



Universidad de Guanajuato

División de Ciencias Naturales y Exactas

*Desarrollo de un modelo simplificado para la predicción
de la producción de potencia en sistemas de cogeneración.*

TESIS

Que para obtener el grado de:

Doctor en Ciencias en Ingeniería Química

Presenta

M. en I. Francisco Martín Lara Barrón

Co-Asesores

*Dr. Martín Picón Núñez
Dr. Alejandro Zaleta Aguilar*

Guanajuato, Guanajuato

Mayo 2021

CON TODO MI CARÑO A MIS HIJOS

WANDA

Y

PATRICIO

Agradecimientos

A mi familia, mi esposa Martha Patricia, quien a pesar de las adversidades ha sabido apoyarme en todo momento. A mis padres Agustín y Alma Rosa, gracias a su infinito e incondicional apoyo me han sabido guiar y aconsejar oportunamente hasta ahora.

A mis hermanos Tadeo y Alma, ustedes también son parte fundamental de este logro apoyándome siempre para seguir adelante en lo personal y lo profesional.

A mis asesores, Dr. Martín Picón Núñez y Dr. Alejandro Zaleta Aguilar por aceptarme como su asesorado, por su apoyo y asesoría en el desarrollo de este trabajo, por sus atinados comentarios para su buen término y principalmente por haberme tenido la paciencia para culminarlo.

A mis compañeros y amigos con quienes he compartido buenos momentos y experiencias a lo largo de mi formación académica y profesional.

A mis sinodales, por formar parte de este trabajo.

Al CONACYT por el apoyo otorgado para la realización de mis estudios de posgrado.

A todos, he aquí un logro más, tan importante para mí, que de alguna u otra manera, no hubiera sido posible sin su ayuda.

Muchas Gracias.

Atte. M. en I. Francisco Martín Lara Barrón

Resumen

Este trabajo presenta un modelo termodinámico mejorado para predecir el desempeño térmico de turbinas de vapor para el diseño y selección de sistemas de cogeneración. Se desarrollan modelos para turbinas a contrapresión y condensación que se combinan para generar un modelo extendido para predecir el desempeño térmico de turbinas de condensación - extracción hasta de 8 extracciones en sistemas de cogeneración. El modelo está validado en una amplia gama de potencias y para casos que incluyen múltiples extracciones. El modelo considera la variación de la eficiencia isentrópica de la turbina en función de la potencia de la turbina, la presión de entrada de vapor, el nivel de sobrecalentamiento y la relación de presiones. Para el caso de turbinas a condensación, el modelo considera el efecto de la presión de vacío. En este trabajo se analizan turbinas a contrapresión con una capacidad máxima hasta de 75.98 MW y turbinas a condensación con una capacidad máxima hasta de 24 MW. El modelo se valida con turbinas reales que actualmente operan en un complejo petroquímico instalado en México y con modelos ya publicados. Los errores calculados para todo el conjunto de turbinas a contrapresión de una o múltiples extracciones están en el orden de 7%. El error máximo para el caso de turbinas a condensación es del 11.1%.

Nomenclatura

TG	Turbina de Gas
TV	Turbina de Vapor
GV	Generador de Vapor
GVRC	Generador de Vapor Recuperador de Calor
P	Presión [MPa]
Q	Potencia Térmica [MW]
W	Potencia Mecánica [MW]
H, h	Entalpia específica [kJ/kg] [MJ/t]
E, e	Exergía [kJ/kg] [MW]
T	Temperatura [°C]
S, s	Entropía Específica [kJ/kg-K] [MJ/t-K]
μ	Exergía Química [MW]
η	Eficiencia [-]
rpm	Revoluciones por minuto [1/min]
w	Velocidad de un alabe rotatorio [1/s]
w	Trabajo específico [kJ/kg] [MJ/t]
F	Fuerza tangencial actuando sobre un alabe [N]
V	Velocidad lineal [m/s]
m	Flujo masico [kg/s] [t/h]
g	Aceleración de la gravedad [m/s ²]
R_x	Fracción de energía liberada en un alabe giratorio [MW]
q	Carga térmica [kJ/kg] [MJ/t]
ε	Coefficiente de trabajo ecuación 2.19 [MW/°C]
FC	Factor de la ecuación 2.22 [MW-t/MJ-°C]

θ	Factor de Carnot [-]
kg	Kilogramo(s)
A	Coefficiente modelo de Mavromatis y Kokossis, Varvanov et. al., Medina y Picón [MW]
B	Coefficiente modelo de Mavromatis y Kokossis, Varvanov et. al., Medina y Picón [-]
a_1	Coefficiente de regresión modelo de Mavromatis y Kokossis [MW]
a_2	Coefficiente de regresión modelo de Mavromatis y Kokossis [MW/°C]
b_1	Coefficiente de regresión modelo de Mavromatis y Kokossis [-]
b_2	Coefficiente de regresión modelo de Mavromatis y Kokossis [1/°C]
b_0	Coefficiente de regresión modelo de Varvanov et. al. [MW]
b_1	Coefficiente de regresión modelo de Varvanov et. al. [MW/°C]
b_2	Coefficiente de regresión modelo de Varvanov et. al. [-]
b_3	Coefficiente de regresión modelo de Varvanov et. al. [1/°C]
ψ	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [MW]
φ	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [MW/MPa]
γ	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [-]
δ	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [1/MPa]
λ_1	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [°C/kPa ²]
λ_2	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [°C/kPa]
λ_3	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [°C]
λ_4	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [kJ-kg/kPa ²]
λ_5	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [kJ-kg/kPa]
λ_6	Coefficiente de regresión modelo de Medina y Picón [kJ/kg]
Δh	Diferencia de entalpia especifica [kJ/kg] [MJ/t]
VMAP	Vapor Muy Alta Presión
VAP	Vapor Alta Presión
VMP	Vapor Media Presión
VBP	Vapor Baja Presión
TVAP	Turbina de Vapor Alta Presión
TVMP	Turbina de Vapor Media Presión

TVBP	Turbina de Vapor Baja Presión
Δh_{lg}	Calor latente de vaporización [kJ/kg] [MJ/t]
AP	Alta Presión
MP	Media Presión
BP	Baja Presión
T_{sat}, T^{sat}	Temperatura de saturación [°C]
DSH	Sobrecalentamiento de vapor sobre su temperatura de saturación.
a, b, c, d	Coefficientes del modelo de Bahadori y Vuthaluru
A_{1-4}	Coefficientes del modelo de Bahadori y Vuthaluru
B_{1-4}	Coefficientes del modelo de Bahadori y Vuthaluru
C_{1-4}	Coefficientes del modelo de Bahadori y Vuthaluru
D_{1-4}	Coefficientes del modelo de Bahadori y Vuthaluru
FC_{RP}	Factor de Corrección por relación de presiones
FC_{VAC}	Factor de Corrección por presión de vacío
FC_{SC}	Factor de Corrección por sobrecalentamiento
RP	Relación de Presiones
SC	Sobrecalentamiento del Vapor
R^2	Coefficiente de determinación
P_{atm}	Presión atmosférica
inHG	Pulgadas de mercurio

Índice de Figuras

<i>Capítulo I</i>	Pag.
Figura 1.1. Representación simplificada de un Sitio Total con su Sistema de Servicios Auxiliares	2
Figura 1.2. Interacción entre los tres grupos energéticos que conforman un Sitio Total.	3
Figura 1.3. Ilustración de servicios auxiliares operando bajo el concepto de cogeneración	5
Figura 1.4. Configuraciones típicas de turbinas de vapor utilizadas en los sitios totales para cogeneración	6
Figura 1.5. Distribución típica de la energía en un sistema de cogeneración con turbina de vapor	7
<i>Capítulo II</i>	
Figura 2.1 Interacción de los componentes energéticos más importantes de un Sitio Total	15
Figura 2.2 Representación del Sistema Total considerado por Nishio et al., (1980).	17
Figura 2.3 Diagrama diferencia de exergía por cambio en los niveles de presión para determinar la potencia de una turbina (Nishio et. al., 1980).	19
Figura 2.4 Perfil de Sitios Totales para determinar la interacción entre el sistema de servicios auxiliares y los procesos (Dhole y Linnhoff, (1993).	20
Figura 2.5 Gran curva compuesta del sistema de servicios auxiliares representando a) el balance de energía en cada nivel de presión y b) el potencial de cogeneración del sistema de servicios auxiliares	21
Figura 2.6 Cambio de exergía (a) real y (b) aproximado, para el modelo propuesto por Dhole y Linnhoff (1993).	22
Figura 2.7. Ciclo Rankine con recalentamiento regenerativo. Cotton (1974)	24
Figura 2.8. Etapa ideal de una turbina.	26
Figura 2.9. Perdidas de eficiencia debidas a la rugosidad de su superficie en alabes. Cotton (1998).	28

Figura 2.10. Medidas requeridas para evaluar perdidas de eficiencia por erosión. Cotton (1998).	29
Figura 2.11. Observación de Salisbury (1942).	30
Figura 2.12. Variación de la carga térmica de vapor con la presión de salida de la turbina (Condiciones de entrada 60 bar y 425.6 °C, $\eta_{iso} = 70\%$). Salisbury (1942).	31
Figura 2.13. Variación de la carga térmica de vapor con la temperatura de saturación de salida de la turbina (Condiciones de entrada 60 bar y 425.6 °C, $\eta_{iso} = 70\%$). Salisbury (1942).	31
Figura 2.14. Trabajo específico de la turbina como función de la temperatura de saturación a la salida de la turbina (Condiciones de entrada 60 bar y 425.6 °C, $\eta_{iso} = 70\%$). Salisbury (1942).	32
Figura 2.15. Diagrama T-H de una turbina de vapor propuesto por Raissi (1994).	33
Figura 2.16: Diagrama simplificado del ciclo Rankine utilizado por Sorin y Hammache (2004).	35
Figura 2.17. Representación de la no linealidad de la eficiencia con la carga de una turbina de vapor. Mavromatis y Kokossis (1997).	37
Figura 2.18. Eficiencia típica de turbinas de vapor para diferentes presiones de vapor en la entrada. Transamerica Delaval (1983).	38
Figura 2.19. Linealización de las curvas de eficiencia versus potencia. Mavromatis y Kokossis (1997).	39
Figura 2.20. Descomposición de una turbina de “n” extracciones en “n” turbinas a contrapresión en serie.	41
Figura 2.21 Linealización de las curvas de eficiencia vs potencia. Varvanov et al. (2004).	43
Figura 2.22. Linealización de las curvas eficiencia vs potencia de eje. Medina y Picón, 2010.	46
Figura 2.23. Diagrama Temperatura – Carga Térmica propuesto para el IBTM. Gannadzadeh et al. (2011).	53
Figura 2.24. Algoritmo para el cálculo de la temperatura de entrada de la j-ésima turbina $T_j^{IN ACTUAL}$. Ghannadzadeh et al. (2011).	54
Figura 2.25. Diagrama T-s algoritmo de Ghannadzadeh et al. (2011).	55
Figura 2.26. Diagrama Temperatura – Carga Térmica propuesto para el ITBM. Khoshgoftar Manesh et al. (2012).	57
Figura 2.27. Algoritmo propuesto del ITBM Khoshgoftar Manesh et al. (2012).	59
Figura 2.28a. Eficiencia vs potencia de turbinas a contrapresión. Bahadori y Vuthaluru (2010).	61
Figura 2.28b. Eficiencia vs potencia de turbinas a condensación. Bahadori y Vuthaluru (2010).	61
Figura 2.29a. Corrección a la eficiencia base de turbina por cargas parciales. Bahadori y Vuthaluru (2010).	62
Figura 2.29b. Corrección a la eficiencia base de turbina por velocidad de giro RPM. Bahadori y Vuthaluru (2010).	62

Figura 2.29c. Corrección a la eficiencia base de turbina por relación de presiones. Bahadori y Vuthaluru (2010).	62
Figura 2.29d. Corrección a la eficiencia base de turbina por sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina. Bahadori y Vuthaluru (2010).	62

Capítulo III

Figura 3.1. Curvas de eficiencia vs potencia de eje. Transamerica DeLaval (1983)	67
Figura 3.2 Descomposición de una turbina compleja (múltiples extracciones).	69
Figura 3.3 Digitalización de las curvas eficiencia vs potencia de eje turbinas a contrapresión.	70
Figura 3.4 Reproducción de las curvas eficiencia vs potencia de eje para turbinas a contrapresión para $0.745 \text{ MW} \leq \dot{W}_{mec} \leq 74.5 \text{ MW}$.	72
Figura 3.5. Efecto de la relación de presión en la eficiencia de turbina a contrapresión. Bahadori y Vuthaluru (2010)	73
Figura 3.6. Reproducción de la curva FC_{RP} para turbinas a contrapresión.	74
Figura 3.7. Efecto del sobrecalentamiento del vapor en la eficiencia de turbina a contrapresión. Bahadori y Vuthaluru (2010).	75
Figura 3.8. Reproducción de la curva FC_{SC} para turbinas a contrapresión.	76
Figura 3.9 Eficiencia base corregida por relación de presiones basada en $P_2=0.1013 \text{ MPa}$. Turbinas a contrapresión para $0.745 \leq \dot{W}_{mec} \leq 74.5 \text{ MW}$.	78
Figura 3.10 Rango I de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a contrapresión para $11.18 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 74.5 \text{ MW}$.	80
Figura 3.11 Rango II de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a contrapresión para $2.23 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 11.18 \text{ MW}$.	80
Figura 3.12 Rango III de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a contrapresión para $0.745 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 2.23 \text{ MW}$.	81
Figura 3.13. Regresión de los coeficientes A y B para turbinas a contrapresión.	82
Figura 3.14. Diagrama de calor para la estimación del flujo másico a través de una turbina como función del calor suministrado al proceso.	85
Figura 3.15 Digitalización de las curvas eficiencia vs potencia de eje para turbinas a condensación en el software Engauge®.	87
Figura 3.16 Reproducción de las curvas eficiencia vs potencia de eje para turbinas a condensación para $0.745 \text{ MW} \leq \dot{W}_{mec} \leq 30 \text{ MW}$.	88
Figura 3.17. Efecto de la presión de vacío en la eficiencia turbina a condensación. Transamerica DeLaval (1983).	89
Figura 3.18. Reproducción de la curva FC_{VAC} para turbinas a condensación.	90
Figura 3.19. Efecto del sobrecalentamiento del vapor en la eficiencia de turbina a condensación. Bahadori y Vuthaluru (2010).	91
Figura 3.20. Reproducción de la curva FC_{SC} para turbinas a condensación.	92

Figura 3.21. Rango I de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a condensación para $7.5 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 30 \text{ MW}$.	94
Figura 3.22. Rango II de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a condensación para $2.2 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 7.5 \text{ MW}$.	94
Figura 3.23. Rango III de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a condensación para $0.745 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 2.2 \text{ MW}$.	95
Figura 3.24. Regresión de los coeficientes A y B para turbinas a condensación.	96
Figura 3.25. Perdidas en un generador eléctrico a) mecánicas y b) eléctricas. Cotton, Spencer y Cannon (1974).	99
Figura 3.26. Variación de la eficiencia del generador eléctrico vs potencia mecánica de la turbina. Autoría propia.	100
Figura 3.27. Variación de la eficiencia del generador eléctrico vs potencia mecánica de la turbina para el rango de potencia promedio definido para el nuevo modelo termodinámico.	101

Capítulo IV

Figura 4.1. Caso de estudio 1. Mavromatis y Kokossis (1997).	105
Figura 4.2 Caso de estudio 2. Varvanov et. al. (2004).	106
Figura 4.3. Caso de estudio 3 Turbina 1. Medina y Picón (2010).	108
Figura 4.4. Caso de estudio 4 Turbina 2. Medina y Picón (2010).	110
Figura 4.5. Caso de estudio 5 Turbina 3. Medina y Picón (2010).	111
Figura 4.6. Caso de estudio 6 Turbina 4. Medina y Picón (2010).	113
Figura 4.7. Caso de estudio 7 Turbina 5. Medina y Picón (2010).	114
Figura 4.8. Caso de estudio 8, Ali Ghannadzadeh et al. (2011) y Khoshgoftar Manesh et. al. (2013).	116
Figura 4.9. Caso de estudio 9, turbinas a condensación.	120
Figura 4.10. Caso de estudio 10, turbinas a condensación.	121
Figura 4.11. Caso de estudio 11, turbinas a condensación.	123
Figura 4.12. Caso de estudio 12, turbinas reales.	125
Figura 4.13. Caso de estudio 13, turbinas reales.	127
Figura 4.14. Caso de estudio 14 complejo petroquímico, turbinas reales.	130
Figura 4.15. Curva de operación TV1 complejo petroquímico.	131
Figura 4.16. Curva de operación TV2 complejo petroquímico.	133
Figura 4.17. Curva de operación TV3 complejo petroquímico.	135

Anexo

Figura A1. Presentación del artículo en SPIL '20	155
Figura A2. Reconocimiento por se uno de los trabajos mejor evaluados SPIL '20	155

Índice de Tablas

<i>Capítulo II</i>	Pag.
Tabla 2.1. Eficiencia base de acuerdo con el tipo de turbina. Cotton (1974).	25
Tabla 2.2. Coeficientes de correlación modelo de Mavromatis y Kokossis (1997).	40
Tabla 2.3. Coeficientes de correlación modelo de Varvanov et al. (2004).	44
Tabla 2.4. Coeficientes de correlación modelo de Medina y Picón (2010).	47
Tabla 2.5. Parámetros para dos turbinas comerciales de múltiples extracciones. Medina y Picón (2010).	49
Tabla 2.6a. Coeficientes Ecuación 2.42. Medina y Picón (2010).	49
Tabla 2.6b. Coeficientes Ecuación 2.42. Medina y Picón (2010).	50
Tabla 2.7. Rangos típicos de presión para niveles de vapor. Peterson y Mann (1985).	50
Tabla 2.8. Coeficientes de la ecuación 2.49.	61
 <i>Capítulo III</i>	
Tabla 3.1. Obtención de datos eficiencia base de la Figura 3.1 para turbinas a contrapresión del nuevo modelo termodinámico.	71
Tabla 3.2. Relación de presiones para la corrección de la eficiencia base.	77
Tabla 3.3. Eficiencia base corregida por la relación de presiones base.	77
Tabla 3.4. Rangos de potencia para el desarrollo del nuevo modelo de turbinas a contrapresión.	81
Tabla 3.5. Valores de A y B para turbinas a contrapresión.	83
Tabla 3.6. Obtención de datos de la Figura 3.1 para turbinas a condensación del nuevo modelo termodinámico.	87
Tabla 3.7. Rangos de potencia para el desarrollo del nuevo modelo de turbinas a condensación.	95
Tabla 3.8. Valores de A y B para turbinas a condensación.	97
Tabla 3.9. Relación de la potencia mecánica y eléctrica con la eficiencia del generador eléctrico. Siddhartha y Rajkumar (1999).	100

Capítulo IV

Tabla 4.1. Comparación de modelos Caso de Estudio 1 Mavromatis y Kokossis (1997).	105
Tabla 4.2. Comparación de modelos Caso de Estudio 2: Varvanov et. al. (2004).	107
Tabla 4.3. Comparación de modelos Caso de Estudio 3: Medina y Picón (2010) Turbina 1.	109
Tabla 4.4. Comparación de modelos Caso de Estudio 4: Medina y Picón (2010) Turbina 2.	110
Tabla 4.5. Comparación de modelos Caso de Estudio 5: Medina y Picón (2010) Turbina 3.	112
Tabla 4.6. Comparación de modelos Caso de Estudio 6: Medina y Picón (2010) Turbina 4.	113
Tabla 4.7. Comparación de modelos Caso de Estudio 7: Medina y Picón (2010) Turbina 5.	115
Tabla 4.8. Comparación de modelos Caso de Estudio 8: Ali Ghannadzadeh et al. (2011), Manesh et. al. (2012).	117
Tabla 4.9. Comparación de modelos Caso de Estudio 9: Chung Chou y Shiang Shih (1987)	120
Tabla 4.10. Comparación de modelos Caso de Estudio 10: Bahadori y Vuthaluru (2010).	121
Tabla 4.11. Comparación de modelos Caso de Estudio: Babcock & Wilcox (2005).	123
Tabla 4.12. Comparación de modelos Caso de Estudio 12: K. C. Cotton (1998).	125
Tabla 4.13. Resultados obtenidos caso de estudio 13: Xianglong Luo et. al. (2011).	127
Tabla 4.14. Resultados obtenidos caso de estudio 14: TV1 complejo petroquímico.	131
Tabla 4.15. Resultados obtenidos caso de estudio 14: TV2 complejo petroquímico.	133
Tabla 4.16. Resultados obtenidos caso de estudio 14: TV3 complejo petroquímico.	136
Tabla 4.17. Sumario de resultados. Turbinas a contrapresión.	138
Tabla 4.18. Sumario de resultados. Turbinas a condensación.	140
Tabla 4.19. Sumario de resultados. Turbinas a condensación - extracción.	141

Índice General

Índice de Figuras	iv
Índice de Tablas	viii
Nomenclatura	x

Capítulo I

INTRODUCCION

1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 INTERACCION DE LOS COMPONENTS DE UN SITIO TOTAL	2
1.3 ALCANCE	3
1.4 DESCRIPCION DEL PROBLEMA	6
1.5 JUSTIFICACION	8
1.6 OBJETIVO GENERAL	10
1.7 OBJETIVO ESPECIFICO	11
1.8 HIPOTESIS	12
1.9 ORGANIZACIÓN DE LA TESIS	12

Capítulo II

MODELOS DE TURBINAS DE VAPOR: ESTADO DEL ARTE

2.1 INTRODUCCIÓN	14
2.2 MODELOS EXERGÉTICOS	16
2.2.1 EL ENFOQUE EXERGETICO PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE VAPOR Y ENERGIA	17
2.2.2 ANALISIS EXERGETICO DE SITIOS TOTALES PARA SERVICIOS AUXILIARES	19
2.3 MODELOS BASADOS EN LA GEOMETRIA E INTERNOS DE LA TURBINA	23
2.3.1 EL METODO DE LA EVALUACION Y MEJORA DEL RENDIMIENTO DE TURBINAS DE VAPOR PARA PRODUCCION DE ELECTRICIDAD	23
2.3.2 METODO DEL ANALISIS DEL DESEMPEÑO DE LAS TURBINAS POR ETAPA DE ALABES	25
2.4 MODELOS TERMODINAMICOS	29
2.4.1 EL MODELO TERMODINAMICO T-H DE PREDICCION DE POTENCIA	30
2.4.2 EL MODELO TERMODINAMICO DE PREDICCION DE POTENCIA BASADO EN EL CICLO RANKINE	35

2.4.3 EL MODELO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA TURBINE HARDWARE MODEL (THM)	37
2.4.4 EL MODELO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA TURBINE HARDWARE MODEL MEJORADO (ITHM)	43
2.4.5 EL MODELO TERMODINAMICO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA BASADO EN LOS MODELOS THM E ITHM	45
2.4.6 EL MODELO TERMODINAMICO ITERATIVO BUTTOM TO TOP (IBT)	52
2.4.7 EL MODELO TERMODINAMICO ITERATIVE TOP TO BUTTOM (ITBM)	57
2.4.8 EVALUACION DE LA EFICIENCIA DE TURBINAS DE VAPOR UTILIZANDO FACTORES DE CORRECCION	60

Capítulo III

PLANTEAMIENTO DEL NUEVO MODELO TERMODINAMICO

3.1 INTRODUCCIÓN	64
3.2 CONSIDERACIONES PARA EL DESARROLLO DEL NUEVO MODELO TERMODINAMICO	65
3.3 NUEVO MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONTRAPRESION	69
3.3.1 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA BASE PARA TURBINAS A CONTRAPRESION	70
3.3.2 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR RELACION DE PRESIONES, FC_{RP} : TURBINAS A CONTRAPRESION.	72
3.3.3 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR, FC_{SC} : TURBINAS A CONTRAPRESION.	74
3.3.4 CORRECCION DE LAS CURVAS DE EFICIENCIA BASE POR RELACION DE PRESIONES	76
3.3.5 DESARROLLO DEL MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONTRAPRESION	78
3.4 NUEVO MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONDENSACION	86
3.4.1 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA BASE PARA TURBINAS A CONDENSACION	86
3.4.2 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR PRESION DE VACIO, FC_{VAC} : TURBINAS A CONDENSACION.	89
3.4.3 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR, FC_{SC} : TURBINAS A CONDENSACION.	91
3.4.4 DESARROLLO DEL MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONDENSACION.	93
3.5 ESTIMACION DE LA POTENCIA ELECTRICA A PARTIR DE LA POTENCIA MECANICA Y EL TAMAÑO DE LA TURBINA	98

Capítulo IV

CASOS DE ESTUDIO: APLICACIÓN DEL NUEVO MODELO TERMODINAMICO

4.1 INTRODUCCIÓN	103
4.2 CASOS DE ESTUDIO REPRESENTATIVOS PARA TURBINAS A CONTRAPRESION CON UNA O MULTIPLES EXTRACCIONES	104
4.2.1 CASO DE ESTUDIO 1: MAVROMATIS Y KOKOSSIS (1997)	104
4.2.2 CASO DE ESTUDIO 2: VARVANOV ET. AL. (2004)	106
4.2.3 CASO DE ESTUDIO 3: MEDINA Y PICON (2010)	108
4.2.4 CASO DE ESTUDIO 4: MEDINA Y PICON (2010)	109
4.2.5 CASO DE ESTUDIO 5: MEDINA Y PICON (2010)	111
4.2.6 CASO DE ESTUDIO 6: MEDINA Y PICON (2010)	112
4.2.7 CASO DE ESTUDIO 7: MEDINA Y PICON (2010)	114
4.2.8 CASO DE ESTUDIO 8: ALI GHANNADZADEH ET. AL. (2011) Y KHOSHGOFTAR MANESHMEDINA Y PICON (2010)	116
4.3 CASOS DE ESTUDIO REPRESENTATIVOS PARA TURBINAS A CONDENSACION CON UNA O MULTIPLES EXTRACCIONES	118
4.3.1 CASO DE ESTUDIO 9: CHUNG-CHOU Y SHIANG SHIH (1987)	119
4.3.2 CASO DE ESTUDIO 10: BAHADORI Y VUTHALURU (2010)	121
4.3.3 CASO DE ESTUDIO 11: BABCOCK & WILCOX (2005)	122
4.4 CASOS DE ESTUDIO PARA TURBINAS REALES	124
4.4.1 CASO DE ESTUDIO 12: K.C. COTTON (1998)	124
4.4.2 CASO DE ESTUDIO 13: XIANGLONG ET. AL. (2011)	126
4.4.3 CASO DE ESTUDIO 14: SISTEMA DE TURBINAS INSTALADO EN UN COMPLEJO PETROQUIMICO EN MEXICO	129
4.5 ANALISIS Y DISCUSION DE RESULTADOS	137

Capítulo V

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

5.1 INTRODUCCIÓN	142
5.2 CONCLUSIONES	142
5.3 TRABAJO FUTURO	146

REFERENCIAS	147
--------------------	-----

ANEXO	155
--------------	-----

Capítulo I

Introducción

1.1 INTRODUCCIÓN.

Para poder entrar en el contexto de este trabajo es importante definir primero el concepto de Sitios Totales (*Total Sites, en inglés*). Un Sitio Total se puede definir como un conjunto de diferentes procesos productivos que pueden o no vincularse entre sí para cumplir con un objetivo específico de producción.

Este trabajo se enfoca en el estudio de sistemas de Servicios Auxiliares que operan dentro de un Sitio Total. Los Sitios Totales se componen de uno o varios procesos industriales, donde para cumplir con los objetivos de producción se requiere de fuentes internas o externas de energía.

La energía generalmente se suministra mediante una serie de equipos tales como calderas, calentadores, turbinas, bombas, compresores, etc. Al conjunto de subprocesos que contribuyen con las necesidades energéticas del Sitio Total generalmente se les conoce como Servicios Auxiliares (ver la Figura 1.1).

Cuando por necesidades de producción o por situaciones ajenas a los procesos y a los Servicios Auxiliares la necesidad de energía se reduce o incrementa, se requiere un sistema de suministro o eliminación de calor generalmente llamado Sistema de Distribución de Vapor que está conformado por un sistema de líneas de conducción de vapor de diferente presión y usuarios de vapor o intercambiadores de calor, los cuales, tienen la función principal de suministrar o eliminar calor a las corrientes de proceso.

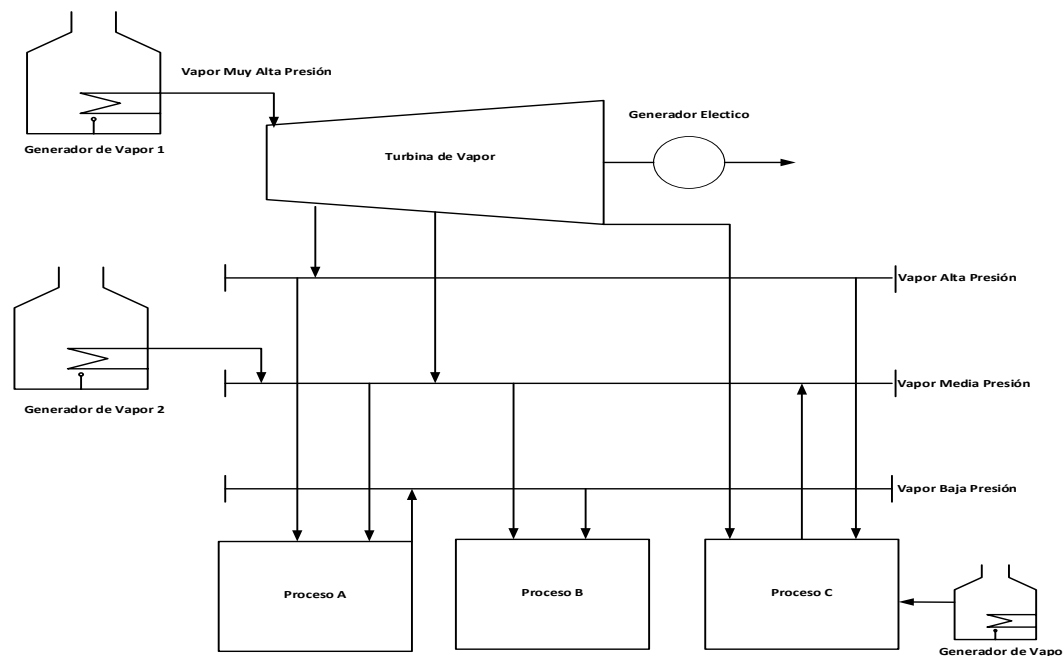


Figura 1.1. Representación simplificada de un Sitio Total con su Sistema de Servicios Auxiliares.

Por lo tanto, de manera simple y de acuerdo con los procesos que lo componen, un Sitio Total se puede definir como el acoplamiento de una serie de procesos productivos interactuando con un sistema de servicios auxiliares y con una red de distribución de vapor.

1.2 INTERACCIÓN DE LOS COMPONENTES DE UN SITIO TOTAL.

Ahora bien, dentro del contexto de este trabajo, se debe de definir y relacionar la función de cada uno de los componentes de un sitio total desde el punto de vista energético, de tal manera que nos permita acotar el campo de aplicación del estudio que se pretende desarrollar. Por lo tanto, un Sitio Total está compuesto por tres grandes grupos energéticos:

1. Los procesos productivos
2. Los servicios auxiliares
3. La red distribución de vapor.

Los procesos, como parte fundamental para lograr una meta de producción son la parte medular del Sitio Total, y estos, a su vez, son la razón de ser de los servicios auxiliares y de la red de distribución de vapor debido a las necesidades energéticas que proveen.

Dicha interacción se ilustra en la Figura 1.2, en donde la red de recuperación de calor interactúa de forma simultánea con los procesos y los servicios auxiliares para proporcionar enfriamiento o calentamiento y, los servicios auxiliares, interactúan con los demás procesos suministrando principalmente energía en forma de vapor y potencia mecánica o eléctrica para la operación de torres de destilación, reactores, calentadores, hornos, intercambiadores de calor, turbinas, eyectores, bombas, agitadores y compresores, ventiladores, molinos, entre otros.

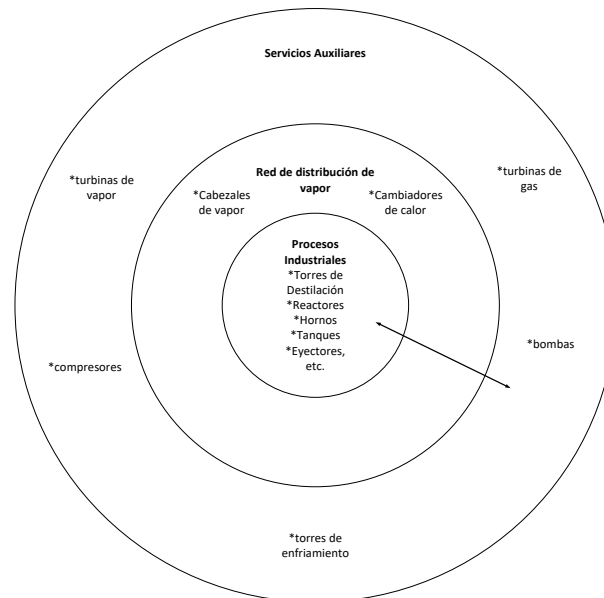


Figura 1.2. Interacción entre los tres grupos energéticos que conforman un Sitio Total.

1.3 ALCANCE

Los procesos industriales que operan bajo el concepto de Sitio Total, generalmente requieren vapor a diferentes niveles de presión y temperatura para satisfacer principalmente sus necesidades de calentamiento. Por lo cual, es necesario definir si:

- el vapor se suministrará en las condiciones de presión y temperatura a las requeridas por cada proceso y estar en condiciones de cumplir con el objetivo de producción.

O bien

- el vapor se suministrará en un nivel de presión y temperatura alto y posteriormente se acondicionará a los requerimientos de cada proceso, de igual manera, para poder cumplir con el mismo objetivo de producción.

Por otro lado, los procesos también requieren cubrir sus necesidades energéticas de potencia mecánica y eléctrica a fin de estar en condiciones de operar motores para bombas, compresores, ventiladores, agitadores, etc. Este tipo de energía puede ser generada de dos formas:

- De manera autónoma mediante turbinas de vapor o de gas.

O bien

- Consumiendo la energía de la red eléctrica externa.

Todas estas necesidades de energía normalmente se cubren a través de un sistema de servicios auxiliares que se acopla al sitio total. Cuando la planta de servicios auxiliares proporciona de manera simultánea calor y potencia al proceso, entonces el sistema se conoce como sistema integrado de calor y potencia o sistema de cogeneración.

Técnicamente, el termino cogeneración se refiere a la generación simultánea de calor y potencia para su uso en algún proceso productivo. Por lo general, para un sistema de servicios auxiliares, el vapor se genera a través de calderas y la potencia ya sea eléctrica o mecánica es generada a través de turbinas de vapor, que, a su vez, tienen la capacidad de aportar calor al Sitio Total a diferentes niveles de presión, tal que, se pueden cubrir los requerimientos energéticos al tiempo de cumplir con los objetivos de producción, Figura 1.3.

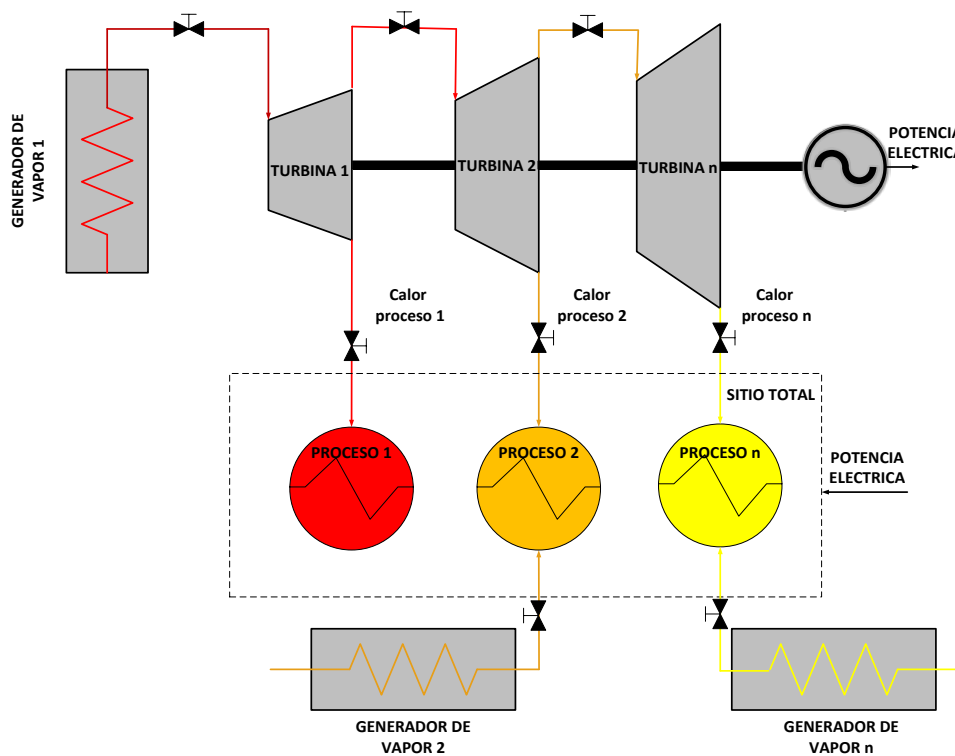


Figura 1.3. Ilustración de servicios auxiliares operando bajo el concepto de cogeneración.

En un Sitio Total que opera bajo el concepto de cogeneración, se utiliza vapor como medio de calentamiento para satisfacer las demandas energéticas de los procesos, esto se provee mediante el sistema de servicios auxiliares. Es común entonces que los equipos empleados para el suministro simultáneo de calor y potencia sean turbinas de vapor.

Una turbina de vapor puede suministrar energía en forma de calor y potencia eléctrica a un proceso en uno o más niveles de presión, dependiendo de las extracciones que tenga. Cada nivel de presión en la turbina se le conoce como extracción, es decir, las turbinas que se utilizan para la cogeneración en un sitio total pueden ser de una sola o de múltiples extracciones, a condensación total o bien una combinación de las anteriores, es decir, a extracción-condensación (Figura 1.4).

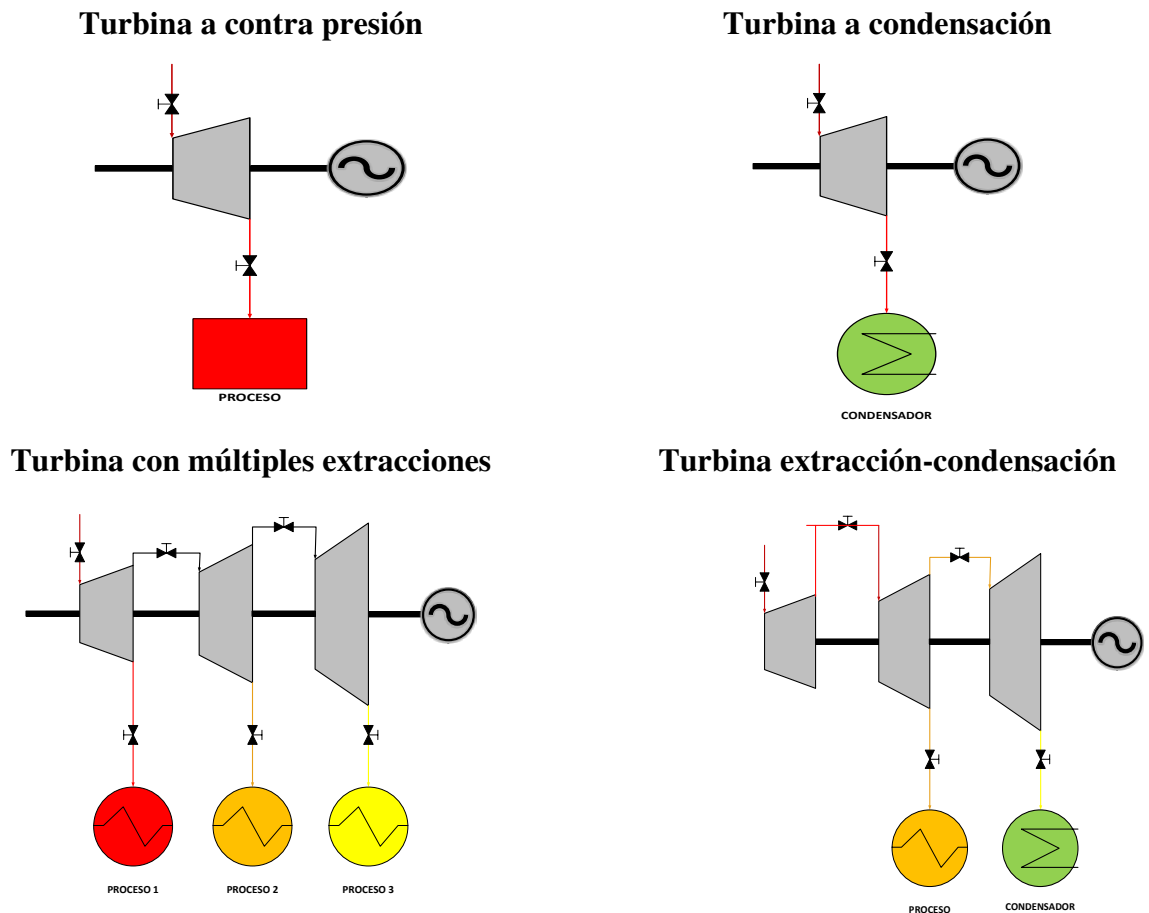


Figura 1.4. Configuraciones típicas de turbinas de vapor utilizadas en los sitios totales para cogeneración.

La configuración de las turbinas que se van a utilizar para el suministro de energía en el sitio total está definida al momento de diseñar los procesos y tiene una relación significativa con el potencial de cogeneración del Sitio Total.

1.4 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Este trabajo está dirigido a evaluar las turbinas de vapor en sus diferentes configuraciones que son utilizadas en los procesos en donde se lleva a cabo la producción de calor y potencia, mejor conocida como cogeneración. El problema al que se trata de dar solución se describe a continuación.

Para un sitio total que opera bajo el principio de cogeneración, se puede considerar que del 100% de la energía que se suministra en forma de combustible para generar el vapor, en promedio, el 20% se transforma en energía eléctrica o mecánica que produce la turbina, el 60% se envía a través de las diversas extracciones de la turbina en forma de vapor a los procesos y el 20% restante se puede contabilizar como las pérdidas de calor por ineficiencias de los equipos, pérdidas por gases en las calderas y pérdidas de calor en tuberías (Figura 1.5).

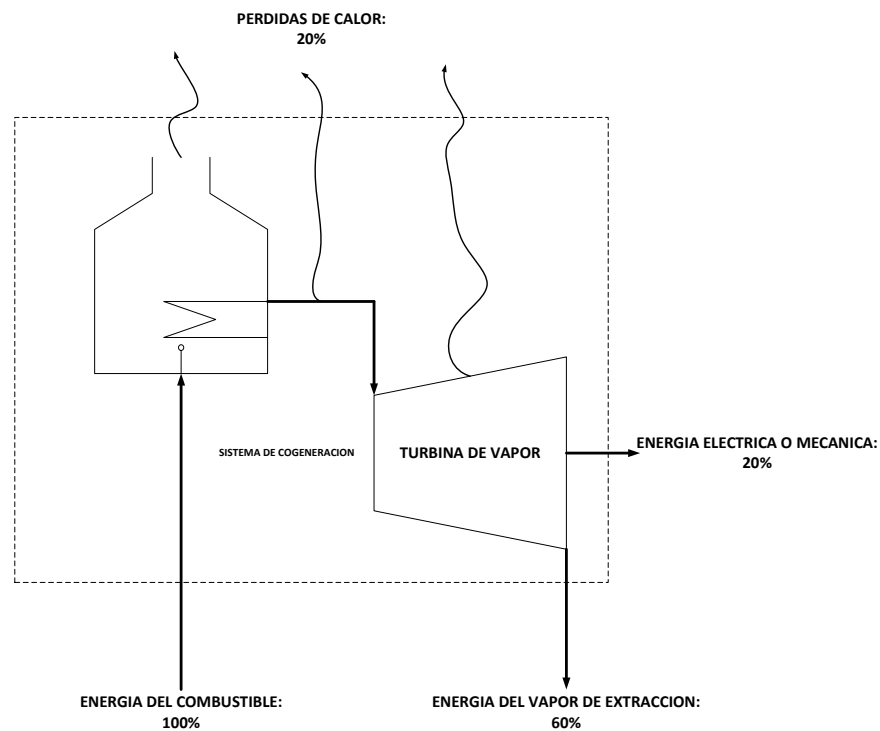


Figura 1.5. Distribución típica de la energía en un sistema de cogeneración con turbina de vapor.

Por lo tanto, en un Sitio Total que opera bajo el concepto de cogeneración con turbina de vapor, el consumo típico de energía en la turbina es del 80% de la energía proveniente del combustible. Esta energía se utiliza para desarrollar potencia (20%) y suministrar vapor (60%) a los procesos, de tal manera que los principales componentes del costo del combustible en un sitio total que opera bajo el concepto de cogeneración son la producción de calor y potencia, por tal motivo basados en el consumo de energía de las turbinas de vapor, es de suma importancia dar un seguimiento adecuado a su comportamiento por lo que se debe dar atención a sus parámetros a

fin de conocer su comportamiento a diferentes condiciones de operación. Dichos parámetros que permiten dar el seguimiento adecuado al consumo de energía de una turbina de vapor son su eficiencia térmica y su generación de potencia. Por lo cual, es necesario relacionar estos parámetros con la operación de la turbina.

A partir de la revisión bibliográfica en que se fundamenta este trabajo, no existe un modelo sencillo que permita predecir el comportamiento de turbinas de vapor en sistemas de cogeneración en un rango amplio de condiciones de operación. Contar con un modelo de este tipo, permitirá realizar análisis de desempeño e incluso se podrá emplear en el diseño de sistemas de cogeneración.

Por lo tanto, en esta tesis se propone y desarrolla un modelo termodinámico, para predecir los parámetros energéticos que definen el desempeño de las turbinas de vapor como lo son: a) La generación de potencia y b) su eficiencia. Se pretende obtener estos parámetros como una función del potencial de cogeneración, es decir, flujo de vapor o carga térmica que entrega la turbina y las condiciones del vapor a la entrada y a la salida de la turbina. El desarrollo del modelo se realiza y valida para un total de 14 casos de estudio en donde se analizaron 40 turbinas, de las cuales 29 son a contrapresión, 10 a condensación y 1 a condensación – extracción. Los rangos de potencia en los cuales el modelo presenta un rango de aproximación aceptable son de 4.13 MW hasta 75.98 MW para turbinas a contrapresión con un rango de error de 0.4% a 20.1% y para turbinas a condensación de 3.10 MW hasta 24 MW con un rango de error de 0.32% a 11.1%.

1.5 JUSTIFICACIÓN

En México y el mundo, las plantas termoeléctricas, la industria alimenticia, los ingenios azucareros, complejos químicos, complejos petroquímicos, las refinerías y la industria del papel, entre otras, elaboran diversos productos para satisfacer las diferentes necesidades de la cadena productiva y, comúnmente, esto lo logran suministrando su demanda energética basando su generación de potencia y calor en el uso de procesos de cogeneración. Como ya se ha descrito, para generar energía térmica y eléctrica o mecánica para sus procesos, se requiere una gran

cantidad de energía proveniente de combustible fósil, de la cual hasta un 80% es utilizado por la turbina de vapor.

Debido a la gran cantidad de energía que una turbina de vapor puede consumir, queda claro que, para poder dar una mejor rastreabilidad al consumo energético, es necesario tener seguimiento estrecho de las variables operativas que provocan un aumento o disminución en el consumo de la energía, a fin de mantener de manera simultánea la sustentabilidad financiera y la generación de energía eficiente en los sistemas de cogeneración presentes en los sitios totales.

Aun cuando en su mayoría, las grandes plantas de cogeneración cuentan con un sistema de control distribuido, que además de permitir operar entre otros equipos las turbinas de vapor de forma automática, recolecta la información más relevante que impacta en el desempeño de las mismas mediante el sistema de instrumentación, en la mayoría de los casos, esta aplicación no tiene la ventaja de determinar de forma directa los parámetros energéticos de las turbinas de vapor como lo son la potencia generada y la eficiencia.

Si bien en ocasiones la potencia es una variable instrumentada, no se tiene la capacidad de estimarla para diferentes condiciones operativas de manera fácil y rápida, por lo que es necesario apoyarse de modelos y ecuaciones que permitan determinar dicho parámetro y esta tarea en ocasiones suele ser demasiado tediosa y con grandes inversiones de tiempo debido a la complejidad de los modelos o al tiempo que se debe de invertir en suministrar la suficiente información al modelo, lo mismo sucede cuando se quiere determinar la eficiencia de la turbina. Además, en algunos modelos de determinación se considera la característica geométrica de los internos de las turbinas, la cual, la mayoría de las veces no está completamente disponible sino es que a turbina abierta.

