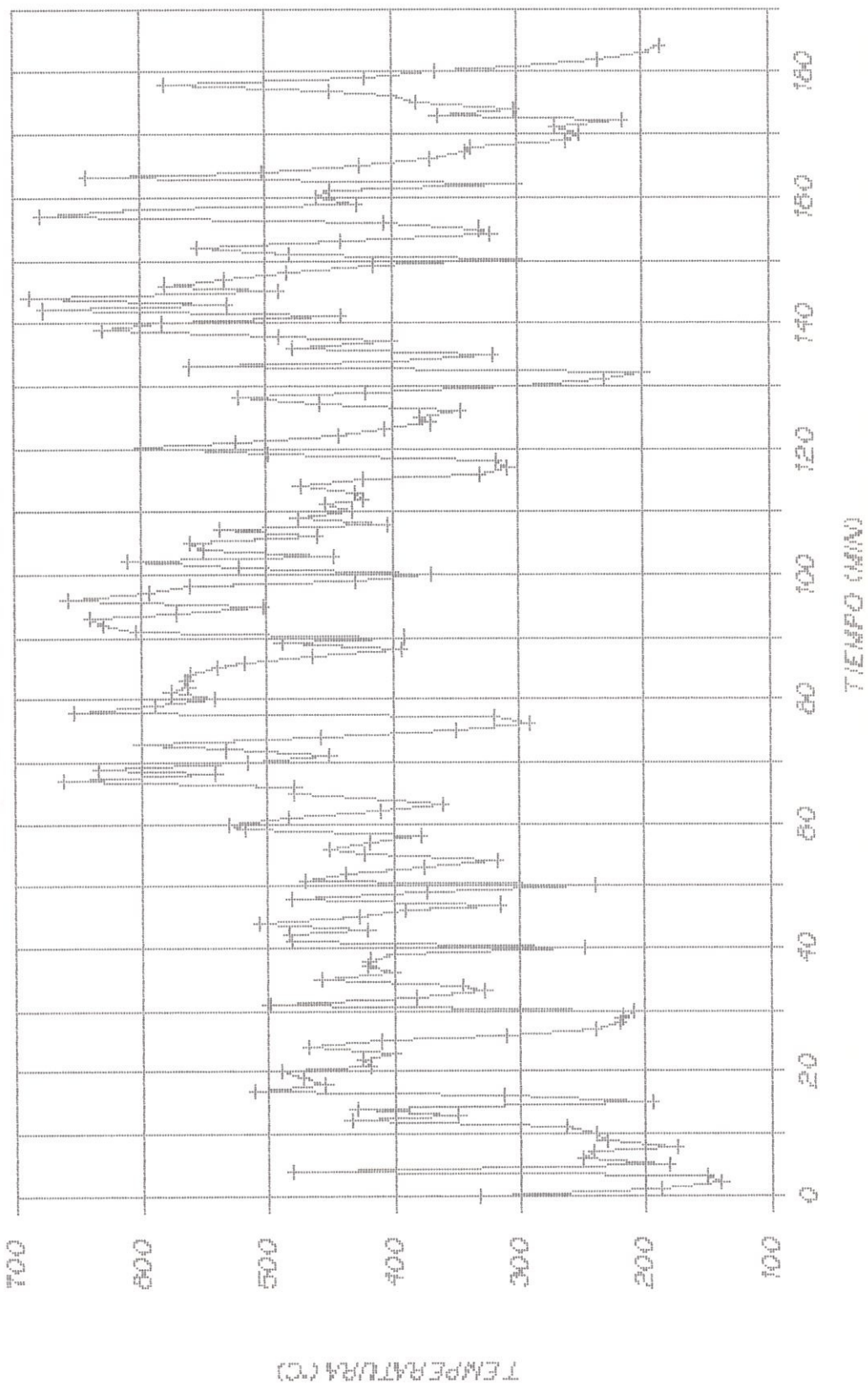
A LA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBAS





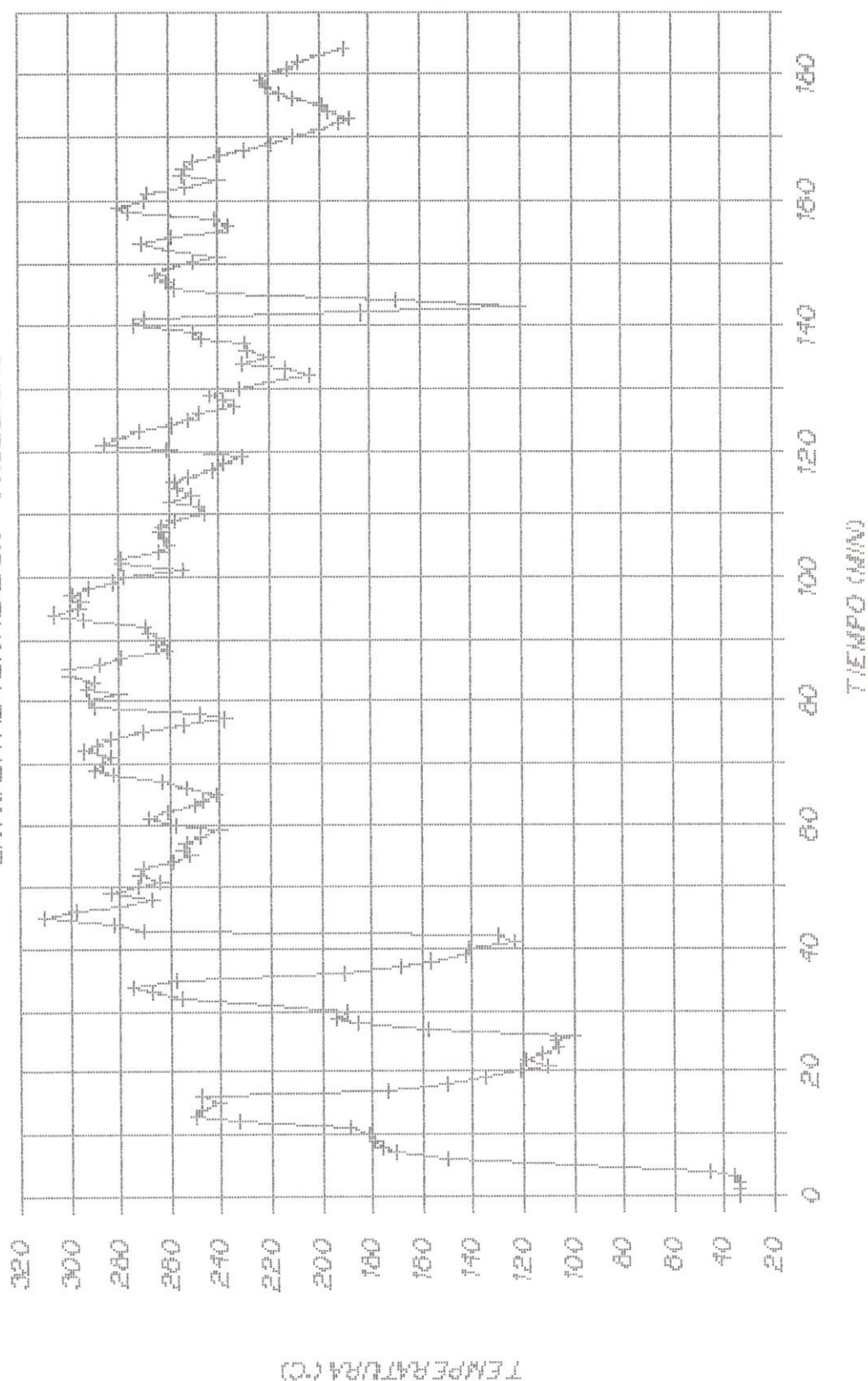
TEMPERATURA DE LOS GASES

EN LA CHIMENEA - PRUEBA#15



# TEMPERATURA DE LOS CASES

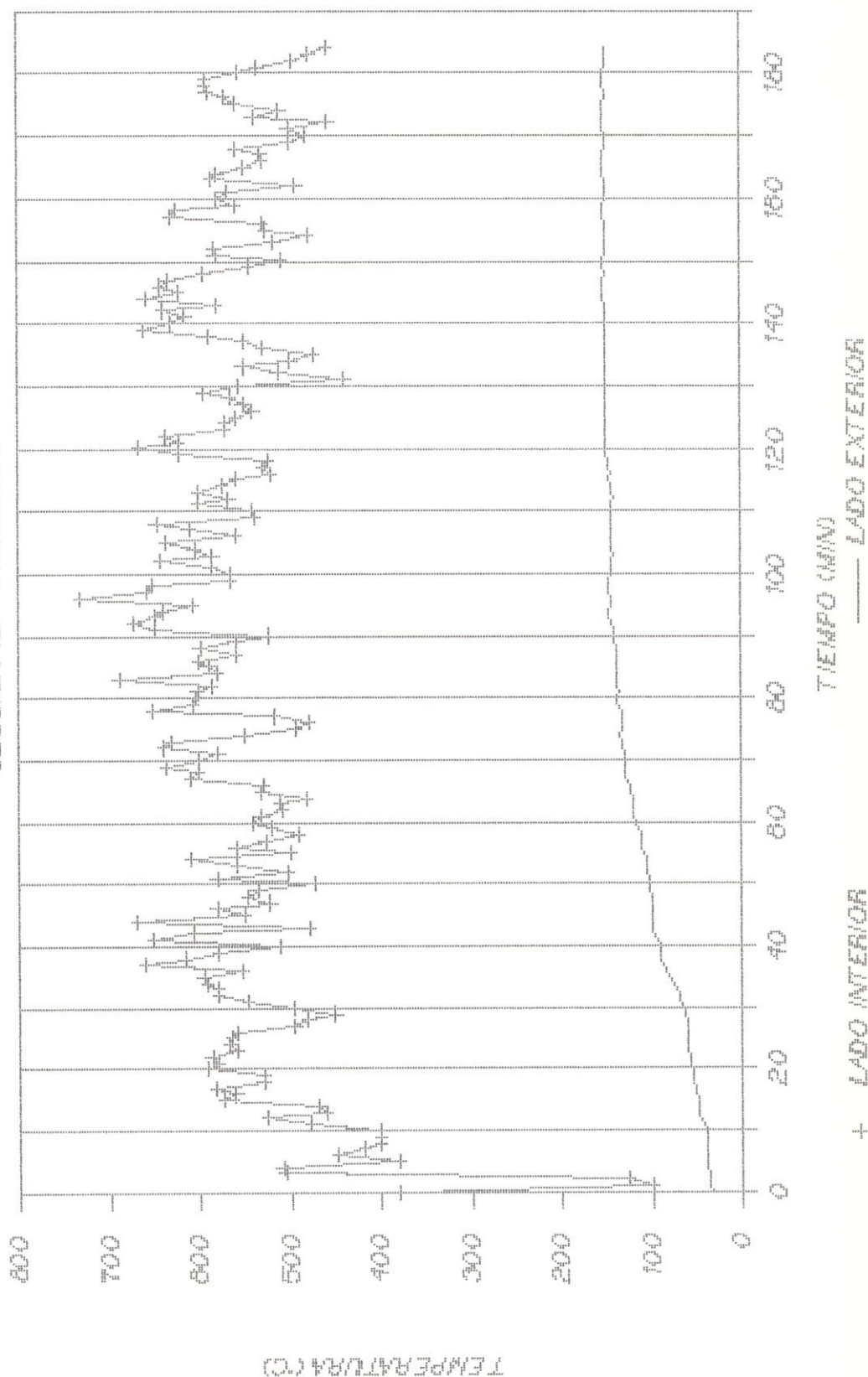
ENTRADA AL VENTILADOR - PRUEBA#15





# TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION 1D - PRUEBA#15



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 15

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	125	104	120	113	128	114	112	90	104	64	75	55	85	91	98	120	84	58	54	48	45	43	42	42
3	131	121	137	105	112	57	121	87	103	55	81	51	99	86	93	91	80	60	53	52	49	53	46	48
5	135	143	147	146	148	145	140	119	83	70	68	58	89	85	92	113	78	52	48	45	44	42	41	40
7	160	148	144	140	176	165	158	122	111	70	69	60	86	74	86	81	68	47	41	36	36	35	34	35
9	144	136	148	145	145	138	133	116	101	68	65	58	100	81	106	105	78	50	44	41	38	37	38	37

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 15

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	68	84	97	95	54	84	48	48	44	42	41	40	93	96	99	117	103	118	96	99	58	76	52	53
4	95	112	136	131	73	103	55	70	46	44	41	45	116	115	139	145	117	166	93	125	48	88	55	70
6	67	114	73	109	44	70	42	55	40	38	38	37	126	150	131	151	116	144	85	121	50	85	47	63
8	83	120	123	110	54	70	40	56	40	39	38	36	135	171	140	190	140	162	80	150	57	80	51	65

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 15

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	125	160	143
2	138	164	148
3	130	162	133
4	140	190	155
5	150	179	158
6	150	170	140
7	121	162	145
8	150	180	145
9	124	169	146



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES EN EL FILTRO DE GASES

## PRUEBA # 15

MEDICION Nº	SECCION 14	SECCION 15	SECCION 16	SECCION 17
1	140	155	128	107
2	124	146	113	90
3	100	165	121	96
4	140	133	118	100
5	96	95	106	85
6	110	225	141	93
7	100	121	109	99
8	90	100	88	75
9	80	88	90	77



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 15

	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
Distancia	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	400	380	480	580	460	420	600	580	500	480	440	460	520	400	400	380	380	380
d2	480	420	520	500	520	500	440	540	540	540	500	580	480	460	500	400	420	420

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE SALEN DEL VENTILADOR

PRUEBA # 15

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	1800   2100	2000   2100	2000   2400	2000   2400	1800   2200	2400   2300	1800   2100	2000   2300	1600   2200
d2	2600   3000	2600   2900	2800   3200	2200   2400	2600   3000	2400   2600	2500   2800	2400   3000	2400   2800
d3	3000   3600	2900   3500	3000   3700	2800   3200	2900   3600	3000   2600	2900   3300	2800   3400	2800   3400
d4	3200   4100	3100   4100	3200   4100	3000   3600	3200   4100	3600   3000	3100   3900	3000   4000	3000   4000
d5	4100   4300	4100   4300	4100   4200	3800   3800	4000   4200	4000   3800	3900   4000	3800   4200	3800   4200
d6	4300   4400	4200   4400	4300   4250	3800   3600	4300   4200	4200   4000	4000   4100	4100   4300	4000   4200
d7	4100   4500	4100   4300	4200   4400	4000   3800	4100   4300	4100   4000	4900   4200	4000   4200	4200   4100
d8	4000   4400	4000   4500	4000   4300	3800   4000	3900   4200	4300   3800	4700   4000	3800   4100	4000   4000



## TEMPERATURAS DEL AIRE DE SECADO A LA DESCARGA DEL VENTILADOR

PRUEBA # 15

MEDICION Nº	TEMPERATURA BULBO SECO (°F)	TEMPERATURA BULBO HUMEDO (°F)
1	108	85
2	120	89
3	115	88
4	120	89
5	114	89
6	110	86
7	123	88
8	107	85
9	115	85

## DATOS EXPERIMENTALES

## PRUEBA # 16

## HORNO AISLADO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO

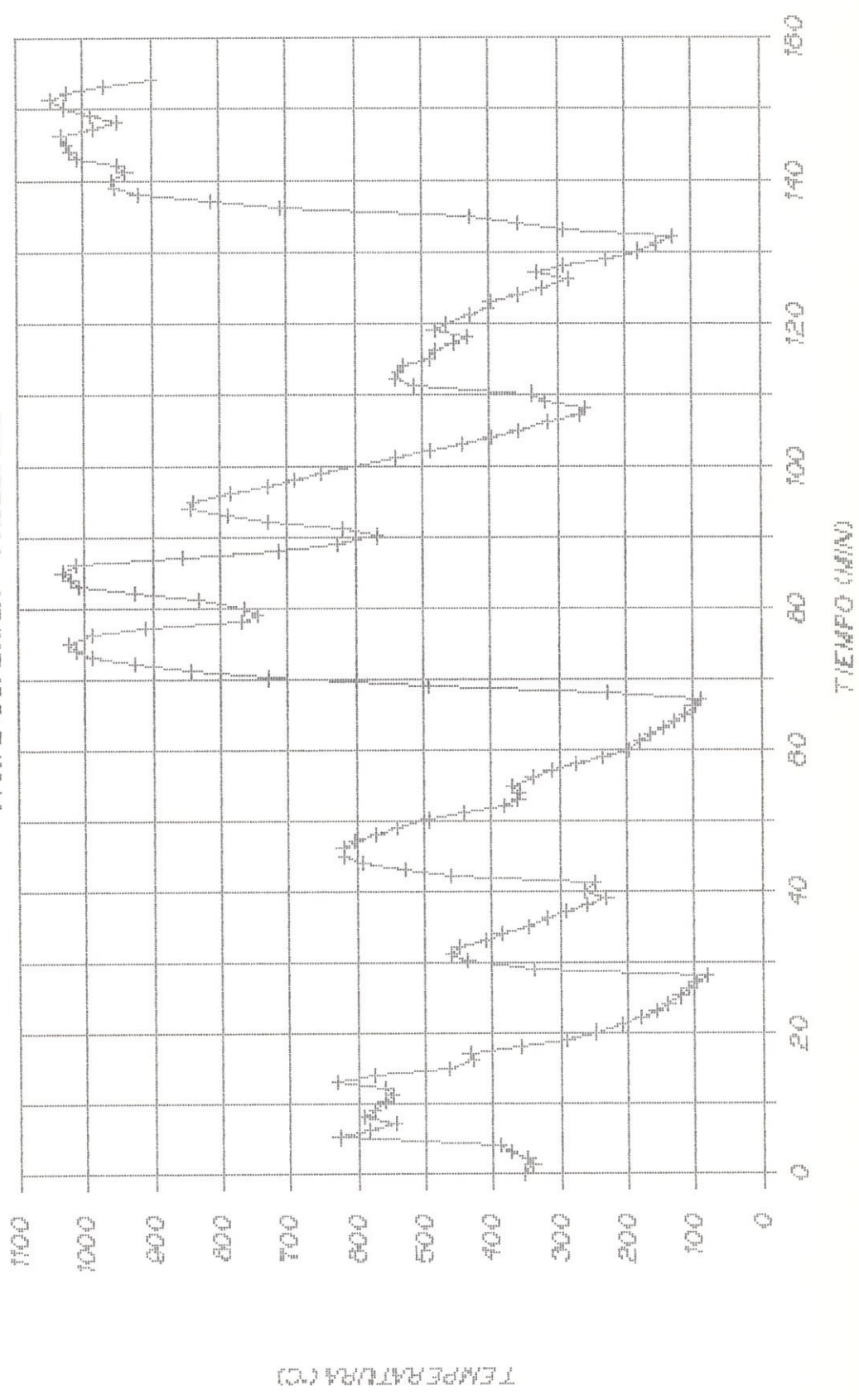
Inclínación de la parrilla : 45°  
 Temperatura ambiente ( $T_a$ ) : 32°C  
 Consumo de cascarilla : 27.68 Kg  
 Tiempo de duración de la prueba : 154 min  
 Flujo másico de cascarilla : 0.002996 Kg/seg  
 10.78 Kg/hr  
 Volumen de la cámara de combustión : 0.107578 m<sup>3</sup>  
 Tiempo al que empieza Medicion N°1 : 30 min  
 Humedad relativa ambiental : 65 %  
 Presión estática simulada : 30 mm de agua

