



Acta de la XXXIX Reunión de Trabajo de la Asociación  
Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente  
Vol. 4, pp. 03.21-03.30, 2016. Impreso en la Argentina.  
ISBN 978-987-29873-0-5

## DETERMINACION DE LOS REQUERIMIENTOS DE PRESION Y CAUDAL DE VAPOR PARA EL BLOQUE DE POTENCIA DE UN SISTEMA FRESNEL LINEAL COMPACTO

P. Dellicompagni<sup>1</sup>, L. Saravia<sup>3</sup>, M. Altamirano<sup>2</sup>, J. Franco<sup>4</sup>

Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI)

INENCO – Universidad Nacional de Salta – CONICET - Avda. Bolivia 5150, 4400 Salta, Argentina

Email: [pablodellicompagni@gmail.com](mailto:pablodellicompagni@gmail.com). Tel. 0387-4255424

*Recibido 12/08/16, aceptado 06/10/16*

**RESUMEN:** En el presente artículo se plantea la determinación de los requerimientos de presión y caudal de vapor necesarios para la generación de energía eléctrica por medio de un bloque de potencia instalado en el Concentrador Fresnel Lineal (CFL) de la ciudad de San Carlos, Salta. El vapor generado por el CFL mencionado debe cumplir con ciertos requisitos mínimos en cuanto a su calidad, presión, temperatura y caudal de circulación. La determinación y cálculo de estos parámetros se llevó a cabo mediante el ensayo del generador eléctrico -que será montado en San Carlos- en el campus experimental del INENCO para una variación de potencia eléctrica gradual. Se emplearon cargas resistivas para la determinación de los distintos regímenes de giro en el eje del generador.

**Palabras claves:** Fresnel Lineal, vapor, potencia, presión, caudal, energía eléctrica.

### 1. INTRODUCCION

La producción de energía eléctrica en centrales termoeléctricas se realiza mediante generadores sincrónicos. El equipo Fresnel Solar instalado en San Carlos colecta y concentra la energía proveniente del sol para producir vapor y luego aprovecharlo para distintos fines energéticos, entre uno de ellos la producción de eléctrica. En el presente trabajo se muestra la metodología empleada para la determinación de la presión y el caudal de vapor necesarios para la generación de energía eléctrica mediante el ensayo de un generador eléctrico adquirido por el INENCO para tal fin. Dicho generador será acoplado a un motor a vapor (Saravia et al., 2014) el cual impulsará una transmisión mecánica multiplicadora ( $k_t > 1$ ) hasta lograr la velocidad de sincronismo, una vez que sea trasladado a la ciudad antes mencionada.

Los ensayos se realizaron en el campus experimental del INENCO. Para el accionamiento del generador eléctrico se utilizó un motor trifásico de 11 kW de potencia nominal, por medio de la misma transmisión mecánica que se montará en la planta Fresnel de San Carlos, cuya relación de transmisión efectiva promedio fue de  $k_t = 4,3$ , para las condiciones de montaje.

La regulación del régimen de revoluciones se realizó mediante un controlador programable – variador de frecuencia – instalado en una cabina de control, en las cercanías del emplazamiento. Tanto la transmisión mecánica como la estructura soporte del generador sincrónico se anclaron directamente al suelo mediante varillas de hierro torsionadas del #12 y 0,6 m de longitud. Se comprobó el comportamiento rígido de los anclajes durante la medición de oscilaciones efectuadas.

### 2. DEFINICION DE PARAMETROS

La demanda eléctrica varía acorde a la necesidad del o los consumidores. Esta es la razón por la cual es necesario conocer la *curva de regulación* de los equipos intervinientes en el proceso de transformación energética. Por lo tanto se debe definir qué parámetros deben ser modificados conforme varía la carga eléctrica o demanda de potencia. En el caso del generador

<sup>1</sup>Becario Doctoral CONICET

<sup>2</sup> Profesional INTI

<sup>3</sup> Investigador Principal Jubilado del CONICET

<sup>4</sup> Investigadora Adjunta CONICET

sincrónico, es fundamental mantener la velocidad de sincronismo nominal para garantizar la frecuencia de la red alterna, por lo tanto se debe controlar las rpm en el eje del generador. La tensión en bornes debe mantenerse dentro de los márgenes tolerables acorde a la carga y a la red alimentada. La corriente de excitación también deberá ser controlada dado que ésta genera el campo magnético necesario para la generación de la tensión en bornes. El equipo ensayado cuenta con una placa integrada que se encarga de regular la corriente de excitación polar.