Por tal motivo, el contar con un modelo que prediga de manera simple y lo más apegado a la realidad la potencia y eficiencia de una turbina de vapor que cuenta con una o varias extracciones, independientemente de que opere a contrapresión, condensación o una combinación de ambas puede ser de gran utilidad al momento de realizar estudios de rediseño, optimización y

evaluación de escenarios hipotéticos en las turbinas de vapor que existen en un sistema de servicios auxiliares de algún Sitio Total que opere bajo el concepto de cogeneración.

Si bien en la literatura existen varios modelos propuestos para determinar el comportamiento de turbinas de vapor para sistemas de servicios auxiliares operando bajo el concepto de cogeneración, en donde se consideran desde conceptos exergéticos, variación de la eficiencia con respecto a la carga de la turbina, modelos iterativos complejos y modelos que consideran la eficiencia de la turbina constante sin importar el tamaño de la turbina y sus condiciones operativas. No existe un modelo que demuestre su validez y aplicación en un rango amplio de condiciones operativas de la turbina, así como para las diferentes configuraciones de estas.

Basado en lo anteriormente expuesto, en este trabajo se justifica el proponer un modelo termodinámico para aplicarlo a un amplio universo de turbinas de vapor sin importar su condición operativa y su configuración. Compararlo con resultados de los modelos ya existentes y aplicarlo a una serie de turbinas reales permitirá validarlo y determinar su rango de error en las predicciones de la potencia y eficiencia de turbinas de vapor.

1.6 OBJETIVO GENERAL.

El objetivo de este trabajo es contar con un modelo termodinámico que prediga, con un margen de error aceptable, la potencia y eficiencia de las turbinas de vapor considerando un rango amplio de capacidades de producción y de condiciones de vapor. Sin importar el número de extracciones y si la turbina opera a contrapresión, condensación o una combinación de ambas. El modelo será una función de los parámetros operativos medibles de la turbina y que son de fácil obtención como lo son: temperaturas, presiones y flujos de vapor en su entrada y salidas.

En este sentido se demostrará la confiabilidad del modelo termodinámico propuesto a partir del análisis de 14 casos de estudio, los cuales, se distribuyen en 29 turbinas a contrapresión y 10 turbinas a condensación y 1 turbina a condensación – extracción.

Para turbinas a contrapresión el intervalo de error esperado va desde 0.4% hasta 20.1% con un error promedio de 7.1% para potencias entre $4.13 \text{ MW} \leq W \leq 75.98 \text{ MW}$. Por debajo de 4.13 MW se podría esperar un error hasta de 81.3% principalmente para potencias menores a 1 MW.

Para turbinas a condensación el intervalo de error va desde 0.32% hasta 11.1% con un error promedio de 5.61% para potencias entre $3.1 \text{ MW} \leq W \leq 24 \text{ MW}$.

Con el objetivo general definido, a continuación, se presentan los objetivos específicos.

1.7 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1.- Conocer las limitaciones de los modelos existentes de predicción para turbinas de vapor para identificar las áreas de oportunidad tal que éstas permitan la creación del nuevo modelo.

2.- Desarrollar un nuevo modelo termodinámico de turbinas de vapor tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación que sea función únicamente de las variables disponibles de la turbina como los son el flujo de vapor, las temperaturas y presiones a la entrada y salida de la turbina en un amplio rango de presiones de vapor de entrada entre 12 MPa y 0.2 MPa, temperatura del vapor a la entrada de 557 °C a 129°C y con hasta 8 extracciones.

3.- Demostrar la validez del modelo, aplicándolo en casos de estudio relevantes presentados en la literatura y posteriormente aplicándolo a casos de estudio reales conocidos con el fin de determinar el rango de exactitud en la predicción de la potencia y eficiencia de turbinas en rangos operativos mucho más amplios que los presentados en la literatura para definir el rango de potencia en el cual el nuevo modelo termodinámico propuesto es válido.

Los modelos en los que se enfoca la comparación del nuevo modelo son los modelos más representativos que durante años han sido base para los análisis de integración energética en sistemas de cogeneración como lo son Mavromatis et al. (1997), Varvanov, et al. (2007) y Medina y Picón (2010), cuyos modelos toman en cuenta la variación de la eficiencia con respecto a la carga de la turbina y las condiciones operativas del vapor.

1.8 HIPOTESIS

A través de un modelo lineal es posible determinar el desempeño termodinámico de turbinas de vapor a contrapresión, condensación o combinación de ambas de hasta 8 extracciones en función de las condiciones del vapor de alimentación a la turbina, las condiciones de salida de las extracciones y el flujo de vapor que atraviesa la turbina para un amplio conjunto de turbinas en un rango amplio de condiciones del vapor tanto a la entrada como a la salida.

1.9 ORGANIZACIÓN DE LA TESIS

Esta tesis está organizada de la siguiente manera. El capítulo 1 presenta el contexto, alcance y objetivo del proyecto de investigación.

En el capítulo 2 se presenta la revisión bibliográfica y el estado del arte sobre los modelos existentes más referenciados para estimar la potencia y eficiencia de turbinas de vapor. Se hace una revisión completa tomando en cuenta las primeras aproximaciones cuyo enfoque está basado en el análisis exergético del sistema de turbinas, posteriormente, se extiende el estudio a los modelos termodinámicos y, se hace referencia a algunos modelos basados en las características geométricas internas de las turbinas. También se describen las ventajas y limitaciones de cada uno de ellos.

Este capítulo proporciona información fundamental para comprender el desarrollo del nuevo modelo termodinámico propuesto. No obstante, es importante mencionar que, en la mayoría de los trabajos consultados, el objetivo del estudio y desarrollo del modelo se enfoca a utilizar el modelo de turbina para la síntesis y optimización de sistemas de calor y potencia y no ahondan en si el modelo termodinámico de la turbina es válido o no en un universo de turbinas más amplio.

El capítulo 3 presenta el planteamiento y desarrollo de un nuevo modelo termodinámico basado en las variables que los demás modelos consultados no toman en cuenta. Se demuestra que, bajo cierto rango de potencia, el comportamiento entre la potencia y eficiencia de la turbina se puede

considerar lineal. Se toman en cuenta las condiciones del vapor a través del uso de regresiones lineales de las curvas de eficiencia vs potencia con lo que se predice la eficiencia de turbinas de vapor de contra presión de una o múltiples extracciones, así como para turbinas a condensación basado en la información obtenida reportada en la literatura. Los modelos permiten evaluar el desempeño de las turbinas sin importar el número de extracciones o niveles de presión presentes.

En el Capítulo 4 se aplica el nuevo modelo termodinámico a 14 casos de estudio, que se descomponen en 29 turbinas a contrapresión, 10 a condensación y 1 a condensación – extracción.

Los casos de turbinas analizadas se dividen en turbinas a contrapresión con una o varias extracciones, turbinas a condensación y turbinas a condensación – extracción. Se verifica la exactitud y validez del nuevo modelo y define el intervalo de potencias para las cuales se pueden esperar resultados satisfactorios, tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación o una combinación de ambas.

Se compara con los resultados de los modelos más representativos para comprobar su validez, el rango de potencia de las turbinas analizadas va desde 4.13 MW hasta 75.98 MW con intervalo de error entre 0.4% y 20.1% para turbinas a contrapresión y de 3.1 MW hasta 24 MW para turbinas a condensación con un intervalo de error entre 0.32% y 11.1%. Estos resultados incluyen el análisis para turbinas reales instaladas en complejos industriales reales.

En el Capítulo 5 se presentan las conclusiones generales a las que se han llegado en este trabajo, las propuestas y análisis para un trabajo futuro.

Posteriormente se presentan las referencias bibliográficas consultadas para el desarrollo de esta tesis.

Finalmente, en el Anexo, se muestra evidencia de la presentación del artículo producto de este trabajo.

Capítulo II

Modelos de turbinas de vapor: Estado del arte

2.1 INTRODUCCIÓN

En los últimos años se ha observado un progreso considerable en la comprensión y desarrollo de modelos integrales para estudiar y optimizar los procesos combinados de calor y potencia (CHP, por sus siglas en inglés), también conocidos como procesos de cogeneración. El objetivo principal es el desarrollo de expresiones que relacionen los requisitos de calor y potencia de los procesos como una función de las variables operativas de los niveles de vapor y de los procesos presentes en el Sitio Total. Así, es posible determinar las mejores configuraciones para que el consumo de combustible y/o costos de producción sean mínimos, siempre tratando de integrar los tres grupos energéticos que conforman un Sitio Total, el proceso con sus sumideros y fuentes de energía, la red de distribución de vapor y el sistema de servicios auxiliares (Figura 2.1).

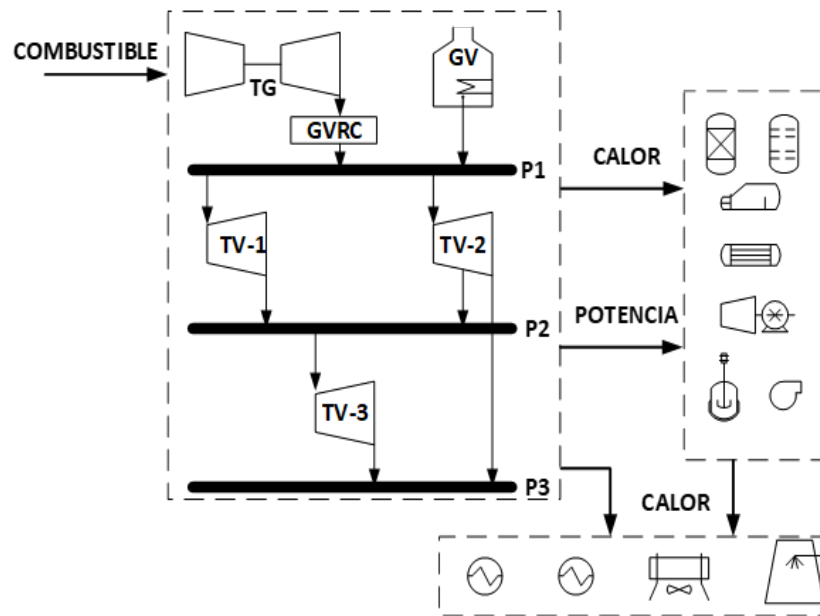


Figura 2.1 Interacción de los componentes energéticos más importantes de un Sitio Total.

Ya que el objetivo de este trabajo es desarrollar un modelo termodinámico lineal que permita determinar las características energéticas principales de una turbina de vapor, como lo son su potencia y eficiencia, buscando proponer un modelo que se acerque a la predicción más exacta de dichas características, se ha realizado el estudio de los principales enfoques que otros autores han propuesto como lo son: enfoques exergéticos y enfoques termodinámicos. Además, de analizar algunas metodologías que se basan en determinar las características de las turbinas de vapor como función de sus características geométricas de sus componentes internos, reglas heurísticas y pruebas de laboratorio.

Como se estudiará en este capítulo, existen bastantes modelos que predicen las características energéticas de las turbinas de vapor pero, sólo han sido desarrollados principalmente para ser utilizados de manera puntual, es decir, únicamente para casos de optimización de un sitio específico, con ciertas condiciones operativas en los niveles de vapor y los requerimientos de calor y potencia se encuentran en un rango muy pequeño, por lo que no se comprueba su validez para un conjunto amplio de turbinas y condiciones operativas para diversos niveles de vapor.

En el caso de las metodologías propuestas que son basadas en el diseño específico de la geometría de las turbinas, estos modelos se hacen demasiado puntuales y difíciles de aplicar debido a que no

siempre se cuenta con las características geométricas de las turbinas y mucho menos si se quiere establecer una metodología única para diversos tipos de turbina ya que cada turbina tiene características y está construida de manera diferente.

Se presenta un compendio de la revisión bibliográfica o el estado del arte que guarda el modelado o análisis de turbinas de vapor que permite determinar sus características más importantes como son: la potencia generada y su eficiencia.

El estudio bibliográfico que se presenta se muestra en orden cronológico y a la vez intenta mostrar cómo han ido evolucionando los modelos. La presentación de dichos modelos se divide en tres secciones: modelos exergeticos, modelos que involucran características geométricas de los internos de las turbinas de vapor y modelos termodinámicos, sobre estos últimos es donde se pretende desarrollar el nuevo modelo propuesto.

Cabe señalar que, en la mayoría de los trabajos consultados, el objetivo principal no es el desarrollo de un modelo termodinámico para turbinas de vapor, sino que el modelo se desarrolla para el cálculo y la optimización de sistemas de servicios auxiliares de un Sitio Total, es decir, los estudios se enfocan en los resultados de optimización. Los modelos estudiados se centran en el análisis de: a) Turbina de vapor con una sola extracción y b) Turbina de vapor con a lo mucho dos o tres extracciones. No se observan desarrollos tan extensos para turbinas a condensación o una combinación de turbinas a condensación – extracción.

2.2 MODELOS EXERGÉTICOS.

En esta sección se presenta un análisis de los primeros modelos desarrollados para sistemas combinados de calor y potencia, CHP, que se encuentran en un Sitio Total, su uso está encaminado a un estudio total del sitio, pero no se hace un análisis puntual a los sistemas de servicios auxiliares donde se muestre de manera explícita el comportamiento de las turbinas de vapor. Aun así, estos modelos han sido la base del desarrollo de modelos posteriores.

2.2.1 EL ENFOQUE EXERGETICO PARA EL DISEÑO DE SISTEMAS DE VAPOR Y ENERGIA.

De los primeros estudios en el análisis de sistemas combinados de calor y potencia están Nishio et. al. (1980). El trabajo que presentan pretende construir una base sólida para obtener un análisis sobre la transformación de la energía a través del sistema de servicios auxiliares dando un enfoque exerético. En este trabajo, el sistema de servicios auxiliares que proporciona calor y potencia forma parte de un denominado Sistema Total (Figura 2.2). Se considera también que los procesos y el sistema de servicios auxiliares son elementos principales del Sitio Total y son mutuamente dependientes. Además, el sistema de servicios auxiliares debe suministrar vapor a ciertos niveles de presión y temperatura y la energía eléctrica requerida por los procesos.

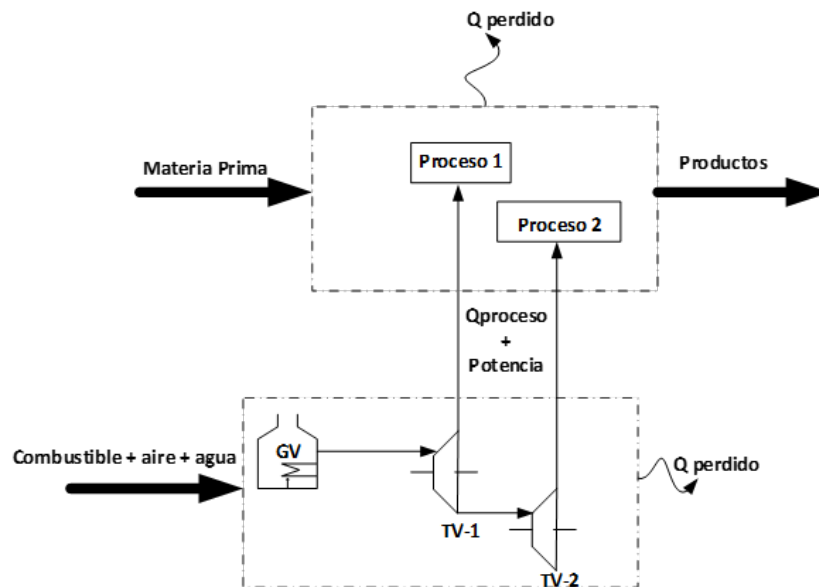


Figura 2.2 Representación del Sistema Total considerado por Nishio et al., (1980).

Para determinar el diseño y estructura del sistema de servicios auxiliares, se define y analiza el concepto de energía disponible o exergía. Así mismo, para la representación matemática del comportamiento y su solución se usó reglas heurísticas. El objetivo era mejorar la eficiencia del sistema de servicios auxiliares disminuyendo las pérdidas de energía disponible o exergía con el propósito de minimizar el consumo de combustible y los costos de producción.

En este trabajo, la metodología utilizada para el diseño del sistema de servicios auxiliares consiste, primero, en establecer la presión y temperatura máxima de vapor que podrá suministrar el sistema de generadores de vapor y que será suministrado a las turbinas de vapor que, a su vez, suministrarán potencia eléctrica y calor al Sitio Total. Posteriormente se define si el sistema de servicios auxiliares se cataloga como de potencia dominante o de calor dominante a fin de determinar la configuración y tipo de turbinas de vapor a utilizar. El caso de potencia dominante supone que el calor a suministrar puede ser fácilmente suministrado con las turbinas a contra presión seleccionadas, sin embargo, será necesario considerar turbinas a condensación que si bien, no aportaran calor a los procesos, servirán para cumplir con los requerimientos de potencia, en este caso se considera potencia dominante. Por otro lado, el caso de calor dominante supone que sólo es necesario el uso de turbinas a contra presión para satisfacer las necesidades de calor aportando sólo la potencia generada por las turbinas de vapor.

El modelo considera que se conoce la cantidad de calor requerido por el proceso y considera que la mayor diferencia de exergía se da por el cambio de presión entre un nivel de presión y otro. Se estiman las pérdidas de exergía y la potencia que la turbina puede entregar entre cada nivel de presión. La expresión para su cálculo es:

$$W = \left[1 - \frac{T_0}{T_1}\right] H_1 - \left[1 - \frac{T_0}{T_2}\right] H_2 - E_p \quad (2.1)$$

Donde $E = H - T_0 S$. Se desprecia la exergía química (μ) de las corrientes de vapor.

Por lo tanto, el cambio de exergía puede presentarse como se muestra en la Figura 2.3, en el que la diferencia de valores en el eje horizontal entre los estados 1 y 2 indica la diferencia de exergía que corresponde al trabajo producido por la turbina.

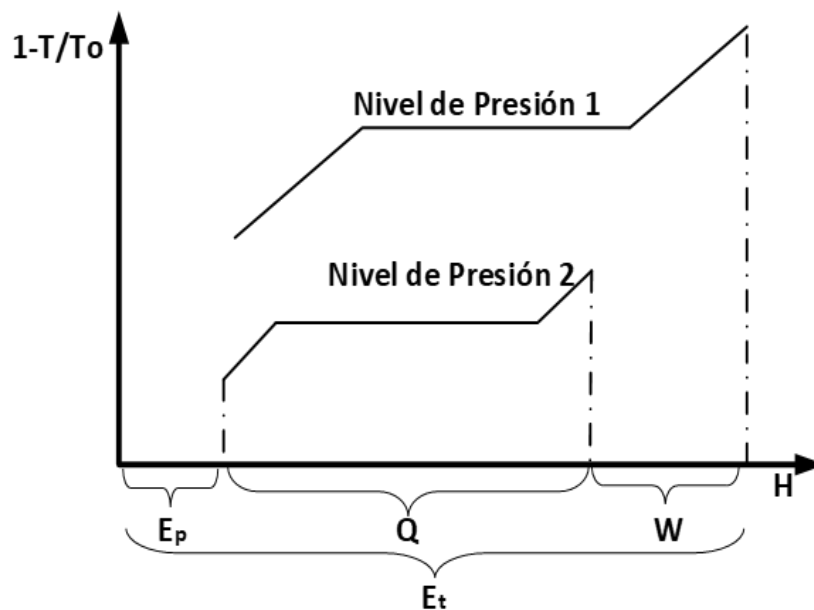


Figura 2.3 Diagrama diferencia de exergía por cambio en los niveles de presión para determinar la potencia de una turbina (Nishio et. al., 1980).

En conclusión, el trabajo presentado por Nishio et. al. (1980), se limita al estudio de los sistemas de servicios auxiliares en donde las turbinas de vapor presentes son analizadas a través de balances de masa y exergía considerando demandas constantes de calor y potencia. Si bien presentan un estudio de caso real, no se determinan las desviaciones o errores comparando los resultados del modelo contra las mediciones reales. Además, este modelo debe de ser resuelto de forma iterativa cuando sea necesario cambiar las condiciones de los niveles de presión. Por otro lado, tampoco se presenta de manera clara cómo estimar la eficiencia de la turbina de vapor. Así, al ser un modelo iterativo, se complica al momento de analizar turbinas con más de una sola extracción.

2.2.2 ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SITIOS TOTALES PARA SERVICIOS AUXILIARES.

El análisis exergético de la red de turbinas de vapor en un sitio total, desarrollado por Dhole y Linnhoff (1993), es una extensión del análisis pinch, que aborda el diseño de procesos combinados de calor y potencia. El potencial de cogeneración en un proceso se puede aproximar representando la Gran Curva Compuesta en términos del factor Carnot. El estudio se divide en dos pasos. El primero establece objetivos energéticos e identifica las opciones más prometedoras (análisis pinch)

y la segunda etapa establece diseños de sistemas integrados de calor y potencia para cumplir estos objetivos.

El trabajo se enfoca en determinar la ubicación de los niveles de vapor que maximizará la recuperación de calor en el Sitio Total. Esto se logra al superponer el sistema de servicios auxiliares en la curva compuesta del sitio (Figura 2.4).

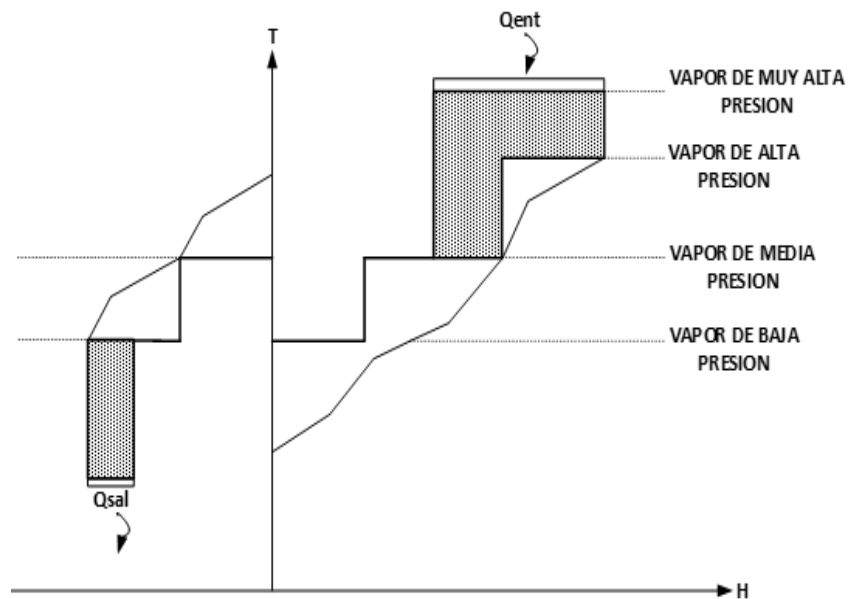


Figura 2.4 Perfil de Sitios Totales para determinar la interacción entre el sistema de servicios auxiliares y los procesos (Dhole y Linnhoff, (1993).

Superponiendo los perfiles de vapor de la Figura 2.4, se obtiene la gran curva compuesta del sitio total (Figura 2.5). En analogía con las curvas compuestas del análisis Pinch, las curvas compuestas del Sitio Total muestran un cuello de botella en la recuperación de calor. Las curvas compuestas del sitio proporcionan las cargas de vapor que se generan y que se consumen en cada nivel. La información se extrae de la gran curva compuesta de la Figura 2.5 (a), que representa el balance de vapor en cada nivel de presión y de la Figura 2.5 (b) el potencial de cogeneración que fluye a través de las turbinas del sistema de servicios auxiliares.

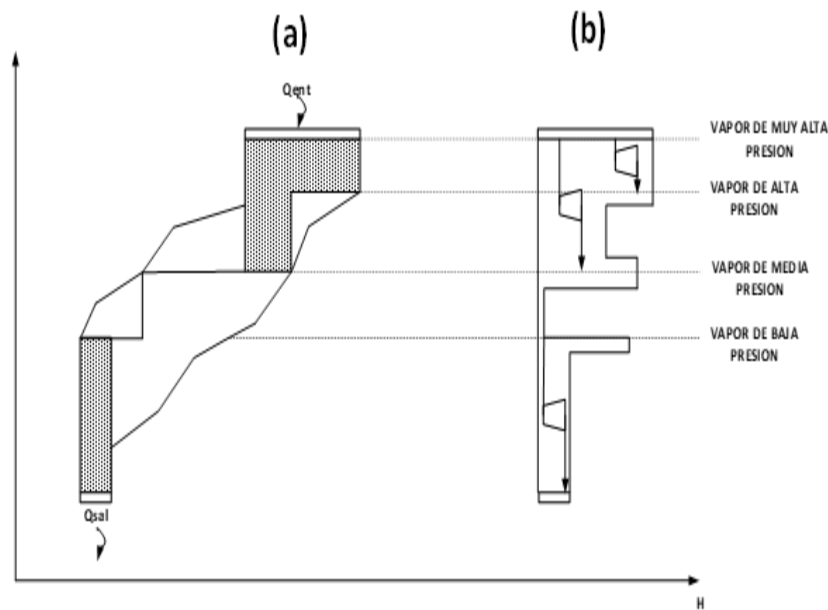


Figura 2.5 Gran curva compuesta del sistema de servicios auxiliares representando a) el balance de energía en cada nivel de presión y b) el potencial de cogeneración del sistema de servicios auxiliares

El modelo exergético propuesto por Dhole y Linnhoff (1993), al igual que el propuesto por Nishio et. al. (1980), se basa en el cálculo del cambio de exergía que acompaña a la expansión del vapor a través de una turbina, donde, para el cambio de exergía entre el nivel de vapor de muy alta presión (MAP) y el nivel de alta presión (AP) se tiene la siguiente expresión:

$$\Delta E = \left[1 - \frac{T_0}{T_{MAP}}\right] Q_{MAP} - \left[1 - \frac{T_0}{T_{AP}}\right] Q_{AP} \quad (2.2)$$

Donde Q es la carga térmica del vapor a la temperatura T correspondiente al nivel de vapor analizado y ΔE es el cambio de exergía.

Debido a que las turbinas de vapor operan bajo el principio del ciclo Rankine (Figura 2.6 a), Dhole y Linnhoff (1993) realizaron una simplificación la cual consistió en aproximar los cambios de estado del vapor a través del ciclo mediante líneas rectas correspondientes a la temperatura de saturación para cada nivel de presión (Figura 2.6 b). El cambio de exergía entonces se puede representar como un área sombreada entre los niveles de vapor en la Figura 2.6 (b).

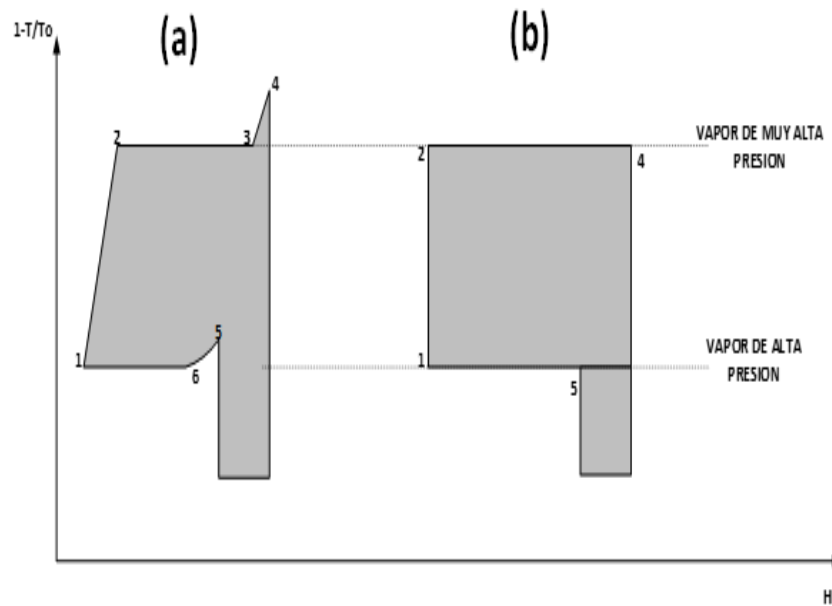


Figura 2.6 Cambio de exergía (a) real y (b) aproximado, para el modelo propuesto por Dhole y Linnhoff (1993).

De la figura anterior cada segmento consiste en: (1-2) calentamiento del agua, (2-3) evaporación y (3-4) el sobrecalentamiento del vapor.

En consecuencia, la potencia de la turbina se calcula mediante la siguiente expresión:

$$W = \Delta E \eta_E \quad (2.3)$$

Donde η_E es la eficiencia exergética de la turbina de vapor.

Este modelo proporciona un método sencillo y directo para calcular el potencial de trabajo que puede desarrollarse por las turbinas de vapor en un sistema combinado de calor y potencia. Sin embargo, una turbina de vapor real opera bajo el principio de operación del ciclo Rankine por lo que la eficiencia de la turbina de vapor muestra un comportamiento diferente a la eficiencia basada en el ciclo de Carnot.

La eficiencia exergética, η_E , no toma en cuenta la expansión, por lo tanto, de acuerdo con los resultados obtenidos por Dhole y Linnhoff (1993) se pueden obtener errores de hasta 30% en comparación con resultados obtenidos mediante simulación.

2.3 MODELOS BASADOS EN LA GEOMETRIA E INTERNOS DE LA TURBINA.

En esta sección se presentan metodologías para la estimación de los parámetros energéticos más importantes de una turbina de vapor, los cuales, principalmente están basados en parámetros geométricos característicos de una turbina como lo es la geometría de los álabes y en condiciones operativas de turbinas que se encuentran en operación, además de considerar reglas heurísticas.

2.3.1 EL MÉTODO DE LA EVALUACIÓN Y MEJORA DEL RENDIMIENTO DE TURBINAS DE VAPOR PARA PRODUCCIÓN DE ELECTRICIDAD.

K. C. Cotton (1963) publicó un estudio amplio sobre la evaluación y mejora del rendimiento de turbinas de vapor destinadas a la generación de energía eléctrica con potencias que van desde 16.5 MW y mayores. Presenta el análisis para determinar la eficiencia de una turbina de vapor como una función de los parámetros que se mencionan a continuación: datos de diseño, geometrías de los álabes, relaciones de presiones, flujos de vapor, condiciones del vapor, algunos conceptos termodinámicos y ecuaciones matemáticas que fueron desarrolladas a partir de diversas pruebas de laboratorio y de la observación y experiencia.

El análisis está basado en que la eficiencia de una turbina de vapor se puede predecir con bastante aproximación a partir de los siguientes parámetros:

1. Flujo de vapor a través de la turbina.
2. Relación de presiones entre la entrada y la salida de la turbina.
3. Condiciones iniciales de presión y temperatura del vapor.
4. Etapas de gobierno y número de válvulas de admisión.
5. Cargas parciales.

6. Pérdidas de energía cinética en el escape.
7. Perdidas mecánicas en la turbina.
8. Perdidas eléctricas en el generador eléctrico.

Esta metodología fue desarrollada para el análisis de grandes turbinas de vapor con alta eficiencia que están diseñadas para operar en un proceso de generación de energía eléctrica bajo el concepto operativo del ciclo Rankine con recalentamiento regenerativo como el que se muestra en la Figura 2.7.

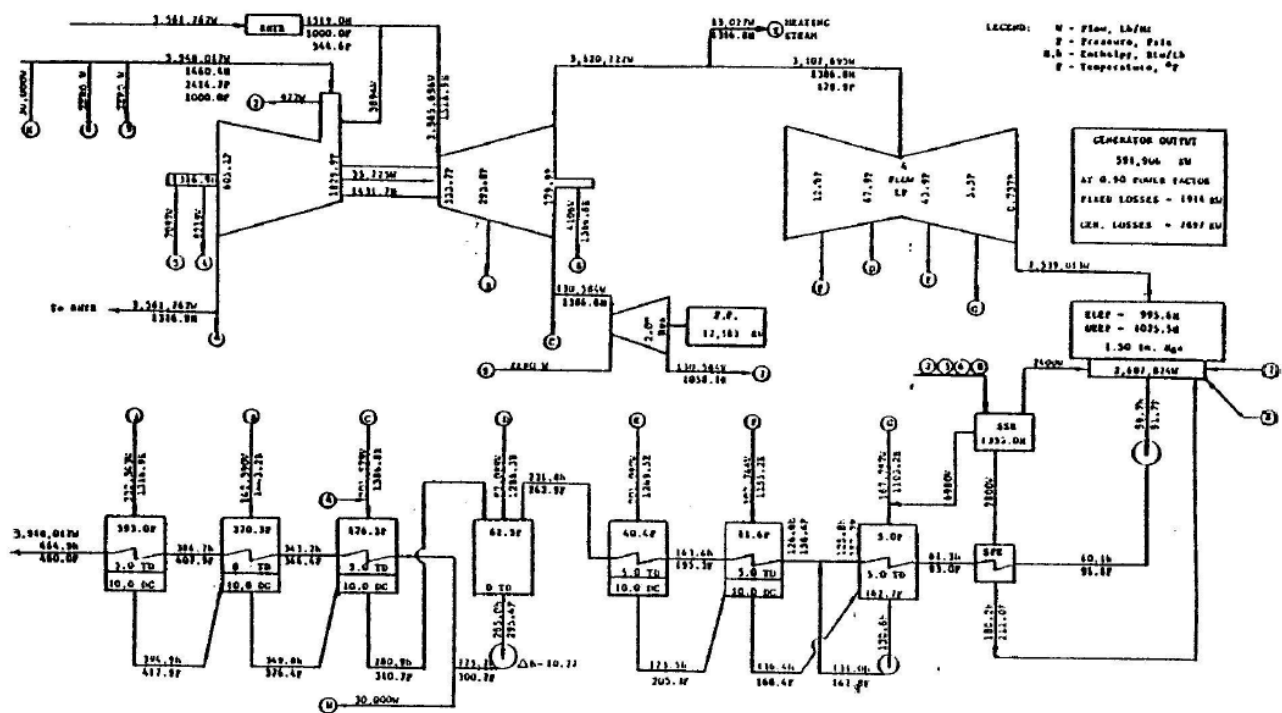


Figura 2.7. Ciclo Rankine con recalentamiento regenerativo. Cotton (1974)

K. C. Cotton (1963) divide su análisis en las tres secciones de turbina las cuales son: a) sección de alta presión, b) sección de media presión y c) sección de baja presión. Posteriormente para cada tipo de turbina, de acuerdo con su experiencia y pruebas de laboratorio, propone una eficiencia base promedio que después corrige de acuerdo con los siguientes parámetros: Flujo de vapor a través de la turbina, relación de presiones, condiciones iniciales del vapor y cargas parciales.

La eficiencia base para cada tipo de turbina de acuerdo con sus características propuesta por Cotton (1963) se presenta en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Eficiencia base de acuerdo con el tipo de turbina. Cotton (1974).

Tipo de turbina	Secciones sin recalentamiento	Sección de alta presión		Sección de media presión	Secciones con recalentamiento
	3600-rpm a condensación 2 etapas de gobierno	3600-rpm Sin condensación 1 etapa de gobierno	3600-rpm Sin condensación 2 etapa de gobierno	3600-rpm Sin condensación sin etapa de gobierno	3600-rpm A condensación sin etapa de gobierno
Eficiencia base	89.48 %	87.00 %	84.00 %	Función del flujo de vapor y la relación de presiones	91.93 %

Además de las correcciones a la eficiencia base por flujo de vapor, la relación de presiones y geometría de los álabes en la turbina, Cotton (1963) propone corregir la eficiencia de la turbina por pérdidas de energía cinética en la salida de las etapas de baja presión. Además, se corrige por las pérdidas mecánicas. Para más detalle acerca de los cálculos y las consideraciones hechas para las correcciones es necesario consultar el artículo presentado por Cotton (1963).

Si bien este método predice el rendimiento de las turbinas a cargas máximas y parciales sobre diversas condiciones de vapor, está orientado a turbinas diseñadas con un alto nivel de rendimiento debido a que toda la energía del vapor que utilizan se debe de aprovechar para generar energía eléctrica. No así es el caso de las turbinas de vapor utilizadas en los procesos de cogeneración, motivo de este trabajo, en las cuales gran parte de la energía del vapor que entra la suministran como calor a diversos procesos tomando sólo la energía restante para la generación de energía eléctrica.

2.3.2 MÉTODO DEL ANÁLISIS DEL DESEMPEÑO DE LAS TURBINAS POR ETAPA DE ALABES.

Diversos autores han presentado un amplio estudio sobre la evaluación del rendimiento de turbinas de vapor en donde la eficiencia de una turbina es una función de la geometría de los alabes y velocidad del vapor a través de ellos.

Por otro lado, todos los autores que estudian la eficiencia de una etapa de turbina consideran que la eficiencia de la etapa además de depender de parámetros como las pérdidas por fricción, relación de presión entre etapas, y pérdidas por fugas en sellos, también depende de la relación entre la velocidad (w) de los álabes rotatorios y la cantidad de energía en la etapa ($V_0^2/2g$). La relación entre la velocidad de los alabes y la velocidad del fluido, w/V_0 , tiene mayor efecto en la pérdida de eficiencia que las pérdidas por fricción o fugas.

Considerando la etapa ideal de una turbina que se presenta en la Figura 2.8 se puede calcular la fuerza tangencial actuando sobre el álabe rotatorio a partir de:

$$F = \frac{\dot{m}}{g} (V_a + V_b) \tag{2.11}$$

Donde:

V_a Es la componente tangencial de la velocidad relativa entrando al álabe rotatorio.

V_b Es la componente tangencial de la velocidad relativa saliendo del álabe rotatorio.

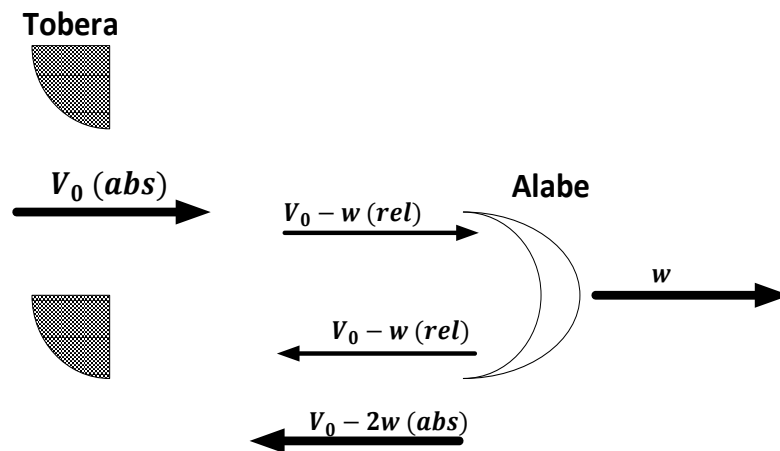


Figura 2.8. Etapa ideal de una turbina.

La velocidad relativa que entra al álabe rotatorio es:

$$V_a = V_1 - w = V_0\sqrt{1 - R_x} - w \quad (2.12)$$

Donde:

$$V_1 = V_0\sqrt{1 - R_x}$$

R_x Es la fracción de energía liberada en el álabe giratorio

La velocidad a la salida del álabe giratorio, V_b se calcula utilizando el principio de conservación de la energía. Es decir, la energía que deja el álabe, $V_b^2/2gJ$, es igual a la energía que entra al álabe, $V_a^2/2gJ$, más la energía liberada en el álabe, $R_x = V_0^2/2gJ$.

Sustituyendo el valor de V_a de la ecuación 2.12 y realizando algunos arreglos matemáticos, la expresión para la energía que sale del álabe rotario es:

$$V_b = \sqrt{(V_0\sqrt{1 - R_x} - W)^2 + R_x V_0^2} \quad (2.13)$$

Ahora bien, la potencia real desarrollada por esta etapa de turbina se puede calcular de la manera siguiente:

$$\dot{W}_{real,etapa} = \frac{\dot{m}}{g} (V_a + V_b)w \quad (2.14)$$

Y la potencia disponible se define como:

$$\dot{W}_{disponible} = \frac{\dot{m}V_0^2}{2gJ} \quad (2.15)$$

La eficiencia se define como la relación de la potencia real desarrollada entre la potencia disponible, por lo tanto, para la etapa de turbina analizada se tiene que:

$$\eta = \frac{\dot{W}_{real,etapa}}{\dot{W}_{disponible}} = \frac{2w(V_a + V_b)}{V_0^2} \quad (2.16)$$

K. C. Cotton (1998) considera el efecto, aunque menor, de la rugosidad de la superficie del álabe en la eficiencia de etapa de una turbina, además considera la pérdida por erosión como otro factor que interviene en la estimación, para lo cual propone un método grafico que permite estimar el efecto de estos factores en la eficiencia.

La rugosidad en los álbes puede ser ocasionada por depósitos en la superficie. La Figura 2.9 muestra las pérdidas de eficiencia debidas a la rugosidad en la superficie del álabe.

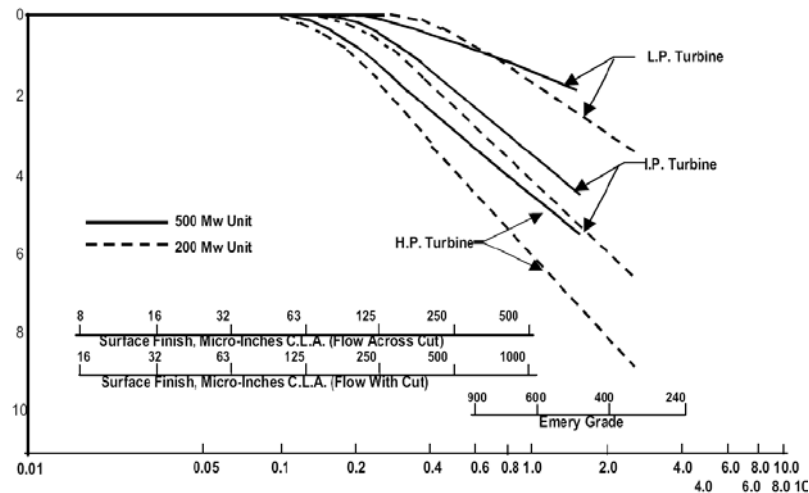


Figura 2.9. Pérdidas de eficiencia debidas a la rugosidad de su superficie en alabes. Cotton (1998).

Las pérdidas en cada etapa son calculas determinado el aumento de área de los álbes estacionarios. Las dimensiones se presentan en la Figura 2.10.

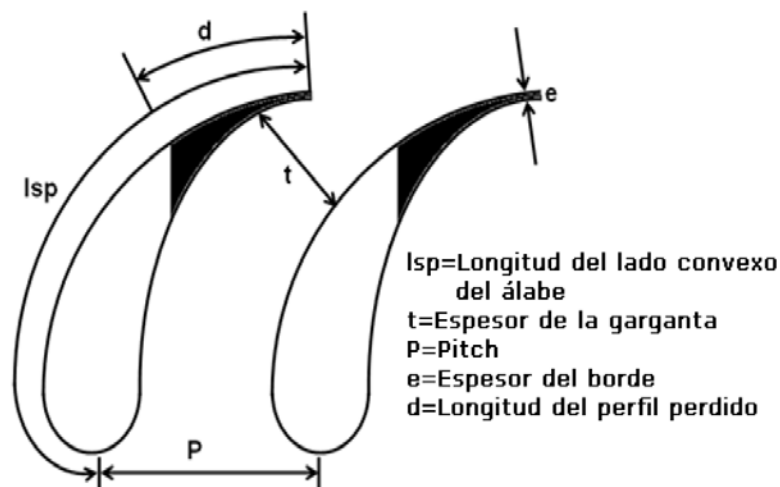


Figura 2.10. Medidas requeridas para evaluar pérdidas de eficiencia por erosión. Cotton (1998).

El decremento en la eficiencia es relacionado con la disminución de potencia por etapa por lo que propone una expresión para determinar el decremento de la potencia como función de la erosión de los álabes.

$$\dot{W}_{perdida,erosion} = \frac{6.5 \% \text{Incremento de Area}}{10} \frac{100}{100} \dot{W}_{real,etapa} \quad (2.17)$$

La metodología presentada por Cotton (1998) se observa un tanto laboriosa a la hora de considerar un caso real, es decir, cuando se considera que las etapas de turbina no son ideales y se comienza a tener dependencia de las velocidades de entrada y salida como una función del ángulo del álabe. Por otro lado, al ser un método que determina la eficiencia y la potencia de una etapa de turbina, es necesario calcular para cada una de las etapas con las que cuente la turbina por lo que el proceso será tardado y complejo además de que solo se conocerá la eficiencia y potencia por etapas y no las globales. Finalmente, se observa que al ser un método que requiere medición de los alabes y sus rugosidades es necesario hacerlo cuando la turbina está abierta, lo cual impide que esta metodología sea tomada como una metodología general de fácil uso.

2.4 MODELOS TERMODINÁMICOS.

En esta sección se presentan los modelos más citados acerca de la predicción de potencia y eficiencia isoentrópica de turbinas de vapor. Estos modelos se basan principalmente en las leyes de la termodinámica, el concepto de operación del ciclo Rankine y en diversas observaciones y consideraciones realizadas por cada uno de los autores que los proponen. En la mayoría de los casos, los modelos establecen expresiones algebraicas que dependen de las condiciones de entrada y salida del vapor en la turbina.

2.4.1 EL MODELO TERMODINÁMICO T-H DE PREDICCIÓN DE POTENCIA

Uno de los primeros modelos termodinámicos para la predicción de potencia en turbina de vapor que más ha sido citado es el presentado por Raissi (1994). El fundamento principal de este modelo radica en la observación realizada por Salisbury (1942), la cual se ilustra en la Figura 2.11.

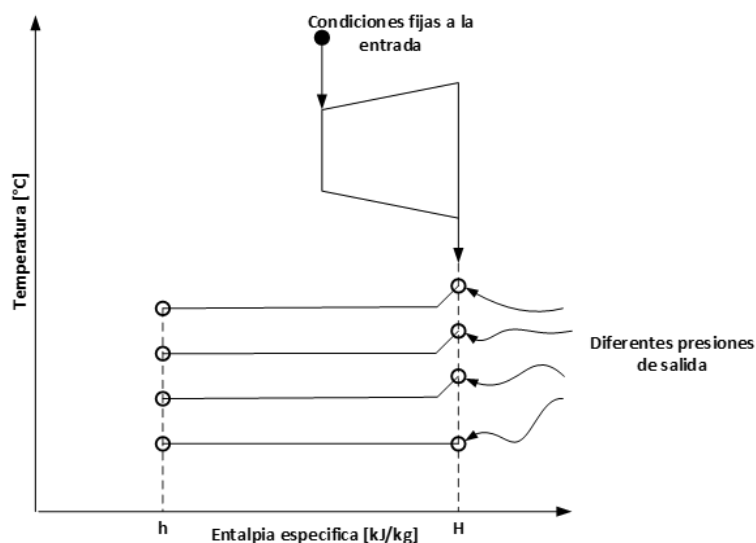


Figura 2.11. Observación de Salisbury (1942).

La observación de Salisbury (1942), consiste en que la carga térmica específica ($q = H - h$) del vapor a la salida de la turbina, es aproximadamente constante para todos los valores de presión de escape. Donde H es la entalpía específica de vapor a la salida de la turbina y h es la entalpía específica de líquido saturado a la misma condición de presión. Esto se aplica cuando la salida de la turbina está sobrecalentada y cuando está saturada.

La validez de la observación de Salisbury (1942) se ha verificado mediante la simulación de una turbina de vapor cuyas características de vapor a la entrada y la eficiencia isoentrópica se dejan fijas y son: $P_1 = 60 \text{ bar}$, $T_1 = 425.6 \text{ °C}$ y $\eta_{iso} = 70\%$ respectivamente. La presión de salida, P_2 , se varió desde 45 bar hasta 2 bar. La Figura 2.12 muestra la variación de la carga térmica específica del vapor a la salida de la turbina frente a la presión de salida y la Figura 2.13 muestra como varia la carga térmica con respecto a la temperatura de saturación de salida.

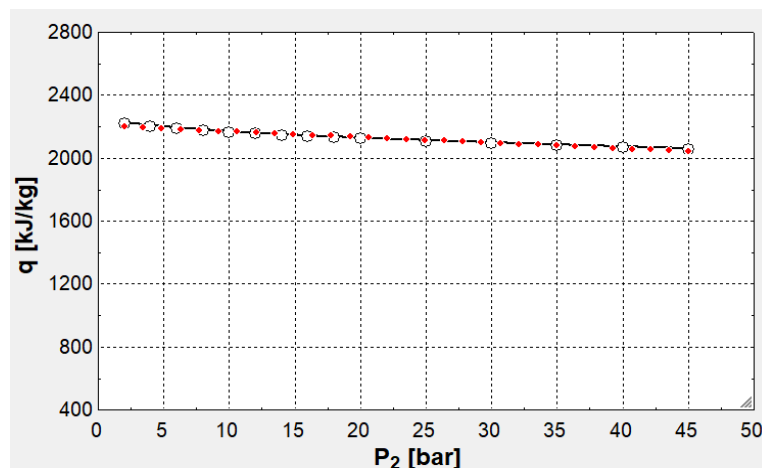


Figura 2.12. Variación de la carga térmica de vapor con la presión de salida de la turbina (Condiciones de entrada 60 bar y 425.6 °C, $\eta_{iso} = 70\%$). Salisbury (1942).