## ANALISIS DE LOS GASES

MEDICION N°	CO <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	CO (%)
3	**	**	**
5	**	**	**
7	**	**	**
9	**	**	**

# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

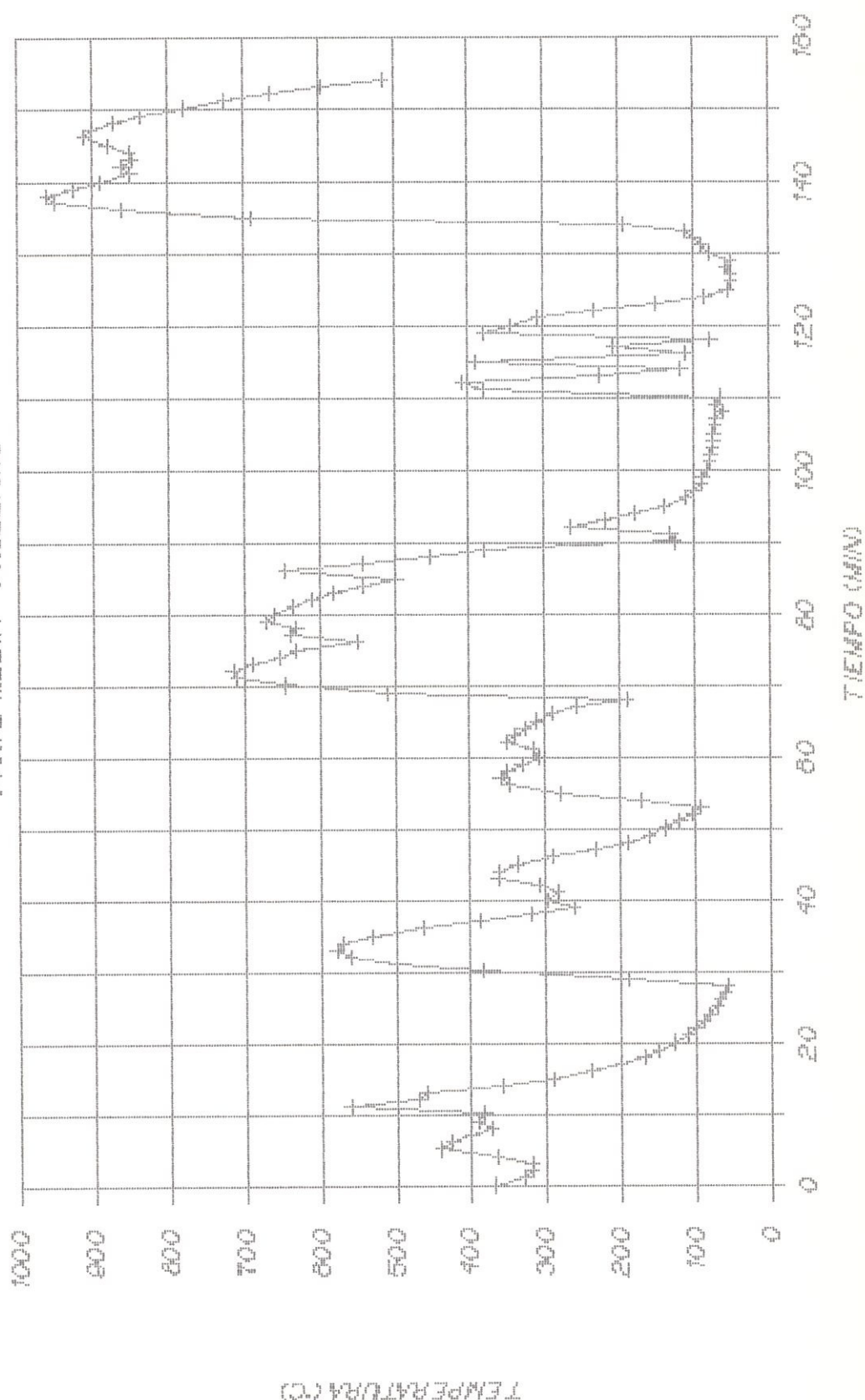
PARTE SUPERIOR - PRUEBA#10





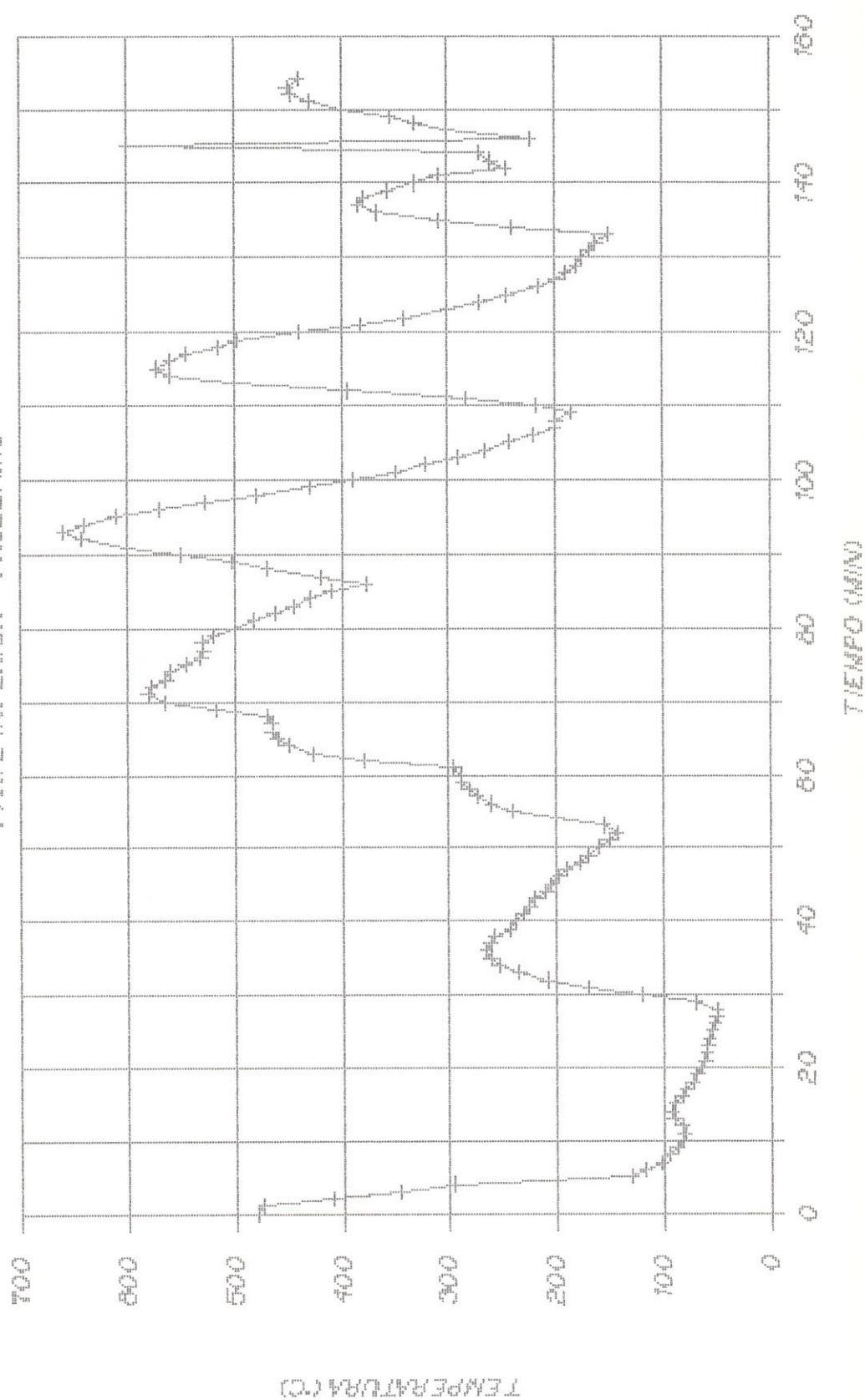
# TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE MEDIA - PRUEBA#10



