



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DE CHILE
ESCUELA DE INGENIERIA

ESTUDIO DE CONTROLADORES DE CICLO COMBINADO PARA EL MEJORAMIENTO DE LA RESPUESTA DINAMICA DE LA UNIDAD.

SERGIO ADOLFO CARMONA CONTRERAS

Tesis para optar al grado de
Magíster en Ciencias de la Ingeniería

Profesor Supervisor:
SEBASTIAN RIOS M.

Santiago de Chile, Agosto, 2008



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DE CHILE
ESCUELA DE INGENIERIA

ESTUDIO DE CONTROLADORES DE CICLO COMBINADO PARA EL MEJORAMIENTO DE LA RESPUESTA DINAMICA DE LA UNIDAD.

SERGIO ADOLFO CARMONA CONTRERAS

Tesis presentada a la Comisión integrada por los profesores:

SEBASTIAN RIOS M.

HECTOR PEÑA M.

RICARDO RAINERI B.

GORAN NAKIC

JUAN DE DIOS ORTUZAR S.

Para completar las exigencias del grado de
Magíster en Ciencias de la Ingeniería

Santiago de Chile, Agosto, 2008

A mis padres, hermanos y amigos,
que me apoyaron durante el
desarrollo de este trabajo.

AGRADECIMIENTOS

En el plano personal, el primer agradecimiento va por supuesto a mi familia, quienes me apoyaron durante todo el proceso de desarrollo de esta tesis, y sin su ayuda no hubiera podido finalizar con éxito este trabajo.

Agradezco también a mi profesor supervisor de tesis, Sebastián Ríos, quien a pesar de otras muchas ocupaciones y dificultades se comprometió y trabajó intensamente para sacar esta tesis adelante.

A mis amigos, empezando por los más cercanos con quienes diariamente me reunía y compartíamos experiencias, y en conjunto superábamos las adversidades; hasta los más lejanos, quienes con un abrazo fraterno a distancia me apoyaban en todo momento. Cada uno sabe la parte que le corresponde.

Al personal administrativo y técnico del Departamento de Ingeniería Eléctrica, que se merece sin duda muchas y buenas palabras por su cariño y ayuda entregada durante todos estos años que pase en la universidad.

A Endesa Chile por las facilidades entregadas para finalizar mi trabajo.

INDICE GENERAL

	Pág.
DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
INDICE DE TABLAS	vii
INDICE DE FIGURAS.....	viii
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT	xv
1 INTRODUCCION.....	1
2 CENTRALES DE CICLO COMBINADO	3
2.1 Principales Componentes de una Planta de Ciclo Combinado	3
2.1.1 Turbina a gas.....	4
2.1.2 Turbina a vapor.....	9
2.1.3 Recuperador de calor	11
2.1.4 Configuraciones de ciclo combinado.....	12
2.2 Evaluación de la Eficiencia de un Ciclo Combinado.....	15
2.2.1 Introducción.....	15
2.2.2 Cálculo de eficiencia de turbina a gas	15
2.2.3 Cálculo de eficiencia de turbina a vapor.....	16
2.2.4 Cálculo de eficiencia de un ciclo combinado	17
2.3 Control en Centrales de Ciclo Combinado.....	19
2.3.1 Introducción.....	19
2.3.2 Control de velocidad.....	21
2.3.3 Control de temperatura	22
2.3.4 Control de aceleración	22
2.3.5 Control del flujo de aire (IGV)	23
2.4 Observaciones y Comentarios Finales	24

3	MODELADO DE PLANTAS DE CICLO COMBINADO Y SUS CONTROLADORES	26
3.1	Modelado de una Planta de Ciclo Combinado.....	26
3.1.1	Introducción.....	26
3.1.2	Modelado de turbina a gas.....	26
3.1.3	Modelado turbina a vapor.....	32
3.1.4	Recuperador de calor	34
3.1.5	Modelado del conjunto ciclo combinado.....	35
3.2	Modelado de Controladores de Centrales de Ciclo Combinado	36
3.2.1	Modelado de control de velocidad.....	37
3.2.2	Modelado del control de temperatura	39
3.2.3	Modelado de control de flujo de aire.....	42
3.2.4	Modelado de control de aceleración.....	45
3.2.5	Mínimo valor y límite de combustible.....	46
3.3	Observaciones y Comentarios Finales	47
4	SIMULACION DINAMICA DE CONTROLADORES DE CICLOS COMBINADOS	48
4.1	Introducción	48
4.2	Selección de Modelo de Ciclo Combinado.....	48
4.3	Selección de Software.....	50
4.4	Caso de Estudio 1 : Caso Base.....	50
4.4.1	Unidad operando a límite inferior de control de aire.....	52
4.4.2	Unidad operando a nivel de carga alta.....	57
4.5	Caso de Estudio 2 : Modificación de Parámetros	60
4.6	Caso de Estudio 3: Evaluación de Parametros en Sistema de 14 Barras .	73
4.6.1	Unidad operando a límite inferior de control de aire.....	75
4.6.2	Unidad operando a nivel de carga alta.....	80
4.7	Observaciones y Comentarios Finales	84
5	PROPOSICION Y EVALUACION DE CONTROLADORES MODIFICADOS	85
5.1	Introducción	85
5.2	Estatismo Dinámico (Dynamic Droop).....	86
5.3	Control “Feed-Forward” del Flujo de Aire	101

5.4	Control Mixto.....	114
5.5	Observaciones y Comentarios Finales	125
6	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	127
	BIBLIOGRAFIA	133
	A N E X O S	135

INDICE DE TABLAS

Tabla 4-1: Tabla Estadística Caso Base Limite Inferior Control de Aire	55
Tabla 4-2: Tabla Estadística Caso Base Nivel de Carga Alto.....	59
Tabla 4-4: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio con Mínimo Control de Aire ...	68
Tabla 4-5: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio Nivel de Carga Alto.....	71
Tabla 4-6: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire.....	79
Tabla 4-7: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para nivel de Carga Alto	83
Tabla 5-1: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para nivel de Carga Alto usando Estatismo Dinámico.....	96
Tabla 5-2: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Estatismo Dinámico	100
Tabla 5-3: Tabla Estadística Comparación Caso Base en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Control FeedForward.....	111
Tabla 5-4: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Control FeedForward.....	113
Tabla 5-5: Tabla Estadística Caso Base en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Estatismo Dinámico, Control FeedForward y Control Mixto	119
Tabla 5-6: Tabla Estadística Comparación Caso Base en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Control Mixto	124

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 2.1: Esquema de Ciclo Combinado	4
Figura 2.2: Ciclo Termodinámico de Brayton	6
Figura 2.3: Cámara de Combustión	8
Figura 2.4: Ciclo Termodinámico de Rankine.....	11
Figura 2.5: Configuración Estándar de Ciclo Combinado	13
Figura 2.6: Configuración con Calor Suplementario	13
Figura 2.7: Configuración Múltiple de Turbinas	14
Figura 2.8: Transferencias de Calor en Ciclo Combinado.....	18
Figura 2.9: Eficiencias Reales v/s Eficiencias Teóricas en Unidades de Ciclo Combinado	19
Figura 2.10: Esquema General de Control en Ciclos Combinados.....	21
Figura 2.11: Diagrama de Bloques de Control en Ciclos Combinados	25
Figura 3.1: Diagrama de Bloques Turbina a Gas.....	32
Figura 3.2: Diagrama de Bloques Turbina a Vapor	33
Figura 3.3: Diagrama de Bloques Turbina a Vapor Modelo IEEE.....	34
Figura 3.4: Diagrama de Bloques Recuperador de Calor	35
Figura 3.5: Diagrama de Bloques de Unidad de Ciclo Combinado.....	36
Figura 3.6: Diagrama de Bloques Control de Velocidad	41
Figura 3.7: Diagrama de Bloques de Control de Temperatura	42
Figura 3.8: Diagrama de Bloques Estimación y Control de Temperatura	42
Figura 3.9: Diagrama de Bloques Control de Flujo de Aire Usando Integración.....	43
Figura 3.10: Diagrama de Bloques Control de Flujo de Aire Usando PI	44
Figura 3.11: Diagrama de Bloques Control Aceleración	45
Figura 3.12: Diagrama de Bloques Selector de Mínimo Valor y Mínimo Combustible ..	47
Figura 4.1: Modelo de Ciclo Combinado Seleccionado	49
Figura 4.2: Caso Base: Unidad Conectada a Barra Infinita	51
Figura 4.3: Curva Típica de Duración de Carga Anual	52

Figura 4.4: Potencia Mecánica Generador Caso Base $P_g = 0,75$ p.u.....	53
Figura 4.5: Señal de Frecuencia Caso Base $P_g = 0,75$ p.u.....	54
Figura 4.6: Señal de Temperatura Caso Base $P_g = 0,75$ p.u.....	57
Figura 4.7: Potencia Mecánica del Ciclo Combinado Caso Base $P_g = 0,9$ p.u	58
Figura 4.8: Señal de Frecuencia Caso Base $P_g = 0,9$ p.u.....	59
Figura 4.9: Señal de Temperatura Caso Base $P_g = 0,9$ p.u.....	60
Figura 4.10: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros	65
Figura 4.11: Señal de Temperatura Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,75$ p.u	66
Figura 4.12: Señal de Frecuencia Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,75$ p.u	67
Figura 4.13: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,9$ p.u	69
Figura 4.14: Señal de Frecuencia Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,9$ p.u	70
Figura 4.15: Señal de Temperatura Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,9$ p.u	72
Figura 4.16: Sistema de Prueba 14 Barras	73
Figura 4.17: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Sistema 14 Barras $P_g = 0,75$ p.u.....	76
Figura 4.18: Señal de Frecuencia Sistema 14 Barras $P_g = 0,75$ p.u	77
Figura 4.19: Señal de Temperatura Sistema 14 Barras $P_g = 0,75$ p.u	78
Figura 4.20: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Sistema 14 Barras $P_g = 0,9$ p.u.....	80
Figura 4.21: Señal de Frecuencia Sistema 14 Barras $P_g = 0,9$ p.u	81
Figura 4.22: Señal de Temperatura Sistema 14 Barras $P_g = 0,9$ p.u	82
Figura 5.1: Ejemplo de Banda de Control para Estatismo Dinámico ($\Delta u = 2\%$)	88
Figura 5.2: Diagrama de Estatismo Dinámico	89
Figura 5.3: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Banda de Acción	90
Figura 5.4: Señal de Frecuencia Banda de Acción	91

Figura 5.5: Señal de Temperatura Banda de Acción.....	92
Figura 5.6: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Ganancia Estatismo.....	93
Figura 5.7: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Comparación Caso Base	94
Figura 5.8: Señal de Temperatura Comparación Caso Base.....	95
Figura 5.9: Señal de Frecuencia Comparación Caso Base.....	96
Figura 5.10: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Distinta Configuración de Parámetros.....	99
Figura 5.11: Señal de Frecuencia Distinta Configuración Parámetros	99
Figura 5.12: Propositiones de Controladores Ribera (2002)	103
Figura 5.13: Diagrama de Bloques Control Feed-Forward.....	105
Figura 5.14: Diagrama de Bode Control Feed-Forward	106
Figura 5.15: Potencia Mecánica Control Feed-Forward.....	108
Figura 5.16: Temperatura de Gases Control Feed-Forward.....	108
Figura 5.17: Frecuencia del Sistema Control Feed-Forward	109
Figura 5.18: Flujo de Aire Control Feed-Forward.....	110
Figura 5.19: Señal de Control Feed-Forward.....	110
Figura 5.20: Control de Temperatura Feed-Forward Distinta Configuración de Parámetros.....	112
Figura 5.21: Potencia Mecánica Estatismo Dinámico–FeedForward–Control Mixto ...	115
Figura 5.22: Temperatura Gases Estatismo Dinámico–Feed Forward–Control Mixto .	116
Figura 5.23: Frecuencia Sistema Estatismo Dinámico–Feed Forward–Control Mixto .	117
Figura 5.24: Flujo de Aire Estatismo Dinámico – Feed Forward – Control Mixto	118
Figura 5.25: Potencia Mecánica Comparación Caso Base Usando Control Mixto	120
Figura 5.26: Temperatura de Gases Comparación Caso Base Usando Control Mixto..	121
Figura 5.27: Frecuencia del Sistema Comparación Caso Base Usando Control Mixto.	122
Figura 5.28: Flujo de Aire Comparación Caso Base Usando Control Mixto	123

ANEXOS

Figura A.1 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 1	141
Figura A.2 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 1	142
Figura A.3 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 1.....	143
Figura A.4 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 2	144
Figura A.5 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 2	145
Figura A.6 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 2.....	146
Figura A.7 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 2	147
Figura A.8 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 2	148
Figura A.9 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 3.....	149
Figura A.10 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 4	150
Figura A.11 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 4	150
Figura A.12 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 4.....	151
Figura A.13 Flujo de Aire para $K_{pAir} = 15$	152
Figura A.14 Variables Temperatura, Flujo de Aire y Flujo Combustible para $K_{pAir} = 15$	153
Figura A.15 Variables Temperatura, Flujo de Aire y Flujo Combustible para $K_{pAir} = 8$	154
Figura A.16 Flujo de Aire para $K_{pAir} = 8$	154
Figura B.1 Diagrama Turbina a Vapor	157
Figura B.2 Diagrama Recuperador de Calor.....	158
Figura B.4 Control de Velocidad	160
Figura B.5 Control de Temperatura	161
Figura B.6 Control de Flujo de Aire	162
Figura B.7 Control de Aceleración	164
Figura B.8 Selector de Mínimo Valor y Límite de Combustible.....	165
Figura B.9 Potencia Mecánica de la Unidad.....	167
Figura B.10 Potencia Eléctrica de la Máquina.....	168
Figura B.11 Frecuencia del Sistema	169

Figura B.12 Señal Entregada por el Gobernador de velocidad.....	170
Figura B.13 Control de Temperatura de la Unidad.....	171
Figura B.14 Flujo de Combustible a la Cámara de Combustión	172
Figura B.15 Temperatura Real de los Gases y Temperatura Medida por Termocuplas	173
Figura B.16 Flujo de Aire en el Compresor.....	174
Figura B.17 Voltaje en Terminal	175
Figura B.18 Señal de Regulador de Tensión.....	176
Figura B.19 Señal de Entrada al Recuperador de Calor.....	177
Figura B.20 Potencia Mecánica Total de la Turbina a Vapor y Potencia a Diferentes Niveles de Presión.....	178
Figura B.21 Potencia Mecánica de la Unidad.....	180
Figura B.22 Frecuencia del Sistema	180
Figura B.23 Temperatura Real de Gases de Escape de Turbina a Gas	181
Figura B.24 Flujo de Aire	181
Figura B.25 Control de Temperatura	182
Figura B.26 Potencia Mecánica de la Unidad.....	184
Figura B.27 Frecuencia del Sistema	185
Figura B.28 Temperatura Real de Gases de Escape de Turbina a Gas	185
Figura B.29 Flujo de Aire	186
Figura B.30 Control de Temperatura	186
Figura B.31 Potencia Mecánica del Ciclo Combinado	189
Figura B.32 Potencia Eléctrica del Ciclo Combinado	189
Figura B.33 Frecuencia del Sistema	190
Figura B.34 Voltaje en Barra 14	190
Figura B.35 Potencia Mecánica de la Unidad.....	191
Figura B.36 Frecuencia del Sistema	192
Figura B.37 Flujo de Aire	192
Figura B.38 Temperatura Real Gases de Escape Turbina a Gas.....	193
Figura B.39 Control de Temperatura	193

Figura B.40 Potencia Mecánica de la Unidad	195
Figura B.41 Frecuencia del Sistema	196
Figura B.42 Flujo de Aire	196
Figura B.43 Temperatura Real Gases de Escape Turbina a Gas.....	197
Figura B.44 Control de Temperatura	197
Figura C.1 Potencia Mecánica de la Unidad.....	199
Figura C.2 Frecuencia del Sistema	200
Figura C.3 Flujo de Aire	200
Figura C.4 Temperatura de Escape de los Gases	201
Figura C.5 Señal del Control de Temperatura	201
Figura C.6 Potencia Mecánica de la Unidad.....	203
Figura C.7 Frecuencia del Sistema	204
Figura C.8 Flujo de Aire	204
Figura C.9 Temperatura de Gases de Escape de la Turbina	205
Figura C.10 Señal del Control de Temperatura	205
Figura D.1 Diagrama Regulador de Tensión	208
Figura D.2 Diagrama de Bloques PSS	209
Figura D.3 Diagrama de Bode PSS + Regulador de Tensión	211
Figura D.4 Potencia Eléctrica	212
Figura D.5 Voltaje en Bornes del Generador.....	213

RESUMEN

El estudio de las dinámicas de las centrales de ciclo combinado junto con sus controladores, se ha convertido en un tema de gran importancia en las últimas décadas. Estudiar y comprender el funcionamiento de plantas de ciclo combinado y sus diversos tipos de control, es necesario para evaluar su accionar frente a perturbaciones en el sistema y, principalmente en este estudio, para abordar el tema de regulación de frecuencia. Diversos estudios para evaluar el desempeño de ciclos combinados ante contingencias del sistema, han permitido concluir que las centrales de ciclo combinado tienen una capacidad limitada para responder eficiente y rápidamente frente una perturbación del sistema; esto se debe a que tal rapidez puede producir problemas en la planta debido a esfuerzos térmicos, mecánicos y emisiones dañinas, que resultarían perjudicial para ésta y para el sistema eléctrico. El desarrollo de este trabajo se basó en que un mejoramiento de los esquemas de control de las unidades de ciclo combinado, debiera permitir mejorar su respuesta dinámica frente a contingencias típicas del sistema, mejorar su desempeño en la regulación primaria de frecuencia, y a su vez, mantener las condiciones internas de la máquina en niveles seguros de operación. Con este fin, se definió un modelo de estudio y se simuló su desempeño bajo distintos esquemas de control, que incluyen modificación de los parámetros del control de temperatura y control de flujo de aire, bajo dos sistemas de prueba y para dos niveles de carga: (i) configuración de máquina operando en isla, y (ii) sistema multi-máquina de catorce barras. Las simulaciones se desarrollaron usando Matlab Simulink e InterPSS. Los datos obtenidos fueron exportados a Microsoft Excel para un análisis detallado. Para caracterizar el desempeño y clasificar la operación, se utilizaron parámetros estadísticos como: errores integrales, tiempos de estabilización, rango de variación de la señal, y máximos y mínimos de las señales. Los resultados finales muestran que con las modificaciones a los controladores convencionales implementadas en esta Tesis, es posible mejorar la respuesta dinámica de la unidad de ciclo combinado, manteniendo las condiciones de seguridad tanto para el sistema eléctrico como para la central.

Palabras Claves: ciclos combinados, turbinas a gas, feed-forward, estabilidad dinámica.

ABSTRACT

Studying the dynamics of combined cycle plants and their controllers has become an important issue in the last decades. Understanding how these plants work and their different types of control, is a pre-requisite to be able to evaluate their performance during an electric system disturbance and, especially in this study, to tackle the problem of frequency regulation. Several studies done to evaluate the performance of combined cycle plants facing system contingencies have allowed concluding that they have a limited capability to respond fast and efficiently during a system disturbance. This is because fast response can cause serious problems due to thermal and mechanical efforts, and dangerous emissions, which could become very detrimental to the plant and the entire electric system.

This work was developed under the assumption that enhancing the control schemes of combined cycle plants should allow improving its dynamic response during typical contingencies of the system and improve their primary frequency regulation performance, while keeping the plant conditions under safe operation levels. A study model was defined and its performance simulated under different control schemes, including modifications to the parameters controlling the temperature and air flow; the model was tested for two electrical systems and two charge levels: (i) an island machine configuration (i.e. connected to an infinite bus), and (ii) a multi-machine system with 14 buses. Simulations were carried out using Matlab Simulink and InterPSS. The data from the simulation results was exported to Microsoft Excel for detailed analysis. To characterize performance and classify its operation we used the following statistical parameters: integral errors, stabilization time, signal deviation, and signal maximum and minimum.

The final results show that the modifications to conventional controllers implemented in this Thesis allow improving the dynamic response of a combined cycle unit, keeping safety operational conditions in both the unit and the entire electric system.

Keywords: combined cycle, gas turbine, non-linear droop, feed-forward control, dynamic response.

1 INTRODUCCION

Históricamente, el control de frecuencia lo han realizado las centrales hidroeléctricas, por su mayor rapidez frente a una toma de carga, como también por el corto periodo de tiempo que necesitan en su partida y posterior conexión al sistema.

Sin embargo, en un sistema con un parque mixto hidro-térmico y dadas las actuales circunstancias climáticas del país, la generación térmica, principalmente plantas con turbinas a gas y ciclos combinados, tiene un rol importante en el mantenimiento del estado de operación normal del sistema, principalmente frente alguna contingencia importante.

Es sabido que del grupo de la generación térmica, las turbinas a gas son las que responden más rápidamente frente alguna perturbación, pero su baja eficiencia las hace poco utilizadas en los grandes sistemas. En configuración de ciclos combinados, su eficiencia puede ser aumentada casi al doble, y entonces aparecen como una gran alternativa en comparación a las centrales hidroeléctricas.

Las centrales de ciclo combinado pueden ser capaces de responder eficiente y rápidamente frente a una perturbación del sistema. Sin embargo, tal rapidez puede producir grandes problemas en la planta, desde daños en la turbina por exceso de temperatura de los gases de entrada o esfuerzos mecánicos por variaciones de presión debido a cambios bruscos en el flujo de aire, hasta aumento de emisiones por mala combustión. Todo lo anterior resulta perjudicial para la planta y para el sistema eléctrico, ya que implica mayor mantención y posibles desconexiones de la planta disminuyendo su vida útil.

Debido a lo anterior, se desprende que el estudio de las dinámicas de las centrales de ciclo combinado junto con sus controladores se ha convertido en un tema de gran importancia. Se hace necesario estudiar y comprender la operación de las plantas de ciclo combinado, las distintas configuraciones en las que es capaz de operar, los diversos tipos de control a las que está sometido y sus diferentes modificaciones y sintonización de sus parámetros o para conseguir un buen control de frecuencia y evitar o disminuir los problemas mencionados anteriormente.

Con el propósito de presentar el trabajo desarrollado de manera funcional y ordenada, la Tesis está organizada de la siguiente manera:

En el Capítulo II se describen los principios de las centrales de ciclo combinado, con sus bloques constituyentes, configuraciones posibles y las eficiencias conseguidas para las turbinas a gas, turbinas a vapor y operando bajo ciclo combinado. A la vez, se realizará un estudio de los esquemas de control presentes en una planta de ciclo combinado, enfocados principalmente a la Regulación de Velocidad de la Central.

El Capítulo III incluye una revisión de los modelos de simulación utilizados frecuentemente en la literatura para realizar estudios eléctricos de las centrales de ciclo combinado, para cada uno de los bloques que forman la planta con distintos niveles de complejidad, así como también se hace una revisión de los controles involucrados en la regulación de velocidad de la máquina.

En el Capítulo IV, se selecciona un modelo de estudio, de acuerdo a la revisión efectuada en el Capítulo III. Utilizando los softwares “Matlab Simulink” e “InterPSS” se procede a simular diversas contingencias con diversos estados de operación y sistemas de prueba, para obtener el comportamiento de las unidades de ciclo combinado con los controladores utilizados comúnmente en los estudios eléctricos. Como resultado de las conclusiones obtenidas en este capítulo, en el Capítulo V se proponen modificaciones a los controladores que permiten mejorar la respuesta dinámica de la unidad, mejorando su desempeño global.

La primera modificación corresponde al estatismo dinámico, que permite mejorar los niveles de excursión de frecuencia durante y después de una perturbación, y la segunda propuesta consiste en un control “feed-forward”, que mejora los niveles de temperatura alcanzados durante una perturbación, minimizando los esfuerzos térmicos.

Finalmente ambas modificaciones son aplicadas simultáneamente para formar un Control Mixto, con el cual es posible mejorar los niveles de excursión de la frecuencia, y además mantener niveles seguros de operación en la unidad de ciclo combinado, mejorando la respuesta dinámica de la unidad.

2 CENTRALES DE CICLO COMBINADO

Las Centrales de Ciclo Combinado son plantas de energía en la cual uno o más ciclos con turbinas a gas y un ciclo de turbina a vapor funcionan en conjunto presentando un proceso térmico con una eficiencia mucho mayor de lo que pueden desarrollar los ciclos en forma independiente. La base teórica consiste en unir dos ciclos termodinámicos que trabajan en dos niveles distintos de temperatura, donde la energía liberada en forma de calor por el ciclo superior es usada como energía de entrada para el ciclo inferior. El tipo más común de ciclo combinado es donde los gases de salida de la turbina a gas son usados para generar el calor necesario para producir vapor que será usado por la turbina de vapor.

A pesar que la definición de ciclo combinado involucra el uso de una turbina a gas y una turbina de vapor, existen circunstancias en las cuales sólo la turbina a gas está en funcionamiento y aportando con potencia mecánica. En estos casos, se dice que está funcionando bajo ciclo abierto, y cuando funcionan en conjunto se denomina ciclo cerrado. En ambos casos, la turbina a gas es la que generalmente aporta con la mayor parte de la potencia mecánica desarrollada (salvo algunas configuraciones especiales), alcanzando sobre un 66% en configuración de ciclo cerrado.

Las turbinas de gas y los ciclos combinados se han convertido en el modo dominante de la nueva generación eléctrica en buena parte del mundo. Lo anterior es atribuible al menor costo de instalación por kilowatt generado, a los programas de construcción más cortos, a bajos niveles de emisión y costos de operación competitivos.

Los ciclos combinados pueden tener múltiples configuraciones, dependiendo de la forma en que son conectadas las turbinas, número de turbinas, y si existe adición suplementaria de calor.

2.1 Principales Componentes de una Planta de Ciclo Combinado

Una planta de ciclo combinado presenta una gran variedad de componentes dependiendo de la complejidad del ciclo combinado, pero se puede dividir

principalmente en tres etapas: Turbina a Gas, Turbina a Vapor e Intercambiador o Recuperador de Calor (Figura 2.1).

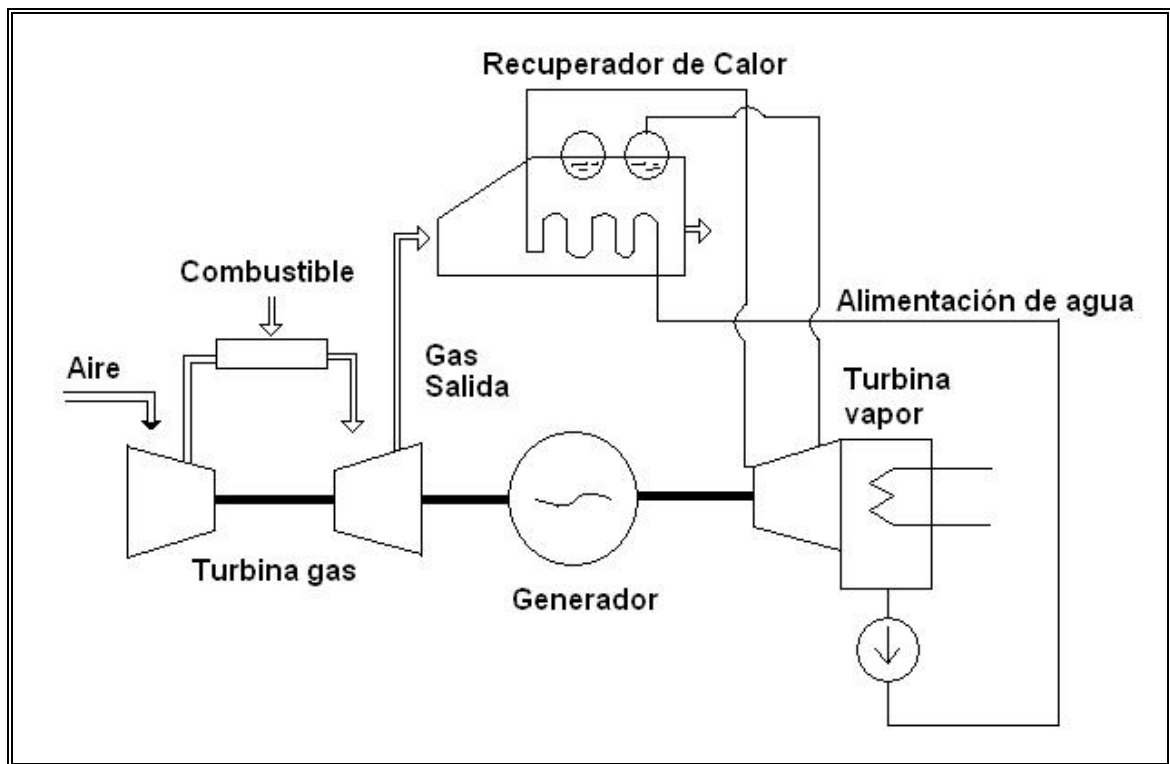


Figura 2.1: Esquema de Ciclo Combinado

2.1.1 Turbina a gas

La turbina a gas trabaja bajo el ciclo termodinámico de Brayton. Es un ciclo térmico de flujo constante con adición continua de calor, que la distingue de otras turbinas y hace difícil su clasificación según el principio de combustión (externa o interna). Los elementos básicos de un ciclo con turbina a gas son compresor, una cámara de combustión y la turbina propiamente tal (Figura 2.2). Aire a presión atmosférica entra a la turbina a gas por la entrada del compresor (1). Después de la compresión del aire para obtener las mejores condiciones para la combustión (2), el combustible (gas) es mezclado con el aire en una cámara donde tiene lugar la

combustión (3) y los gases calientes son expandidos a través de la turbina para producir la potencia mecánica (4). El ciclo tiene una eficiencia entre 30% y 35 %, siendo inferior al rendimiento de una turbina a vapor. Esto, principalmente porque más del 50% de la potencia generada es utilizada para accionar el compresor. Sin embargo, las turbinas a gas presentan algunas ventajas comparativas tales como: tamaño y peso reducido, bajo costo de manutención, rapidez de partida, flexibilidad en uso de combustible, flexibilidad de ubicación, dinámicamente mucho más rápida que la turbina a vapor (tiempo de respuesta del orden de segundos). Otro factor que ha fortalecido enormemente la implementación de este tipo de centrales es su reducido nivel de emisión de contaminantes. Al utilizar un combustible limpio como el gas natural, las centrales de ciclo combinado reducen fuertemente sus emisiones de partículas, dióxido de carbono (CO_2) y monóxido de carbono (CO). Esto permite que las centrales minimicen las emisiones propias y sustituyan, en el caso Chileno, a centrales de vapor-carbón, con niveles de emisión muy elevados, produciendo así una reducción considerable en la emisión total de partículas. Aunque estas centrales ayudan a reducir la emisión de estos poluyentes, incrementan la emisión de ciertos otros elementos como ozono y NO_x .