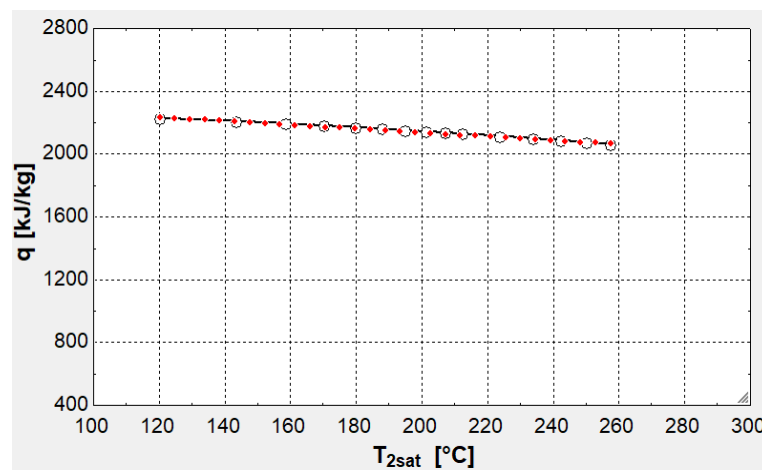


Figura 2.13. Variación de la carga térmica de vapor con la temperatura de saturación de salida de la turbina (Condiciones de entrada 60 bar y 425.6 °C, $\eta_{iso} = 70\%$). Salisbury (1942).

De las Figuras 2.12 y 2.13, sí se observa un comportamiento lineal en la carga térmica del vapor de salida de la turbina para un amplio rango de presiones de vapor a la salida de la turbina, así como para sus respectivas temperaturas de saturación.

Continuando con el análisis, si se conoce el valor promedio de la carga térmica específica “ q ”, y la potencia térmica “ \dot{Q} ”, la cual es la carga de calor que necesita un proceso y que será suministrada por la turbina en cualquier nivel de presión, entonces se puede estimar el flujo másico de vapor necesario que pasará a través de la turbina “ \dot{m} ”, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{q} \quad (2.18)$$

Salisbury (1942) observó también que el trabajo específico “ w ” producido en la turbina muestra una correlación lineal con la temperatura de saturación de salida (Figura 2.14).

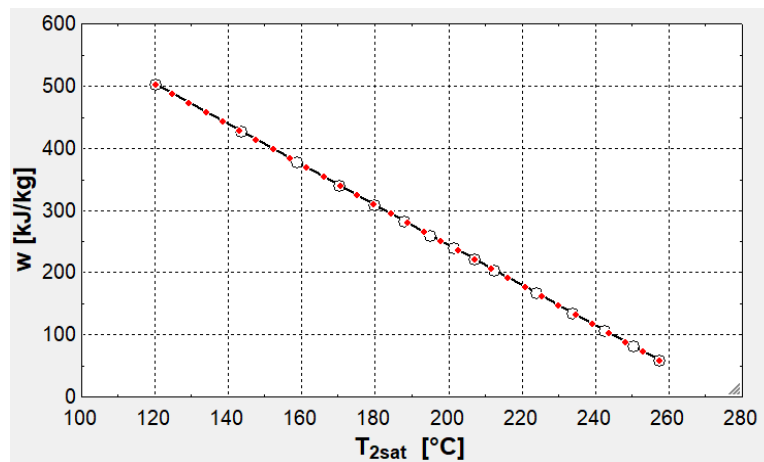


Figura 2.14. Trabajo específico de la turbina como función de la temperatura de saturación a la salida de la turbina (Condiciones de entrada 60 bar y 425.6 °C, $\eta_{iso} = 70\%$). Salisbury (1942).

A la pendiente de la línea recta de la Figura 2.14 la denominamos coeficiente de trabajo “ ϵ ”. Si se conoce el coeficiente de trabajo, el trabajo específico de la turbina de vapor se puede estimar relacionando dicho coeficiente con las temperaturas de saturación de entrada y salida de la turbina mediante la siguiente expresión.

$$w = \varepsilon(T_{1,sat} - T_{2,sat}) \quad (2.19)$$

Así, la potencia, \dot{W} , de la turbina se puede determinar mediante:

$$\dot{W} = \dot{m}w \quad (2.20)$$

Basado en el modelo de Salisbury (1942), Raissi (1994) propone no considerar el sobrecalentamiento del vapor a la entrada y salida de la turbina, además, considera que la carga térmica específica que requiere el proceso la entregara de forma total el vapor de salida hasta exhaustarse completamente hasta la condición de líquido saturado, de tal forma que gráficamente se genera un rectángulo en el diagrama temperatura vs entalpía (Figura 2.15).

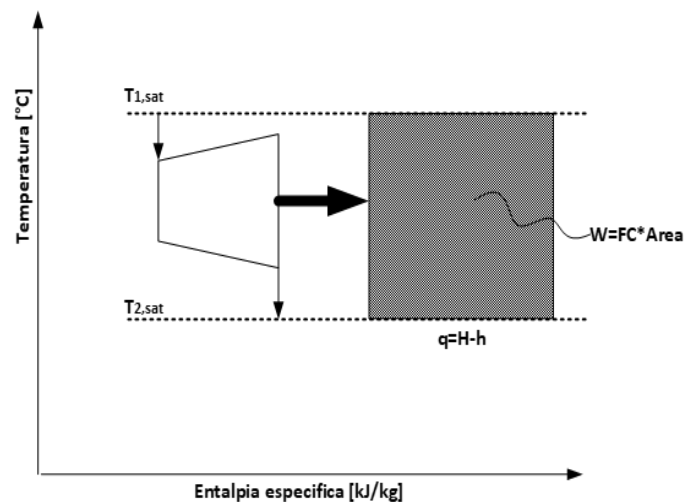


Figura 2.15. Diagrama T-H de una turbina de vapor propuesto por Raissi (1994).

Al combinar las ecuaciones 2.18, 2.19 y 2.20, se obtiene una expresión para la potencia entregada por la turbina en función de las condiciones de vapor a la entrada y salida y la carga térmica que requiere el proceso.

$$\dot{W} = \frac{\varepsilon}{q} (T_{1,sat} - T_{2,sat}) \dot{Q} \quad (2.21)$$

Donde el área del rectángulo de la Figura 2.15 es: $Area = (T_{1,sat} - T_{2,sat}) * \dot{Q}$

Raissi (1994) define la potencia de la turbina de la siguiente manera:

$$\dot{W} = \frac{\varepsilon}{q} Area \quad (2.22)$$

Se define el factor $FC = \frac{\varepsilon}{q}$, como una constante de proporcionalidad que relaciona la potencia de la turbina con el área del rectángulo que se forma dependiendo de las condiciones de entrada y de salida de la turbina.

La ecuación 2.22 describe el modelo de predicción de potencia propuesto por Raissi (1994) basado en el diagrama T-H para un conjunto dado de condiciones de entrada de vapor (presión temperatura) y eficiencia isoentrópica de la turbina constante de 70%. La potencia de salida se puede obtener simplemente multiplicando el área del rectángulo por el factor FC , el cual es una constante que depende de las condiciones de vapor a la entrada y a la salida de la turbina.

De las simulaciones que Raissi (1994) realizó para diferentes condiciones de entrada y salida de la turbina, observó que la variación de la carga de calor específica “ q ” a la salida de la turbina es del $\pm 10\%$ de su valor promedio cuando la eficiencia de la turbina se mantiene fija.

Además, determina que el error en su modelo es de $\pm 1\%$ en un rango de potencias de entre 58.4 kW y 503.4 kW con las condiciones de vapor a la entrada de la turbina fijas y un rango de presión de salida de la turbina de 0.02 MPa a 0.45 MPa. Realiza una comparativa sus resultados con el modelo exegético de Dhole y Linnhoff (1993) donde los rangos de error entre ambos modelos van desde -12% hasta 31% en el mismo rango de potencias y condiciones de vapor tanto a la entrada como a la salida de la turbina. Una de las desventajas de este modelo es que para todos los casos considera una eficiencia de la turbina constante y las condiciones del vapor a la entrada de la turbina se mantienen fijas para todos los casos.

2.4.2 EL MODELO TERMODINÁMICO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA BASADO EN EL CICLO RANKINE.

Sorin y Hammache (2004) presentan un nuevo modelo T-H para analizar la producción de potencia en los sistemas de servicios auxiliares basado en el ciclo Rankine y en el modelo T-H propuesto por Raissi (1994). Este modelo permite expresar el trabajo desarrollado por una turbina de vapor como una función de las cargas térmicas y la diferencia de temperaturas expresadas en términos del factor de Carnot entre la fuente de calor y el sumidero o disipador de calor.

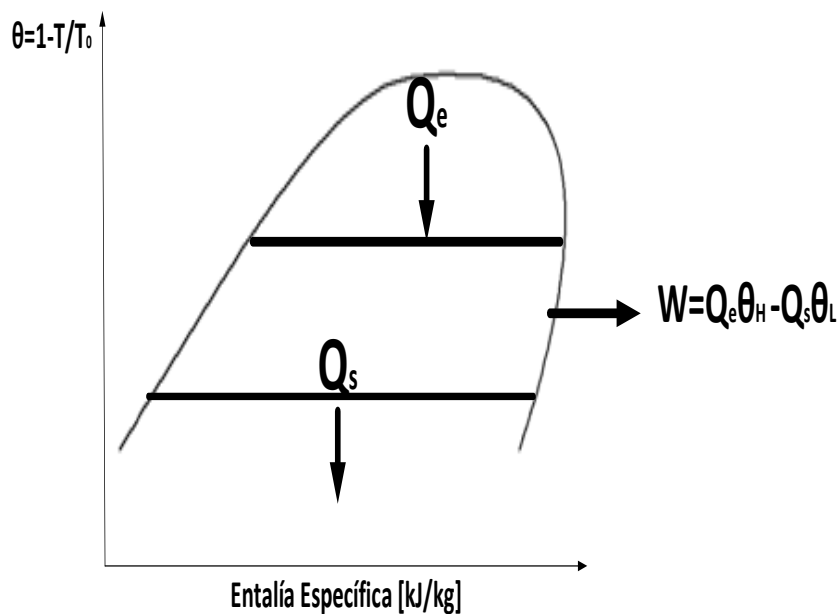


Figura 2.16: Diagrama simplificado del ciclo Rankine utilizado por Sorin y Hammache (2004).

El modelo consiste en desarrollar un balance de energía en el ciclo Rankine en donde se considera que el trabajo desarrollado es igual a la diferencia de calores entre la fuente de calor y el sumidero, considerando despreciable el trabajo de la bomba y alguna otra forma de transferencia de calor, de tal manera que:

$$\dot{W} = \dot{Q}_e \theta_H - \dot{Q}_s \theta_L \quad (2.23)$$

Donde θ es el factor de Carnot y para la fuente de calor $\theta_H = 1 - \frac{T_H}{T_0}$ y para el sumidero $\theta_L = 1 - \frac{T_L}{T_0}$. T_H y T_L son temperaturas termodinámicas promedio.

La ecuación 2.23 se reescribe en función del factor de Carnot y el trabajo ideal de tal manera que el trabajo real puede ser calculado ya sea en función del calor de salida y la eficiencia isoentrópica de la turbina tal como lo describe la siguiente expresión.

$$\dot{W} = \dot{Q}_s \eta_{iso} \frac{T_H - T_{L,iso}}{(1 - \eta_{iso})T_H + \eta_{iso}T_{L,iso}} \quad (2.24a)$$

De igual manera, es posible expresar la potencia de la turbina como una función del calor que se suministra a la turbina obteniendo la siguiente expresión.

$$\dot{W} = \dot{Q}_e \eta_{iso} \frac{T_H - T_{L,iso}}{T_H} \quad (2.24b)$$

Para este modelo, Sorin y Hammache (2004) muestran su funcionalidad para un sistema de servicios auxiliares que opera dentro de un Sitio Total con cinco niveles de presión (9 MPa, 4.6 MPa, 1.55MPa, 0.27 MPa y 0.005 MPa). Los resultados se comparan primero con los resultados arrojados por la simulación de un software, que no se especifica, donde se tienen desviaciones del modelo respecto a dicha simulación de 0.2%. También, se realiza la comparativa del modelo con el modelo de Raissi (1994) en donde se tienen desviaciones entre un modelo y otro de entre 3.9% y 12.2%.

Sorin y Hammache (2004) comparan sus resultados con el modelo de Raissi (1994) donde el rango de error entre ambos modelos está entre 3.9% a 12.2%. No se puede decir que este modelo tenga validez a un amplio universo de turbinas, ya que solo se aplicó a tres, por otro lado, este modelo al igual que el de Raissi (1994) continúa suponiendo una eficiencia isoentrópica constante para todas las turbinas de 70%. En contraparte, este modelo sí considera el sobrecalentamiento del vapor.

2.4.3 EL MODELO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA TURBINE HARDWARE MODEL (THM)

Un nuevo modelo sobre el estudio del desempeño de las turbinas de vapor fue propuesto por Mavromatis y Kokossis (1997). Este modelo es conocido como el Turbine Hardware Model (THM). En comparación con los modelos anteriormente analizados, éste toma en cuenta la variación de la eficiencia con el tamaño de la turbina y las condiciones de operación.

El modelo se deriva del análisis de los principios básicos de las turbinas de vapor y los conocimientos y experiencias adquiridos en el ámbito industrial acerca de sistemas de servicios auxiliares. El modelo THM propuesto por Mavromatis y Kokossis (1997) considera que la eficiencia varía con respecto a la potencia producida por la turbina de una forma no lineal, Figura 2.17.

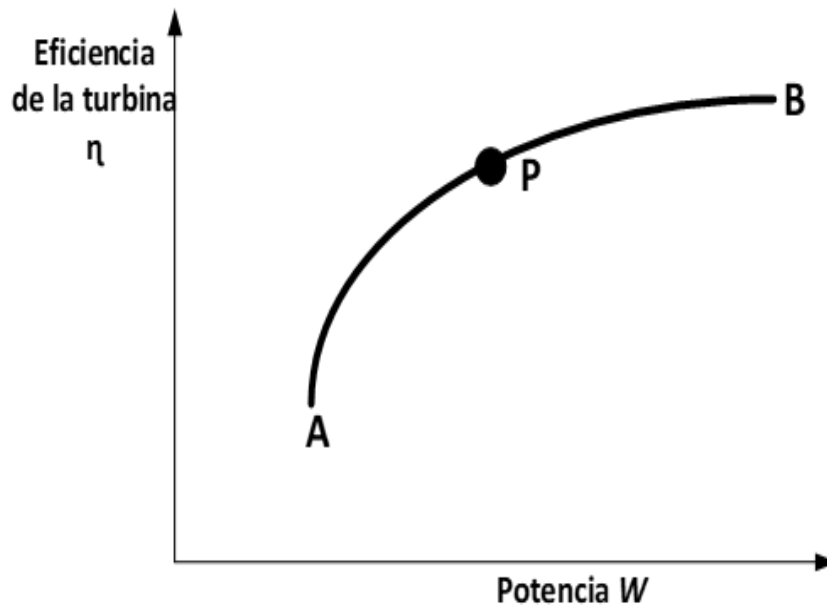


Figura 2.17. Representación de la no linealidad de la eficiencia con la carga de una turbina de vapor. Mavromatis y Kokossis (1997).

Para poder desarrollar un modelo de predicción para un amplio conjunto de condiciones de vapor a la entrada de la turbina Mavromatis y Kokossis (1997) utilizaron datos típicos sobre la eficiencia de las turbinas publicadas por Peterson y Mann (1985), que a su vez fueron tomados de

Transamerica Delaval (1983). En este último documento se muestra un compendio de curvas de eficiencia versus la potencia al freno en un rango de potencia de turbina de 0.15 MW (200 HP) hasta 74.57 MW (100,000 HP), como se muestra en la Figura 2.18.

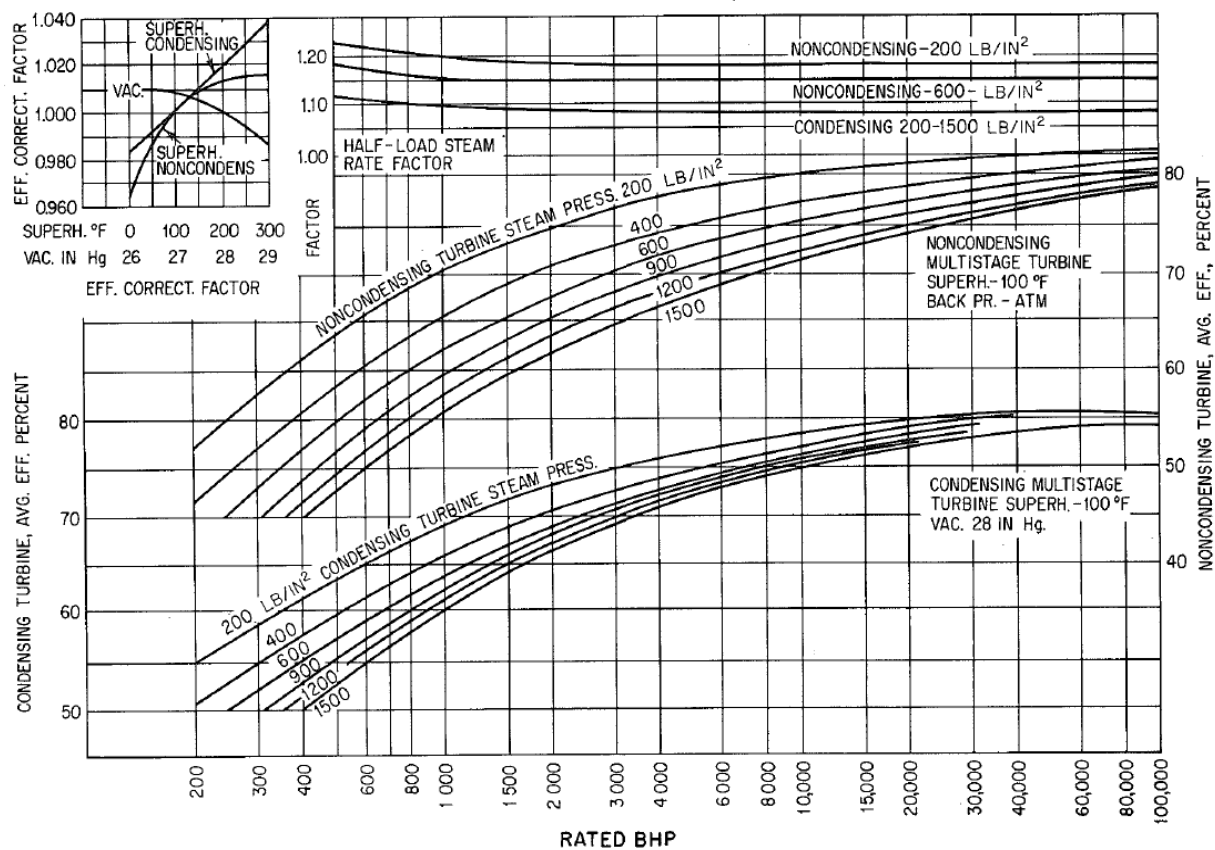


Figura 2.18. Eficiencia típica de turbinas de vapor para diferentes presiones de vapor en la entrada. Transamerica Delaval (1983).

Para facilitar el uso de los datos de la Figura 2.18, Mavromatis y Kokossis (1997) propusieron linealizar dichas curvas como se ve en la Figura 2.19.

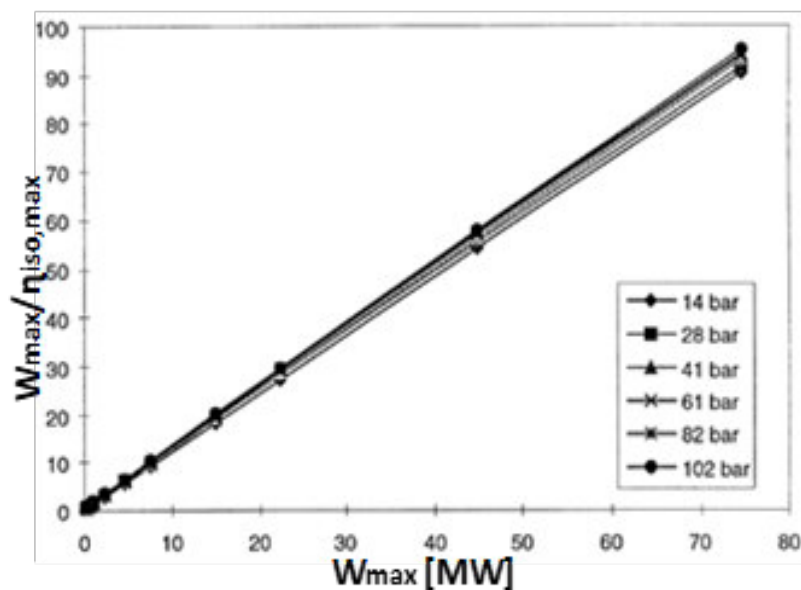


Figura 2.19. Linealización de las curvas de eficiencia versus potencia. Mavromatis y Kokossis (1997).

La familia de rectas de la Figura 2.19 la representaron de forma algebraica de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{W}_{max}}{\eta_{iso,max}} = A + B\dot{W}_{max} \quad (2.25)$$

Donde A y B son parámetros de regresión dados por

$$\begin{aligned} A &= a_1 + a_2 T_{e,sat} \\ B &= b_1 + b_2 T_{e,sat} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Los valores de a_1 , a_2 , b_1 y b_2 se presentan en la Tabla 2.2 y son los coeficientes de la regresión para el rango de presiones de entrada desde 1.4 MPa hasta 10.2 MPa presentados en la Figura 2.18 para turbinas a contra presión, así mismo, se definen dos rangos para el uso de la correlación para cuando $1.2MW < \dot{W}_{max}$ y para $\dot{W}_{max} > 1.2MW$.

Tabla 2.2. Coeficientes de correlación modelo de Mavromatis y Kokossis (1997).

	$\dot{W}_{max} < 1.2MW$	$\dot{W}_{max} > 1.2MW$
a_1	-0.538	-0.928
a_2	0.00364	0.00623
b_1	1.112	1.12
b_2	0.00052	0.00047

Ahora bien, para encontrar el valor $\eta_{iso,max}$, Mavromtis y Kokossis (1997) partieron de la definición de la eficiencia isoentrópica:

$$\eta_{iso} = \frac{w}{\Delta h_{iso}} \quad (2.27)$$

Sustituyendo la potencia máxima, \dot{W}_{max} , la ecuación 2.27 se puede reescribir de la siguiente forma:

$$\eta_{iso,max} = \frac{\dot{W}_{max}}{\dot{m}_{max}\Delta h_{iso}} \quad (2.28)$$

Para evitar el uso de tablas de vapor, utilizan una correlación propuesta por Singh (1994), que relaciona el cambio de entalpia isoentrópica, Δh_{iso} , con la carga de calor específica del vapor que ingresa a la turbina, q_e , y la diferencia de temperatura de saturación de la zona de expansión. La correlación es de la forma:

$$\Delta h_{iso} = \frac{T_{e,sat} - T_{s,sat}}{1854 - 1931q_e} \quad (2.29)$$

El modelo propuesto se refiere a turbinas que operan entre dos niveles de vapor. Para extender su aplicación a turbinas complejas, es decir, para turbinas con más de una extracción, los autores proponen considerar tales turbinas como un conjunto de varias turbinas a contra presión operando en serie, como se muestra esquemáticamente en la Figura 2.20(a). La operación de cada zona de expansión es equivalente a la de una turbina simple que opera entre los niveles intermedios de presión respectivos. Sobre la base de esta consideración, de acuerdo con lo establecido por Mavromatis y Kokossis (1997), cualquier turbina compleja puede descomponerse en una serie de

turbinas simples, como se muestra en la Figura 2.20. La potencia total de la turbina con múltiples extracciones (turbina compleja) será igual a la suma de cada una de las turbinas simples en las que ésta se descompone.

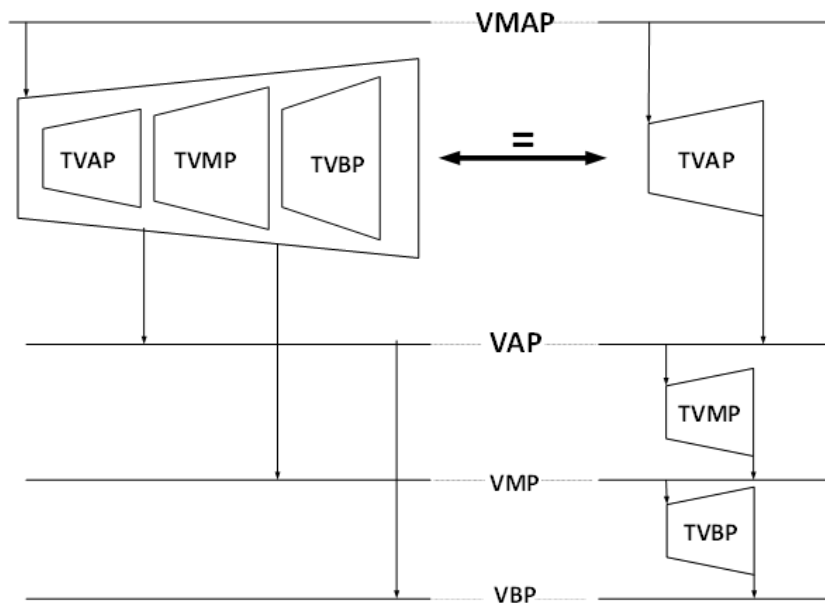


Figura 2.20. Descomposición de una turbina de “n” extracciones en “n” turbinas a contrapresión en serie.

Dentro de su modelo Mavromatis y Kokossis (1997) proponen estimar el flujo másico de vapor, \dot{m} , que pasa a través de la turbina como una función de la carga térmica requerida para cada nivel de vapor y las condiciones de presión que lo definen.

Lo anterior se logra bajo la suposición de que la potencia que genera la turbina se base en los requerimientos de calor (carga térmica), \dot{Q} , de cada nivel de presión existente, además, de que el vapor que se entrega a cada nivel de presión se entrega prácticamente a la temperatura de saturación, por lo tanto, la carga térmica específica, q , se puede aproximar al calor latente del vapor, Δh_{lg} , a las condiciones de presión del nivel de vapor. De esta forma, el flujo de vapor se puede determinar de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{\Delta h_{lg}} \quad (2.30)$$

Para evitar el uso de tablas termodinámicas, proponen una correlación para el calor latente de vapor como una función de la temperatura de saturación (T_{sat}) a la presión del nivel de vapor analizado.

$$\Delta h_{lg} = 2726 - 4.13T_{sat} \quad (2.31)$$

Para una turbina con “n” extracciones, el flujo másico total que entra a la turbina es igual a la suma de los flujos másicos de vapor de cada una de las “n” extracciones referidos a una carga térmica del proceso.

$$\dot{m}_{total} = \sum_1^n \dot{m}_n \quad (2.32)$$

Mavromatis y Kokossis (1997) realizan una comparativa del modelo propuesto con el modelo de Raissi (1994), para un sistema de servicios auxiliares con tres niveles de presión para tres escenarios de operación diferentes en donde el porcentaje de error máximo entre modelos es de 9%.

Por otro lado, los resultados presentados por Mavromatis y Kokossis (1997), tienen un porcentaje de error máximo de 1% con respecto a la simulación para esos mismos escenarios. Cabe señalar que no se especifica qué software de simulación es utilizado ni la eficiencia de las turbinas que se considera para la simulación. Por otro lado, los rangos de potencia de las turbinas analizadas van de 0.42 MW a 2.87 MW por lo que se puede decir que el modelo propuesto por Mavromatis y Kokossis (1997), no se valida para un amplio rango de potencias altas.

Este modelo está basado únicamente en la temperatura de saturación de entrada a la turbina por lo que no toma en cuenta el sobrecalentamiento del vapor a la entrada ni a la salida de la turbina, así como el efecto de la contrapresión. Se debe considerar que la potencia calculada por este modelo es referida a la potencia mecánica de acuerdo con lo que presenta la Figura 2.18.

2.4.4 EL MODELO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA TURBINE HARDWARE MODEL MEJORADO (ITHM)

Varvanov et al. (2004), presentan un modelo en donde la finalidad es la predicción de potencia y eficiencia isoentrópica de las turbinas de vapor, pero incorporando mejoras al modelo que no fueron tomadas en cuenta por Mavromatis y Kokossis (1997). La principal característica es que toma en consideración la presión de salida de la turbina.

Al igual que Mavromatis y Kokossis (1997), Varvanov et al. (2004) tratan de reproducir el comportamiento de una turbina para varias condiciones del vapor a la entrada de la turbina, para lo cual también se basan en las curvas presentadas en la Figura 2.18.

Para desarrollar las ecuaciones de su modelo, Varvanov et al. (2004) también linealizan las curvas de eficiencia versus potencia (Figura 2.21).

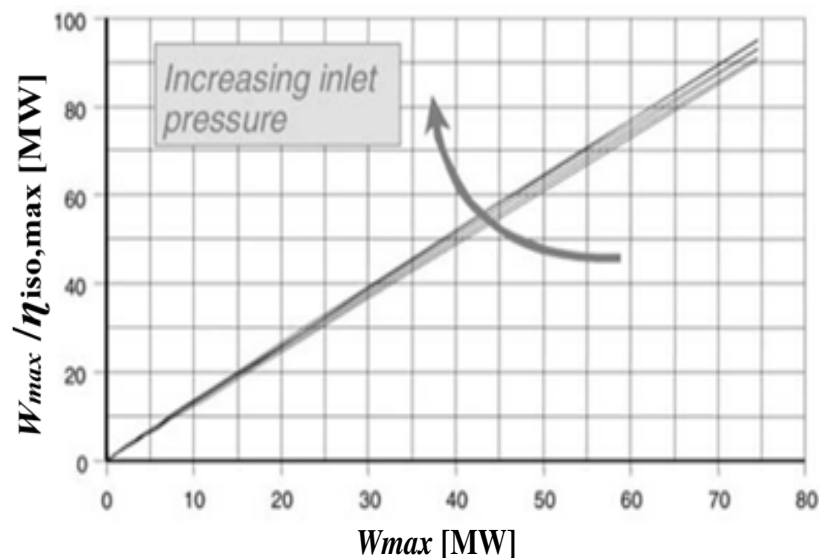


Figura 2.21 Linealización de las curvas de eficiencia vs potencia. Varvanov et al. (2004).

Al igual que el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997), los autores proponen describir las gráficas de la Figura 2.21 mediante la siguiente ecuación genérica:

$$\dot{W}_{iso,max} = A + B\dot{W}_{max} \quad (2.33)$$

Para encontrar los coeficientes de la Ecuación 2.33, los autores las someten a un análisis de regresión a las líneas de la Figura 2.21 basado en la diferencia de temperatura de saturación entre las condiciones de entrada y salida de la turbina, en lugar de la temperatura de saturación de entrada solamente, como el caso del modelo propuesto de Mavromatis y Kokossis (1997).

$$\begin{aligned} A &= b_0 + b_1\Delta T_{sat} \\ B &= b_2 + b_3\Delta T_{sat} \end{aligned} \quad (2.34)$$

Los coeficientes en la Ecuación 2.34 están relacionados con la caída de temperatura a través de la turbina. Sin embargo, en el modelo propuesto, la caída de presión se reemplaza por su diferencia de temperatura de saturación.

Los valores de b_0 , b_1 , b_2 y b_3 se presentan en la Tabla 2.3 y son los coeficientes de la regresión para el rango de presiones de entrada desde 1.4 MPa hasta 10.2 MPa como se indica en la Figura 2.18 para turbinas a contra presión, así mismo, se definen dos rangos para el uso de la correlación para cuando $2.0 MW < \dot{W}_{max}$ y para $\dot{W}_{max} > 2.0 MW$.

Tabla 2.3. Coeficientes de correlación modelo de Varvanov et al. (2004).

	$\dot{W}_{max} < 2.0MW$	$\dot{W}_{max} > 2.0 MW$
b_0	0	0
b_1	0.00108	0.00423
b_2	1.097	1.155
b_3	0.00172	0.000538

El modelo propuesto es utilizado para realizar un estudio de optimización para un sistema de ocho turbinas de vapor de las cuales seis tienen la aplicación de generar energía eléctrica y las dos restantes están dispuestas como equipo motriz para bombas, compresores o ventiladores. Estas turbinas están dispuestas en un sistema de servicios auxiliares que consta de cuatro niveles de presión (4.2 MPa, 0.96 MPa, 0.24 MPa y 0.012 MPa). La potencia de las turbinas a las cuales se aplica el modelo oscila entre 0.2 MW y 3.5 MW, aunque dentro del estudio realizan la optimización de dicho sistema de servicios auxiliares, no se especifica si el modelo se válida para las potencias

de turbina antes mencionadas. Así mismo, aun cuando el modelo sea válido para el rango de potencias analizadas, no significa que sea válido para todo el rango de potencias de acuerdo con la Figura 2.18 que va desde 0.149 MW a 74.57 MW, es decir, no se reportan las desviaciones o porcentajes de error con respecto a un sistema definido que se pueda tomar como referencia.

Por otro lado, si bien este modelo toma en cuenta la presión de entrada y de salida de la turbina, sigue sin tomarse en cuenta el sobrecalentamiento del vapor ya que sólo se toman en cuenta las temperaturas de saturación de acuerdo con la presión del vapor a la entrada y la salida de la turbina. Además, en este trabajo no se menciona que el modelo pueda ser utilizado para turbinas complejas, o sea, turbinas con más de una extracción.

2.4.5 EL MODELO TERMODINÁMICO DE PREDICCIÓN DE POTENCIA BASADO EN LOS MODELOS THM E ITHM.

Medina y Picón (2010) presentan un modelo termodinámico para la predicción de la potencia y la eficiencia de turbinas de vapor a contrapresión con una o varias extracciones. El enfoque toma como base los modelos anteriormente reportados como el de Mavromatis y Kokossis (1997) y Varvanov et. al. (2004). Incorpora algunas mejoras que permiten la predicción de la potencia bajo cambios en las condiciones de operación, tales como la presión de cada una de las extracciones. El modelo incorpora el cálculo de las eficiencias isoentrópicas de cada etapa de turbina y lo validan mediante su aplicación a turbinas comerciales cuyos parámetros son reportados en la literatura.

Los autores también toman como base la gráfica de eficiencia isoentrópica vs potencia de eje de la turbina presentado por Peterson y Mann (1985) y que fue tomada del autor original Transamerica Delaval (1983).

Al igual que los dos modelos anteriormente analizados, Medina y Picón (2010), linealizan las curvas de eficiencia vs potencia del eje (Figura 2.22).

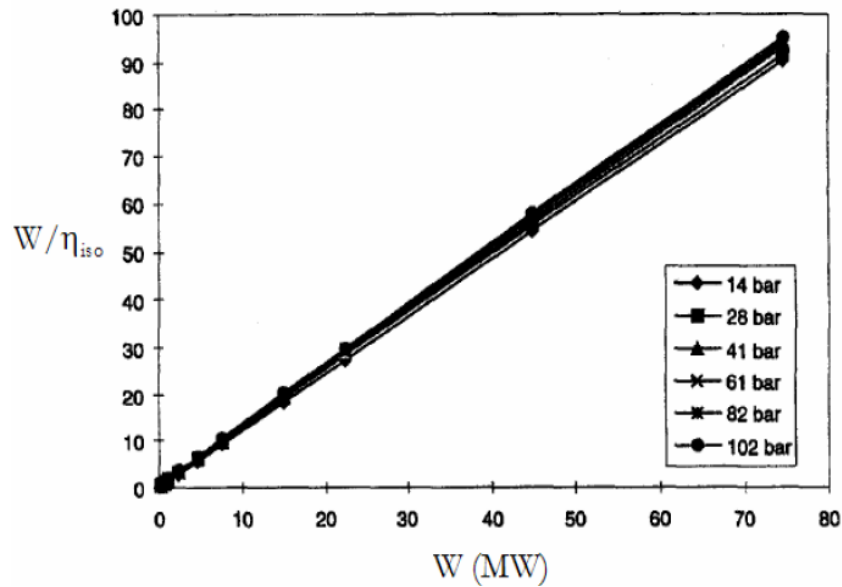


Figura 2.22. Linealización de las curvas eficiencia vs potencia de eje. Medina y Picón, 2010.

De igual manera, de las líneas de la Figura 2.22 se obtiene una expresión lineal que correlaciona la eficiencia y la potencia del eje y que es de la siguiente forma:

$$\frac{\dot{W}}{\eta_{iso}} = A + B\dot{W} \quad (2.35)$$

Adicionalmente, los autores se auxilian de la ecuación de la Primera Ley de la Termodinámica para hacer un balance de energía sobre la turbina considerándola adiabática y encontrar una expresión para la potencia de la turbina.

$$\dot{W} = \dot{m}(h_{ent} - h_{sal}) \quad (2.36)$$

Así mismo de la definición de eficiencia isoentrópica y sustituyendo en ella la expresión para la potencia, se tiene:

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}(h_{ent} - h_{sal})}{\dot{m}(h_{ent} - h_{sal,iso})} ; \frac{\dot{W}}{\eta_{iso}} = \dot{m}\Delta h_{iso} \quad (2.37)$$

Combinando las ecuaciones 2.35, 2.36 y 2.37 y resolviendo para la potencia, \dot{W} :

$$\dot{W} = \frac{1}{B} (\dot{m}\Delta h_{iso} - A) \quad (2.38)$$

La expresión anterior es el modelo de predicción para la potencia de una turbina de vapor a contrapresión propuesto por Medina y Picón (2010). Al igual que Mavromatis y Kokossis (1997), para evitar el uso de tablas termodinámicas Medina y Picón (2010) proponen estimar la diferencia de entalpías isoentrópica mediante la expresión mostrada en la Ecuación 2.29.

A diferencia de los modelos propuestos por Mavromatis y Kokossis (1997) y de Varvanov et al. (2004), Medina y Picón (2010) resuelven los coeficientes A y B como una función únicamente de la presión de entrada a la turbina, P_{ent} , y dejan fija la presión de salida o de contrapresión para todo el rango de potencia de eje mostrado en las líneas de la Figura 2.22. Por lo tanto, para cada coeficiente se definen las siguientes expresiones.

$$\begin{aligned} A &= \psi + \varphi P_{ent} \\ B &= \gamma + \delta P_{ent} \end{aligned} \quad (2.39)$$

Los valores para ψ , φ , γ y δ se muestran en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Coeficientes de correlación modelo de Medina y Picón (2010).

	$0.150 \text{ MW} < \dot{W} < 74.57 \text{ MW}$
ψ	0.1854
φ	0.0433
γ	1.2057
δ	0.0075

Para turbinas de múltiples extracciones proponen el análisis para determinar las condiciones de temperatura y entalpia en cada extracción mediante el uso de correlaciones que son función únicamente de la presión de extracción.

El modelo para múltiples extracciones es basado en el modelo que desarrollaron los autores para una turbina con una sola extracción considerando que una turbina con múltiples extracciones se puede descomponer en varias de una sola extracción (Mavromatis y Kokossis, 1997).

Los autores parten de la consideración de que la potencia de eje desarrollada por una turbina con “n” extracciones está dada por la ecuación que proponen Moran y Shapiro (2004).

$$\dot{W} = \sum_{k=1}^N \dot{m}_k (h_1 - h_2) + \sum_{j=2}^N \left\{ \left[\sum_{k=j}^N \dot{m}_k \right] (h_k - h_{k+1}) \right\} \quad (2.40)$$

Donde h_1 es la entalpía específica del vapor que entra a la turbina, h_2 la entalpía específica de la primera extracción y h_k y h_{k+1} son las entalpías específicas de las extracciones subsecuentes. El valor de \dot{m}_k se estima de acuerdo con la carga térmica requerida por el proceso “k” y tomando en cuenta la consideración para el cálculo del flujo de vapor de extracción hecho por Mavromatis y Kokossis (1997).

De la definición de la eficiencia isoentrópica de una turbina Medina y Picón (2010) proponen estimar la entalpía del vapor para cada una de las extracciones de acuerdo con la Ecuación 2.41.

$$h_{k+1} = h_k - \eta_{iso} (h_k - h_{(k+1)iso}) \quad k = 1 \dots N \quad (2.41)$$

De la ecuación anterior lo autores dejan como incógnita el término de la entalpía específica en la extracción k (h_{k+1}) ya que la eficiencia isoentrópica (η_{iso}) se calcula mediante el procedimiento propuesto por los autores. Por otro lado, la entalpía específica isoentrópica, $h_{(k+1)iso}$, es una función de la entropía específica a la entrada de la turbina y de la presión de la extracción, las cuales son variables que son conocidas siempre de las propiedades del vapor que suministra el sistema de generadores de vapor del Sistema de Servicios Auxiliares bajo estudio.

Para determinar las correlaciones que definen las propiedades del vapor en cada una de las extracciones, los autores toman dos casos de turbina (Tabla 2.5) considerando que las propiedades

del vapor a la entrada de cada una permanecen fijas y lo que varían es la presión de cada una de las extracciones.

Tabla 2.5. Parámetros para dos turbinas comerciales de múltiples extracciones. Medina y Picón (2010).

	Turbina 4	Turbina 5
Temperatura de entrada (°C)	400	440
Presión de entrada (MPa)	2.76	6.0
Presión 1ra extracción (MPa)	1.07	1.23
Presión 2da extracción (MPa)	0.35	0.69
Presión 3ra extracción (MPa)	0.12	0.27
Potencia nominal (MW)	8	35

Medina y Picón (2010), encontraron que mediante la variación de las presiones en cada una de las extracciones para la turbina 4, la eficiencia isoentrópica varía entre 72.2% y 76% mientras que para la turbina 5 varía entre 76.3% y 78%. Por lo tanto, para encontrar las correlaciones de las propiedades termodinámicas en cada extracción para la turbina 4 definen una eficiencia promedio para cada etapa de 74% y para la turbina 5 de 78% con lo cual la entalpia isoentrópica de la Ecuación 2.41 se puede calcular conociendo las condiciones del vapor a la entrada de la turbina.

Las correlaciones se presentan para calcular las siguientes propiedades termodinámicas del vapor: Temperatura de la extracción, entalpia específica de la extracción, Temperatura de saturación de la extracción y entalpia específica de saturación de la extracción, como una función únicamente de la presión de extracción y son de la forma siguiente:

$$\begin{aligned} T_{extraccion} &= \lambda_1 P_{extraccion}^2 + \lambda_2 P_{extraccion} + \lambda_3 \text{ [}^\circ\text{C]} \\ h_{extraccion} &= \lambda_4 P_{extraccion}^2 + \lambda_5 P_{extraccion} + \lambda_6 \text{ [kJ/kg]} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Los valores para λ_1 , λ_2 , λ_3 , λ_4 , λ_5 y λ_6 son presentados de acuerdo con las condiciones del vapor a la entrada de la turbina en las Tablas 2.6a y 2.6b.

Tabla 2.6a. Coeficientes Ecuación 2.42. Medina y Picón (2010).

Parámetro	$\lambda_1 \text{ [}^\circ\text{C/kPa}^2\text{]}$	$\lambda_2 \text{ [}^\circ\text{C/kPa]}$	$\lambda_3 \text{ [}^\circ\text{C]}$
T_{MP}	-0.000007	0.0842	221.88
$T_{sat,MP}$	-0.000003	0.0385	145.71

T_{BP}	-0.00003	0.4467	85.53
$T_{sat,BP}$	-0.0001	0.1761	89.19
	λ_4 [kJ/kg-kPa ²]	λ_5 [kJ/kg-kPa]	λ_6 [kJ/kg]
h_{MP}	-0.00001	0.1566	2870.29
$h_{sat,MP}$	-0.00001	0.1704	583.31
h_{BP}	-0.0005	0.8334	2639.67
$h_{sat,BP}$	-0.0004	0.749	369.04

$$T_{ent} = 400^{\circ}\text{C}, P_{ent} = 2.76\text{MPa}, \eta_{iso,promedio} = 74\%$$

Tabla 2.6b. Coeficientes Ecuación 2.42. Medina y Picón (2010).

Parámetro	λ_1 [°C/kPa ²]	λ_2 [°C/kPa]	λ_3 [°C]
T_{MP}	-0.000006	0.0798	168.47
$T_{sat,MP}$	-0.000003	0.0385	145.71
T_{BP}	-0.00008	0.2537	72.23
$T_{sat,BP}$	-0.0001	0.1761	89.19
	λ_4 [kJ/kg-kPa ²]	λ_5 [kJ/kg-kPa]	λ_6 [kJ/kg]
h_{MP}	-0.00001	0.1424	2785.08
$h_{sat,MP}$	-0.00001	0.1704	583.31
h_{BP}	-0.0004	0.7399	2546.12
$h_{sat,BP}$	-0.0004	0.749	369.04

$$T_{ent} = 440^{\circ}\text{C}, P_{ent} = 6.0\text{MPa}, \eta_{iso,promedio} = 78\%$$

Los rangos de presión de extracción se definen de acuerdo con los rangos típicos de los niveles de presión propuestos por Peterson y Mann (1985) en la Tabla 2.7.

Tabla 2.7. Rangos típicos de presión para niveles de vapor. Peterson y Mann (1985).

Nivel de presión del vapor	Rango [MPa]
Alta presión (AP)	$5.5 \leq P \leq 10$
Media presión (MP)	$0.8 \leq P \leq 5.49$
Baja presión (BP)	$0.15 \leq P \leq 0.79$

De los resultados que obtienen Medina y Picón (2010), se comprueba la validez del modelo en tres turbinas con una sola extracción y dos con múltiples extracciones cuyos parámetros operativos se presentan en la literatura abierta y que pertenecen a turbinas que ofrecen los fabricantes para su uso en la industria en sistemas de cogeneración.

Medina y Picón (2010) comparan sus resultados con los modelos de Mavromatis y Kokossis (1997) y Varvanov et. al. (2004) obteniendo mejores aproximaciones con errores de entre -0.27% y +0.16% para turbinas con una sola extracción y de -0.75% a -0.14% para turbinas con múltiples extracciones. Comparado con Mavromatis y Kokossis (1997) cuyos errores van de -2.8% a -10.29% para turbinas con una sola extracción y de -3.58% a -1.89% para turbinas con múltiples extracciones. Mientras que comparados con Varvanov et. al. (2004) los errores van de +5.36% a 6.75% para turbinas con una sola extracción y de +7.38% a 9.5% para turbinas de múltiples extracciones.

Dentro de las ventajas de este modelo es que se comprueba su validez en un rango más amplio de potencias que va de 3 MW a 35 MW y se aplica a un conjunto más grande de turbinas (tres con una sola extracción y dos con múltiples extracciones), además los coeficientes del modelo están correlacionados como una función únicamente de la presión de entrada y de cierta manera considera el sobrecalentamiento en el mismo punto.

En contra parte, este modelo continúa sin tomar en cuenta el efecto de la contra presión ni el sobre calentamiento del vapor debido a que las curvas de la Figura 2.18 están realizadas para una presión de salida de 1 atm y consideran un sobrecalentamiento del vapor a la entrada de 37.7 °C (100 °F) sobre la temperatura de saturación que corresponde a la presión de entrada. Así mismo, se debe de considerar que la potencia que se presenta en la Figura 2.18 es potencia de eje, por lo que, si los resultados están referidos a potencia eléctrica, se deberá de considerar la eficiencia de conversión en el generador eléctrico. Por tanto, todas estas consideraciones que no se han tomado en cuenta en este modelo deberán de incurrir en un error mayor que el Medina y Picón (2010) presentan.

Otro punto para considerar es que en el caso de turbinas con múltiples extracciones se propone una serie de correlaciones para determinar las propiedades del vapor en cada extracción que están desarrolladas en base en una eficiencia isoentrópica promedio constante. Además, sólo se consideran dos escenarios de vapor a la entrada de la turbina para todo el conjunto de presiones propuesto en la Tabla 2.7, por lo que al considerar condiciones de presión y temperatura más altas que las consideradas para el desarrollo de las correlaciones, supone que se debe considerar un error en los cálculos que no se estima en este trabajo.