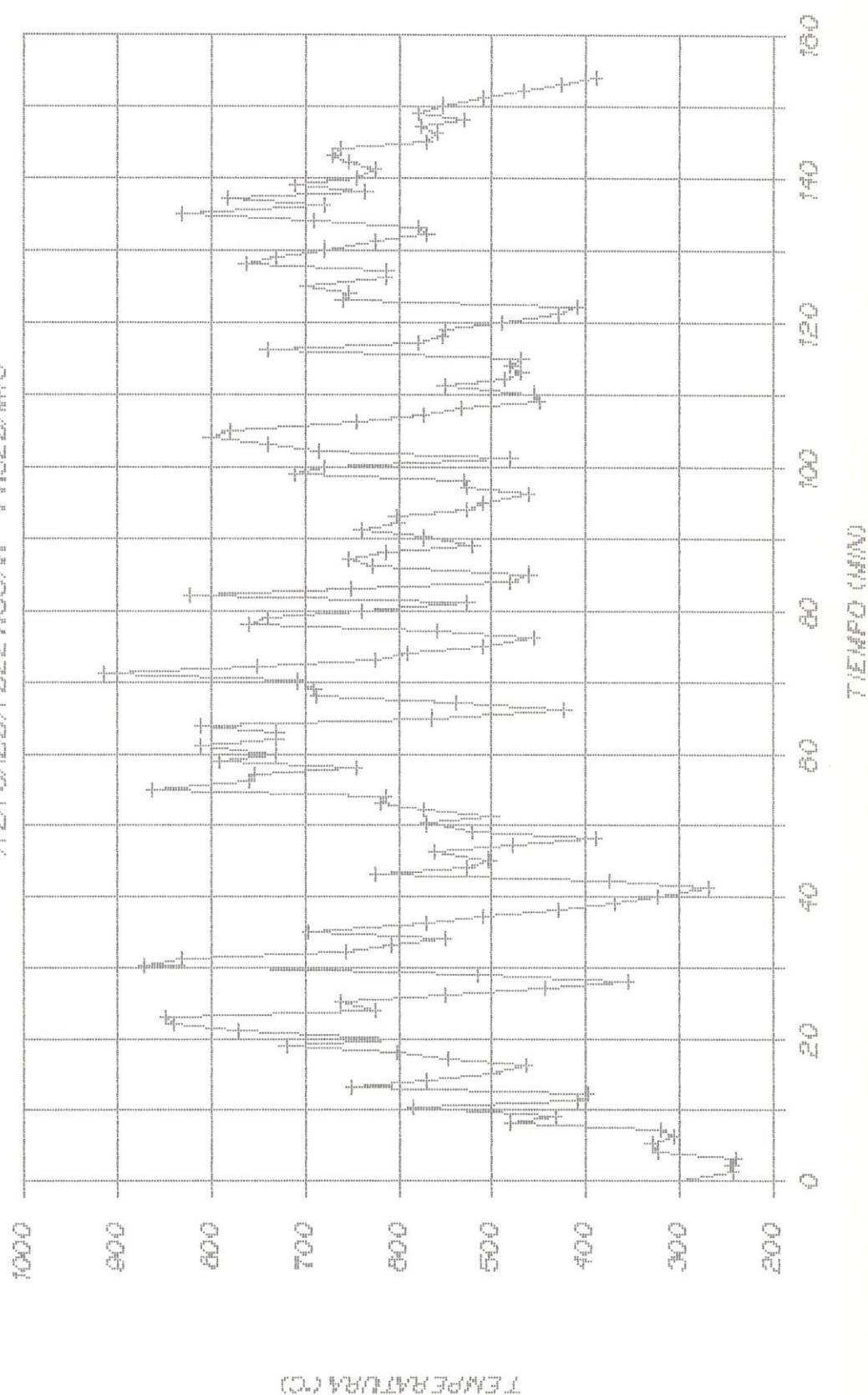
## TEMPERATURA EN LA PARRILLA

PARTE INFERIOR - PRUEBA#8

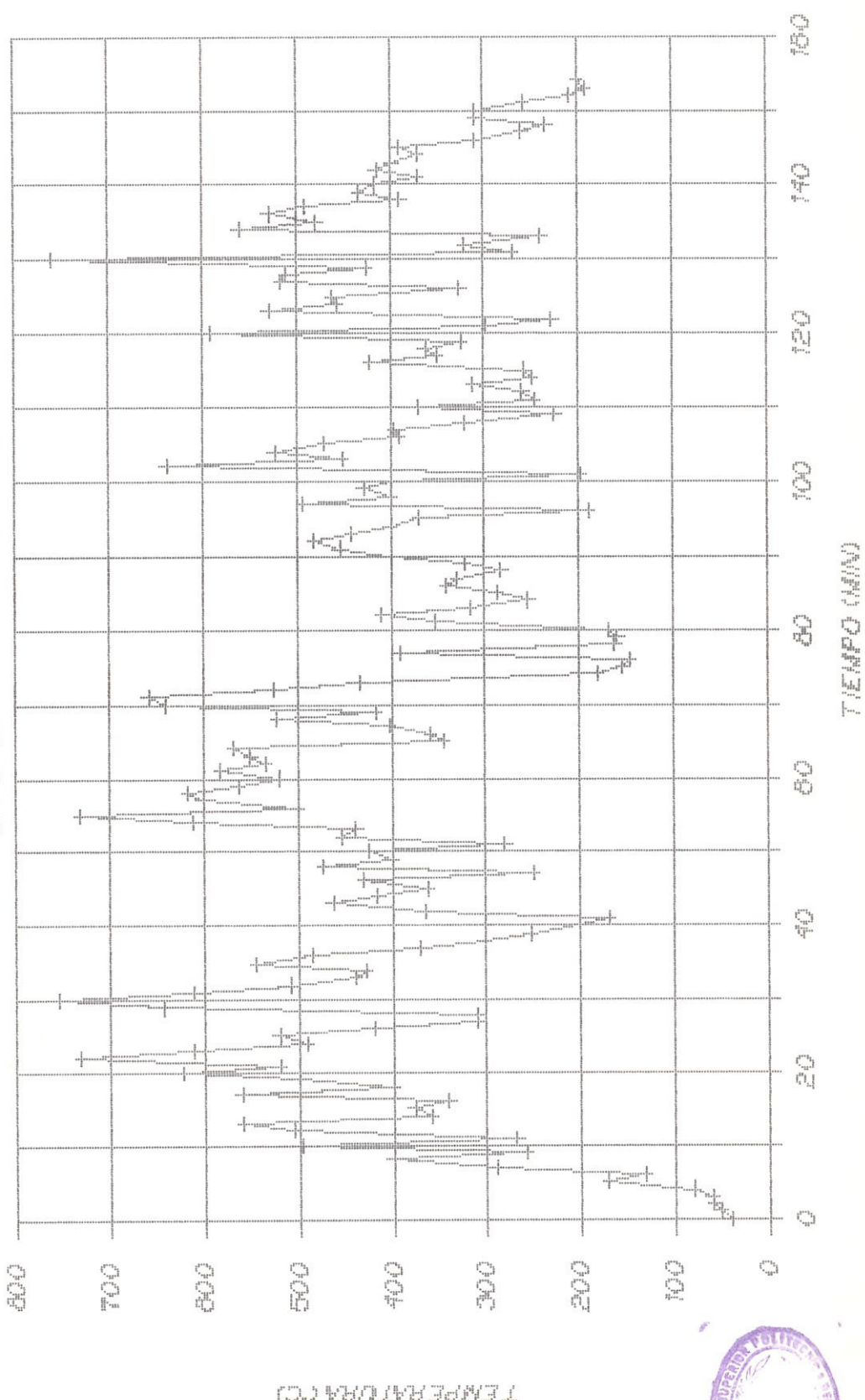


# TEMPERATURA DE LOS GASES

ALA SALIDA DEL HOGAR - PRUEBA Nº 8



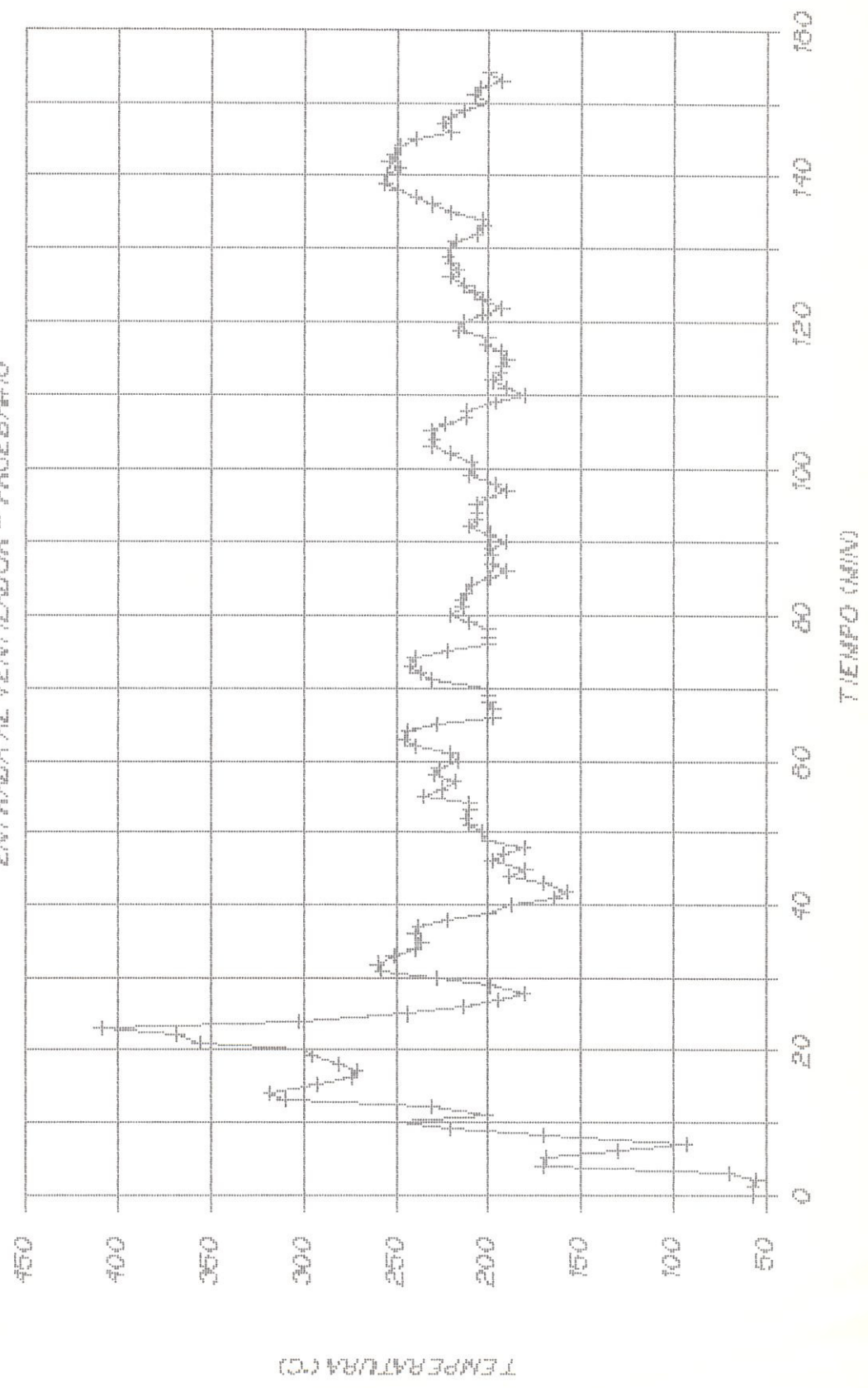
TEMPERATURA DE LOS GASES  
EN LA CHIMENEA - PRUEBA#10





# TEMPERATURA DE LOS GASES

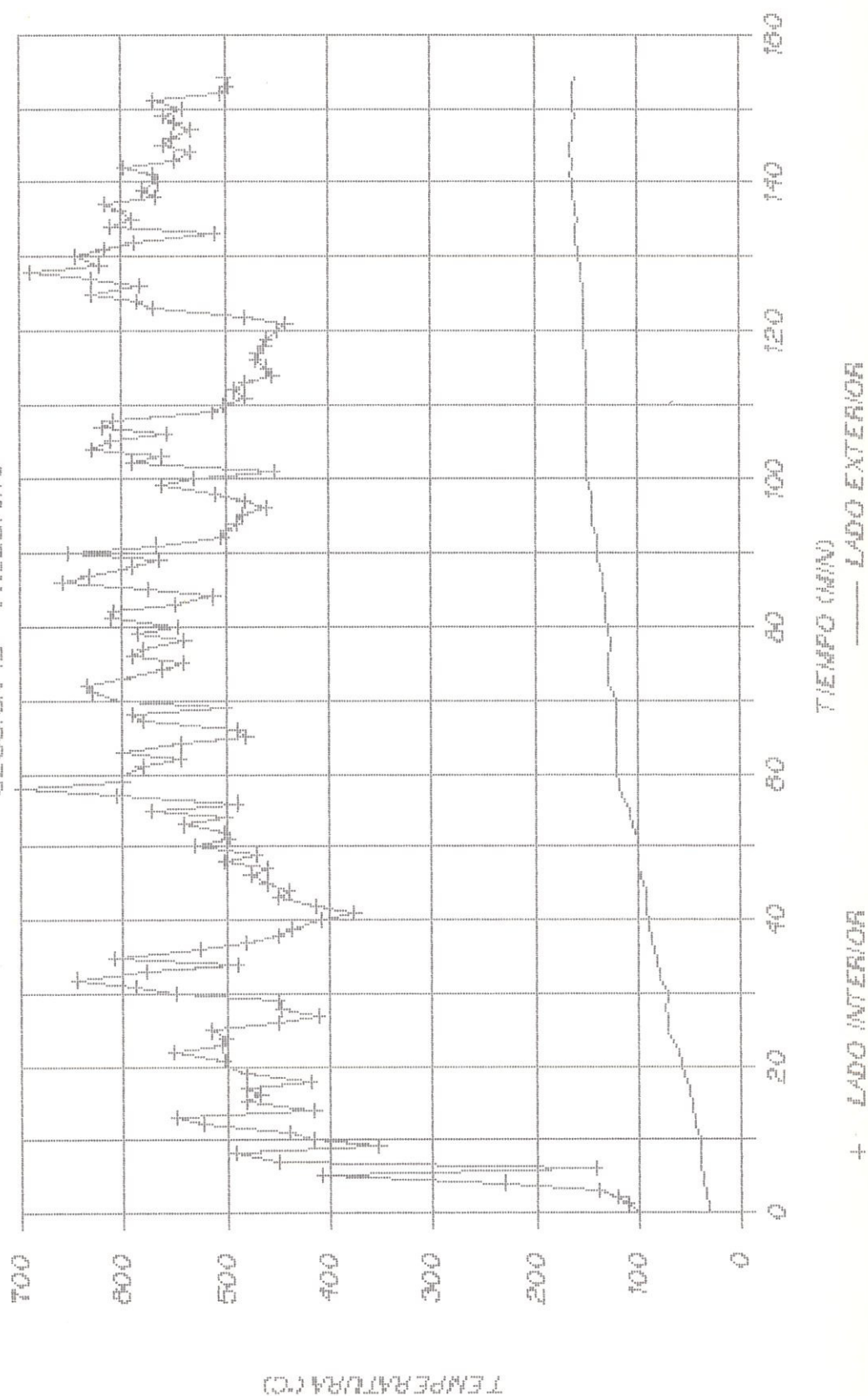
ENTRADA AL VENTILADOR - PRUEBA#18





## TEMPERATURA EN LA PARED DEL HORNO

SECCION 1D - PRUEBA #18



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

PRUEBA # 16

MEDICION Nº	SECCION 1				SECCION 2				SECCION 3				SECCION 4				SECCION 5				SECCION 6			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
1	120	85	96	88	90	88	80	75	71	64	55	52	68	75	77	82	75	62	55	62	50	50	47	45
3	153	103	159	112	147	127	143	95	117	68	96	57	102	121	108	123	107	56	58	47	49	48	50	47
5	128	117	126	127	150	142	136	130	122	79	74	76	78	88	102	81	70	62	58	56	52	50	49	47
7	127	140	146	145	153	152	147	123	107	92	79	71	75	75	90	102	84	56	51	50	45	44	42	41
9	165	120	160	150	145	138	144	133	120	89	86	59	95	83	92	98	110	84	70	60	54	52	46	44



## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 16

MEDICION Nº	SECCION 7				SECCION 8				SECCION 9				SECCION 10				SECCION 11				SECCION 12			
	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D
2	70	74	94	85	68	76	45	43	39	34	35	35	65	79	83	100	68	97	72	76	50	57	44	46
4	91	96	114	100	59	82	46	48	43	40	41	39	108	162	125	153	130	162	89	133	60	48	50	32
6	81	84	104	94	64	77	57	58	50	46	41	41	98	102	110	112	95	123	78	77	65	70	48	47
8	73	100	103	109	72	87	45	49	41	40	38	39	116	148	131	141	125	165	80	115	57	90	50	64

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

## PRUEBA # 16

MEDICION Nº	SECCION 13		
	A	B	C
1	111	145	126
2	90	122	112
3	120	150	130
4	125	140	130
5	131	144	133
6	165	172	150
7	126	159	116
8	142	174	138
9	154	183	145

## TEMPERATURAS EXTERIORES (°C) DE LAS PAREDES EN EL FILTRO DE GASES

## PRUEBA # 16

MEDICION Nº	SECCION 14	SECCION 15	SECCION 16	SECCION 17
1	115	125	120	80
2	125	166	149	137
3	110	89	97	82
4	93	95	84	84
5	129	126	127	105
6	108	127	108	96
7	134	170	136	112
8	150	113	119	104
9	110	100	98	93



VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE ESCAPAN POR LA CHIMENEA

PRUEBA # 16

	Medición 1		Medición 2		Medición 3		Medición 4		Medición 5		Medición 6		Medición 7		Medición 8		Medición 9	
Distancia	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°	0°	90°
d1	300	320	360	300	360	300	320	380	380	380	360	380	380	340	380	360	380	360
d2	360	380	400	360	400	360	380	440	420	400	400	440	400	400	440	400	440	400

## TIRO EN LA CHIMENEA

## PRUEBA # 16

MEDICION Nº	TIRO (PULG. AGUA)
1	0.03
2	0.03
3	0.03
4	0.04
5	0.04
6	0.03
7	0.03
8	0.03
9	0.03

VELOCIDADES (pie/min) DE LOS GASES QUE SALEN DEL VENTILADOR

PRUEBA # 16

Distancia	Medición 1	Medición 2	Medición 3	Medición 4	Medición 5	Medición 6	Medición 7	Medición 8	Medición 9
	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°	0°   90°
d1	2200   1600	1600   2000	1600   1600	2000   2400	1600   2300	1600   2200	1600   1800	1600   2000	1600   2000
d2	2400   2400	2000   2600	2100   2800	2400   2800	2000   2900	2000   2600	1800   2200	2000   2600	2200   2600
d3	2600   2800	2200   3100	2400   3300	2500   3300	2400   3400	2200   3000	2200   2800	2200   3100	2200   3000
d4	3400   3200	2500   3500	2700   3600	2800   3600	2600   3800	2400   3200	2400   3200	2500   3400	2600   3400
d5	3800   3400	3300   3400	3400   3700	3400   3700	3400   4000	3400   3400	3200   3400	3200   3600	3400   3800
d6	3400   3400	3500   3300	3700   3600	3600   3800	3600   3800	3600   3400	3400   3500	3400   3800	3400   3800
d7	3400   3000	3400   3600	3500   3900	3400   3800	3300   3900	3500   3300	3200   3300	3300   3600	3200   3600
d8	3200   3600	3200   3500	3300   3800	3200   3700	3200   3700	3200   3100	3100   3200	3100   3500	3000   3600

## TEMPERATURAS DEL AIRE DE SECADO A LA DESCARGA DEL VENTILADOR

PRUEBA # 16

MEDICION Nº	TEMPERATURA BULBO SECO (°F)	TEMPERATURA BULBO HUMEDO (°F)
1	108	83
2	108	83
3	124	86
4	130	88
5	124	88
6	126	87
7	128	89
8	125	89
9	124	87

## APENDICE G

### RESULTADOS





BIBLIOTECA

## APENDICE G - 1

RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL Y SIN  
AISLAMIENTO

## RESULTADOS

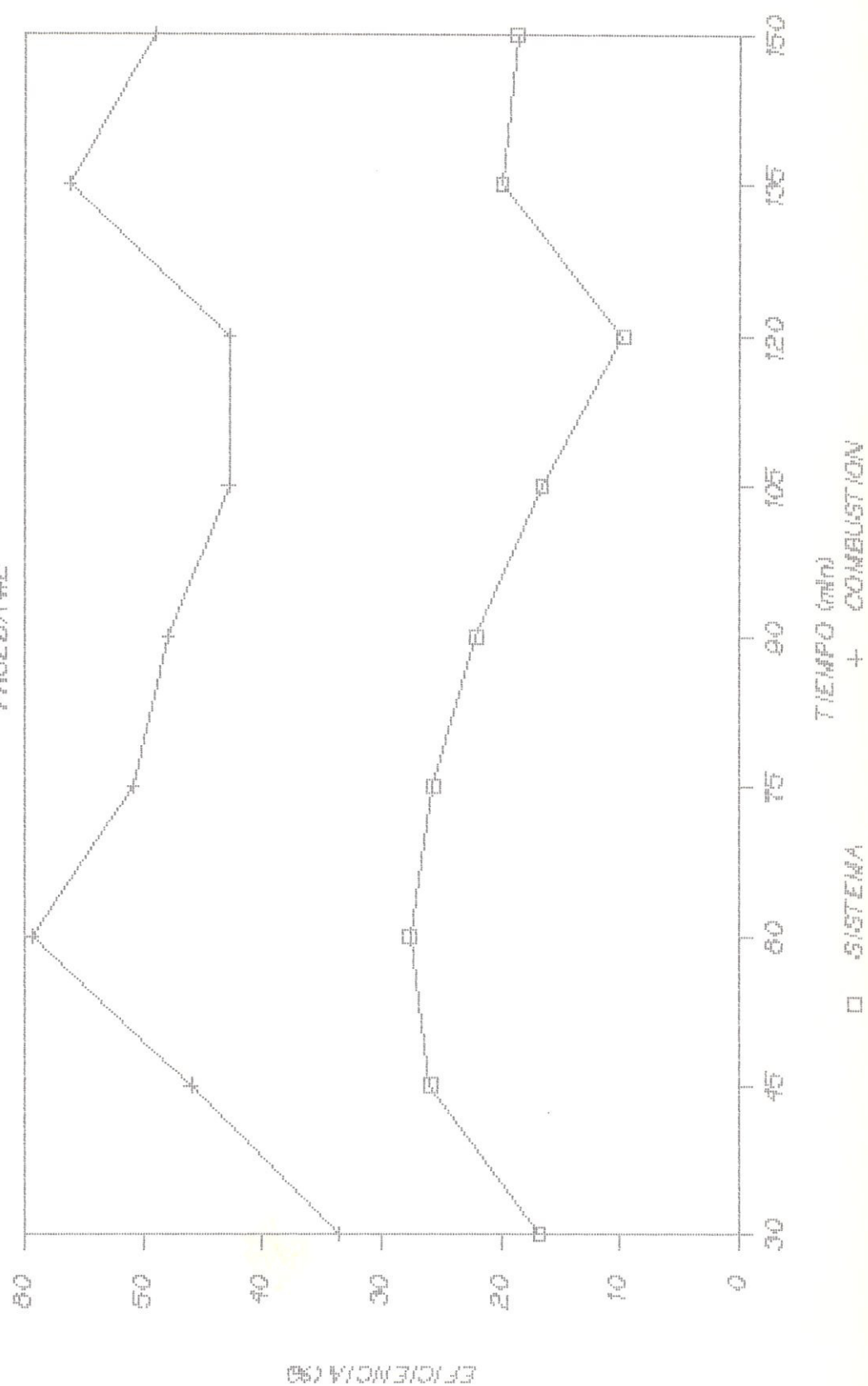
## PRUEBA # 2

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$\eta_S$ (%)	$\eta_C$ (%)	EA (%)
1	12648	2127	2136	74185	0.79505	0.93	16.8	33.7	**
2	12648	3281	2537	74185	1.04008	1.33	25.9	46	**
3	12648	3500	4005	74185	1.26519	1.57	27.7	59.3	250
4	12648	3255	3176	74185	1.10532	1.40	25.7	50.8	**
5	12648	2804	3260	74185	1.12498	1.34	22.2	48	500
6	12648	2095	3328	74185	0.81441	0.97	16.6	42.9	**
7	12648	1246	4161	74185	0.49363	0.59	9.9	42.8	900
8	12648	2521	4583	74185	0.92417	1.14	19.9	56.2	**
9	12648	2368	3850	74185	0.97406	1.19	18.7	49.2	550