Las turbinas a gas, como se dijo anteriormente, están formadas por tres grandes bloques fundamentales :

a) Compresor

En este bloque, el aire entra al compresor y va pasando por distintas etapas de compresión, mediante aspas que pueden ser fijas y/o móviles, que giran a la velocidad del rotor de la máquina. El aire a medida que avanza por el compresor, aumenta su presión y temperaturas a los niveles necesarios para obtener una mejor combustión.

Los niveles de compresión que se obtienen normalmente varían entre 8 y 10, lo que significa que la presión del aire aumenta entre 8 y 10 veces con respecto a la presión atmosférica antes de entrar a la cámara de combustión.

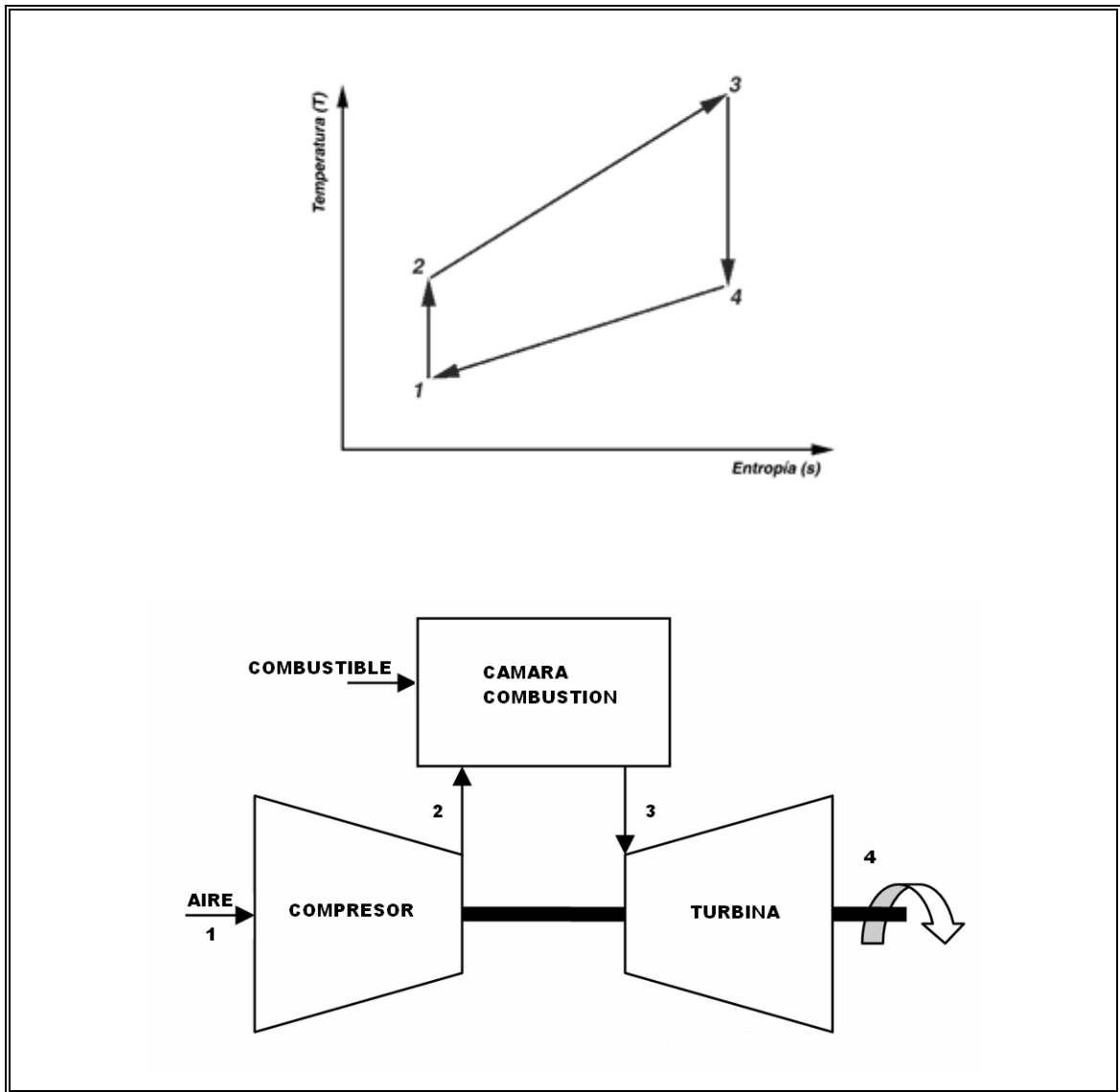


Figura 2.2: Ciclo Termodinámico de Brayton

La razón de temperatura está relacionada con la razón de compresión de acuerdo a la ecuación para procesos isentrópicos:

$$X_p = X_T^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \quad (2.1)$$

donde X_P y X_T son las razones de compresión y temperatura, y “ γ ” corresponde a la razón de calores específicos del aire ($\gamma = 1,44$ teórico, pero en la realidad se usa el valor 1,23).

Para los valores de razón de compresión normales, la razón de temperatura varía entre (1,5 - 2).

En la entrada de aire del compresor existen unos alabes que pueden cambiar su posición angular, permitiendo controlar el flujo de aire que entra al compresor, lo cual sirve para regular la temperatura de los gases de salida. Estos alabes se mueven entre una posición de 90° con respecto al ducto de entrada, es decir, totalmente abierta y en una posición de 45° , que corresponde al flujo mínimo de aire. El tiempo de respuesta de estos alabes varía entre 1° y 3° grados por segundo como límite máximo, por razones de seguridad.

El total del aire comprimido no pasa directamente a la cámara de combustión para mezclarse con el combustible, sino que es usado en distintas etapas:

- Flujo Primario (30% del aire): Pasa directamente a la cámara de combustión para generar la mezcla y producir la llama.
- Flujo Secundario (65% del aire): Pasa a través de orificios de la cámara y se mezcla con los gases de combustión, para mantener la llama homogénea y la temperatura estable en toda la cámara.
- Enfriamiento (5% del flujo): usado para enfriar los alabes de la turbina.

b) Cámara de Combustión

En la cámara de combustión entra el aire comprimido que sale del compresor y se mezcla con el combustible para crear los gases de combustión que luego serán llevados a la turbina. La cámara de combustión generalmente tiene una forma de tobera, en donde el aire comprimido y el combustible son mezclados al comienzo de la cámara, donde generan una llama que se extiende a través de toda la cámara, la cual tiene pequeños orificios en toda su extensión para adicionar aire comprimido extra que sirve para mantener la llama uniforme a través de toda la

cámara y para mantener la temperatura uniforme y en un rango permitido. Finalmente, a la salida de la cámara se le adiciona el aire restante para disminuir la temperatura antes de entrar a la turbina, para evitar esfuerzos térmicos en ella (Figura 2.3).

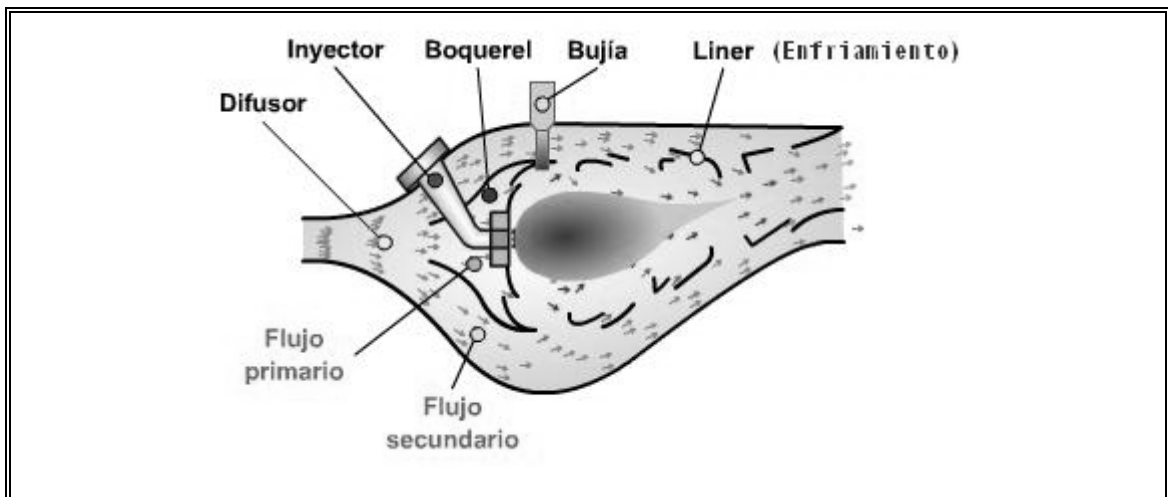


Figura 2.3: Cámara de Combustión

c) Turbina

Luego que se realiza la combustión, los gases de salida pasan a la turbina donde impactan a los alabes, produciendo la expansión de los gases a través de la turbina para producir la potencia mecánica. Las turbinas pueden estar hechas de distintos materiales, cada uno con una resistencia térmica distinta lo que permite alcanzar mayores temperaturas y, por ende, obtener mayor eficiencia tanto en el ciclo abierto como en ciclo combinado.

Los componentes de la turbina son fabricados con materiales más costosos que los utilizados en la fabricación de las turbinas a vapor, pero como se dijo anteriormente, de mayor resistencia térmica. Un ejemplo de aleación metálica de la cual son fabricadas es el Inconel, aleación de Níquel, Cromo, en distintos porcentajes que le dan diferentes características de dureza y resistencia térmica.

Algunas de las aleaciones aumentan su resistencia mediante la adición de aluminio, titanio y niobio. Otras contienen cobalto, cobre, molibdeno o tungsteno para mejorar sus propiedades específicas de resistencia mecánica o a la corrosión. Las aleaciones también contienen hierro en cantidades que varían desde 1% a más del 20%. Dependiendo de la composición de la aleación, algunas variedades de Inconel permiten alcanzar temperaturas por sobre los 1300 °C.

2.1.2 Turbina a vapor

La turbina de vapor es una máquina térmica en la cual la energía del vapor se transforma en energía mecánica de rotación. El vapor producido en la caldera y transportado por tuberías, entra en la turbina con temperatura y presión elevadas y se expande en la turbina haciendo el trabajo útil, transfiriendo la energía a las aspas de la turbina, y por ende al eje y al generador. Esta turbina trabaja bajo el ciclo cerrado de Rankine y es dinámicamente mucho más lenta frente a perturbaciones (orden de minutos) con respecto a la turbina a gas.

Los elementos básicos que constituyen una turbina a vapor son caldera, turbina condensador, tuberías y bombas o sistema de alimentación de agua (Figura 2.4). La turbina a vapor tiene una eficiencia cercana al 40 % - 45 % en el ciclo básico, sin embargo, se ha demostrado que tal eficiencia se puede mejorar, aumentando el estado térmico del vapor a alta presión o disminuyéndolo del vapor de escape, o haciendo ambos procesos. Algunos procesos que son utilizados son: Regeneración, Enfriamiento intermedio y Recalentamiento.

Las turbinas a vapor generalmente trabajan en diferentes etapas, con distinta presión en cada una de ellos, usándose generalmente tres niveles de presión aunque pueden ser más. Los niveles de presión y temperatura en cada una de las etapas en una turbina a vapor convencional son:

- Alta Presión (50-160 bar 550 °C)
- Presión Intermedia (30-40 bar 550 °C)
- Baja Presión (4-8 bar 280 °C)

-Salida: (95 mbar con condensador)

De la misma manera que la turbina a gas, la turbina a vapor consta de varios bloques fundamentales en su funcionamiento:

a) Caldera

Es donde se produce la combustión y se genera el vapor de agua que será llevado a la turbina propiamente tal. Puede alimentar de vapor a diferentes niveles de presión hacia la turbina, dependiendo de la ubicación dentro de la caldera. Esta formado por unas “murallas de agua” (waterwalls) en las cuales unas cañerías enrolladas transportan el agua a través de la caldera, donde se produce la transferencia de calor y se produce el vapor.

El tambor (drum) es el encargado de abastecer de agua a la caldera, y recibir el vapor producido en las distintas etapas de la caldera, manteniendo una proporción constante entre agua y vapor.

b) Condensador y Esquema de Refrigeración

El condensador recibe el vapor de salida de la turbina y los condensa usando circulación de agua fría, la cual tiene una temperatura entre 5° C a 10° C. El vapor condensado tiene una temperatura de salida de aproximadamente 27° C a 33° C. Además, existen válvulas de refrigeración las cuales controlan la temperatura en cada una de las etapas de la caldera, por medio de unos rociadores que inyectan agua fría cuando la temperatura aumenta por sobre los niveles máximos permitidos.

c) Sistema de alimentación de agua (Bombas)

Es el sistema que mantiene circulando el agua en los distintos bloques, abasteciendo de agua al tambor para generar el vapor, realizar tratamiento al agua condensada en el deaireador, donde se le adicionan compuestos como hidracina y amonio para eliminar el contenido de oxígeno del vapor y para su purificación. Además mantiene en equilibrio los niveles de vapor y agua en la caldera y el tambor, para mantener la mezcla óptima y no exista exceso de agua o vapor que pudiera disminuir la eficiencia del ciclo.

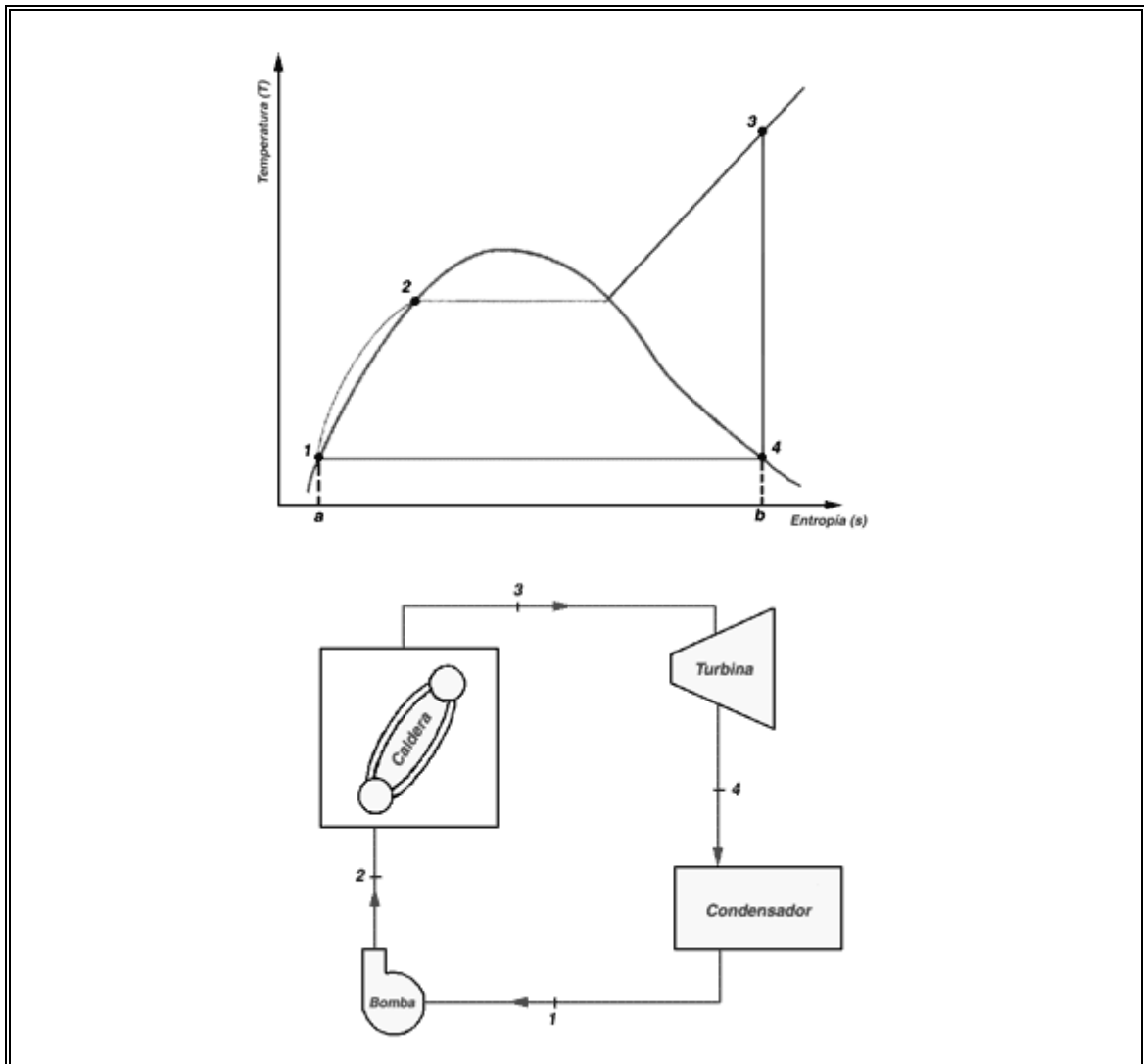


Figura 2.4: Ciclo Termodinámico de Rankine

2.1.3 Recuperador de calor

Una planta de ciclo combinado, como se dijo anteriormente típicamente, consiste en una turbina a gas, una turbina a vapor y un recuperador de calor (HRSG, siglas en inglés para Heat Recovery for Steam Generation), lo que permite aumentar la eficiencia del ciclo sobre un 55-60%.

Físicamente, corresponde a la unión entre la turbina a gas y la turbina a vapor y su función principal es usar la energía de los gases de salida de la turbina a gas y con

ello producir el vapor necesario para la turbina a vapor. En una clasificación general existen 2 tipos: sin calor suplementario y con calor suplementario. Para el primer caso, los gases de combustión de la turbina a gas pasan a la caldera de la turbina a gas donde transfieren el calor al agua por medio de las “murallas de agua”, sin necesidad de otro tipo de combustión, mientras que con calor suplementario, se produce una combustión en la caldera para generar calor adicional al entregado por los gases de salida de la turbina a gas, disminuyendo la eficiencia total del ciclo combinado.

Puede funcionar a diferentes niveles de presión (comúnmente 3 niveles tal como la turbina a vapor) de acuerdo a la misma configuración de la caldera.

2.1.4 Configuraciones de ciclo combinado

Las configuraciones de ciclo combinado pueden ser vistas desde varias aristas, de acuerdo al modo de operación como al número y conexión de los componentes. De acuerdo a ello, podemos definir como configuración estándar a la conexión entre una turbina a gas y una turbina a vapor, por intermedio de un recuperador de calor, en el cual sólo el calor entregado por los gases de salida de la turbina a gas produce vapor para la turbina a vapor (Figura 2.5). Existen configuraciones con inyección de calor suplementario en las cuales además del calor entregado por los gases de la turbina a gas, se inyecta algún otro tipo de combustible al recuperador de calor (que puede ser la misma caldera de la turbina a vapor) para generar más vapor y con mejores propiedades termodinámicas. Con esta configuración se disminuye la eficiencia ya que se aumenta el calor entregado al ciclo. Sin embargo, con las condiciones actuales del mercado una disminución de eficiencia frente a la utilidad obtenida por la potencia extra generada, hacen de esta configuración muy utilizada en el sector eléctrico (Figura 2.6). Existe una configuración llamada de bajo exceso en la cual se conecta una gran turbina a vapor con una pequeña turbina a gas, en la cual el aire es precalentado en la caldera antes de ingresar al compresor de la turbina a gas para mejorar su estado térmico.

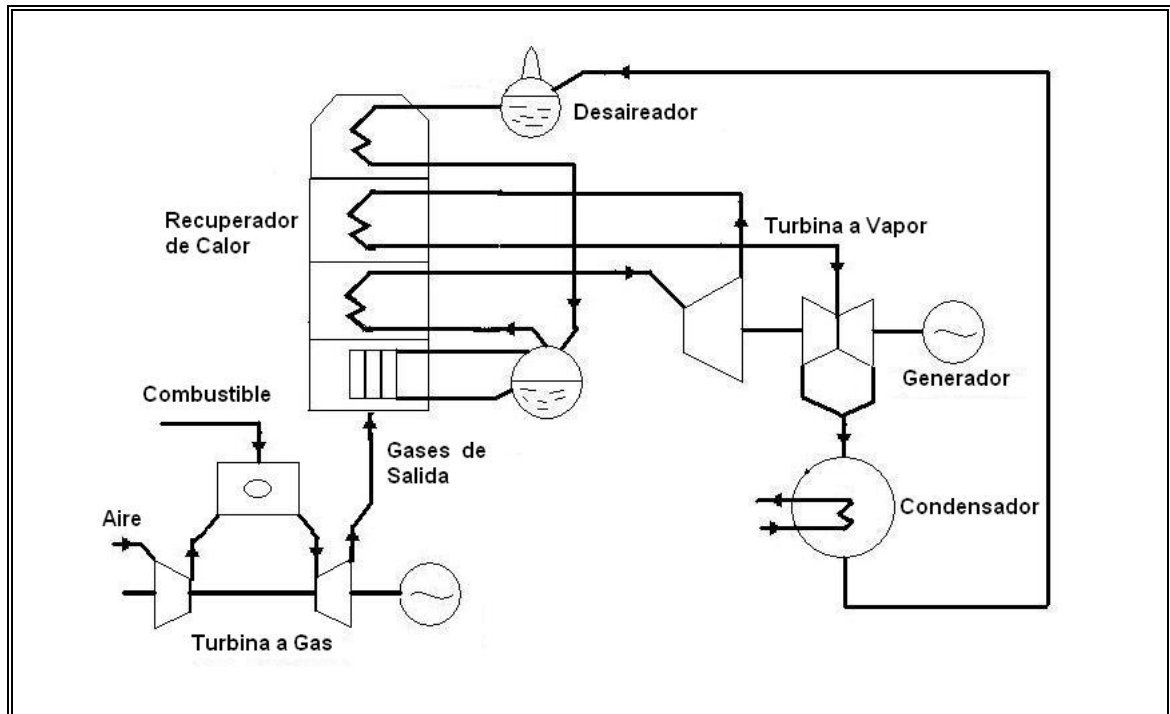


Figura 2.5: Configuración Estándar de Ciclo Combinado

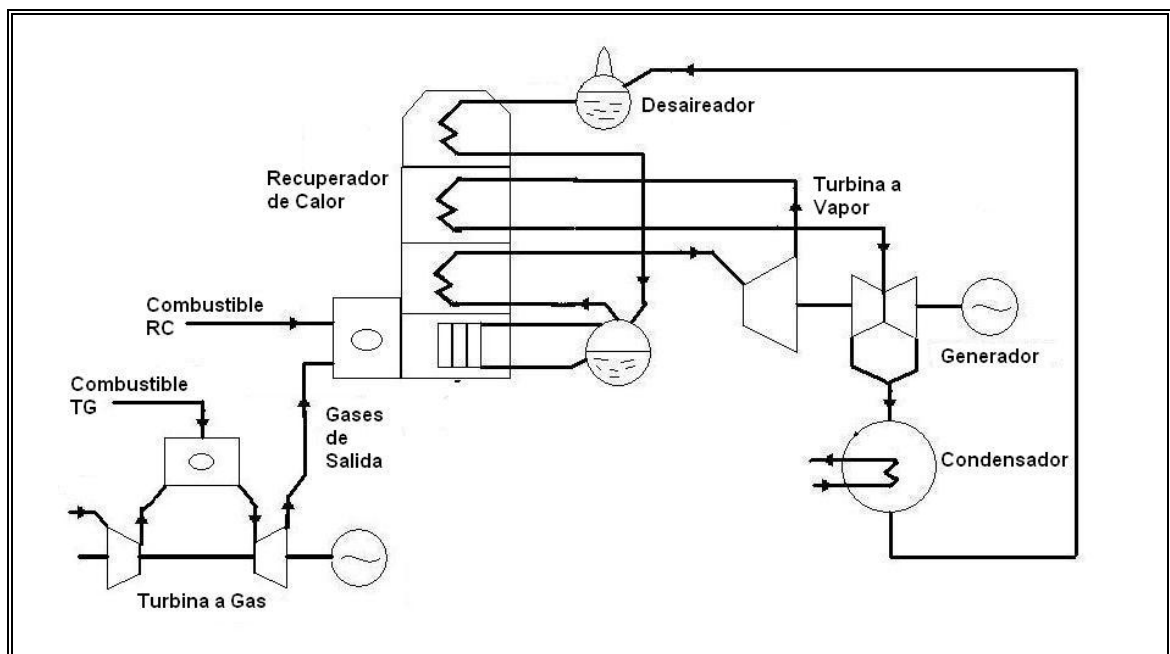


Figura 2.6: Configuración con Calor Suplementario

De acuerdo al número de turbinas asociadas, podemos encontrar varias configuraciones. Una de ellas, utilizada frecuentemente, es tener 2 turbinas a gas que abastecen a un único recuperador de calor que alimenta de vapor a una turbina de vapor. Las turbinas a gas pueden estar conectadas en ejes independientes o al mismo eje, con lo cual aumentan la inercia del conjunto. Lo mismo sucede para el caso de la turbina a vapor. También existen configuraciones en las cuales pueden conectarse 3 turbinas a gas a una turbina a vapor, con lo que aumenta la capacidad calórica del ciclo (Figura 2.7).

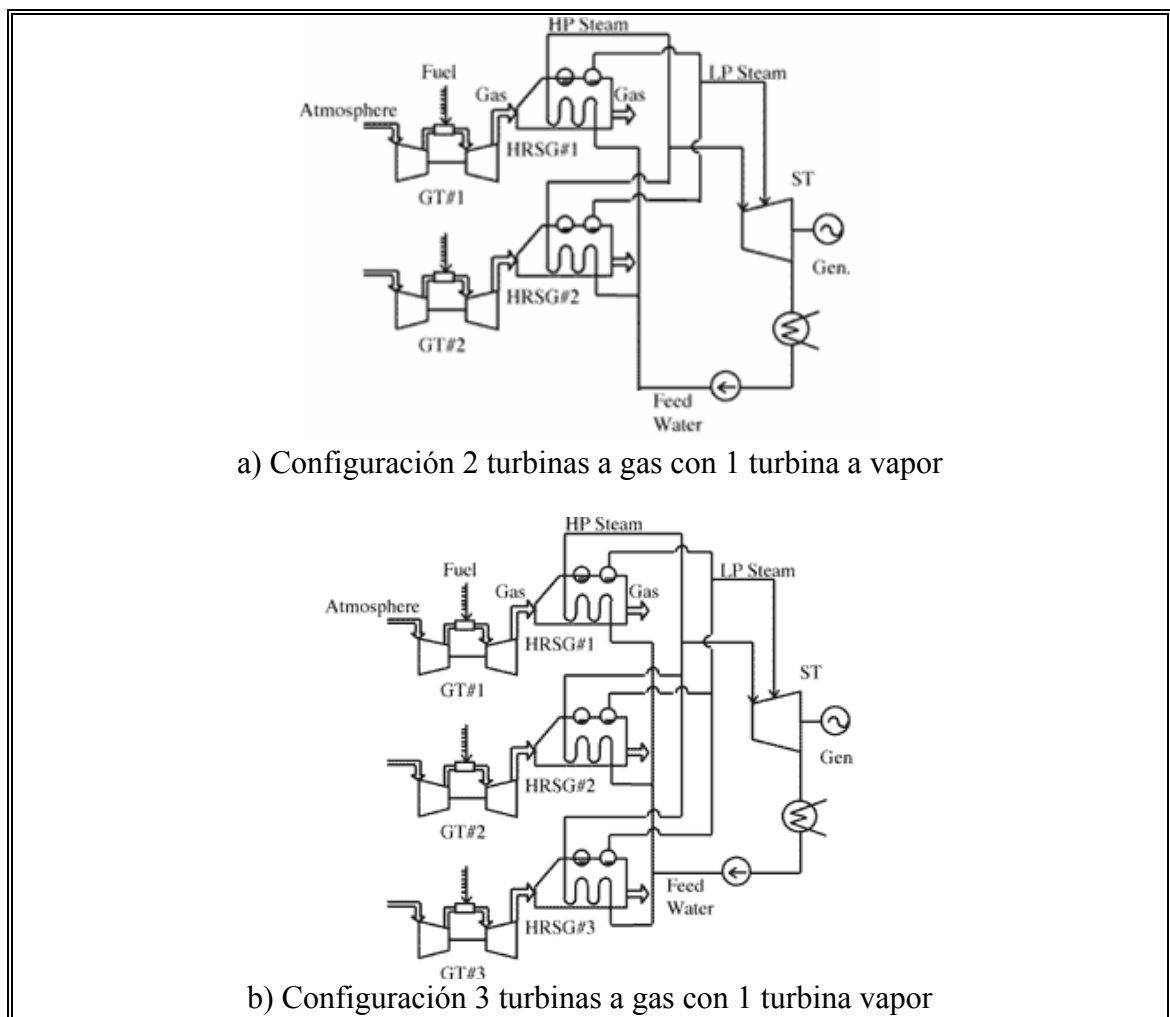


Figura 2.7: Configuración Múltiple de Turbinas

2.2 Evaluación de la Eficiencia de un Ciclo Combinado

2.2.1 Introducción

Como se dijo anteriormente, trabajar bajo ciclo combinado aumenta la eficiencia considerablemente con respecto a la turbina a gas o turbina a vapor trabajando independientemente. Esta eficiencia puede variar de acuerdo a las eficiencias individuales de los ciclos de gas y vapor, que pueden incluir modificaciones como refrigeración, enfriamiento, regeneración; como también de acuerdo a la configuración de ciclo combinado que se utilice. Sin embargo, para calcular la eficiencia sólo es necesaria una visión general y conocer el trabajo realizado por cada uno de los ciclos y el calor entregado al ciclo combinado, sin importar el número de turbinas a vapor, la configuración, o las modificaciones a los ciclos.