2.4.6 EL MODELO TERMODINÁMICO ITERATIVO BUTTOM TO TOP (IBT).

Otro modelo termodinámico para la predicción de potencia en turbinas de vapor que operan en un sistema de servicios auxiliares de un Sitio Total fue presentado por Ghannadzadeh et. al. (2011). Consiste en un modelo iterativo de abajo hacia arriba (Iterative Buttom To Top Model - IBTM), el cual calcula la temperatura de los niveles de vapor, el flujo de vapor para cada nivel y la potencia de eje generada en las zonas de expansión de la gran curva compuesta del sitio total de abajo hacia arriba, es decir, del nivel más bajo de presión (BP) hasta el nivel de muy alta presión (MAP).

La metodología se basa en un modelo simple de expansión de turbina de vapor con una eficiencia isoentrópica constante para calcular la potencia del eje de las turbinas de vapor presentadas en el diagrama de calor del sitio total y considera primero una etapa preparatoria, la cual consiste en los siguientes puntos:

- Representación gráfica de la gran curva compuesta del sitio en un diagrama de temperatura y carga térmica.
- Especificar los niveles de vapor presentes indexando con i desde el nivel de vapor de baja presión. Es decir, $i = 1$ para baja presión (BP), $i = 2$ para media presión (MP), $i = 3$ para alta presión (AP) y $i = 4$ para muy alta presión (MAP).
- Especificar los intervalos de temperatura presentes indexándolos con j de igual manera comenzando desde abajo, es decir, $j = 1$ es para MP – BP, $j=2$ para AP – MP y $j=3$ para MAP – AP.
- Se coloca una sola turbina de vapor entre cada nivel de vapor y también se indexa con j .

El diagrama de temperatura vs carga térmica resultado de la etapa preparatoria muestra la configuración de las turbinas de vapor y su interacción con el conjunto de niveles de vapor (Figura. 2.23) y que sirve como base para el modelo IBTM.

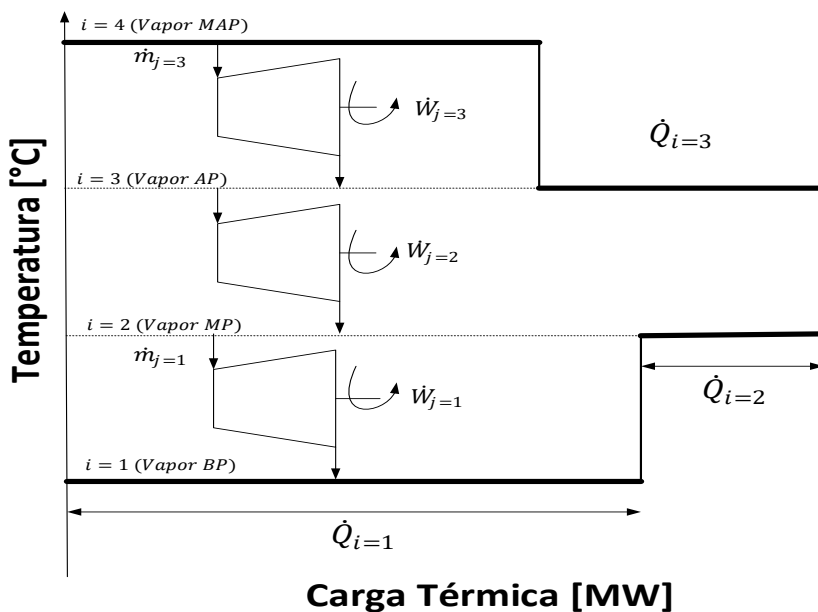


Figura 2.23. Diagrama Temperatura – Carga Térmica propuesto para el IBTM. Ghannadzadeh et. al. (2011).

Para comenzar el cálculo desde abajo, es decir, desde el nivel de vapor de baja presión, la temperatura del vapor en este nivel debe especificarse en función de la cantidad deseable de sobrecalentamiento. En este trabajo definen que el sobrecalentamiento en el nivel de baja presión es deseable fijarlo entre 10 – 20 °C para evitar la condensación excesiva. Por lo tanto, al principio, la temperatura real del vapor en el nivel de baja presión BP ($T_{i=1}^{ACTUAL}$) se especifica agregando un grado supuesto de sobrecalentamiento (DSH) a su temperatura de saturación ($T_{i=1}^{SAT}$). Así pues, conociendo la temperatura y carga térmica del nivel de vapor de baja presión BP, se comienza a realizar los cálculos hacia arriba para conocer la temperatura de todos los demás niveles de vapor mientras se mantiene el grado requerido de sobrecalentamiento de 10 – 20 °C en el nivel de vapor de baja presión BP. A medida que se coloca una sola turbina de vapor entre los niveles de presión, se sigue un procedimiento iterativo (Figura 2.24) para calcular las condiciones de entrada de la j -ésima turbina ($T_j^{IN ACTUAL}$) que opera entre el $i + 1$ e i -ésimo nivel de vapor.

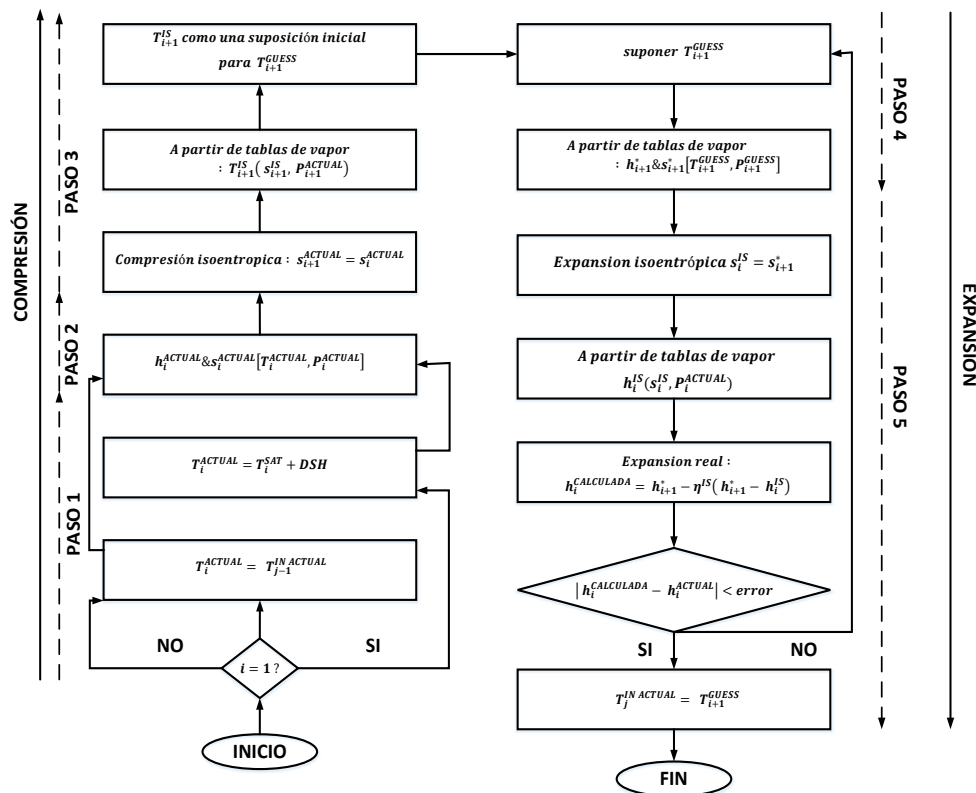


Figura 2.24. Algoritmo para el cálculo de la temperatura de entrada de la j -ésima turbina $T_j^{IN ACTUAL}$. Ghannadzadeh et. al. (2011).

Paso 1: Se supone que la temperatura en la salida de la j -ésima turbina ($T_{i=1}^{ACTUAL}$) es conocida: para el primer nivel de vapor ($i = 1$), se define por el término $DSH = 10 - 20$ °C.

Paso 2: Se supone que la presión del i -ésimo nivel de vapor ($P_{i=1}^{ACTUAL}$) se conoce y está definida por el Sitio Total. Por lo tanto, la entalpía específica ($h_{i=1}^{ACTUAL}$) y la entropía específica ($s_{i=1}^{ACTUAL}$) se pueden determinar en función de la temperatura y presión del nivel de baja presión. Significa que las condiciones del nivel $i = 1$ en el diagrama que se muestra en la Fig. 2.25 son conocidas.

Paso 3: La presión P_{i+1}^{ACTUAL} del nivel de vapor $i + 1$ también es conocida. El vapor se comprime desde $P_{i=1}^{ACTUAL}$ isoentrópicamente hasta P_{i+1}^{ACTUAL} como se muestra en la Figura 2.25. Luego, la temperatura isoentrópica T_{i+1}^{IS} en el nivel ($i + 1$) se usa como dato de entrada supuesto (T_{i+1}^{GUESS}).

Paso 4: Se calcula la entalpía específica estimada (h_{i+1}^*) y la entropía específica estimada (s_{i+1}^*) en el nivel ($i + 1$) en función de la temperatura supuesta (T_{i+1}^{GUESS}) y la presión real (P_{i+1}^{ACTUAL}).

Paso 5: El vapor se expande a la presión del i -ésimo nivel P_{i+1}^{ACTUAL} en una turbina de vapor con una eficiencia isentrópica típica (por ejemplo, 70%) como se muestra en la Figura 2.25. Luego, se calcula la entalpía del i -ésimo nivel ($h_i^{CALCULADA}$) de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$h_i^{CALCULADA} = h_{i+1}^* - [\eta^{IS}(h_{i+1}^* - h_i^{IS})] \quad (2.43)$$

Finalmente, $h_i^{CALCULADA}$ se compara con h_i^{ACTUAL} calculada en el Paso 2. Si la diferencia entre estos dos es menor que el error, la temperatura de entrada real de la j -ésima turbina $T_j^{IN ACTUAL}$ será igual a la temperatura supuesta (T_{i+1}^{GUESS}). De lo contrario, se debe suponer una nueva temperatura hasta que se logre la convergencia entre $h_i^{CALCULADA}$ y h_i^{ACTUAL} . De esta manera se pueden conocer la entalpía específica y temperatura de entrada y salida de las turbinas en todos los niveles de presión.

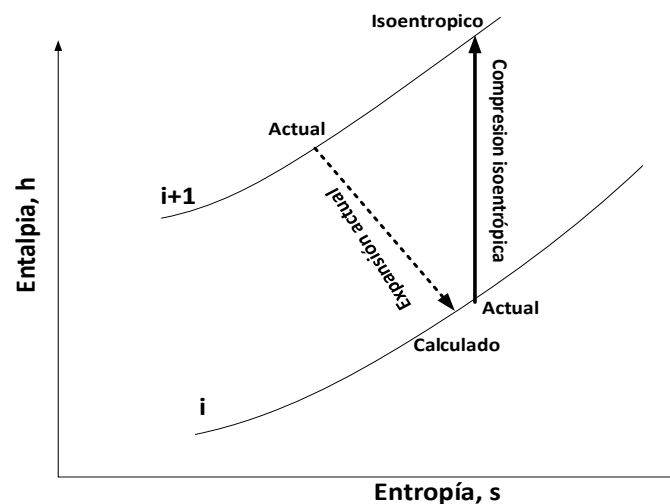


Figura 2.25. Diagrama T-s algoritmo de Ghannadzadeh et. al. (2011).

Este procedimiento también permite calcular el flujo de vapor en cada una de las extracciones (\dot{m}_j).

$$\dot{m}_j = \frac{\dot{Q}_i^{USE}}{h_i^{ACTUAL} - h_i^{REF}} \quad (2.44)$$

Donde \dot{Q}_i^{USE} es la carga térmica que requiere el proceso en el nivel de vapor “i” y h_i^{REF} es la entalpía del condensado de retorno en el mismo nivel de vapor “i” suponiendo que el calor que cede el vapor al proceso es explotable hasta la condición de líquido saturado.

Una vez calculado el flujo de vapor a través de cada turbina y las condiciones en la entrada y la salida, es posible calcular la potencia de eje generada por cada turbina de acuerdo con la Ecuación 2.45.

$$\dot{W}_j = \dot{m}_j (h_{i+1}^{ACTUAL} - h_i^{ACTUAL}) \quad (2.45)$$

Para mostrar la aplicabilidad del IBTM los autores realizan el análisis de tres casos de sistemas de servicios auxiliares donde destacan que la presión de entrada a la turbina de muy alta presión (MAP) está en el rango de 9 a 12 MPa y la presión de la turbina de baja presión (BP) esta en el rango de 0.27 a 0.30 MPa, Consideran un DSH = 20°C – 40°C. La eficiencia isoentrópica de cada turbina se considera constante en un valor de 70%.

Los autores estiman resultados como el flujo másico que pasa a través de la turbina, la potencia de eje y hasta el consumo de combustible. El rango de potencia en el cual aplican el modelo esta entre 0.8 MW a 17.1 MW.

Por otra parte, a diferencia de otros modelos, el IBTM sí proporciona el grado de sobrecalentamiento en los niveles de vapor, es decir, tanto en la entrada como en la salida de las turbinas que conforman el sistema de servicios auxiliares.

Al ser un procedimiento iterativo en todos los niveles de vapor supone la inversión de gran cantidad de tiempo para encontrar resultados aceptables. Además, el hecho de considerar una eficiencia constante para las turbinas sin un fundamento concreto y considerar un sobrecalentamiento, aunque fundamentado, pero a la vez arbitrario en el nivel de baja presión BP hace que el modelo sea algo trivial.

2.4.7 EL MODELO TERMODINÁMICO ITERATIVE TOP TO BUTTOM (ITBM).

Un nuevo modelo para la predicción de potencia en turbinas de vapor fue desarrollado por Khoshgoftar Manesh et al. (2012) el cual consiste en exactamente el mismo procedimiento presentado por Ghannadzadeh et. al. (2011) pero, en lugar de comenzar suponiendo la temperatura del nivel de vapor de baja presión BP y de ahí conocer las condiciones de los niveles de vapor superiores, es decir, de abajo hacia arriba, éste comienza suponiendo la temperatura del nivel más alto de presión MAP que es el primer vapor que entra a la turbina y de ahí calcular las condiciones de los niveles de vapor inferiores. En este análisis se conserva la consideración de que en el nivel de baja presión BP se debe de tener un sobrecalentamiento entre 10 – 20 °C.

El procedimiento consiste en definir primero el diagrama de temperatura vs carga térmica resultado de la etapa preparatoria tal como se muestra en la Figura. 2.26, y que, de igual forma, sirve como base para el modelo ITBM. En este caso el nivel $i=1$ corresponde al nivel de muy alta presión de vapor (MAP). Así mismo se definen las z turbinas de vapor entre los niveles de presión, $z = 1, 2, 3$. Las etapas del cálculo son las siguientes:

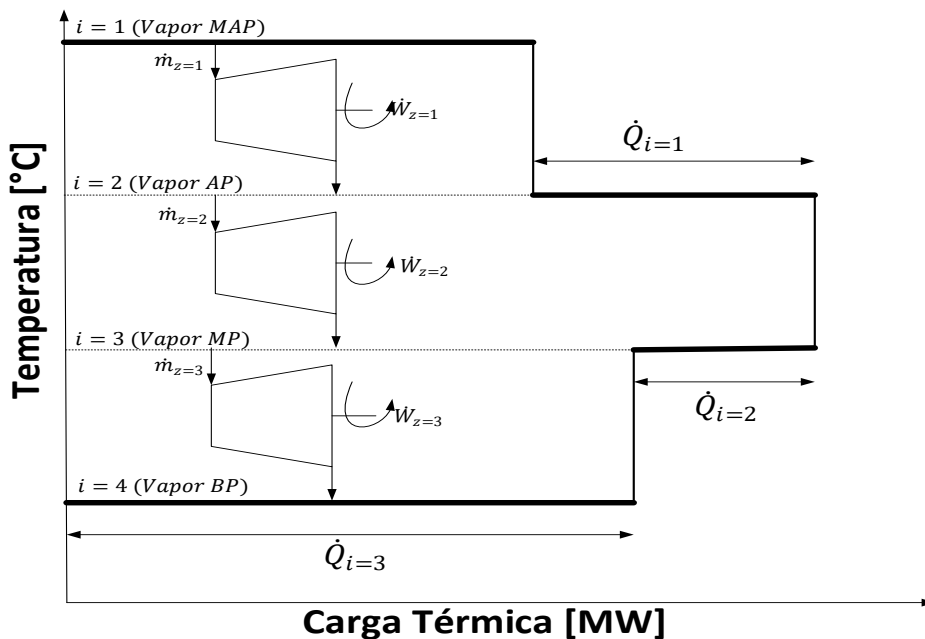


Figura 2.26. Diagrama Temperatura – Carga Térmica para el ITBM. Khoshgoftar Manesh et al. (2012).

Paso 1: Se fijan las condiciones del vapor a la salida de las calderas y que son las condiciones de entrada a la turbina. Después se considera una expansión isoentrópica entre dos niveles subsecuentes de vapor.

Paso 2: Se estiman las condiciones de salida de la turbina con los datos del punto anterior, es decir entalpía específica y temperatura.

Paso 3: Estimar el flujo de vapor que pasa a través de la turbina. Cabe hacer mención que esta estimación se realiza de la misma manera como lo proponen Mavromtis y Kokossis (1997) así como Ghannadzadeh et al. (2011).

Paso 4: Corregir la eficiencia utilizando la metodología propuesta por Varvanov et al. (2004).

Paso 5: Recalcular las condiciones reales de salida de la turbina y el flujo másico de vapor que pasa a través de ella con la eficiencia corregida del paso anterior.

Paso 6: La iteración terminará hasta que se cumple el criterio siguiente para el flujo de vapor de cada turbina.

$$\sqrt{(\dot{m}_{z,estimado} - \dot{m}_{z,calculado})^2} \leq error \quad (2.46)$$

Paso 7: Cuando se termina con la iteración, se verifica la temperatura del nivel de vapor de baja presión BP. Si está en el rango permitido, 10 – 20 °C, la iteración termina, de lo contrario se deberá de suponer nuevamente las condiciones del nivel de vapor de muy alta presión MAP que es el que entra a la turbina y repetir los pasos hasta alcanzar la cantidad deseable de sobrecalentamiento en el nivel de vapor de baja presión BP.

El trabajo del eje de cada turbina se calcula de manera similar que el modelo analizado en el apartado anterior, es decir:

$$\dot{W}_z = \dot{m}_z(h_i - h_{i+1}) \quad (2.47)$$

Se presenta el algoritmo del modelo en la Figura 2.27 para una mejor comprensión.

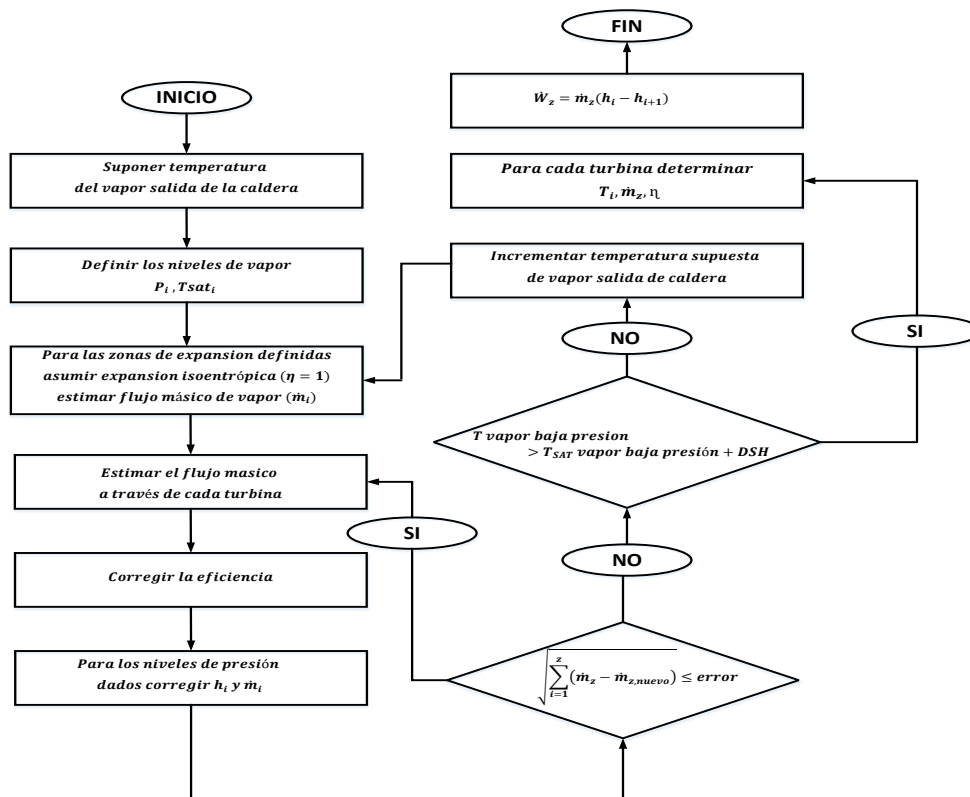


Figura 2.27. Algoritmo propuesto del ITBM Khoshgoftar Manesh et al. (2012).

La mejora que presenta este modelo en comparación del presentado por Ghannadzadeh et al. (2011) consiste en ya no considerar una eficiencia isoentrópica contante para todas las turbinas, sino que la eficiencia isoentrópica la calcula mediante el modelo propuesto por Varvanov et al. (2004). Además de continuar considerando el sobrecalentamiento en la entrada y salida de las turbinas.

Para comprobar la validez del modelo lo aplican en un caso de estudio de la refinería en Milnerton, Cabo, Sudáfrica. Khoshgoftar Manesh et al. (2013), además lo aplican en dos de los casos de estudio de Ghannadzadeh et al. (2011) en donde encuentran una diferencia de -38.36%. Si bien este trabajo ya no considera eficiencia isoentrópica constante, sino que más bien la considera variable de acuerdo con la carga, no presenta la eficiencia calculada para poder visualizar la diferencia con

el modelo de eficiencia constante. Además, no se especifica hasta qué error permisible se considera que el flujo calculado es correcto con respecto con el flujo estimado. También, siguen sin presentarse los valores operativos reales del proceso de la refinería con el fin de determinar si este modelo tiene una mejor aproximación.

2.4.8 EVALUACIÓN DE LA EFICIENCIA DE TURBINAS DE VAPOR UTILIZANDO FACTORES DE CORRECCIÓN.

Bahadori y Vuthaluru (2010) presentan un método para determinar la eficiencia de una turbina de vapor basado en la premisa de que los enfoques existentes, tales como los que hasta ahora se han analizado, son más complicados y necesitan de demasiados cálculos. Por tal motivo proponen estimar la eficiencia de una turbina como una función únicamente de una eficiencia base que depende de la potencia y las condiciones de entrada del vapor, así como de factores de corrección que dependen de las condiciones operativas de las turbinas como: el sobrecalentamiento del vapor a la entrada, la relación de presiones, ente otros.

El método consiste en estimar primero una eficiencia base, la cual es una función de la potencia actual de la turbina, \dot{W} , y de la presión del vapor a la entrada, P_{ent} . Los autores proponen la siguiente expresión para la eficiencia base.

$$\ln \eta_{base} = a + \frac{b}{\dot{W}} + \frac{c}{\dot{W}^2} + \frac{d}{\dot{W}^3} \quad (2.48)$$

Donde:

$$\begin{aligned} a &= A_1 + B_1 P_{ent} + C_1 P_{ent}^2 + D_1 P_{ent}^3 \\ b &= A_2 + B_2 P_{ent} + C_2 P_{ent}^2 + D_2 P_{ent}^3 \\ c &= A_3 + B_3 P_{ent} + C_3 P_{ent}^2 + D_3 P_{ent}^3 \\ d &= A_4 + B_4 P_{ent} + C_4 P_{ent}^2 + D_4 P_{ent}^3 \end{aligned} \quad (2.49)$$

Las constantes A_{1-4} , B_{1-4} , C_{1-4} y D_{1-4} se correlacionaron en función del rango de presión de entrada del vapor y la potencia de la turbina y son aplicables para turbinas de contrapresión y de condensación de acuerdo con la Tabla 2.8.

Tabla 2.8. Coeficientes de la ecuación 2.49.

Coeficiente	Turbina a contrapresión	Turbina a condensación
A_1	4.37877350555386	4.357952248849
B_1	$-5.886246936292 \times 10^{-6}$	$1.442866040264652 \times 10^{-5}$
C_1	$-4.37824615985392 \times 10^{-10}$	$-4.49835638024881 \times 10^{-9}$
D_1	$4.9052617628984 \times 10^{-14}$	$2.79985661346127 \times 10^{-13}$
A_2	$-1.387851243025345 \times 10^2$	$-3.45898953966307 \times 10^1$
B_2	$-6.589550191385539 \times 10^{-2}$	$-1.58632573100788 \times 10^{-1}$
C_2	$9.729602056575966 \times 10^{-6}$	$3.29243029645988 \times 10^{-1}$
D_2	$-5.27789047337105 \times 10^{-10}$	$-2.12357823149299 \times 10^{-9}$
A_3	$3.98069674568167 \times 10^4$	$-3.7896243395658 \times 10^4$
B_3	$2.980006167118549 \times 10^1$	$1.113044136766883 \times 10^2$
C_3	$-5.19648879302579 \times 10^{-3}$	$-2.86203302643892 \times 10^{-2}$
D_3	$3.2495031828337 \times 10^{-7}$	$2.033476179976455 \times 10^{-6}$
A_4	$-4.522126353628195 \times 10^6$	$1.6118197770998 \times 10^7$
B_4	$-5.198744177935268 \times 10^3$	$-3.03480606125437 \times 10^4$
B_4	1.06667544357578	8.7404857491443
D_4	$-7.3315284072605 \times 10^{-5}$	$-6.61654062984245 \times 10^{-4}$

Las eficiencias base para turbinas a contrapresión y condensación las presentan de forma gráfica y son muy similares a las que presenta Transamerica DeLaval (1983). Estas graficas fueron desarrolladas a partir de pruebas de laboratorio para potencias de turbina hasta de 10 MW y presiones de vapor de entrada de hasta 12 MPa.

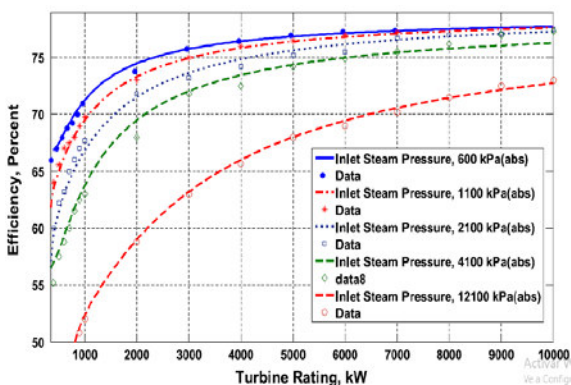


Figura 2.28a. Eficiencia vs potencia de turbinas a contrapresión. Bahadori y Vuthaluru (2010).

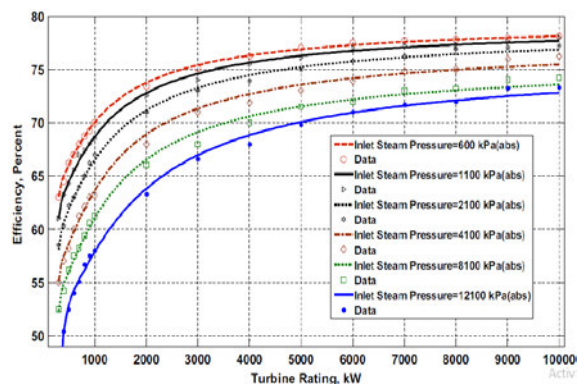


Figura 2.28b. Eficiencia vs potencia de turbinas a condensación. Bahadori y Vuthaluru (2010).

Con la eficiencia de la turbina definida, los autores desarrollaron una serie de pruebas de laboratorio con el fin de obtener de forma gráfica el comportamiento de cada factor que afecta a la eficiencia

de la turbina como lo es: a) corrección por cargas parciales, b) corrección por velocidad de giro diferente a 3600 RPM, c) corrección por relación de presiones entre la salida y entrada de la turbina y d) corrección por sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina.

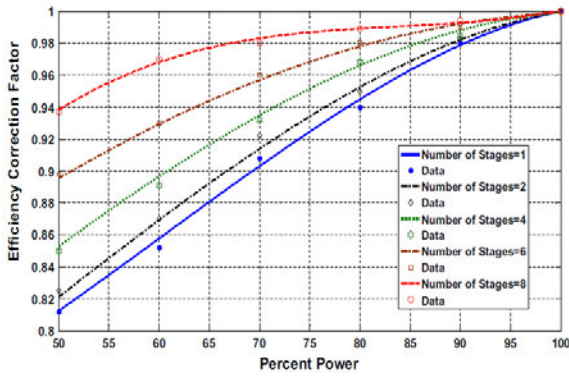


Figura 2.29a. Corrección a la eficiencia base de turbina por cargas parciales. Bahadori y Vuthaluru (2010).

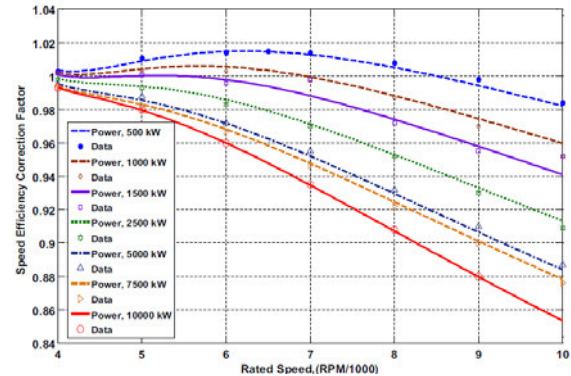


Figura 2.29b. Corrección a la eficiencia base de turbina por velocidad de giro RPM. Bahadori y Vuthaluru (2010).

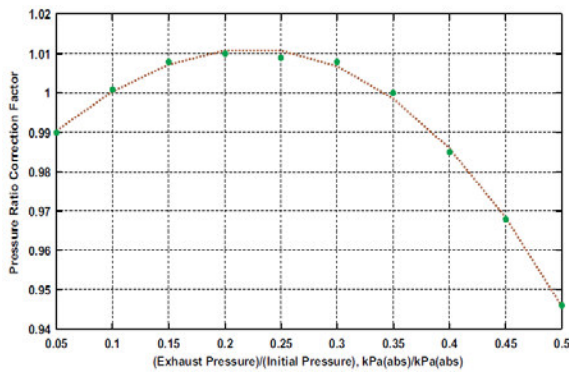


Figura 2.29c. Corrección a la eficiencia base de turbina por relación de presiones. Bahadori y Vuthaluru (2010).

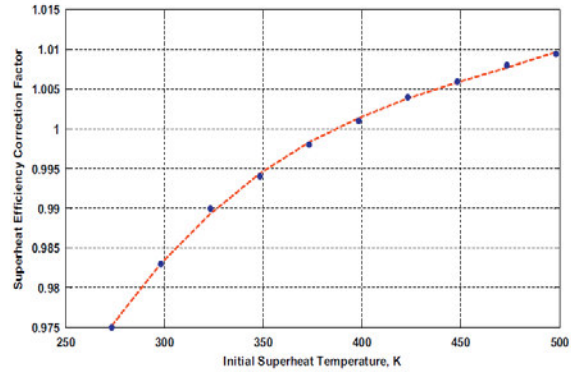


Figura 2.29d. Corrección a la eficiencia base de turbina por sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina. Bahadori y Vuthaluru (2010).

Con los parámetros mostrados en la Figura 2.29 (a-d) es posible calcular la eficiencia corregida a las condiciones operativas actuales de la turbina mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \eta_{base} * FC_{CP} * FC_{RPM} * FC_{SC} * FC_{RP} \quad (2.50)$$

La exactitud del modelo se probó para potencias de turbina de 0.5 MW a 9 MW reportando una desviación promedio de la eficiencia calculada por el modelo de 1.37% con respecto a los datos reportados por las pruebas de laboratorio.

Dentro de las ventajas que ofrece este modelo, es que permite obtener expresiones para corregir la eficiencia por factores que en los modelos hasta ahora analizados no han sido tomados en cuenta como lo es: el sobrecalentamiento del vapor a la entrada, la relación de presiones y las cargas parciales, recordando que los modelos termodinámicos que se han analizado son función de curvas generadas a condiciones del vapor a la entrada y a la salida fijas o bien son condiciones que se suponen para comenzar un método iterativo. Lo que no toma en cuenta este modelo es la corrección por presión de vacío para turbinas a condensación. De hecho, no especifican a qué presión de vacío fueron desarrolladas las curvas de eficiencia base presentadas en este trabajo.

Capítulo III

Planteamiento del nuevo modelo termodinámico

3.1 INTRODUCCIÓN.

En este capítulo se plantea y desarrolla un nuevo modelo termodinámico para determinar de manera simultánea las características energéticas más importantes que definen la operación de una turbina de vapor como lo es su eficiencia isoentrópica y la potencia generada. El modelo se desarrolla para que sea flexible ante variaciones en las condiciones de operación que le influyen tal como: flujo másico de vapor a través de la turbina o bien carga térmica que la turbina suministra al proceso, número de extracciones y presión de descarga de cada extracción. Este modelo se desarrolla para ser utilizado en casos de turbinas a contrapresión de una y múltiples extracciones, así como para turbinas a condensación y para una combinación, es decir, turbinas a condensación - extracción.

El nuevo modelo está basado y propone una contribución importante con respecto a aquellos modelos termodinámicos (Mavromatis y Kokossis, 1997; Varvanov et. al., 2004, Medina y Picón, 2010) publicados en la literatura y que han sido ampliamente citados por otros autores en el desarrollo de estudios de sistemas de servicios auxiliares que operan dentro de Sitios Totales.

La contribución principal del nuevo modelo consiste en que, a diferencia de los modelos mencionados, considera expresiones lineales, que relacionan la eficiencia y la potencia mecánica generada, dichas expresiones, al igual que los modelos antes mencionados, se desarrollan a partir de las curvas originalmente presentadas por Transamerica DeLaval (1983), además, este nuevo

modelo, considera el efecto en la eficiencia de factores como el sobrecalentamiento del vapor a la entrada y salida de la turbina y la relación de presiones. Además, para turbinas que generan energía eléctrica, considera la corrección de la potencia de eje por las pérdidas mecánicas y eléctricas en el generador eléctrico, permitiendo así estimar la potencia eléctrica de la turbina.

Se definen ecuaciones lineales que relacionan la potencia y eficiencia de las turbinas de vapor para simplificar la aplicación y convergencia del modelo. Las ecuaciones son definidas en rangos de potencia mecánica que se seleccionaron de tal manera que el coeficiente de determinación, R^2 , de las expresiones que relacionan eficiencia y potencia de la turbina en cada intervalo de potencia sea lo más cercano a la unidad, es decir, $R^2 \approx 1$, con lo cual se asegura que es válido suponer el comportamiento lineal entre la eficiencia y potencia de la turbina en ese intervalo de potencia.

Los modelos analizados en el Capítulo 2 no toman en cuenta las correcciones a la eficiencia, lo hacen parcialmente, o bien, toman la eficiencia de la turbina constante. Por tal motivo, el nuevo modelo propuesto, toma en cuenta los principales factores que afectan el desempeño de la turbina y se generan factores de corrección a fin de estimar lo más acertado la eficiencia en un amplio rango de potencias y condiciones del vapor.

La validez del modelo se demuestra comparándolo con casos de turbinas de vapor presentados en la literatura y con el comportamiento de turbinas comerciales instaladas en procesos reales, además se pretende comparar el nuevo modelo propuesto con los resultados de los trabajos sobre los cuales el nuevo modelo está desarrollado.

3.2 CONSIDERACIONES PARA EL DESARROLLO DEL NUEVO MODELO TERMODINAMICO.

La determinación exacta del comportamiento de turbinas de vapor no es sencilla debido a que, hasta la fecha, no existe un modelo que prediga exactamente la funcionalidad de cada una de ellas porque dependiendo del fabricante y su aplicación, éstas son diseñadas de manera distinta, y, aunque sean de la misma capacidad y mismas condiciones de vapor a la entrada presentarán diferente comportamiento debido a su diseño.

Cuando se cuenta con información sobre el desempeño de las turbinas normalmente siempre son estimaciones preliminares, investigaciones o modernizaciones de las ya existentes, o bien, comparativas con escenarios de operación puntuales de pruebas de comportamiento o de puesta a en servicio y, en la mayoría de los casos, no se tienen los balances térmicos a las diferentes cargas y condiciones de operación que permitan desarrollar un modelo de predicción exacto y confiable. De esta forma la información sólo existe para el tipo de turbina bajo estudio, haciendo imposible la tarea de obtener un modelo de predicción único y que a la vez sea confiable para todo el universo de turbinas de vapor existente.

Para el desarrollo del nuevo modelo termodinámico, se trabajará con la información disponible que ofrece la literatura suponiendo que todas las turbinas presentan el mismo comportamiento independientemente del fabricante, únicamente diferenciando que la eficiencia de una turbina varía con respecto a su carga. Para este estudio, se considera que la eficiencia varía con respecto a la potencia mecánica generada de manera lineal.

Para este modelo se considera un rango de potencias de eje de 0.745 MW a 74.5 MW (1,000 bhp a 100,000 bhp) para turbinas a contrapresión y de 0.745 MW a 30.0 MW (1,000 bhp a 60,000 bhp) para turbinas a condensación.

Para simplificar el desarrollo y método de solución del modelo se propone considerar expresiones lineales de la variación de la eficiencia con respecto a la carga de la turbina en todo el rango de potencias definidas en el párrafo anterior, tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación a fin de encontrar una expresión simple de utilizar y que considere los factores que afectan a la eficiencia y que hasta el momento no se han considerado en otros trabajos ampliamente referenciados.

Para el desarrollo del nuevo modelo se toman como base los datos presentados por Transamerica DeLaval (1983) y que posteriormente tomaron Peterson y Mann (1985). Los grupos de turbinas que se toman en cuenta incluyen, por ejemplo, turbinas de contrapresión con una o varias extracciones y turbinas a condensación, de múltiples etapas, como se muestra en la Figura 3.1.

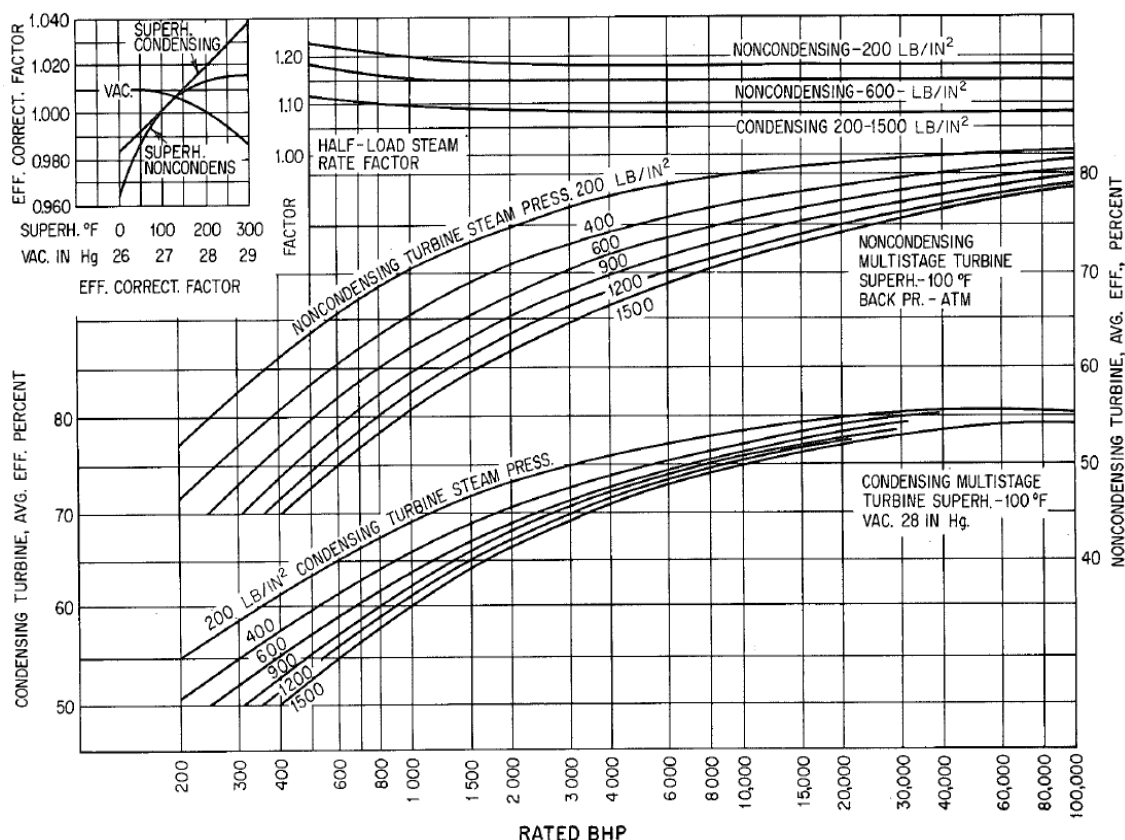


Figura 3.1. Curvas de eficiencia vs potencia de eje. Transamerica DeLaval (1983)

El rendimiento a carga parcial de una turbina de vapor es más difícil de estandarizar que el rendimiento a carga nominal o carga plena por la razón de que los fabricantes siempre presentan las características de la turbina a plena carga. Por lo tanto, para el desarrollo de este modelo se considera una turbina hipotética a contrapresión que puede operar de 0.745 MW a 74.5 MW (1,000 bhp a 100,000 bhp) y una turbina hipotética a condensación que puede operar de 0.745 MW a 30 MW (1,000 bhp a 40,000 bhp), siendo las potencias intermedias entre estos rangos consideradas como cargas parciales para cada condición de vapor a la entrada de la turbina tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación, tal como se presenta en la Figura 3.1. Esto es, se supondrá que dichas turbinas hipotéticas tendrán el rango de generación antes especificado para cada condición de vapor a la entrada de la turbina, siendo las potencias de eje intermedias consideradas como cargas parciales, entre 0.745 MW y 74.5 MW (1,000 bhp a 100,000 bhp) para turbinas a contrapresión y de entre 0.745 MW a 30 MW (1,000 bhp a 40,000 bhp) para turbinas a condensación.

Las curvas que se presentan en la Figura 3.1 están generadas para un sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina de $37.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($100\text{ }^{\circ}\text{F}$) con respecto a la temperatura de saturación correspondiente para cada presión de vapor de entrada. Es decir, el sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina es $T_{ent} - T_{ent,sat} = 37.7^{\circ}\text{C}$, por lo que el nuevo modelo debe de considerar un factor de corrección a la eficiencia por sobrecalentamiento del vapor, FC_{SC} , para situaciones en las cuales el sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina sea diferente a $37.7\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($100\text{ }^{\circ}\text{F}$). Este factor de corrección aplicará para los dos tipos de turbinas analizadas.

De igual forma, las curvas de la Figura 3.1 están generadas para una presión de salida de la turbina de 0.1013 MPa (1 atm), por lo que primero se deberán de corregir por el efecto que tiene la relación de presiones entre la entrada y la salida de la turbina en la eficiencia para las curvas dadas, y ya corregidas, posteriormente se deberá de generar un factor de corrección por relación de presiones, FC_{RP} , para corregir la eficiencia cuando la relación de presiones entre la entrada y salida de la turbina sean diferentes a la relación de presiones para la cual fueron generadas las curvas originalmente.

Para el caso de las turbinas a condensación, las curvas de la Figura 3.1 se generan para una presión de vacío de 0.0948 MPa (28 inHg) por lo que se deberá tomar en cuenta un factor de corrección a la eficiencia, FC_{VAC} , para cuando la presión de vacío sea diferente a la que fueron generadas las curvas originalmente.

El nuevo modelo propuesto además de ser lineal y considerar los factores de corrección por las diferentes variables que afectan a la eficiencia de la turbina será función de las variables fácilmente medibles de la turbina tales como presión de entrada a la turbina, la presión de salida de la turbina, el flujo másico de vapor que atraviesa la turbina o bien, la carga térmica que suministra la turbina al proceso.

Para facilitar el análisis de las turbinas de vapor con múltiples extracciones (turbinas complejas), éstas se consideran como el conjunto de varias turbinas operando en serie de tal manera que permitan analizarlas de manera individual. Por lo tanto, siguiendo con este razonamiento, las

condiciones de salida del primer cuerpo de turbina analizado serán las condiciones de entrada del segundo cuerpo de turbina analizado y así sucesivamente. Las condiciones del vapor que entra a la turbina (P_{ent} y T_{ent}) siempre son conocidas ya que son definidas por el sistema de generadores de vapor que alimentaran a la(s) turbina(s) en el sitio total. Figura 3.2

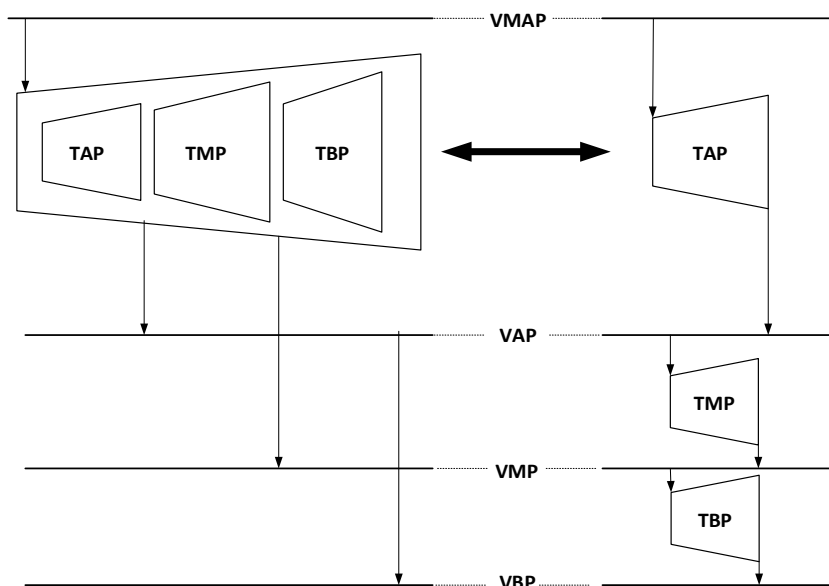


Figura 3.2 Descomposición de una turbina compleja (múltiples extracciones).

La potencia que presenta la gráfica de la Figura 3.1 se refiere a la potencia de eje, por lo que para turbinas que producen energía eléctrica, las pérdidas mecánicas y eléctricas en el generador eléctrico deben ser consideradas y definir una expresión que permita determinar dichas pérdidas como una función del tamaño de la turbina.

3.3 NUEVO MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONTRAPRESION.

En esta sección se presenta el desarrollo del modelo termodinámico para turbinas a contrapresión. Se comienza con la reproducción de las curvas de eficiencia vs potencia de eje que se presentan en la Figura 3.1 para este tipo de turbinas.

3.3.1 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA BASE PARA TURBINAS A CONTRAPRESION.

La metodología consiste primero en digitalizar las curvas y posteriormente discretizarlas en el software Engauge®, el cual permite extraer datos de una gráfica para después almacenarlos y procesarlos. Figura 3.3.

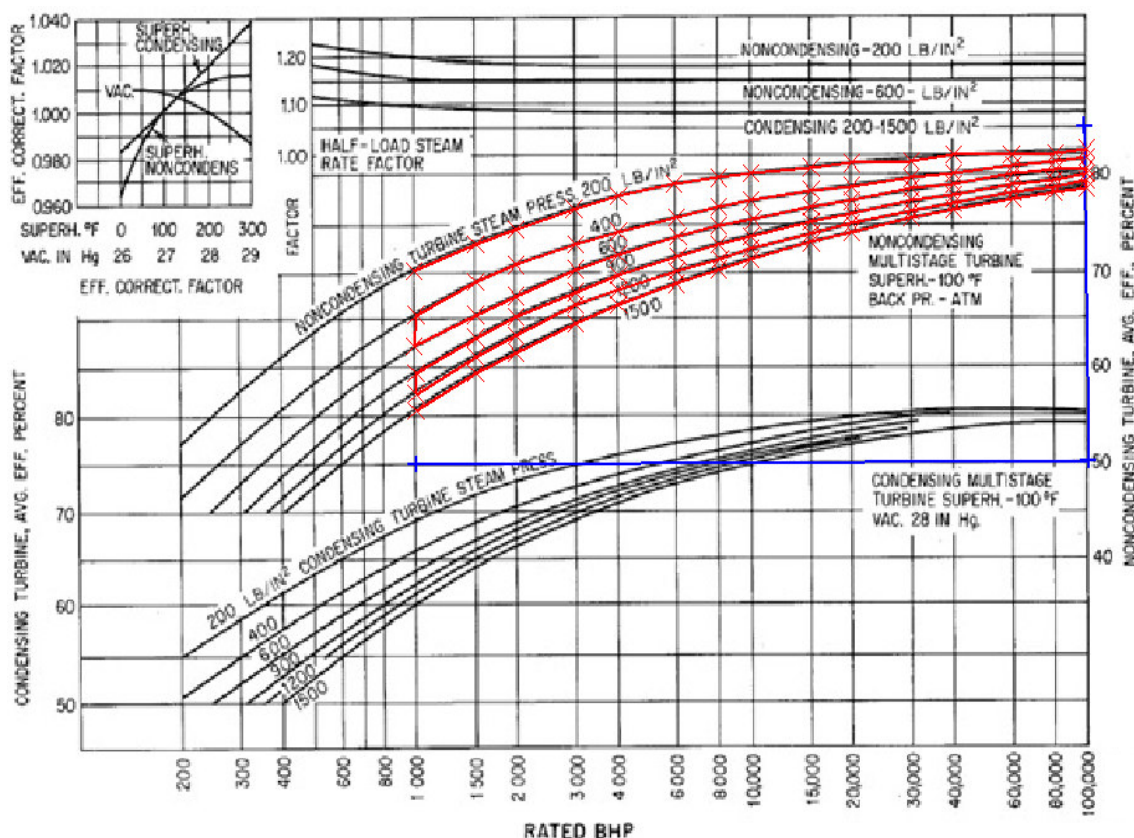


Figura 3.3 Digitalización de las curvas eficiencia vs potencia de eje turbinas a contrapresión.