Cenizas generadas en la prueba: 2.80 Kg

# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA #2



## RESULTADOS

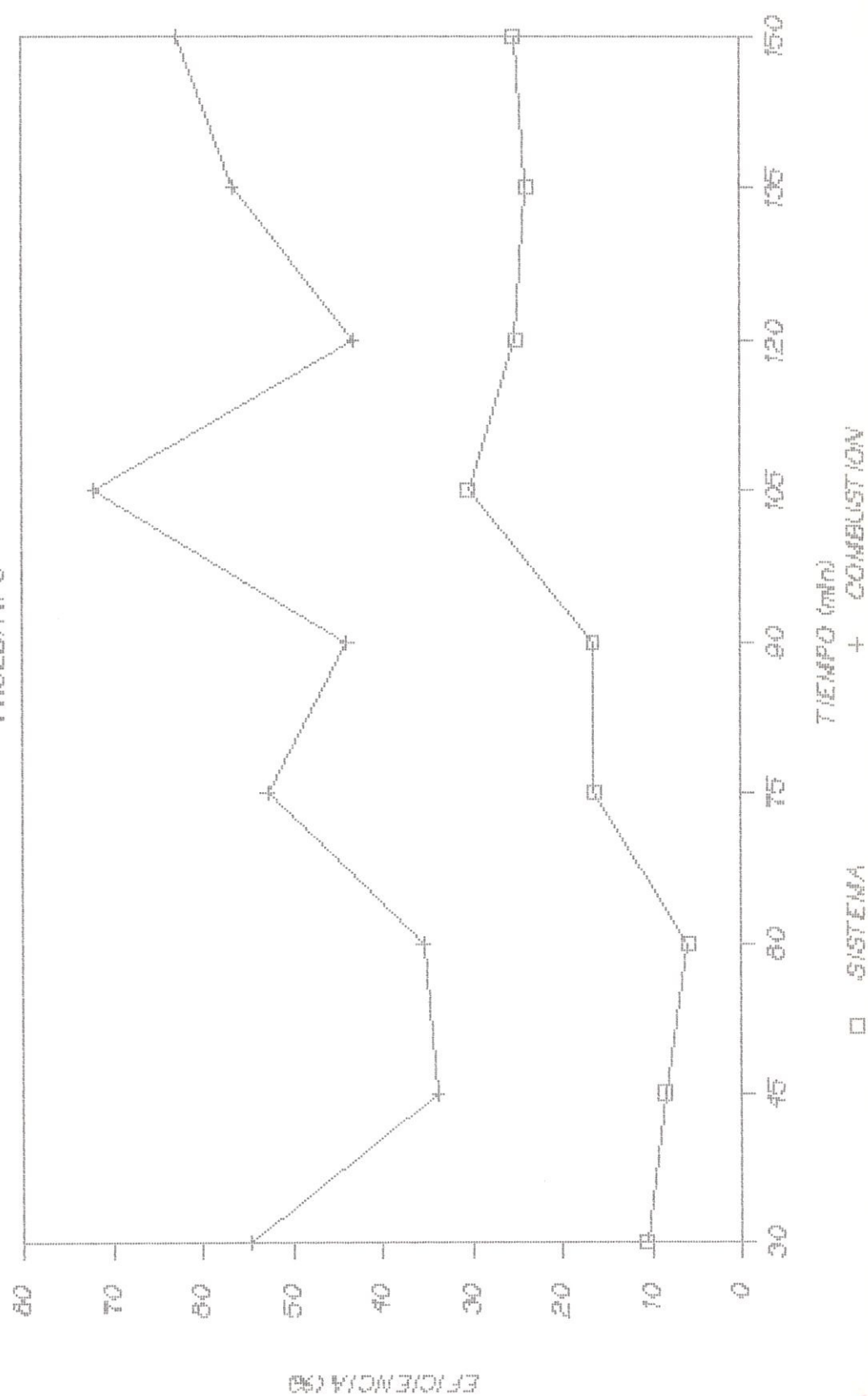
## PRUEBA # 3

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	EA (%)
1	11813	1250	5210	69288	0.63866	0.69	10.6	54.7	**
2	11813	1010	2982	69288	0.65632	0.67	8.6	33.8	**
3	11813	696	3489	69288	0.39781	0.42	5.9	35.4	1100
4	11813	1939	4290	69288	1.12452	1.16	16.4	52.7	**
5	11813	1943	3233	69288	1.27793	1.29	16.4	43.8	425
6	11813	3583	4917	69288	1.56351	1.77	30.3	72	**
7	11813	2961	3765	69288	1.67294	1.77	25.1	43.1	900
8	11813	2820	3850	69288	1.59944	1.69	23.9	56.5	**
9	11813	2987	4418	69288	1.53258	1.66	25.3	62.7	800

Cenizas generadas en la prueba: 3.08 Kg

# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 3







## RESULTADOS

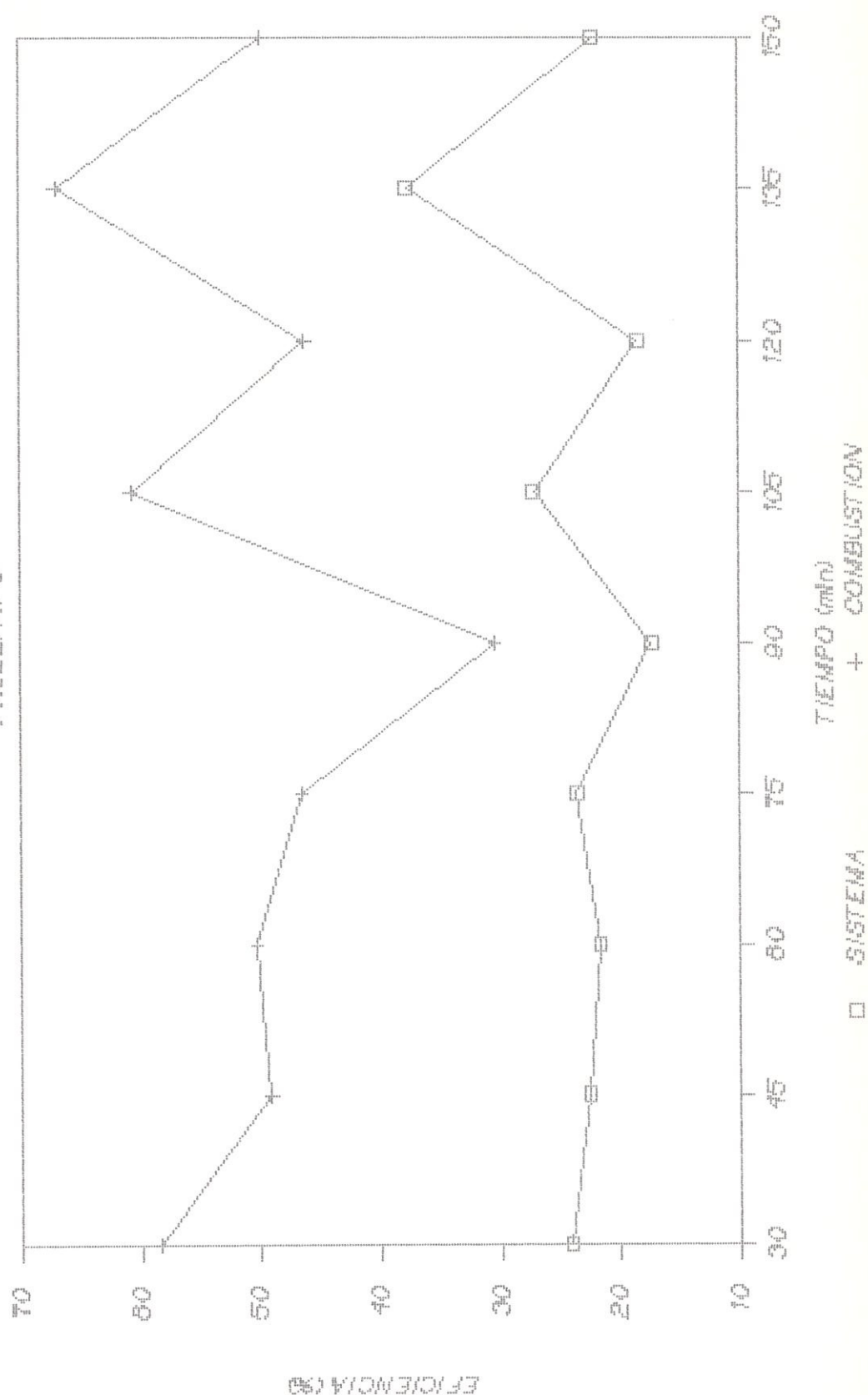
## PRUEBA # 5

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	EA (%)
1	18648	4494	6391	112221	1.83001	2.16	24.1	58.4	**
2	18648	4213	4950	112221	1.77820	2.07	22.6	49.1	**
3	18648	4050	5333	112221	1.69677	1.98	21.7	50.3	700
4	18648	4405	4267	112221	1.54105	1.93	23.6	46.5	**
5	18648	3235	2430	112221	1.58020	1.74	17.4	30.4	600
6	18648	5053	6270	112221	1.68055	2.15	27.1	60.7	**
7	18648	3447	5173	112221	1.55850	1.77	18.5	46.2	370
8	18648	7025	5466	112221	1.91431	2.65	37.7	67	**
9	18648	4141	5154	112221	1.45043	1.81	22.2	49.9	700

Cenizas generadas en la prueba: 2.46 Kg

# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 5



## APENDICE 6 - 2

RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO NATURAL Y  
AISLADO

## RESULTADOS

## PRUEBA # 6

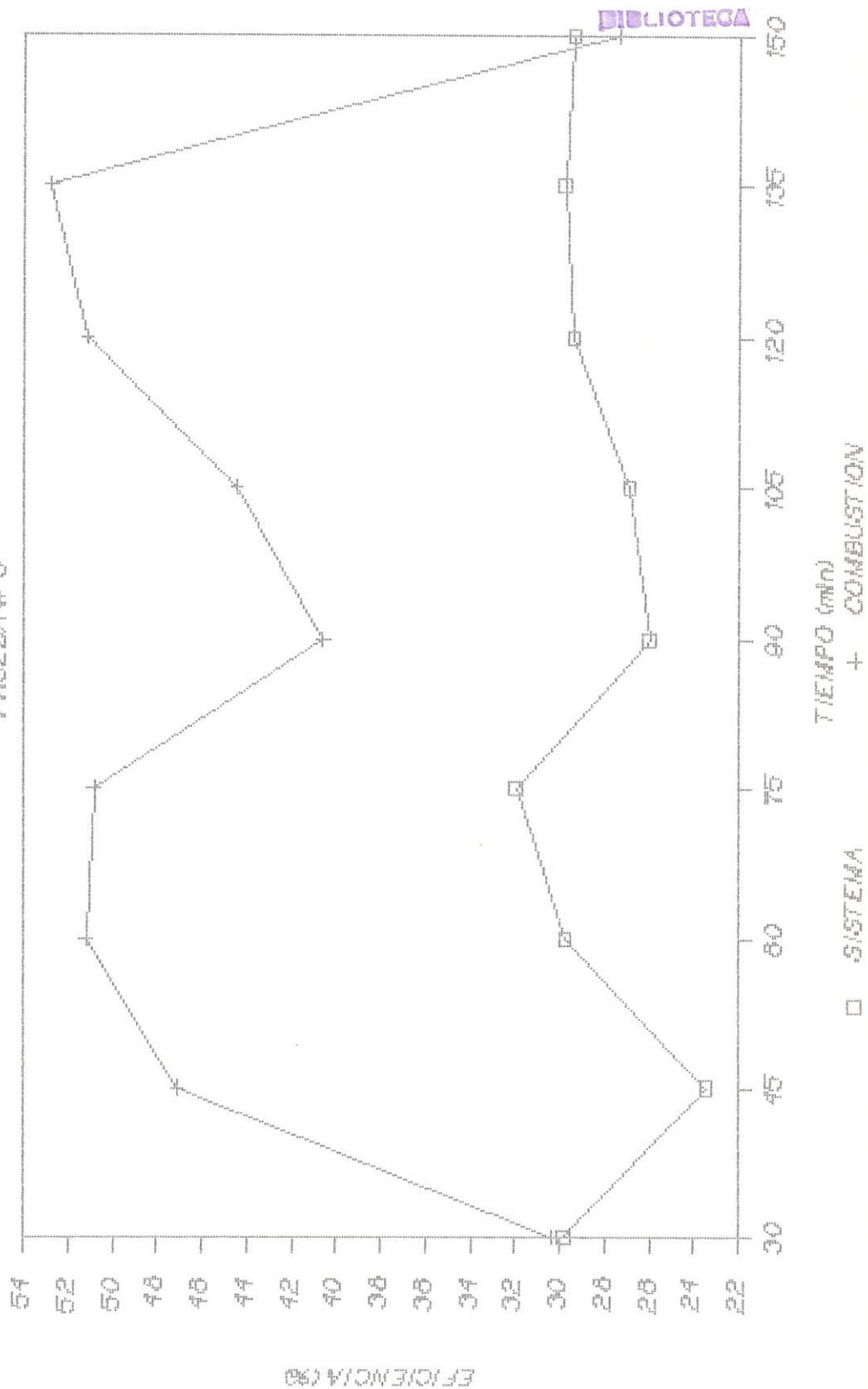
BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	EA (%)
1	23732	7088	1101	-978	220606	1.39032	2.03	29.9	30.4	**
2	23732	5569	1751	3857	220606	1.12191	1.62	23.5	47.1	**
3	23732	7062	3076	2008	220606	1.19897	1.89	29.8	51.2	400
4	23732	7590	2714	1761	220606	1.26364	2.01	32	50.8	**
5	23732	6174	2491	975	220606	1.23498	1.79	26.0	40.6	350
6	23732	6396	1683	2471	220606	1.29552	1.86	27	44.5	**
7	23732	6980	3377	1779	220606	1.38376	2.01	29.4	51.1	670
8	23732	7080	2869	2578	220606	1.47917	2.10	29.8	52.8	**
9	23732	6982	2760	-3229	220606	1.63063	2.19	29.4	27.4	275



BIBLIOTECA

## EFICIENCIAS VS. TIEMPO

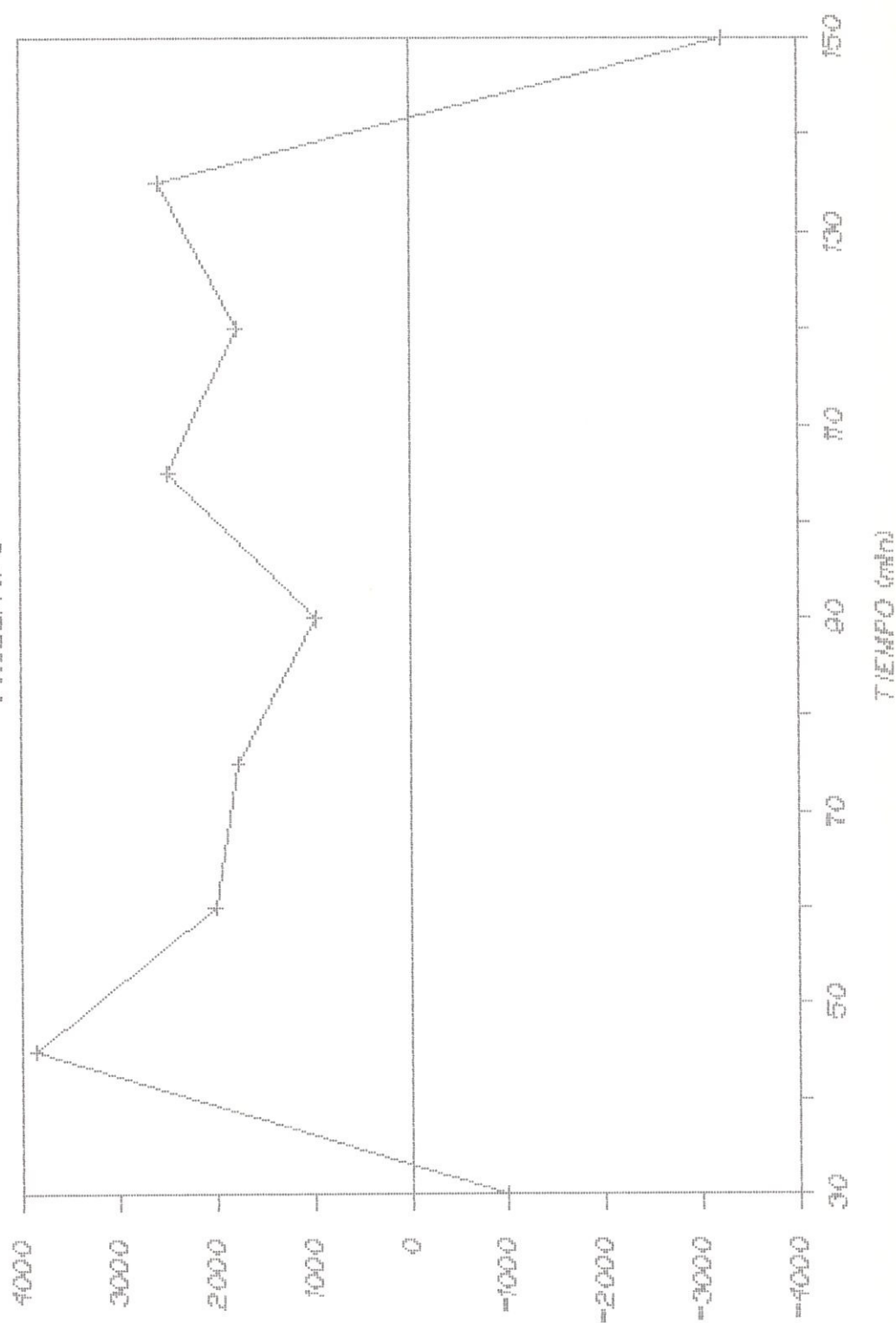
PRUEBA # 6





## ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA # 6



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)

## RESULTADOS

## PRUEBA # 7

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	EA (%)
1	23931	7674	2909	-117	222450	1.55069	2.24	32.1	43.7	**
2	23931	8598	2871	4855	222450	1.38056	2.25	36	68.2	**
3	23931	7006	1701	3992	222450	1.25212	1.92	29.3	53.1	700
4	23931	6450	1984	-1081	222450	1.19854	1.80	27	30.7	**
5	23931	7948	2106	2202	222450	1.51979	2.25	33.2	51.2	235
6	23931	7605	3154	5355	222450	1.2644	2.02	31.8	67.3	**
7	23931	8831	3273	-323	222450	1.65746	2.48	36.9	49.2	800
8	23931	9251	3103	4397	222450	1.66669	2.55	38.7	70	**
9	23931	9684	3456	-3762	222450	2.01351	2.86	40.5	39.2	550