En cuanto al motor a vapor, resulta necesario conocer el valor de rpm a las que deberá girar a efectos de suplir la demanda eléctrica y qué presión y caudal de vapor resultan necesarios para sostener la frecuencia y tensión en bornes del equipo de generación eléctrica. Resulta necesario también regular el caudal de vapor que debe ingresar al motor. Por lo tanto, los parámetros que definen el comportamiento del generador sincrónico y al régimen de operación del motor a vapor son:

- Rpm del control de velocidad (variador de frecuencia).
- Rpm del motor eléctrico impulsor.
- Rpm del generador sincrónico.
- Tensión de línea.
- Relación de transmisión de la multiplicación empleada.
- Frecuencia eléctrica.
- Amplitud y velocidad de vibraciones.
- Potencia eléctrica conectada.
- Corriente eléctrica de fase.
- Rpm del generador sincrónico después de la variación de carga.
- Salto de rpm a la conexión.
- Relación de transmisión de la multiplicación empleada en San Carlos.
- Rpm del motor a vapor.
- Presión de vapor en admisión de motor.
- Caudal de vapor en admisión del motor a vapor.

Se busca determinar una relación entre la carga eléctrica conectada, la presión y el caudal de vapor con el que debe ingresar al cabezal motor para suplir la demanda energética.

### **3. DETERMINACIÓN DE LA PRESION DE VAPOR EN FUNCION DE LA CARGA ELECTRICA.**

Dentro del cabezal motor se producen esfuerzos de empuje en todas las direcciones donde actúa la presión de vapor. El pico máximo de estos esfuerzos se da cuando el vapor trabaja sobre la cabeza del émbolo y la posición del cigüeñal es de aproximadamente  $90^\circ - \beta$  en adelante con respecto al punto muerto superior (PMS) y al punto muerto inferior (PMI). El esquema de la figura 1 muestra los esfuerzos principales que se producen en el mecanismo pistón – biela – cigüeñal.

Esta presión origina una fuerza  $F$  que se transmite a través de la biela la cual se puede descomponer en dos direcciones fundamentales, obteniendo las componentes vertical y horizontal,  $F_v$  y  $F_h$  respectivamente. El ángulo  $\beta$  indica la posición angular de la biela con respecto a la horizontal y su valor máximo es de  $21^\circ$  aproximadamente (Dellicompagni et al., 2015). Suponiendo que el máximo esfuerzo se produce en esta posición, la componente vertical de  $F$  vale según la ecuación 1. La componente horizontal es absorbida por las paredes del cilindro.

$$F_v = F * \cos\beta \quad (1)$$

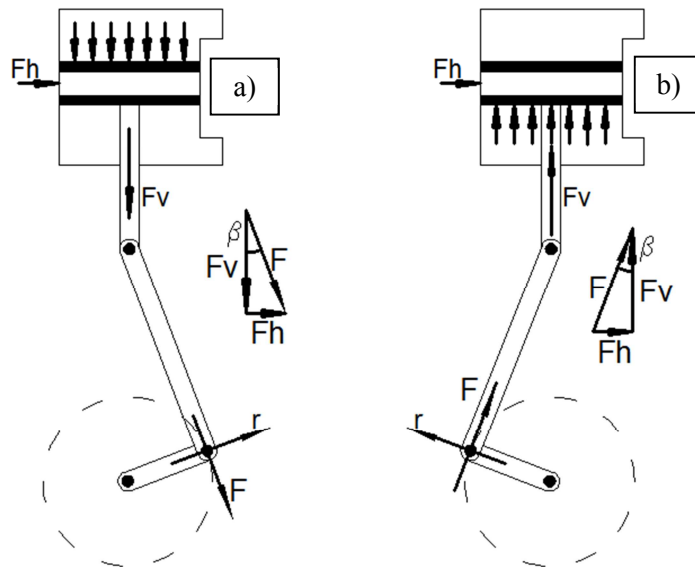


Figura 1: Esquema del motor y mecanismo de transmisión.  
a) Descenso del pistón, b) ascenso del pistón.

La presión dentro de la cámara del motor estará dada por la ecuación 2, siendo el área de la cabeza de pistón  $A = 0,020 \text{ m}^2$  según Dellicompagni et al., 2015.

$$P = F \cdot \cos\beta / A \quad (2)$$

Por otro lado, el torque que es capaz de desarrollar el motor en su eje rotacional está dado por el producto vectorial entre el esfuerzo  $F_y$  el radio vector  $r$  (cigüeñal). El modulo del radio vector es  $|r| = 0,048 \text{ m}$ . El valor escalar del torque  $\tau$  lo da la ecuación 3.

$$\tau = |F| \cdot |r| \cdot \sin(90^\circ) \quad (3)$$

Este torque mecánico esta ligado con la potencia mecánica desarrollada  $N$  a través del régimen de giro  $\omega$ .

$$\tau = N / \omega, \text{ con } \omega = n \cdot 2\pi / 60 \quad (4)$$

Siendo  $n$  el régimen de rpm del motor a vapor. Combinando las ecuaciones 3 y 4 se puede determinar el esfuerzo producido en la biela.

$$|F| = N / (\omega \cdot |r| \cdot \sin(90^\circ)) \quad (5)$$

En la ecuación 5 no se conoce el valor de la potencia instantánea desarrollada para cierto régimen de revoluciones. Uno de los métodos para determinar dicha potencia es mediante un torquímetro mecánico o electrodinámico, con el cual se determina el torque motor y combinado con el régimen de giro se calcula indirectamente la potencia. Otra manera de determinar la potencia que entrega el motor es mover un generador eléctrico (sincrónico en nuestro caso) y conectar cargas de potencias conocidas. Se emplea éste último método.