Las curvas de la Figura 3.1 están desarrolladas para presiones de vapor de entrada a la turbina, P_{ent} , de 1500, 1200, 900, 600, 400 y 200 lb/in² manométricas. Las presiones del vapor en este trabajo se manejan como absolutas y expresadas en Megapascuales (MPa), por lo tanto, las presiones equivalentes de las curvas son: 10.44, 8.37, 6.30, 4.24, 2.86 y 1.48 MPa.

Con las curvas digitalizadas y discretizadas se extrajeron los datos de la eficiencia base para cada una de las presiones de entrada para el rango de potencia de eje, \dot{W}_{mec} , de 0.745 MW a 74.5 MW (1,000 bhp a 100,000 bhp).

Tabla 3.1. Obtención de datos eficiencia base de la Figura 3.1 para turbinas a contrapresión del nuevo modelo termodinámico.

	$P_{ent}=10.44$ [MPa]	$P_{ent}=8.37$ [MPa]	$P_{ent}=6.30$ [MPa]	$P_{ent}=4.24$ [MPa]	$P_{ent}=2.86$ [MPa]	$P_{ent}=1.48$ [MPa]
\dot{W}_{mec}	η_{BASE}					
74.57	0.7875	0.7923	0.8000	0.8057	0.8163	0.8260
59.66	0.7846	0.7884	0.7944	0.8000	0.8122	0.8250
44.74	0.7769	0.7817	0.7888	0.7972	0.8076	0.8221
29.82	0.7653	0.7711	0.7796	0.7923	0.8000	0.8192
22.37	0.7557	0.7634	0.7722	0.7833	0.7972	0.8153
14.91	0.7413	0.7500	0.7615	0.7740	0.7888	0.8115
11.18	0.7346	0.7403	0.7518	0.7666	0.7833	0.8086
7.46	0.7144	0.7250	0.7384	0.7537	0.7731	0.8000
5.96	0.7038	0.7144	0.7288	0.7480	0.7675	0.7972
4.47	0.6876	0.7000	0.7163	0.7365	0.7572	0.7900
2.98	0.6642	0.6806	0.6979	0.7192	0.7413	0.7790
2.23	0.6461	0.6632	0.6802	0.7019	0.7298	0.7681
1.49	0.6173	0.6346	0.6520	0.6750	0.7086	0.7471
1.1	0.5961	0.6125	0.6307	0.6541	0.6895	0.7317
0.745	0.5567	0.5759	0.5961	0.6211	0.6552	0.7038

Con los datos de eficiencia base de la turbina para todos los casos de presión de vapor a la entrada se recrean las curvas.

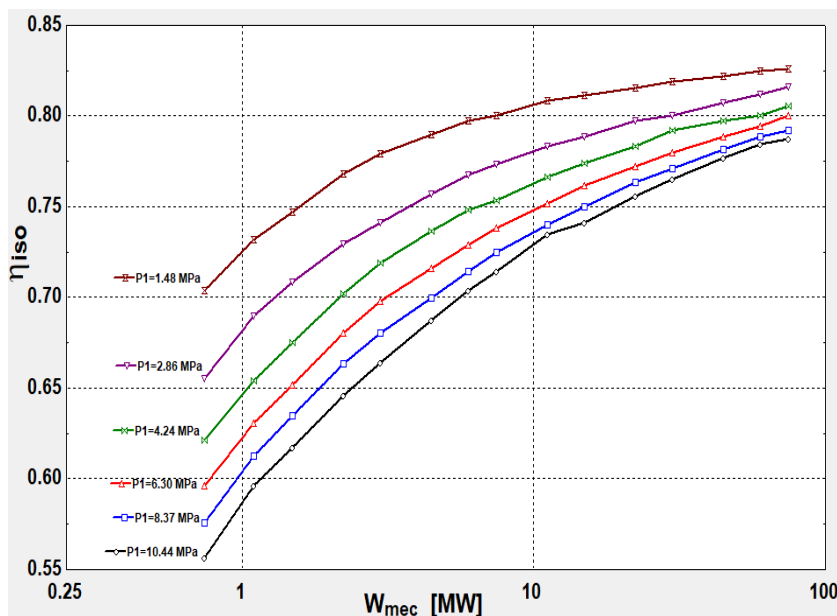


Figura 3.4 Reproducción de las curvas eficiencia vs potencia de eje para turbinas a contrapresión para $0.745 \text{ MW} \leq \dot{W}_{mec} \leq 74.5 \text{ MW}$.

La Figura 3.4 muestra la reconstrucción de las curvas de eficiencia base vs potencia de eje para las diferentes presiones de vapor a la entrada de la turbina, P_{ent} , recordando que estas graficas están generadas para un sobrecalentamiento fijo del vapor a la entrada de la turbina de 37.7°C (100°F) y una presión fija de salida de la turbina de 0.1013 MPa (1 atm).

La eficiencia mostrada en la Figura 3.4, de acuerdo con las condiciones del vapor a las cuales están calculadas las curvas, se considera una eficiencia base, por lo que en la sección 3.3.4 se corregirán las curvas de eficiencia base por la relación de presiones que corresponde a cada curva y así determinar las curvas de eficiencia que serán utilizadas para el desarrollo del nuevo modelo, para lo cual, en las siguientes secciones, se hace el desarrollo de los factores de corrección.

3.3.2 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR RELACION DE PRESIONES, FC_{RP} : TURBINAS A CONTRAPRESION.

Dentro de los factores por los cuales se debe de corregir la eficiencia de una turbina, de acuerdo con la investigación presentada por Bahadori y Vuthaluru (2010), se encuentra la relación de presiones. La relación de presiones, RP , en una turbina de vapor a contrapresión se define como la

relación entre la presión del vapor a la salida (P_{sal}) y la presión del vapor a la entrada de la turbina (P_{ent}).

$$RP = \frac{P_{sal}}{P_{ent}} \quad (3.1)$$

Se debe de considerar que para turbinas con más de una extracción la presión de entrada para el segundo cuerpo será la presión de salida del primero y así sucesivamente. Bahadori y Vuthaluru (2010) presentan el efecto de la relación de presión sobre la eficiencia en una turbina de vapor a contrapresión para presiones de vapor de entrada hasta de 12 MPa. Figura 3.5.

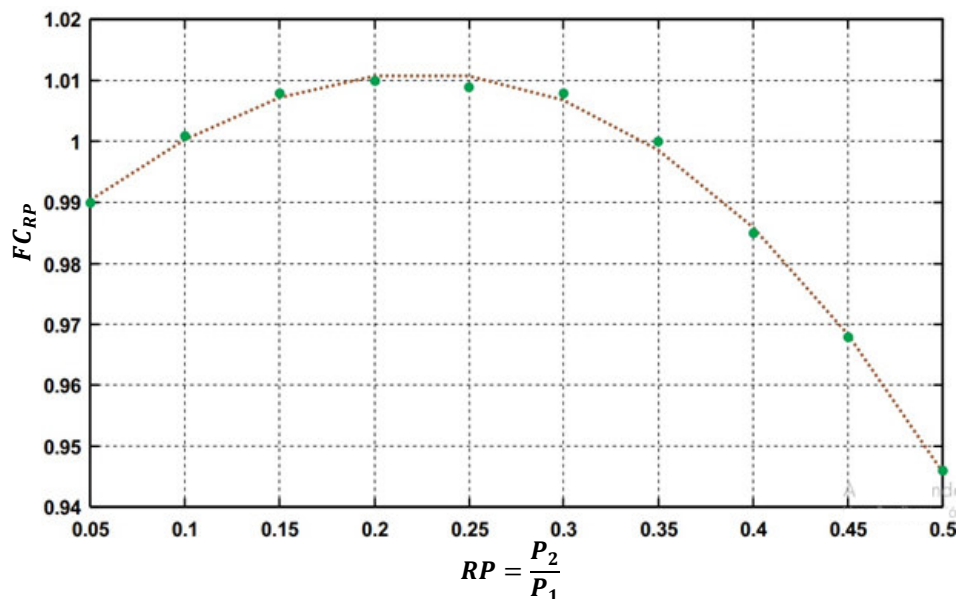


Figura 3.5. Efecto de la relación de presión en la eficiencia de turbina a contrapresión. Bahadori y Vuthaluru (2010)

Para poder encontrar una expresión matemática que permita prescindir de la Figura 3.5 y facilite corregir la eficiencia para el nuevo modelo termodinámico, al igual que para las curvas de eficiencia base de la Figura 3.1, la curva se digitaliza y se discretiza en el software Engauge®. Con esto es posible reconstruir la curva y a su vez generar la nueva que, posteriormente, permita realizar una regresión de los datos para poder definir la expresión matemática para FC_{RP} .

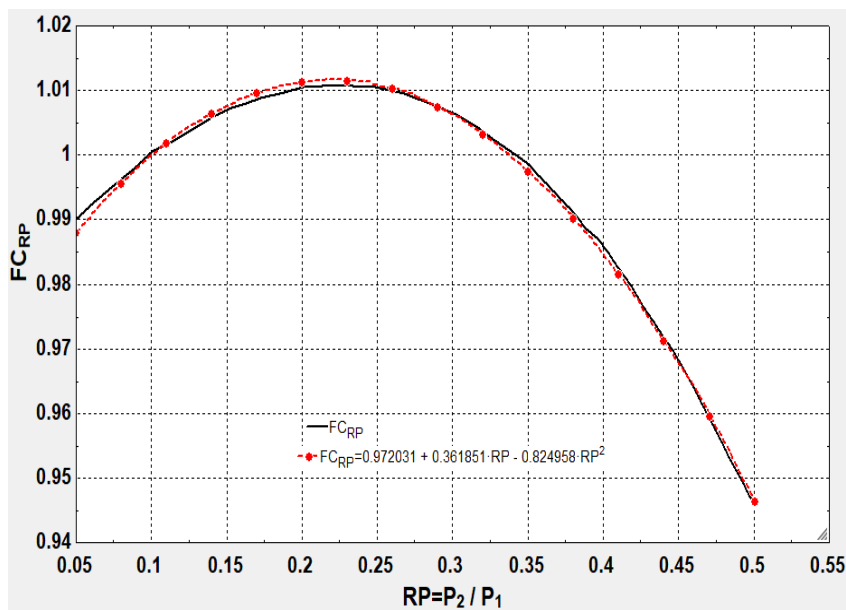


Figura 3.6. Reproducción de la curva FC_{RP} para turbinas a contrapresión.

Con la relación de presiones, RP , caracterizada en la Figura 3.6, se realizó una donde se obtiene un polinomio de regresión con un coeficiente de determinación (R^2) de 0.9985, lo cual indica que el polinomio generado se apega bastante a los datos de la curva de la Figura 3.6. Por lo tanto, el factor de corrección a la eficiencia por relación de presiones para turbinas a contrapresión se expresa en la siguiente ecuación.

$$FC_{RP} = 0.972031 + 0.361851 * RP - 0.824958 * RP^2 \quad (3.2)$$

Donde $RP = \frac{P_{ent}}{P_{sal}}$

3.3.3 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR, FC_{SC} : TURBINAS A CONTRAPRESION.

Como se observa en la Figura 3.1, las curvas deben ser corregidas para cuando el sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina es diferente de 37.7°C (100°F) con respecto a la temperatura de saturación para cada una de las presiones dadas. Para el sobrecalentamiento del vapor, Transamerica DeLaval (1983) propone un factor de corrección a la eficiencia base para un

rango de sobrecalentamiento hasta 148.8 °C (300°F). Por otra parte, Bahadori y Vuthaluru (2010) también presentan un factor de corrección con un rango de sobrecalentamiento más amplio de 226.85°C (500K) por lo que para este caso tomaremos la gráfica que proponen estos últimos autores.

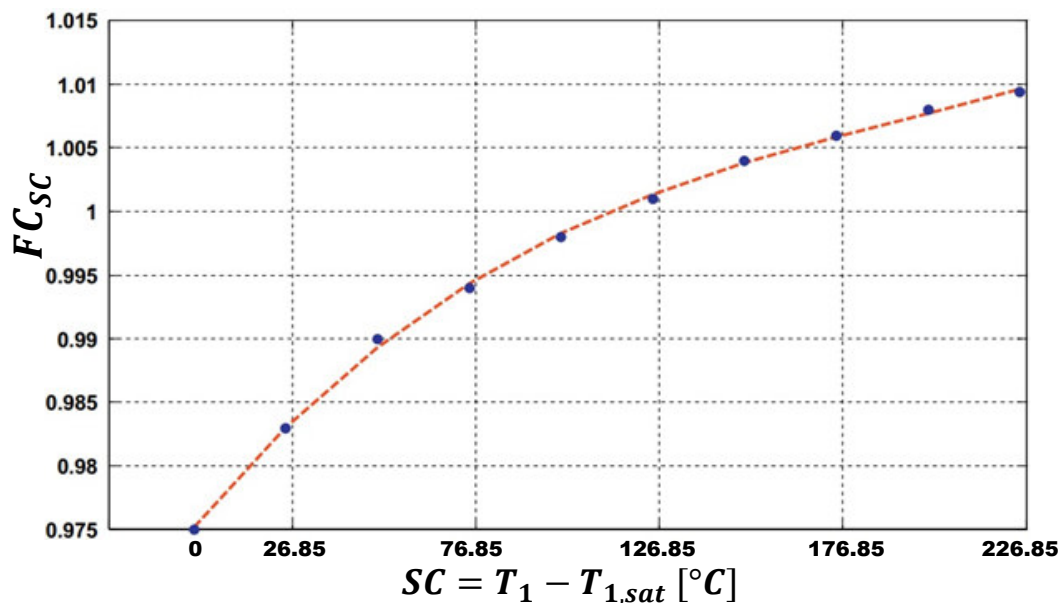


Figura 3.7. Efecto del sobrecalentamiento del vapor en la eficiencia de turbina a contrapresión. Bahadori y Vuthaluru (2010).

Al igual que la metodología utilizada para determinar el factor de corrección por relación de presiones, la curva del factor de corrección a la eficiencia base por el sobrecalentamiento del vapor se digitaliza y se discretiza en el software Engauge®. Con esto se reconstruyó la curva realizando también una regresión cuadrática para definir la expresión matemática para FC_{SC} , la cual se muestra en la Figura 3.8.

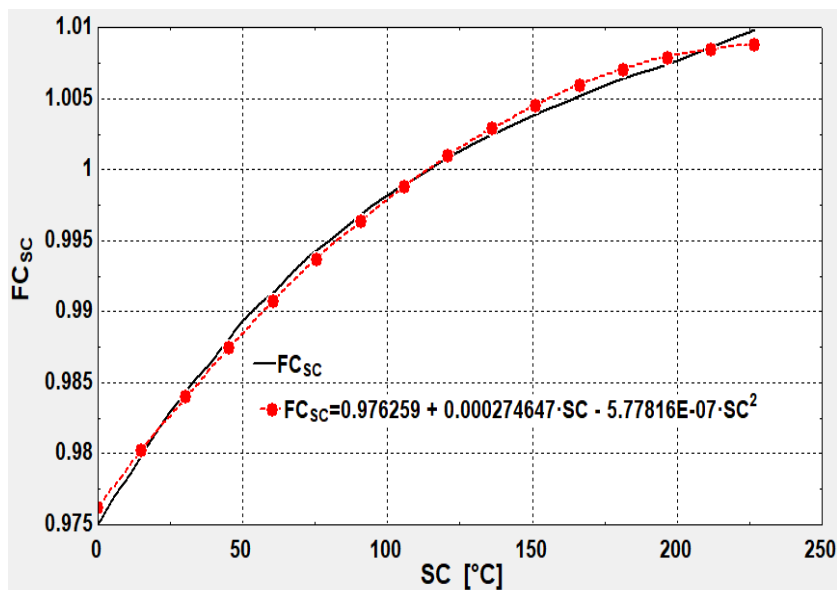


Figura 3.8. Reproducción de la curva FC_{SC} para turbinas a contrapresión.

La regresión de los datos obtenida de la curva de la Figura 3.8 arrojó un polinomio con coeficiente de determinación (R^2) de 0.9967, lo cual indica que el polinomio obtenido se apega bastante a los datos de la curva. Por lo tanto, el factor de corrección a la eficiencia, por sobrecalentamiento de vapor para turbinas a contrapresión se expresa de la siguiente manera:

$$FC_{SC} = 0.976259 + 0.000274647 * SC - 5.77816x10^{-7} * SC^2 \quad (3.3)$$

Donde $SC = T_{ent} - T_{ent,sat}$

3.3.4 CORRECCION DE LAS CURVAS DE EFICIENCIA BASE POR RELACION DE PRESIONES.

Como ya se mencionó, las curvas de la Figura 3.1 para turbinas a contrapresión están desarrolladas para una presión de salida constante de 0.1013 MPa (1 atm) para todas las presiones de entrada consideradas. Por tal motivo, para poder desarrollar el nuevo modelo, es necesario ajustar dichas curvas a la corrección por la relación de presiones correspondiente. La Tabla 3.2 presenta la relación de presiones para cada caso de las curvas de la Figura 3.1 y su correspondiente factor de corrección para la eficiencia (ecuación 3.2).

Tabla 3.2. Relación de presiones para la corrección de la eficiencia base.

P_{ent} [MPa]	P_{sal} [MPa]	RP	$FC_{RP,BASE}$
10.44	0.1013	0.009703	0.9755
8.37	0.1013	0.01210	0.9763
6.30	0.1013	0.01607	0.9776
4.24	0.1013	0.02389	0.9802
2.86	0.1013	0.03541	0.9838
1.48	0.1013	0.06844	0.9929

Con los datos anteriores, es posible recalculer la eficiencia base corregida por la relación de presiones. La eficiencia base se corrige de acuerdo con la siguiente expresión.

$$\eta_{BASE,CORR,RP} = \eta_{BASE} * FC_{RP,BASE} \quad (3.3)$$

La eficiencia base, η_{BASE} , de la Tabla 3.1 se por el factor de corrección correspondiente de la Tabla 3.2 para cada presión de entrada, por tanto, la Tabla 3.3 presenta la eficiencia base corregida por la relación de presiones base considerando una presión de salida para todos los casos de $P_{sal} = 0.1013$ MPa.

Tabla 3.3. Eficiencia base corregida por la relación de presiones base.

	$P_1=10.44$ [MPa]	$P_1=8.37$ [MPa]	$P_1=6.30$ [MPa]	$P_1=4.24$ [MPa]	$P_1=2.86$ [MPa]	$P_1=1.48$ [MPa]
\dot{W}_{mec}	$\eta_{BASE,CORR,RP}$					
74.57	0.7682	0.7735	0.7821	0.7897	0.8031	0.8201
59.66	0.7654	0.7697	0.7766	0.7842	0.7990	0.8191
44.74	0.7579	0.7632	0.7711	0.7814	0.7945	0.8163
29.82	0.7466	0.7528	0.7621	0.7766	0.7870	0.8134
22.37	0.7372	0.7453	0.7549	0.7678	0.7843	0.8095
14.91	0.7231	0.7322	0.7444	0.7587	0.7760	0.8057
11.18	0.7166	0.7228	0.7350	0.7514	0.7706	0.8029
7.46	0.6969	0.7078	0.7219	0.7388	0.7606	0.7943
5.96	0.6866	0.6975	0.7125	0.7332	0.7551	0.7915
4.47	0.6708	0.6834	0.7003	0.7219	0.7449	0.7844
2.98	0.6479	0.6645	0.6823	0.7050	0.7293	0.7735
2.23	0.6303	0.6475	0.6650	0.6880	0.7180	0.7626
1.49	0.6022	0.6196	0.6374	0.6616	0.6971	0.7418
1.1	0.5815	0.5980	0.6166	0.6411	0.6783	0.7265

0.745	0.5431	0.5623	0.5827	0.6088	0.6446	0.6988
-------	--------	--------	--------	--------	--------	--------

Con los datos obtenidos de la Tabla 3.3 se obtienen las nuevas curvas de eficiencia corregidas a la relación de presiones para el caso base donde la presión de salida es de 0.1013 MPa (1 atm).

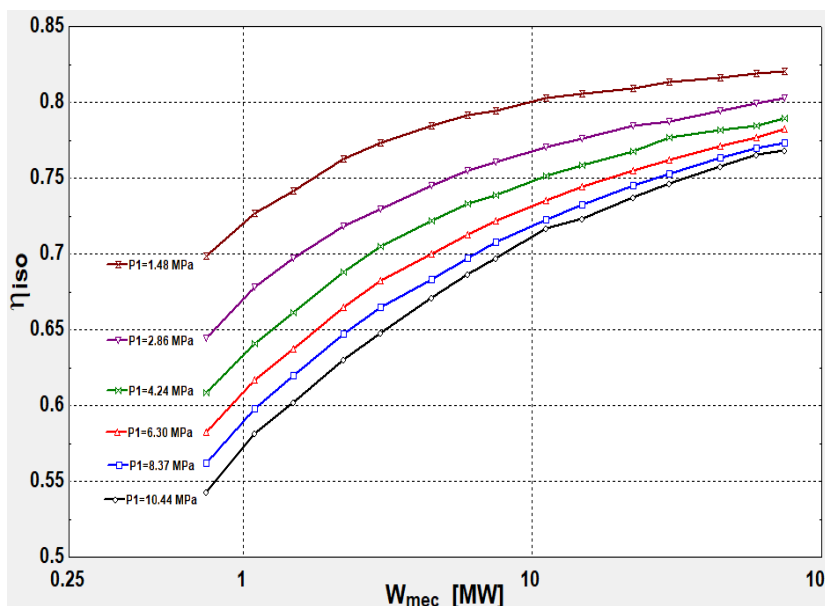


Figura 3.9 Eficiencia base corregida por relación de presiones basada en $P_2=0.1013$ MPa. Turbinas a contrapresión para $0.745 \leq \dot{W}_{mec} \leq 74.5$ MW.

3.3.5 DESARROLLO DEL MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONTRAPRESION.

Con las curvas de eficiencia vs potencia de eje corregidas por la relación de presiones base, es decir, la corrección hecha a las curvas para cada presión de entrada seleccionada y la presión de salida de 0.1013 MPa (1 atm), constante para todos los casos, que muestra la Figura 3.9, por lo tanto, es posible determinar el nuevo modelo termodinámico para las turbinas a contrapresión.

En la Sección 3.2, se mencionó que el modelo termodinámico propuesto se desarrolla mediante expresiones lineales simples que relacionen la eficiencia y potencia de eje de la turbina en el rango de potencia definido.

La consideración de una relación lineal del comportamiento entre la potencia y eficiencia de la turbina se lleva a cabo a fin de obtener expresiones más simples de utilizar y fáciles de resolver, de tal manera, que permitan aplicar un método corto para los cálculos y prescindir de expresiones complejas que pueden ocasionar desviaciones a la hora de realizar las estimaciones o predicciones.

En los trabajos estudiados en la literatura que se basan en los datos presentados por Transamerica DeLaval (1983), las curvas son linealizadas realizando algunos arreglos matemáticos de tal manera que les permite considerar todo el rango de potencia. Esta consideración puede acarrear grandes desviaciones considerando que el rango de potencias es bastante amplio y que la gráfica es una curva logarítmica.

De acuerdo con lo anterior, y para demostrar la validez de tratar el comportamiento lineal entre la eficiencia y la potencia de una turbina de vapor, en este trabajo se definen tres rangos de potencia que permiten hacer más válida la consideración de comportamiento lineal.

El sustento para considerar la linealidad de dichas variables consiste en que, para cada curva de eficiencia vs potencia generada en cada uno de los rangos de potencia de eje definidos, nuevamente se generaran las curvas de la Figura 3.9 para cada presión de entrada a la turbina, P_{ent} , posteriormente, a cada curva se le realiza una regresión lineal y se comprueba el grado de ajuste a través de su coeficiente de determinación, R^2 , que se obtiene de la regresión, el cual es una medida de qué tan bien están correlacionadas las dos variables (eficiencia y potencia).

La regresión deberá cumplir con la restricción de que R^2 será lo más aproximado a la unidad ($R^2 \approx 1$). De tal manera que, si cada una de las ecuaciones de cada regresión cumple con la restricción, es válido entonces considerar el comportamiento lineal entre la eficiencia y la potencia de la turbina en el rango analizado. Para el desarrollo del nuevo modelo se considera que es válido un comportamiento lineal entre la eficiencia y la potencia si se cumple que $0.85 \leq R^2 \leq 1$.

En las gráficas que se generan a continuación para comprobar y determinar las regresiones que correlacionen la eficiencia (ordenadas) vs la potencia generada (abscisas) sigue graficándose de forma logarítmica, pero en rangos de potencia mecánica menores.

A continuación, se presenta la gráfica de las curvas de descomposición que fueron generadas para tres rangos de potencia a fin de obtener las regresiones correspondientes para el desarrollo del nuevo modelo.

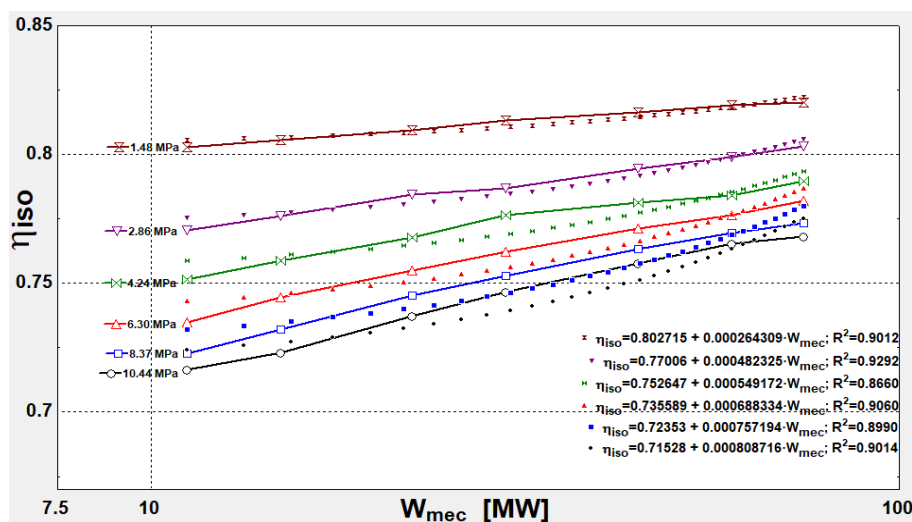


Figura 3.10 Rango I de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a contrapresión para 11.18 MW < \dot{W}_{mec} ≤ 74.5 MW.

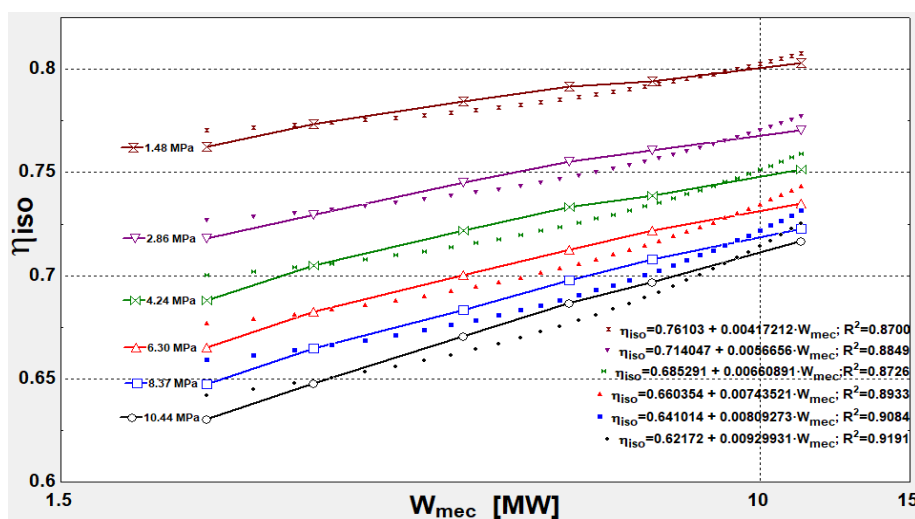


Figura 3.11 Rango II de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a contrapresión para 2.23 MW < \dot{W}_{mec} ≤ 11.18 MW.

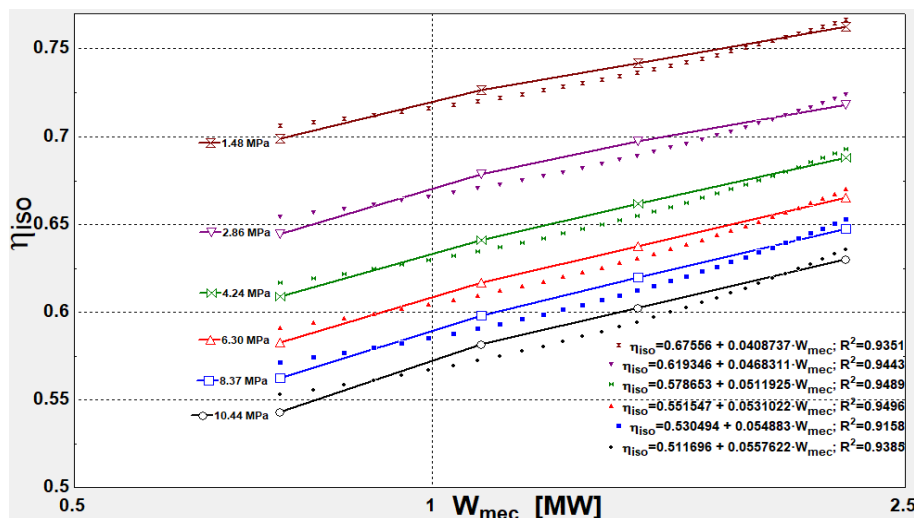


Figura 3.12 Rango III de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a contrapresión para $0.745 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 2.23 \text{ MW}$.

La Tabla 3.4 presenta los rangos de potencia en los cuales se dividió el rango completo considerado. La definición de cada uno de los rangos se basó en considerar el mayor intervalo de potencia de tal manera que se obtuviera la menor cantidad de rangos y, verificar que en dichos intervalos de potencia y rangos el comportamiento eficiencia vs potencia generada fuese lo más lineal posible, es decir, que $R^2 \approx 1$.

Tabla 3.4. Rangos de potencia para el desarrollo del nuevo modelo de turbinas a contrapresión.

Rango	Potencia
I	$11.18 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 74.5 \text{ MW}$
II	$2.23 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 11.18 \text{ MW}$
III	$0.745 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 2.23 \text{ MW}$

A través de las Figuras 3.10 a 3.12 se obtienen las regresiones para cada curva en cada uno de los tres rangos de potencia definidos. Las ecuaciones lineales obtenidas de la regresión presentan un coeficiente de determinación, R^2 , en un rango entre 0.86 y 0.94, por lo que se justifica el considerar el comportamiento lineal entre la eficiencia y potencia en los rangos de potencia establecidos.

Ahora bien, de las gráficas de las Figuras 3.10 a 3.12 para cada presión de vapor de entrada a la turbina, P_{ent} , se tiene una ecuación lineal que relaciona la eficiencia y la potencia mecánica de la turbina de la siguiente forma.

$$\eta_{iso} = A + B * \dot{W}_{mec} \tag{3.4}$$

Donde A y B son constantes que dependen de la presión de vapor de entrada a la turbina, P_{ent} . De manera similar a lo propuesto por Medina y Picón (2010), para cada rango de potencia se realiza una regresión de A y B de tal manera que se correlacionen con la presión de vapor de entrada a la turbina, P_{ent} , para obtener una sola expresión de A y B para el rango de potencia correspondiente. En las siguientes gráficas se presentan dichas regresiones para cada uno de los rangos de potencia.

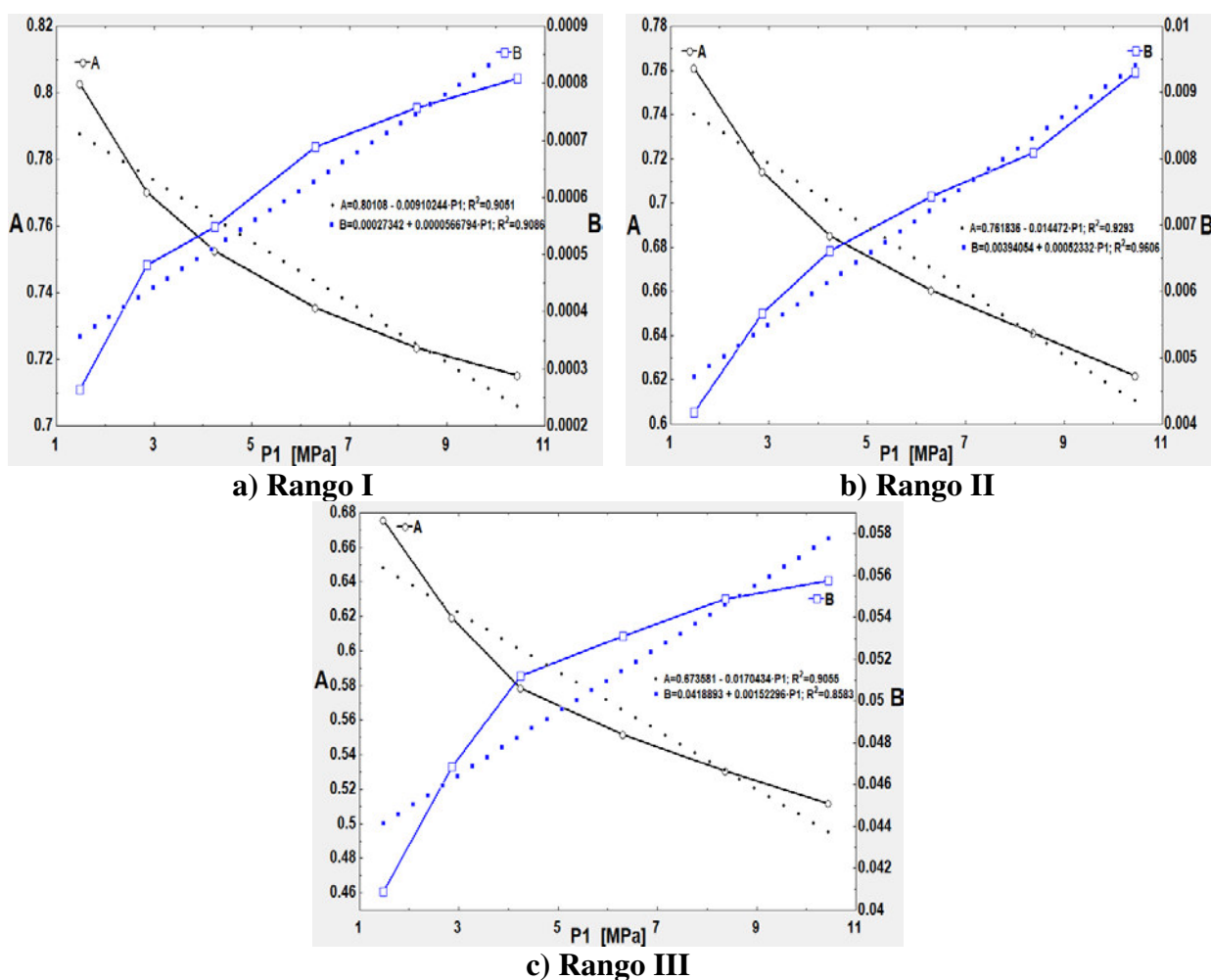


Figura 3.13. Regresión de los coeficientes A y B para turbinas a contrapresión.

De la Figura 3.13 todas las regresiones de las constantes A y B son lineales y tienen un coeficiente de aproximación, R^2 , en el rango de 0.85 a 0.96. La Tabla 3.5 presenta el valor de las constantes A y B para los tres rangos de potencia de turbinas a contrapresión definidos como una función de la presión de vapor a la entrada de la turbina P_{ent} .

Tabla 3.5. Valores de A y B para turbinas a contrapresión.

Rango	A	B
I	$0.80108 - 0.00910244P_{ent}$	$0.00027342 + 0.0000566794P_{ent}$
II	$0.761836 - 0.014472P_{ent}$	$0.00394054 + 0.00052332P_{ent}$
III	$0.673581 - 0.0170434P_{ent}$	$0.0418893 + 0.00152296P_{ent}$

Ahora bien, tomando como base las ecuaciones que definen el comportamiento térmico de una turbina, Moran y Shapiro (2004) definen la eficiencia isoentrópica de una turbina como:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{ent} - h_{sal}}{h_{ent} - h_{sal,iso}} \quad (3.5)$$

Aplicando las correcciones a la eficiencia determinadas en secciones anteriores por sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina, FC_{SC} , y por la relación de presiones entre la entrada y salida de la turbina, FC_{RP} , la Ecuación 3.5 se describe de la siguiente forma:

$$\eta_{iso} = \frac{h_{ent} - h_{sal}}{h_{ent} - h_{sal,iso}} FC_{RP} FC_{SC} \quad (3.6)$$

Donde h es la entalpia específica y los subíndices ent y sal se refieren a las condiciones de entrada y salida del vapor de la turbina respectivamente y $h_{sal,iso}$ es la entalpia específica isoentrópica a la salida de la turbina.

Para la potencia mecánica, haciendo un balance de energía en la turbina y despreciando transferencia de calor desde la turbina hacia los alrededores y viceversa, además de despreciar cambios en la energía cinética y potencial entre la entrada y la salida de la turbina, la potencia generada se puede determinar de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{mec} = \dot{m}(h_{ent} - h_{sal}) ; \frac{\dot{W}_{mec}}{\dot{m}} = h_{ent} - h_{sal} \quad (3.7)$$

Sustituyendo la Ecuación 3.4 en la 3.6.

$$A + B\dot{W}_{mec} = \frac{h_{ent} - h_{sal}}{h_{ent} - h_{sal,iso}} FC_{RP}FC_{SC} \quad (3.8)$$

Finalmente, sustituyendo la Ecuación 3.7 en la Ecuación 3.8 y resolviendo para \dot{W}_{mec} .

$$\dot{W}_{mec} = \frac{A\Delta h_{iso}\dot{m}}{FC_{RP}FC_{SC} - B\Delta h_{iso}\dot{m}} \quad (3.9)$$

Las Ecuaciones 3.6 y 3.9 describen los parámetros de eficiencia y potencia para turbinas a contrapresión.

Donde:

$\Delta h_{iso} = h_{ent} - h_{sal,iso}$, es el diferencial de entalpia isoentrópica (MJ/kg). En este trabajo se determina mediante el uso de tablas termodinámicas.

h_{ent} : es la entalpia específica (MJ/kg) definida por las condiciones de presión y temperatura del vapor a la entrada de la turbina, P_{ent} y T_{ent} . En este trabajo se determina mediante el uso de tablas termodinámicas.

\dot{m} : es el flujo másico de vapor (kg/s) que atraviesa la turbina bajo análisis.

El valor del flujo másico de vapor que atraviesa la turbina es definido por el problema o bien, se estima a partir de la cantidad de carga térmica que la turbina suministra al proceso y suponiendo que el vapor de salida de la turbina cede totalmente el calor al proceso hasta regresar al ciclo como líquido saturado.

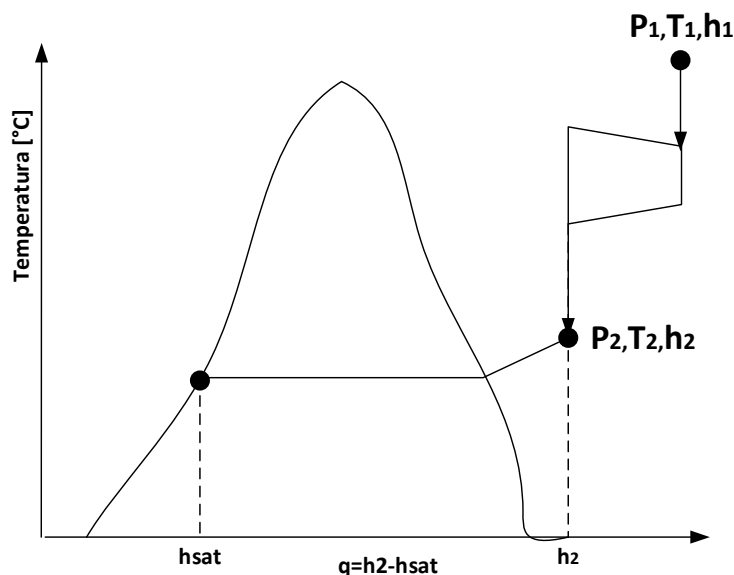


Figura 3.14. Diagrama de calor para la estimación del flujo másico a través de una turbina como función del calor suministrado al proceso.

El calor específico, q , suministrado al proceso es la diferencia entre la entalpía de salida de la turbina y la entalpía de saturación del líquido a las condiciones de presión de salida de la turbina. Por lo tanto, la potencia o carga térmica al proceso, $\dot{Q}_{proceso}$, es el producto del flujo másico de vapor y del calor específico suministrado al proceso.

$$\dot{Q}_{proceso} = \dot{m}q = \dot{m}(h_{sal} - h_{sal,sat}) \quad (3.10)$$

El flujo másico que atraviesa una turbina se puede determinar entonces despejándolo de la Ecuación 3.10 cuando no es previamente definido por el problema.

Las consideraciones y ecuaciones expuestas en las secciones anteriores representan la metodología del nuevo modelo termodinámico para la estimación de la potencia y eficiencia de turbinas a contrapresión. En la siguiente sección se desarrolla el modelo termodinámico para turbinas a condensación.

3.4 NUEVO MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONDENSACION.

En esta sección se desarrolla el modelo termodinámico para turbinas a condensación. El desarrollo es el mismo que el realizado para turbinas a contrapresión en donde se comienza con reproducir las curvas de eficiencia vs potencia de eje para turbinas a condensación de la Figura 3.1.

De igual manera, se proponen rangos de potencia en los cuales se supone que el comportamiento entre la eficiencia y la potencia de la turbina son lineales y se demuestra al momento de realizar la regresión de las curvas generadas y determinando que el coeficiente de determinación de las regresiones se encuentra en el rango de $0.85 \leq R^2 \leq 1$.

3.4.1 DETERMINACION DE LA EFICIENCIA BASE PARA TURBINAS A CONDENSACION.

Para definir la eficiencia base de las turbinas a condensación, se realiza la misma metodología utilizada para las turbinas a condensación, en donde primero se digitalizan las curvas de eficiencia vs potencia de eje para turbinas a condensación de la Figura 3.1 y posteriormente discretizarlas en el software Engauge®.

Las curvas para las turbinas a condensación están construidas para presiones de vapor de entrada a la turbina, P_{ent} , absolutas de: 10.44, 8.37, 6.30, 4.24, 2.86 y 1.48 MPa.

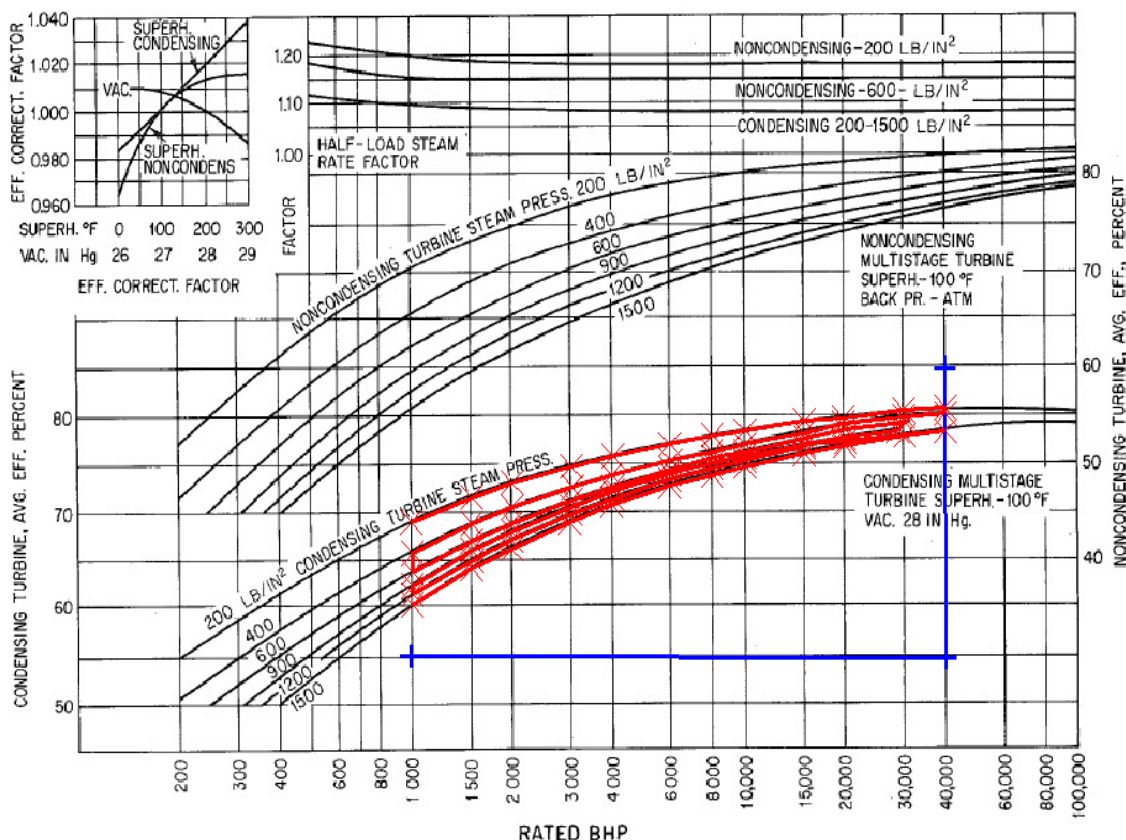


Figura 3.15 Digitalización de las curvas eficiencia vs potencia de eje para turbinas a condensación en el software Engauge®.

Con las curvas digitalizadas y discretizadas se extrajeron los datos para cada una de las presiones de entrada para el rango de potencia de eje, \dot{W}_{mec} , de 0.745 MW a 30 MW (1,000 bhp a 40,000 bhp). En este caso no fue posible extraer en un rango más amplio a mayores potencias debido a la calidad de las gráficas que impide extraer de manera precisa los datos para algunas de las presiones de entrada de vapor, por lo que se acotó al rango de potencias mencionado.

Tabla 3.6. Obtención de datos de la Figura 3.1 para turbinas a condensación del nuevo modelo termodinámico.

	$P_{ent}=10.44$ [MPa]	$P_{ent}=8.37$ [MPa]	$P_{ent}=6.30$ [MPa]	$P_{ent}=4.24$ [MPa]	$P_{ent}=2.86$ [MPa]	$P_{ent}=1.48$ [MPa]
\dot{W}_{mec}	η_{BASE}					
29.82	0.7846	0.7923	0.7942	0.7961	0.8	0.8028
22.37	0.7788	0.7826	0.7875	0.7932	0.7971	0.8
14.91	0.7692	0.773	0.7788	0.7826	0.7923	0.798
11.18	0.7619	0.7653	0.7711	0.775	0.7846	0.7932

7.46	0.748	0.7538	0.7576	0.7634	0.7711	0.7865
5.96	0.7403	0.7461	0.75	0.7538	0.7634	0.7798
4.47	0.7288	0.7326	0.7384	0.7384	0.7542	0.7711
2.98	0.7086	0.7153	0.7211	0.7259	0.7384	0.7605
2.23	0.6903	0.7	0.7076	0.7134	0.7269	0.75
1.49	0.6634	0.6721	0.6807	0.6884	0.7057	0.7326
1.1	0.6437	0.65	0.6615	0.6711	0.6894	0.7182
0.745	0.6	0.6104	0.6229	0.6179	0.6596	0.6903

Con los datos de la Tabla 3.6, se procede a recrear las curvas de eficiencia vs potencia para el rango de potencia establecido y se presentan en la Figura 3.16.