2.2.2 Cálculo de eficiencia de turbina a gas

Observando la figura del ciclo termodinámico de Brayton (Figura 2.2), la eficiencia se puede calcular como:

$$\eta_B = \frac{W_R}{Q_{IN}} = 1 - \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}} = \frac{C_P(T_4 - T_1)}{C_P(T_3 - T_1)} = \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (2.2)$$

Sabemos que para un proceso adiabático de compresión y expansión:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (2.3)$$

Reemplazando obtenemos:

$$\eta_B = 1 - \frac{1}{(X)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (2.4)$$

donde

W_R = Trabajo total realizado por la turbina

Q_{IN} = Calor total entregado

C_p = Calor específico del aire.

T_1 = Temperatura del gas en la entrada del compresor

T_3 = Temperatura del gas en la entrada de la turbina

T_4 = Temperatura del gas en la salida de la turbina

X = Razón de compresión

γ = Razón de calores específicos. Teóricamente su valor es 1,44, pero en la realidad se usa el valor 1,23.

Podemos observar que a mayor razón de compresión, la eficiencia del ciclo aumenta. A niveles menores de presión de entrada y temperatura, se consiguen niveles de compresión mayores. Si usamos un valor de $X = 10$ para la razón de compresión obtenemos:

$$\eta_B = 0,3498 \approx 35\%$$

2.2.3 Cálculo de eficiencia de turbina a vapor

Observando la figura del ciclo termodinámico de Rankine (Figura 2.4), la eficiencia se puede calcular como:

$$\eta_R = \frac{W_R}{Q_{IN}} = 1 - \frac{Q_{OUT}}{Q_{IN}} = \frac{h_3 - h_1 - (h_4 - h_1)}{h_3 - h_1} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_1} \quad (2.5)$$

donde

W_R = Trabajo total realizado en la turbina

Q_T = Calor total entregado

h_3 = entalpía del vapor en la entrada de la turbina

h_1 = entalpía del vapor en la salida del condensador

h_4 = entalpía del vapor en la salida de la turbina

Si utilizamos los siguientes valores para las temperaturas en las distintas etapas de la turbina a vapor:

$$T_1 = 20^\circ \text{C}$$

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

$$T_4 = 280^{\circ} \text{ C}$$

La eficiencia calculada es aproximadamente de un 45%

2.2.4 Cálculo de eficiencia de un ciclo combinado

Observando la Figura 2.8, podemos calcular la eficiencia del ciclo combinado como:

$$\eta_{CC} = \frac{W}{Q_{IN}} = \frac{W_B + W_R}{Q_{IN}}$$

$$\eta_{CC} = \frac{Q_{IN} - |Q_{HRSG}| + (|Q_{HRSG}| - Q_{OUT})}{Q_{IN}} = \left[1 - \frac{|Q_{HRSG}|}{Q_{IN}} \right] + \left[1 - \frac{Q_{OUT}}{|Q_{HRSG}|} \right] \left(\frac{|Q_{HRSG}|}{Q_{IN}} \right)$$

$$\eta_{CC} = \eta_B + \eta_R - \eta_B \eta_R \quad (2.6)$$

Donde η_B y η_R corresponden a las eficiencias de los ciclos térmicos de la turbina a gas y vapor respectivamente.

Si tenemos que el ciclo de gas tiene una eficiencia del 35%, mientras que el ciclo de vapor tiene una eficiencia de un 45%, la eficiencia del ciclo combinado será:

$$\eta_{CC} = 0,35 + 0,45 - 0,35 * 0,45 = 0,6425 \approx 64\%$$

Como vemos, casi dobla la eficiencia de la turbina a gas funcionando independiente.

Esta eficiencia calculada anteriormente se consigue cuando la máquina se encuentra operando cerca de su capacidad máxima, preferentemente por sobre el 90-92%. Si se trabaja en niveles menores a tal valor, la eficiencia disminuye considerablemente perdiendo en cierta medida la ventaja comparativa del ciclo combinado frente a una configuración de ciclo abierto. En la figura 2.9 se entrega la información de centrales de ciclo combinado, con sus valores de consumo de gas

y las eficiencias teóricas calculadas para funcionamiento continuo por sobre un 90% de su capacidad máxima y la eficiencia real obtenida de acuerdo a la operación efectiva de las centrales durante el año de estudio.

Se aprecia que existe una disminución de hasta casi un 6% en la eficiencia debido a la operación de la unidad en niveles por debajo del 90% de su capacidad máxima.

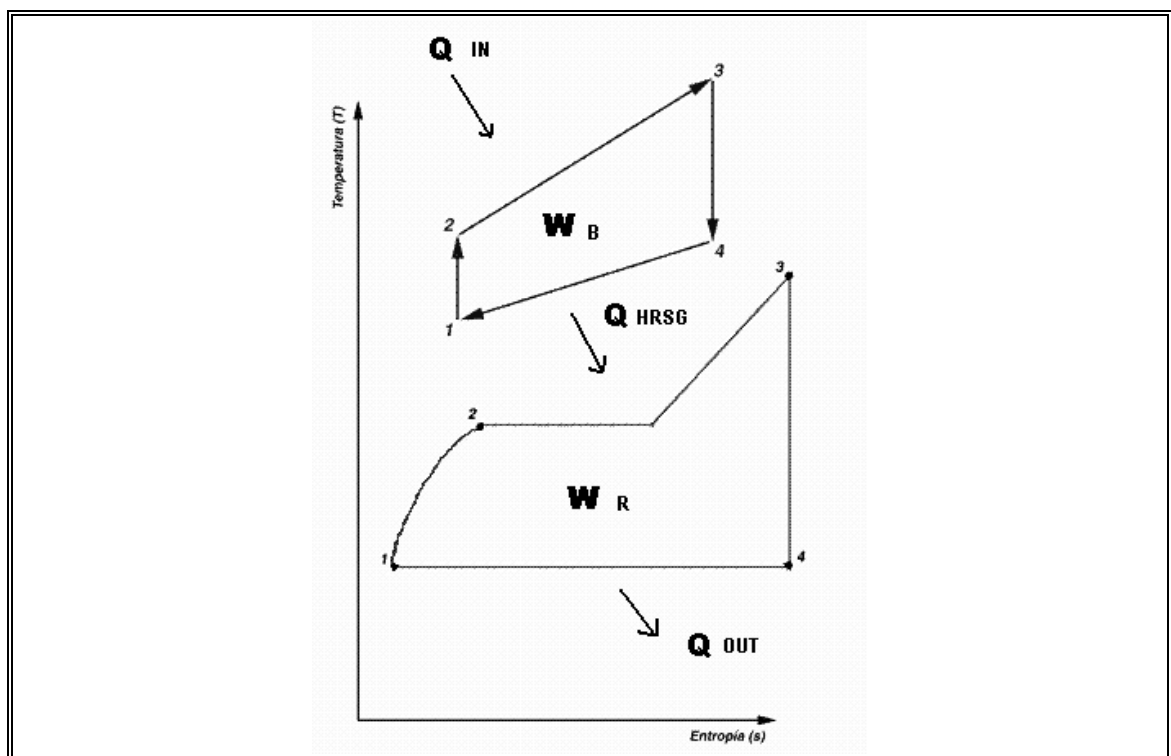


Figura 2.8: Transferencias de Calor en Ciclo Combinado

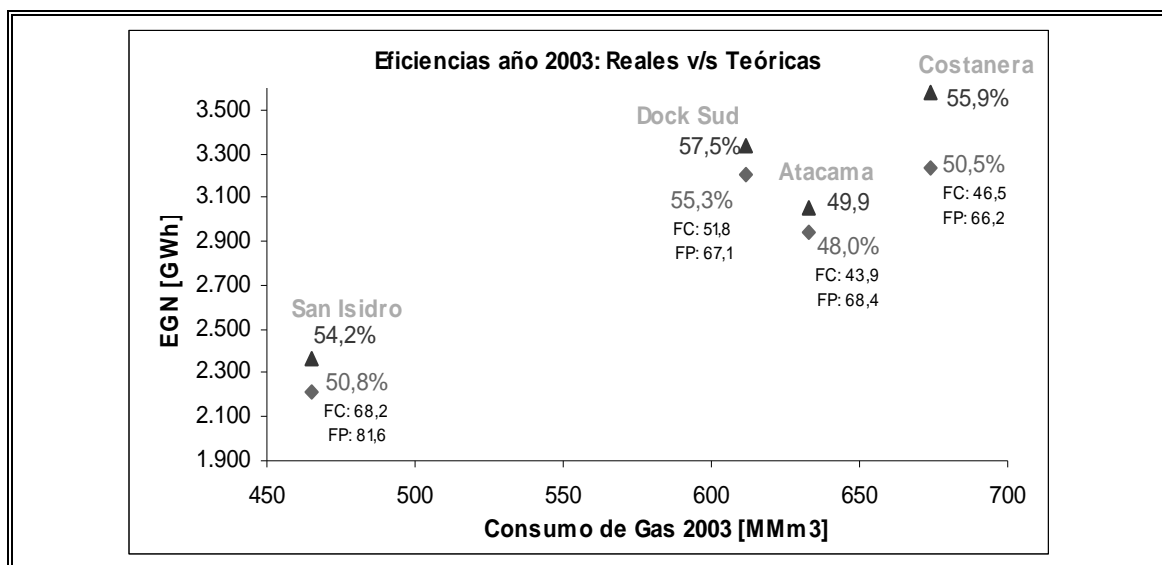


Figura 2.9: Eficiencias Reales v/s Eficiencias Teóricas en Unidades de Ciclo Combinado

2.3 Control en Centrales de Ciclo Combinado

2.3.1 Introducción

Antes de hablar de control de ciclos combinados, se deben definir las variables de interés que serán analizadas y controladas, así como el margen temporal de operación de tales controladores, ya que para un ciclo combinado existe un gran número de fases de control orientado a distintas variables y horizontes de tiempo.

Al hablar de control de tensión sabemos que su tiempo de respuesta es menor con respecto al control de frecuencia, así como el mismo control de frecuencia en una turbina a gas es mucho más rápido que la turbina a vapor. Por lo tanto, los diferentes tipos de control no pueden ser mezclados y analizados de la misma manera.

En el desarrollo de esta Tesis se analizará el control de velocidad de las centrales de ciclo combinado, con un horizonte de tiempo de no más de 20 segundos, por lo cual el control de variables internas de las turbinas que superen tal rango de tiempo

no será analizado. De la misma manera, los posteriores modelados no incluirán dinámicas que tomen más tiempo que el definido anteriormente.

El control en la turbina de vapor consta principalmente del control en la caldera, de su temperatura y del flujo de vapor hacia la turbina. Sin embargo, sus dinámicas son muy lentas en comparación al control de la turbina a gas, por lo que se incluirá la turbina a gas como principal medio de control y la turbina a vapor sólo actuará en respuesta a las acciones de tal control. No se incluirá en esta Tesis control directo sobre la turbina a vapor, ya sea en control de frecuencia como en el control de sus variables internas, sino que sólo los controladores de velocidad de la turbina a gas y sus bloques correspondientes (Figura 2.10).

Las principales variables que serán analizadas son: la frecuencia del sistema, variable muy importante en la estabilidad de los sistemas de potencia y cuyos niveles de operación están regulados; la potencia mecánica de la unidad, cuyo nivel está definido por el Centro de Despacho respectivo y una variable controlada que permite mantener los niveles de frecuencia dentro de los rangos permitidos; los flujos en la turbina de gas, ya sea de aire como de combustible que controlan en conjunto la potencia mecánica y el nivel de temperatura de los gases en la turbina; las temperaturas en la turbina, principalmente la temperatura de los gases de salida que es la variable medida por los controladores y que nos entrega el estado de los bloques intermedios (compresor y cámara de combustión). Los niveles de presión en los bloques de la turbina a gas dependen entre otras cosas: de las condiciones atmosféricas, el flujo de aire en el compresor y la temperatura de los gases. Esta variable no se monitoreara directamente, pero se dará a conocer el efecto que podrían tener estas variables mencionadas anteriormente en los niveles de presión a través de la turbina, y como evitar cambios bruscos en la presión para evitar vibraciones mecánicas, pérdida de eficiencia en el compresor y en la cámara de combustión (donde la combustión debería producirse sin variación de presión). Los niveles de emisiones no se analizarán ya que se considera un control en régimen permanente y el hecho de superar los niveles exigidos durante el periodo de estudio no fue considerado crítico.

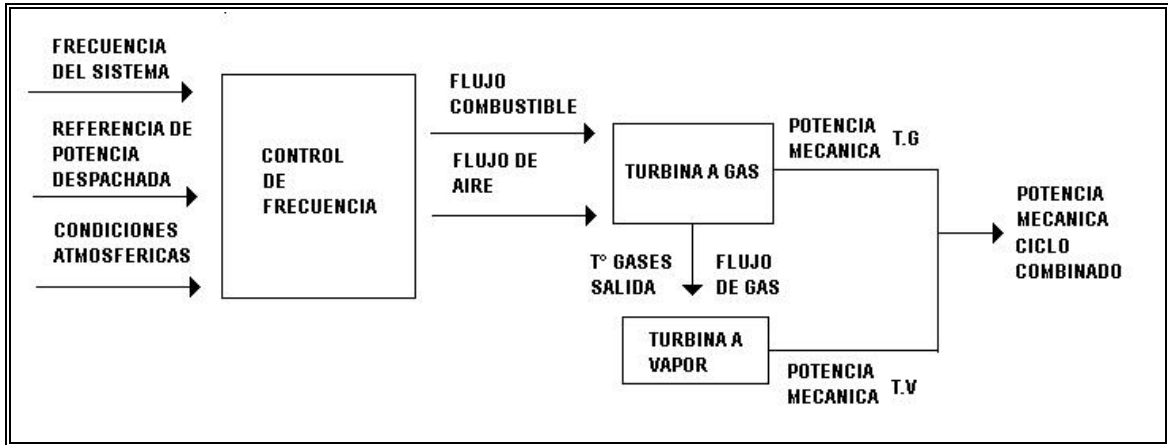


Figura 2.10: Esquema General de Control en Ciclos Combinados

2.3.2 Control de velocidad

El control de la velocidad permite regular la potencia mecánica de la máquina para mantener la velocidad del rotor dentro del límite establecido, siguiendo la ecuación:

$$\frac{1}{2H} \frac{d\omega}{dt} = P_m - P_e - P_L \quad (2.7)$$

donde H es la inercia del generador en base del sistema, ω es la velocidad del rotor (o frecuencia del sistema en p.u), P_m [p.u] es la potencia mecánica, P_e [p.u] la potencia eléctrica del sistema y P_L [p.u] son las pérdidas del sistema.

La potencia mecánica de la turbina se controla principalmente con el flujo de combustible, aunque también influyen las condiciones climáticas, los flujos de aire en la cámara de combustión, etc.

Este control regula el flujo de combustible en operación normal de la unidad (régimen permanente). Sin embargo, al presentarse alguna contingencia o perturbación en el sistema, podría ocasionar que el flujo de combustible entregado por el gobernador de velocidad aumente o disminuya considerablemente, con lo cual ciertas variables de la turbina pueden exceder sus tolerancias máximas

(mínimas). Para estos casos, el Regulador de Velocidad debe incluir controles especiales para monitorear tales variables y tomar acciones para proteger a la unidad de esfuerzos mecánicos o térmicos.

2.3.3 Control de temperatura

Una de las variables que es necesario monitorear en la turbina, y que será analizada con particular interés durante el desarrollo de esta Tesis, es la temperatura de salida de los gases de la turbina. La turbina presenta ciertos niveles máximos a los que puede operar, y que son entregados por el fabricante. Al sobrepasar tales límites la vida útil de la turbina disminuye y su funcionamiento se ve afectado notoriamente. Es por eso que es necesario mantener los niveles de temperatura de operación de la turbina, en lo posible, siempre bajo tales límites y disminuir los esfuerzos térmicos a periodos muy pequeños. El control de temperatura se encarga de mantener la temperatura dentro de tales límites, teniendo en cuenta el nivel de carga de la turbina, las condiciones atmosféricas, el flujo de combustible, flujo de aire del compresor. La medición de la temperatura se realiza principalmente por un arreglo de termocuplas, obteniéndose el valor promedio entre ellas. Generalmente, las turbinas tienen límites máximos de temperatura para operación continua y, para episodios de corta duración del orden de pocos segundos (temperatura máxima absoluta). La temperatura es generalmente unos 100° C mayor que la temperatura máxima de operación continua. Además, como medida de protección adicional, el control de temperatura opera con un límite máximo que es menor en un 1% al límite máximo real entregado por el fabricante (valor máximo de operación o técnico).

2.3.4 Control de aceleración

Durante la partida, antes de alcanzar la velocidad de sincronismo, el rotor de la turbina presenta una aceleración muy alta lo que podría ocasionar inestabilidad y

no permitir que la turbina llegue a un estado de sincronismo, por lo que el control de aceleración se encarga de controlar los niveles de combustible para llevar a la turbina a un estado de régimen estacionario con el menor esfuerzo mecánico del rotor, y esfuerzo térmico de la turbina. Al entrar en régimen estacionario, este control sólo funciona cuando existen rechazos de carga importantes (load rejections), donde la velocidad del rotor tiende a aumentar y se pueden producir sobre-oscilaciones que podrían llevar fuera del sincronismo a la turbina.

Este control funciona como complemento a los módulos para el control de la partida y control para la detención de la unidad que son programados para aumentar o reducir gradualmente los niveles de combustible y de flujo de aire durante el proceso, evitando cambios muy bruscos en las características termodinámicas de la planta. Estos controles adicionales no se encuentran operativos durante el régimen permanente de la unidad.

2.3.5 Control del flujo de aire (IGV)

La mezcla que se quema en la cámara de combustión está formada en un cierto porcentaje de aire y de algún combustible (gas natural, gas licuado), y cumpliendo en lo posible la razón estequiométrica del proceso de combustión. La razón estequiométrica se define como la razón en que los componentes de una reacción química deben encontrarse para que la reacción (en este caso la combustión) sea completa, es decir, no existan residuos de los componentes (remanentes de aire o combustible). Dependiendo de la composición de la mezcla, se pueden obtener gases de salida a distintas temperaturas y niveles de presión. Para una mezcla baja en porcentaje de aire, se tendrán gases de salida a mayor temperatura que una mezcla con mayor porcentaje de aire. Por lo tanto, la temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión será proporcional a la razón entre el flujo o porcentaje de combustible y el flujo o porcentaje de aire de la mezcla. Sabiendo esto, es posible controlar la temperatura de combustión de los gases, controlando el flujo de aire en la mezcla manteniendo un flujo constante de combustible, con el

cual se controla la potencia mecánica de la turbina. Así, cuando la turbina se encuentre trabajando a media carga (part-load), es posible disminuir el flujo de aire y por ende, el porcentaje de aire de la mezcla para aumentar la temperatura de salida de los gases y permitir que los gases de salida de la turbina sean expulsados a mayor temperatura y mejorar la eficiencia del ciclo de la turbina a vapor (si se está trabajando en ciclo combinado).

Controlando el flujo de aire también se regula la cantidad de NOx presentes en los gases de salida, cuyos niveles están regulados por leyes medioambientales.

2.4 Observaciones y Comentarios Finales

El control en centrales de ciclo combinado (y en general centrales térmicas) implica el monitoreo de múltiples variables en cada etapa del ciclo. Sólo para la regulación de velocidad de la unidad, se necesita del control del gobernador de velocidad, del control de temperatura, control de flujo de aire, control de aceleración, sin mencionar controles adicionales de enfriamiento, control de flujo de aceite, vibraciones mecánicas, los cuales están interrelacionados y funcionan simultáneamente (Figura 2.11). Es por ello que el conocimiento de los bloques de control y la evolución de las variables en cada etapa es necesario para mantener las condiciones óptimas de operación de la central en cualquier nivel y estado de operación de la unidad. Sabiendo el comportamiento de la planta bajo ciertas condiciones y los requisitos de operación de la unidad, podemos realizar una simulación de la planta para así obtener el comportamiento general de la unidad y conocer el desempeño en variadas situaciones y contingencias. Se podrá así modificar y regular el control para obtener las mejores condiciones de operación de la máquina.

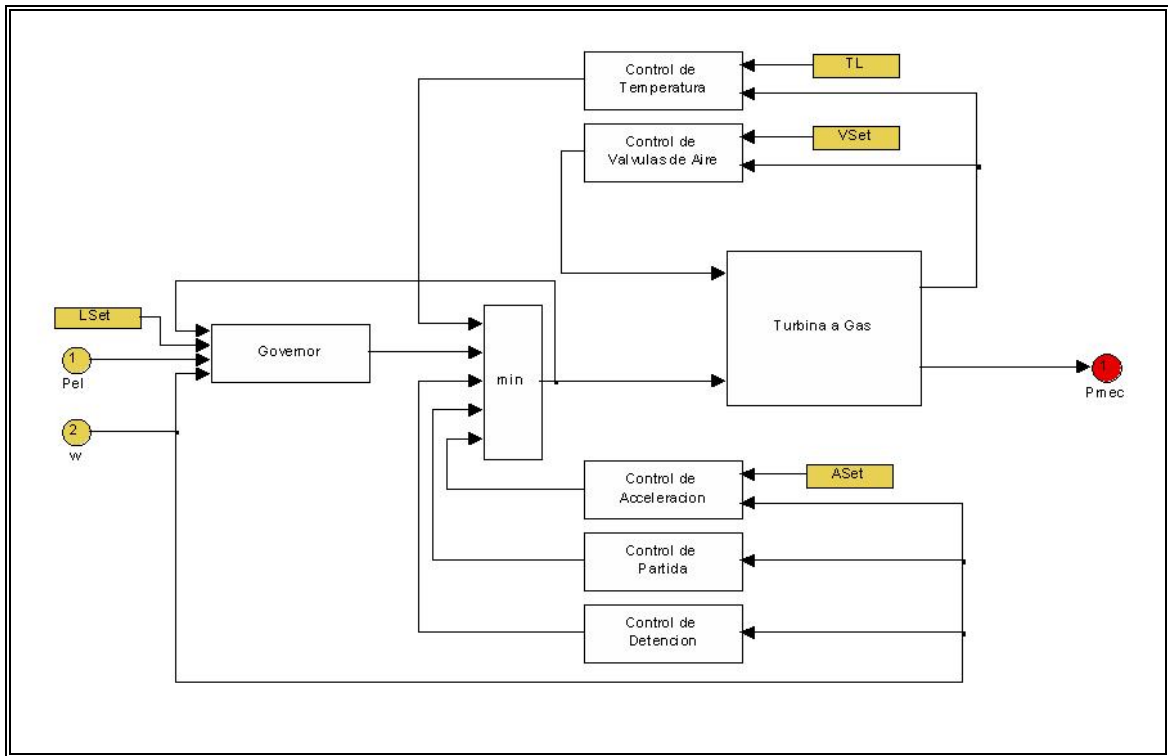


Figura 2.11: Diagrama de Bloques de Control en Ciclos Combinados

3 MODELADO DE PLANTAS DE CICLO COMBINADO Y SUS CONTROLADORES

3.1 Modelado de una Planta de Ciclo Combinado

3.1.1 Introducción

Tal como se explicó anteriormente con el control en ciclos combinados, el modelado de las plantas de ciclos combinados no se desarrollará en total completitud y detalle. La descripción de los modelos se realizará desde la perspectiva de las variables de control analizadas anteriormente, enfatizando su importancia relativa en los esquemas de control que constituyen el núcleo principal de esta Tesis. Los modelados se orientarán a describir el comportamiento de las variables que serán monitoreadas y controladas, excluyendo variables que no entran en el esquema de control como las variables internas de la caldera en la turbina a vapor, haciéndose generalmente simplificaciones a sus dinámicas o simplemente suponiéndolas constantes y sin influencia en el control. Debido a lo anterior, la descripción física carecerá de plenitud con respecto a las variables físicas y mecánicas de las plantas, es decir, no se incluirán variables mecánicas o físicas que no influyan en el comportamiento de las variables de interés.

3.1.2 Modelado de turbina a gas

La turbina a gas consta de 3 partes fundamentales: compresor, cámara de combustión y la turbina. El modelado de cada una de éstas dependerá de la complejidad del estudio que sea necesario realizar.

a) Compresor

La etapa de compresión, presenta una gran variedad de variables y parámetros: flujo de aire, presión y temperatura de entrada, presión y temperatura de salida, densidad del aire, dimensiones del ducto de entrada del aire, parámetros

termodinámicos del proceso de compresión, etc. Los modelos más simples sólo se preocupan de las variables de mayor importancia, que son flujo de aire y temperatura de salida del aire, suponiendo las demás variables o parámetros como constantes o que se mueven en un rango muy limitado. Se utilizan ecuaciones lineales para obtener una variable (p.ej temperatura) en función de otra (flujo de aire). Estas ecuaciones se obtienen mediante datos experimentales o mediante simplificación (linealización) de las ecuaciones termodinámicas del proceso. Para el caso de ciclo abierto, el flujo de aire calculado se mantiene constante durante toda la operación de la planta, y sólo puede variar por las condiciones atmosféricas externas. Al trabajar en ciclo combinado, este flujo puede ser modificado durante la operación de la unidad. En general, en los modelos simples no existen cálculos en el bloque de compresión limitándose a entregar parámetros de operación del compresor para los cuales el modelo implementado es válido (condiciones atmosféricas, flujo de aire nominal).

En modelos más complejos, se incluyen las variables del compresor en el modelado. Tal es el caso del modelo propuesto por Kakimoto (2003). Este modelo de ciclo combinado presenta las ecuaciones termodinámicas de la turbina, incluyendo algunas variables y parámetros intermedios del proceso como eficiencias de los ciclos y dependencia de las condiciones térmicas del ambiente, lo que permite un estudio más detallado al relacionar las variables termodinámicas de la turbina con las variables de control del sistema (llámese flujos de combustible, flujos de aire, parámetros de los controladores). En este modelado, se calcula la razón de compresión “ x ” y la temperatura de salida del aire comprimido “ T_D ”, en función del flujo de aire de entrada “ W ” y la temperatura de entrada “ T_{IN} ” (γ = razón de calor específico, η_c = eficiencia del compresor, P_{RO} = razón de compresión de diseño del compresor).

$$x = (P_{RO} \cdot W)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.1)$$

$$T_D = T_{IN} \cdot \left(1 + \frac{x-1}{\eta_c}\right) \quad (3.2)$$

El flujo de aire W , se ve modificado en función de la presión de entrada y la temperatura de entrada de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$W = Wa \cdot \frac{Pa}{Pao} \cdot \frac{T_{IN0}}{T_{IN}} \quad (3.3)$$

donde Wa corresponde al flujo nominal de aire para una presión y temperatura de entrada de Pao y T_{IN0} .

Modelos de mayor complejidad se pueden encontrar en Ordys(1994). Ecuaciones como las descritas ahí, permiten observar el efecto de las variaciones ambientales en la presión, temperatura y densidad del aire, así como también efectos de la topología del compresor, como es el área de entrada del ducto de aire. Estos modelos se usan principalmente para estudios en el generador donde se encuentra ubicada la turbina, frente a cambios ambientales, topológicos y del mismo sistema eléctrico, que ocurren en las cercanías de la unidad afectando en mayor medida su funcionamiento.

Las ecuaciones se detallan con mayor amplitud en Anexo A.

b) Cámara de Combustión

La cámara de combustión, al igual que el compresor, también posee variables internas, dependientes de las características del aire comprimido de la etapa anterior, como condiciones propias debido al flujo de combustible, flujo de vapor (generalmente usado para mejorar la calidad de la mezcla y disminuir las emisiones), niveles de emisión de gases, etc. La temperatura y el flujo de gases en la salida de la cámara son las principales variables utilizadas para calcular posteriormente la potencia mecánica en la etapa de turbina.

Revisando la literatura y el estado del arte, se concluye que los primeros modelos utilizaban relaciones muy simples para caracterizar las variables de la turbina a gas. Relaciones lineales son utilizadas para calcular la temperatura y flujo de salida de los gases, en función del flujo de combustible y del flujo de aire del compresor (dependiendo de la operación en ciclo abierto o ciclo combinado).

La ecuación usada en las publicaciones Hanne(2001), Rowen(1983) para calcular la temperatura de salida de la cámara T_x , en función del flujo de combustible W_F , y la frecuencia del sistema ω es la siguiente:

$$T_x = a \cdot (1 - W_F) + b \cdot (1 - \omega) \quad (3.4)$$

Los parámetros a y b son seleccionados según si el cálculo es realizado en variables reales o en por unidad, usando regresiones lineales basado en datos de operación obtenidos de la máquina. Esta configuración es en ciclo abierto por lo que el flujo de aire se mantiene constante y no influye en el cálculo de la temperatura. Su influencia sólo se podría incluir al momento de definir los parámetros a y b .