Desde la entrega de potencia mecánica en el eje del motor a vapor, hasta los bornes del generador sincrónico, la energía sufre procesos de transformación en los cuales se degrada parte de ella. Tenemos así un rendimiento del tren de generación eléctrica  $\eta_T$ , el cual vale:

$$\eta_T = \eta_{tr} * \eta_g \quad (6)$$

El rendimiento  $\eta_{tr}$  corresponde al de la transmisión mecánica empleada (95%) y  $\eta_g$  es el rendimiento del generador sincrónico (83%). Los valores de los rendimientos están dados por los fabricantes. Dado a que se trata de una transmisión a correas y que los acoples se producen mediante manchones de goma, podemos asumir un rendimiento del tren de generación eléctrica de  $\eta_T = 0,79$  según la ecuación 6. Por lo tanto, la potencia mecánica que debe entregar el motor a vapor puede ser estimada con la ecuación 7.

$$N = N_e / \eta_T \quad (7)$$

Siendo  $N_e$  la potencia eléctrica de consumo trifásico, conectada en bornes del generador. Combinando las ecuaciones 2, 5 y 7 se obtiene la expresión para la presión dentro de la cámara del cilindro.

$$P = \frac{N_e * \cos\beta}{A * \eta_T * \omega * |r| * \text{sen}(90^\circ)} \quad (8)$$

Cuando no se conecta carga alguna, tenemos al tren de generación funcionando en vacío. No obstante se necesita una presión de vapor para mover el equipo y vencer todas las resistencias o pérdidas así como los efectos inerciales de los componentes en movimiento. Por lo tanto se debe contemplar a esta *presión de vacío*  $P_v$  en la ecuación 8, resultando:

$$P = P_v + \frac{N_e * \cos\beta}{A * \eta_T * \omega * |r| * \text{sen}(90^\circ)} \quad (9)$$

El valor de la presión  $P_v$  oscila entre  $5 \times 10^5 - 6,3 \times 10^5 \text{Pa}$ , acorde a los ensayos realizados sobre el motor a vapor (Dellicompagni et al., 2015).

#### 4. ENSAYOS REALIZADOS Y METODOLOGÍA

A los efectos de tener una caracterización del generador sincrónico, se realizaron ensayos básicos para determinar su comportamiento tanto en vacío como en diferentes regímenes de carga. Tomando como base el protocolo de ensayos del fabricante del generador eléctrico, se realizaron los siguientes ensayos, todos con el regulador automático conectado.

- Ensayo en vacío.
- Ensayo de sobre velocidad del 10%.
- Verificación de vibraciones en caja de ventilación y en caja de bornes.
- Ensayo con potencia variable.

Para llevar a cabo los distintos ensayos, se utilizó un motor eléctrico para la impulsión del sistema. Este motor fue comandado desde una cabina de control mediante un variador de frecuencia WEG CWF-09. Se mantuvo el montaje del mismo por lo que la transmisión mecánica y la estructura del

generador sincrónico debieron ser anclados sobre el suelo (figura 2) prestando especial atención a la nivelación y centrado de los respectivos ejes, acoples y poleas.

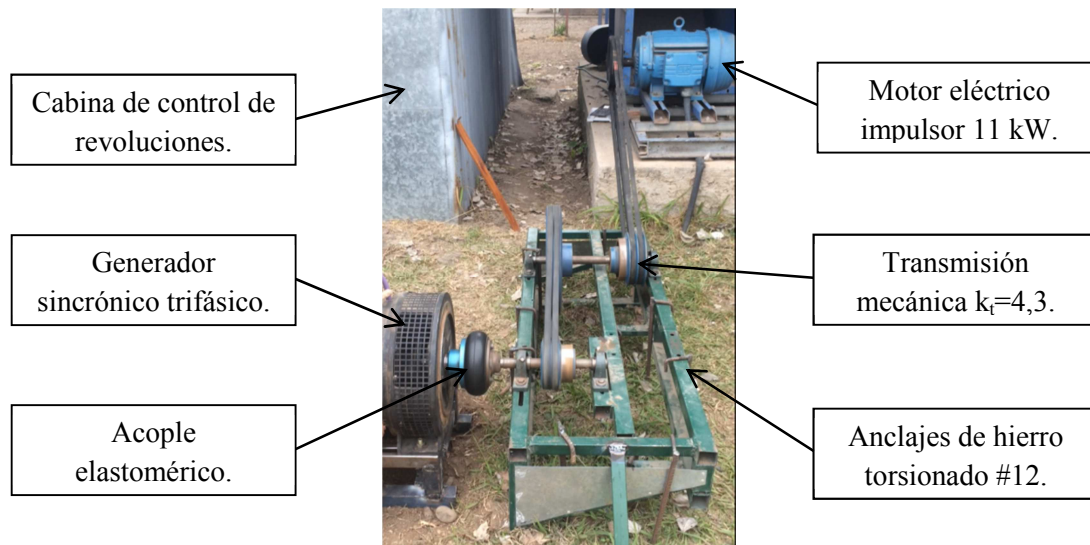


Figura 2: Anclaje de estructura al suelo y montaje.