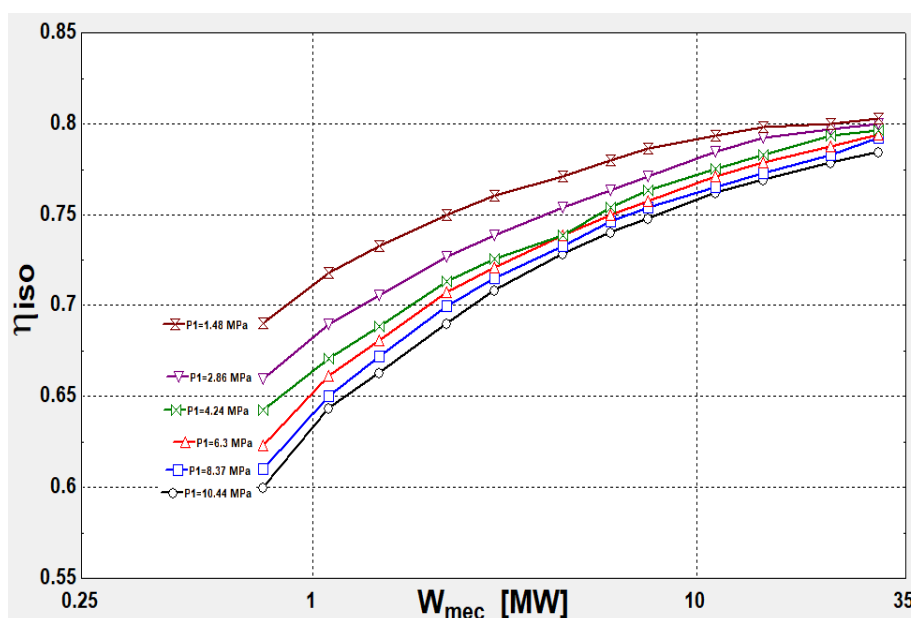


Figura 3.16 Reproducción de las curvas eficiencia vs potencia de eje para turbinas a condensación para $0.745 \text{ MW} \leq W_{mec} \leq 30 \text{ MW}$.

Las curvas de la Figura 3.16 muestran la eficiencia base vs potencia de eje para las diferentes presiones de vapor a la entrada de la turbina, P_{ent} . De igual manera que para las turbinas a contrapresión, estas curvas están generadas para un sobrecalentamiento fijo del vapor a la entrada de la turbina de 37.7°C (100°F) y una presión fija de vacío de 0.09481 MPa (28 inHg), de tal manera que se deberán de determinar los respectivos factores de corrección para cuando se tenga un sobrecalentamiento y una presión de vacío diferentes a las condiciones en las cuales fueron generadas las curvas de eficiencia base para turbinas a condensación de la Figura 3.1.

3.4.2 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR PRESION DE VACIO, FC_{VAC} : TURBINAS A CONDENSACION.

De acuerdo con lo que presenta Transamerica DeLaval (1983) la presión de vacío de una turbina a condensación tiene un efecto en su eficiencia, por lo cual, es necesario tomar en cuenta este efecto a la hora de realizar las estimaciones de eficiencia y potencia mecánica. Hasta ahora, se han tomado en cuenta los factores de corrección que propone Bahadori y Vuthaluru (2010) por el amplio rango de valores que toman en cuenta para determinar el factor de corrección tanto por sobrecalentamiento de vapor, como para la relación de presiones. Sin embargo, para turbinas a condensación no toman en cuenta la corrección a la eficiencia por presión de vacío cuando ésta es diferente a la presión a la cual fueron desarrolladas las curvas. Por lo tanto, en esta sección se tomará en cuenta la corrección propuesta por Transamerica DeLaval (1983).

En la Figura 3.17 se presenta de manera gráfica la corrección por presión de vacío que propone Transamerica DeLaval (1983).

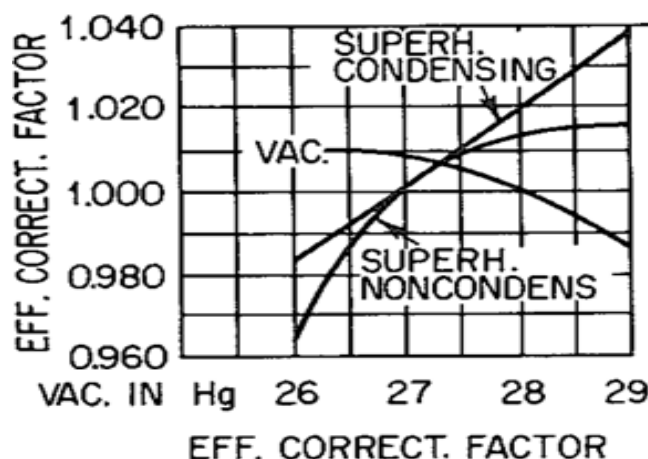


Figura 3.17. Efecto de la presión de vacío en la eficiencia turbina a condensación. Transamerica DeLaval (1983).

Para poder encontrar una expresión matemática que permita prescindir de la Figura 3.17 y facilite corregir la eficiencia para el nuevo modelo termodinámico en referencia a la presión de vacío al igual que para las curvas de eficiencia, la curva se digitaliza y se discretiza en el software

Engauge®. Posteriormente los datos extraídos se grafican y se genera la regresión para definir el factor de corrección, FC_{VAC} .

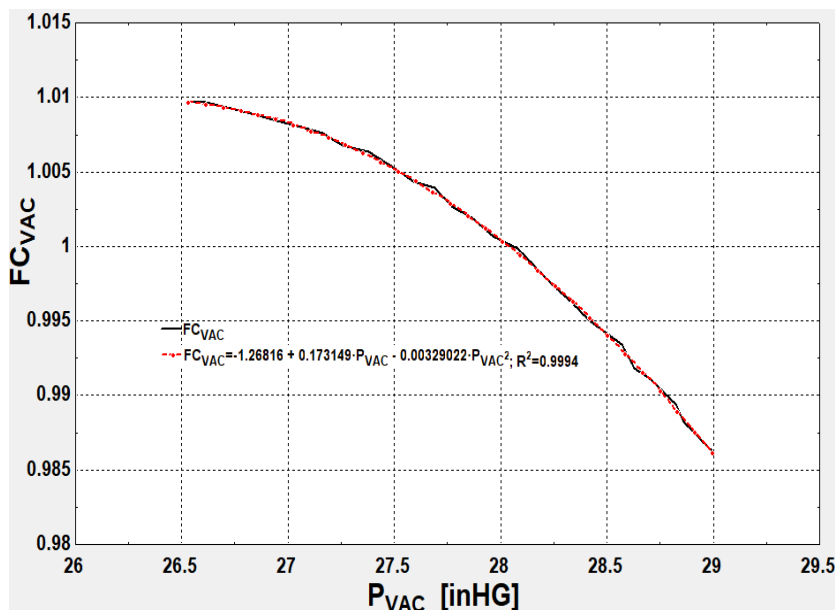


Figura 3.18. Reproducción de la curva FC_{VAC} para turbinas a condensación.

Se realizó una regresión cuadrática a la gráfica de la Figura 3.18 donde se observa que el polinomio de regresión se apega de manera bastante aceptable a la predicción de la curva con un coeficiente de determinación, R^2 , de 0.99. Por lo tanto, el factor de corrección a la eficiencia por la presión de vacío para turbinas a condensación se expresa de la siguiente forma:

$$FC_{VAC} = -1.26816 + 0.173149 * P_{VAC,man} - 0.00329022 * P_{VAC,man}^2 \quad (3.11)$$

Donde $P_{VAC,man}$ es la presión de vacío manométrica en pulgadas de mercurio, inHG. Ya que en este trabajo se consideran presiones absolutas, habrá que convertirlas a presiones de vacío manométricas para poder utilizar la Ecuación 3.11 de acuerdo con la siguiente expresión.

$$P_{VAC,man} = P_{atm} - P_{VAC,abs} [inHG] \quad (3.12)$$

Donde P_{atm} es la presión atmosférica en pulgadas de mercurio ($P_{atm} = 29.92 \text{ inHG}$)

3.4.3 CORRECCION DE LA EFICIENCIA POR SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR, FC_{SC} : TURBINAS A CONDENSACION.

Para turbinas a condensación la temperatura de vapor a la entrada a la turbina también tiene un efecto en la eficiencia, por tanto, es necesario encontrar una correlación que permita estimar tal efecto sin necesidad de recurrir a gráficas.

En el caso de las curvas de la Figura 3.16, originalmente también fueron generadas para un sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina de 37.7°C (100°F) con respecto a la temperatura de saturación para cada una de las presiones de entrada consideradas. Para el sobrecalentamiento del vapor en turbinas a condensación Transamerica DeLaval (1983) considera correcciones sólo hasta un sobrecalentamiento de 148.8°C (300°F). Por otro lado, para turbinas a condensación, Bahadori y Vuthaluru (2010) presentan un factor de corrección con un rango de sobrecalentamiento más amplio de 226.85°C (500K) por lo que también para este caso se tomará la gráfica que proponen estos últimos autores. La Figura 3.19 presenta la curva propuesta y la cual será tomada para discretizarla y generar la ecuación para el nuevo modelo.

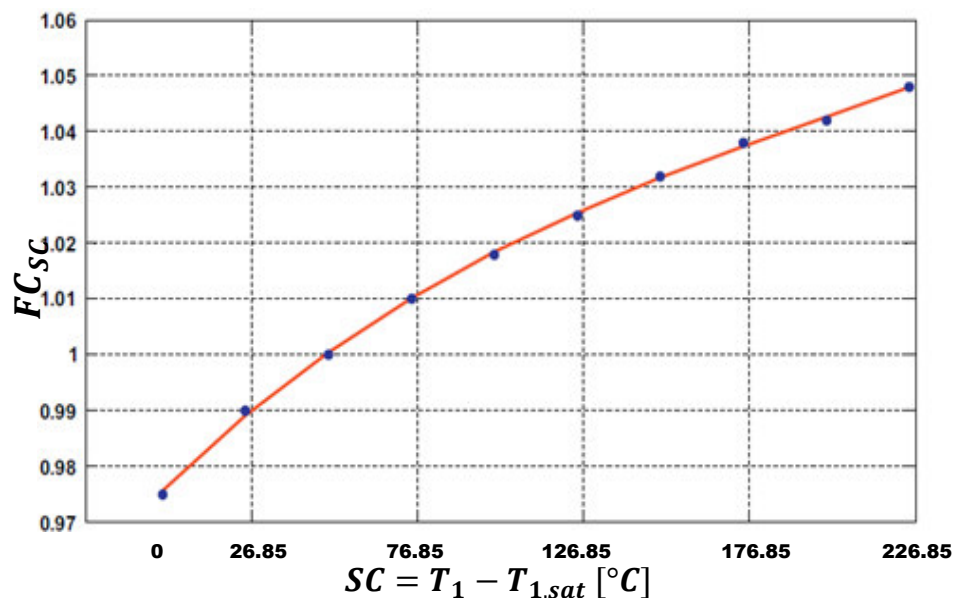


Figura 3.19. Efecto del sobrecalentamiento del vapor en la eficiencia de turbina a condensación. Bahadori y Vuthaluru (2010).

Mediante el software Engauge® se discretizó la curva de factor de corrección por sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina a condensación y se generó la nueva, realizando también una regresión para definir la expresión matemática para FC_{SC} . La Figura 3.20 presenta la recreación de la curva con su respectiva regresión.

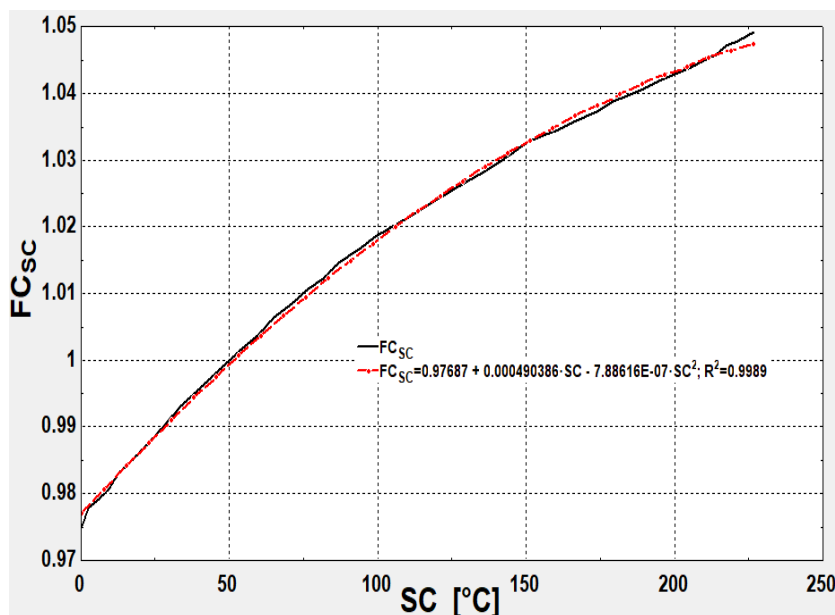


Figura 3.20. Reproducción de la curva FC_{SC} para turbinas a condensación.

La regresión cuadrática a la cual se sometió la curva de la Figura 3.20 arrojó un polinomio de regresión que se apega de manera bastante aceptable a la predicción de la curva con un coeficiente de determinación (R^2) de 0.99. Por lo tanto, el factor de corrección a la eficiencia por sobrecalentamiento de vapor para turbinas a condensación se expresa como a continuación:

$$FC_{SC} = 0.97687 + 0.000490386 * SC - 7.88616 \times 10^{-7} * SC^2 \quad (3.13)$$

Donde $SC = T_{ent} - T_{ent,sat}$

3.4.4 DESARROLLO DEL MODELO TERMODINAMICO PARA TURBINAS A CONDENSACIÓN.

El desarrollo para el nuevo modelo de turbinas a condensación se lleva a cabo de la misma manera que el desarrollado para turbinas a contrapresión, de tal manera que se considera también un comportamiento lineal entre la eficiencia y la potencia mecánica de la turbina dentro de ciertos rangos de potencia definidos. Al igual que para las turbinas a contrapresión, esta consideración es realizada con el fin de obtener expresiones más simples de utilizar y fácil de resolver, evitando grandes desviaciones debido al amplio rango de potencias graficadas de manera exponencial.

El sustento para considerar la linealidad el comportamiento entre la eficiencia y la potencia generada en turbinas a condensación se basa en definir también el mínimo número de rangos de potencia de tal manera que me permitan obtener el comportamiento lineal entre ambas variables y cumpliendo que para cada rango de potencia las regresiones de las curvas generadas para cada presión de entrada a la turbina, P_{ent} , el coeficiente, R^2 , de su regresión lineal deberá ser lo más aproximado a la unidad ($R^2 \approx 1$). Para este caso se considera también que $0.85 \leq R^2 \leq 1$ para las regresiones realizadas.

En las curvas y regresiones que se presentan a continuación, y que correlacionan la eficiencia (ordenadas) vs la potencia mecánica (abscisas) sigue graficándose de forma logarítmica, pero en rangos de potencia mecánica menores.

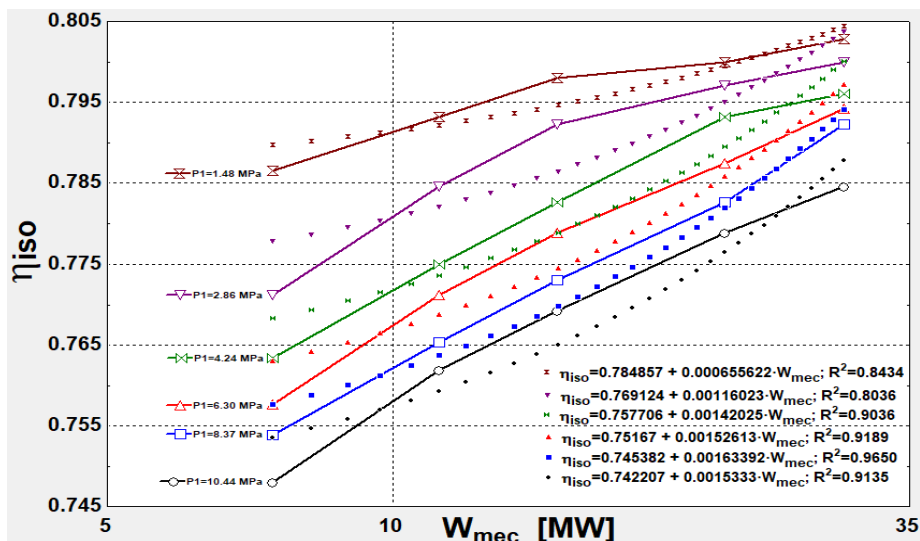


Figura 3.21. Rango I de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a condensación para 7.5 $MW < \dot{W}_{mec} \leq 30 MW$.

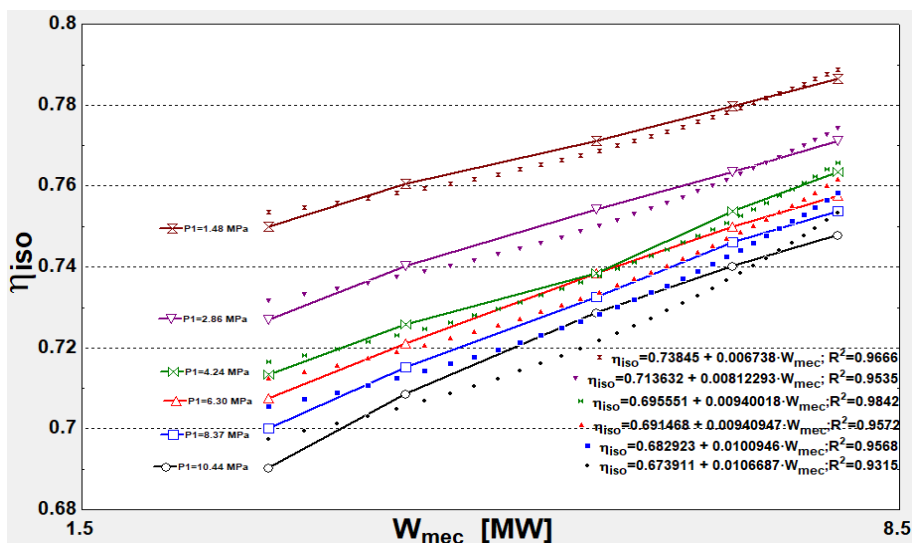


Figura 3.22. Rango II de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a condensación para 2.2 $MW < \dot{W}_{mec} \leq 7.5 MW$.

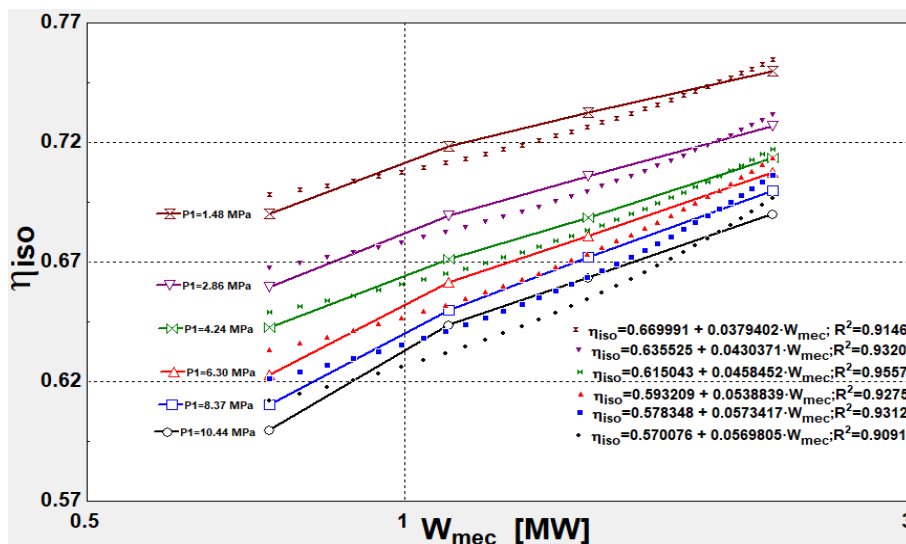


Figura 3.23. Rango III de eficiencia vs potencia mecánica turbinas a condensación para $0.745 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 2.2 \text{ MW}$.

La Tabla 3.7 presenta los rangos de potencia en los cuales se dividió el rango de potencia completo considerado para turbinas a condensación. La definición de cada uno de los rangos se basó en considerar el mayor intervalo de potencia de tal manera que se obtuviera la menor cantidad de rangos y, verificar que en dichos intervalos de potencia y rangos el comportamiento eficiencia vs potencia generada fuese lo más lineal posible, es decir, que $R^2 \approx 1$.

Tabla 3.7. Rangos de potencia para el desarrollo del nuevo modelo de turbinas a condensación.

Rango	Potencia
I	$7.5 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 30 \text{ MW}$
II	$2.2 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 7.5 \text{ MW}$
III	$0.745 \text{ MW} < \dot{W}_{mec} \leq 2.2 \text{ MW}$

En las Figuras 3.21 a 3.23 se grafica el comportamiento entre la eficiencia y la potencia mecánica para turbinas a condensación en los tres rangos de potencia definidos. De manera similar se obtiene la regresión para cada curva, en donde las ecuaciones lineales presentan un coeficiente de determinación, R^2 , en un rango entre 0.80 y 0.98, por lo que se justifica el considerar el comportamiento lineal entre la eficiencia y potencia mecánica en los rangos establecidos.

Ahora bien, al igual que en el caso de las turbinas a contrapresión, la ecuación lineal resultante para las regresiones del comportamiento eficiencia vs potencia mecánica de turbinas a condensación tiene la misma forma de la Ecuación 3.4. Donde A y B también son constantes que dependen de la presión de vapor de entrada a la turbina, P_{ent} . En base a lo anterior, se aplica la misma metodología, donde para cada rango de potencia se realiza la regresión de A y B en todo el intervalo de presiones de vapor de entrada. Figura 3.24.

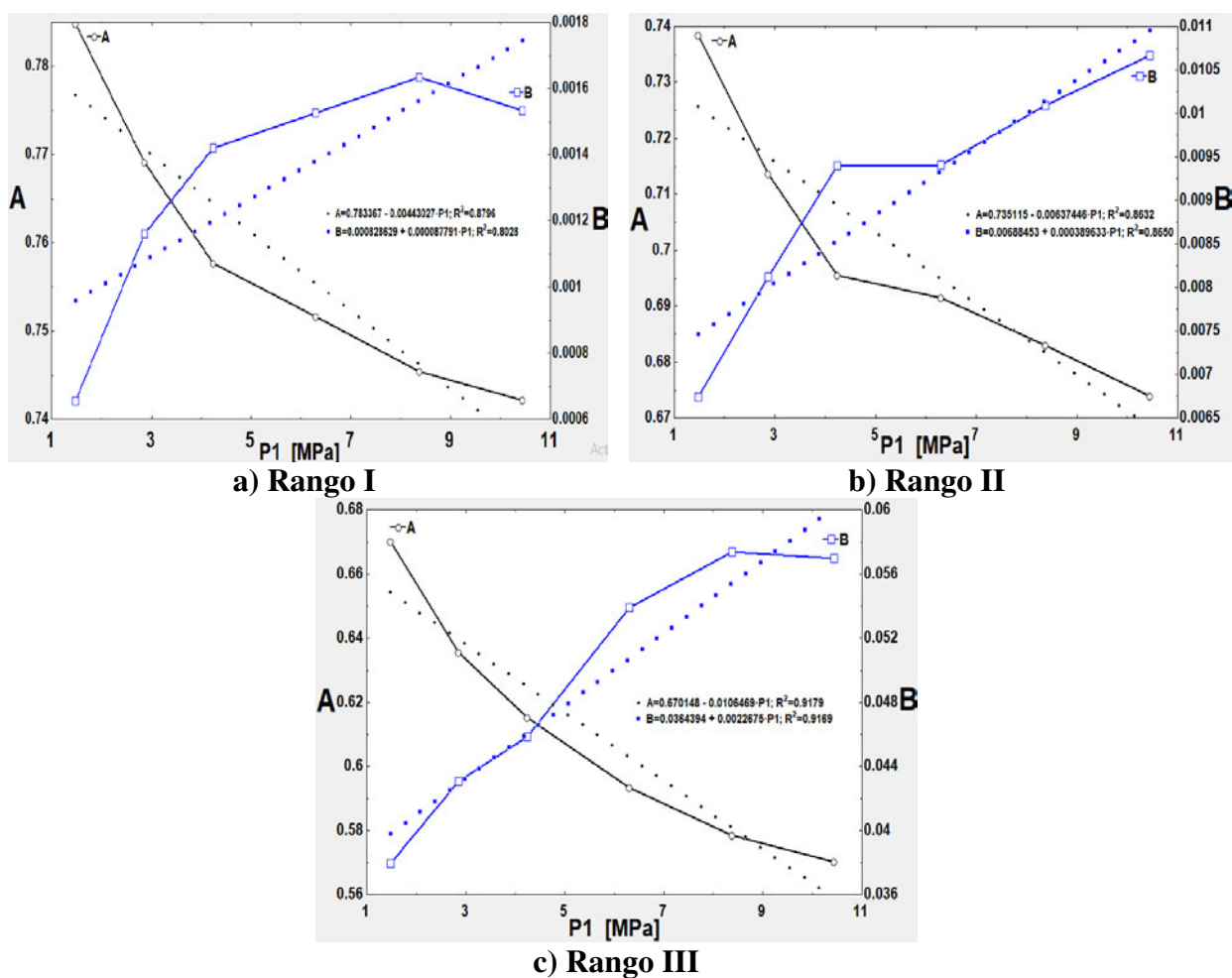


Figura 3.24. Regresión de los coeficientes A y B para turbinas a condensación.

Todas las regresiones de las constantes A y B son lineales y tienen un coeficiente de aproximación, R^2 , de entre 0.80 a 0.91. La Tabla 3.8 presenta el valor de las constantes A y B para los tres rangos de potencia de eje definidos con anterioridad.

Tabla 3.8. Valores de A y B para turbinas a condensación.

Rango	A	B
I	$0.783367 - 0.00443027P_{ent}$	$0.000828629 + 0.000087791P_{ent}$
II	$0.735115 - 0.00637446P_{ent}$	$0.00688453 + 0.000389633P_{ent}$
III	$0.670148 - 0.0106469P_{ent}$	$0.0364394 + 0.0022675P_{ent}$

Con las constantes A y B definidas para los tres rangos de potencia, se sigue la misma metodología aplicada con las turbinas a contrapresión, en donde se retoman las Ecuaciones 3.4 a 3.7 y se realizan los mismos arreglos de tal manera que la Ecuación 3.9 para turbinas a condensación se escribe de la siguiente manera:

$$\dot{W}_{mec} = \frac{A\Delta h_{iso}\dot{m}}{FC_{VAC}FC_{SC} - B\Delta h_{iso}\dot{m}} \quad (3.14)$$

Donde h es la entalpia específica y los subíndices 1 y 2 se refieren a las condiciones de entrada y salida del vapor de la turbina respectivamente. h_{2iso} es la entalpia específica isoentrópica a la salida de la turbina.

h_1 : es la entalpia específica (MJ/kg) definida por las condiciones de presión y temperatura del vapor a la entrada de la turbina, P_1 y T_1 . En este trabajo se determina mediante el uso de tablas termodinámicas.

$\Delta h_{iso} = h_1 - h_{2iso}$, es el diferencial de entalpia isoentrópica (MJ/kg). Para este trabajo se determina mediante el uso de tablas termodinámicas.

\dot{m} : es el flujo másico de vapor (kg/s) que atraviesa el cuerpo de turbina y que posteriormente se envía a condensación.

El valor del flujo másico de vapor que atraviesa la turbina, se estima de manera similar que el estimado en las turbinas a contrapresión, sólo que, en este caso, al ser una turbina a condensación, la energía del vapor que sale de la turbina no se transfiere al proceso, sino que más bien, se transfiere en el condensador. De ahí que la Ecuación 3.10 también puede ser utilizada para la estimación de dicho flujo cuando se conoce la carga térmica que remueve el condensador.

3.5 ESTIMACION DE LA POTENCIA ELECTRICA A PARTIR DE LA POTENCIA MECANICA Y EL TAMAÑO DE LA TURBINA.

Durante el desarrollo de este Capítulo el enfoque ha sido el de determinar el modelo termodinámico que contenga las expresiones para estimar las características energéticas más relevantes de una turbina, como lo son su eficiencia y su potencia. En este caso, la potencia que puede ser estimada por el modelo desarrollado en secciones anteriores, se refiere a la potencia mecánica, debido a que las curvas de donde ha sido generado están reportadas de esta manera. Los modelos publicados en la literatura y que han sido ampliamente citados por otros autores en el desarrollo de estudios de sistemas de servicios auxiliares, ninguno de ellos toma en cuenta este detalle presentando sus resultados como potencias eléctricas o mecánicas de manera indistinta. Por lo anterior, para contar con un modelo más adecuado y realista, es necesario encontrar una expresión que permita determinar la potencia eléctrica que puede generar una turbina de vapor ya sea a condensación, a contrapresión, o con una o varias extracciones.

Al igual que para los modelos sobre turbinas de vapor, es difícil encontrar en la literatura estudios detallados sobre lo que pasa en la interacción turbina – generador eléctrico que permita determinar específicamente lo que sucede en el generador eléctrico, es decir, que sea posible estimar la razón con la cual se aprovecha la energía mecánica proveniente de la turbina a ser transformada en energía eléctrica por el generador. Normalmente, lo que se conoce acerca del comportamiento de los generadores eléctricos es gracias a que los fabricantes realizan pruebas de rendimiento en las centrales generadoras de energía eléctrica o bien en plantas de servicios auxiliares existentes en los procesos industriales.

Algunos de los principales pioneros en el estudio del modelado, predicción y mejora del comportamiento de turbinas de vapor son Cotton, Spencer y Cannon (1963) quienes a base de pruebas de laboratorio han desarrollado expresiones para el análisis de turbinas que principalmente operan en plantas de generación eléctrica en rangos de potencia mayores a 16.5 MW. Estos autores además de proponer expresiones para determinar el comportamiento de las turbinas de vapor, también proponen expresiones para el comportamiento del generador eléctrico permitiendo estimar las pérdidas tanto mecánicas como eléctricas como una función del tamaño del generador eléctrico.

Lo que Cotton, Spencer y Cannon (1963) proponen se basa en el principio de que el generador eléctrico recibe toda la energía mecánica de la turbina y a su vez este la transforma en energía eléctrica, pero con ciertas pérdidas, las cuales se descomponen principalmente en pérdidas mecánicas y pérdidas eléctricas. En las siguientes Figuras se presentan los resultados en forma gráfica que presentan dichos autores acerca de las pérdidas mecánicas y eléctricas como una función de la capacidad del generador eléctrico.

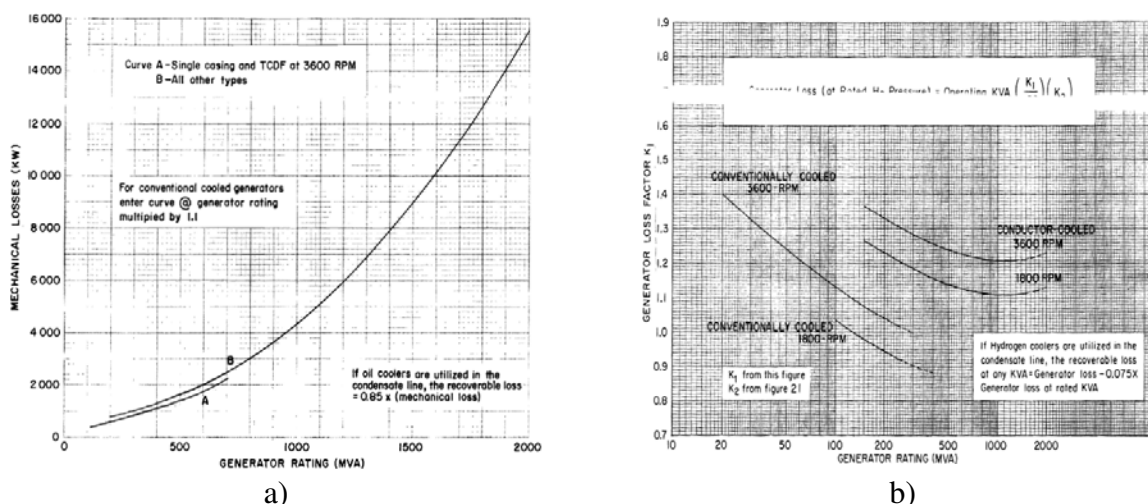


Figura 3.25. Pérdidas en un generador eléctrico a) mecánicas y b) eléctricas. Cotton, Spencer y Cannon (1963).

Siguiendo el objetivo de este trabajo, para la estimación de la potencia eléctrica de las turbinas, dentro del análisis bibliográfico que se realizó para el desarrollo del actual modelo, se encontró un estudio, en donde recopilan información acerca de la interacción entre la potencia mecánica de la turbina y la potencia eléctrica que entrega el generador eléctrico, el trabajo que presenta este tipo de análisis es el de Siddhartha y Rajkumar (1999) en donde hacen un análisis a los equipos principales de veintidós centrales de generación eléctrica, entre ellos las turbinas de vapor en rangos de generación eléctrica entre 30 MW a 500 MW.

En su estudio la relación entre la potencia eléctrica entregada por el generador y la potencia mecánica que entrega la turbina la definen como la eficiencia de un generador eléctrico, η_{gen} .

$$\eta_{gen} = \frac{\dot{W}_{elect}}{\dot{W}_{mec}} \tag{3.15}$$

Presentan los resultados obtenidos de forma tabular en donde relacionan la potencia eléctrica entregada con la eficiencia del generador (Ver Tabla 3.9).

Tabla 3.9. Relación de la potencia mecánica y eléctrica con la eficiencia del generador eléctrico. Siddhartha y Rajkumar (1999).

\dot{W}_{elect} [MW]	\dot{W}_{mec} [MW]	η_{gen}
500	507	0.9862
210	213	0.9855
110	111.7	0.9845
62.5	63.58	0.983
30	30.58	0.981

En la Figura 3.26 se presenta cómo varía la eficiencia del generador eléctrico con respecto a la potencia mecánica que entrega la turbina al generador eléctrico.

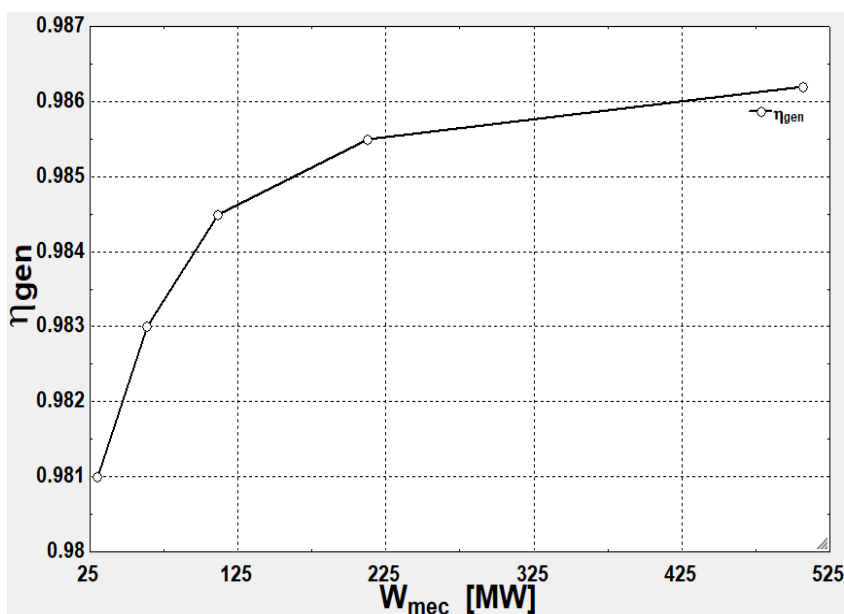


Figura 3.26. Variación de la eficiencia del generador eléctrico vs potencia mecánica de la turbina. Autoría propia.

Ahora bien, ya que el modelo termodinámico desarrollado en este trabajo de tesis se enfoca en determinar la potencia mecánica y la Figura 3.26 está basada en dicha potencia, es posible entonces desarrollar una expresión que permita calcular la eficiencia del generador y a su vez la potencia eléctrica generada a partir de la potencia mecánica de la turbina. Para ello, primero acotaremos el rango de potencia mecánica de la Figura 3.27 aproximadamente para hacerlo coincidir con los rangos de potencia que se han definido en donde será válido el modelo termodinámico propuesto tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación.

En la Figura 3.27 se presenta la variación de la eficiencia del generador eléctrico vs la potencia mecánica que le entrega la turbina en el rango promedio de potencia que se definió para el desarrollo del nuevo modelo termodinámico tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación.

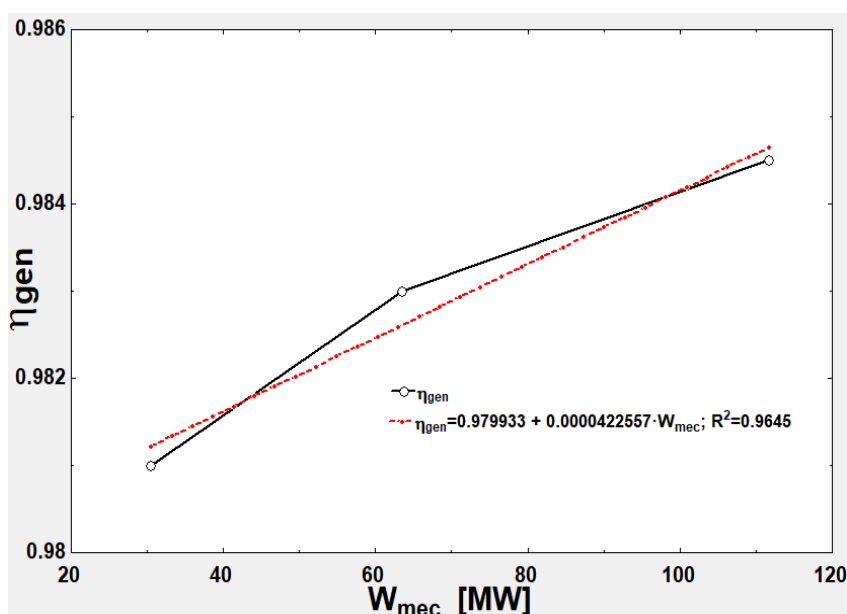


Figura 3.27. Variación de la eficiencia del generador eléctrico vs potencia mecánica de la turbina para el rango de potencia promedio definido para el nuevo modelo termodinámico.

Como puede observarse, para determinar la expresión que relaciona la eficiencia del generador eléctrico vs la potencia mecánica que le transmite la turbina se hizo algo similar a lo que se ha realizado para encontrar expresiones tales como los factores de corrección a la eficiencia, es decir, se realizó una regresión lineal a la curva a lo cual se obtuvo la siguiente expresión:

$$\eta_{gen} = 0.979933 + 0.0000422557 * \dot{W}_{mec} \quad (3.16)$$

Donde la ecuación 3.16 tiene un coeficiente de determinación, $R^2 = 0.9645$. Por lo tanto, combinando las ecuaciones 3.9 y 3.14 con la ecuación 3.15 se puede obtener la expresión de la potencia eléctrica tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación.

Para turbinas a contrapresión

$$\dot{W}_{elec} = \frac{A\Delta h_{iso}\dot{m}}{FC_{RP}FC_{SC} - B\Delta h_{iso}\dot{m}} * \eta_{gen} \quad (3.17)$$

Para turbinas a condensación

$$\dot{W}_{elec} = \frac{A\Delta h_{iso}\dot{m}}{FC_{VAC}FC_{SC} - B\Delta h_{iso}\dot{m}} * \eta_{gen} \quad (3.18)$$

Capítulo IV

Casos de Estudio: Aplicación del nuevo modelo termodinámico.

4.1 INTRODUCCIÓN.

En el presente Capítulo se aplica el nuevo modelo termodinámica a una serie de casos de estudio que considera turbinas a contrapresión, turbinas a condensación y turbinas a condensación – extracción. Los casos de estudio se dividen primero en turbinas a contrapresión con una o varias extracciones, después, en turbinas a condensación. Estos casos de estudio no necesariamente son casos de estudio de turbinas reales, pero son tomados de los casos propuestos por los autores más representativos en el desarrollo de modelos termodinámicos basados en los datos propuestos por Transamerica Delaval (1983). También, se toman en cuenta casos de estudio reales cuyas características son tomadas de Cotton (1998), Luo et. al. (2011) y un sistema de turbinas de vapor que abastecen de vapor y energía eléctrica a un complejo petroquímico real en México.

Finalmente, se realiza un resumen de resultados para identificar el error máximo y mínimo esperado por el nuevo modelo termodinámico, además de identificar el rango de potencias en el cual se puede aplicar tanto para turbinas a contrapresión como para turbinas a condensación con un rango de aproximación aceptable.

4.2 CASOS DE ESTUDIO REPRESENTATIVOS PARA TURBINAS A CONTRAPRESIÓN CON UNA O MÚLTIPLES EXTRACCIONES.

En esta sección se presenta la aplicación del nuevo modelo termodinámico a diversos casos de estudio propuestos por los autores más citados en el modelado de turbinas de vapor en donde los servicios auxiliares son propuestas hipotéticas para que los autores apliquen su modelo o bien, son casos reales que están instalados en complejos industriales. Los diversos casos de estudio que en esta sección se presentan consisten en turbinas a contrapresión con una o múltiples extracciones.

Debido a que el nuevo modelo termodinámico genera un sistema de varias ecuaciones y, además, se requiere el uso de tablas de vapor para estimar las propiedades termodinámicas a la entrada y salida de las turbinas, en la solución de los casos de estudio, se utiliza el software comercial Equation Engineering Solver® (EES), el cual, no es limitativo, sólo que, además de permitir resolver el sistema de ecuaciones de manera rápida y sin complejidad desde el punto de vista de programación, tiene la cualidad de permitir el cálculo de las propiedades termodinámicas del vapor.

Los datos de entrada para el nuevo modelo termodinámico son: la temperatura y presión a la entrada de cada una de las turbinas, la presión de salida de cada turbina y la carga térmica que cada turbina suministra al proceso para estimar el flujo másico que la atraviesa, o bien, únicamente el flujo másico de vapor para poder estimar la carga térmica que aporta la turbina.

4.2.1 CASO DE ESTUDIO 1: MAVROMATIS Y KOKOSSIS (1997).

Mavromatis y Kokossis (1997), fueron de los primeros autores en presentar un modelo termodinámico en donde se estiman las características de una turbina como función de la carga. El caso de estudio que se analiza y compara aquí es el Ejemplo 1 del trabajo que presentan dichos autores. Este Ejemplo consiste en un sistema de servicios auxiliares de cuatro niveles de presión cuyas características principales se muestran en la Figura 4.1.

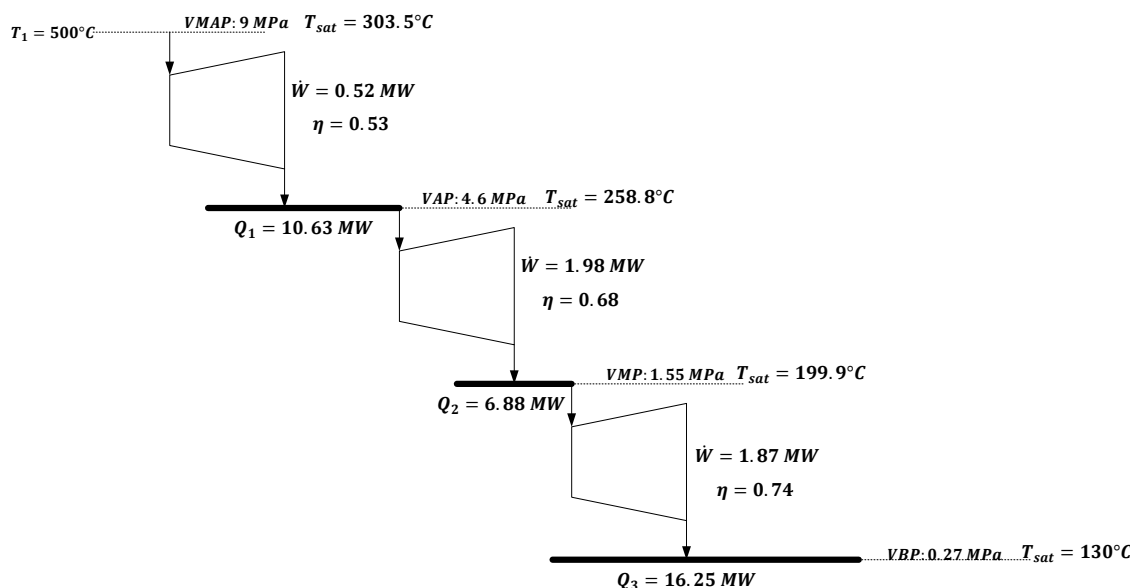


Figura 4.1. Caso de estudio 1. Mavromatis y Kokossis (1997).

La Tabla 4.1 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico al Ejemplo 1 del trabajo de Mavromatis y Kokossis (1997).

Tabla 4.1. Comparación de modelos Caso de Estudio 1 Mavromatis y Kokossis (1997).

Mavromatis y Kokossis. (1997)			
	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
Potencia W [MW]	0.52	1.98	1.87
Varvanov et. al. (2004)			
	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
Potencia W [MW]	0.93	2.30	1.93
ΔW [MW]	+0.41	+0.32	+0.06
Error abs [%]	78.8	16.1	3.2
Medina y Picón (2010)			
	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
Potencia W [MW]	0.45	2.0	1.8
ΔW [MW]	-0.07	+0.02	+0.07
Error abs [%]	13.4	1.0	3.7
Nuevo Modelo Termodinámico			
	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
Potencia W [MW]	0.67	1.94	1.74
ΔW [MW]	+0.15	-0.04	-0.13
Error abs [%]	28.8	2.0	6.9

Para los tres casos en la Turbina 1 se observa la mayor desviación. Analizando de manera individual, el modelo de Varvanov et. al. (2004) tiene un rango de error entre 3.2% y 78.8%. El modelo de Medina y Picón (2010) con un rango de error entre 1% y 13.4% y finalmente el modelo propuesto con un rango de error entre 2.0% a 28.8%.

4.2.2 CASO DE ESTUDIO 2: VARVANOV ET. AL (2004).

Varvanov et. al. (2004), quienes han sido ampliamente referenciados, aplican su modelo a un sistema de servicios auxiliares. Las turbinas que se analizan son: Turbina T1, T3 y T4, que son de generación eléctrica, y las turbinas DRV1 y turbina DRV2 cuya aplicación es para movimiento de equipos dinámicos por lo que únicamente generan potencia mecánica. Estas turbinas forman parte del escenario operativo 1 optimizado del trabajo de Varvanov et. al. (2004), el cual se refiere a un sistema de servicios auxiliares complejo como se muestra en la Figura 4.2.

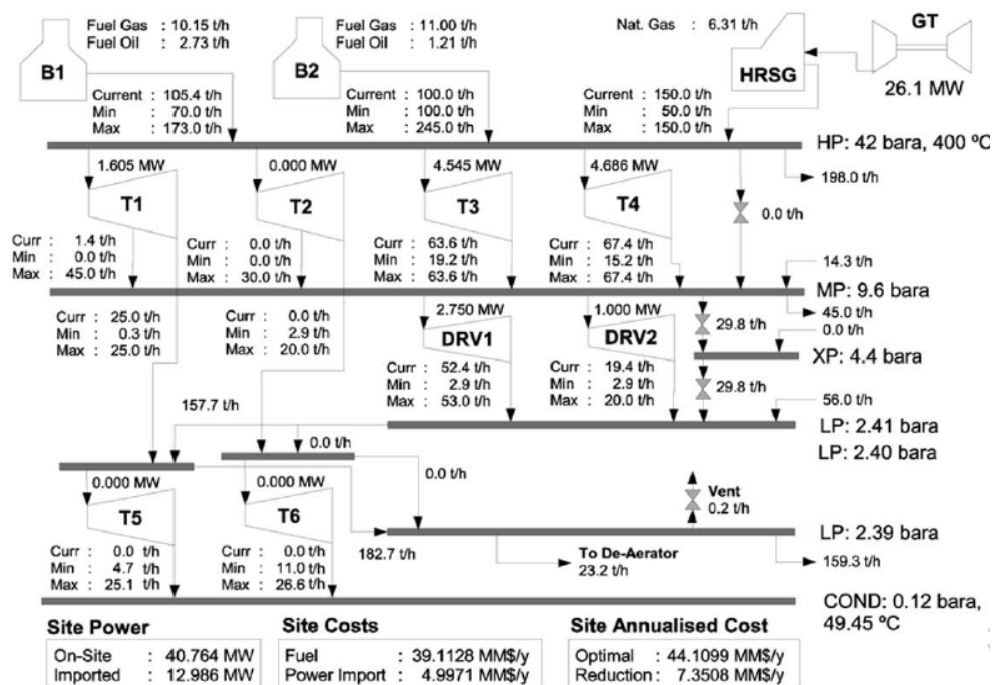


Figura 4.2 Caso de estudio 2. Varvanov et. al. (2004).