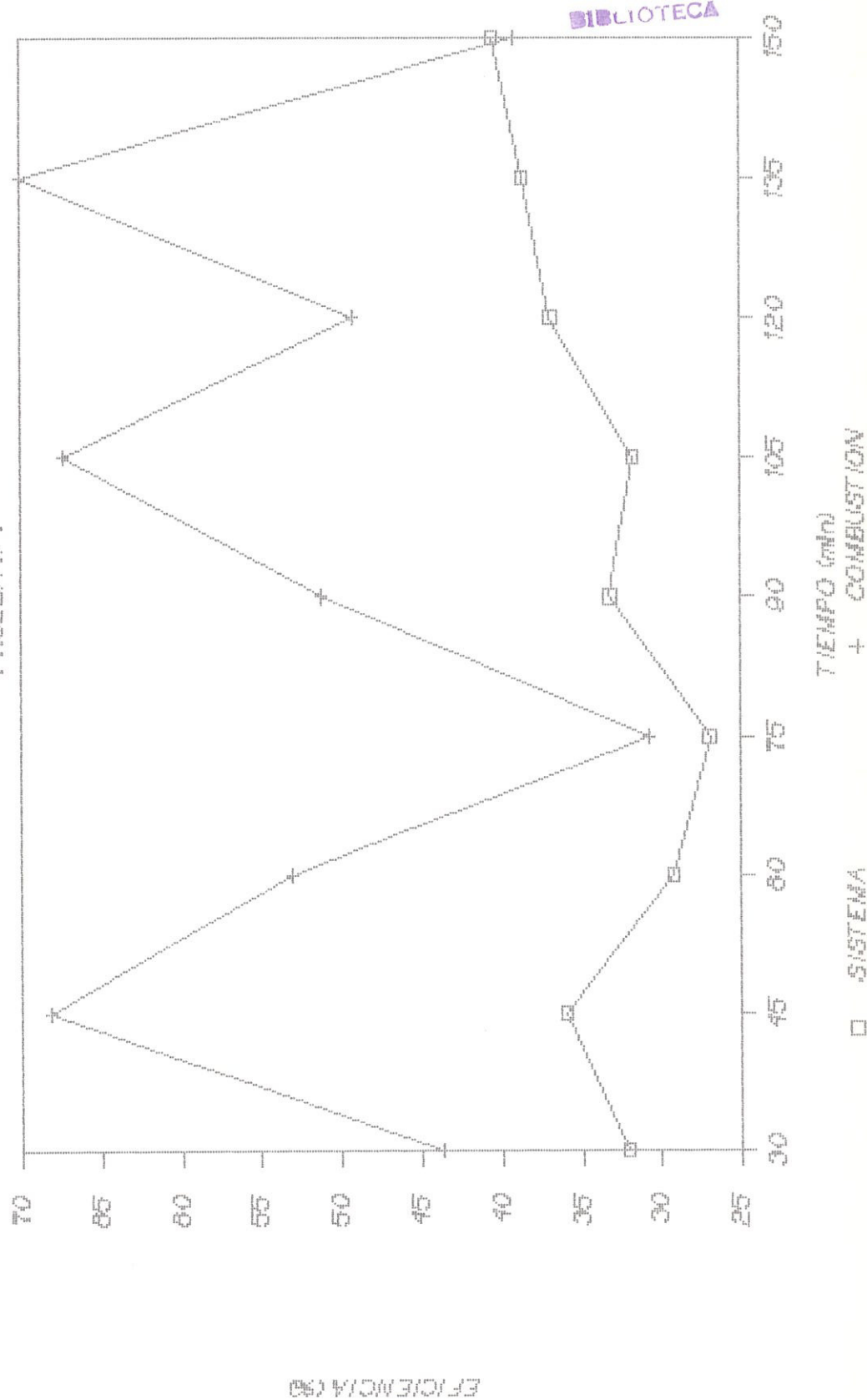
Cenizas desalojadas durante la prueba: 3.38 Kg

Cenizas generadas durante la prueba : 5.11 Kg

BIBLIOTECA

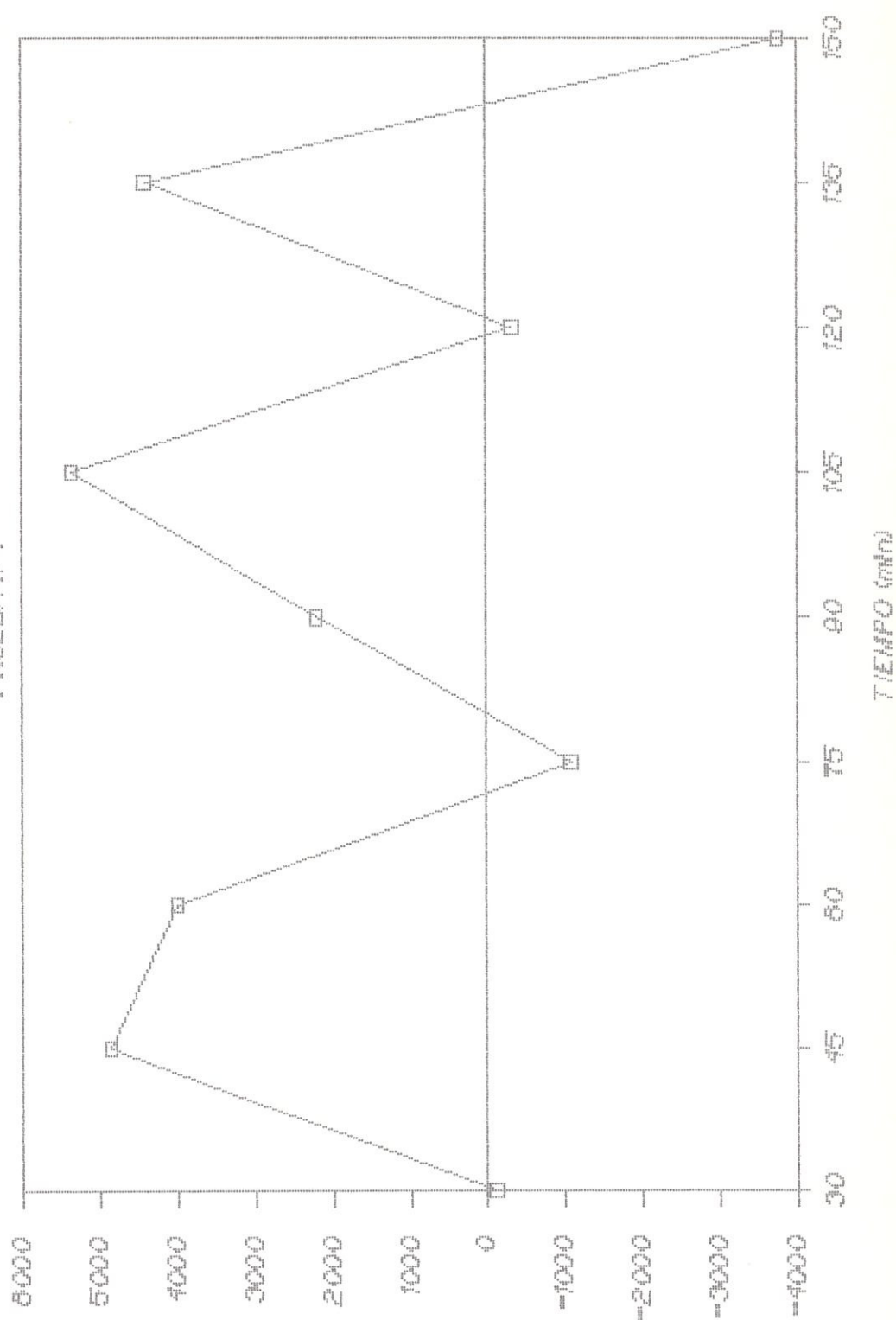
## EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 7



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES

PRUEBA # 7



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (m)

TIEMPO (min)

## RESULTADOS

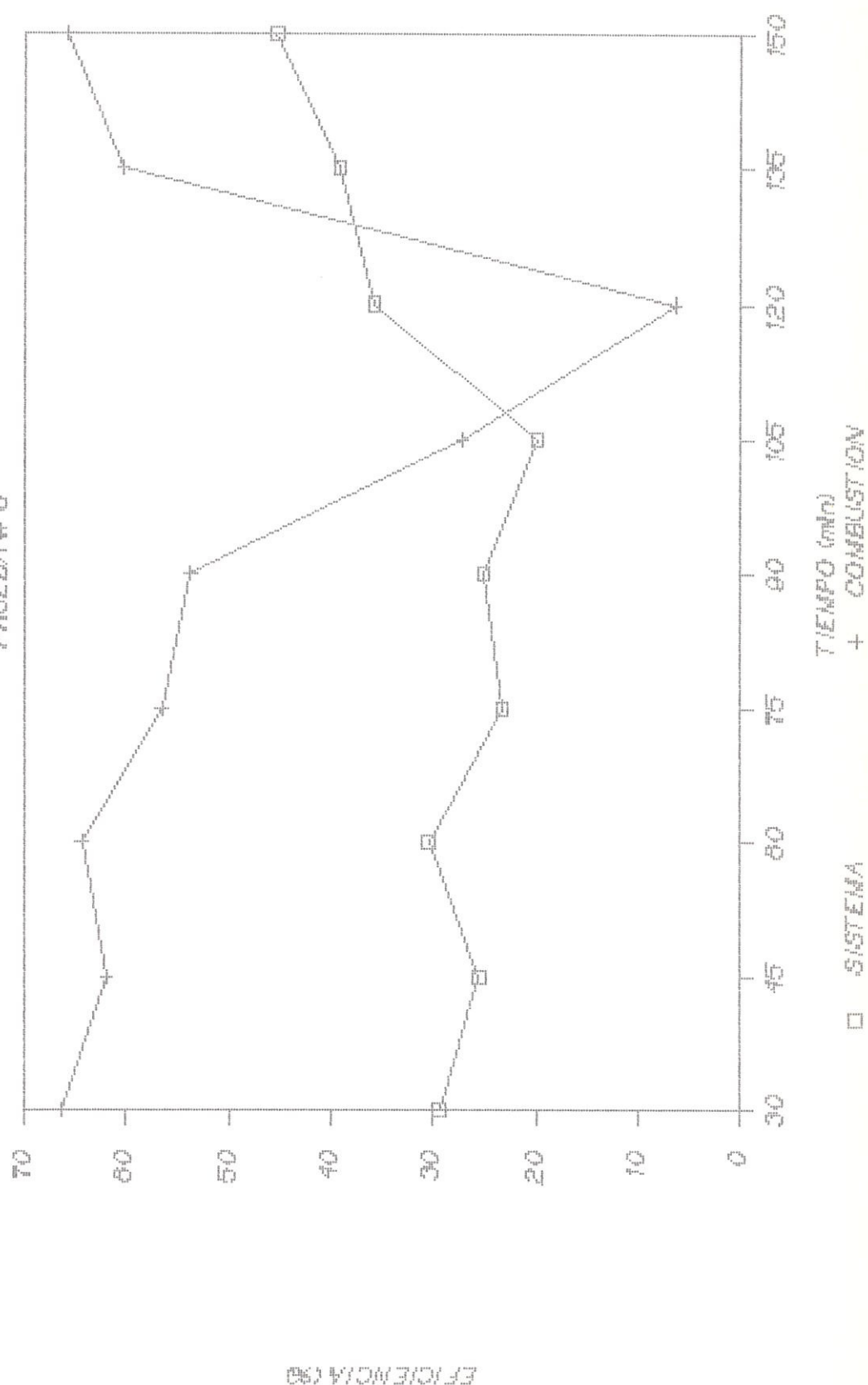
## PRUEBA # 8

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$\dot{m}_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$\eta_s$ (%)	$\eta_c$ (%)	EA (%)
1	20906	6144	1132	6592	194330	1.47352	1.96	29.4	66.3	**
2	20906	5348	762	6834	194330	1.14942	1.61	25.6	61.9	**
3	20906	6370	1694	5395	194330	1.17903	1.79	30.5	64.4	510
4	20906	4862	3606	3345	194330	0.89652	1.36	23.3	56.5	**
5	20906	5244	2378	3622	194330	0.88193	1.40	25.1	53.8	470
6	20906	4164	2309	-793	194330	0.79218	1.18	19.9	27.2	**
7	20906	7491	3054	-9223	194330	2.44302	2.85	35.8	6.3	1500
8	20906	8199	2612	1808	194330	1.85848	2.53	39.2	60.4	**
9	20906	9500	3534	746	194330	2.51059	3.19	45.4	65.9	400



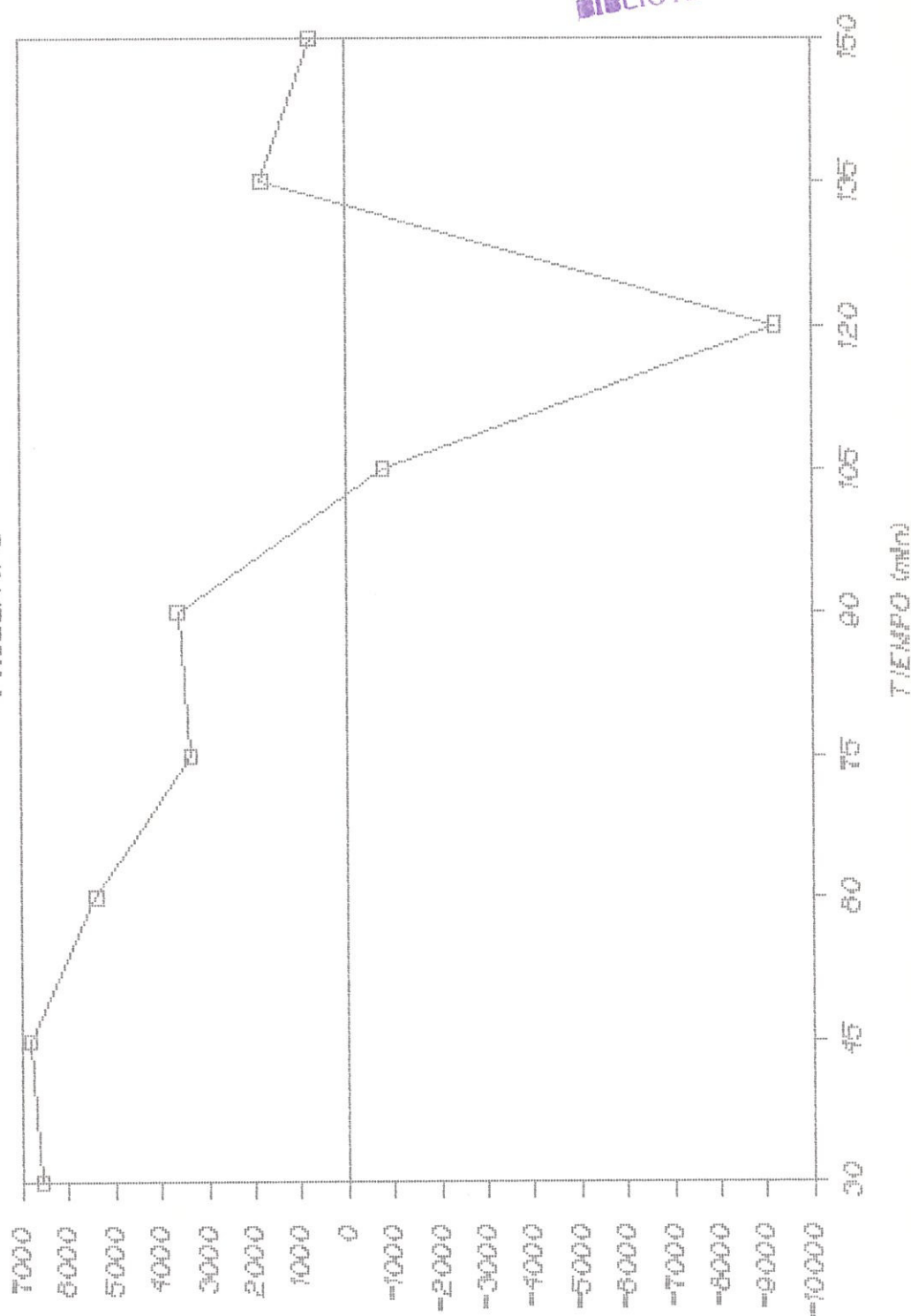
# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 8



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA # 6



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)

BIBLIOTECA



## RESULTADOS

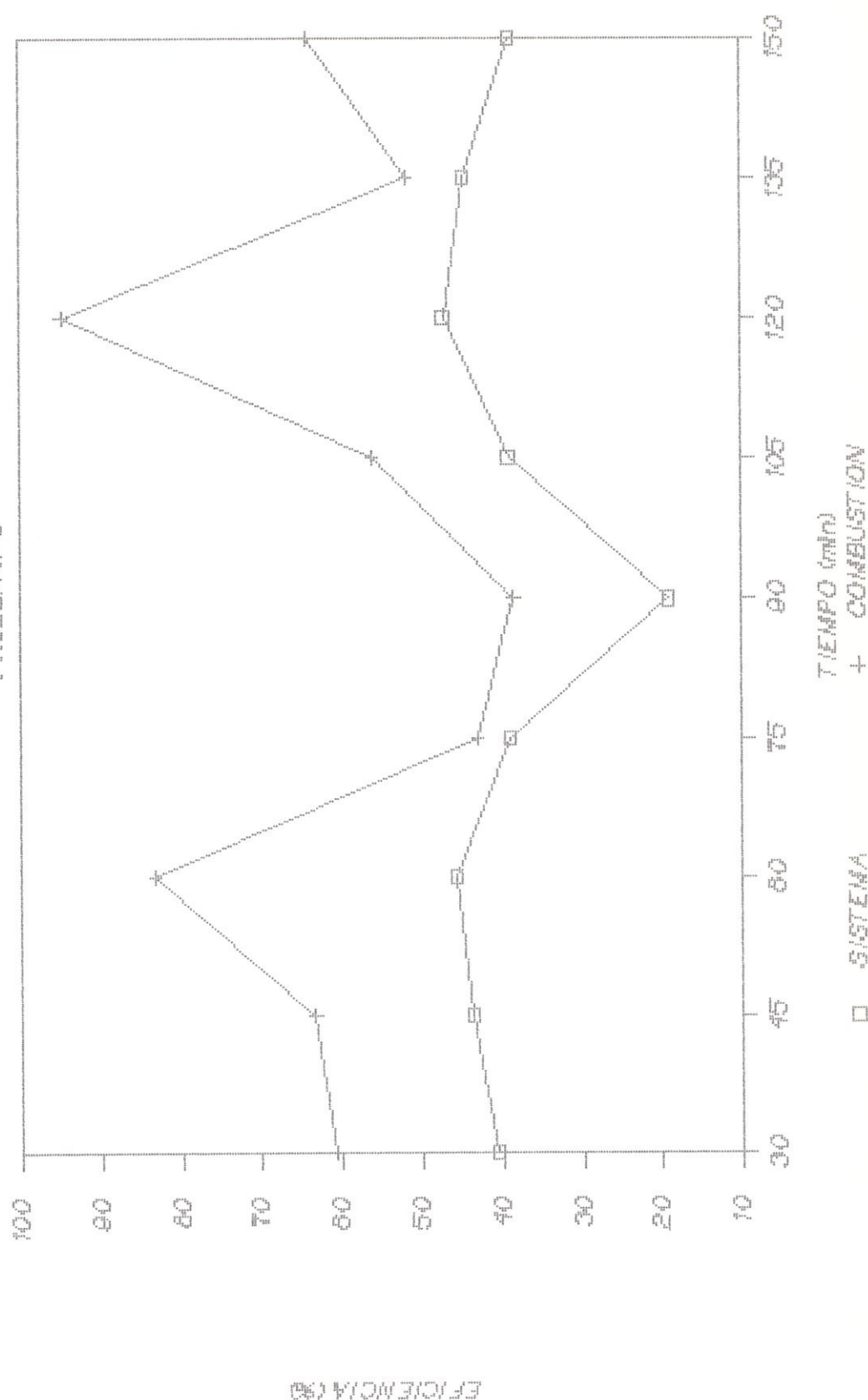
## PRUEBA # 9

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$M_G \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	Vch (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	EA (%)
1	28379	11523	1532	4186	271235	1.9453	2.92	40.6	60.8	**
2	28379	12402	2375	3199	271235	2.0568	3.16	43.7	63.3	**
3	28379	12972	3819	6846	271235	1.9210	3.18	45.7	83.3	500
4	28379	11065	3795	-2648	271235	2.11988	3.19	39	43	**
5	28379	5438	4540	951	271235	0.92326	1.42	19.2	38.5	280
6	28379	11088	5817	-983	271235	2.02816	2.96	39.1	56.1	**
7	28379	13381	5332	8206	271235	2.04534	3.36	47.2	94.9	155
8	28379	12689	5813	-3833	271235	2.02124	3.24	44.7	51.7	**
9	28379	11037	4174	3003	271235	1.77942	3.00	38.9	64.2	111