#### 4.1. ENSAYO EN VACIO

Este ensayo consistió en aumentar gradualmente las revoluciones en el rotor del generador sincrónico hasta llegar a la velocidad de sincronismo (1500 rpm), no habiendo carga eléctrica conectada en los bornes. Se midieron los parámetros de rpm en el controlador, en la polea impulsora y en el eje del generador eléctrico. También se midió tensión en bornes y se determinó la relación de transmisión empleada y la frecuencia eléctrica.

Los datos medidos y calculados se muestran en la tabla 1. En la misma se observa que para un régimen inferior a las 850 rpm, aproximadamente, el generador sincrónico no produce energía eléctrica. Esto se debe a que la máquina posee un regulador automático que conecta y desconecta el servicio dependiendo de la frecuencia de generación. Pasado el régimen de 850 rpm, comienza la generación eléctrica disponible en bornes. La frecuencia es de 30 Hz aproximadamente. Puede verse también que la tensión en bornes incrementa conforme lo hace el régimen de revoluciones, estabilizándose en su valor nominal antes de llegar a las 1500 rpm. Esto se debe a que la máquina ya se encuentra en su estado de saturación magnética.

Ensayo de generación en vacío, con regulador automático.					
n control rpm	n motor rpm	n generador rpm	Tensión línea V	$k_t$ medido Adim.	Frecuencia Hz
80	83,7	352	0	4,40	11,73
100	103	440	0	4,40	14,67
130	132	565	0	4,35	18,83
160	161,8	692	0	4,33	23,07
190	191,5	818,2	0	4,31	27,27
220	219,7	938	278	4,26	31,27
250	250,4	1068	293	4,27	35,60
270	270,6	1154	297	4,27	38,47
290	290,5	1240	301	4,28	41,33
310	310,6	1325	311	4,27	44,17
320	320,5	1367	320	4,27	45,57
335	335,2	1430	351	4,27	47,67
345	345,1	1472	374	4,27	49,07
350	350	1493	374	4,27	49,77
352	350	1502	374	4,27	50,07

Tabla 1: Mediciones en vacío.

## 4.2. ENSAYO DE SOBREVELOCIDAD DEL 10%

Este ensayo también se realizó en vacío. Se llevó a la maquina sincrónica a un régimen de revoluciones un 10% por encima del régimen nominal. En tabla 2 se muestran las mediciones realizadas. Se observó estabilidad en la tensión en bornes.

Ensayo 10% de sobre velocidad.			
n control rpm	n motor rpm	n generador rpm	Tensión línea V
386	390	1651	376

Tabla 2: Mediciones con sobre velocidad.

## 4.3. VERIFICACION DE VIBRACIONES

Este ensayo sirvió para verificar la rigidez mecánica del anclaje a tierra realizado. Se hicieron mediciones de vibraciones en dos partes del generador sincrónico: rejilla de ventilación y caja de bornes (puntos indicados con  $\nabla$  en figura 3).

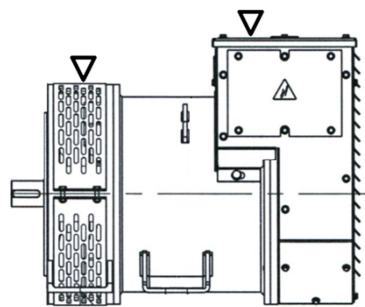


Figura 3: Puntos de medición de oscilaciones.

Se realizaron las mediciones de oscilaciones para el régimen de revoluciones nominal y con sobre velocidad del 10% con un tiempo de muestreo de 20 s en cada punto. Se confecciona la tabla 3.

Medición de vibraciones a 1500 rpm			20 seg	
Nº	Lugar	V máx. mm/s	V prom. mm/s	Y máx. mm
1	Caja	14,8	5,8	0,17
2		16,1	6,2	0,19
3	Rejilla	7,6	3,6	0,09
4		7,5	3,5	0,09
Medición de vibraciones a 1651 rpm			20 seg	
Nº	Lugar	V máx. mm/s	V prom. mm/s	Y máx. mm
1	Caja	11,6	5,6	0,13
2	Rejilla	5,8	2,1	0,07

Tabla 3: Medición de oscilaciones.

Acorde a la norma ISO 2372-1974, los valores promedios de las velocidades de oscilación se enmarcan dentro de un rango aceptable (clase IV – rango B). Por otro lado el criterio Richart (Prentice Hall, 1970) adopta una amplitud de desplazamiento máxima de 0,75 mm y Barcan considera un rango de 0,2 mm a 0,25 mm como aceptable. Los valores de amplitud máxima medidos están por debajo de estos parámetros de referencia. Se puede decir que la transmisión mecánica propuesta y su forma de anclaje con el suelo satisfacen con los requerimientos de rigidez mecánica.