Las turbinas T1, T3 y T4 operan de forma paralela, la turbina T1 con la característica de que está conformada de dos extracciones, una que descarga al nivel de vapor de media presión ($P_{VMP} =$

0.96 MPa), y la otra que descarga al nivel de vapor de baja presión ($P_{VBP} = 0.24 \text{ MPa}$) por lo que es necesario su análisis descomponiéndola en dos turbinas de contrapresión y tomando las consideraciones para turbinas complejas, mientras que las turbinas T3 y T4 son de una sola extracción y descargan al cabezal de vapor de media presión ($P_{VMP} = 0.96 \text{ MPa}$). Todas ellas alimentadas del cabezal de vapor de alta presión ($P_{VAP} = 4.2 \text{ MPa}$, $T_{VAP} = 400 \text{ °C}$).

Las turbinas DRV 1 y DRV 2 son turbinas de una sola extracción y operan de forma paralela, pero entre los niveles de vapor de media presión ($P_{VMP} = 0.96 \text{ MPa}$) y nivel de vapor de baja presión ($P_{VBP} = 0.24 \text{ MPa}$).

La Tabla 4.2 presenta los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico al escenario operativo 1 optimizado de Varvanov et. al. (2004).

Tabla 4.2. Comparación de modelos Caso de Estudio 2: Varvanov et. al. (2004).

Varvanov et. al. (2004)					
	T1	T3	T4	DRV1	DRV2
Potencia W [MW]	3.68	4.545	4.686	2.75	1.00
Mavromatis y Kokossis. (1997)					
	T1	T3	T4	DRV1	DRV2
Potencia W [MW]	3.2	4.80	5.12	3.16	1.07
ΔW [MW]	-0.48	+0.255	+0.434	+0.41	+0.07
Error abs [%]	13.0	5.7	9.4	14.9	7.0
Medina y Picón (2010)					
	T1	T3	T4	DRV1	DRV2
Potencia W [MW]	3.29	5.04	5.36	3.1	1.028
ΔW [MW]	-0.39	+0.495	+0.674	+0.35	+0.028
Error abs [%]	10.5	11.01	14.5	12.7	2.8
Nuevo Modelo Termodinámico					
	T1	T3	T4	DRV1	DRV2
Potencia W [MW]	3.337	4.573	4.858	3.020	1.106
ΔW [MW]	+0.343	+0.028	+0.172	+0.27	+0.106
Error abs [%]	9.3	0.61	3.67	9.8	10.6

El modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) presenta un rango de error absoluto entre 5.7% a 14.9%, El modelo de Medina y Picón (2010) presenta un rango de error entre 2.8% y 14.5%

mientras que el error para el nuevo modelo termodinámico esta entre 0.61% y 10.6%. En este caso de estudio para la turbina DRV1 es donde se observa el mayor porcentaje de error para los tres casos de estudio comparados.

4.2.3 CASO DE ESTUDIO 3: MEDINA Y PICON (2010).

Medina y Picón (2010) presentaron un modelo mejorado al de Mavromatis y Kokossis (1997) y Varvanov et. al. (2004), definieron una sola expresión para todo el rango de potencias como función únicamente de la presión de entrada a la turbina, dejando de lado la dependencia de las temperaturas de saturación en cada uno de los niveles de vapor.

Medina y Picón (2010) analizan cinco turbinas, tres con una sola extracción y dos con más de una extracción. Los datos fueron tomados de la literatura abierta que presentan los fabricantes. El primer caso que se analizan corresponde a una turbina de la marca TGM. La Figura 4.3 muestra los datos de la turbina como los presenta el fabricante.

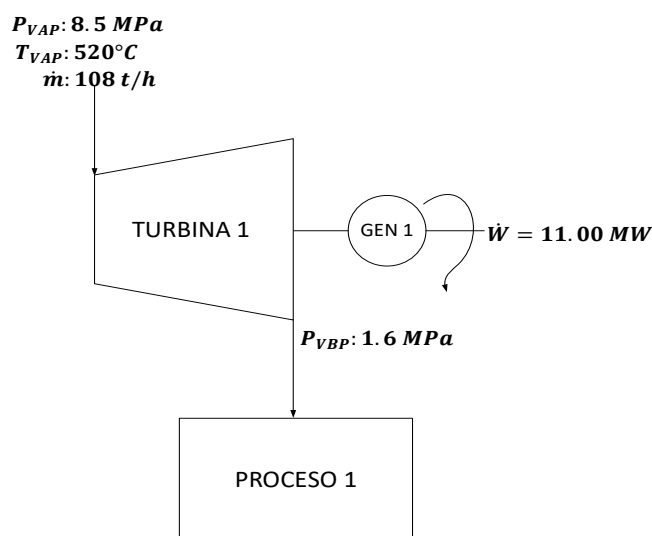


Figura 4.3. Caso de estudio 3 Turbina 1. Medina y Picón (2010).

La Tabla 4.3 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico a la turbina 1 del trabajo de Medina y Picón (2010).

Tabla 4.3. Comparación de modelos Caso de Estudio 3: Medina y Picón (2010) Turbina 1.

Fabricante TGM	
	TURBINA 1
Potencia [MW]	11
Mavromatis y Kokossis. (1997)	
Potencia [MW]	10.7
ΔW [MW]	-0.3
Error abs [%]	2.72
Varvanov et. al. (2004)	
Potencia [MW]	11.77
ΔW [MW]	+0.77
Error abs [%]	7.0
Medina y Picón (2010)	
Potencia [MW]	10.97
ΔW [MW]	-0.03
Error abs [%]	0.27
Nuevo Modelo Termodinámico	
Potencia [MW]	10.33
ΔW [MW]	-0.67
Error abs [%]	6.0

De acuerdo a la potencia que reporta el fabricante, el modelo de Medina y Picón (2010) presenta un error absoluto de 0.27%, después, el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) presenta un error absoluto de 2.72%, enseguida el nuevo modelo termodinámico con un 6% de error absoluto y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 7%.

4.2.4 CASO DE ESTUDIO 4: MEDINA Y PICON (2010).

El caso de estudio que aquí se analiza se refiere a la Turbina 2 del trabajo de Medina y Picón (2010), la cual es una turbina de la marca General Electric cuyas características se presentan en la Figura 4.4.

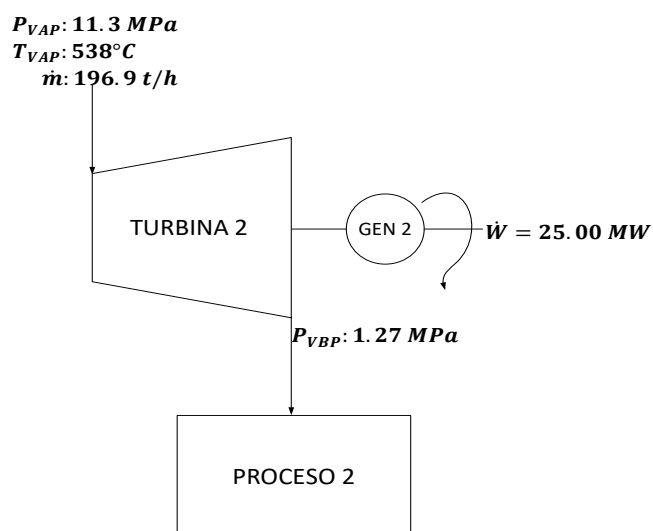


Figura 4.4. Caso de estudio 4 Turbina 2. Medina y Picón (2010).

El problema define todas las variables necesarias para que el nuevo modelo termodinámico pueda converger. La Tabla 4.4 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos.

Tabla 4.4. Comparación de modelos Caso de Estudio 4: Medina y Picón (2010) Turbina 2.

Fabricante General Electric	
	TURBINA 2
Potencia [MW]	25
Mavromatis y Kokossis. (1997)	
Potencia [MW]	24.77
ΔW [MW]	-0.23
Error abs [%]	0.92
Varvanov et. al. (2004)	
Potencia [MW]	26.37
ΔW [MW]	+1.37
Error abs [%]	5.4
Medina y Picón (2010)	
Potencia [MW]	24.69
ΔW [MW]	-0.31
Error abs [%]	1.24
Nuevo Modelo Termodinámico	
Potencia [MW]	23.38
ΔW [MW]	+1.62
Error abs [%]	6.4

Con respecto a lo que presenta el fabricante, Mavromatis y Kokossis (1997) presentan un error absoluto de 0.92%, después Medina y Picón (2010) presentan un error absoluto de 1.24%, enseguida el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 5.4% y finalmente el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 6.4%.

4.2.5 CASO DE ESTUDIO 5: MEDINA Y PICON (2010).

El siguiente caso de turbinas a contrapresión que se analiza también es extraído de Medina y Picón (2010) donde se trata de una turbina a contrapresión cuyas características las reporta la EPA (Environmental Protection Agency) sin especificar la marca y cuyas condiciones del vapor se presentan en la Figura 4.5.

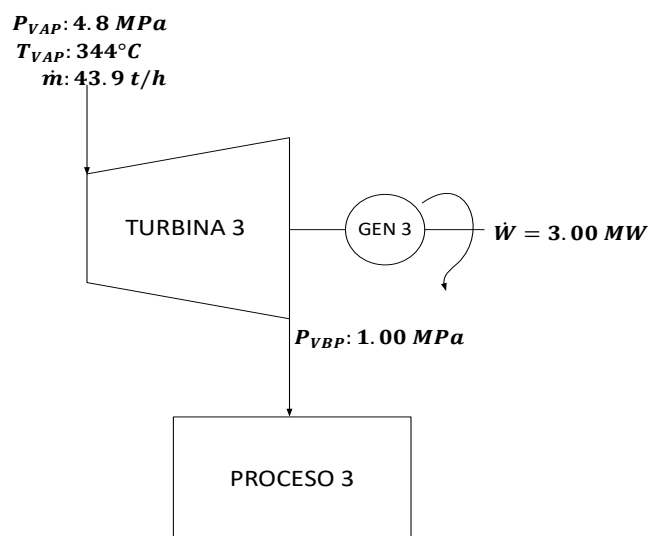


Figura 4.5. Caso de estudio 5 Turbina 3. Medina y Picón (2010).

La Tabla 4.5 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico a la turbina 3 del trabajo de Medina y Picón (2010).

Tabla 4.5. Comparación de modelos Caso de Estudio 5: Medina y Picón (2010) Turbina 3.

EPA	
	TURBINA 3
Potencia [MW]	3
Mavromatis y Kokossis. (1997)	
Potencia [MW]	2.92
ΔW [MW]	-0.08
Error abs [%]	2.66
Varvanov et. al. (2004)	
Potencia [MW]	3.1
ΔW [MW]	+0.1
Error abs [%]	3.33
Medina y Picón (2010)	
Potencia [MW]	3.1
ΔW [MW]	+0.1
Error abs [%]	3.33
Nuevo Modelo Termodinámico	
Potencia [MW]	2.94
ΔW [MW]	-0.06
Error abs [%]	2.0

El error absoluto con respecto a la potencia reportada por EPA para el nuevo modelo termodinámico es de 2%, después el modelo de Mavromatis y Kokossis presenta un error de 2.66% y finalmente los modelos de Varvanov et. al. (2004) y Medina y Picón (2010) ambos con 3.33% de error absoluto.

4.2.6 CASO DE ESTUDIO 6: MEDINA Y PICON (2010).

El sexto caso de estudio es referido a una turbina de la marca General Electric y corresponde a la turbina 4 del trabajo de Medina y Picón (2010). La Figura 4.6 muestra las condiciones del vapor a la entrada de la turbina y en cada una de sus extracciones. En este caso los autores analizan por separado cada etapa de turbina de acuerdo con las extracciones y las potencias que calculan se muestran en la misma Figura.

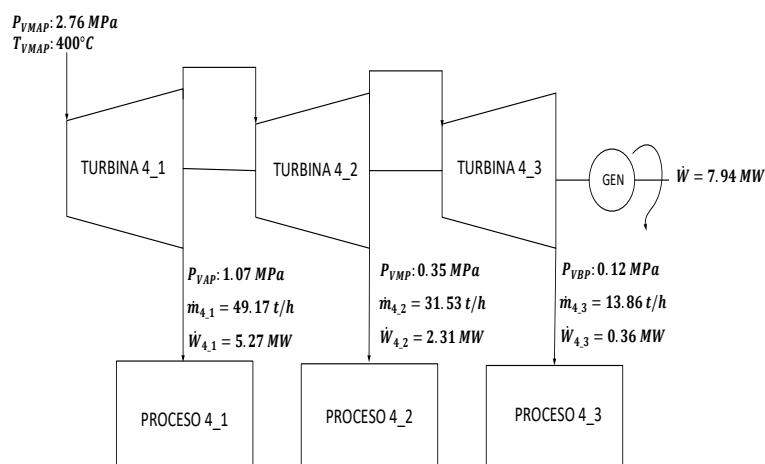


Figura 4.6. Caso de estudio 6 Turbina 4. Medina y Picón (2010).

La Tabla 4.6 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico a la turbina 4 del trabajo de Medina y Picón (2010). Ya que el fabricante únicamente presenta la potencia total generada por la turbina, para la comparación de los modelos se realizará con respecto a lo presentado por Medina y Picón (2010).

Tabla 4.6. Comparación de modelos Caso de Estudio 6: Medina y Picón (2010) Turbina 4.

Medina y Picón (2010)			
	T4_1	T4_2	T4_3
Potencia [MW]	5.27	2.31	0.36
Mavromatis y Kokossis (1997)			
	T4_1	T4_2	T4_3
Potencia [MW]	5.09	2.17	0.46
ΔW [MW]	-0.18	-0.14	0.1
Error abs [%]	3.4	6.06	27.7
Varvanov et. al. (2004)			
	T4_1	T4_2	T4_3
Potencia [MW]	5.65	2.55	0.64
ΔW [MW]	0.38	0.24	0.28
Error abs [%]	7.2	10.3	77.7
Nuevo modelo termodinámico			
	T4_1	T4_2	T4_3
Potencia [MW]	5.05	2.43	0.15
ΔW [MW]	-0.22	0.12	-0.21
Error abs [%]	4.1	5.1	58.3

Para la Turbina T4_1 el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) presenta el 3.4% de error absoluto, enseguida el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 4.1% y finalmente Varvanov et. al. (2004) con un error de 7.2%.

Para la turbina T4_2 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 5.1%, seguido por el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con un error absoluto de 6.06% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. con un error de 10.3%.

Para la turbina T4_3 Mavromatis y Kokossis (1997) presentan la mejor aproximación con 27.7% de error absoluto, seguidos por el nuevo modelo termodinámico con un 58.3% de error y finalmente el modelo de Varvanov et. al. con un error de 58.3%

Se observa que para la turbina T4_3 los tres modelos comparados presentan un alto porcentaje de error.

4.2.7 CASO DE ESTUDIO 7: MEDINA Y PICON (2010).

El presente caso de estudio se refiere a la turbina 5 del trabajo de Medina y Picón (2010), es una turbina de la marca Toshiba cuyas características se presentan en la Figura 4.7.

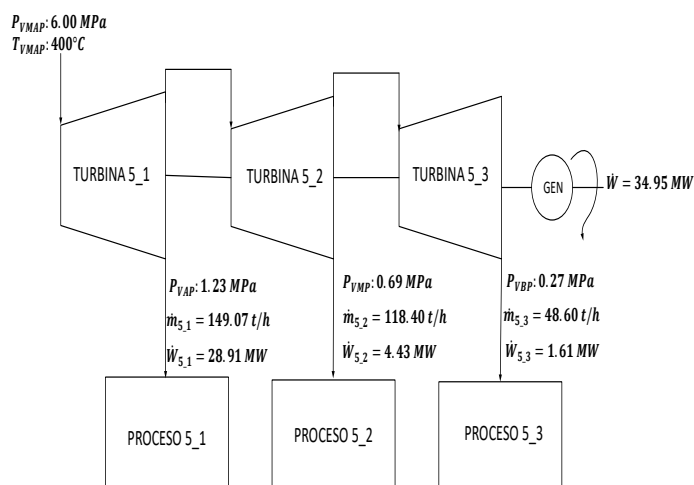


Figura 4.7. Caso de estudio 7 Turbina 5. Medina y Picón (2010).

Los autores dividen la turbina de acuerdo al número de extracciones y analizan cada una de ellas por separado ya que el fabricante únicamente presenta la potencia total. La Tabla 4.7 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos.

Tabla 4.7. Comparación de modelos Caso de Estudio 7: Medina y Picón (2010) Turbina 5.

Medina y Picón (2010)			
	T5_1	T5_2	T5_3
Potencia [MW]	28.91	4.43	1.61
Mavromatis y Kokossis (1997)			
	T5_1	T5_2	T5_3
Potencia [MW]	28.59	4.15	1.61
ΔW [MW]	-0.32	-0.28	0
Error abs [%]	1.10	6.32	0
Varvanov et. al. (2004)			
	T5_1	T5_2	T5_3
Potencia [MW]	30.53	5.07	2.19
ΔW [MW]	+1.62	+0.64	+0.58
Error abs [%]	5.6	14.4	36.02
Nuevo modelo termodinámico			
	T5_1	T5_2	T5_3
Potencia [MW]	27.02	5.08	0.30
ΔW [MW]	-1.89	+0.65	-1.31
Error abs [%]	6.5	14.6	81.3

De acuerdo con los resultados que presentan Medina y Picón para la turbina T5_1 el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) presenta un error absoluto de 1.10% enseguida Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 5.6% y finalmente el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 6.5%.

Para la turbina T5_2 el modelo de Mavromatis y Kokossis presenta un error de 6.32%, y enseguida el modelo de Varvanov et. al. (2004) y el nuevo modelo termodinámico con 14.4% y 14.6% respectivamente.

Para la turbina T5_3 se observa un error absoluto de 0% en el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997), después, el modelo de Varvanov et.al. (2004) con 36.02% y por último, el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 81.3%.

Se observa que para la turbina T5_3 los modelos de Varvanov et. al. y el nuevo modelo termodinámico presentan un error considerablemente alto.

4.2.8 CASO DE ESTUDIO 8: ALI GHANNADZADEH ET AL. (2011) Y MANESH ET. AL. (2012).

En este caso de estudio se comparan los resultados obtenidos por los modelos más representativos y el nuevo modelo termodinámico con los que presentan los autores Ali Ghannadzadeh et al. (2011) con su modelo Iterative Buttom To Top (IBTM) y Manesh et. al. (2012) con su modelo Iterativo Top To Buttom Model (ITBM). Se hace la comparativa de forma simultánea ya que estos autores, dentro de su análisis, analizan el mismo caso de estudio. La configuración de las turbinas, así como las características del vapor en cada uno de los niveles de presión se presentan en la Figura 4.8.

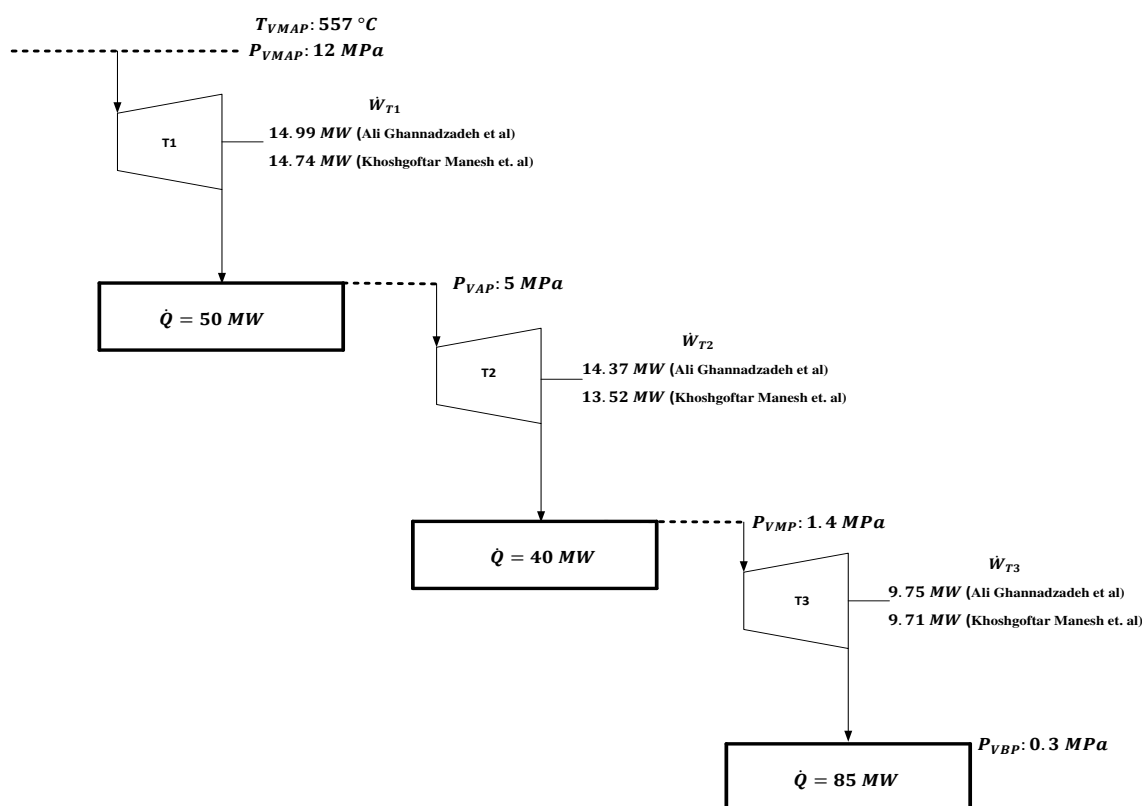


Figura 4.8. Caso de estudio 8, Ali Ghannadzadeh et al. (2011) y Manesh et. al. (2012).

La Tabla 4.8 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico al caso propuesto por Ali Ghannadzadeh et al. (2011) y Manesh et. al. (2012).

Tabla 4.8. Comparación de modelos Caso de Estudio 8: Ali Ghannadzadeh et al. (2011), Manesh et. al. (2012).

	Ali Ghannadzadeh et al. (2011)			Manesh et. al. (2012)		
	T1	T2	T3	T1	T2	T3
Potencia [MW]	14.99	14.37	9.75	14.74	13.52	9.71
	Mavromatis y Kokossis (1997)					
Potencia [MW]	16.82	15.43	10.2	16.82	15.43	10.2
ΔW [MW]	+1.83	+1.06	+0.45	+2.08	+1.91	+0.49
Error abs [%]	12.2	7.3	4.6	14.1	14.1	5.0
	Varvanov et. al. (2004)					
Potencia [MW]	18.83	16.18	10.42	18.83	16.18	10.42
ΔW [MW]	+3.84	+1.81	+0.67	+4.09	+2.66	+0.71
Error abs [%]	25.6	12.5	6.8	27.7	19.6	7.3
	Medina y Picón (2010)					
Potencia [MW]	16.8	15.7	10.2	16.8	15.7	10.2
ΔW [MW]	+1.81	+1.33	+0.45	+2.06	+2.18	+0.49
Error abs [%]	12.0	9.2	4.6	13.9	16.1	5.0
	Nuevo modelo termodinámico					
Potencia [MW]	16.19	14.73	9.85	16.19	14.73	9.85
ΔW [MW]	+1.2	+0.36	0.1	+1.45	+1.21	+0.14
Error abs [%]	8.0	2.5	1.0	9.8	8.9	1.4

Con respecto a los resultados de Ali Ghannadzadeh et.al. (2011) para la turbina T1 el nuevo modelo termodinámico presenta un porcentaje de error absoluto de 8%, seguido por los modelos de Medina y Picón (2010) y Mavromatis y Kokossis (1997) con errores absolutos de 12% y 12.2% respectivamente; finalmente, el modelo de Varvanov et. al. con un error absoluto de 25.6%.

Para la turbina T2 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 2.5%, después está el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 7.3%, enseguida el modelo de Medina y Picón (2010) con un error absoluto de 9.2% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 12.5%.

Para la turbina T3 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 1%, a continuación, los modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) y Medina y Picón (2010) con un error absoluto de 4.6% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. con un error absoluto de 6.8%.

Ahora bien, respecto a los resultados que presenta Manesh et. al. (2012) para la turbina T1 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 9.8%, después el modelo de Medina y Picón (2010) presenta un error absoluto de 13.9%, enseguida Mavromatis y Kokossis (1997) con 14.1% y finalmente Varvanov et. al. con 27.7%.

Para la turbina T2 nuevamente el nuevo modelo termodinámico presenta un 8.9% de error absoluto, seguido del modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con un error absoluto de 14.1%, después el modelo de Medina y Picón (2010) con un error absoluto de 16.1% y finalmente Varvanov et. al. con un error de 19.6%.

Para la turbina T3 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 1.4%, seguido por el modelo de Medina y Picón (2010) y Mavromatis y Kokossis (1997) ambos con un error absoluto de 5% y finalmente con un error absoluto de 7.3% el modelo de Varvanov et. al.

4.3 CASOS DE ESTUDIO REPRESENTATIVOS PARA TURBINAS A CONDENSACION CON UNA O MULTIPLES EXTRACCIONES.

En un sistema de cogeneración como los que hasta ahora se han analizado y sobre los cuales se desarrolla el nuevo modelo termodinámico, el método de diseño satisface primero el requerimiento de calor para los procesos y posteriormente la energía eléctrica requerida, por tanto, el sistema de servicios auxiliares debe diseñarse para que el vapor requerido por los procesos y la energía eléctrica se satisfaga a través del uso de turbinas a contrapresión, de tal manera que, si llega a existir una demanda extra de energía eléctrica en el sitio total, ésta se pueda satisfacer a través de turbinas a condensación.

Por tal motivo, en los sistemas de cogeneración no es muy común encontrar sólo turbinas a condensación, ya que, estas no cumplen del todo con el fin de la cogeneración, el cual, es producir

al mismo tiempo calor y energía mecánica o eléctrica. Por lo anterior, no es muy común encontrar en la literatura casos de estudio que se puedan tomar como ejemplos para la aplicación del nuevo modelo termodinámico, aunque existe una combinación de turbinas a contrapresión y turbinas a condensación, que comúnmente se le llama turbinas a condensación-extracción.

De tal manera que, esta sección presenta los resultados que se obtienen al aplicar el nuevo modelo termodinámico a casos de estudio representativos de turbinas a condensación seleccionados de la literatura. Aunque el análisis de estas turbinas no es tan extenso como el que se presenta para las turbinas a contrapresión, nos permite determinar el comportamiento del nuevo modelo termodinámico en el análisis de turbinas a condensación.

El nuevo modelo termodinámico para turbinas a condensación se desarrolla bajo las mismas consideraciones que para el caso de turbinas a contrapresión, por lo tanto, también genera un sistema de varias ecuaciones y, también, requiere el uso de tablas de vapor para estimar las propiedades termodinámicas tanto en la entrada como en la salida de la turbina. Por lo tanto, para la solución del nuevo modelo termodinámico para turbinas a condensación se utiliza también el software comercial Equation Engineering Solver® (EES), el cual, no es limitativo.

Cabe hacer mención que los únicos modelos que definen expresiones para el análisis de turbinas a condensación son el de Varvanov et. al. (2004) y el nuevo modelo termodinámico, para los demás se consideran las mismas que se aplican para turbinas a contrapresión.

4.3.1 CASO DE ESTUDIO 9: CHUNG-CHOU Y SHIANG SHIH (1987)

En este caso de estudio se analiza la turbina a condensación que presentan Chung Chou y Shiang Shih (1987). La Figura 4.9 presenta las condiciones del vapor en la entrada y salida de la turbina.

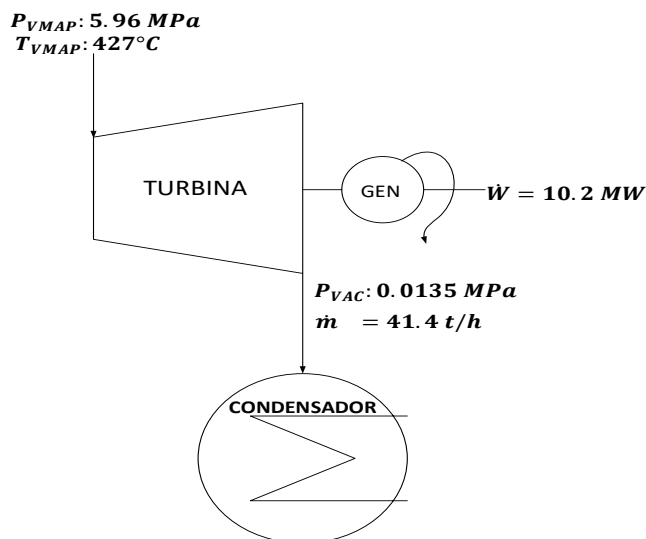


Figura 4.9. Caso de estudio 9, turbinas a condensación.

La Tabla 4.9 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico al caso propuesto por Chung Chou y Shiang Shih (1987).

Tabla 4.9. Comparación de modelos Caso de Estudio 9: Chung Chou y Shiang Shih (1987),

	Chung Chou y Shiang Shih (1987)
Potencia [MW]	10.2
	Mavromatis y Kokossis (1997)
Potencia [MW]	9.07
ΔW [MW]	-1.13
Error abs [%]	11.07
	Varvanov et. al. (2004)
Potencia [MW]	9.89
ΔW [MW]	-0.31
Error abs [%]	3.03
	Medina y Picón (2010)
Potencia [MW]	9.34
ΔW [MW]	-0.86
Error abs [%]	8.43
	Nuevo modelo termodinámico
Potencia [MW]	9.21
ΔW [MW]	-0.99
Error abs [%]	9.7

Varvanov et. al. (2004) presenta un error absoluto de 3.03%, posteriormente el modelo de Medina y Picón (2010) con 8.43%, seguido por el nuevo modelo termodinámico con 9.7% y finalmente el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 11.07%.

4.3.2 CASO DE ESTUDIO 10: BAHADORI Y VUTHALURU (2010)

Este caso de estudio es referido al trabajo presentado por Bahadori y Vuthaluru (2010). La turbina a condensación que se analiza genera 4.5 MW y las condiciones del vapor se muestran en la Figura 4.10.

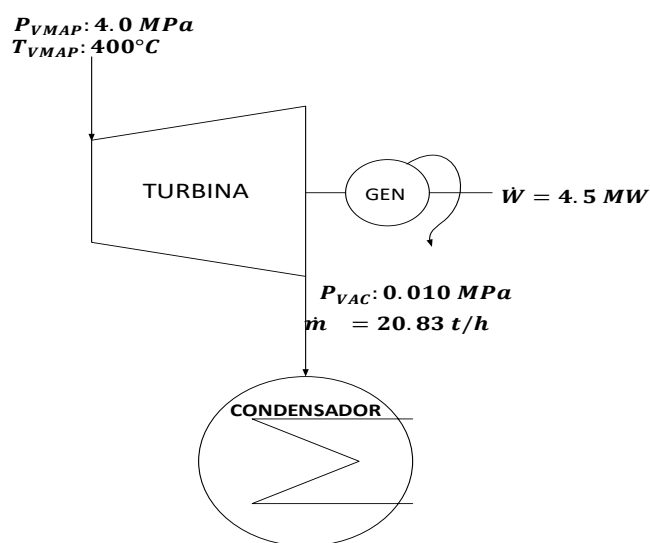


Figura 4.10. Caso de estudio 10, turbinas a condensación.

La Tabla 4.10 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos al aplicar el nuevo modelo termodinámico al caso propuesto por Bahadori y Vuthaluru (2010).

Tabla 4.10. Comparación de modelos Caso de Estudio 10: Bahadori y Vuthaluru (2010).

	Bahadori y Vuthaluru (2010)
Potencia [MW]	4.5
	Mavromatis y Kokossis (1997)
Potencia [MW]	4.31
ΔW [MW]	-0.19

Error abs [%]	4.2
	Varvanov et. al. (2004)
Potencia [MW]	4.73
ΔW [MW]	+0.23
Error abs [%]	5.1
	Medina y Picón (2010)
Potencia [MW]	4.39
ΔW [MW]	-0.11
Error abs [%]	2.4
	Nuevo modelo termodinámico
Potencia [MW]	4.35
ΔW [MW]	-0.15
Error abs [%]	3.3

Para este caso de estudio Medina y Picón (2010) presentan un error absoluto de 2.4%, seguido por el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 3.3%, enseguida el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 4.2% de error absoluto y finalmente el de Varvanov et. al. con 5.1%.

4.3.3 CASO DE ESTUDIO 11: BABCOCK & WILCOX (2005)

El último caso de estudio aplicado a turbinas de condensación se toma del Capítulo 2 del Handbook “Steam its generation and use” de Babcock & Wilcox (2005), del cual se analiza una turbina a condensación que se utiliza como motriz para una bomba de agua de alimentación a caldera que forma parte de una planta de generación eléctrica supercrítica de 718 MW. Las características de la turbina se presentan en la Figura 4.11.

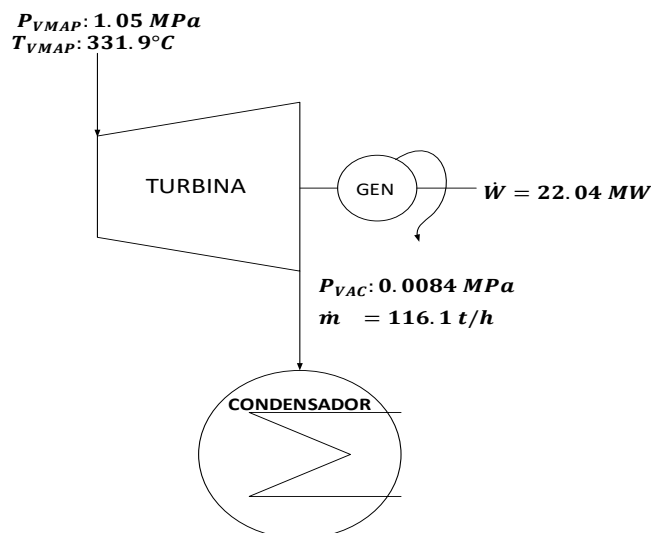


Figura 4.11. Caso de estudio 11, turbinas a condensación.

La Tabla 4.11 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos.

Tabla 4.11. Comparación de modelos Caso de Estudio: Babcock & Wilcox (2005).

	Babcock & Wilcox (2005)
Potencia [MW]	22.04
	Mavromatis y Kokossis (1997)
Potencia [MW]	22.38
ΔW [MW]	+0.34
Error abs [%]	1.5
	Varvanov et. al. (2004)
Potencia [MW]	22.18
ΔW [MW]	+0.14
Error abs [%]	0.63
	Medina y Picón (2010)
Potencia [MW]	22.21
ΔW [MW]	+0.17
Error abs [%]	0.77
	Nuevo modelo termodinámico
Potencia [MW]	23.96
ΔW [MW]	+1.92
Error abs [%]	8.7

Varvanov et. al. (2004) presenta un error absoluto de 0.63% seguido de Medina y Picón (2010) con 0.77%, después está el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con un error absoluto de 1.5% y finalmente el nuevo modelo termodinámico con 8.7%.

4.4 CASOS DE ESTUDIO PARA TURBINAS REALES

Hasta este punto el nuevo modelo termodinámico se ha aplicado a casos de estudio tomados y comparados con los modelos termodinámicos más representativos. Los resultados obtenidos de la comparativa solo sirven para determinar qué tan desviado está el nuevo modelo termodinámico con respecto a dichos modelos representativos ya que al no tener la certeza de que los casos de estudio sean casos reales no se puede seguir un criterio para definir si el nuevo modelo termodinámico predice con una exactitud aceptable las características de una turbina de vapor. Por lo tanto, en esta sección se trata de dar esa certidumbre al nuevo modelo termodinámico aplicándolo a casos de estudio que se consideran reales ya que son tomados de balances térmicos presentados en la literatura y a partir de curvas de comportamiento de turbinas reales instaladas en un complejo petroquímico en México. Los casos de estudio de casos reales consideran turbinas a contrapresión, condensación y una combinación de ambas hasta con 8 extracciones.

4.4.1 CASO DE ESTUDIO 12: K.C. COTTON (1998).

El caso de estudio 12 es referido al que se presenta en la Figura 4.12 el cual es referido a una turbina de vapor con tres extracciones que corresponde a un balance térmico que presenta K. C. Cotton (1998). Se presentan todas las condiciones del vapor en la entrada de la turbina y las tres extracciones lo cual permite determinar las potencias para cada turbina aplicando balances de masa y energía para posteriormente realizar la comparativa con los modelos más representativos y el nuevo modelo termodinámico.

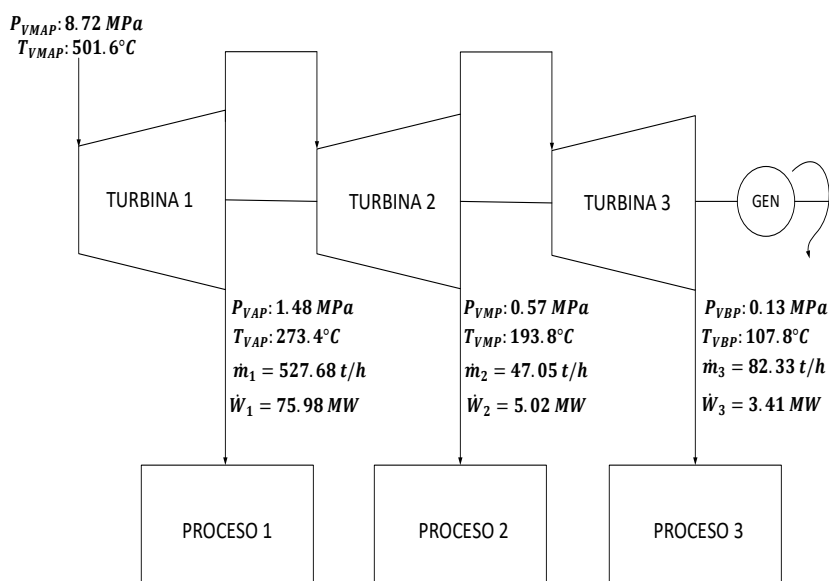


Figura 4.12. Caso de estudio 12, turbinas reales.

La Tabla 4.12 muestra los resultados obtenidos por el nuevo modelo termodinámico y su comparativa con los modelos más representativos para el caso de estudio tomado de K. C. Cotton (1998).

Tabla 4.12. Comparación de modelos Caso de Estudio 12: K. C. Cotton (1998).

	K. C. Cotton (1998)		
	Turbina 1	Turbina 2	Turbina 3
Potencia [MW]	75.98	5.02	3.41
	Mavromatis y Kokossis (1997)		
Potencia [MW]	70.31	5.89	4.94
ΔW [MW]	-5.67	+0.87	+1.53
Error abs [%]	7.4	17.3	44.8
	Varvanov et. al. (2004)		
Potencia [MW]	73.24	6.14	5.00
ΔW [MW]	-2.74	+1.12	+1.59
Error abs [%]	3.6	22.3	46.6
	Medina y Picón (2010)		
Potencia [MW]	70.08	5.91	4.74
ΔW [MW]	-5.9	+0.89	+1.33
Error abs [%]	7.7	17.7	39.0
	Nuevo modelo termodinámico		
Potencia [MW]	67.45	6.03	4.73
ΔW [MW]	-8.53	+1.01	+1.32
Error abs [%]	11.2	20.1	38.7

Con respecto a las potencias calculadas por turbina, en base al balance térmico que presenta K. C. Cotton (1998) para la turbina 1 el modelo de Varvanov et. al. (2004) presenta el error absoluto menor con 3.6%, enseguida se encuentran con un error absoluto muy similar los modelos de Mavromatis y Kokossis (1997) y Medina y Picón (2010) con 7.4% y 7.7% respectivamente, por último, el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 11.2%.

Para la turbina 2 los modelos de Mavromatis y Kokossis (1997) así como el de Medina y Picón (2010) presentan un error muy similar con 17.3 y 17.7% respectivamente, enseguida el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 20.1% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con 22.3% de error absoluto.

Finalmente, para la turbina 3 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 38.7%, seguido por el modelo de Medina y Picón (2010) con un error absoluto de 39% y los modelos de Mavromatis y Kokossis (1997) con 44.8% y Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 46.6%. Cabe resaltar que para esta turbina los cuatro modelos presentan un porcentaje de error muy por encima del error promedio que han venido presentando.

4.4.2 CASO DE ESTUDIO 13: LUO ET. AL. (2011).

El caso de estudio que se analiza aquí se extrae del trabajo presentado por Luo et. al. (2011). La turbina que presentan es una turbina que opera en un complejo petroquímico en China que cuenta 8 extracciones, las cuales se descomponen en 5 extracciones a contrapresión y 3 extracciones a condensación, Figura 4.13.

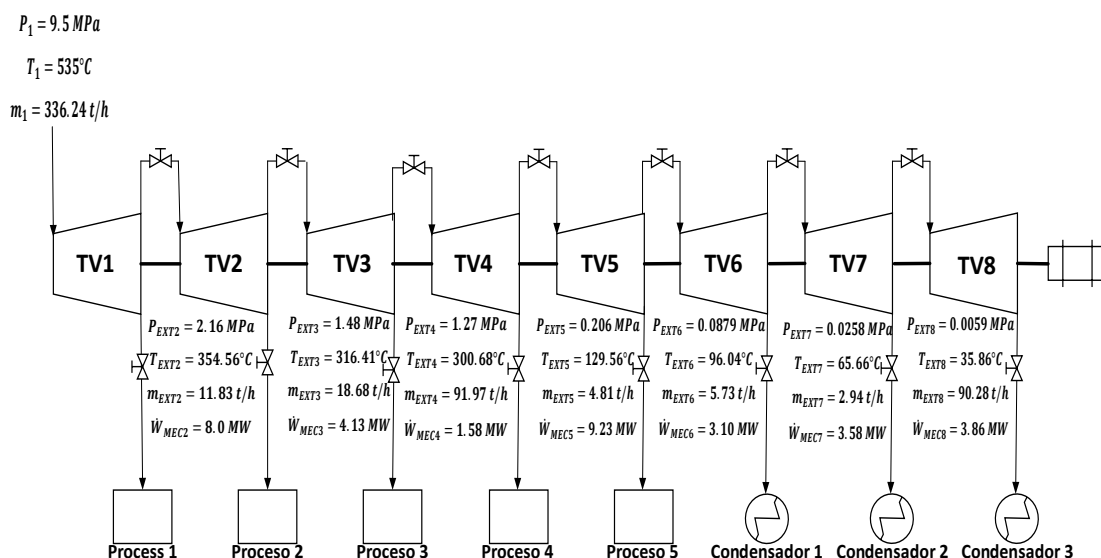


Figura 4.13. Caso de estudio 13, turbinas reales.

Los datos presentados en la Figura 4.13 permiten calcular la potencia individual para cada turbina mediante la aplicación de balances de masa y energía. La Tabla 4.13 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos para el caso de estudio de Luo et. al. (2011).

Tabla 4.13. Resultados obtenidos caso de estudio 13: Luo et. al. (2011).

	TV1	TV2	TV3	TV4	TV5	TV6	TV7	TV8
Xianglong Luo et. al. (2011)								
Potencia [MW]	18.25	8.00	4.13	1.58	9.23	3.10	3.58	3.86
Mavromatis y Kokossis (1997)								
Potencia [MW]	19.75	8.6	4.57	1.49	8.86	3.32	1.59	1.71
ΔW [MW]	+1.5	+0.6	+0.44	-0.09	-0.37	+0.22	-1.99	-2.15
Error abs [%]	8.2	7.5	10.6	5.6	4.0	7.0	55.5	55.6
Varvanov et. al. (2004)								
Potencia [MW]	21.49	9.33	5.09	1.83	8.97	3.56	0.406	0.408
ΔW [MW]	+3.24	+1.33	+0.96	+0.25	-0.26	+0.46	-3.17	-3.45
Error abs [%]	17.7	16.6	23.2	15.8	2.8	14.8	88.6	89.3

Medina y Picón (2010)								
Potencia [MW]	19.86	8.83	4.69	1.53	8.83	2.93	1.10	1.04
ΔW [MW]	+1.61	+0.83	+0.56	-0.05	-0.4	-0.17	-2.48	-2.82
Error abs [%]	8.8	10.3	13.5	3.1	4.3	5.4	69.2	73.0
Nuevo modelo termodinámico								
Potencia [MW]	19.02	8.95	5.44	2.39	8.42	3.09	3.98	3.91
ΔW [MW]	+0.77	+0.95	+1.31	+0.81	-0.81	-0.01	+0.4	+0.05
Error abs [%]	4.2	11.8	31.7	51.2	8.7	0.32	11.1	1.2

Para la turbina TV1 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 4.2%, seguido por Mavromatis y Kokossis (1997) con un error absoluto de 8.2%, con un porcentaje de error muy parecido se encuentra el modelo de Medina y Picón (2010) con 8.8% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con 17.7% de error absoluto.

Para la turbina TV2 Mavromatis y Kokossis (1997) presentan un error absoluto de 7.5%, seguidos por Medina y Picón (2010) con 10.3% de error absoluto; el nuevo modelo termodinámico presenta una desviación de 11.8% y finalmente Varvanov et. al. con 16.6% de error absoluto.

Para la turbina TV3 Mavromatis y Kokossis (1997) junto con Medina y Picón presentan errores absolutos en el orden de 10.6% y 13.5% respectivamente, enseguida Varvanov et. al. con 23.2% de error y finalmente el nuevo modelo termodinámico con 31.7%.

Para la turbina TV4 Medina y Picón (2010) presentan un error absoluto de 3.1% seguidos de Mavromatis y Kokossis (1997) con 5.6%, posteriormente Varvanov et. al. (2004) presenta 15.8% de error absoluto y al final el nuevo modelo termodinámico con un error absoluto de 51.2%.

Para la turbina TV5 Varvanov et. al. (2004) presenta un error absoluto de 2.8%, después, está el modelo de Medina y Picón (2010) con 4.3% de error absoluto seguidos por Mavromatis y Kokossis

(1997) con 4% de error absoluto y al final el nuevo modelo termodinámico con 8.7% de error absoluto.

Para la turbina TV6 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 0.32%, seguido por el modelo de Medina y Picón (2010) con 5.4% de error absoluto, posteriormente el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con un error absoluto de 7% y al final el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 14.8%.

Para la turbina TV7 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 11.1%, seguido por Mavromatis y Kokossis (1997) con 55.5% de error absoluto, posteriormente, el modelo de Medina y Picón (2010) con 69.2% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con 88.6% de error absoluto.

Para la turbina TV8 el nuevo modelo termodinámico presenta 1.2% de error absoluto seguido por Mavromatis y Kokossis (1997) con 55.6%; Medina y Picón (2010) presentan un error absoluto de 73% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 89.3%.

4.4.3 CASO DE ESTUDIO 14: SISTEMA DE TURBINAS INSTALADO EN UN COMPLEJO PETROQUIMICO EN MEXICO.

El caso de estudio 14 se refiere a un complejo petroquímico real instalado en México que cuenta con un sistema de servicios auxiliares compuesto de 3 turbinas. Las turbinas generan energía eléctrica y suministran vapor al cabezal de vapor de media presión (VMP) todo para autoconsumo de los procesos que constituyen el complejo petroquímico. Las turbinas operan entre tres niveles de presión; la turbina ST1 es una turbina a contrapresión con una sola extracción que opera entre el nivel de vapor de alta presión (VAP) y el nivel de vapor de media presión (VMP), su generación máxima es de 21 MW. La turbina ST2 es una turbina que opera a condensación – extracción entre el nivel de vapor de alta presión (VAP), el nivel de vapor de media presión (VMP) y el nivel de vapor de vacío (VACIO), su generación máxima es de 32 MW. Finalmente, la turbina ST3 la cual opera únicamente a condensación entre el nivel de vapor de alta presión (VAP) y el nivel de vapor de vacío (VACIO), su generación máxima es de 24 MW. En la Figura 4.14 se muestra de forma

esquemática la distribución de las turbinas y los cabezales de vapor, así como las condiciones del vapor en cada uno de ellos.