Existen modelos simplificados que permiten trabajar en ciclo combinado, incluyendo el efecto del flujo de aire. En Zhang(2000) el cálculo de la temperatura de salida de la cámara de combustión se calcula como:

$$T_{EX} = T_{ref} - 4.53 \cdot (\omega^2 - 4.21 \cdot \omega + 4.42) \cdot 0.82 \cdot (1 - W_F) + 7.22 \cdot (1 - \omega) + 1.94 \cdot (IGV_{MAX} - IGV) \quad (3.5)$$

donde W_F corresponde al flujo de combustible a la cámara, ω corresponde a la frecuencia del sistema e IGV corresponde a la posición de la válvula de admisión de aire. Un modelo posterior elaborado por Bagnasco(1998), utiliza la misma ecuación con algunas modificaciones:

$$T_{EX} = \frac{T_{ref} - 4.53 \cdot (\omega^2 - 4.21 \cdot \omega + 4.42) \cdot 0.82 \cdot (1 - W_F) + 7.22 \cdot (1 - \omega) + 1.94 \cdot (IGV_{MAX} - IGV)}{1 + 0.005 \cdot (15 - T_{AMB})} \quad (3.6)$$

incluyendo el efecto de la temperatura de entrada del aire T_{AMB} .

El modelo propuesto por Kakimoto(2003), calcula la temperatura de salida en la cámara de combustión:

$$Tf = T_D + (T_{f0} - T_{D0}) \cdot \frac{Wf}{W} \quad (3.7)$$

donde Tf corresponde a la temperatura de salida de la cámara de combustión en función del flujo de combustible Wf y el flujo de aire W . Los parámetros T_{f0} y T_{D0} corresponden a las temperaturas de la salida de la cámara de combustión y el compresor, respectivamente, para condiciones nominales de operación (no incluye dependencia de frecuencia). En la publicación de Kiat Lee(2007) se realiza una comparación entre este último modelo y el modelo de Rowen(1983) visto anteriormente, en el cual los parámetros a y b son ajustados para conseguir resultados idénticos, con lo cual es posible usar modelos de distinta complejidad y obtener los mismos resultados cuando no se necesite saber las etapas intermedias de la unidad.

En estos últimos modelos, sólo se calcula la temperatura de salida de los gases, usando como variables dependientes el flujo de combustible, la frecuencia del sistema y flujo de aire. Variables intermedias o de estado como la presión en la cámara no son calculadas, por lo que no es posible monitorear las condiciones en etapas intermedias.

Modelos más complejos, suman el efecto de variables secundarias, para un mejor análisis de sensibilidad de parámetros. Ordys(1994) incluye variables adicionales tales como cambios de entalpía y presión en la cámara. [Anexo A]

c) Turbina

En el caso de la turbina, también encontramos modelados simples para sus dinámicas. Las variables que generalmente son calculadas son temperatura y flujo de salida de los gases y el torque mecánico generado. Siguiendo con la publicación de Rowen(1983), para el cálculo del torque mecánico de la máquina, se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_M = 1.3 \cdot (W_F - 0.23) + 0.5 \cdot (1 - \omega) \quad (3.8)$$

El valor 0,23 restado al flujo de combustible, corresponde al mínimo nivel de combustible necesario para mantener la turbina en operación, en estado sin carga o vacío. Este mínimo nivel de operación será explicado más adelante, en el control de unidades de ciclo combinado. Una vez calculado este valor de torque, esta señal pasa por un bloque que simula la dinámica de la turbina (constante de tiempo T_g) y se obtiene la potencia mecánica de la turbina. Bagnasco(1998), Hannet(2001) y Zhang(2000) utilizan la misma fórmula para calcular el torque mecánico. La señal de temperatura corresponde a la misma calculada en la cámara de combustión (en cálculo en p.u), sólo que la señal se obtiene luego de pasar por un bloque que simula el tiempo de respuesta de la turbina. El flujo de gas se iguala al flujo de aire en el compresor, despreciando el flujo de combustible frente al flujo de aire (razón 1:20).

En la publicación de Kakimoto(2003) se calcula:

$$T_e = T_f \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{1}{x} \right) \cdot \eta_t \right] \quad (3.9)$$

$$E_g = K_0 \cdot [(T_f - T_e) - (T_D - T_{IN})] \cdot W \quad (3.10)$$

donde T_e corresponde a la temperatura de los gases de salida (T_f , T_D y T_{IN} son las temperaturas en etapas anteriores) y E_g corresponde al torque mecánico generado por la turbina, η_t corresponde a la eficiencia de la turbina y X a la razón de compresión. K_0 corresponde a una constante de proporcionalidad para cálculos en datos reales o en p.u.

Finalmente la señal de E_g calculada anteriormente, pasa por un bloque que simula la dinámica de la turbina a gas, que luego sumada con la potencia generada por la turbina a vapor entrega la potencia total del ciclo combinado. La constante de tiempo utilizada generalmente es del orden de 0,4 segundos (Figura 3.1).

El modelo de Ordys(1994) incluye parámetros como presión de compresor, presión de cámara de combustión, cambios de entalpía en cada uno de los procesos de la turbina a gas [Anexo A].

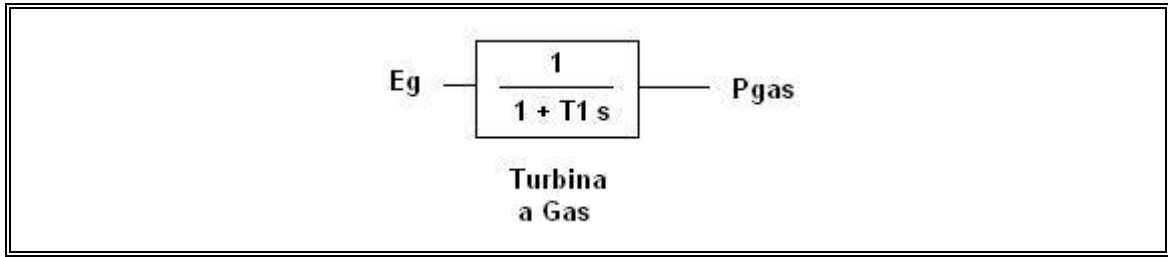


Figura 3.1: Diagrama de Bloques Turbina a Gas

3.1.3 Modelado turbina a vapor

Como se dijo anteriormente, dependiendo del tipo de estudio que se quiera realizar y la ventana de tiempo de éste se elegirá el modelo más conveniente. Las dinámicas de la turbina a vapor son muy lentas con respecto a las dinámicas de la turbina a gas, por lo que la gran mayoría de sus variables pueden ser consideradas constantes en el horizonte de tiempo del estudio, consiguiendo grandes simplificaciones a los modelos.

En el modelado propuesta por Bagnasco(1998), la turbina a vapor presenta un modelo muy simplificado, en el cual la potencia de la turbina a vapor se calcula como la razón entre el flujo de gas que entra a la turbina y el flujo de gas necesario para producir 1 MW de potencia. Por lo tanto, la potencia de la turbina será igual a la proporción de gas que entra a la turbina con respecto al flujo de gas obtenido para operación a plena carga.

$$Es = W_A / W_{A0} \quad (3.11)$$

donde W_A y W_{A0} corresponde al flujo actual de gas y el flujo de aire para carga base respectivamente, y Es corresponde al torque mecánico generado. Este valor también puede ser calculado de acuerdo al calor entregado por el Recuperador de Calor, en el cual la potencia es la razón entre el calor entregado actualmente y el calor entregado para plena carga. Este valor, Es , luego pasa a través de dos bloques

que simulan las dinámicas de la turbina y del sistema de alimentación del vapor (figura 3.2).

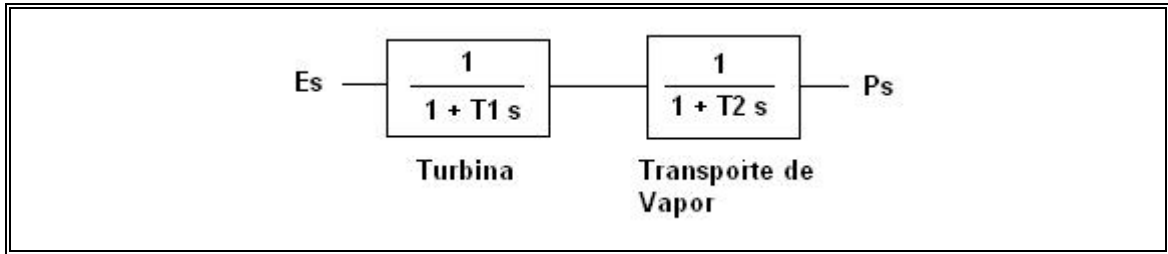


Figura 3.2: Diagrama de Bloques Turbina a Vapor

Como se estableció anteriormente en el control de CCHP, no existirá en el desarrollo de esta Tesis un control directo sobre la turbina a vapor, por lo tanto, el modelado de la turbina a vapor no será de gran importancia en este estudio.

Finalmente, para este trabajo se eligió un modelo simplificado en el cual la potencia mecánica de salida de la turbina depende exclusivamente del calor entregado por el Recuperador de Calor.

La turbina a vapor presenta 3 niveles de presión tal como se describe en el modelo general de la turbina a vapor (Figura 3.3), pero con la diferencia que el nivel requerido de potencia no será controlado por la frecuencia del sistema, sino que por la señal entregada por la turbina a gas (específicamente por el Recuperador de calor).

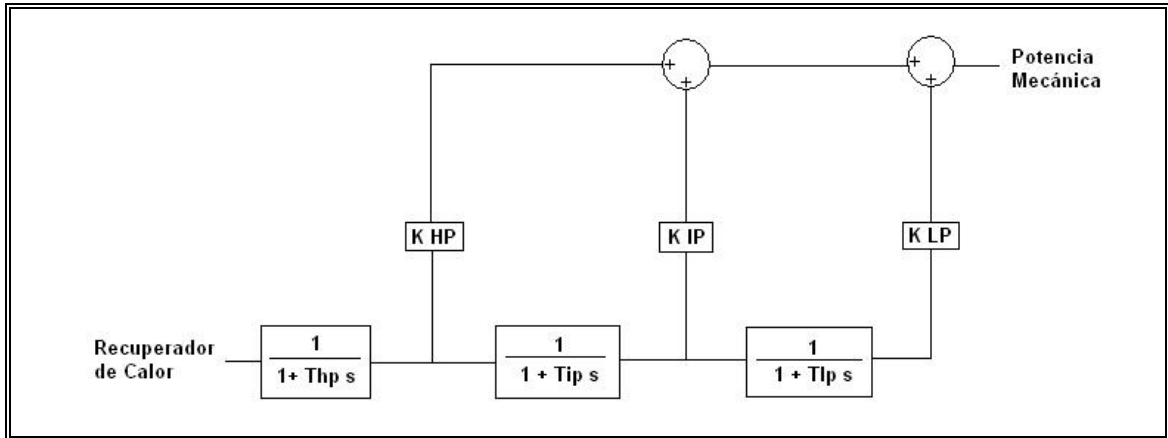


Figura 3.3: Diagrama de Bloques Turbina a Vapor Modelo IEEE

3.1.4 Recuperador de calor

Los modelos más simples como Hannet(2001) asocian el calor producido por el intercambiador de calor dependiente sólo de la temperatura de salida de los gases y del flujo de aire (gases), como un producto de tales variables mediante una constante K :

$$Q_{HRSG} = K \cdot W_A \cdot T_{EX} \quad (3.12)$$

Este calor producido será el nivel de potencia entregado por la turbina a vapor, después de simuladas las dinámicas del recuperador de calor y posteriormente la turbina a vapor.

En el modelo propuesto por Bagnasco(1998) el intercambiador de calor está basado en las relaciones termodinámicas que lo rigen y sus constantes de tiempo asociadas a la producción del vapor y a la transferencia de calor por el metal.

$$W_S = \frac{\eta_{HRSG} \cdot W_G}{\Delta h_{STEAM}} \cdot (C_P^{IN} \cdot T_G^{IN} - C_P^{OUT} \cdot T_G^{OUT}) \quad (3.13)$$

donde W_s corresponde al flujo de vapor generado, η_{HRSG} es la eficiencia del recuperador de calor, C_p es el calor específico del vapor, W_G es el flujo de gas de salida de la turbina a gas y Δh_{STEAM} corresponde al cambio de entalpía generado, operando para carga base de la turbina a gas.

El recuperador de calor generalmente es modelado como parte de la caldera de la turbina a vapor, donde la energía calórica de entrada a la caldera corresponde a los gases de salida de la turbina a gas. Las principales variables necesarias para el modelado del recuperador de calor son el flujo de gases de salida y la temperatura de los gases. Con estas variables es posible estimar el calor adicionado a la caldera y con ello, la producción de vapor para la turbina.

El modelo de recuperador de calor utilizado se puede simplificar en la figura 3.4, en el cual las variables de entrada son las ya mencionadas temperatura y flujo de los gases, a través de una función F_{cn} donde se calcula el calor entregado (que difiere para cada caso dependiendo de la complejidad del modelo) y finalmente pasa a través de un bloque que simula las dinámicas del recuperador de calor para finalmente obtener la señal que se entregará a la turbina a vapor.

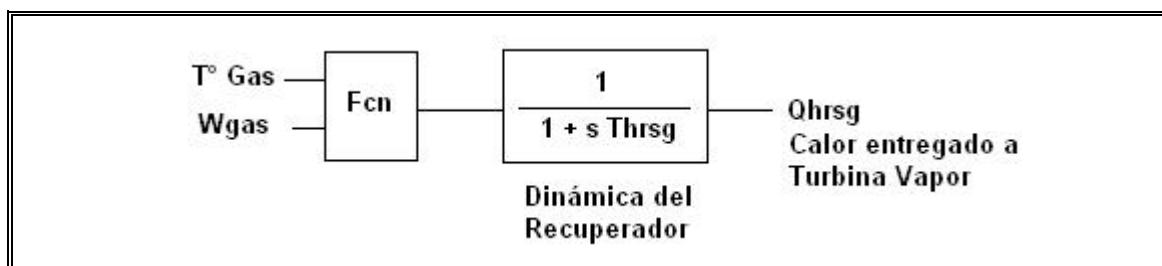


Figura 3.4: Diagrama de Bloques Recuperador de Calor

3.1.5 Modelado del conjunto ciclo combinado

Sabiendo los distintos modelados de turbina a gas y turbina a vapor, el modelo del conjunto de turbina a gas, recuperador de calor y turbina a vapor se muestra en la figura 3.5, en la cual se observa que la turbina a gas recibe las variables W_a y W_f ,

correspondiente a flujo de aire y combustible, pudiendo recibir más variables como las condiciones atmosféricas, propiedades físicas y, entrega al recuperador de calor las variables de flujo de gas y temperatura de gas (y entregar además variables intermedias tales como presión y niveles de entropía dependiendo de la complejidad del modelo). Finalmente el recuperador de calor entrega la información del calor generado a la turbina a vapor la cual finalmente tiene como salida la potencia de la turbina a vapor. Las variables intermedias pueden ser incluidas para estudios más detallados de cada uno de los ciclos, pero en líneas generales sólo las variables indicadas son las utilizadas en la mayoría de los modelos para los estudios eléctricos.

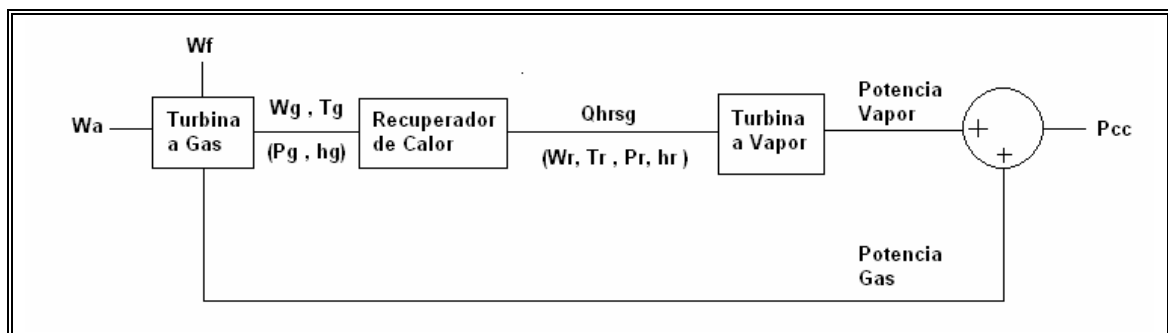


Figura 3.5: Diagrama de Bloques de Unidad de Ciclo Combinado

3.2 Modelado de Controladores de Centrales de Ciclo Combinado

Desde hace 20 años, han aparecido múltiples publicaciones en las cuales se proponen modelos para el control de turbinas a gas y ciclos combinado, cada una de ellas con distinta complejidad y diversidad de controles. A continuación se hará una descripción de los modelos de controladores que han sido utilizados en la literatura, analizando las variables de control utilizadas y sus respectivas dinámicas, con un análisis crítico de las ventajas y desventajas de cada esquema de control descrito. Se observará la evolución de los modelos desde esquemas de

control simples de ciclo abierto a modelos más complejos, donde además se incluyen nuevas variables de control y ecuaciones más complejas que describen su comportamiento. En resumen, se mostrarán los principales elementos que constituyen los reguladores de velocidad (se muestra sólo el control de la turbina a gas, la cual mayormente actúa frente a una perturbación del sistema) que controlan o influyen en las variables de interés de este estudio.

3.2.1 Modelado de control de velocidad

Una de las primeras publicaciones acerca del modelado de ciclos combinados (en ciclo abierto y cerrado) fue Rowen(1983). En esta publicación se presenta un modelo simplificado de una turbina a gas de un eje único, para una operación de la máquina en isla (isolated operation) que actúa frente una desviación en la frecuencia del sistema, modificando el flujo de combustible hacia la turbina para así aumentar o disminuir la potencia mecánica entregada. Este modelo fue utilizado por las primeras versiones del sistema de control industrial Speedtronic (Mark I, Mark II, Mark IV) de General Electric. Tiene un control de velocidad ejercido por un gobernador de velocidad, que puede actuar en modo isocrónico o en modo de banda proporcional o “*Droop*” dependiendo de los valores que tomen x , y , z (Figura 3.6a). Para un control isocrónico, la variable x deber ser mayor que 0 ($x > 0$), mientras que para un control con estatismo, $x=0$ e y corresponde al inverso del estatismo de la máquina ($y=1/D$).

En la publicación de Hannet(2001), se presentan 2 modelos en comparación: GE Speedtronic Control, basado en el modelo propuesto por W.I.Rowen, y el modelo Woodward Governor Retrofit (GAST2 Figura 3.6b).

Este segundo modelo también se basa en el modelo de Rowen, pero con algunas modificaciones. Primero, el gobernador de velocidad del modelo de Woodward consiste en un controlador PID para la señal de error de velocidad/carga, la cual se obtiene sumando el error de velocidad con el error entre la potencia mecánica de referencia y la potencia eléctrica del sistema, medida con un transductor de Watts,

escalado a las señales con un factor K_{pe} que entrega el estatismo o *droop* al control.

Para este caso, el modelo de Woodward puede presentar mejores resultados si se tienen datos de estudios previos realizados a la máquina, con la cual se puedan validar los parámetros y realizar una sintonización del controlador PID para esa máquina en particular. Sin embargo, para una máquina donde se desconocen esos datos, el modelo Speedtronic es más adecuado ya que con menores modificaciones obtiene mejores resultados.

Publicaciones posteriores como Kakimoto(2003), Pourbeik(2004) utilizan un modelo de control de velocidad basado en la publicación de Rowen(1983); Bagnasco(1998) utiliza el modelo del controlador PID, mientras que Zhang(2000) usa un modelo mixto con la inclusión de un controlador PID para la señal de error de la velocidad del rotor, previo al Gobernador de velocidad (Figura 3.6c). Este controlador se incluye para un mejor uso de la energía cinética excedente almacenada durante el tiempo que ocurrió una falla, en lugar de usar dispositivos como SMES (Superconducting Magnetic Energy Storage) o FACTS (Flexible AC Transmission Systems) que resultan ser más caros y requieren un control más sofisticado. Este modelo resulta ser mejor que utilizando sólo un controlador PID, principalmente en sistemas donde existen máquinas con pequeña inercia que oscilan frente a máquinas de mayor envergadura, permitiendo mejorar el desempeño y disminuir las sobre-oscilaciones frente a una perturbación.

En la publicación de Pereira(2004) se usa un control de velocidad con un Gobernador de velocidad con “droop”, y además un controlador de carga, que utiliza la señal de la potencia eléctrica para compararla con el nivel de carga requerido de la máquina y obtener una señal adicional al control por frecuencia (Figura 3.6d).

3.2.2 Modelado del control de temperatura

El control de temperatura actúa como limitador en la señal de requerimiento de combustible (f_r). La temperatura de salida medida (T_{exm}) es comparada con la temperatura de salida de referencia (T_{ref} , 1,0 p.u) y el error obtenido actúa sobre el controlador de temperatura (Figura 3.7). Las constantes de tiempo del escudo de radiación y de la termocupla son usadas para obtener la temperatura de medición que entregan una estimación de la temperatura actual de salida del modelo. Normalmente la temperatura medida es menor que la temperatura de referencia causando que el controlador esté en su límite máximo. Si la temperatura medida se hace mayor que la referencia, el controlador sale del límite máximo e integra en forma negativa hasta el punto en el cual se hace menor que la señal F_g del controlador de velocidad, limitando la señal de combustible (Figura 3.8).

En la publicación de Rowen(1983), el control de temperatura se hace por medio de un controlador proporcional-integral, el cual recibe la señal de error entre la temperatura de referencia y la temperatura medida a la salida de la turbina.

Como la temperatura debe estar bajo su límite máximo en operación normal, bajo cualquier nivel de carga y, observando el hecho que la temperatura se mantiene un 1% bajo el nivel máximo permitiendo obtener con ello un continuo error positivo, el control integral hace que la señal se encuentre siempre en su valor máximo, mayor que el valor entregado por la señal del Gobernador de velocidad, por lo tanto sólo actúa cuando la temperatura excede el nivel máximo permitido. Se debe notar que este modelo es para un ciclo abierto, es decir, sólo de turbina a gas, por lo cual la temperatura sólo depende del flujo de combustible y de la frecuencia del sistema.

El modelo planteado por Bagnasco(1998) a diferencia del anterior, tiene la posibilidad de trabajar en ciclo combinado ya que incluye un bloque de control de flujo de aire y bloques simplificados que simulan la dinámica del intercambiador de calor y la turbina a vapor, junto con sus ecuaciones termodinámicas aproximadas. Sin embargo, el control de temperatura no cambia. El cálculo de la

temperatura de salida de la turbina ahora también depende del ángulo en que se encuentren las aspas que regulan el flujo de aire, siendo la señal del regulador del flujo de aire inversamente proporcional a la temperatura, por lo que a menor flujo de aire la combustión se realiza a mayor temperatura y por ende la temperatura de salida de los gases de la turbina aumenta. Al operar más cerca del límite, el control de temperatura es capaz de operar más rápidamente que para el caso de ciclo abierto.

Publicaciones posteriores como Kakimoto(2003), Zhang(2000), Pourbeik(2004) utilizan el mismo controlador proporcional-integral, solo diferenciando la forma de calcular la temperatura de salida de los gases, usando ecuaciones más simples o más complejas.(Figura 3.8)

La temperatura máxima de referencia no es un valor constante ya que depende de las condiciones atmosféricas y de operación. Si se utilizan las ecuaciones termodinámicas que modelan la turbina a gas, es posible calcular la temperatura máxima permitida de la siguiente manera:

$$\frac{T_{Max}^{\gamma}}{P_{CC}^{\gamma-1}} = \frac{T_{Referencia}^{\gamma}}{P_{Atm}^{\gamma-1}} \Rightarrow T_{Referencia} = T_{Max} \cdot \left(\frac{P_{Atm}}{P_{CC}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.14)$$

donde T_{Max} corresponde a la temperatura máxima que es permitida en la cámara de combustión, P_{CC} es la presión en la cámara de combustión y P_{Atm} es la presión de salida de los gases, que se supone están a presión atmosférica. $T_{Referencia}$ es la temperatura de referencia utilizada en el control de temperatura. La presión en la cámara de combustión puede variar de acuerdo a las condiciones de flujo de combustible y de aire (principalmente el flujo de aire), produciendo que variaciones muy pronunciados produzcan grandes gradientes de presión, lo que puede afectar el funcionamiento de la unidad. Como se verá más adelante, el flujo de aire es limitado para evitar tales cambios en la presión.

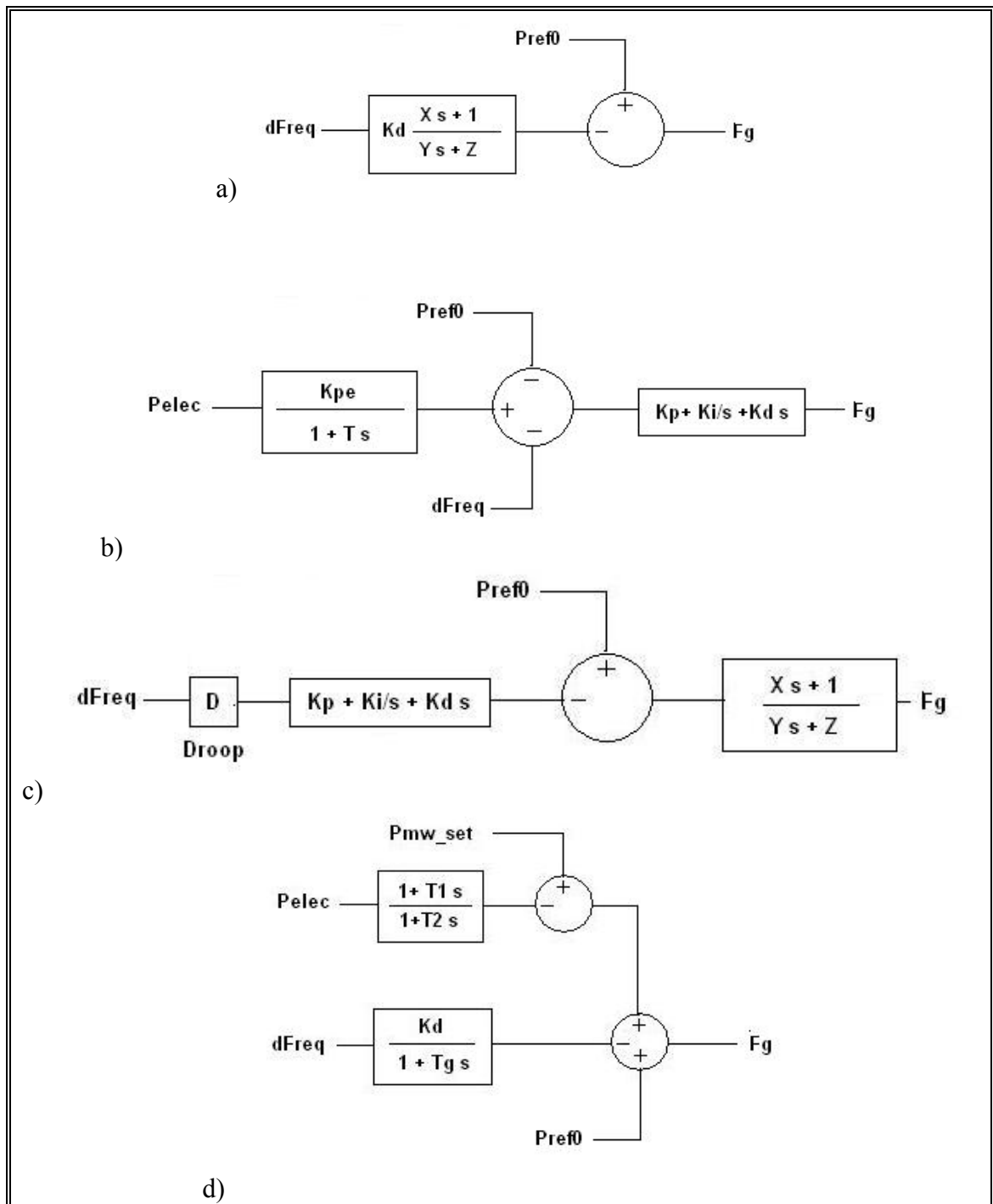


Figura 3.6: Diagrama de Bloques Control de Velocidad

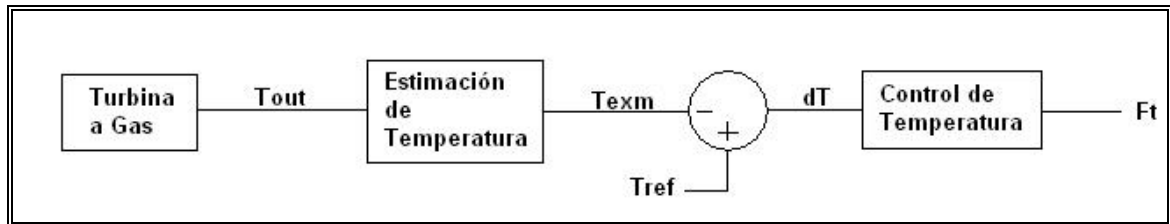


Figura 3.7: Diagrama de Bloques de Control de Temperatura

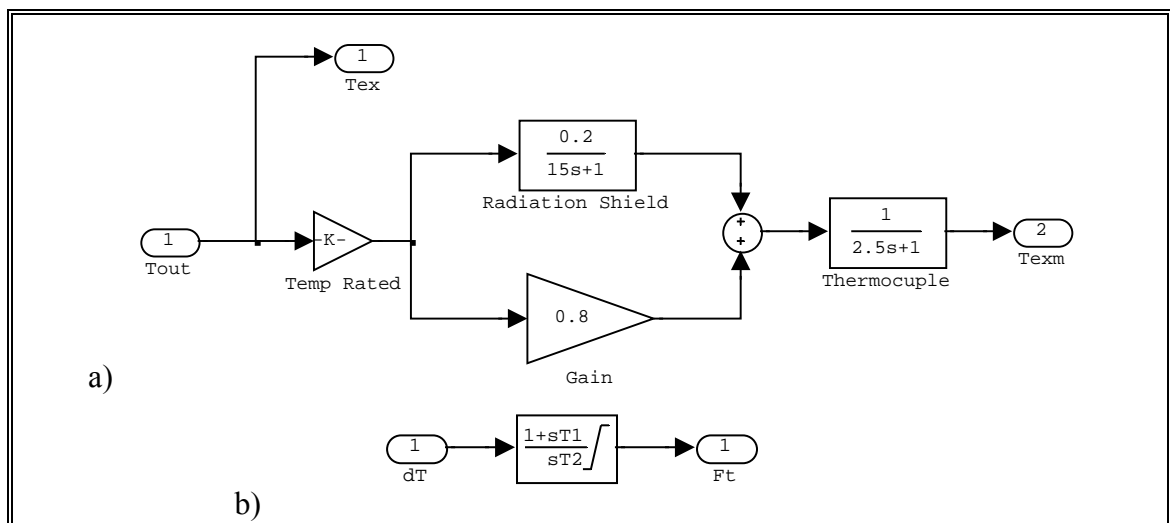


Figura 3.8: Diagrama de Bloques Estimación y Control de Temperatura

3.2.3 Modelado de control de flujo de aire

La posición de las aspas de entrada del compresor es controlada para que la temperatura de combustión se mantenga siempre a un nivel adecuado. Esto garantiza la eficiencia de la turbina bajo toda condición de operación. Aún más, la temperatura de salida de la turbina es mantenida en su valor máximo técnico (1% menor al máximo real de operación continua) incluso en condiciones de media carga mediante el modelado de las aspas, lo cual es muy importante para obtener una alta eficiencia en el ciclo de la turbina a vapor, especialmente cuando no hay post-combustión después de la turbina a gas. Cuando la turbina trabaja bajo media

carga, las aspas de entrada al compresor son cerradas (dentro de su rango de operación que no supera el 30%) para disminuir el flujo de aire e incrementar la razón flujo de combustible – flujo de aire en la cámara de combustión, causando con esto que la temperatura aumente en una razón aproximadamente inversa con el cambio del flujo de aire, con un nivel constante de combustible para operación a media carga.