### 4.3. ENSAYO DE POTENCIA VARIABLE

Este ensayo consistió en conectar cargas resistivas trifásicas de manera escalonada y llevar el régimen de revoluciones siempre a 1500 rpm. En cada incremento de potencia se produce un descenso, o salto, de rpm que se debe corregir para mantener la frecuencia en 50 Hz. Se confecciona la siguiente tabla de mediciones.

Ensayo de potencia, con regulador automático.							
Potencia N (W/fase)	Tensión U (V)	Corriente I (A)	generador n <sub>g</sub> (rpm)	rpm post conexión	Salto ( $\Delta n$ )rpm	Motor n <sub>m</sub> (rpm)	Rel. Transm. Kt
0	374	0	1501	1501	0	352	4,26
0	375	0	1500	1500	0	760,1	1,97
0	375	0	1500	1500	0	354	4,24
100	375	0,3	1502	1498	4	352,4	4,26
100	375	0,2	1500	1498	2	760,6	1,97
100	375	0,2	1500	1493	7	356	4,21
200	375	0,8	1500	1496	4	352,5	4,26
200	375	0,7	1501	1498	3	761,4	1,97
200	376	0,7	1503	1496	7	358	4,20
300	375	1,3	1501	1497	4	353,4	4,25
300	375	1,2	1500	1499	1	761,4	1,97
300	375	1,1	1501	1499	2	360	4,17
400	375	1,8	1501	1493	8	354,1	4,24
400	375	1,6	1500	1498	2	761,6	1,97
400	378	1,6	1500	1496	4	362	4,14
500	374	2,3	1501	1498	3	355	4,23
500	375	2,1	1500	1498	2	761,9	1,97
500	376	2	1503	1496	7	366	4,11
600	375	2,8	1501	1493	8	356,5	4,21
600	375	2,6	1499	1498	1	762,3	1,97
600	376	2,5	1503	1497	6	370	4,06
700	374	2,9	1502	1494	8	356,6	4,21
700	375	2,8	1500	1500	0	762,3	1,97
800	374	3	1499	1497	2	359,5	4,17
800	375	2,9	1502	1497	5	763,5	1,97
900	372	3,3	1500	1493	7	363	4,13
900	376	3,3	1501	1498	3	764,2	1,96
1000	376	3,8	1500	1498	2	764,8	1,96
1100	376	4,3	1500	1498	2	765	1,96
1200	375	4,7	1500	1495	5	765,8	1,96
1300	375	4,8	1502	1498	4	766,7	1,96
1400	375	4,9	1501	1497	4	768,3	1,95
1500	376	5,3	1500	1497	3	768,7	1,95
1600	375	5,8	1500	1495	5	770,3	1,95
1700	376	6,2	1500	1493	7	772,9	1,94
1800	376	6,8	1500	1493	7	775,8	1,93

Tabla 4: Ensayo de potencia.

El salto de rpm  $\Delta n$  indica cuánto decae el régimen de giro en el generador sincrónico cuando se conecta otro grupo de cargas de 100 W por fase. Este salto en el régimen de revoluciones repercute en las revoluciones a las que debe incrementarse el motor impulsor para cumplir con la condición de frecuencia 50 Hz estable. Por lo tanto, conociendo el valor de rpm que se debe modificar, se puede determinar a cuántas rpm debe girar el motor impulsor en un nuevo régimen de giro. El salto de rpm aumenta conforme lo hace la carga conectada, según se muestra en la figura 4, en el cual se consideró el salto de rpm promedio para cada grupo de potencia real ensayado.

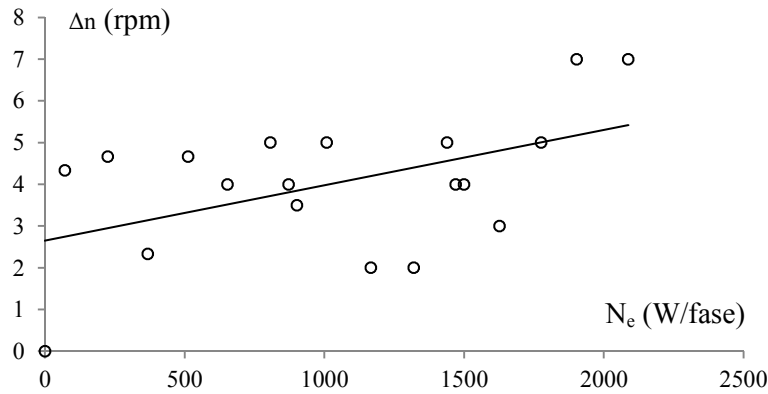


Figura 4: Variación del decremento de rpm post conexión de potencia.

Haciendo uso de la ecuación 9 y calculando los saltos de rpm para cada estado de carga hasta la potencia nominal del generador (16 kVA trifásicos, 4,27 kW por fase), se puede determinar la presión que demandaría en el motor a vapor en su admisión (figura 5).