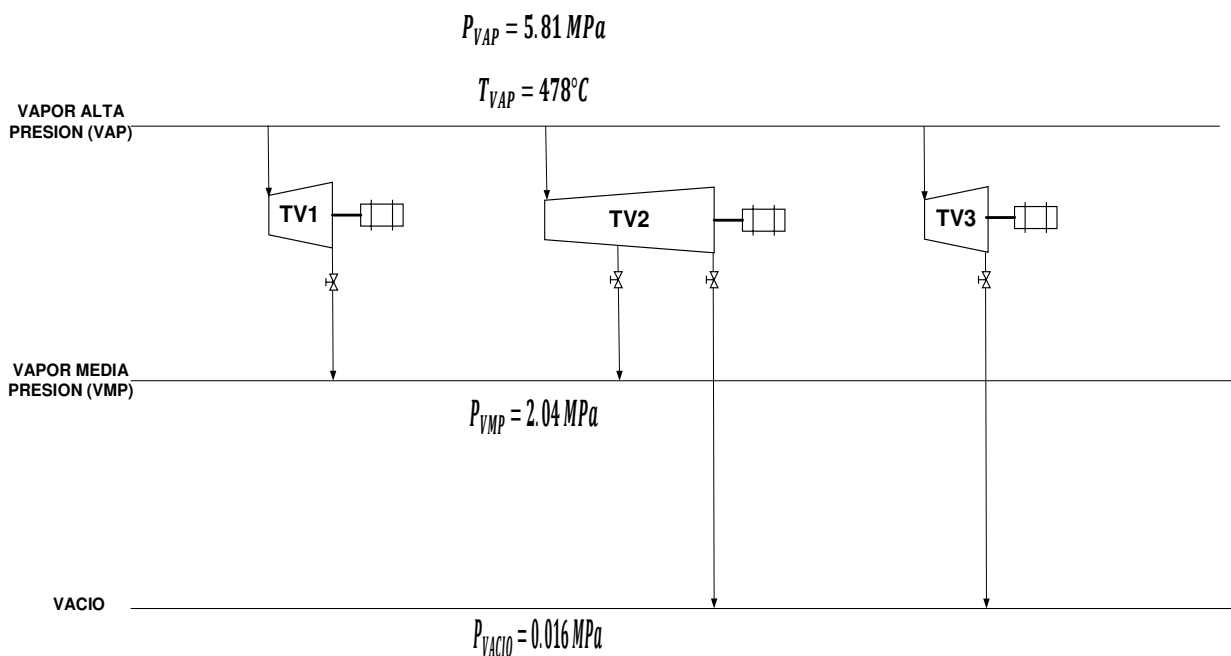


Figura 4.14. Caso de estudio 14 complejo petroquímico, turbinas reales.

Las condiciones del vapor en el cabezal de vapor de alta presión (VAP) son 5.81 MPa y 478 °C, mientras que en el cabezal de vapor de media presión (VMP) es de 2.04 MPa. La presión en el cabezal de vacío es de 0.016 MPa.

Para observar la predicción del nuevo modelo termodinámico en el comportamiento de las turbinas del complejo petroquímico para el caso de la turbina TV1 se han propuesto cinco escenarios de operación, los cuales se identifican en la Figura 4.15.

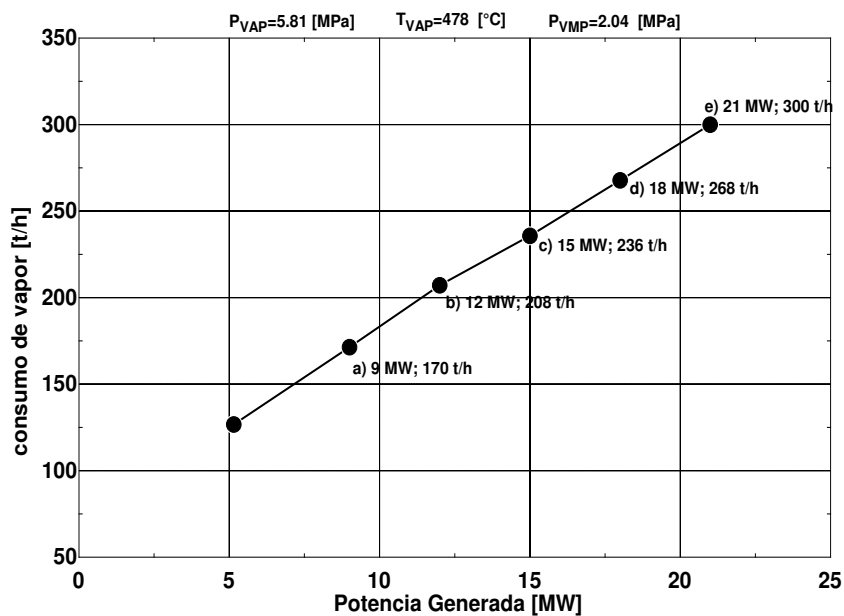


Figura 4.15. Curva de operación TV1 complejo petroquímico.

La Tabla 4.14 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos.

Tabla 4.14. Resultados obtenidos caso de estudio 14: TV1 complejo petroquímico.

	Escenario (a)	Escenario (b)	Escenario (c)	Escenario (d)	Escenario (e)
TV1					
Potencia [MW]	9	12	15	18	21
Mavromatis y Kokossis (1997)					
Potencia [MW]	11.23	13.88	15.83	18.06	20.3
ΔW [MW]	+2.23	+1.88	+0.83	+0.06	-0.7
Error abs [%]	24.7	15.6	5.5	0.33	3.33
Varvanov et. al. (2004)					
Potencia [MW]	12.01	14.74	16.75	19.05	21.35
ΔW [MW]	+3.01	+2.74	1.75	1.05	0.35
Error abs [%]	33.4	22.8	11.6	5.8	1.66
Medina y Picón (2010)					
Potencia [MW]	11.5	14.14	16.09	18.32	20.55
ΔW [MW]	+2.5	+2.14	+1.09	+0.32	-0.45
Error abs [%]	27.7	17.8	7.2	1.77	2.14

	Nuevo modelo termodinámico				
Potencia [MW]	10.59	12.9	14.94	17.05	19.35
ΔW [MW]	+1.59	+0.9	-0.06	-0.95	-1.65
Error abs [%]	17.6	7.5	0.4	5.2	7.8

De los resultados obtenidos de la TV1 para el escenario (a) con respecto a los datos que muestra la curva de operación el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 17.6%, seguido por el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con un error absoluto de 24.7%, después el modelo de Medina y Picón (2010) con 27.7% de error absoluto y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 33.4%.

Para la misma TV1, pero para el escenario (b), el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 7.5%, seguido por el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 15.6% de error absoluto y después con 17.8% de error absoluto el modelo de Medina y Picón (2010) y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error de 22.8%

En el escenario (c), el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 0.4%, seguido por Mavromatis y Kokossis (1997) con 5.5% de error absoluto, después el modelo de Medina y Picón (2010) con 7.2% de error absoluto y al final el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 11.6%.

Para el escenario (d) Mavromatis y Kokossis (1997) arrojan un error absoluto de 0.33%, seguidos por el modelo de Medina y Picón (2010) con 1.77% y finalmente el nuevo modelo termodinámico y el modelo de Varvanov et. al. (2004) que presentan un porcentaje de error absoluto bastante similar con 5.2% y 5.8% respectivamente.

Finalmente, para el escenario (e), el modelo de Varvanov et. al. (2004) con 1.66% de error absoluto seguido del modelo de Medina y Picón (2010) con 2.14%, enseguida el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 3.33% de error absoluto y, por último, el nuevo modelo termodinámico con 7.8% de error absoluto.

A continuación, se analiza la predicción del nuevo modelo termodinámico para la turbina TV2, la cual es una turbina que opera a condensación – extracción, para tal efecto, también se definen cinco escenarios. Tanto la curva de operación como los cinco escenarios se muestran en la Figura 4.16. Las condiciones de entrada del vapor a la turbina son 5.81 MPa y 478 °C, la presión de la extracción es de 2.04 MPa y la presión de vacío es de 0.016 MPa (4.72 inHG).

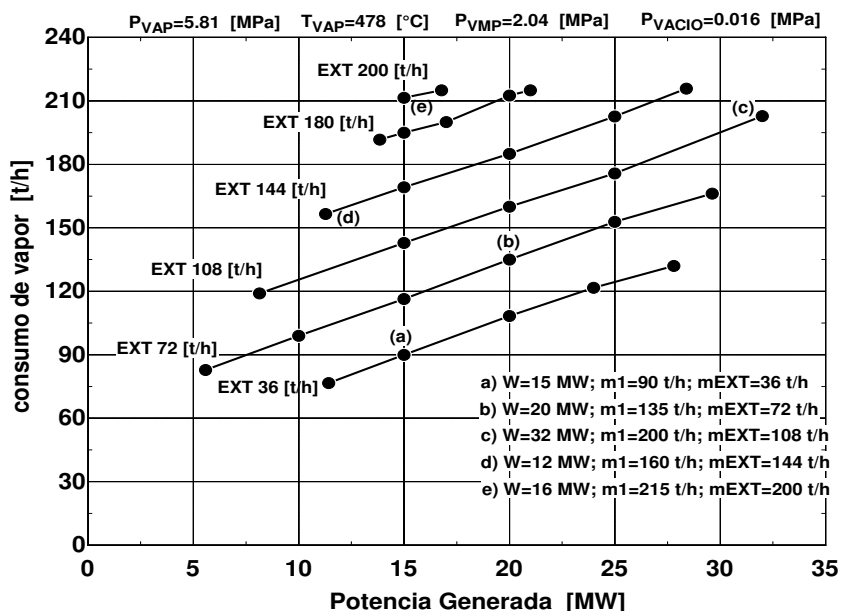


Figura 4.16. Curva de operación TV2 complejo petroquímico.

La Tabla 4.15 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos.

Tabla 4.15. Resultados obtenidos caso de estudio 14: TV2 complejo petroquímico.

	Escenario (a)	Escenario (b)	Escenario (c)	Escenario (d)	Escenario (e)
	TV2				
Potencia [MW]	15	20	32	12	16
	Mavromatis y Kokossis (1997)				
Potencia [MW]	16.03	20.89	31.05	13.34	16.98
ΔW [MW]	+1.03	+0.89	-0.95	+1.34	+0.98
Error abs [%]	6.8	4.4	2.9	11.1	6.1

	Varvanov et. al. (2004)				
Potencia [MW]	16.84	21.82	32.14	14.35	18.10
ΔW [MW]	+1.84	+1.82	+0.14	+2.35	+2.10
Error abs [%]	12.2	9.1	0.43	19.5	13.12
	Medina y Picón (2010)				
Potencia [MW]	16.4	21.25	31.41	13.71	17.34
ΔW [MW]	+1.4	+1.25	-0.59	+1.71	+1.34
Error abs [%]	9.3	6.2	1.84	14.2	8.3
	Nuevo modelo termodinámico				
Potencia [MW]	15.51	20.07	29.83	12.79	16.17
ΔW [MW]	+0.51	+0.07	-2.1	+0.79	+0.17
Error abs [%]	3.4	0.35	6.5	6.5	1.0

Para el escenario (a) de la turbina TV2 el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 3.4%, seguido por el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 6.8% de error absoluto, después, el modelo de Medina y Picón (2010) con 9.3% y finalmente el modelo de Varvanov et. al. (2004) con error absoluto de 12.2%

Para el escenario (b), el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 0.35%, enseguida el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 4.4%, seguidos del modelo de Medina y Picón (2010) con 6.2% de error absoluto, y, por último, el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 9.1%.

En el escenario (c) el modelo de Varvanov et. al. presenta un error absoluto de 0.43%, después el modelo de Medina y Picón (2010) con 1.84% de error absoluto, seguidos del modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 2.9% y finalmente el nuevo modelo termodinámico que presenta un error absoluto de 6.5%.

El escenario (d) el nuevo modelo termodinámico presenta un error absoluto de 6.5%, enseguida, el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 11.1%, después, el modelo de Medina y Picón (2010) con 14.2% y al final el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 19.5%.

En el escenario (e) el nuevo modelo termodinámico arroja un error absoluto de 1.0%, seguido de Mavromatis y Kokossis (1997) con 6.1%, después el modelo de Medina y Picón (2010) con 8.3% y al final el modelo de Varvanov et. al. (2004) con 13.1% de error absoluto.

Para terminar con el análisis del nuevo modelo termodinámico para turbinas reales, se realiza el análisis de la turbina TV3, la cual, es una turbina que opera a condensación y cuyas condiciones del vapor son a la entrada 5.81 MPa y 478 °C, y la presión de vacío absoluta es de 0.016 MPa (4.72 inHG). Para este caso también se definen cinco escenarios de operación, los cuales se muestran en la Figura 4.17, la cual es también la curva de operación de la turbina.

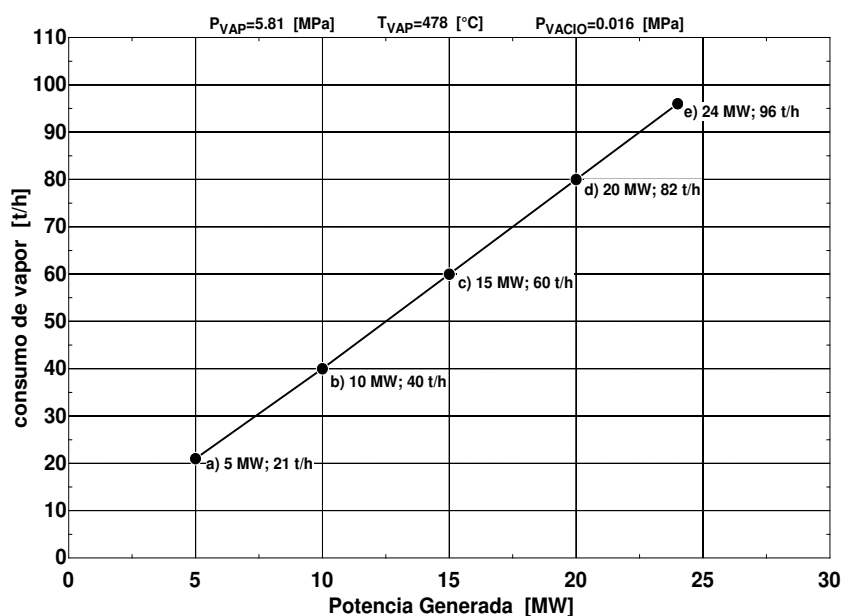


Figura 4.17. Curva de operación TV3 complejo petroquímico.

La Tabla 4.16 muestra los resultados obtenidos y su comparativa con los modelos más representativos.

Tabla 4.16. Resultados obtenidos caso de estudio 14: TV3 complejo petroquímico.

	Escenario (a)	Escenario (b)	Escenario (c)	Escenario (d)	Escenario (e)
	TV3				
Potencia [MW]	5	10	15	20	24
	Mavromatis y Kokossis (1997)				
Potencia [MW]	4.69	9.5	14.56	20.12	23.67
ΔW [MW]	-0.31	-0.5	-0.44	+0.12	-0.33
Error abs [%]	6.2	5.0	2.9	0.60	1.3
	Varvanov et. al. (2004)				
Potencia [MW]	5.1	9.9	15.07	20.69	24.26
ΔW [MW]	+0.1	-0.1	+0.07	+0.69	+0.26
Error abs [%]	2.0	1.0	0.46	3.4	1.0
	Medina y Picón (2010)				
Potencia [MW]	4.9	9.7	14.82	20.38	23.93
ΔW [MW]	-0.1	-0.3	-0.18	+0.38	-0.07
Error abs [%]	2.0	3.0	1.2	1.9	0.29
	Nuevo modelo termodinámico				
Potencia [MW]	4.77	9.25	13.99	19.31	22.74
ΔW [MW]	-0.23	-0.75	-1.01	-0.69	-1.26
Error abs [%]	4.6	7.5	6.7	3.4	5.2

Para el escenario (a) de la TV3 los modelo de Varvanov et. al. (2004) así como el de Medina y Picón (2010) presentan un error absoluto de 2%, seguidos del nuevo modelo termodinámico con 4.6% de error absoluto y por último el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 6.2% de error absoluto.

En el escenario (b) el modelo de Varvanov et. al. (2004) presenta un error absoluto de 1%, seguidos por el modelo de Medina y Picón (2010) con 3% de error absoluto, enseguida el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 5% de error absoluto y finalmente el nuevo modelo termodinámico con 7.5% de error absoluto.

Para el escenario (c) el modelo de Varvanov et. al. (2004) presenta un error absoluto de 0.46%, seguido por el modelo de Medina y Picón (2010) con un error absoluto de 1.2%, después el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 2.9% y al final el nuevo modelo termodinámico con 6.7%.

Para el escenario (d) el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) presenta un error absoluto de 0.60%, posteriormente, el modelo de Medina y Picón con 1.9% de error absoluto y finalmente el nuevo modelo termodinámico y el modelo de Varvanov et. al. (2004) con un error absoluto de 3.4%.

Finalmente, en el escenario (e), Medina y Picón presentan un error absoluto de 0.29%, después el modelo de Varvanov et. al. (2004) y Mavromatis y Kokossis (1997) con errores absolutos muy similares de 1.0% y 1.3% respectivamente, por último, el nuevo modelo termodinámico con 5.2% de error absoluto.

4.5 ANALISIS Y DISCUSION DE RESULTADOS.

A continuación, se presenta de manera resumida la comparativa del nuevo modelo termodinámico con los modelos más representativos. En general, considerando los esquemas de producción de cada uno de los 14 casos, se analizaron un total de 40 turbinas, de las cuales 29 son de contrapresión, 10 de condensación y 1 a condensación – extracción. Los casos de estudio analizados abarcan una amplia gama de potencias de producción, lo que permite tener un panorama más claro en cuanto a determinar el tipo de modelo que mejor se adapta a las necesidades de predicción de potencia para realizar estudios de integración energética y optimización en turbinas de vapor.

Con el propósito de definir la aproximación del nuevo modelo termodinámico respecto a los modelos más representativos, en las Tablas 4.17 y 4.18 se muestra un sumario de resultados para turbinas a contrapresión y condensación respectivamente, donde, para cada turbina de cada caso de estudio, se presenta el error absoluto calculado con respecto a la potencia de referencia. La potencia de referencia se entiende como la potencia que se reporta para cada caso ya sea por el autor del caso de estudio o bien en base lo reportado por el fabricante en el caso de turbinas reales.

Tabla 4.17. Sumario de resultados. Turbinas a contrapresión.

Caso de estudio	Turbina	Potencia referencia	Mavromatis y Kokossis	Varvanov et. al.	Medina y Picón	Nuevo modelo
1	1	0.52		78.8	13.4	28.8
1	2	1.98		16.1	1.0	2.0
1	3	1.87		3.2	3.7	6.9
2	T1	3.68	13		10.5	9.3
2	T3	4.54	5.7		11.01	0.61
2	T4	4.68	9.4		14.5	3.67
2	DRV1	2.75	14.9		12.7	9.8
2	DRV2	1	7.0		2.8	10.6
3	1	11	2.7	7.0	0.27	6.0
4	2	25	0.92	5.4	1.24	6.4
5	3	3	2.66	3.33	3.33	2.0
6	T4_1	5.27	3.4	7.2		4.1
6	T4_2	2.31	6.06	10.3		5.1
6	T4_3	0.36	27.7	77.7		58.3
7	T5_1	28.91	1.10	5.6		6.5
7	T5_2	4.43	6.32	14.4		14.6
7	T5_3	1.61	0	36.02		81.3
8	1*	14.99	12.2	25.6	12.0	8.0
8	2*	14.37	7.3	12.5	9.2	2.5
8	3*	9.75	4.6	6.8	4.6	1.0
8	1**	14.74	14.1	27.7	13.9	9.8
8	2**	13.52	14.1	19.6	16.1	8.9
8	3**	9.71	5.0	7.3	5.0	1.4
12	1	75.98	7.4	3.6	7.7	11.2
12	2	5.02	17.3	22.3	17.7	20.1
12	3	3.41	44.8	46.6	39	38.7
13	TV1	18.25	8.2	17.7	8.8	4.2
13	TV2	8.0	7.5	16.6	10.3	11.8
13	TV3	4.13	10.6	23.2	13.5	31.7
13	TV4	1.58	5.6	15.8	3.1	51.2
13	TV5	9.23	4.0	2.8	4.3	8.7
14	TV1 (a)	9	24.7	33.4	27.7	17.6
14	TV1 (b)	12	15.6	22.8	17.8	7.5
14	TV1 (c)	15	5.5	11.6	7.2	0.4
14	TV1 (d)	18	0.33	5.8	1.77	5.2
14	TV1 (e)	21	3.33	1.66	2.14	7.8
Error absoluto promedio			9.49	18.98	9.88	13.99
Casos con mejor aproximación			10	4	5	17

* Ali Ghannadzadeh et al. (2011)

** Manesh et. al. (2012)

Para turbinas a contrapresión, el nuevo modelo termodinámico presenta un error promedio de 13.99%, mayor al que presentan Mavromatis y Kokossis (1997) y Medina y Picón (2010) con 9.49% y 9.88% respectivamente y menor al que presenta Varvanov et. al. (2004) con 18.98%. El nuevo modelo termodinámico, sin embargo, presenta una cantidad mayor de casos con la mejor aproximación con 17 de 36, contra 10 de 33 de Mavromatis y Kokossis (1997), 4 de 31 de Varvanov et. al. (2004) y 5 de 30 de Medina y Picón (2010).

Al nuevo modelo termodinámico se le observa un porcentaje más alto de error debido a los errores tan altos que presenta dentro de cierto rango de potencia. Se identifican errores mayores a 20.1% para potencias entre 0.36 MW y 4.13 MW, donde el porcentaje de error va desde 28.8% hasta 81.3%.

Para definir el rango de potencia en el cual el nuevo modelo termodinámico tiene un rango de error aceptable, de la Tabla 4.17 se descartan los casos en los cuales el nuevo modelo termodinámico presenta un error mayor al 20.1%, los cuales son: Turbina 1 del caso 1 (28.8% error), Turbina T4_3 del caso 6 (58.3% de error), Turbina T5_3 del caso 7 (81.3% de error) y Turbina 3 del caso 12 (38.7% de error), TV3 y TV4 del caso 13 (31.7% y 51.2% de error).

Por tanto, descartando dichos casos de estudio podemos definir que el nuevo modelo termodinámico tiene un rango de error absoluto de entre 0.4% y 20.1% con promedio de 7.12%. La potencia en la cual se puede esperar este rango de error es de 4.13 MW a 75.98 MW.

Se observa que para potencias menores a 2 MW el nuevo modelo termodinámico puede llegar a presentar porcentajes de error absoluto hasta de 81.3%.

A continuación, se presenta el sumario que se obtiene para los casos de estudio de turbinas a condensación.

Tabla 4.18. Sumario de resultados. Turbinas a condensación.

Caso de estudio	Turbina	Potencia referencia	Mavromatis y Kokossis	Varvanov et. al.	Medina y Picón	Nuevo modelo
9	1	10.2	11.07	3.03	8.43	9.7
10	1	4.5	4.2	5.1	2.4	3.3
11	1	22.04	1.5	0.63	0.77	8.7
13	TV6	3.10	7.0	14.8	5.4	0.32
13	TV7	3.58	55.5	88.6	69.2	11.1
13	TV8	3.86	55.6	89.3	73.0	1.2
14	TV3 (a)	5	6.2	2.0	2.0	4.6
14	TV3 (b)	10	5.0	1.0	3.0	7.5
14	TV3 (c)	15	2.9	0.46	1.2	6.7
14	TV3 (d)	20	0.60	3.4	1.9	3.4
14	TV3 (e)	24	1.3	1.0	0.29	5.2
Error absoluto promedio			13.72	19.03	15.24	5.61
Casos con mejor aproximación			1	5	3	3

De acuerdo con lo presentado en la Tabla 4.18, para turbinas a condensación, el nuevo modelo termodinámico presenta un mejor porcentaje de error absoluto con 5.61%, enseguida el modelo de Mavromatis y Kokossis (1997) con 13.72%, después, el de Medina y Picón (2010) con 15.24% y finalmente el de Varvanov et. al. (2004) con 19.03%. Sin embargo, el modelo que presenta una cantidad mayor de casos con la mejor aproximación es el de Varvanov et. al. (2004) con 5 de 11, seguido por el nuevo modelo termodinámico y el modelo de Medina y Picón (2010), ambos con 3 de 11, y finalmente el de Mavromatis y Kokossis (1997) con 1 de 11.

Los modelos más representativos presentan porcentajes de error hasta de 89% por lo que esto los hace más inexactos y no tan confiables al momento de aplicarlos a un caso de estudio de turbinas a condensación en comparación con el nuevo modelo termodinámico que mantiene un rango de error de 0.32% a 11.1%, más cercano al promedio. El rango de potencia en donde el nuevo modelo termodinámico presenta este comportamiento es de 3.1 MW a 24 MW.

Si bien, los resultados obtenidos por los modelos más representativos son muy aceptables, por lo que no existe evidencia clara de que alguno de ellos sea superior, se puede afirmar que el nuevo modelo termodinámico es más confiable en los rangos de potencia definidos tanto para turbinas a contrapresión, turbinas a condensación y turbinas a condensación – extracción.

El caso de la Turbina TV2 del caso de estudio 14, la cual es una turbina real, refuerza la afirmación del párrafo anterior, ya que si bien no fue posible descomponerla en turbina a contrapresión y turbina a condensación es posible determinar cuál de los modelos fue más acertado como se observa en la Tabla 4.19. Se observa que el nuevo modelo termodinámico presenta el mayor número de casos con la mejor aproximación, así como un error absoluto promedio por debajo del que presentan los demás modelos analizados.

Tabla 4.19. Sumario de resultados. Turbinas a condensación - extracción.

Caso de estudio	Turbina	Potencia referencia	Mavromatis y Kokossis	Varvanov et. al.	Medina y Picón	Nuevo modelo
14	TV3 (a)	15	6.8	12.2	9.3	3.4
14	TV3 (b)	20	4.4	9.1	6.2	0.35
14	TV3 (c)	32	2.9	0.43	1.84	6.5
14	TV3 (d)	12	11.1	19.5	14.2	6.5
14	TV3 (e)	16	6.1	13.1	8.3	1.0
Error absoluto promedio			6.2	10.8	7.9	3.5
Casos con mejor aproximación			0	1	0	4

Capítulo V

Conclusiones y trabajo futuro.

5.1 INTRODUCCIÓN

En este Capítulo se presentan las conclusiones generales derivadas de este trabajo, en donde se describen las características y limitantes principales de los modelos a través del estudio del estado del arte. Además, se describen las mejoras que el nuevo modelo ofrece con relación los casos de estudio presentados en el estado del arte, los principales logros alcanzados y las limitantes que se tienen al aplicar el nuevo modelo termodinámico. También, se habla acerca del trabajo futuro que se puede llevar a cabo partiendo del hasta ahora realizado.

5.2 CONCLUSIONES

La revisión del estado del arte en el desarrollo de modelos que predicen el comportamiento termodinámico de una turbina de vapor nos indica que, si bien existen diversos modelos establecidos que permiten determinar la potencia eficiencia de una turbina de vapor, hasta ahora, las conclusiones generales que se obtienen para cada uno de los modelos se describen a continuación.

Para los modelos exergéticos se debe de calcular una eficiencia exergética la cual difiere de la eficiencia isoentrópica por lo que los resultados obtenidos, en comparación con los modelos termodinámicos, pueden variar hasta en 30%.

En el caso de los modelos que involucran geometrías, las variables son específicas y diferentes para cada turbina, de acuerdo con su diseño, configuración y aplicación. Por lo anterior, es necesario conocer detalladamente el diseño de los internos de las turbinas y en el caso de que se conocieran, el procedimiento para desarrollar el cálculo de la eficiencia de una turbina se torna complejo debido a que, para cada marca y tipo de turbina, las características son muy diferentes haciendo casi imposible definir un modelo que pueda predecir la potencia y eficiencia de todo el universo de turbinas existente de manera sencilla.

En lo que respecta a los modelos termodinámicos, sobre los cuales está basado el modelo propuesto, el estudio del estado del arte nos muestra que los primeros que se desarrollaron ya toman en cuenta, aunque constante, una eficiencia para las turbinas analizadas, lo cual supone cierto error.

Por otro lado, se encontró que existen modelos iterativos que suponen temperaturas ya sea de entrada o de salida de la turbina, los cuales, por el hecho de ser iterativos, consumen tiempo para su solución, además resultan triviales debido a la suposición de las temperaturas del vapor.

Los últimos modelos desarrollados, los cuales son los modelos más representativos en el estudio e integración de sistemas energéticos que operan bajo el concepto de cogeneración, se observaron más completos en el sentido de que consideran la variación de la eficiencia de la turbina con la carga, sin embargo, no toman en cuenta factores que afectan la eficiencia como lo es el sobrecalentamiento del vapor a la entrada de la turbina y la relación de presiones, así como la corrección por presión de vacío para turbinas a condensación.

Así mismo, estos últimos modelos se desarrollaron en base a curvas que fueron parametrizadas en un rango demasiado amplio, de 0.746 MW a 74.6 MW, considerando que son curvas logarítmicas esto supondría cierto error también. Además, las curvas originales fueron generadas a partir de diferentes condiciones del vapor a la entrada de la turbina, manteniendo la presión de salida de la turbina fija para todos los casos por lo que para condiciones diferentes se debe de considerar correcciones al cálculo de la potencia o eficiencia.

Otro punto importante para considerar acerca de los modelos más representativos es que si bien, cada autor presenta resultados aceptables, solo abarcan un universo muy pequeño de turbinas con un máximo de 4 turbinas analizadas, y, por lo tanto, también un rango muy pequeño de potencia generada y condiciones de vapor.

Además, en su mayoría, todos los modelos representativos consideran turbinas a contrapresión con máximo dos extracciones, y no presentan un modelo bien definido para turbinas a condensación por lo que tampoco presentan casos de turbinas que operen a condensación – extracción.

En consecuencia, los modelos termodinámicos más representativos sólo abordan parte del problema.

Por lo tanto, el nuevo modelo termodinámico propuesto toma como base las omisiones de los modelos termodinámicos más representativos y las convierte en áreas de oportunidad de tal manera que el nuevo modelo termodinámico si considera las condiciones reales del vapor tanto a la entrada como a la salida de la turbina, es decir, se considera el sobrecalentamiento del vapor, así como la relación de presiones entre la entrada y salida de la turbina.

A diferencia de los modelos termodinámicos presentados por los principales autores como Mavromatis y Kokossis (1997), Varvanov et. al. (2004) y Medina y Picón (2010), el nuevo modelo termodinámico ofrece expresiones lineales en intervalos de potencia más reducidos con la finalidad de reducir el error obtenido, también, toma en cuenta variables que afectan el comportamiento de una turbina como lo es temperatura del vapor sobrecalentado en la entrada y la salida, presión de salida de la turbina y en su caso presión de vacío ofreciendo factores de corrección para cuando las condiciones del vapor son diferentes a las condiciones a las cuales las curvas fueron generadas.

Así mismo, se comprobó la aplicación del nuevo modelo termodinámico en un universo más amplio de turbinas de vapor con 14 casos de estudio de los cuales 3 casos consideran turbinas instaladas en complejos reales. En total se analizaron 29 turbinas a contrapresión, 10 a

condensación y 1 a extracción – condensación, dando un total de 40 turbinas. Se analizaron casos de turbinas hasta con 8 extracciones.

Se resalta el desarrollo y definición de manera clara del modelo para turbinas a condensación, el cual, en conjunto con el modelo de turbinas a contrapresión sirve para analizar las turbinas a condensación – extracción.

Se comprobó la confiabilidad del nuevo modelo termodinámico en un rango de potencia de 4.13 MW a 75.98 MW esperando errores entre 0.4% y 20.1% para turbinas a contrapresión. Para turbinas a condensación el rango de potencia donde se comprobó la confiabilidad del nuevo modelo termodinámico fue de 3.10 MW a 24 MW con errores esperados entre 0.32% y 11.1%.

En contraparte, para turbinas a contrapresión cuya potencia esta entre 1.58 MW y 4.13 MW se podrían esperar errores hasta de 38.7%, mientras que por debajo de 1.58 MW el error podría ser hasta 81.3%. Por tanto, el rango de potencia confiable para turbinas a contrapresión del nuevo modelo termodinámico es de 4.13 MW a 75.98 MW.

Para turbinas a condensación el rango presentado, de 3.10 MW a 24 MW es el único donde se comprobó el nuevo modelo termodinámico por lo cual, para potencias diferentes se tendría que hacer un poco más de análisis.

Finalmente, el nuevo modelo termodinámico puede aplicarse en casos cuando se conoce la cantidad de vapor que atraviesa la turbina o conjunto de turbinas o cuando se conoce la cantidad de carga térmica que la o las turbinas suministran al proceso.

Se concluye también que el nuevo modelo termodinámico aplica para cualquier condición de vapor a la entrada de la turbina por debajo del punto supercrítico del vapor, ya que, los casos de estudio analizados comprenden presiones de vapor en un rango de 0.2 MPa a 12 MPa y rango de temperatura de vapor de 129°C a 557°C.

5.3 TRABAJO FUTURO

Como trabajo futuro se pretende seguir recabando información de casos de turbinas reales ya sea en la literatura o bien en complejos industriales de tal manera que dicha información permita reforzar la hipótesis de que el nuevo modelo termodinámico es un modelo que puede ser utilizado de forma genérica con muy buena aproximación.

De igual manera, se pretende extender la aplicación del nuevo modelo termodinámico a turbinas a contrapresión con potencias mayores a 75.98 MW y para turbinas a condensación con potencias mayores a 24 MW, lo anterior con la expectativa de que el nuevo modelo pueda cubrir también la aplicación a turbinas de vapor instaladas en centrales de generación eléctrica, cuyas turbinas tienen capacidad de producir potencias mayores a 100 MW.

Sería interesante documentar el estado del arte que guarda el desarrollo de modelos de predicción para turbinas de gas y verificar la factibilidad un modelo similar al presentado en este trabajo.

Referencias

Ali Chaibakhsh, Ali Ghaffari, Steam turbine model, Simulation Modelling Practice and Theory 16 (2008) 1145–1162.

Ali Ghannadzadeh, Simon Perry, Robin Smith, Cogeneration targeting for site utility systems, Applied Thermal Engineering 43 (2012) 60-66.

Ankur Kapila, Igor Bulatova, Robin Smitha, Jin-Kuk Kimb, Site-wide low-grade heat recovery with a new cogeneration targeting method, Volume 90, Issue 5, May 2012, 677-689.

Bahadori A, Vuthaluru H B. Estimation of Performance of Steam Turbines Using a Simple Predictive Tool. Applied Thermal Engn. 2010; 30: 1832-1838.

Bureau of Energy Efficiency, Indian Renewable Energy Development Agency., BEST PRACTICE MANUAL: COGENERATION, Devki Energy Consultancy Pvt. Ltd, India, 2006.

Celis C., Gustavo R.S. Pinto, Tairo Teixeira, Érica Xavier, A steam turbine dynamic model for full scope power plant simulators, Applied Thermal Engineering 120 (2017) 593–602.

Chanel Ann Gibson, Mehdi Aghaei Meybodi, Masud Behnia, Optimisation and selection of a steam turbine for a large-scale industrial CHP (combined heat and power) system under Australia's carbon price, Energy, 61, (2013), 291-307

Chou C C, Shih Y S. A Thermodynamic approach to the design and synthesis of plant utility systems. Ind. Engng Chem Res. 1987; 26:1100–1108.

Cotton K C. Evaluating and Improving Steam Turbine Performance, 2nd Ed., Cotton Fact Inc. 1998.

Cotton K C. Evaluating and Improving Steam Turbine Performance, 2nd Ed., Cotton Fact Inc. 1998.

Dettonia S., V. Collaa, G. Salernob, A. Signorinib, Steam Turbine models for monitoring purposes, Energy Procedia 105 (2017) 524 – 529.

Dhole V R, Linnhoff B. Total site targets for fuel, co-generation, emissions and cooling. Comput Chem Engng. 1993; 17: 101-109.

Dusan Gvozdenac, Branka Gvozdenac Urosevic, Christoph Menke, Dragan Urosevic, Athikom Bangviwat, High efficiency cogeneration: CHP and non-CHP energy, Energy, 135, (2017), 269-278.

Ghannadzadeh A, Perry S, Smith R. 2011. A new shaftwork targeting model for total sites, Chemical Engineering Transactions. 2011; 25: 917-922.

Gorsek, P. Glavi, Process integration of a steam turbine, Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1227–1234.

Hiroyuki Kimura and (Frank) X. X. Zhu, R-Curve Concept and Its Application for Industrial Energy Management, Ind. Eng. Chem. Res. 2000, 39, 2315-2335

In-Su Han, Young-Hak Lee, Chonghun Han, Modeling and Optimization of the Condensing Steam Turbine Network of a Chemical Plant, Ind. Eng. Chem. Res. 2006, 45, 670-680

Khoshgoftar Manesh M. H., P. Navid, M. Amidpour, M. H. Hamed, New procedure for optimal design of cogeneration system with considering environmental impacts and total cost, Clean Technologies and Environmental Policy, 2013, 15: 893-919.

Khoshgoftar Manesh M.H., M. Amidpour, S. Khamis Abadi, M.H. Hamed, A new cogeneration targeting procedure for total site utility system, Applied Thermal Engineering 54 (2013) 272-280.

Khoshgoftar Manesh M.H., Abadi S K, Ghalam H, Amidpour M. Integration of steam power plant with site utility system using a new cogeneration targeting method, Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition IMECE. 2012: 88884.

Khoshgoftar Manesh M.H., P. Navid, A.M. Blanco Marigorta, M. Amidpour, M.H. Hamedi, New procedure for optimal design and evaluation of cogeneration system based on advanced exergoeconomic and exergoenvironmental analyses, Energy 59 (2013) 314-333.

Khoshgoftar Manesh M.H., P. Navid, M. Baghestani, S. Khamis Abadi, M.A. Rosen, A.M. Blanco, M. Amidpour, Exergoeconomic and exergoenvironmental evaluation of the coupling of a gas fired steam power plant with a total site utility system, Energy Conversion and Management 77 (2014) 469-483

Khoshgoftar Manesh M.H., S. Khamis Abadi, M. Amidpoura, M.H. Hamedi, A new targeting method for estimation of cogeneration potential and total annualized cost in process industries, chemical engineering research and design, 91(2013) 1039-1049.

Kitto J. B. y S. C. Stultz, Steam its generation and use, 41 ed., Babcock & Wilcox Company, 2005.

Li Sun and Robin Smith, Performance Modeling of New and Existing Steam Turbines, I&EC, 2015, 54, 1908-1915.

Li Sun, Robin Smith, A New Steam Turbine Model for Utility System Design and Optimization, CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS, VOL. 39, 2014, 1399-1404.

Li Sun, Steve Doyle, Robin Smith, Cogeneration Improvement Based on Steam Cascade Analysis, CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS, 2013, 35, 13-18.

Li Sun, Steve Doyle, Robin Smith, Graphical cogeneration analysis for site utility systems, *Clean Techn Environ Policy*, (2014) 16:1235–1243.

Luo X, Zhang B, Chen Y, Mo S. Modeling and optimization of a utility system containing multiple extractions steam turbines. *Energy*. 2011; 36 (5): 3501-3512

Mahmoud El-Halwagi, Dustin Harell, H. Dennis Spriggs, Targeting cogeneration and waste utilization through process integration, *Applied Energy*, 2009, 86, 880-887.

Mavromatis S P, Kokossis A C. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations – I. Targets and level optimisation. *Chem Engn Scnc*. 1998; 53: 1585-1608.

Mavromatis S P, Kokossis A C. Conceptual optimisation of utility networks for operational variations – II. Network development and optimisation. *Chem Engn Scnc*. 1998; 53: 1609-1630.

Mavromatis S. P. and A. C. Kokossis, Hardware composites: A new conceptual tool for the analysis and optimization of steam turbine network in chemical process industries Part II: application to operation and design, *Chemical Engineering Science*, Vol. 53, 7 (1998), 1435-1461.

Medina Flores José Martin, Diseño Optimo de Servicios Auxiliares para la Cogeneración en Procesos Industriales, Tesis para de doctorado, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Guanajuato, Salamanca, Gto., 2006.

Medina-Flores J M, Picón-Núñez M. Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbines. *Chem. Eng. Scnc*. 2010; 65: 2811-2820.

Mircea Dulaua, Dorin Bicab, Mathematical modelling and simulation of the behaviour of the steam turbine, *Procedia Technology* 12 (2014) 723 – 729.

Mohamamd Hasan Khoshgoftar Manesh, Sajad Khamis Abadi, Majid Amidpour, Hooman Ghalami, and Mohammad Hosein Hamedi, New emissions targeting strategy for site utility of process industries, *Korean J. Chem. Eng.*, 30(4), 796-812 (2013).

Nasser Ahmed Al – Azri, *Integrated Approaches to the Optimization of Process – Utility Systems*, PhD Thesis, Texas A&M University, 2008.

Nishio M, Itoh J, Shiroko K, Umeda T. A thermodynamic approach to steampower system design. *Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev.* 1980; 19: 306-312.

O. Aguilar, S. J. Perry, J.-K. Kim and R. Smith, DESIGN AND OPTIMIZATION OF FLEXIBLE UTILITY SYSTEMS SUBJECT TO VARIABLE CONDITIONS Part 1: Modelling Framework, *Chemical Engineering Research and Design* Volume 85, Issue 8, 2007, Pages 1136-1148.

Peterson J F, Mann W L. 1985. Steam-system Design: How It Evolves. *Chemical Engineering*. 1985: 14; 62–74.

Peterson John F. and William L. Mann, *STEAM-SYSTEM DESIGN: HOW IT ENVOLVES*, Bechtel Inc., Chemical Engineering, 1985.

Pooya Navid, Mohammad Hasan, Khoshgoftar Manesh, Ana Maria Blanco Marigorta, Optimal design of cogeneration system based on exergoenvironmental analysis, *Clean Technologies and Environmental Policy*, 2014, 16:1045-1065.

Pouyan Rad, M.H. Khoshgoftar Manesh, M.A. Rosen, M. Amidpour, M.H. Hamedi, New procedure for design and exergoeconomic optimization of site utility system considering reliability, *Applied Thermal Engineering* 94 (2016) 478–490.

Prashant Kumar, Simon J. Perry, Optimal Selection of Steam Mains in Total Site Utility Systems, *Chemical Engineering Transactions*, Vol. 29, 2012, 127-132.

Qiannan Zhu, Xianglong Luo, Bingjian Zhang, Ying Chen, Songping Mo, Mathematical modeling, validation, and operation optimization of an industrial complex steam turbine network-methodology and application, *Energy* 97 (2016): 191-213.

Raissi K. Total site integration. PhD Thesis. Department of Process Integration, UMIST, Manchester, UK. 1994.

Rex T.L. Ng, Jaslyn S.W. Loo, Denny K.S. Ng, Dominic C.Y. Foo, Jin-Kuk Kim, Raymond R. Tan, Targeting for cogeneration potential and steam allocation for steam distribution network, *Applied Thermal Engineering* 113 (2017) 1610–1621.

S. P. Mavromatis and A. C. Kokossis, Hardware composites: A new conceptual tool for the analysis and optimization of steam turbine network in chemical process industries Part I: principles and construction procedure, *Chemical Engineering Science*, Vol. 53, 7 (1998), 1405-1434.

Sajad Khamis Abadi, Mohammad H. Khoshgoftar Manesh, Majid Amidpour, Ali A. Hamidi, Integration of Steam Power Plant with Process Utility System, *CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS*, VOL. 29, 2012, 133-138.

Sajad Khamis Abadi, Mohammad Hasan Khoshgoftar Manesh, Marc A. Rosen, Majid Amidpour, and Mohammad Hosein Hamed, Integration of a Gas Fired Steam Power Plant with a Total Site Utility Using a New Cogeneration Targeting Procedure, *Chinese Journal of Chemical Engineering*, 22(4) 455—468 (2014).

Salisbury J. K., The Steam – Turbine Regenerative Cycle – An Analytical Approach, *Trans. ASME*, 1942, 64, April, 231-245.

Shapiro H N, Moran M J. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. 5th Ed., Wiley. 2004.

Sheldon Grant Beangstrom, Steam System Network Analysis, Synthesis and Optimisation, Master of Engineering Thesis, University of Pretoria, 2013.

Siddhartha Bhatt, N. Rajkumar. Performance Enhancement in Coal Fired Thermal Power Plants. Part II: Steam Turbines., International Journal of Energy Research, 1999, 23: 489-515.

Sorin M, Hammache A. A new thermodynamic model for shaftwork targeting on total sites. App. Thermal Engng. 2005; 25: 961-972.

Spencer R C, Cotton K C, Cannon C N. 1963. A method for predicting the performance of steam turbine-generators 16,500 kW and Larger. ASME J. ENG. POWER, 1963.

Strouvalis, S.P. Mavromatis and A.C. Kokossis, Conceptual Optimisation of Utility Networks Using Hardware and Comprehensive Hardware Composites, Computers them. Engng Vol. 22, Suppl., pp. S175-S182, 1998.

Varbanov P S, Doyle S, Smith R. 2004, Modelling and optimization of utility systems. Chem Engn Res and Des. 2004; 82: 561-578.

Varvanov P., S. Perry, Y. Makwana, X. X. Zhu and R. Smith, Top – Level Analysis of Site Utility Systems, Chemical Engineering Research and Design, 82, 2004, 784-795.

Velasco-Garcia Patricia, Petar Varvanov, Harvey Arellano-Garcia, Günter Wozny, Utility systems operation: Optimisation-based decision making, Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issue 16, 2011, 3196-3205.

Welch H J. Transamerica Delaval Engineering Handbook, 4th Ed., McGraw-Hill Book Company. 1983.

Xianglong Luo, Bingjian Zhang, Ying Chen, Songping Moa, Heat integration of regenerative Rankine cycle and process surplus heat through graphical targeting and mathematical modeling technique, Energy 45 (2012) 556e569.

Xianglong Luo, Jiahao Hu, Jun Zhao, Bingjian Zhang, Ying Chen, Songping Mo, Improved exergoeconomic analysis of a retrofitted natural gas-based cogeneration system, *Energy* 72 (2014) 459-475.

Xianglong Luo, Xiaojian Huang, Mahmoud M. El-Halwagi, Jose María Ponce-Ortega, Ying Chen, Simultaneous synthesis of utility system and heat exchanger network incorporating steam condensate and boiler feedwater, *Energy* 113 (2016) 875-893.

Xiao-Ying Ren a, Xue-Xiu Jia, Petar Sabev Varbanov, Jiří Jaromír Klemes, Zhi-Yong Liu, Targeting the cogeneration potential for Total Site utility systems, *Journal of Cleaner Production* 170 (2018) 625-635.

Xiao-Ying Ren, Xue-Xiu Jia, Petar S. Varvanov, Jiří J. Klemeš, Zhi-Yong Liu, Calculation of Cogeneration Potential of Total Site Utility Systems with Commercial Simulator, *CHEMICAL ENGINEERING TRANSACTIONS*, VOL. 61, 2017, 1231-1236.

Yash Pal Abbi, *Energy Audit: Thermal Power, Combined Cycle, and Cogeneration Plants*, The Energy and Resources Institute, TERI, 2012, 233-242.

Zequi Li, Wenli Du, Liang Zhao and Feng Qian, Modeling and Optimization of a Steam System in a Chemical Plant Containing Multiple Direct Drive Steam Turbines, *Ind. Eng. Chem. Res.*, 2014, 53, 27, 11021–11032.

Zhigang Shang, Antonis Kokossis, A transshipment model for the optimisation of steam levels of total site utility system for multiperiod operation, *Computers and Chemical Engineering*, 28, (2004), 1673–1688.

Anexo

Se presenta evidencia de la presentación del artículo producto de este trabajo cuyo título es “Modeling backpressure and condensing steam turbines for cogeneration systems” presentado en el 4th Sustainable Process Integration Laboratory Scientific Conference Energy, Water, Emission & Waste in Industry and Cities” 18-20 November 2020, SPIL’20. En donde se obtuvo reconocimiento por obtener una de las mejores evaluaciones



Figura A1. Presentacion del articulo en SPIL’20.

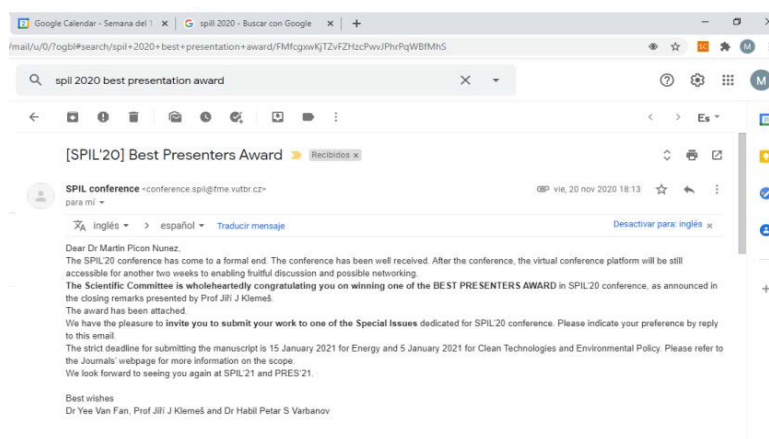


Figura A2. Reconocimiento por ser uno de los trabajos mejor evaluados en SPIL’20.