El modelo presentado por Rowen(1983) sólo es para turbinas a gas, sin la opción de integrar una turbina a vapor para un ciclo combinado, por lo que no presenta control del flujo de aire para mantener la temperatura de la salida de la turbina en un valor cercano al máximo para todo nivel de carga.

El modelo de Kakimoto(2003) incluye el control del flujo de aire, el cual recibe la señal de error de la temperatura y se integra ponderado por una constante de tiempo T_w .(Figura 3.9)

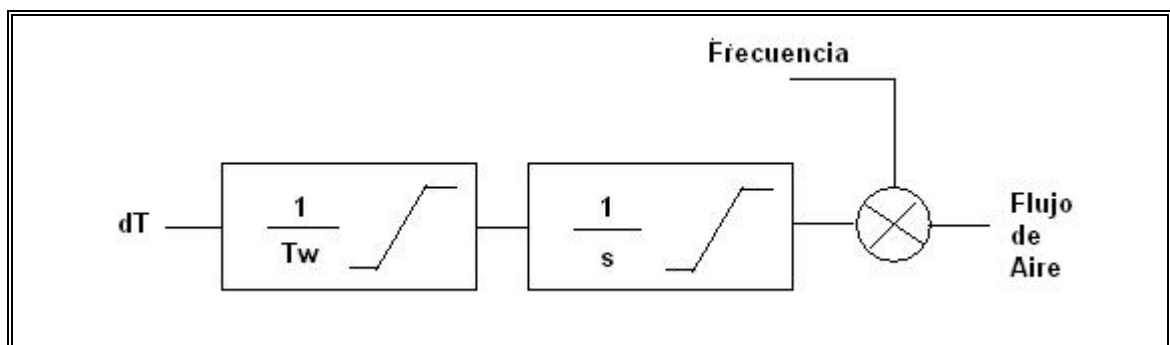


Figura 3.9: Diagrama de Bloques Control de Flujo de Aire Usando Integración

El flujo de aire, como se dijo anteriormente, incluye un limitador de la tasa de crecimiento de la señal de entrada de la válvula de admisión de aire, debido principalmente para evitar cambios muy bruscos en el flujo y con ello, en la presión interna del compresor y cámara de combustión, lo que podría alterar el correcto funcionamiento de la máquina, pudiendo incluso apagar la llama en la cámara. Por lo tanto, cualquier aumento en la ganancia del controlador por sobre el nivel donde alcanza tal límite no tiene efecto directo sobre la rapidez de la válvula

de admisión. De hecho, un aumento excesivo de la ganancia sólo producirá que el controlador se transforme en controlador “bang-bang”, donde actúa sólo entre sus valores límites produciendo oscilaciones de “ciclos limites” (esto se puede observar en el Anexo A, para la sintonización del control de aire). Además, la señal obtenida se multiplica por la señal de frecuencia (o velocidad de rotor) para incluir el efecto de la disminución del flujo ya que el compresor está solidario al eje de la turbina, por lo que una disminución de la velocidad, disminuye el flujo por el compresor.

En modelos posteriores como el de Bagnasco(1998), el regulador del flujo de aire consta de un control proporcional integral y un bloque asociado a las constantes de tiempo de los servo-motores. La señal de error se pondera por una ganancia K_{igv} y se ingresa al bloque de control. También incluye un limitador de la tasa de cambio de la señal de entrada, una variable γ que entrega la característica de la válvula de admisión, que no necesariamente es lineal con respecto a la señal de entrada y finalmente un bloque F_{cn} , en el cual se incluyen los efectos producto de cambios en la presión de entrada, temperatura de entrada, velocidad de rotor, etc. (Figura 3.10).

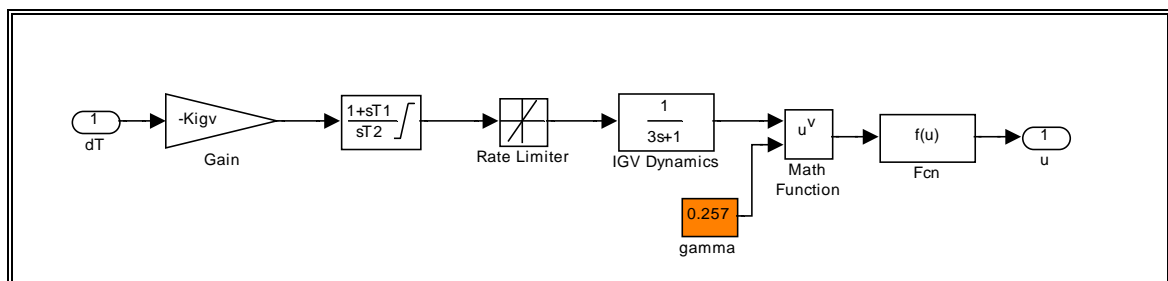


Figura 3.10: Diagrama de Bloques Control de Flujo de Aire Usando PI

3.2.4 Modelado de control de aceleración

Los modelos encontrados en la literatura no difieren mucho entre sí. El control de aceleración está formado por un diferenciador de la señal de velocidad (bloque s en Laplace), señal que se adiciona al límite máximo de aceleración de la velocidad y la señal de error entra a un controlador que finalmente entrega la señal de combustible F_{acc} . El controlador puede ser un PI con un diferenciador ideal du/dt (Figura 3.8a), o también es usado un diferenciador tipo bloque *washout*, con una cierta constante de tiempo T_{acc} , y la señal obtenida pasa por un integrador ponderado por una variable K_a .(Figura 3.11b)

Al igual que el control de temperatura, este bloque de control se encuentra en su límite máximo y actúa sólo cuando se produce sobre-velocidad o “embalamiento” del rotor.

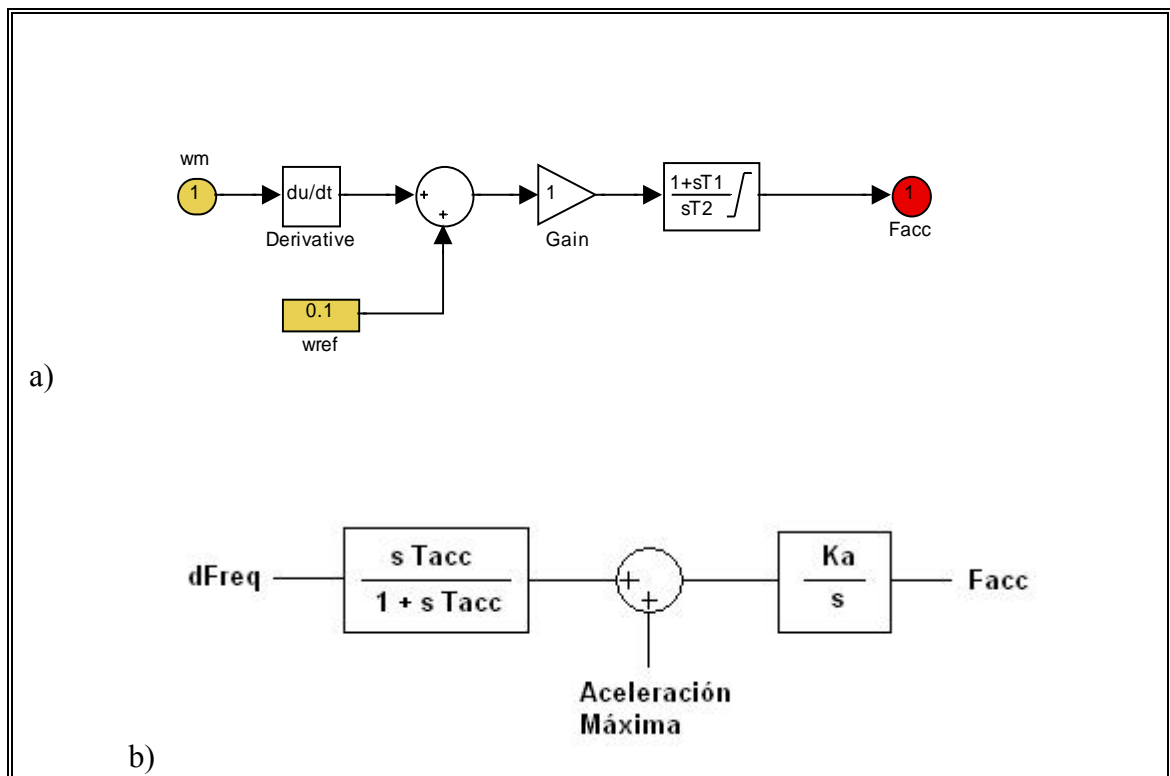


Figura 3.11: Diagrama de Bloques Control Aceleración

3.2.5 Mínimo valor y límite de combustible

Como se dijo anteriormente, el Gobernador de velocidad controla el flujo de combustible en operación normal de la planta. Sin embargo, al producirse alguna perturbación los controles de temperatura, aceleración e indirectamente el control del flujo de aire toman acciones para disminuir los esfuerzos térmicos principalmente en la turbina. Esta acción se logra con la inclusión de un bloque de Mínimo Valor.

Cada una de las señales de estos tres bloques de control (Gobernador de velocidad, Temperatura, Aceleración) son ingresadas a un bloque de Valor Mínimo (LVS), que elige el mínimo valor entre ellos y define la señal Fr que regula el nivel de combustible a la turbina. Así, se evitan aumentos excesivos de la potencia mecánica, temperatura excesiva a la salida de la turbina y sobre-velocidad del rotor de la máquina, utilizando siempre el valor mínimo de combustible necesario para mantener la turbina en funcionamiento. La señal que entrega el bloque de valor mínimo, se pondera por la velocidad de rotor ωm para incluir el efecto que tiene en la central la disminución de la frecuencia. Para desviaciones grandes de la frecuencia, la máquina pierde capacidad de tomar carga, por lo que disminuye la potencia total entregada. Las unidades generadoras pueden disminuir su capacidad de generación en los momentos en que la frecuencia disminuye bajo ciertos niveles, lo cual está normado por el artículo 3.10 de la Norma Técnica de Seguridad y Calidad de Servicio (Anexo E).

Además, las turbinas a gas necesitan tener un mínimo nivel de combustible para funcionar, independiente si están conectadas al sistema, el cual es necesario para mantener las condiciones en la cámara de combustión, tanto de presión, nivel de la llama, temperatura, etc. Este valor se denomina “Mínimo Técnico”. Con este control se asegura que la turbina tendrá el flujo de combustible para mantener un buen funcionamiento (Figura 3.12).

El flujo mínimo considerado para este modelo fue $w_{min} = 0,23$.

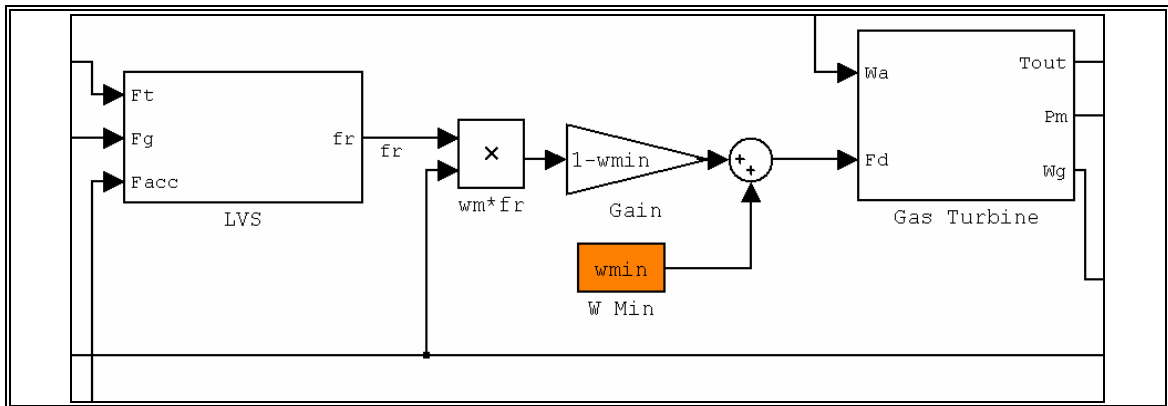


Figura 3.12: Diagrama de Bloques Selector de Mínimo Valor y Mínimo Combustible

3.3 Observaciones y Comentarios Finales

Los modelos estudiados anteriormente corresponden a los modelos que la mayoría de los autores han utilizado en sus estudios eléctricos para simular el comportamiento de las unidades de ciclo combinado. De acuerdo al particular interés que tenga el estudio corresponde la profundidad y detalle del modelo, que puede ser en general o para algún bloque o variable en particular. Esto permite que no se utilicen recursos extras para monitorear o estudiar variables que no implican mayor importancia en los estudios. Esto es válido tanto para el modelado de las ecuaciones termodinámicas de las turbinas y recuperador de calor, como para el diseño y selección del controlador utilizado (regulador de velocidad en este caso en particular).

4 SIMULACION DINAMICA DE CONTROLADORES DE CICLOS COMBINADOS

4.1 Introducción

En este capítulo, se realizarán diversas simulaciones en las cuales se mostrarán las dinámicas asociadas al control de velocidad de las plantas de ciclos combinados, mediante la aplicación de diferentes perturbaciones típicas de los sistemas eléctricos. Los resultados de las simulaciones estarán enfocados en las variables de control y las variables modeladas en cada etapa. Las dinámicas de los esquemas de control de tensión (Regulador de Tensión y PSS) que corresponden a dinámicas más rápidas que en los posteriores análisis que se presentarán, se considerarán operando en régimen permanente.

4.2 Selección de Modelo de Ciclo Combinado

Después de revisar los distintos reguladores propuestos por la literatura y sus ventajas y desventajas, se eligió un modelo de ciclo combinado que combina varios elementos de los modelos anteriores (Figura 4.1) .El modelo propuesto se encuentra en el Anexo B donde se detallan las suposiciones realizadas para el modelado, los modelos de turbina a gas, turbina a vapor y recuperador de calor, así como los distintos bloques de control. Los parámetros seleccionados en general corresponden a los utilizados en la mayoría de los modelos estudiados en la literatura técnica internacional, que representan de mejor manera las características generales de las centrales de ciclo combinado.

El modelo para la turbina a gas seleccionado, corresponde al utilizado en el modelo de la IEEE documentado en la publicación de Kakimoto(2003), el cual también fue utilizado en Nakic(2004) siendo ampliamente probado y validado.

El modelo de la turbina a vapor utilizado fue el modelo propuesto por la IEEE (IEEE Turbine Model Single Shaft) con algunas modificaciones para su aplicación al ciclo combinado, principalmente para la señal de entrada al modelo, que ahora corresponde a la señal del recuperador de calor que reemplaza los bloques de la caldera y el control de frecuencia. Este modelo fue estudiado y validado en Nakic(2004) bajo distintas esquemas de operación.

Los bloques de regulador de velocidad utilizados para cada uno de los bloques de control fueron seleccionados de acuerdo a sus ventajas comparativas con respecto a todos los modelos estudiados y porque se ajustan a las condiciones reales de operación para este tipo de centrales. Todos estos controladores son ampliamente probados y validados como se menciona en cada una de las publicaciones.

Las modificaciones integradas a los controladores por el autor están justificadas a partir de supuestos rescatados de la operación real de las unidades de ciclo combinado, y que serán analizadas durante el desarrollo de las simulaciones siguientes.

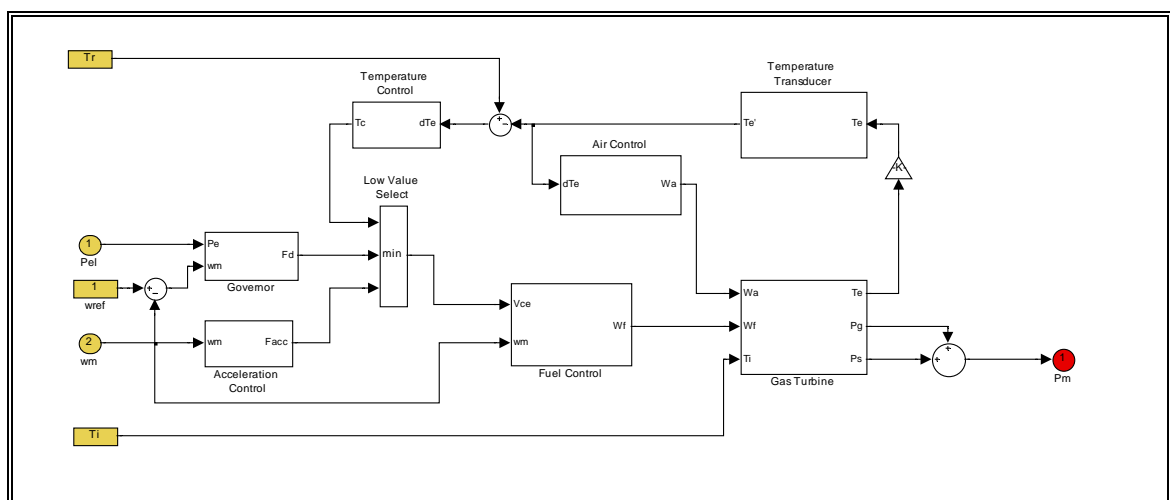


Figura 4.1: Modelo de Ciclo Combinado Seleccionado

4.3 Selección de Software

Para desarrollar las simulaciones de los ciclos combinados, se utilizarán dos :

- Matlab 7.0 con Simulink 6.0
- InterPSS versión 1.3 con NetBeans

InterPSS es un software actualmente en desarrollo basado en el lenguaje JAVA, con cooperación de universidades de Estados Unidos, Canadá y China. Actualmente se encuentra en su versión Release 1.3.2, la cual es utilizada en esta Tesis, además de la versión de desarrollo InterPSS 1.3.0 Dev, con la cual es posible crear sus propios controladores y dispositivos dinámicos usando programación en Java, con el programa NetBeans, pudiendo configurar un Plug-in para el programa InterPSS y utilizar los controladores definidos por el usuario, además de los dispositivos genéricos con los que viene el programa.

El software “Matlab Simulink” se utilizó principalmente para realizar las pruebas a los modelos descritos, así como las ecuaciones de cada bloque constituyente, lo que permitió extraer conclusiones de su comportamiento y basado en ello, elegir el modelo final utilizado en estas simulaciones.

4.4 Caso de Estudio 1 : Caso Base

Esta primera simulación denominada caso base o de referencia, servirá para establecer una métrica o un benchmark para los estudios posteriores de los parámetros de los controladores. Con este caso base será posible:

- Estudiar la variación de los parámetros (ganancias y constantes de tiempo) de los controles de temperatura y aire del regulador de velocidad.
- Estudiar el efecto de estas variaciones sobre las principales variables de control y físicas.

- Mostrar la importancia relativa que tienen los parámetros y variables de control sobre el caso base, y con este conocimiento proponer estrategias de control mejoradas.

El primer caso de estudio consiste en una máquina conectada a una barra infinita, con dos barras de consumo entre ellas, La máquina conectada en la barra 1 corresponde a una central de ciclo combinado con sus respectivos controladores. Los parámetros de los reguladores de tensión y PSS (Anexo E), así como los parámetros del regulador de velocidad se mantendrán fijos, usando valores estándar definidos comúnmente en la literatura (Figura 4.2).

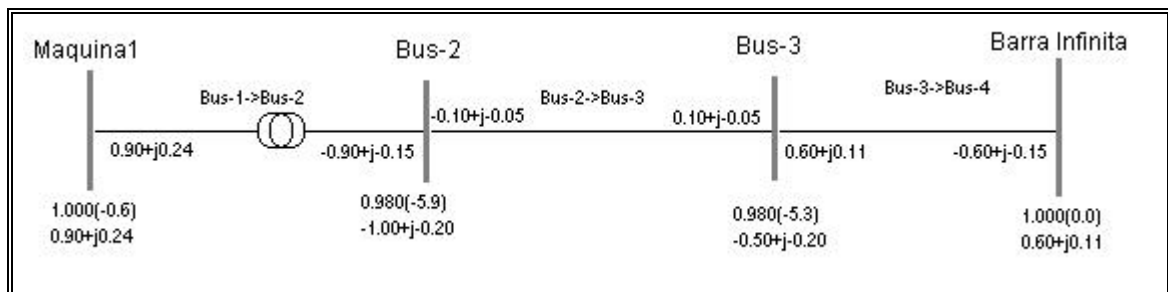


Figura 4.2: Caso Base: Unidad Conectada a Barra Infinita

Observando la curva típica de carga de una central de ciclo combinado, observamos que más del 40% del tiempo de operación la máquina está funcionando a un 90% de su capacidad (0,9 p.u), menos de 40% a media carga y un 20 % del tiempo de operación está en su nivel de mínimo técnico (Figura 4.3). Como se dijo anteriormente, la mayor eficiencia de una central de ciclo combinado se consigue operando cerca de su valor máximo (por sobre el 90% de su capacidad), y que esta eficiencia disminuye dramáticamente cuando la operación de la máquina se realiza por debajo de un 70-75% de su capacidad máxima. Las simulaciones que se realizarán para este caso de referencia serán con 2 niveles de carga: con un 90%, para un nivel de carga alta en el cual regularmente operan las

unidades de ciclo combinado, y un 75% de su capacidad máxima que corresponde al nivel mínimo de control de flujo de aire, para mostrar su desempeño en dos condiciones diferentes de operación y observar sus diferencias.

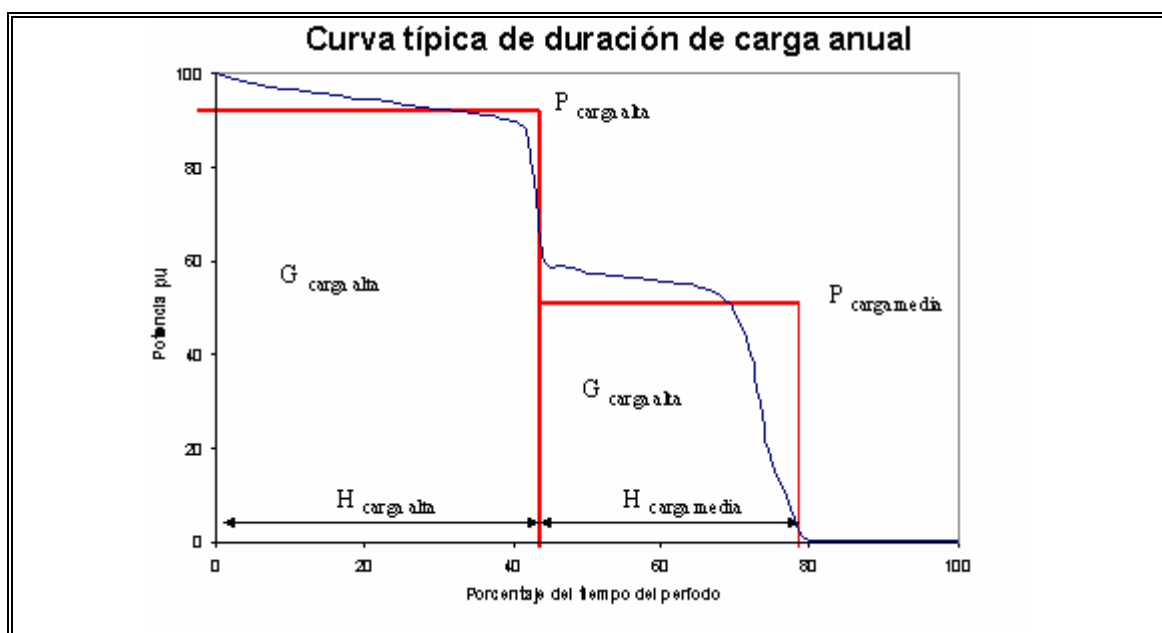


Figura 4.3: Curva Típica de Duración de Carga Anual

4.4.1 Unidad operando a límite inferior de control de aire

Como se dijo anteriormente, un 75% de la capacidad máxima corresponde aproximadamente al límite mínimo del control de aire, es decir, el mínimo nivel de aire que se puede ingresar al compresor. Este límite está calculado de acuerdo a restricciones de seguridad para el mantenimiento de la combustión, para disminuir las emisiones y para la utilización del aire como método de enfriamiento. Este nivel asegura el mantenimiento de la temperatura en el máximo permitido, y por lo tanto, la máxima eficiencia térmica que se puede conseguir para ese nivel de potencia. Bajo este valor, la temperatura no se puede mantener en el nivel de

referencia y por lo tanto las propiedades térmicas de los gases de salida empeoran y es menor el calor entregado al recuperador de calor. En algunas ocasiones, es necesario fuego adicional para producir vapor y mantener el nivel de potencia de la turbina a vapor.

Para esta primera simulación, la potencia generada por la central de ciclo combinado es de 0,75 p.u y, como perturbación se desconecta la línea que une la barra 2 con la barra 3 con lo cual el generador queda aislado del sistema (Barra Infinita) tomando la carga de la barra 2, que corresponde a un 15% más de la potencia que entregaba antes de la perturbación (0,9 p.u).

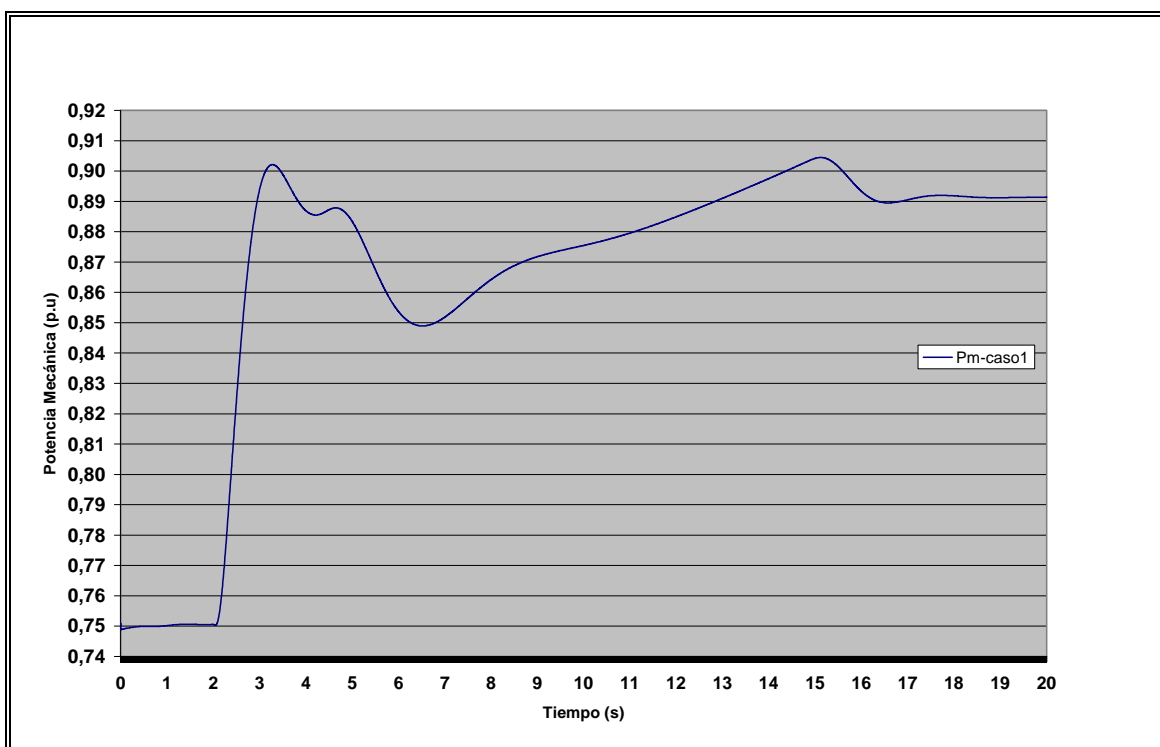


Figura 4.4: Potencia Mecánica Generador Caso Base $P_g = 0,75$ p.u

Observando la figura 4.4, se ve que luego de la perturbación, el regulador de velocidad tomó aproximadamente 16 segundos en estabilizar la máquina y llevarla al nuevo nivel de potencia. Se observa también que luego de alcanzar su valor

máximo, la potencia mecánica tiende a disminuir con una tasa de aproximadamente 0.01 p.u/seg. hasta cerca de los 5 segundos, que corresponde al momento cuando el control de temperatura se convierte en la señal de menor valor y regula el flujo de combustible de la máquina. Cerca de los 15 segundos, el gobernador de velocidad vuelve a tomar el control del combustible y lleva la potencia mecánica a su valor final cercano a los 0,891 p.u.