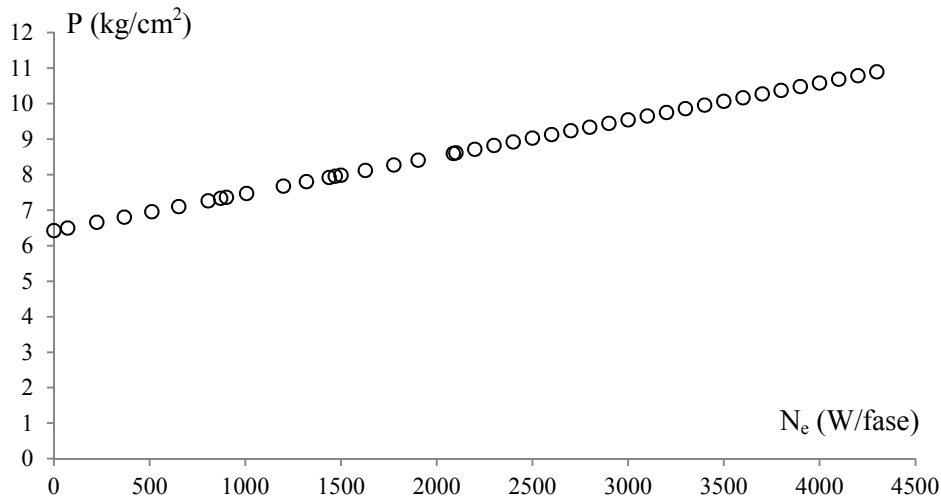


Figura 5: Estimación de la presión de vapor necesaria.

Dado que la *potencia útil* del motor a vapor es de  $N_u=3,6$  kW (Dellicompagni et al., 2015), la potencia por fase que podrá absorber el generador sincrónico es la tercera parte de este valor (por ser un generador trifásico), es decir que la aplicación de la curva  $P$  vs.  $N_e$  vale para una potencia de  $N_u/3$  (1,2 kW aprox.). Para éste régimen de potencia le corresponde una presión máxima de admisión  $P = 7,74$  kg/cm<sup>2</sup> (figura 5).

## 5. DETERMINACION DEL CAUDAL NECESARIO

El caudal necesario para el funcionamiento del motor a vapor está ligado a la presión de vapor dentro del cabezal. Éste debe solventar la demanda de vapor para el *consumo útil* y para las *pérdidas* debidas a la condensación que se produce en las paredes del cilindro y a las fugas a través de las juntas del émbolo, sellos, órganos de distribución, etc. (Bahr y Herre, 1951).

### Consumo útil de vapor

Cuando ocurre la carrera de admisión a una determinada presión  $p$ , el vapor ingresa conforme el pistón se mueve. La evacuación del fluido se produce en la carrera de escape a presión  $p_o$  pero mientras ocurre la compresión posterior, parte de este vapor es retenido en la cámara del cilindro. La ecuación 10 estima el consumo útil de vapor, en kg/min (Bahr y Herre, 1951).



$$G = 2 * n * A * l * \left( \delta * \frac{m+s'_1}{s} - 1,1 * \delta_0 * \frac{m+s_k}{s} \right) \quad (10)$$

Dónde:

A: área de la cabeza del pistón, en m<sup>2</sup>.

l: carrera del pistón, en m.

$\delta$ : densidad del vapor a presión de admisión p, en kg/m<sup>3</sup>.

m: espacio muerto, en m.

s'<sub>1</sub>: carrera de admisión sin laminado, en m.

s: carrera total de embolada (s=1), en m.

$\delta_0$ : densidad del vapor a la presión de escape p<sub>o</sub>, en kg/m<sup>3</sup>.

s<sub>k</sub>: carrera de compresión, en m.

n: régimen de giro del motor a vapor, en rpm.

#### *Perdidas por enfriamiento*

Estas se originan por las condensaciones de entrada y se pueden estimar mediante la ecuación 11 (Bahr y Herre, 1951) en kg/min.

$$C_\alpha = \delta * \frac{a}{\sqrt{c_m}} * \frac{N_i}{60} \quad (11)$$

Siendo:

c<sub>m</sub>: velocidad media del embolo, en m/s.

a: un coeficiente empírico, a=4 según la bibliografía citada.

$\delta$ : coeficiente empírico que depende de la relación carrera/diámetro,  $\delta = 0,82$ .

N<sub>i</sub>: es la potencia indicada del motor a vapor, en HP (Dellicompagni et al., 2015).

Si se trabaja con vapor sobrecalentado, el coeficiente a disminuye notablemente y su valor depende de las características de diseño de la máquina y del grado de recalentamiento del vapor empleado, pudiendo valer a < 1,8.