Cenizas desalojadas durante la prueba: 3.3 Kg  
 Cenizas generadas durante la prueba : 5.31 Kg

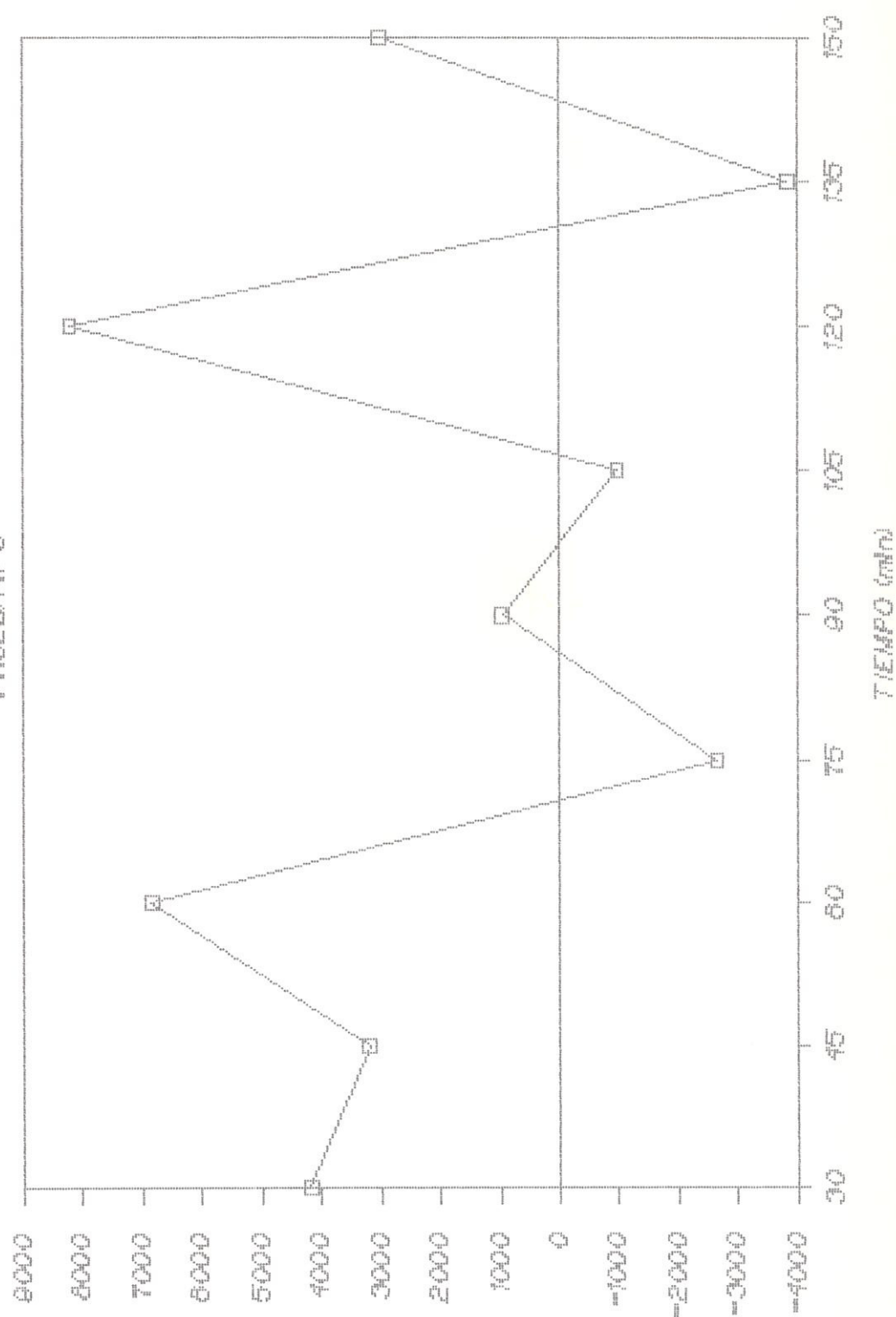
# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 8



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA # 0



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)



BIBLIOTECA



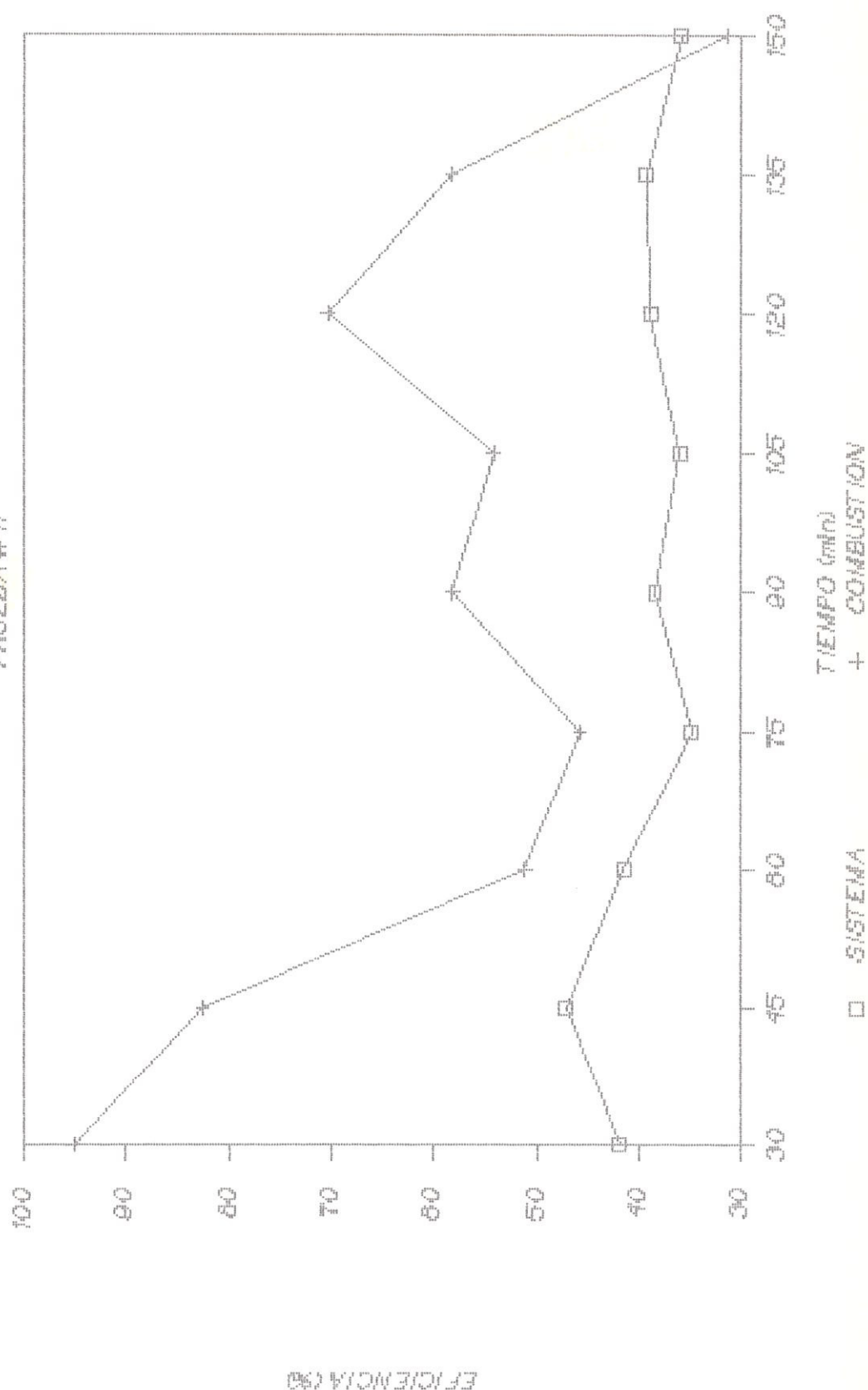
## RESULTADOS

## PRUEBA # 11

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	MG·10 <sup>-2</sup> (Kg/seg)	Vch (m/s)	n <sub>s</sub> (%)	n <sub>c</sub> (%)	EA (%)
1	29536	12386	3158	12530	282294	1.9079	3.23	41.9	95.1	**
2	29536	13930	4725	5724	282294	1.99077	3.46	47.2	82.5	**
3	29536	12242	4273	-1414	282294	1.98454	3.29	41.4	51.1	160
4	29536	10306	3583	-376	282294	1.87088	2.95	34.9	45.8	**
5	29536	11366	3699	2108	282294	1.95673	3.02	38.5	58.1	370
6	29536	10618	5619	-235	282294	1.89836	3.00	36	54.2	**
7	29536	11463	5510	3803	282294	1.77982	2.93	38.8	70.3	320
8	29536	11601	4598	1016	282294	2.00625	3.15	39.3	58.3	**
9	29536	10601	3136	-4496	282294	2.20684	3.13	35.9	31.3	200

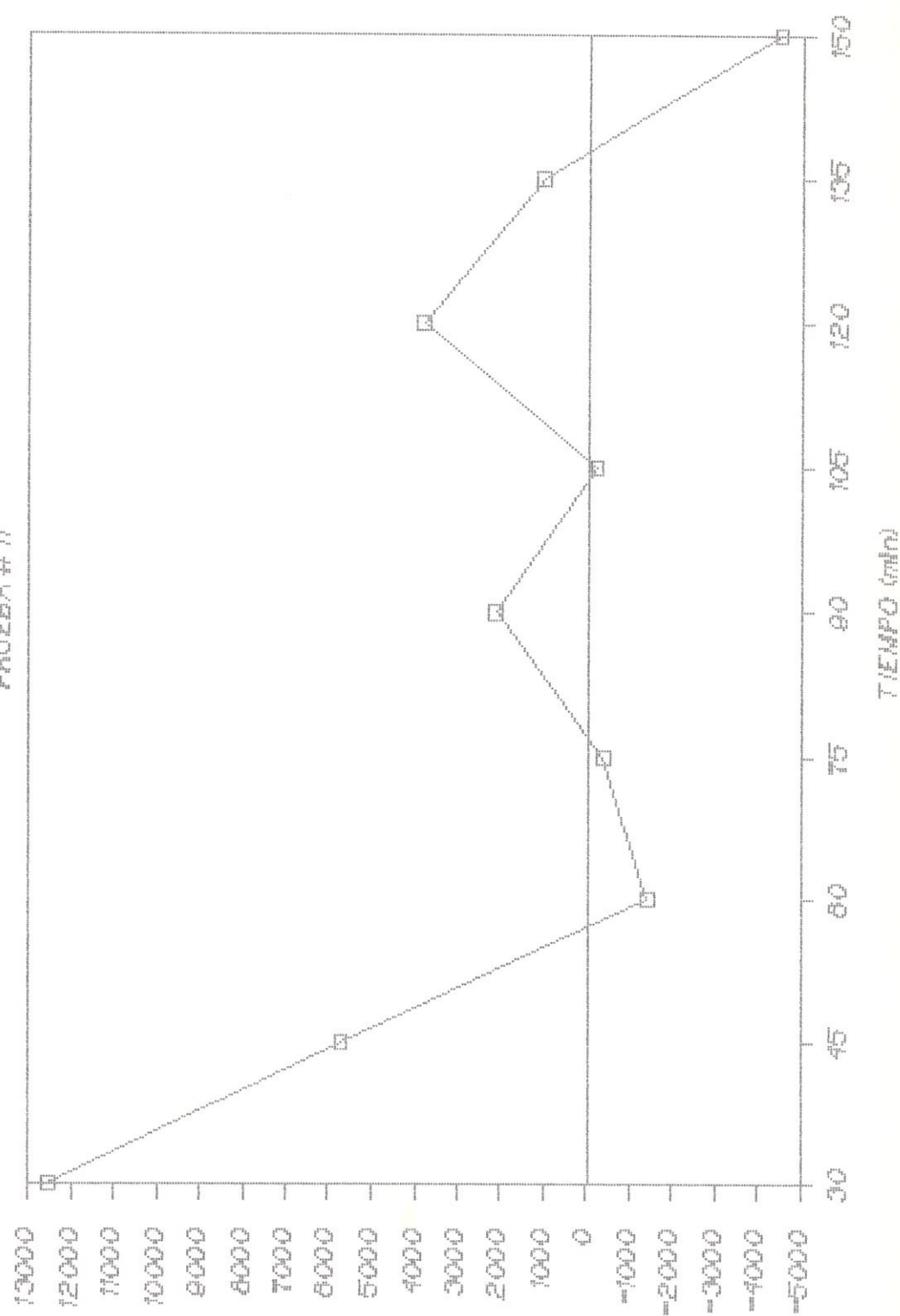
# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 11



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA # 11



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)

## APENDICE 6 - 3

RESULTADOS PARA EL HORNO OPERANDO CON TIRO INDUCIDO Y  
AISLADO

## RESULTADOS

## PRUEBA # 12

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	CSG (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	$m_{Gv} \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	$m_{Gch} \cdot 10^{-2}$ (Kg/seg)	$m_v$ (Kg/seg)	$V_v$ (m/s)	$V_{ch}$ (m/s)	$n_s$ (%)	$n_c$ (%)	Tsec (°C)	HR (%)	EA (%)
1	34458	10971	3457	2989	1668	329330	5.43317	1.01715	0.7985	16.76	1.40	31.8	55.4	46	34	**
2	34458	9259	2911	2745	-893	329330	4.37139	0.91484	0.81044	16.91	1.27	26.9	40.7	44	43	**
3	34458	8848	5335	3981	4481	329330	3.39414	1.23991	0.81899	17.04	1.78	25.7	65.7	43	42	150
4	34458	10552	5967	5757	5283	329330	3.94023	1.12579	0.80707	16.94	2.08	30.6	80	46	32	**
5	34458	11841	3608	4975	3502	329330	5.00261	1.11437	0.83252	17.53	1.91	34.4	69.4	47	33	105
6	34458	9203	3826	3550	-4213	329330	3.6731	0.98305	0.80969	16.90	1.5	26.7	35.9	44	43	**
7	34458	9327	4604	5800	-2394	329330	4.10139	1.28365	0.81729	17.10	2.21	27.1	50.3	44	41	250
8	34458	8938	4053	4933	-385	329330	4.3775	1.16077	0.82357	17.13	1.93	26	50.9	43	47	**
9	34458	9513	3403	4869	-14292	329330	7.0655	1.47782	0.82033	17.12	2.15	27.6	10.1	44	46	140

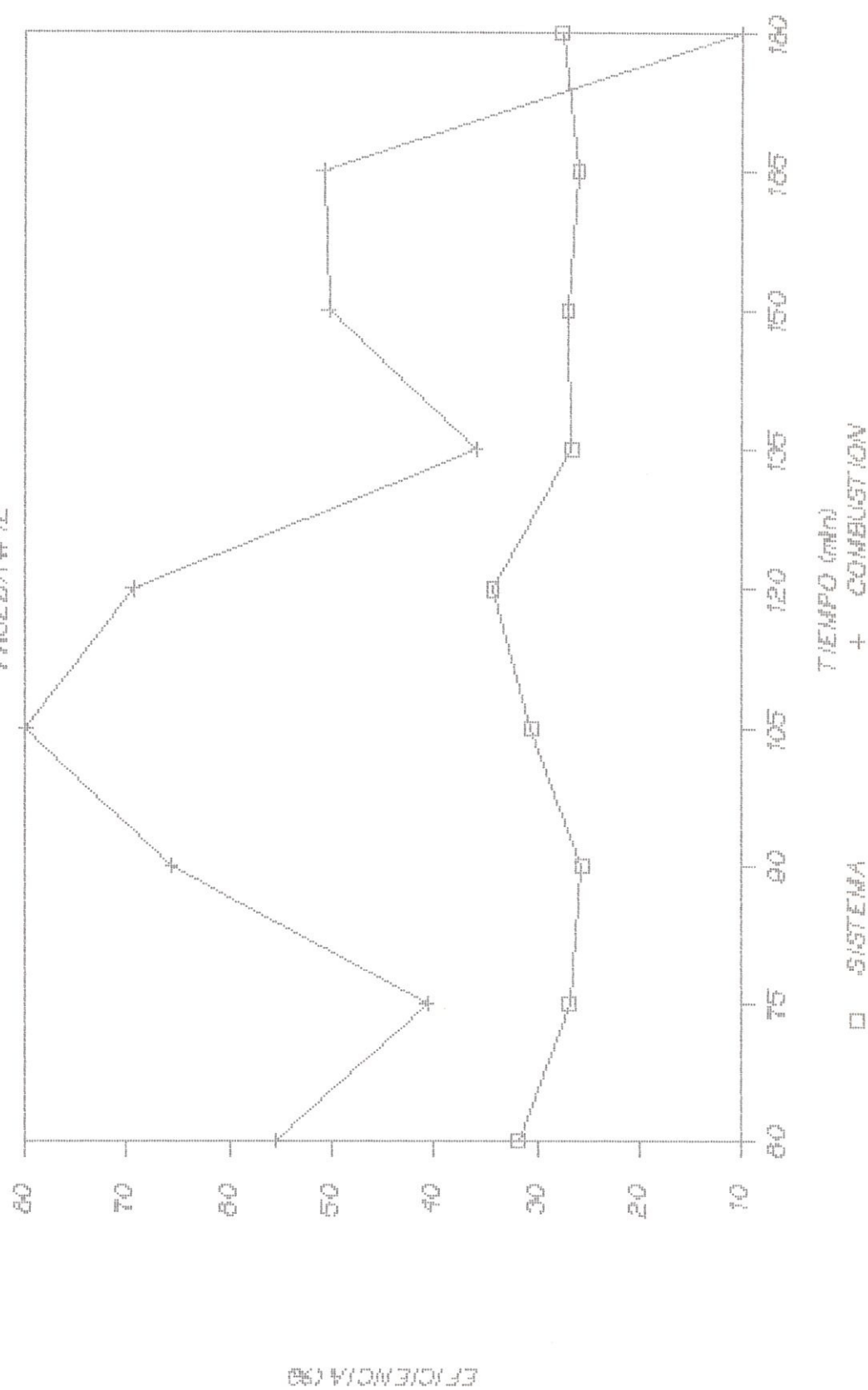
Cenizas desalojadas durante el proceso: 4.77 Kg