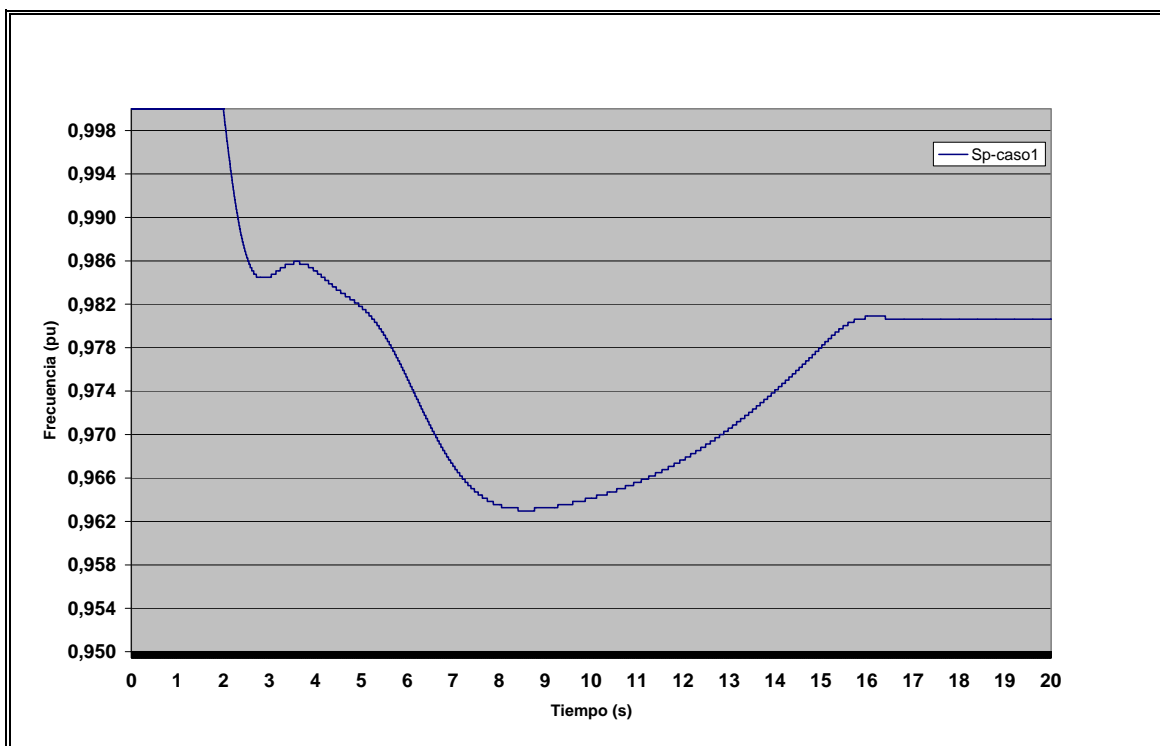


Figura 4.5: Señal de Frecuencia Caso Base $P_g = 0,75$ p.u

Viendo el gráfico de la frecuencia (Figura 4.5), podemos apreciar que el primer mínimo lo alcanza en el momento en que la potencia mecánica alcanza su valor máximo, para luego empezar a aumentar. Sin embargo, en el momento en que la potencia mecánica empieza a disminuir producto de la acción del control de temperatura, lo mismo sucede con la frecuencia alcanzando un nuevo mínimo con un valor de 0,963 p.u (caída de 3,7% o 1,85 Hz). Finalmente, cuando la

temperatura ya ha disminuido y el gobernador de velocidad toma el control del flujo de combustible, la potencia mecánica aumenta nuevamente para elevar el nivel de frecuencia y dejarlo estable en un valor cercano a 0,98 p.u (caída de 2% o 1 Hz).

Según lo estipulado en la Norma Técnica de Seguridad y Calidad de Servicio, en su artículo 3-8 respecto a las variaciones de frecuencia (Anexo F), si llevamos los límites de frecuencia a su denominación en por unidad obtenemos (se mostrarán sólo los límites inferiores, los cuales tienen mayor importancia en el desarrollo de esta Tesis):

- Indefinidamente : 0,97 p.u y 1,03 p.u
- Durante 60 segundos : 0,96 p.u y 0,97 p.u
- Durante 15 segundos : 0,95 p.u y 0,96 p.u
- Desconexión instantánea: bajo 0,95 p.u

Viendo el gráfico de frecuencia, vemos que la frecuencia tiene un valor mínimo de 0,963 p.u, menor al 0,97 p.u exigido por la Norma Técnica. Sin embargo, la frecuencia se encuentra bajo el valor 0,97 p.u durante 6,2 segundos, menor a los 60 segundos exigidos por la NTSyCS.

Tabla 4-1: Tabla Estadística Caso Base Límite Inferior Control de Aire

	Error Integral (p.u)	Máximo (p.u)	Mínimo (p.u)	Diferencia (p.u)	Valor Final de Estabilización (p.u)
Temperatura	0,1276 ⁽³⁾	1,0872	0,9976	0,0896	0,9994
P.Mecánica	2,3260 ⁽¹⁾	0,9045	0,7489	0,1556	0,8914
Frecuencia	-0,4500 ⁽²⁾	1,0000	0,9630	0,0370	0,9806
Combustible	2,5897 ⁽²⁾	0,9985	0,7489	0,2496	0,9034
Aire	2,0295 ⁽²⁾	0,8994	0,7494	0,1500	0,8986

Tiempos Estabilización (seg.)

Límite Máximo Temperatura⁽³⁾	5,3500
Estabilización Temperatura 1 p.u	18,7300
Estabilización P. Mecánica	15,9620
Estabilización Frecuencia	15,3860

- | (1) *Relativo a un salto en escalón de misma magnitud*
- (2) *Respecto a su valor inicial*
- (3) *Nivel por sobre el valor 1,01 p.u considerado valor crítico real*

La temperatura de la máquina se puede observar en el gráfico de la figura 4.6. La señal que tiene un nivel mayor corresponde a la temperatura real en la entrada de la turbina. La señal más suave y de menor nivel corresponde al valor entregado por las termocuplas. Se nota que al momento de la perturbación la temperatura rápidamente aumenta sobre su valor nominal de 1 p.u y supera transitoriamente el valor límite técnico de 1,01 p.u de la banda de control de temperatura en menos de un cuarto de segundo, para alcanzar un máximo de 1,087 p.u antes de los 2 segundos. Por su parte, la temperatura medida sólo alcanza un nivel máximo de 1,025 p.u. Cuando el control de temperatura regula el flujo de combustible, pasan 3,5 segundos desde la perturbación antes que la temperatura vuelva a estar bajo el nivel 1,01 p.u y se estabilice antes de los 17 segundos (15 segundos después de la perturbación). Observamos que la temperatura “medida” no sube mucho su nivel, mientras que la temperatura real aumenta más de un 6,2% con respecto a la temperatura entregada por las termocuplas al control de temperatura, por lo que este control reacciona por medio de una variable de menor magnitud y retrasada, que no entrega el real valor de la temperatura. Por lo tanto, la regulación de la temperatura siempre será menor a la necesaria y además con retardo en el tiempo, lo que lleva a la turbina a sufrir estrés térmico considerable durante una perturbación. En las próximas simulaciones, se utilizará para los cálculos estadísticos la temperatura real presente en la turbina y no el valor medido por las termocuplas, para estudiar lo que en realidad sucede en la turbina durante una perturbación.

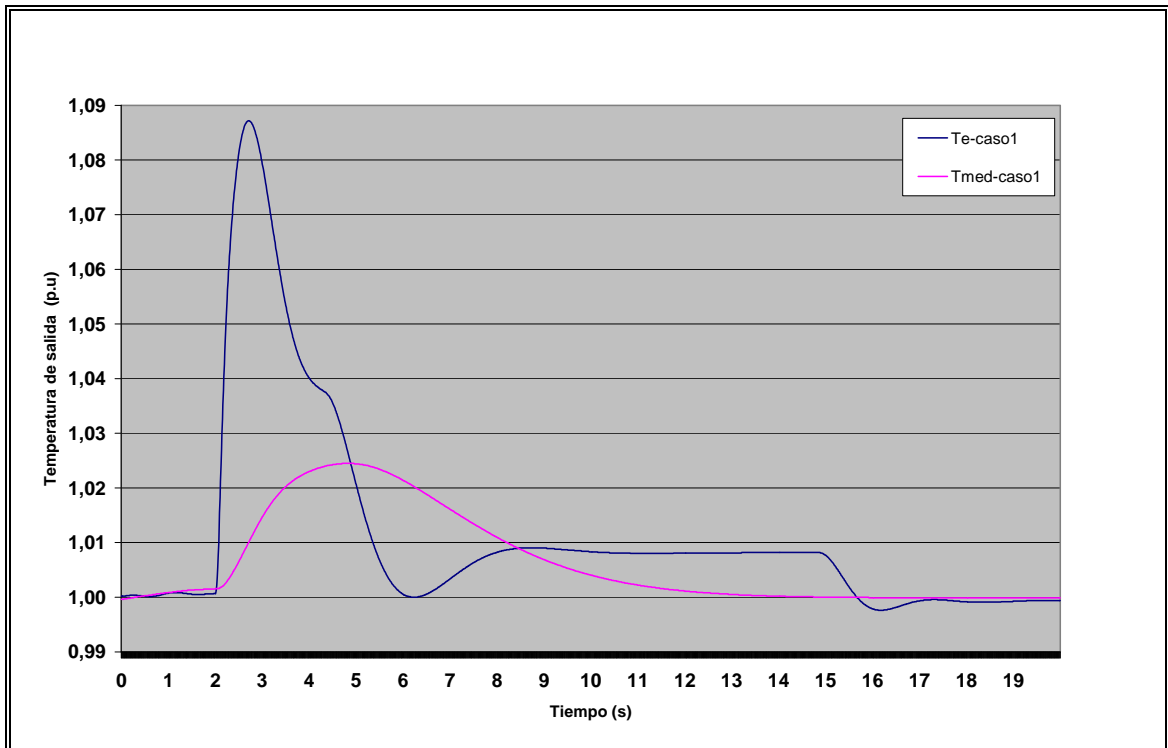


Figura 4.6: Señal de Temperatura Caso Base $P_g = 0,75$ p.u

El estudio de otras variables intermedias de la central de ciclo combinado se realiza en el Anexo B.

4.4.2 Unidad operando a nivel de carga alta

La siguiente simulación corresponde al caso en el cual la unidad generadora de ciclo combinado se encuentra operando con un nivel de potencia de 0,9 p.u. La barra 2 de consumo ahora aumenta su carga al valor de 1,0 p.u, con lo cual al producirse la desconexión de la línea entre las barras 2 y 3, la central deberá tomar la carga de 1,0 p.u que corresponde a un cambio de 10% (0,1 p.u) en su potencia generada.

La potencia mecánica de la máquina (Figura 4.7) ahora demora aproximadamente 12 segundos en lograr su valor de régimen permanente cercano al 0,99 p.u. El

regulador de temperatura toma el control del flujo de combustible cerca de los 5 segundos, tiempo muy parecido al caso anterior, pero actúa durante un tiempo menor debido a que el cambio de potencia es más pequeño produciendo que el nivel máximo de temperatura alcanzado sea también menor al anterior, necesitando un menor esfuerzo para llevarla bajo los límites máximos establecidos. Además la diferencia entre el nivel máximo de operación del control de temperatura (1,1 p.u), y el nivel actual de flujo de combustible hacia la turbina a gas (0,9 p.u) es menor que el caso anterior (0,75 p.u). Por lo tanto, para una misma configuración del control de temperatura (K_pT y K_iT) este control demora un menor tiempo en integrar negativamente y convertirse en la señal de menor valor, logrando evitar excursiones mayores en la temperatura.

La señal de frecuencia (Figura 4.8) tiene un comportamiento parecido al anterior, pero tiene un valor de estabilización mayor que el anterior, 0,9875 p.u (caída de un 1,25 % o 0,625 Hz) y un valor mínimo alcanzado de 0,984 p.u, mayor al exigido por la NTSyCS.

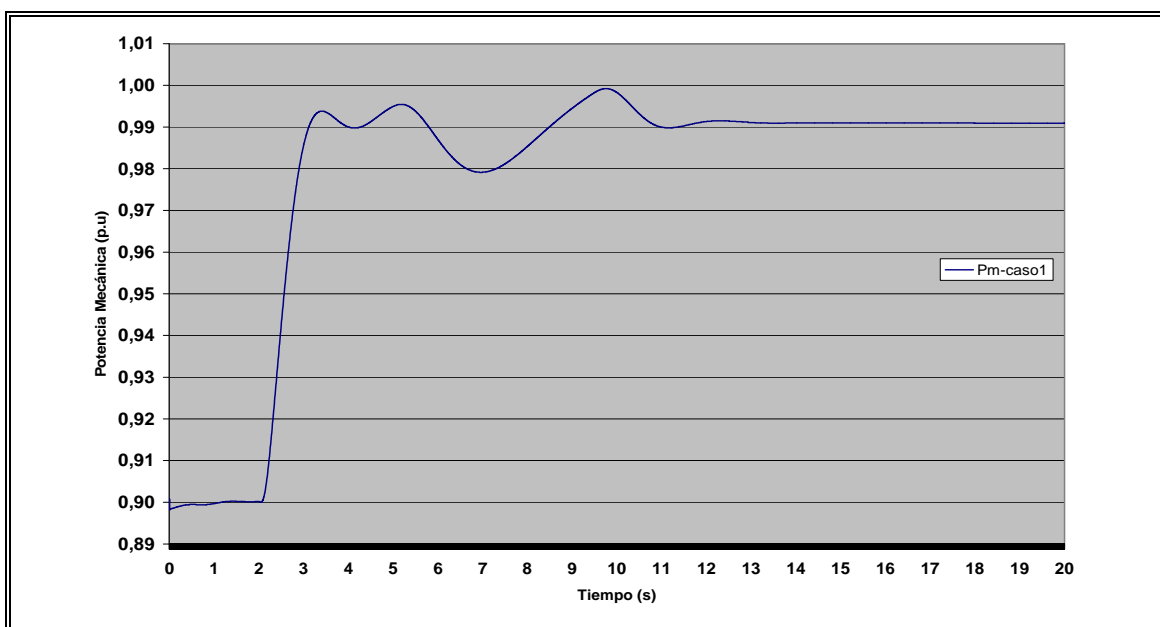


Figura 4.7: Potencia Mecánica del Ciclo Combinado Caso Base $P_g = 0,9$ p.u

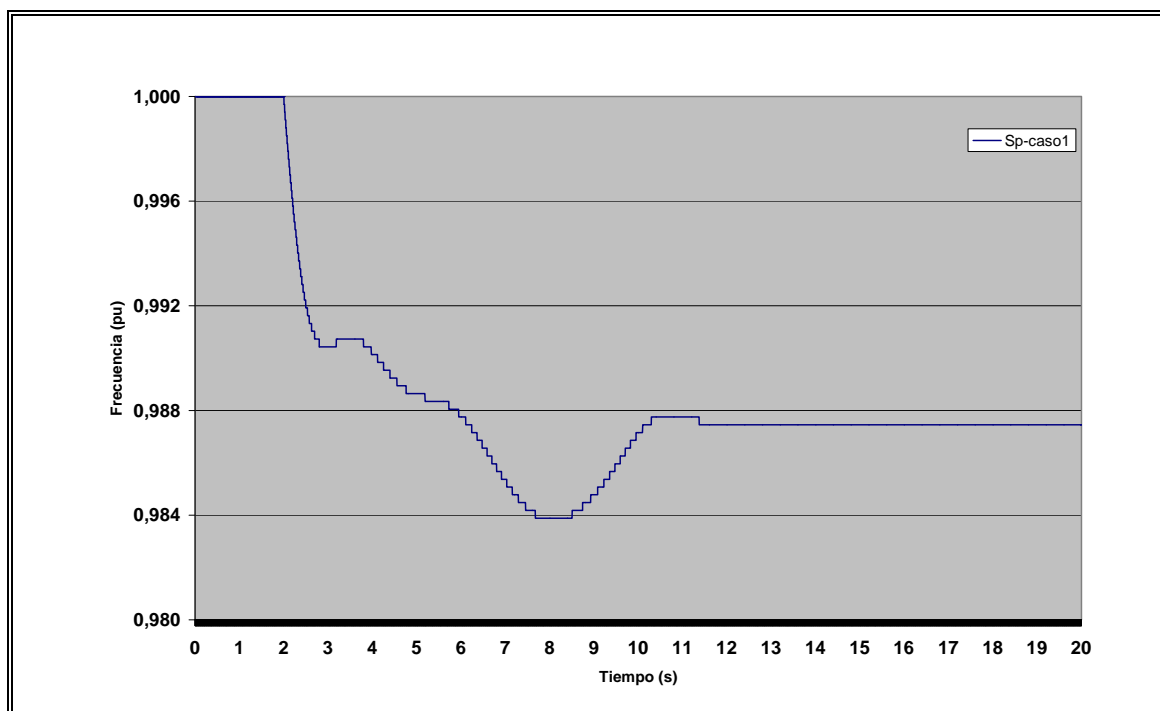


Figura 4.8: Señal de Frecuencia Caso Base $P_g = 0,9$ p.u

En la Tabla 4.2 se muestran los principales resultados obtenidos durante la simulación.

Tabla 4-2: Tabla Estadística Caso Base Nivel de Carga Alto

	Error Integral (p.u)	Máximo (p.u)	Mínimo (p.u)	Diferencia (p.u)	Valor Final de Estabilización (p.u)
Temperatura	0,0673	1,0441	0,9999	0,0442	0,9999
P.Mecánica	1,5817	0,9992	0,8983	0,1009	0,9909
Frecuencia	-0,2228	1,0000	0,9839	0,0161	0,9875
Combustible	1,7102	1,0445	0,8983	0,1462	0,9994
Aire	1,3224	0,9953	0,8993	0,0960	0,9953

Tiempos Estabilización (seg.)

Límite Máximo Temperatura⁽³⁾	5,9100
Estabilización Temperatura 1,0 p.u	14,5100
Estabilización P. Mecánica	10,4700
Estabilización Frecuencia	9,7080

(1) Relativo a un salto en escalón de misma magnitud

(2) Respecto a su valor inicial

(3) Por sobre el valor 1,01 p.u considerado valor crítico real

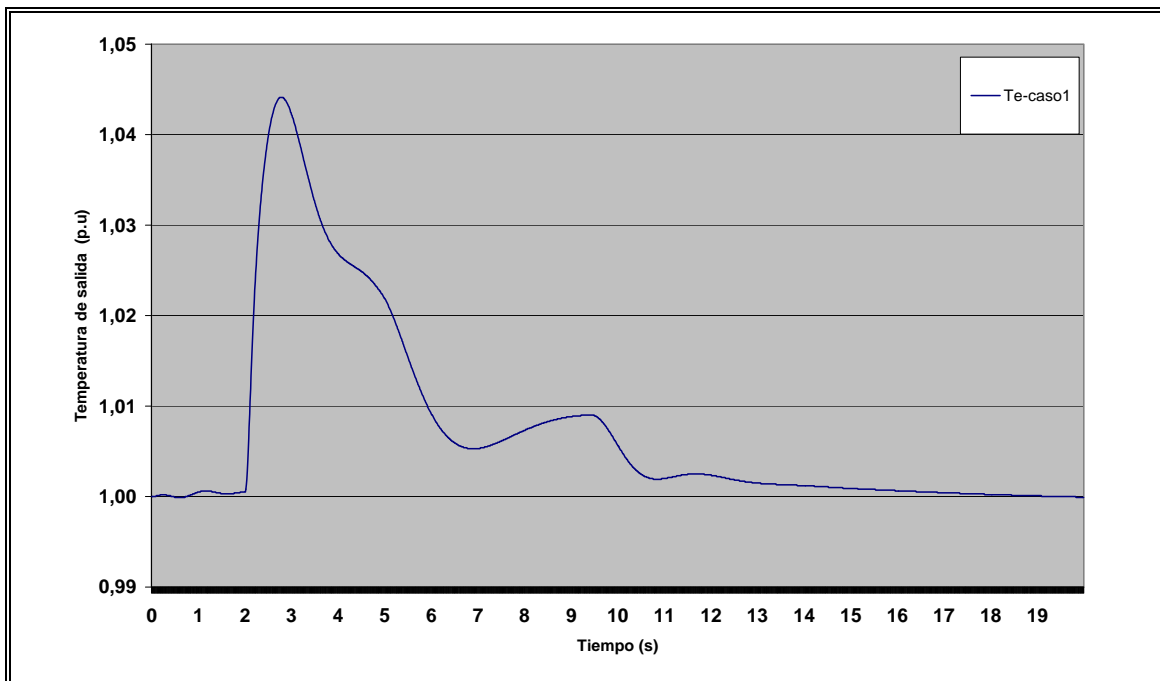


Figura 4.9: Señal de Temperatura Caso Base $P_g = 0,9$ p.u

La temperatura (Figura 4.9) como se dijo anteriormente, alcanza un valor máximo cercano a los 1,045 p.u y toma casi 4 segundos desde la perturbación para bajar del nivel 1,01 p.u. (una diferencia de 1 segundo con respecto al caso anterior). El tiempo de estabilización es muy similar en ambos casos de estudio.

4.5 Caso de Estudio 2 : Modificación de Parámetros

Este caso de estudio consiste en el mismo sistema de prueba anterior, con una máquina conectada a una barra infinita, con dos barras de consumo conectadas entre ellas. La máquina conectada en la barra 1 corresponde a la misma central de ciclo combinado utilizada anteriormente con sus respectivos controladores. Los parámetros de los reguladores de tensión y PSS se mantendrán fijos, mientras que de la gran gama de parámetros para el regulador de velocidad, se utilizarán como variables los siguientes parámetros (definidos en la selección del modelo en Anexo B):

- Ganancia Proporcional de Control de Temperatura (K_pT)
- Ganancia Integral de Control de Aire (reset rate K_iAir)

La ganancia proporcional del control de temperatura determina la importancia relativa de la temperatura en el control de la planta. Con un valor alto aumenta la importancia de la temperatura frente a la señal de frecuencia, con lo cual se trata de llevar más rápidamente la temperatura dentro de sus valores permitidos al producirse una perturbación.

La ganancia integral del control de aire, define la rapidez de reacción de la válvula de entrada de aire que posee la máquina y con ello, su capacidad para modular el flujo de aire de acuerdo a las variaciones de temperatura de la máquina.

Los parámetros del control de aceleración se mantienen constantes. Con respecto al control de flujo de aire, según lo descrito anteriormente y en Anexos, por un tema de protección de la unidad frente a cambios de presión excesivas se limita el valor de la variable $K_pAir = 8$. Por esta misma limitante al control del flujo de aire, la variable K_iT que define la rapidez del control de temperatura para llevar la temperatura a niveles normales se mantiene constante ya que al momento de regular el flujo de combustible, la tasa de cambio de esta señal se iguala a la tasa de cambio del flujo de aire, que como dijimos anteriormente se encuentra limitada. Utilizar ganancias mayores a las definidas no implican mayor rapidez del control, y podrían ocasionar sobre-oscilaciones indeseadas.

Los parámetros que definen al gobernador de velocidad y el control de carga también se mantienen constantes ya que dependen principalmente del *Droop* asignado a la planta y el tiempo de respuesta del controlador en sí.

Partiendo desde los valores usados comúnmente en la literatura que corresponden a parámetros típicos en estas unidades, y dentro del amplio rango de valores que pueden tomar estas variables, a cada una de ellas se le asignaron ciertos valores posibles, los cuales fueron definidos después de múltiples simulaciones y se encontró que representaban mejor el comportamiento del tipo de control esperado.

Además, debido a las diferencias existentes en la tecnología de los ciclos combinados el control y respuesta de los mismos deben ser simulados con modelos independientes, incluyendo las características propias de cada uno para asegurar una respuesta ajustada a la realidad. Con estas observaciones, se definieron los valores de control para cubrir el rango de operación de las tecnologías típicas de ciclos combinados:

K_{pT} : 3,0 – 6,0 – 9,0

K_{iAir} : 2,0 – 4,0 (rpm)

Los valores del regulador usados en el caso base presentado anteriormente son $K_{pT} = 6,0$ y $K_{iAir} = 2,0$, los que corresponden a valores típicos utilizados en los modelos vistos en la literatura.

Con estos valores, se simularon un conjunto de casos posibles para así obtener el comportamiento de la planta con distintas configuraciones de los controladores.

La perturbación que fue aplicada a este sistema eléctrico fue la misma que el caso base, es decir, aislar la máquina de la barra infinita, desconectando la línea que une la barra 2 con la barra 3, quedando la máquina de la barra 1 alimentando el consumo de la barra 2. En esta simulación en particular, la barra 2 tiene un consumo de 0,9 p.u de potencia activa y 0,2 p.u de potencia reactiva. El generador de la barra 1 inicialmente se encontraba abasteciendo una carga de 0,75 p.u, por lo que después de la perturbación deberá aumentar su carga para abastecer el nuevo consumo.

Una vez simulado con distintas configuraciones de los esquemas de control, y recopilado los datos de las variables de interés, se procedió a hacer un análisis estadístico para evaluar su desempeño. Los parámetros estadísticos utilizados para caracterizar cada una de las simulaciones son:

- Cálculo del Error Integral de la Señal para: temperatura de salida de la turbina, potencia mecánica de la máquina, flujo de combustible, flujo de aire, velocidad de rotor de la máquina.
- Tiempo de Estabilización: potencia mecánica, temperatura de salida de la turbina, velocidad de rotor.

Con estas variables, se crea una función de costo simple de la siguiente manera:

$$F = \frac{C_{E1} \cdot V_{E1} + C_{Ei} \cdot V_{Ei} + \dots + C_{E5} \cdot V_{E5} + C_{T1} \cdot V_{T1} + \dots + C_{T3} \cdot V_{T3}}{F_0} \quad (4.1)$$

$$F_0 = C_{E1}^0 \cdot V_{E1}^0 + C_{Ei}^0 \cdot V_{Ei}^0 + \dots + C_{E5}^0 \cdot V_{E5}^0 + C_{T1}^0 \cdot V_{T1}^0 + \dots + C_{T3}^0 \cdot V_{T3}^0$$

Siendo C_{Ei} y V_{Ei} , corresponden a los pesos y al error integral de la variable i ($i=1..5$) respectivamente, y C_{Tj} y V_{Tj} , el peso y al tiempo de estabilización de la variable j ($j=1..3$) respectivamente. Esta función esta normalizada para obtener una función de valor unitario cuando todos los pesos tienen igual valor usando los valores típicos de la máquina (C_{Ei}^0 y V_{Ei}^0 , parámetros del Caso Base o de Referencia).

Asignando distintos pesos para cada una de las variables, aumentando o disminuyendo su importancia relativa frente a las otras variables, es posible encontrar diversas configuraciones que minimizan el error de una variable en particular, definida por el usuario. Algunos resultados obtenidos para diferentes configuraciones de importancia se muestran en Anexo B (Tabla B.1).

Luego de obtener los resultados de las simulaciones y observar los datos estadísticos se verifica que cuando se necesita mantener la temperatura de salida de los gases dentro de los límites permitidos, K_pT alcanza su valor máximo de 9, y a la vez se utiliza el valor $K_iAir = 4$ en el control de aire, para que las válvulas de control operen más rápido y lleven la temperatura a su valor nominal lo más pronto posible. Para evitar excursiones indeseadas en la frecuencia, se disminuye la ganancia $K_pT = 3$ y la ganancia $K_iAir = 2$, obteniendo los mejores resultados.

Con las gráficas es posible observar mejor el comportamiento del control de temperatura. Para una mejor comprensión de los distintos conjuntos de parámetros de cada configuración (tecnología) y su efecto en el control, los parámetros serán indicados de ahora en adelante como:

KpT (indicando importancia relativa del control de temperatura):

- High = 9,0
- Mid = 6,0
- Low = 3,0

KiAir (indicando rapidez de las válvulas de entrada de aire):

- Fast = 4,0 (rpm)
- Slow = 2,0 (rpm)

A continuación se detallarán los resultados de las simulaciones y se verá como se comportan variables como velocidad de rotor, potencia mecánica, temperatura de salida de la turbina, flujo de combustible y flujo de aire.

En la figura 4.10, se ve la potencia mecánica para tres casos en comparación:

- Caso 1 : KpT : High (Importancia al Control de Temperatura)
KiAir : Slow
- Caso 2 : KpT : Mid (Caso Base o Referencial)
KiAir : Slow
- Caso 3 : KpT : Low (Importancia a Controlar el Nivel de la Frecuencia)
KiAir : Slow

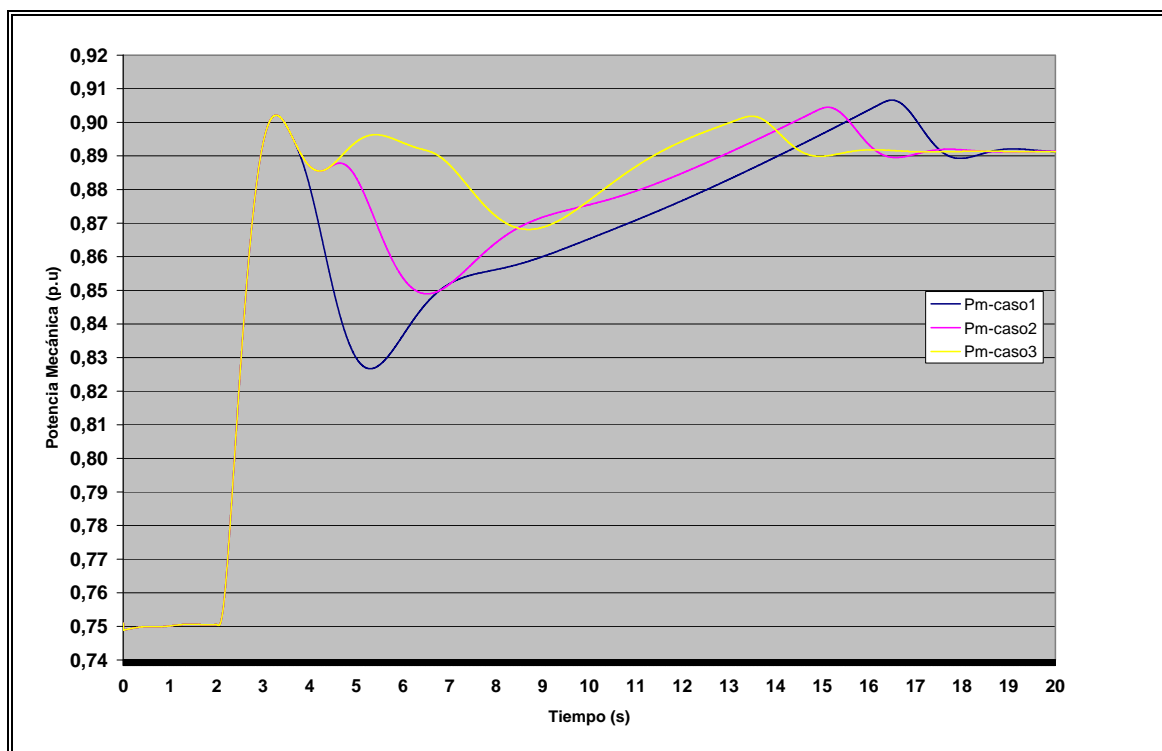


Figura 4.10: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,75$ p.u.