#### *Perdidas intersticiales*

Estas se deben principalmente a fugas en el pistón, juntas, filtros, válvulas, etc., pudiéndose estimar acorde a la ecuación 12, en kg/min.

$$C_1 = 0,8 * \left( \frac{8,8}{\sqrt{N_i * c_m}} + \frac{1}{2 * c_m} \right) * \frac{N_i}{60} \quad (12)$$

Por último, el caudal total estimado será la suma de los tres caudales antes mencionados.

$$G_T = 2 n A l \left( \delta \frac{m+s'_1}{s} - 1,1 \delta_0 \frac{m+s_k}{s} \right) + \delta \frac{a}{\sqrt{c_m}} \frac{N_i}{60} + 0,8 \left( \frac{8,8}{\sqrt{N_i * c_m}} + \frac{1}{2 * c_m} \right) \frac{N_i}{60} \quad (13)$$

Se puede decir que el caudal total de vapor G<sub>T</sub> depende fuertemente de la presión de admisión p, de la contra presión p<sub>o</sub> en la carrera de escape y del título de entrada, a través de las respectivas densidades y de la potencia indicada del motor. Cuanto menor sea p<sub>o</sub>, ocurre un mayor consumo de vapor (salida

del motor conectado a un condensador de vapor, por ejemplo), como se ve en la figura 6. Las curvas corresponden a un vapor saturado ( $x=1$ ).

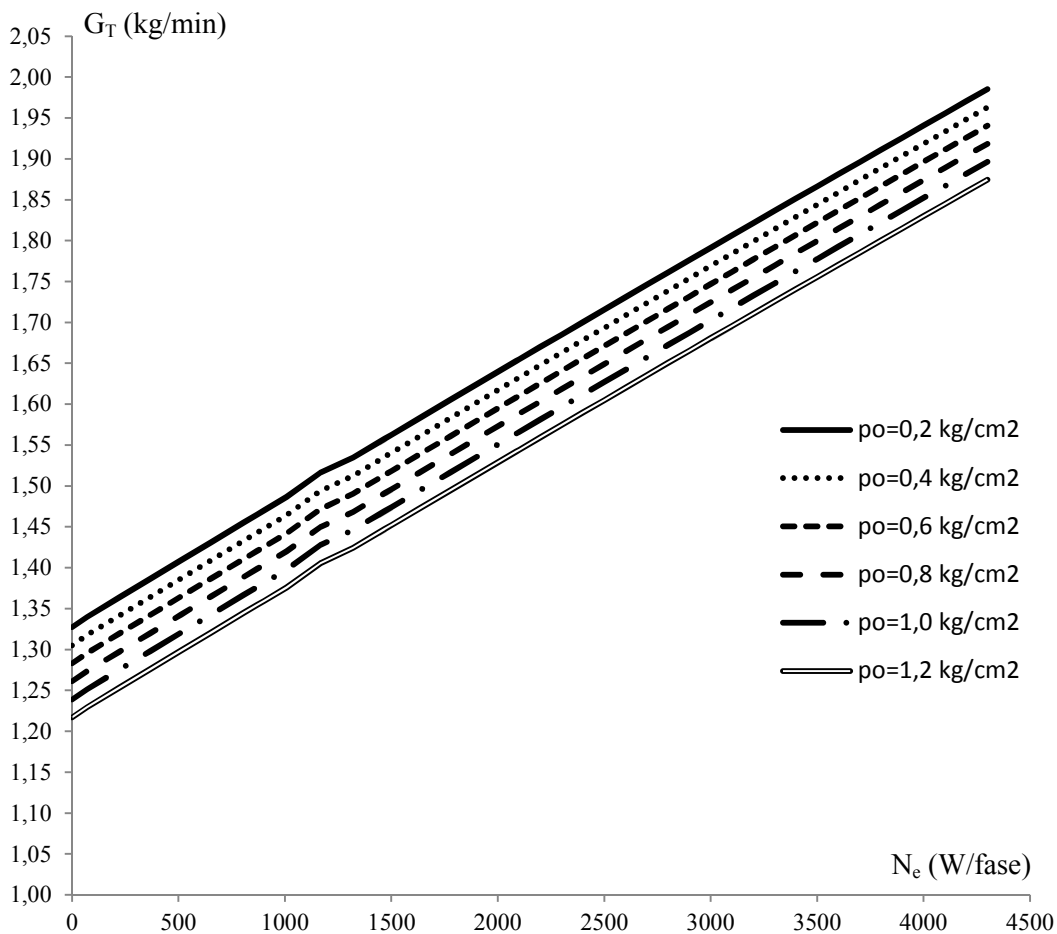


Figura 6: Variación del caudal de vapor total con la presión para título  $x=1$ .

Se observa en la figura 6 que el caudal útil de consumo aumenta conforme la contrapresión disminuye. Esto se debe a que una presión de escape por debajo de la atmosférica genera un efecto de succión y acelera el flujo de vapor hacia el condensador. Por otro lado, para un título unitario, todo el vapor es arrastrado por ésta succión y para títulos inferiores, el flujo de vapor efectivo es menor ya que la fracción de condensado se adhiere a las paredes del cilindro y/o se presentan como pérdidas. El flujo de condensado no realiza trabajo alguno sobre la superficie activa del pistón. Un análisis más detallado sobre el comportamiento del caudal útil con respecto a la potencia conectada y al título de vapor, manteniendo la contrapresión constante a  $p_o=0,2 \text{ kg/cm}^2$ , puede verse en la figura 7.