Cenizas generadas durante el proceso : 6.4 Kg



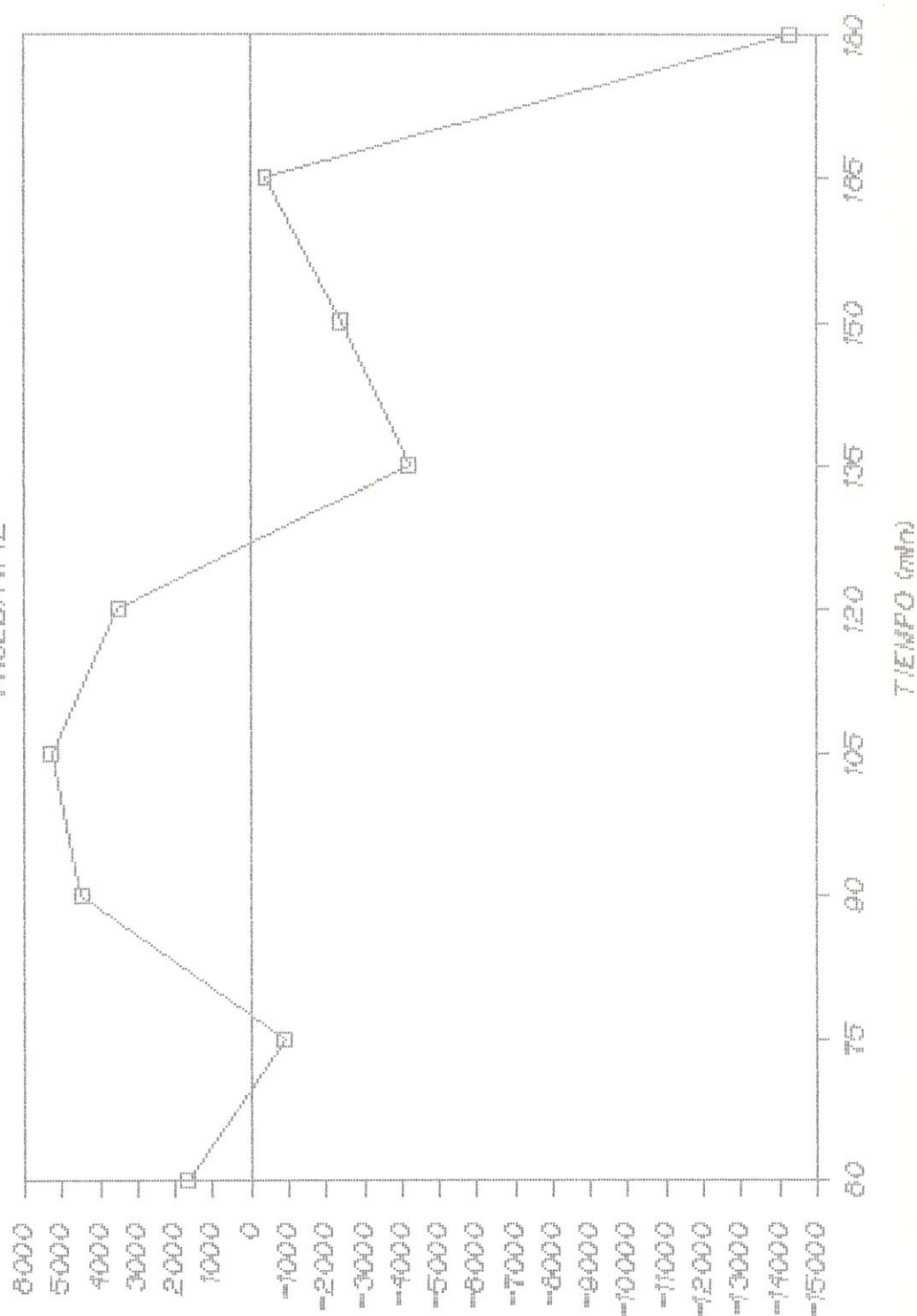
# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA # 12



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA #12



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)

## RESULTADOS

## PRUEBA # 13

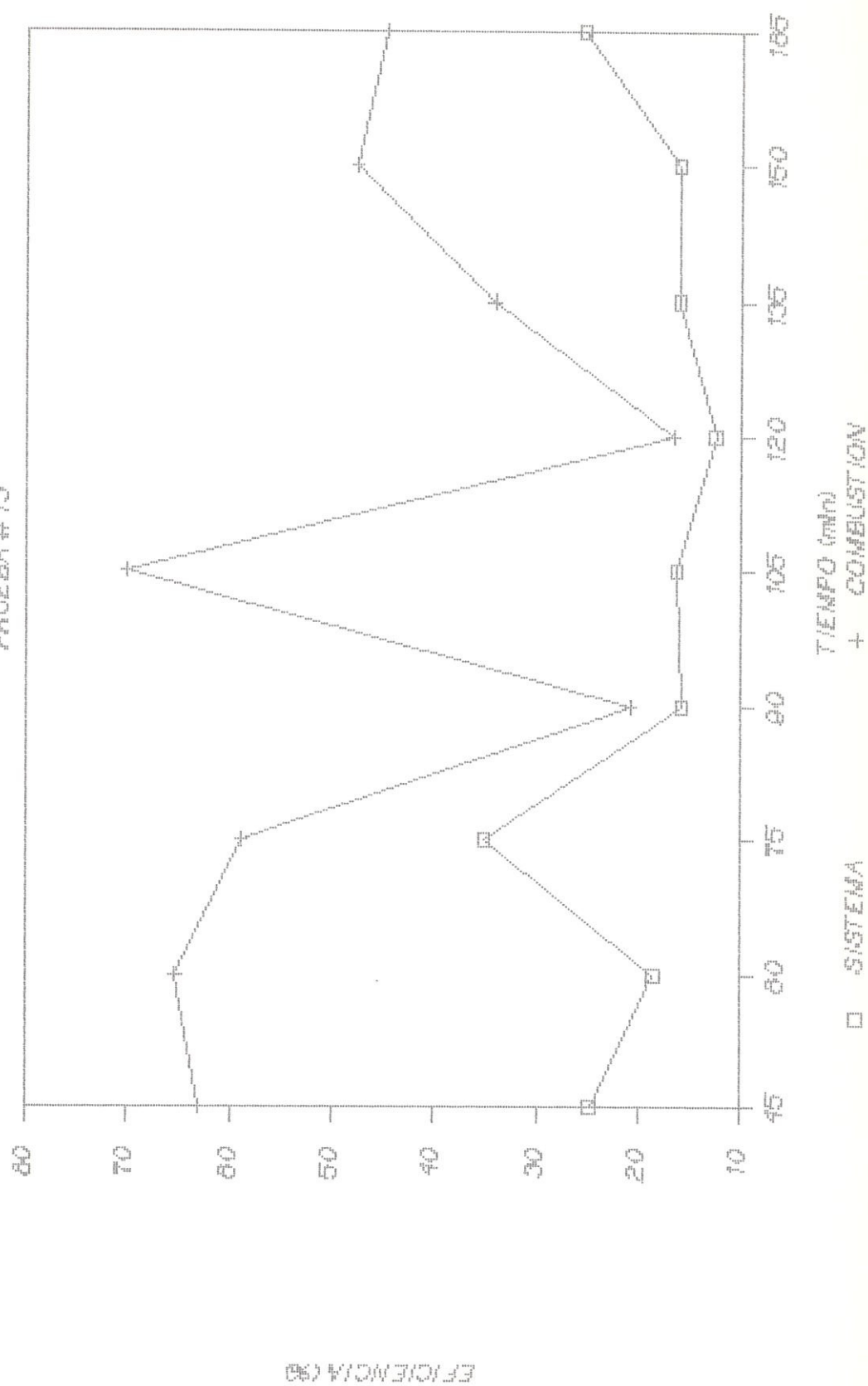
BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	CSG (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	m <sub>Gv</sub> 10-z (Kg/seg)	m <sub>Gch</sub> 10-z (Kg/seg)	m <sub>v</sub> (Kg/seg)	Vv (m/s)	Vch (m/s)	n <sub>s</sub> (%)	n <sub>c</sub> (%)	Tsec (°C)	HR (%)	EA (%)
1	34076	8441	4381	3752	4921	325681	3.51638	0.96218	1.05784	21.81	1.52	24.8	63.1	40	49	**
2	34076	6328	4972	3429	7519	325681	2.46808	0.88507	1.11095	22.77	1.40	18.6	65.3	38	52	**
3	34076	11953	5075	3537	-516	325681	4.91188	1.09798	1.10216	22.93	1.58	35.1	58.8	43	52	250
4	34076	5370	4172	2252	-4697	325681	2.6676	1.47113	1.04124	21.28	1.55	15.8	20.8	37	60	**
5	34076	5554	4004	4171	9968	325681	2.00129	1.32512	1.08626	22.2	1.88	16.3	70.1	37	63	145
6	34076	4263	3504	4825	-6898	325681	1.95872	1.58021	1.06611	21.72	2.21	12.5	16.7	36	52	**
7	34076	5480	4170	3978	-1996	325681	2.7425	1.49305	1.06108	21.69	1.96	16.1	34.1	37	52	250
8	34076	5471	4712	-192	6065	325681	2.17107	-1.53979	1.02845	21.02	1.12	16.1	47.7	37	50	**
9	34076	8668	5630	-68	939	325681	3.20701	-1.72214	1.00896	20.87	1.22	25.4	44.7	41	40	10

Cenizas desalojadas durante el proceso: 3.54 Kg

Cenizas generadas durante el proceso : 5.76 Kg

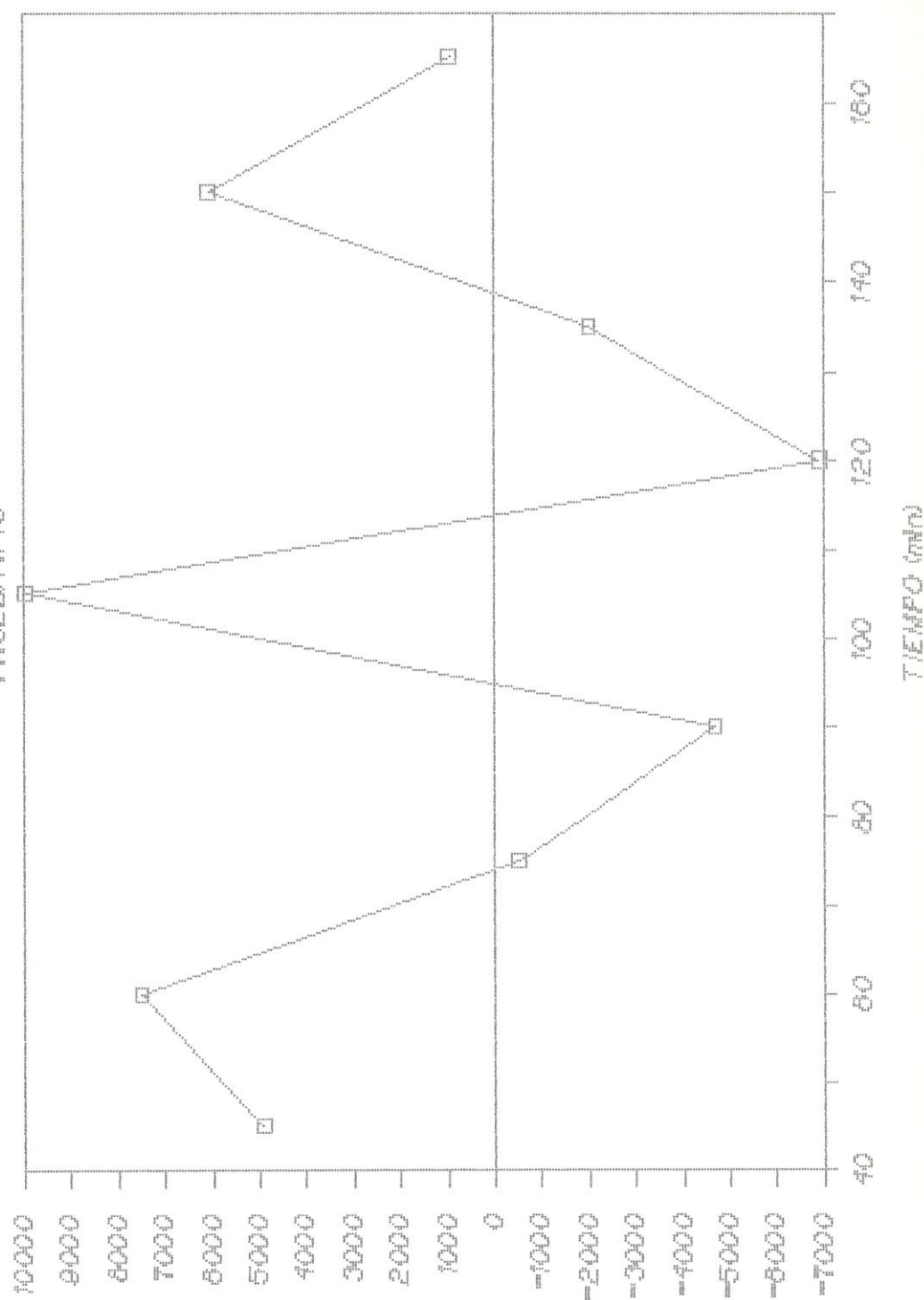
# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA #13



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA #13



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)



## RESULTADOS

## PRUEBA # 15

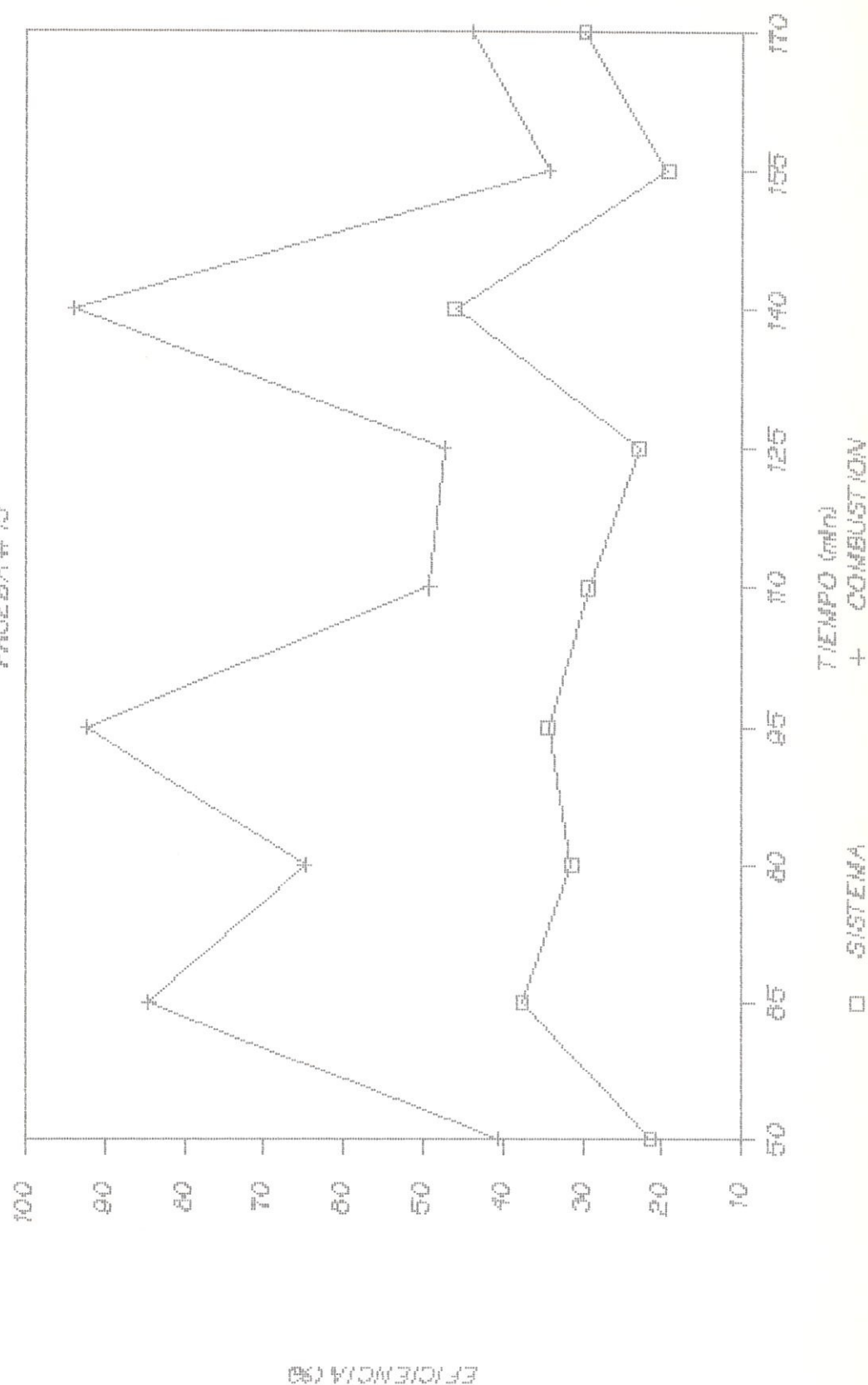
BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	CSG (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	m <sub>Gv</sub> ·10 <sup>2</sup> (Kg/seg)	m <sub>Gch</sub> ·10 <sup>2</sup> (Kg/seg)	m <sub>v</sub> (Kg/seg)	Vv (m/s)	Vch (m/s)	n <sub>s</sub> (%)	n <sub>c</sub> (%)	Tsec (°C)	HR (%)	EA (%)
1	35004	7525	4358	5264	-2941	325382	3.19623	1.3352	0.88012	18.26	2.13	21.5	40.6	42	39	**
2	35004	13143	4237	7097	5091	325382	5.39338	1.4828	0.85595	18.14	2.64	37.6	84.5	49	30	**
3	35004	11016	6883	6753	-1921	325382	4.27712	1.27751	0.87968	18.47	2.41	31.5	65	46	34	240
4	35004	12018	5080	7557	7680	325382	4.73592	1.48626	0.78252	16.58	2.74	34.3	92.4	49	30	**
5	35004	10271	3785	6632	3464	325382	4.45119	1.58318	0.85621	17.98	2.62	29.3	49.2	46	38	750
6	35004	8032	5726	5979	-3153	325382	3.87171	1.60596	0.82587	17.18	2.49	23	47.4	43	38	**
7	35004	16146	3977	7154	5612	325382	7.60696	1.39841	0.83729	17.85	2.59	46.1	94	51	26	180
8	35004	6772	3518	5691	-4009	325382	2.97845	1.34611	0.84797	17.59	2.24	19.4	34.2	42	41	**
9	35004	10464	3152	4335	-2539	325382	5.81723	1.44123	0.8275	17.37	2.01	29.9	44	46	29	360