En el caso 1, podemos observar que la potencia mecánica luego de alcanzar el valor máximo, rápidamente decrece producto de la acción del control de temperatura que disminuye el flujo de combustible para bajar el nivel de temperatura de la turbina, llevando la potencia mecánica a un mínimo de 0,827 p.u., para luego subir y alcanzar un nuevo máximo de 0,906 p.u. al entrar en acción el gobernador de velocidad y llevar la potencia a su valor final de estabilización (0,89 p.u.).

En esta configuración claramente se prefiere mantener la temperatura bajo los niveles permitidos, más que evitar excursiones mayores en la potencia, y como consecuencia en la frecuencia del sistema.

En el caso 3 sin embargo, el control de temperatura tiene menor accionar y el flujo de combustible es ajustado por el control de temperatura durante mucho menos tiempo que el caso 1, alcanzando un mínimo cercano a 0,87, o sea, más de 4%

mayor. La labor de disminuir la temperatura queda entregada al flujo de aire, que es un control mucho más lento por lo cual la temperatura demora más en salir de los niveles críticos (por sobre 1,01 p.u) y estabilizarse en los niveles normales de operación. Esto se puede apreciar más claramente en la figura 4.11, donde se observan las distintas señales de temperatura para los 3 casos en cuestión.

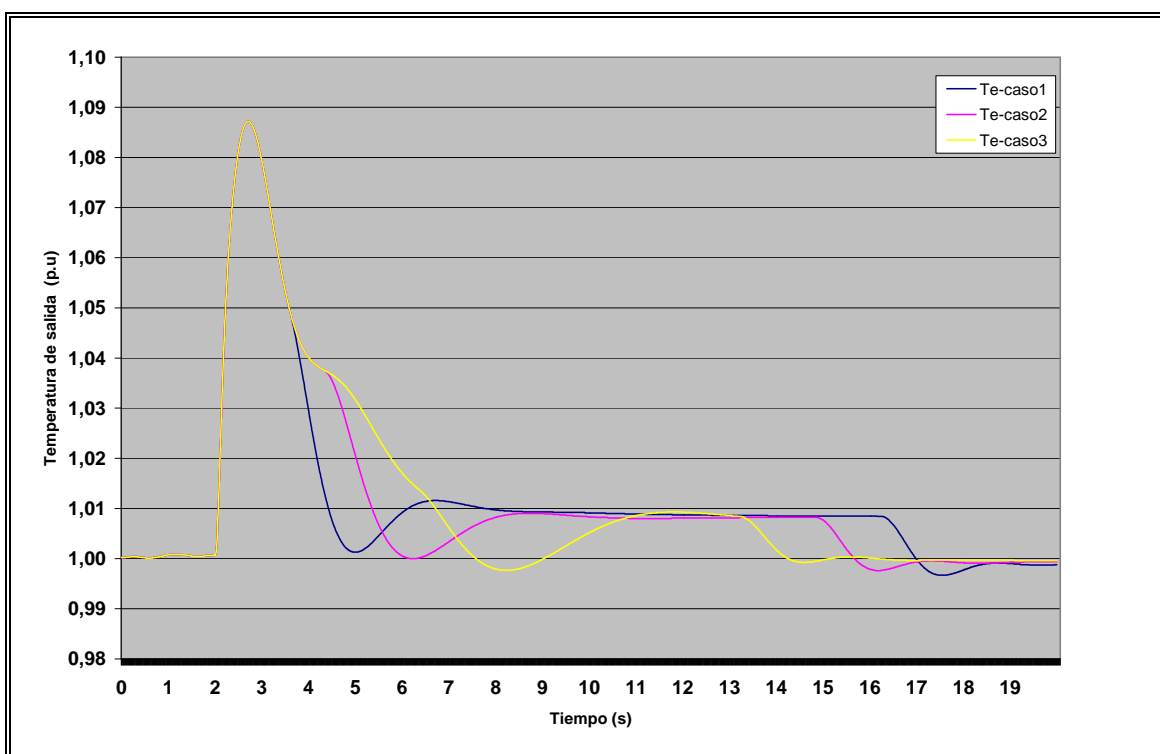


Figura 4.11: Señal de Temperatura Bajo Diferentes Configuraciones de
Parámetros $P_g = 0,75$ p.u

En la figura 4.11, para el primer caso, se observa que al llegar a su valor máximo rápidamente disminuye y antes de los 3 segundos después de la perturbación ya está bajo el nivel de 1,01 p.u, y logra una estabilización después de 16 segundos. Para el tercer caso, vemos que baja por debajo del nivel crítico recién a los 5 segundos después de aplicada la perturbación, el doble de tiempo que el caso 1, y su tiempo de estabilización es cercano a los 13 segundos.

El tiempo de estabilización para el cual la respuesta se encuentra bajo el nivel 1,01 p.u depende de la rapidez del control del flujo de aire, por lo que un aumento en la rapidez de las válvulas producirá una disminución de este tiempo.

Los efectos de una mayor o menor importancia relativa de la temperatura se pueden reflejar además en la señal de frecuencia del sistema (Figura 4.12).

Para el primer caso, la señal de frecuencia cae hasta un mínimo de 0,954 p.u cercano al valor 0,95 p.u que produce una desconexión automática de la unidad. Sin embargo, la unidad opera 9,5 segundos bajo el nivel 0,97 p.u, con lo cual cumple lo exigido por la NTSyCS.

Para el caso 3, la frecuencia nunca cae bajo el nivel 0,97, con lo cual se cumple la norma bajo cualquier circunstancia.

Los resultados obtenidos se pueden observar en la Tabla 4.4.

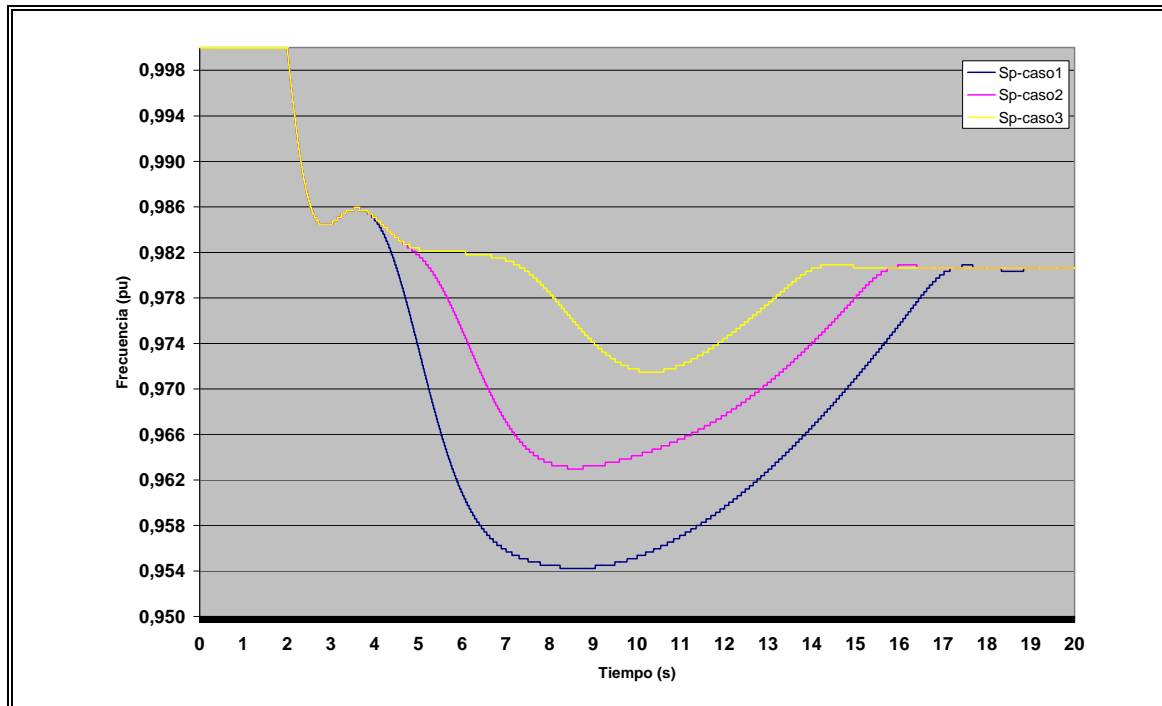


Figura 4.12: Señal de Frecuencia Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,75$ p.u

Tabla 4-4: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio con Mínimo Control de Aire

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,1063	0,1276	0,1455
<i>P.Mecánica</i>	2,1971	2,3260	2,4290
<i>Frecuencia</i>	-0,5553	-0,4500	-0,3660
<i>Combustible</i>	2,5214	2,5897	2,6432
<i>Aire</i>	1,9267	2,0295	2,1098

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0872	1,0872	1,0872
<i>P.Mecánica</i>	0,9066	0,9045	0,9021
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	0,9985	0,9985	0,9985
<i>Aire</i>	0,9009	0,8994	0,8981

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9967	0,9976	0,9977
<i>P.Mecánica</i>	0,7489	0,7489	0,7489
<i>Frecuencia</i>	0,9542	0,9630	0,9715
<i>Combustible</i>	0,7489	0,7489	0,7489
<i>Air</i>	0,7494	0,7494	0,7494

Tiempo Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,4200	5,3500	6,7000
<i>Temperatura</i>	19,9000	18,7300	14,0600
<i>P.Mecánica</i>	17,3740	15,9620	14,2980
<i>Frecuencia</i>	16,8320	15,3860	13,6340

**Valor Estabilización
(p.u)**

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9987	0,9994	0,9996
<i>P.Mecánica</i>	0,8913	0,8914	0,8913
<i>Frecuencia</i>	0,9806	0,9806	0,9806
<i>Combustible</i>	0,9035	0,9034	0,9033
<i>Aire</i>	0,8999	0,8986	0,8981

Las simulaciones para el caso de utilizar válvulas de acción más rápida ($K_{iAir} = \text{FAST}$), se muestran en Anexo C. Con respecto del uso de válvulas más rápidas, puede concluirse que se verifica una disminución de los tiempos de estabilización para todas las variables de estudio, aunque los niveles alcanzados para régimen permanente se mantienen iguales.

Utilizando los mismos parámetros para los controladores y aplicando la misma perturbación anterior, se simuló para el estado de operación de la máquina abasteciendo con 0,9 p.u de potencia mecánica y modificando la barra de consumo a 1,0 p.u de potencia, aplicando la misma perturbación anterior.

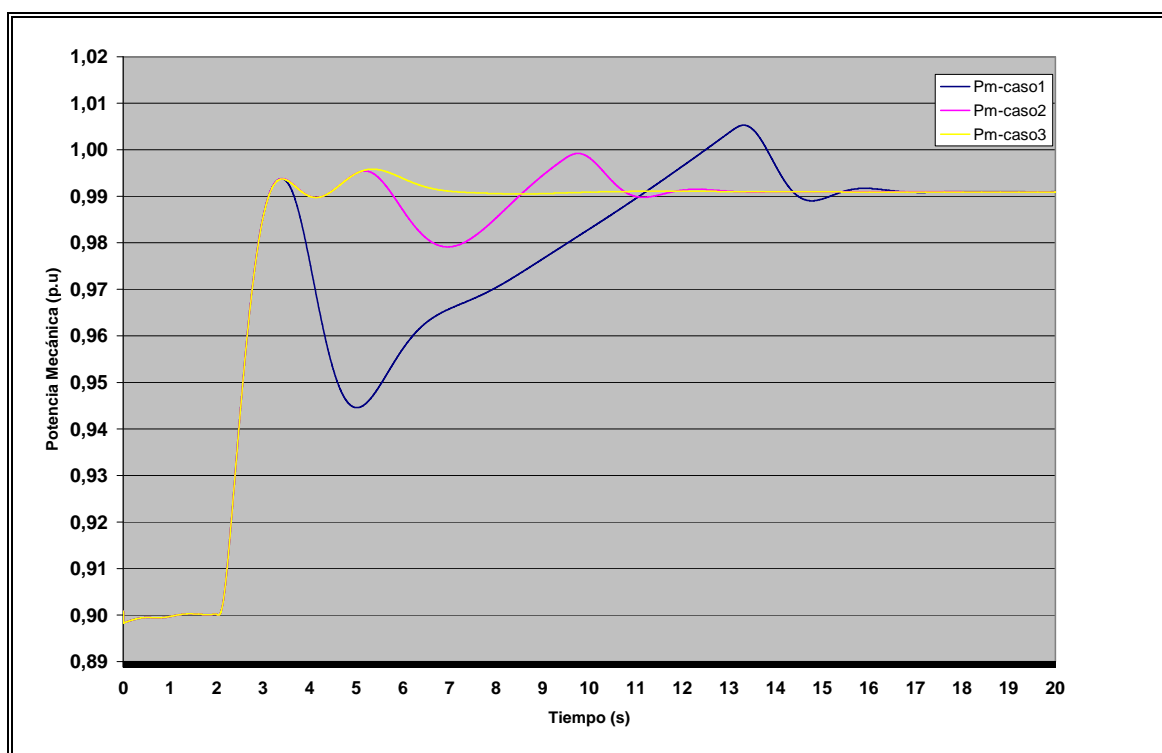


Figura 4.13: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,9$ p.u

En la Figura 4.13, se puede observar que para el caso 3 el control de temperatura no entra en acción para controlar el flujo de combustible, logrando estabilizar la

potencia generada antes de los 7 segundos. El caso 1 disminuye su potencia mecánica hasta el valor 0,945 p.u y alcanza su valor de estabilización 13 segundos después de aplicada la perturbación.

La señal de frecuencia (Figura 4.14) para este caso alcanza un valor mínimo de 0,9875 p.u, que corresponde a su valor de estabilización, mientras que para el primer caso la frecuencia disminuye hasta 0,969, alcanzando a estar casi 2 segundos bajo el valor 0,97 p.u exigido por la NTSyCS.

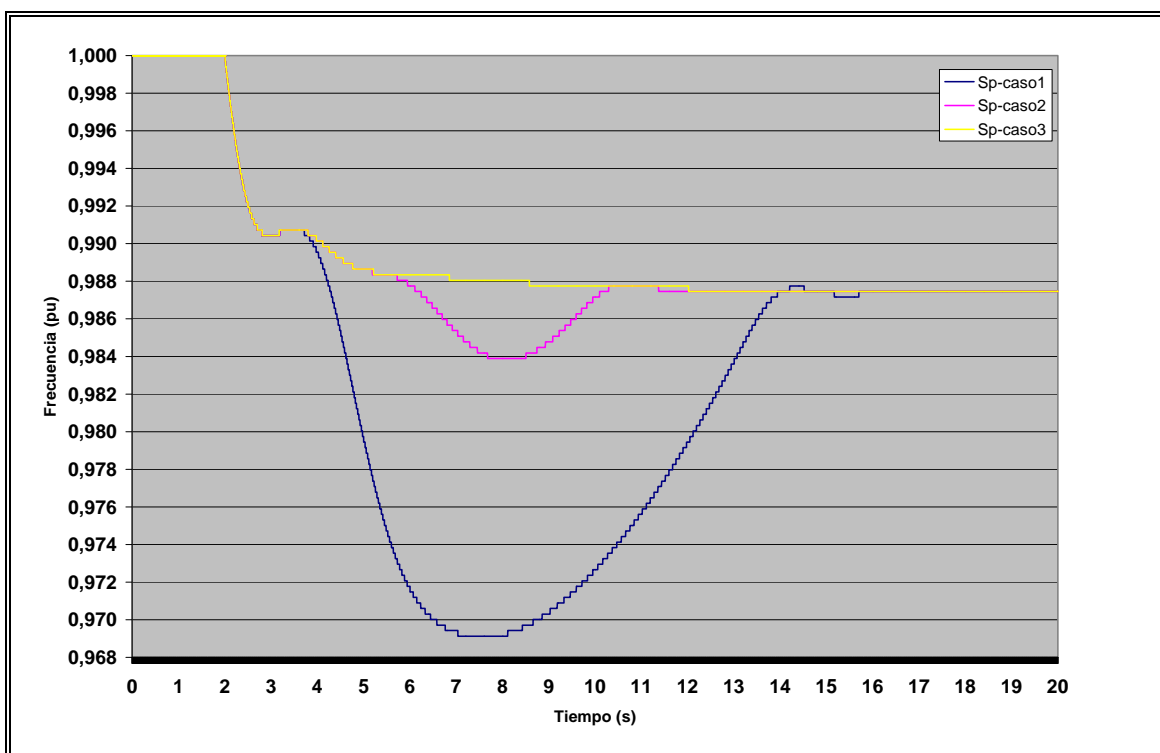


Figura 4.14: Señal de Frecuencia Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,9$ p.u

La temperatura (Figura 4.15) alcanza un nivel máximo menor al caso de estudio anterior, pero los tiempos en los cuales la temperatura vuelve a estar dentro del rango permitido son muy parecidos. Además los tiempos de estabilización obtenidos son menores que los obtenidos anteriormente, ya que la temperatura es

menor y requiere menor esfuerzo del control de temperatura para llevarla a los niveles normales, por lo que el gobernador de velocidad toma control del flujo de combustible con mayor prontitud.

Tabla 4-5: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio Nivel de Carga Alto

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,0442	0,0673	0,0701
<i>P.Mecánica</i>	1,4485	1,5817	1,5948
<i>Frecuencia</i>	-0,3322	-0,2228	-0,2114
<i>Combustible</i>	1,6490	1,7102	1,7159
<i>Aire</i>	1,2234	1,3224	1,3320

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0441	1,0441	1,0441
<i>P.Mecánica</i>	1,0053	0,9992	0,9958
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	1,0445	1,0445	1,0442
<i>Aire</i>	0,9955	0,9953	0,9953

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9987	0,9999	0,9999
<i>P.Mecánica</i>	0,8983	0,8983	0,8983
<i>Frecuencia</i>	0,9691	0,9839	0,9875
<i>Combustible</i>	0,8983	0,8983	0,8984
<i>Air</i>	0,8993	0,8993	0,8993

Tiempo Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,1200	5,9100	6,5600
<i>Temperatura</i>	14,6100	14,5100	14,7800
<i>P.Mecánica</i>	14,1760	10,4700	6,0880
<i>Frecuencia</i>	13,6160	9,7080	5,2140

**Valor Estabilización
(p.u)**

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9999	0,9999	0,9999
<i>P.Mecánica</i>	0,9910	0,9909	0,9909
<i>Frecuencia</i>	0,9875	0,9875	0,9875
<i>Combustible</i>	0,9994	0,9994	0,9994
<i>Aire</i>	0,9953	0,9953	0,9953

Al igual que el caso anterior, las simulaciones para el esquema de control con válvulas de mayor rapidez se muestran en el Anexo B. Los resultados obtenidos y las observaciones establecidas para el caso anterior son similares a las obtenidas en esta prueba, en cuanto al mejoramiento de los tiempos de estabilización de las señales.

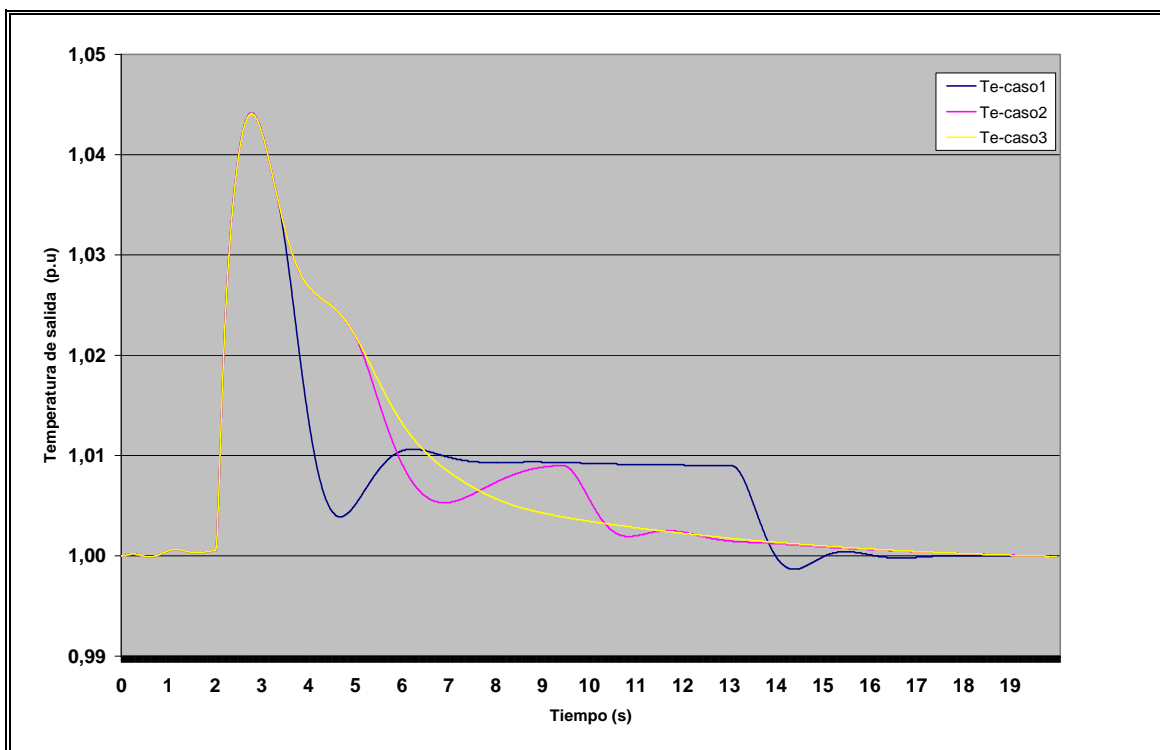


Figura 4.15: Señal de Temperatura Bajo Diferentes Configuraciones de Parámetros $P_g = 0,9$ p.u

Finalmente, habiendo simulado bajo diversas configuraciones el control de velocidad de la central de ciclo combinado, se aplicará sobre un sistema eléctrico mayor compuesto de 14 barras y se observará su desempeño.

4.6 Caso de Estudio 3: Evaluación de Parametros en Sistema de 14 Barras

El nuevo sistema eléctrico de prueba es un sistema de 14 barras, con 9 barras de consumo y 5 de generación, de las cuales 3 corresponden a compensadores síncronos (Figura 4.16).

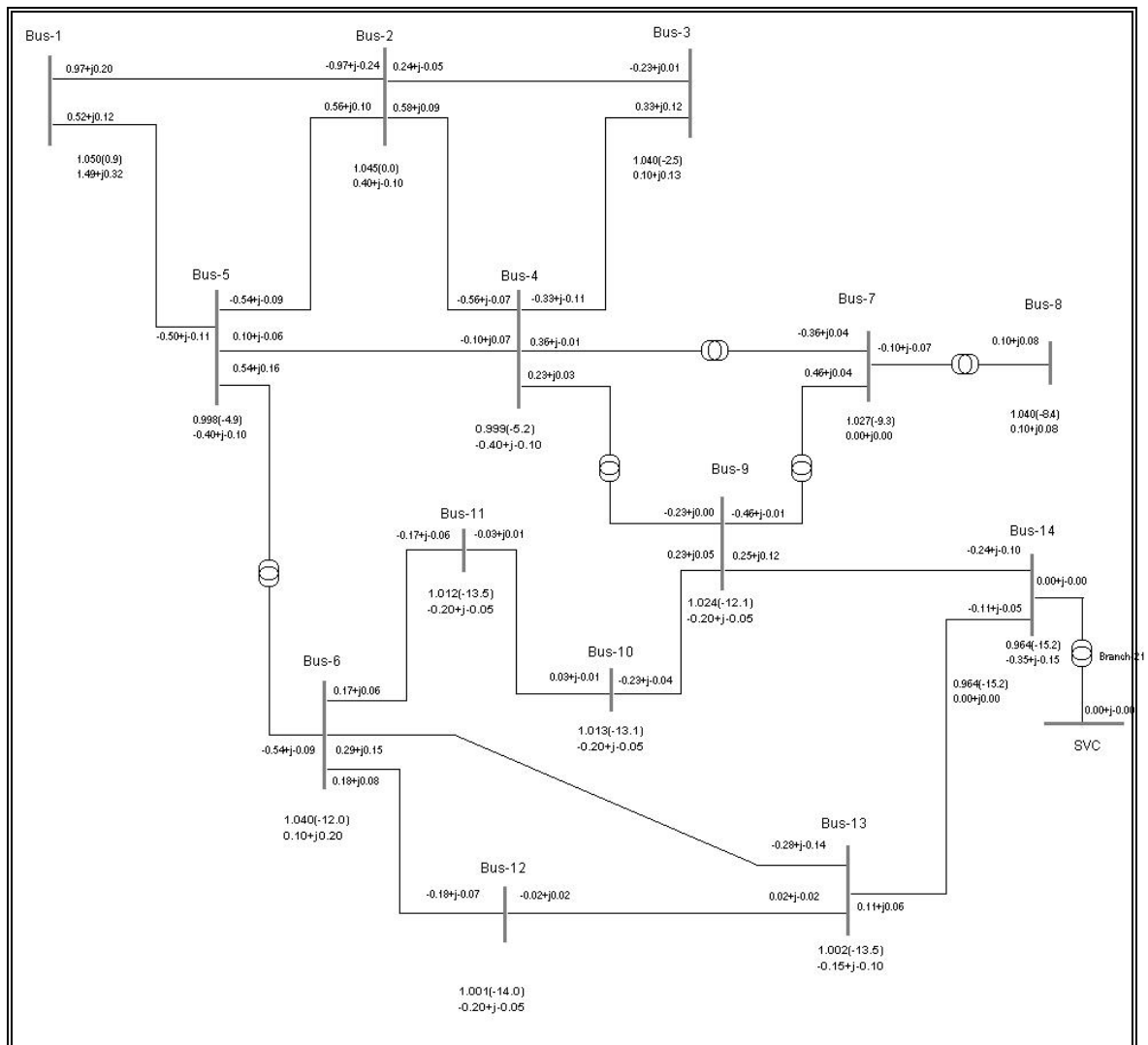


Figura 4.16: Sistema de Prueba 14 Barras

En este sistema de prueba, se conecta a la barra 1 (Bus-1) una unidad de ciclo combinado con sus respectivos controladores de velocidad, tensión y PSS. En la barra 2 (Bus-2) se conecta otra unidad generadora del tipo térmico a vapor, mientras que en las barras 3,6 y 8 (Bus-3, Bus -6, Bus-8) existen compensadores síncronos. En la barra 14 (Bus-14) se conecta un SVC para compensación local de reactivos.

En este sistema de prueba se utilizará como perturbación para el estudio un aumento instantáneo de la carga en la barra 14 de consumo. Se asume que el regulador de velocidad de la unidad generadora térmica a vapor conectada en la barra 2 tiene una respuesta dinámica lenta que no cambia durante la ventana de tiempo de esta prueba. Por lo tanto, la diferencia de carga producida por la perturbación es asumida en su totalidad por la unidad de ciclo combinado de la barra 1 durante la perturbación.

Al igual que el caso de barra infinita, se presentarán 2 condiciones de carga inicial para la unidad de ciclo combinado: primero, con una potencia generada del 75% de su capacidad máxima (límite inferior del control de aire) y luego, operando a un 90% de su capacidad total (nivel de carga alta). Los aumentos de carga de la barra 14 serán tales que igualen los niveles de potencia finales obtenidos en la simulación con el sistema de barra infinita, es decir, para el caso con potencia generada de 75%, un aumento de carga de un 15%; para el caso de potencia inicial de 90%, el aumento de carga de la unidad será de un 10%.

La inclusión del dispositivo SVC en la barra 14 se justifica de acuerdo a los niveles de voltaje obtenidos y, la evolución y estado final de las variables del sistema durante y después de la perturbación. Los resultados de los estudios se incluyen en el Anexo B.

4.6.1 Unidad operando a límite inferior de control de aire

Al observar las Graficas y la Tabla con los parámetros estadísticos (Tabla 4.6) se nota que el comportamiento de las señales obtenidas, en general es muy similar al caso de barra infinita. Las diferencias presentes se refieren principalmente a los niveles máximos y mínimos alcanzados. Este sistema tiene una inercia mayor que en el caso de la máquina operando en isla, por lo cual las variaciones de frecuencia y de las variables dependientes de ella serán menores que el caso anterior. Sin embargo, porcentualmente las diferencias en los errores integrales, máximos y mínimos y los tiempos de estabilizaciones son similares a las encontradas para el caso de la unidad operando en isla. Si observamos el error integral de la temperatura, la diferencia del caso base para el caso de 14 barras con respecto al caso de barra infinita aumento en un 2,9 %, mientras que las diferencias con respecto a los otros casos pasa de un (-16,7%) a (-16,9%) y de un +14% a un +8% , mientras que para el error integral de la frecuencia, el caso base aumento en un 16,5%, y las diferencias con los otros casos pasa de un +23% a un +18,99% y de un -18,6% a un -11,11%.