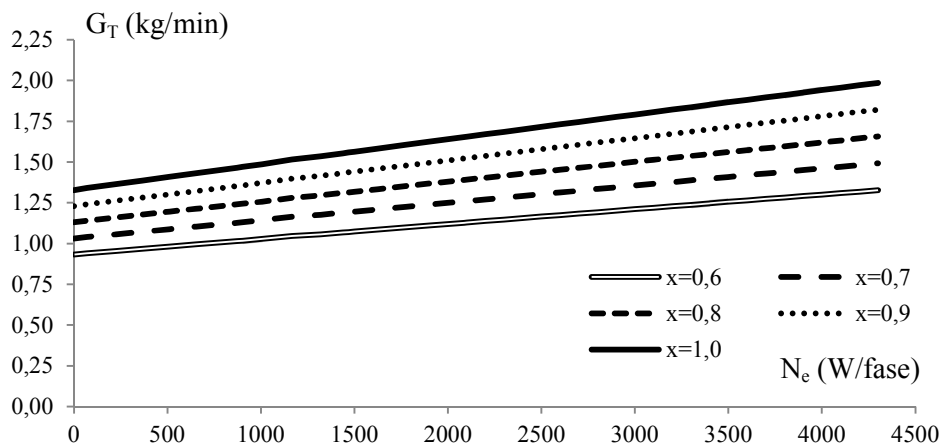


Figura 7: Variación del caudal acorde al título de vapor, para  $p_o=0,2 \text{ kg/cm}^2$ .

## 6. CONCLUSIONES

En el presente trabajo se ha descrito la metodología empleada para determinar y caracterizar el comportamiento del generador eléctrico en vacío y bajo carga variable. A partir de los resultados de dichos ensayos, se realizó una proyección sobre las necesidades de presión y caudal que requerirá el motor a vapor instalado en el CFL de San Carlos.

De las curvas obtenidas a partir de los ensayos, se deduce que resulta conveniente trabajar con títulos altos, en lo posible  $x = 1$ , dado que de esta forma los caudales efectivos de trabajo son mayores y el aporte energético, en cuanto al desarrollo de potencia mecánica, es mayor. Bajo esta premisa, el sistema CFL debe estar apto para trabajar en dichas condiciones.

Para una presión de condensación sub-atmosférica ( $p_0=0,2 \text{ kg/cm}^2$ ) y un título de vapor unitario, la presión sugerida por el cálculo asciende a valores cercanos a los  $8 \text{ kg/cm}^2$  y un caudal de  $1,5 \text{ kg/min}$ , para una carga eléctrica trifásica de  $3,6 \text{ kW}$  ( $4,8 \text{ HP}$  aproximadamente). Estos valores, en principio, resultan razonables dado el tipo de maquina con que se cuenta para la conversión termo mecánica y acorde a los ensayos de caracterización de la misma realizados por Dellicompagni et al. (2015).

Actualmente, el equipo generador de vapor se encuentra en la etapa de mediciones y ajustes, por lo que la corroboración de los valores mostrados en el presente artículo queda supeditada a la realización de nuevas mediciones in situ. No obstante, algunas mediciones realizadas a principios de Junio del corriente año, indican que la presión de vapor alcanza un valor promedio de  $7,4 \text{ kg/cm}^2$  para un régimen de  $1,45 \text{ kg/min}$ , pero con un título de vapor bajo (gotas de condensado en vapor de salida).

## 7. REFERENCIAS

- Blahr H. y Herre O. (1951). Calderas. Máquinas de vapor. La escuela del técnico mecánico. Tomo VII. 3ra edición, pp. 215 – 258. Labor S.A. Barcelona – Madrid.
- Dellicompagni P., Franco J., Altamirano M., Hongn M., (2015). Caracterización de un motor a vapor de doble efecto. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 19, pp.03.01-03.12, 2015.ISSN 2314-1433.
- ISO 2372:1974. Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s. Basis for specifying evaluation standards. Guía práctica disponible en <http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso2372.html>.
- Richart F.E. Jr, Hall J.R. Jr & Woods R.D. (1970). Vibrations of soils and foundations. Prentice Hall.
- Saravia L., Gea M., Hongn M., Hoyos D., Bárcena H., Placco C., Cadena C., Flores Larsen S., Dellicompagni P., Condorí M., Martínez C., Fernández C., Caso R., Altamirano M., Suligoy H. (2014). Descripción de un generador solar térmico de tipo Fresnel instalado en San Carlos, Salta. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 18, pp. 03.17-03.26.ISSN 2314-1433.

**ABSTRACT:** In this paper, the determination of pressure and steam flow required for the generation of electricity by a power block installed in the Linear Fresnel Concentrator (LFC) from the city of San Carlos, Salta is proposed. The steam generated by the LFC has to satisfy certain minimum requirements in terms of quality, pressure, temperature and flow. The determination and calculation of these parameters was performed by testing the electric generator – which will be mounted in San Carlos – in the experimental campus INENCO by a gradual variation of electric power connected. Resistive loads for the determination of the different regimes of rotation on the generator shaft were used.

**Keywords:** Linear Fresnel, steam, power, pressure, steam flow, electricity.