Cenizas desalojadas durante el proceso: 3.74 Kg  
 Cenizas generadas durante el proceso : 6.06 Kg



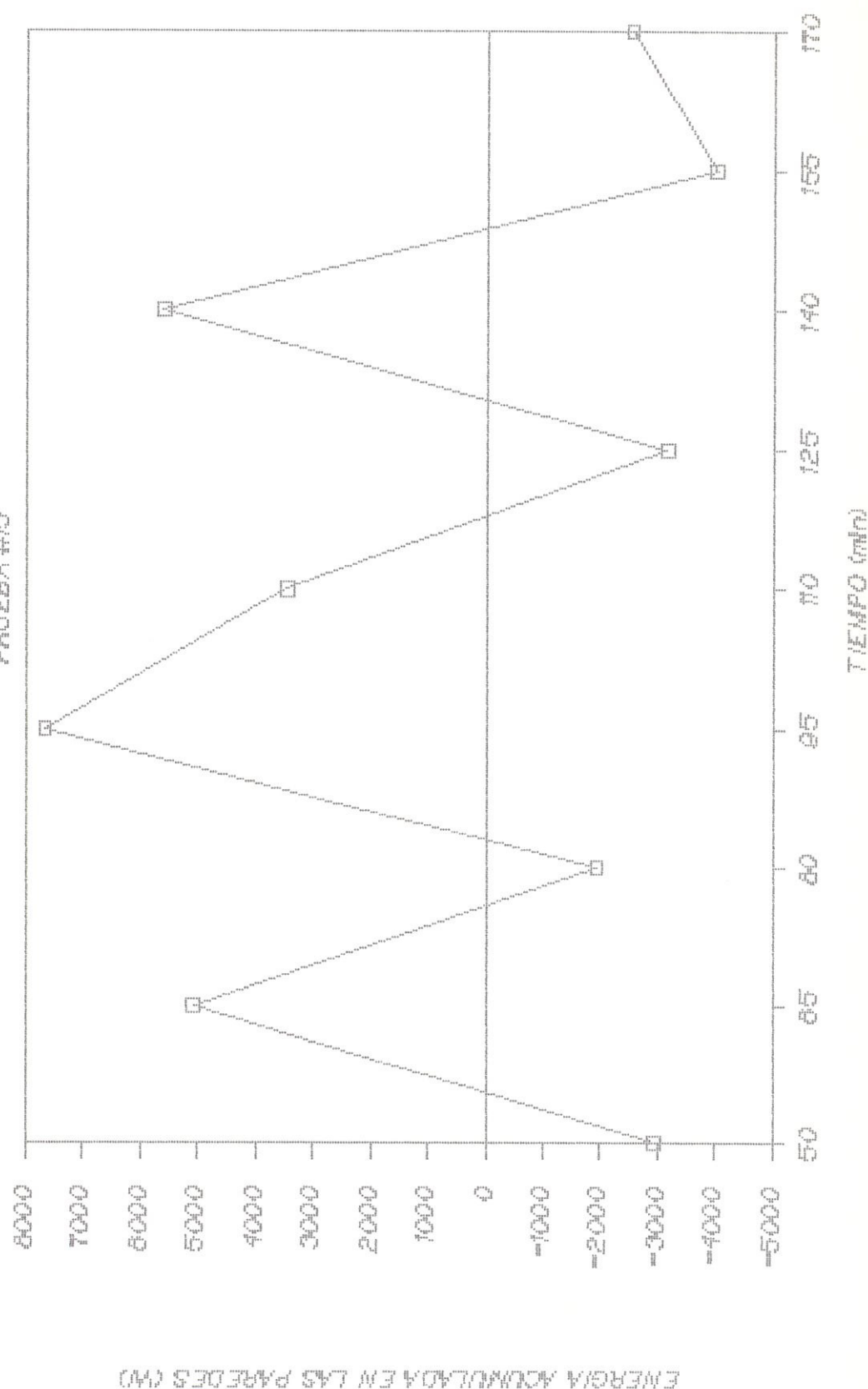
# EFICIENCIAS VS. TIEMPO

PRUEBA #15



# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA #15



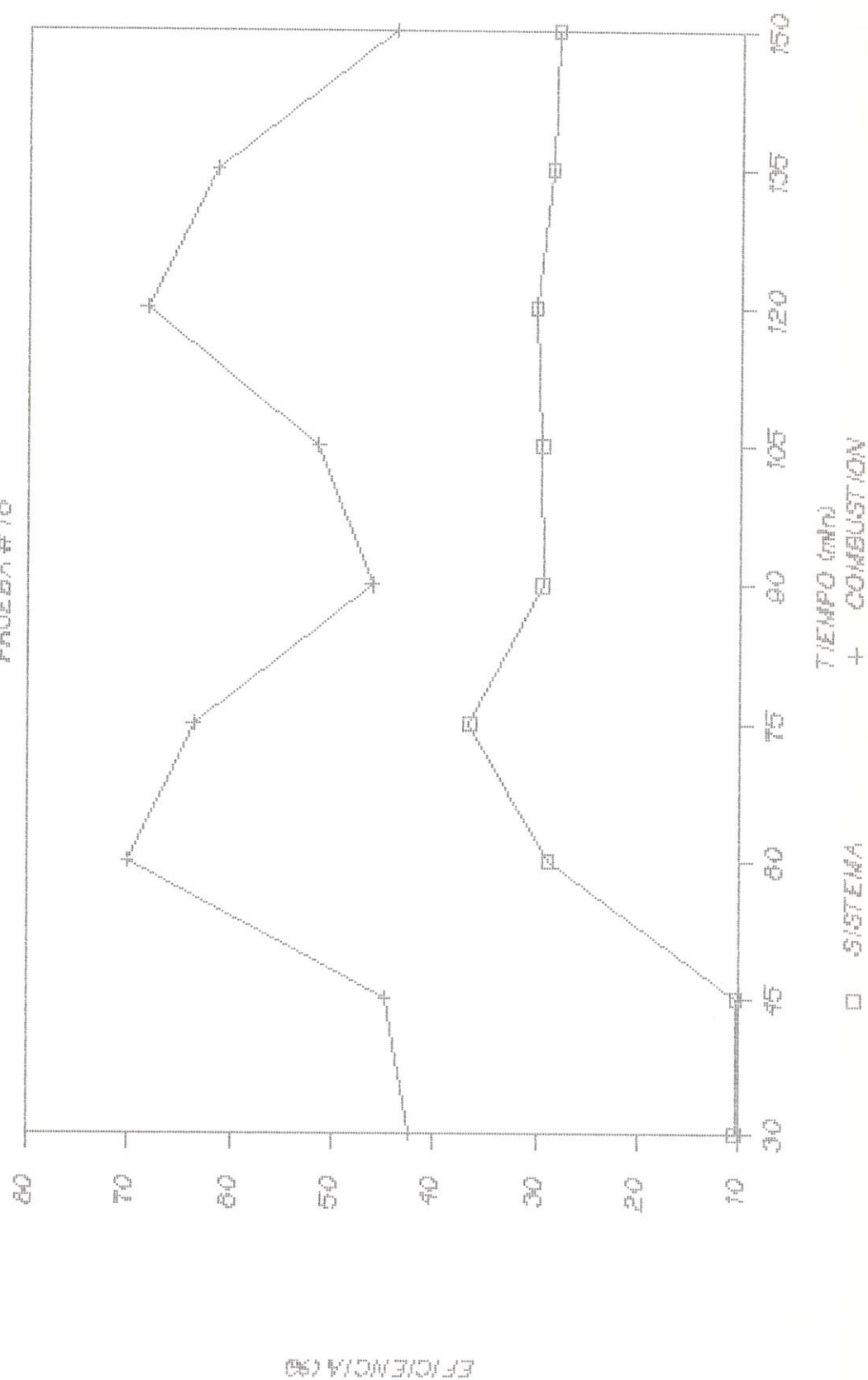
## RESULTADOS

## PRUEBA # 16

BALANCE	EQC (W)	EFT (W)	PT (W)	CSG (W)	EAP (W)	I (W/m <sup>3</sup> )	m <sub>Gv-10</sub> (Kg/seg)	m <sub>Gch-10-2</sub> (Kg/seg)	m <sub>v</sub> (Kg/seg)	Vv (m/s)	Vch (m/s)	n <sub>s</sub> (%)	n <sub>c</sub> (%)	Tsec (°C)	HR (%)	EA (%)
1	36248	3785	3252	4348	3975	336943	2.0204	1.04497	0.73164	15.18	1.73	10.4	42.4	42	36	**
2	36248	3722	4307	4694	3522	336943	2.10862	1.04688	0.7181	14.90	1.8	10.3	44.8	42	36	**
3	36248	10466	3625	4892	6435	336943	5.44589	0.99102	0.73002	15.56	1.8	28.9	70.1	51	24	**
4	36248	13279	4776	3624	1420	336943	7.42555	1.54657	0.74395	16.01	1.93	36.6	63.7	54	25	**
5	36248	10688	4518	4863	-3311	336943	6.08382	1.27101	0.74344	15.85	2.01	29.5	46.2	51	26	**
6	36248	10707	3567	4450	-53	336943	6.18073	1.39565	0.6877	14.71	2.01	29.5	51.5	52	26	**
7	36248	10937	4714	4754	4397	336943	6.004	1.19948	0.65574	14.07	1.93	30.2	68.4	53	28	**
8	36248	10379	5924	4855	1127	336943	4.97787	1.2734	0.69658	14.90	2.01	28.6	61.5	52	28	**
9	36248	10165	5928	3614	-3793	336943	5.85646	1.65705	0.70619	15.05	2.01	28	43.9	51	26	**

## EFICIENCIAS VS. TIEMPO

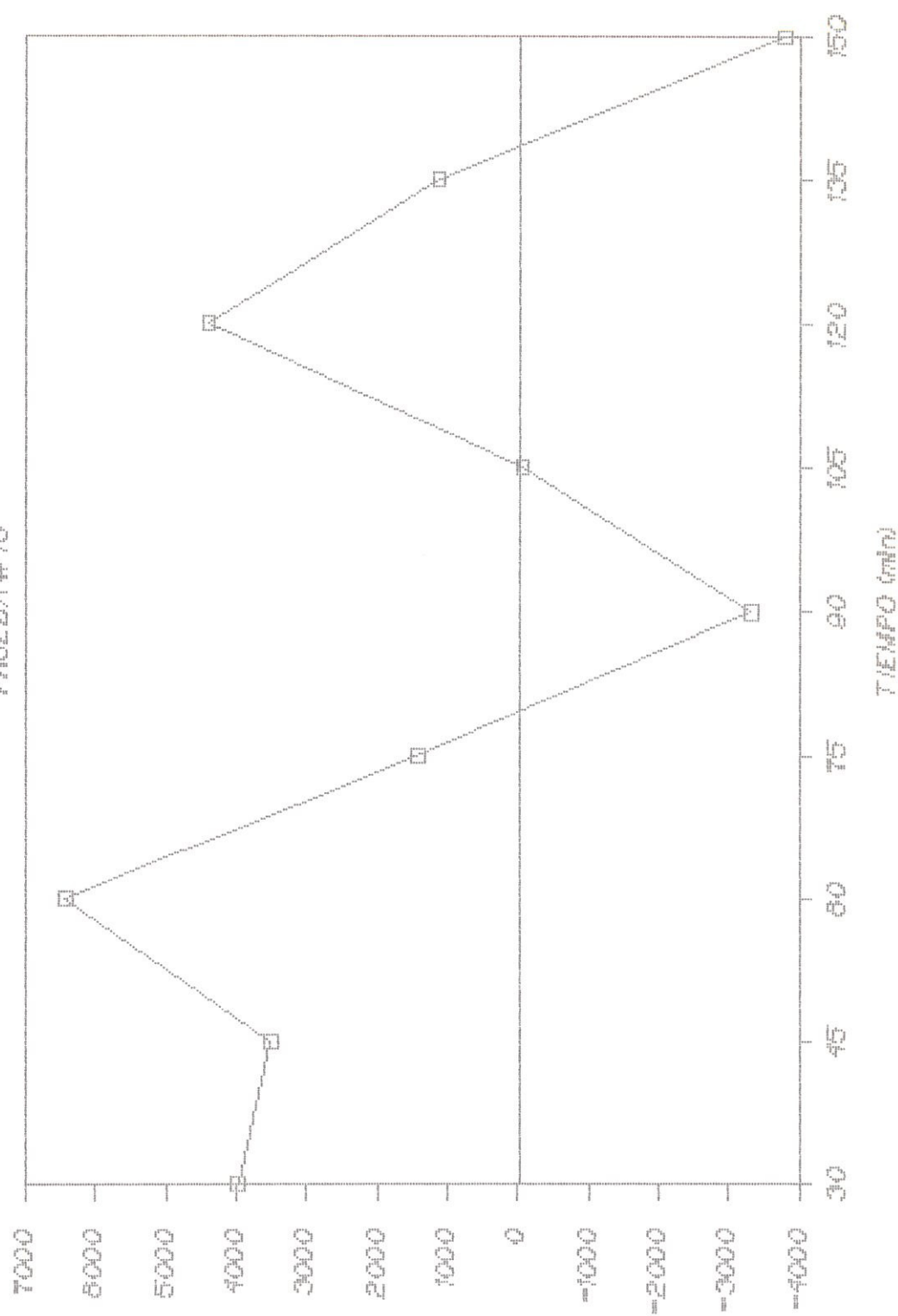
PRUEBA #16





# ENERGIA ACUMULADA EN PAREDES VS. TIEMPO

PRUEBA #18



ENERGIA ACUMULADA EN LAS PAREDES (W)

## BIBLIOGRAFIA

1. AMCA / ASHRAE *Laboratory Methods of Testing Fans for Rating*, ASHRAE Standard 51-75 & AMCA Standard 210-74; Copyright por AMCA & ASHRAE; U.S.A. 1975
2. BEAGLE, E. C. *Rice Husk Conversion to Energy*; FAO Agricultural services bulletin; Rome 1978
3. CASTILLO, A. *Almacenamiento de Granos Aspectos Técnicos y Económicos*; Editorial Ediagro, Colombia 1984
4. CARRERES ORTELLS, R. *Secado del Arroz en Cáscara*; Departamento del arroz, C.R.I.D.A.; Valencia 1983
5. CHAO, J. F. *Pautas para el Diseño y Construcción de Fogones Eficientes para la Combustión de Cáscara de Arroz*; Tesis de Grado, Facultad de Ingeniería Mecánica - ESPOL; Guayaquil 1987
6. GLINKOV, M. / GLINKOV, G. *A General Theory of Furnaces*, First published; Mir Publishers; USSR 1980

7. HAGLER, BAILY & COMPANY and REALIANCE ENERGY SERVICES  
*Industrial Energy Auditing Manual*; Prepared for The  
United States Agency for International Development;  
USA August 1984
8. INCROPERA, F. / DE WITT, F. *Fundamentals of Heat  
Transfer*; John Wiley & Sons, Inc.; U.S.A. 1981
9. KEENAN, J. / KAYE, J. *Gas Tables, Thermodynamic  
properties of air, products of combustion and  
component gases*; John Wiley & Sons, Inc.; U.S.A 1948
10. KRIVANDIN, V. / MARKOV, B. *Metallurgical Furnaces*,  
first published; Mir Publishers; USSR 1980
11. LANDIRES, C. *Estudio de la Factibilidad del Uso de  
la Cascarilla de Arroz como Combustible para Secado  
de Arroz en Ecuador*; Tesis de Grado, Facultad de  
Ingeniería Mecánica - ESPOL; Guayaquil 1988
12. MANALO, A. S. *Rice Hulls as Fuel for Drying Paddy*;  
International Rice Research Institute, IRRI; Saturday  
Seminar, Philippines 1971
13. McQUISTON, F. / PARKER, J. *Heating, Ventilating,  
and Air Conditioning Analysis and Design*, Second  
Edition; John Wiley & Sons, Inc.; U.S.A. 1982

14. MOLIARROZ      *Análisis de la Conveniencia Financiera del Uso de Cascarilla de Arroz como Combustible;*  
Revista Moliarroz pag. 9,10 y 11; Colombia
15. OLADE/GATE/GTZ      *Manual del Curso de Gasificación de la Madera en Centroamérica y el Caribe;* Costa Rica  
Noviembre 1983
16. PESKE SILMAR / AGUIRRE R.      *Condiciones para el Secado y Almacenamiento del Arroz;* C.I.A.T.; Cali,  
Colombia 1986



BIBLIOTECA