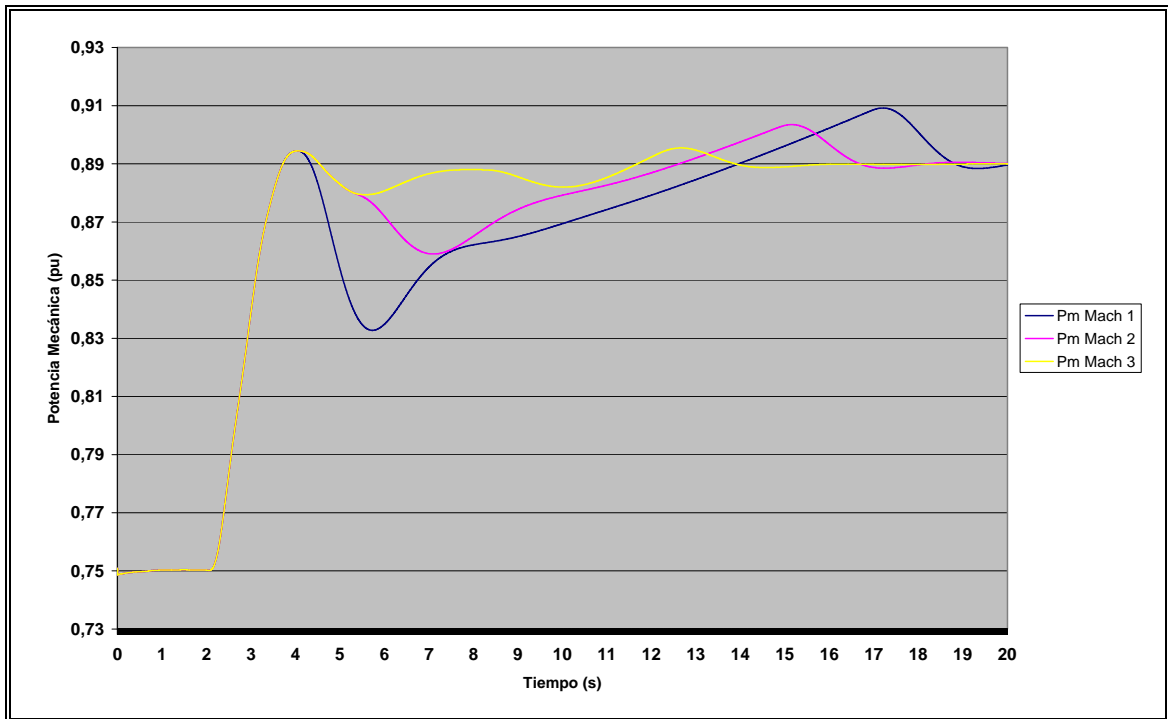


Figura 4.17: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Sistema 14 Barras $P_g = 0,75$
p.u

Observando las señales obtenidas para la potencia mecánica de la unidad (Figura 4.17), podemos notar que el control de temperatura regula el nivel de potencia (controlando el flujo de combustible) durante un tiempo menor que el caso anterior. Sin embargo, aún es posible identificar el control orientado a limitar los esfuerzos térmicos de la central y, el control dirigido a evitar las excursiones de frecuencia en el sistema, en desmedro de la temperatura alcanzada en la turbina. Esto se puede observar más claramente en los gráficos obtenidos para la señal de frecuencia y la temperatura (Figura 4.18 y Figura 4.19), donde se aprecia que una mejora en una señal implica un desmedro en la otra señal.

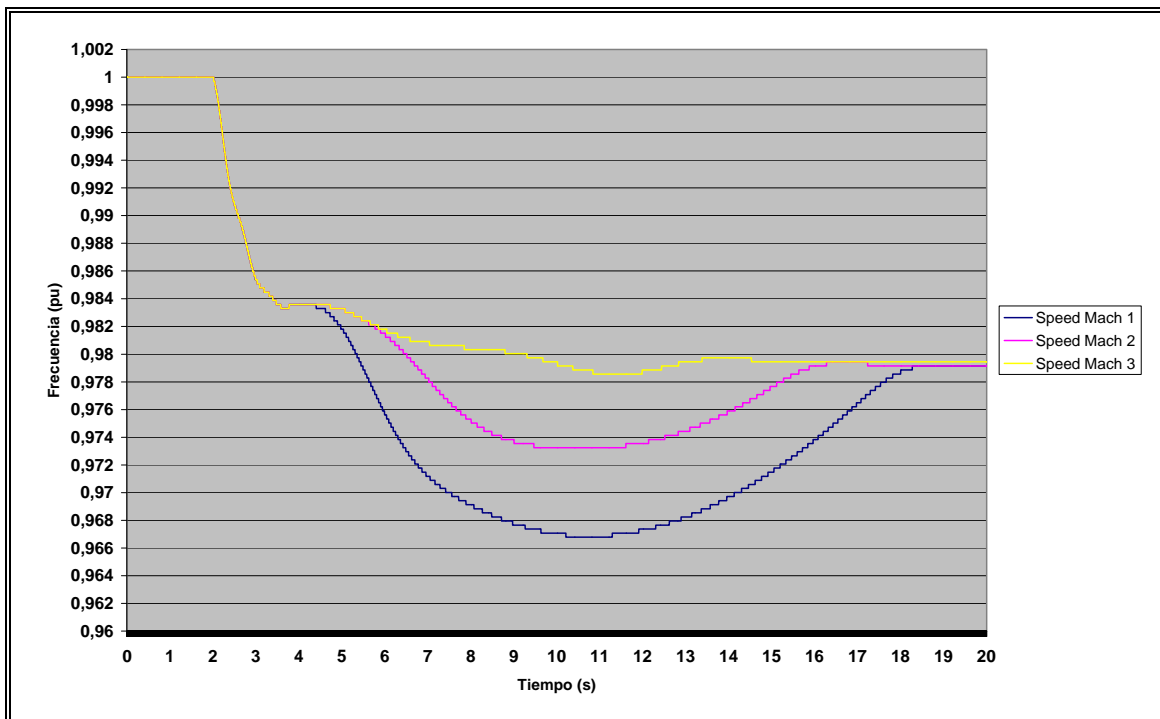


Figura 4.18: Señal de Frecuencia Sistema 14 Barras $P_g = 0,75$ p.u

Para la temperatura, se observa que al llegar a su valor máximo rápidamente disminuye y antes de los 2,5 segundos después de la perturbación ya está bajo el nivel de 1,01 p.u, y logra una estabilización después de 16 segundos, comparable a lo conseguido para el caso de estudio 1 de Barra Infinita. Para el tercer caso, vemos que baja por debajo del nivel crítico casi 6 segundos después de aplicada la perturbación, más de el doble de tiempo que el caso 1 y un segundo más que el caso de Barra Infinita, y su tiempo de estabilización es cercano a los 13 segundos desde la perturbación, similar al caso anterior.

En el caso de la frecuencia, para el primer caso la señal de frecuencia cae hasta un mínimo de 0,967, nivel mayor al obtenido para el caso de barra infinita, debido a lo explicado anteriormente la mayor envergadura e inercia del sistema, pero aún supera la barrera de 0,97. Sin embargo, la unidad opera 6,7 segundos bajo el nivel 0,97 p.u, con lo cual cumple lo exigido por la NTSyCS.

Para el caso 2 y 3, la frecuencia jamás cae bajo el nivel 0,97, con lo cual se cumple la normativa NTSyCS bajo cualquier circunstancia.

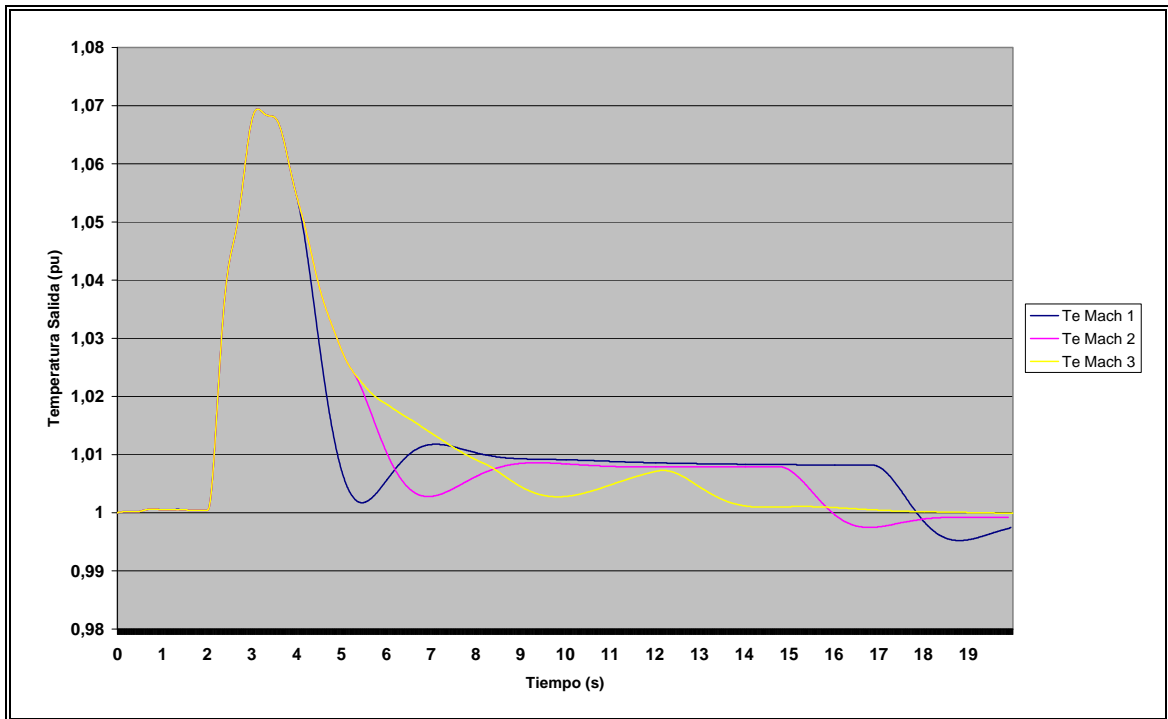


Figura 4.19: Señal de Temperatura Sistema 14 Barras $P_g = 0,75$ p.u

Los resultados del análisis estadístico se pueden observar en la Tabla 4.6 donde se observan las diferencias entre cada caso, las cuales son similares al caso de Barra Infinita.

Tabla 4-6: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,106	0,124	0,134
<i>P.Mecánica</i>	2,217	2,312	2,368
<i>Frecuencia</i>	-0,459	-0,386	-0,343
<i>Combustible</i>	2,482	2,540	2,568
<i>Aire</i>	1,908	1,998	2,042

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,069	1,069	1,069
<i>P.Mecánica</i>	0,909	0,904	0,896
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	0,922	0,915	0,907
<i>Aire</i>	0,905	0,900	0,897

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,995	0,998	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,749	0,749	0,749
<i>Frecuencia</i>	0,967	0,973	0,979
<i>Combustible</i>	0,749	0,749	0,749
<i>Aire</i>	0,749	0,749	0,749

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,920	6,030	7,770
<i>Temperatura</i>	19,910	18,050	15,520
<i>P.Mecánica</i>	18,594	16,350	13,396
<i>Frecuencia</i>	17,666	15,276	7,850

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,997	0,999	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,890	0,890	0,890
<i>Frecuencia</i>	0,979	0,979	0,979
<i>Combustible</i>	0,905	0,903	0,903
<i>Aire</i>	0,903	0,898	0,897

4.6.2 Unidad operando a nivel de carga alta

Se observa que en este caso las diferencias son menores con respecto al caso de barra infinita, tanto en las formas de onda como en los parámetros estadísticos calculados.

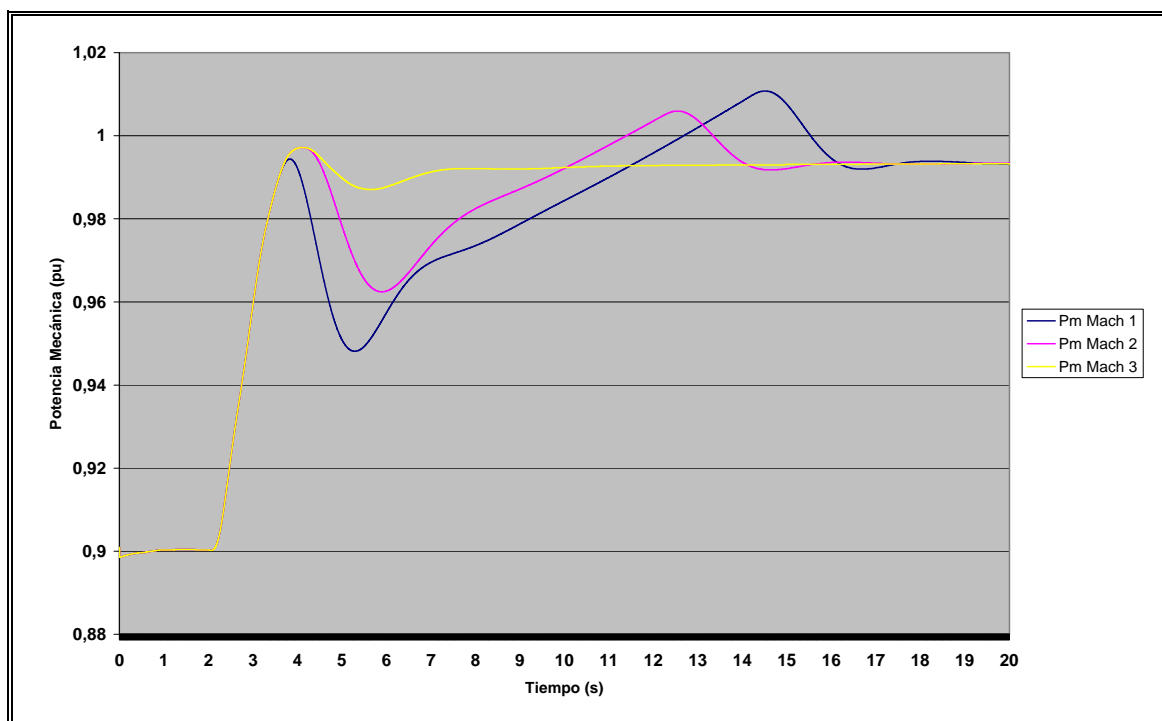


Figura 4.20: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Sistema 14 Barras $P_g = 0,9$ p.u

En la figura 4.20 se puede observar que para el caso 3 el control de temperatura no entra en acción para controlar el flujo de combustible, logrando estabilizar la potencia generada cerca de los 7 segundos, similar al caso de barra infinita.

Se puede observar en esta caso que casi no existen oscilaciones de potencia mecánica lo que genera un alivio para la turbina evitando estrés mecánico y además permite disminuir las oscilaciones de potencia en el sistema eléctrico. Este caso corresponde a la respuesta casi ideal que debiera tener una central de ciclo

combinado frente a una perturbación. Sin embargo, como observamos en la figura 4.22, es la respuesta que genera mayor estrés térmico en la unidad.

El caso 1 disminuye su potencia mecánica hasta el valor 0,95 p.u y alcanza su valor de estabilización 14 segundos después de aplicada la perturbación, presentando diferencias mínimas con respecto al caso de estudio 1 (valores de 0,945 y 13 segundos respectivamente)

La señal de frecuencia (Figura 4.21) para este caso alcanza un valor mínimo de 0,986 p.u, que corresponde a su valor de estabilización, mientras que para el primer caso la frecuencia disminuye hasta 0,977, con lo cual cumple satisfactoriamente la NTSyCS y jamás está por debajo del nivel exigido por la NTSyCS, a diferencia del caso anterior, en el cual estaba por 2 segundos bajo el nivel 0,97 (nivel mínimo de 0,969).

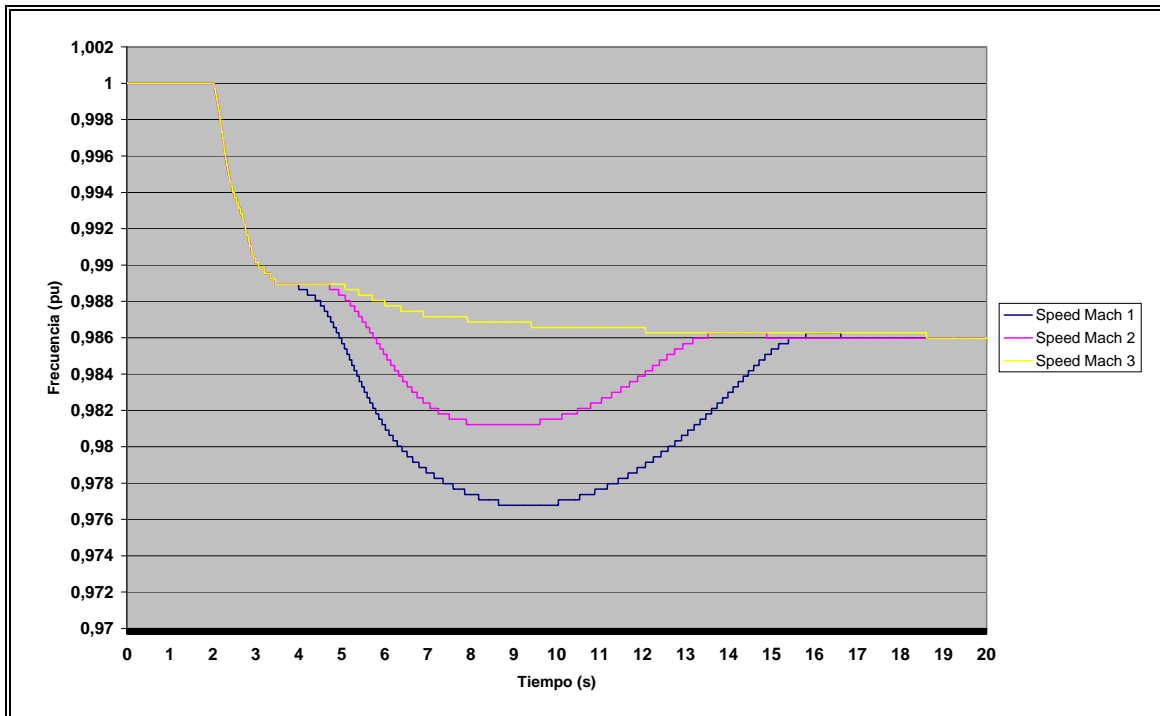


Figura 4.21: Señal de Frecuencia Sistema 14 Barras $P_g = 0,9$ p.u

En general, podemos concluir que los resultados obtenidos en las simulaciones para el sistema de máquina conectada a barra infinita y el sistema eléctrico de catorce barras son muy similares en su comportamiento, modificando algunos niveles de operación producto de la diferencia de envergadura del sistema (inercia del sistema) que produce que las señales evolucionen de manera distinta. El control de temperatura se ve afectado por la diferencia del nivel de operación debido a que para un nivel de carga menor, demora más en integrar negativamente para convertirse en la señal de menor valor. Sin embargo, las conclusiones obtenidas para el caso de barra infinita pueden ser aplicadas al sistema eléctrico de 14 barras, utilizando la misma configuración de parámetros para los estudios posteriores. Los resultados estadísticos obtenidos para esta simulación se muestran en la Tabla 4.7.

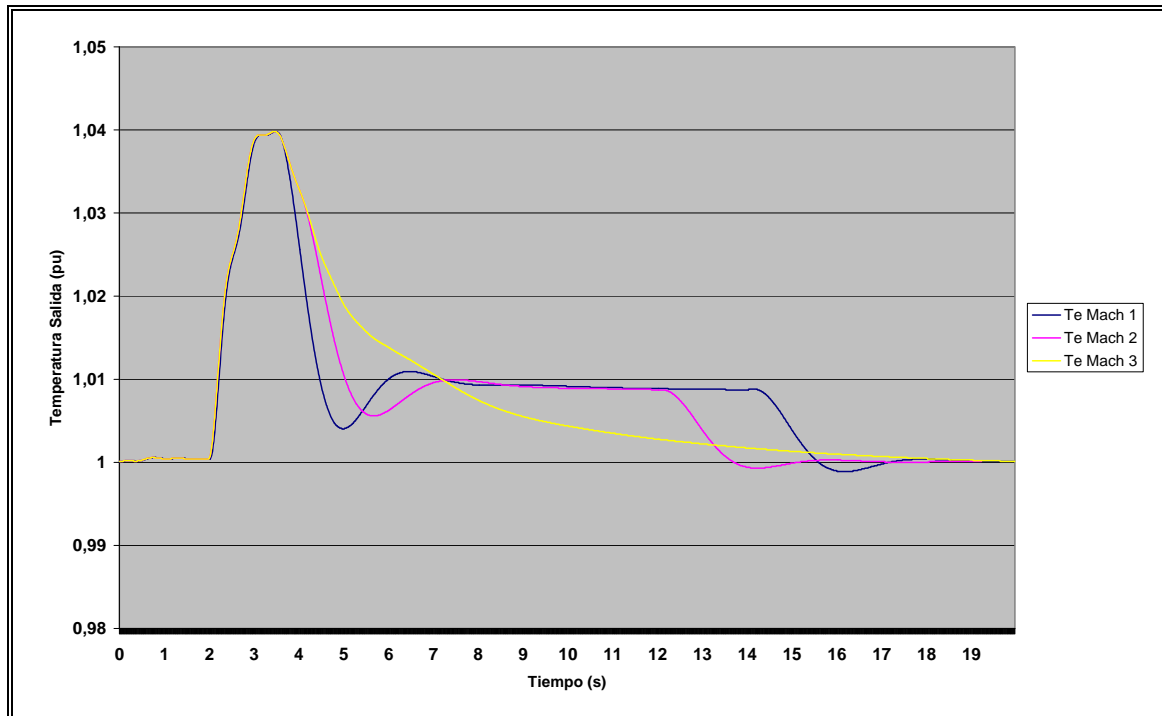


Figura 4.22: Señal de Temperatura Sistema 14 Barras $P_g = 0,9$ p.u

Tabla 4-7: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para nivel de Carga Alto

Error Integral (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,044	0,054	0,065
<i>P.Mecánica</i>	1,488	1,542	1,584
<i>Frecuencia</i>	-0,303	-0,261	-0,228
<i>Combustible</i>	1,667	1,688	1,709
<i>Aire</i>	1,227	1,291	1,324

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,040	1,040	1,040
<i>P.Mecánica</i>	1,011	1,006	0,997
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	1,019	1,014	1,003
<i>Aire</i>	0,999	0,998	0,998

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,999	0,999	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Frecuencia</i>	0,977	0,981	0,986
<i>Combustible</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Aire</i>	0,899	0,899	0,899

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,470	5,060	7,200
<i>Temperatura</i>	16,360	13,470	15,810
<i>P.Mecánica</i>	15,880	13,724	6,804
<i>Frecuencia</i>	14,844	12,562	7,922

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,000	1,000	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,993	0,993	0,993
<i>Frecuencia</i>	0,986	0,986	0,986
<i>Combustible</i>	1,003	1,003	1,100
<i>Aire</i>	0,998	0,998	0,998

4.7 Observaciones y Comentarios Finales

Al observar las simulaciones podemos concluir que existe un compromiso entre el control de la temperatura de la máquina frente al control de velocidad o frecuencia. Por un lado, a la planta se le exige tener un buen control de frecuencia para mantenerla dentro de márgenes admisibles y con excursiones que tengan la menor magnitud posible evitando sobrepasar los límites establecidos por la NTSyCS; por otro lado, los operarios de la planta deben tratar de mantener los niveles de temperatura de la turbina (a gas principalmente) bajo los niveles máximos permitidos, o en su defecto sobrepasar tales límites el menor tiempo posible para así disminuir los esfuerzos térmicos sobre la turbina, sin afectar su vida útil.

Sin embargo, estas problemáticas tienen efectos opuestos en los controladores y es necesario llegar a un nivel de control óptimo que minimice ambos problemas, permitiendo cumplir con lo exigido por la NTSyCS para los niveles de frecuencia y los niveles de carga de la unidad requeridos por el Centro de Despacho, y por otro lado mantener los niveles de temperatura dentro de los rangos permitidos para la turbina, definidos por el fabricante.

5 PROPOSICION Y EVALUACION DE CONTROLADORES MODIFICADOS

5.1 Introducción

Para un buen control de frecuencia es necesario responder rápidamente frente a una excursión de la frecuencia del sistema lo que en una planta de ciclo combinado, específicamente la turbina a gas, implica un aumento del flujo de combustible a la cámara de combustión con lo cual aumenta la energía térmica generada que luego es transformada en energía mecánica en la turbina, modificando la potencia mecánica de la turbina.

La solución al problema de regulación de frecuencia tiene entre sus principales variables la rapidez con la cual el flujo de combustible es controlado para lograr el equilibrio entre la potencia mecánica y potencia eléctrica de la máquina. Sin embargo, al aumentar el flujo de combustible aumenta también la temperatura de los gases que salen de la cámara de combustión. Las turbinas a gas tienen límites de temperatura definidas por el fabricante, los cuales no deben ser sobrepasados en operación normal, y se debe reducir al mínimo el tiempo que superan esos límites al producirse una perturbación. Por lo tanto, al aumentar rápidamente el flujo de combustible, mayores temperaturas alcanzarán los gases y mayor será el esfuerzo térmico aplicado a la turbina. Para obtener un buen control entonces, es necesario lograr una respuesta con la rapidez suficiente para mantener la frecuencia dentro de los límites y disminuir los esfuerzos térmicos aplicados a la turbina.

En el capítulo anterior se mostró que operando sobre ciertos parámetros en los controladores de la temperatura y del aire, es posible modificar el comportamiento de la planta frente a una perturbación, entregando mayor o menor importancia relativa al control de las señales de interés, como son la frecuencia y la temperatura de los gases en la turbina.

Por lo tanto, modificaciones a tales controladores podrían lograr mejorar el desempeño de la máquina y su respuesta frente a perturbaciones, disminuyendo los

niveles en que operan las variables de interés (potencia mecánica, frecuencia, temperatura, flujo de aire).

Las modificaciones que se proponen en esta Tesis son dos: estatismo dinámico, que permite mejorar los niveles de frecuencia alcanzados durante una perturbación y, un control “feed-forward” del flujo de aire, para disminuir los niveles de temperatura alcanzados. Ambas proposiciones se probarán de forma independiente y finalmente se usará un control combinado o mixto y se evaluará su desempeño frente al caso de referencia.

Las simulaciones y gráficos obtenidos para este capítulo fueron realizadas usando el sistema eléctrico de 14 barras, en las condiciones de operación descritas anteriormente en el Capítulo 4.

5.2 Estatismo Dinámico (Dynamic Droop)

Como se hizo notar anteriormente, el flujo de combustible controla la potencia mecánica de la planta, por lo que su control debe realizarse con la mayor rapidez posible. Los controles estándar cuentan con un control PI del flujo de combustible, con una ganancia o “estatismo” (“droop”) de la máquina, que informa sobre el aporte de MW de la planta frente a una variación en la frecuencia. Este valor constante indica la rapidez con que la máquina va a responder, y el aporte de MW durante una perturbación. La forma como actúa la máquina al producirse una variación en la entrada de su regulador de velocidad, será la misma independiente del nivel de frecuencia que tenga el sistema y de la variación que presente la señal de frecuencia. Por lo tanto, independiente si la frecuencia esté en su valor nominal 1 p.u ó 0,98 p.u, o si la variación fue de 1% ó 3%, el regulador responderá abasteciendo la misma cantidad de MW/Hz, sin importar si el estado sea más crítico o no. Es esperable que cuando el sistema presente una perturbación mayor, el regulador modifique su accionar y responda más efectivamente que cuando se verifica una perturbación menor. Es ahí donde aparece el “estatismo dinámico”, el

cual permite adaptarse a la condición del sistema y el nivel de perturbación, modificando la ganancia en cada caso y respondiendo de diferentes maneras.

El caso más básico consiste en crear bandas de acción para las variables de control, dentro de las cuales existen diferentes conjuntos de parámetros del regulador de velocidad. Por ejemplo, si la variable de entrada está dentro de una banda de $\pm 1\%$ de su valor nominal, tendrá una ganancia $R1$ y si está fuera de esa banda tendrá una ganancia de $R2$, que puede ser mayor o menor a $R1$, según sea el caso. Un ejemplo de tal caso se muestra en la publicación de Anderson(2002), cuyo detalle se observa en la figura 5.1a. En este caso, se observa que en el límite entre las bandas existe una discontinuidad de las ganancias, lo cual no es aconsejable ya que podría producir oscilaciones indeseadas al estar la variable operando en ese sector. Es por eso que se eligió usar una función continua para describir la ganancia del controlador. Por ejemplo,

$$Ru = \begin{cases} R1 & \text{si } \Delta u \leq 1\% \\ R1 + Kb * MAX((abs(\Delta u) - 1\%), 0) & \text{si } \Delta u > 1\% \end{cases}$$

siendo u la variable de entrada y Ru la ganancia del controlador.

Con esto logramos que para $\Delta u = 1\%$, $Ru = R1$. (Figura 5.1b)

En esta última función, R corresponde al inverso del estatismo o Droop ($R = \frac{1}{D}$).

Si el estatismo de la máquina es del 5%, R será igual a 20.

Como se puede observar, existen 2 variables que definen la función: la banda de acción de cada nivel de estatismo Δu , y la ganancia Kb que define cuán rápido aumenta el valor de R a medida que se aleja del límite de la banda de acción.

Esta modificación se incorpora al bloque del gobernador de velocidad del modelo de ciclo combinado, y se procede a simular su desempeño (Figura 5.2. No se incluye el control de carga en la figura). Como sistema de prueba se elige el sistema de 14 barras, con condición inicial de generación para la unidad de ciclo combinado de $P_{gen} = 0,75$ p.u. (condición en la cual se producen las mayores

excursiones de frecuencia) para hacer una comparación con los resultados obtenidos anteriormente.

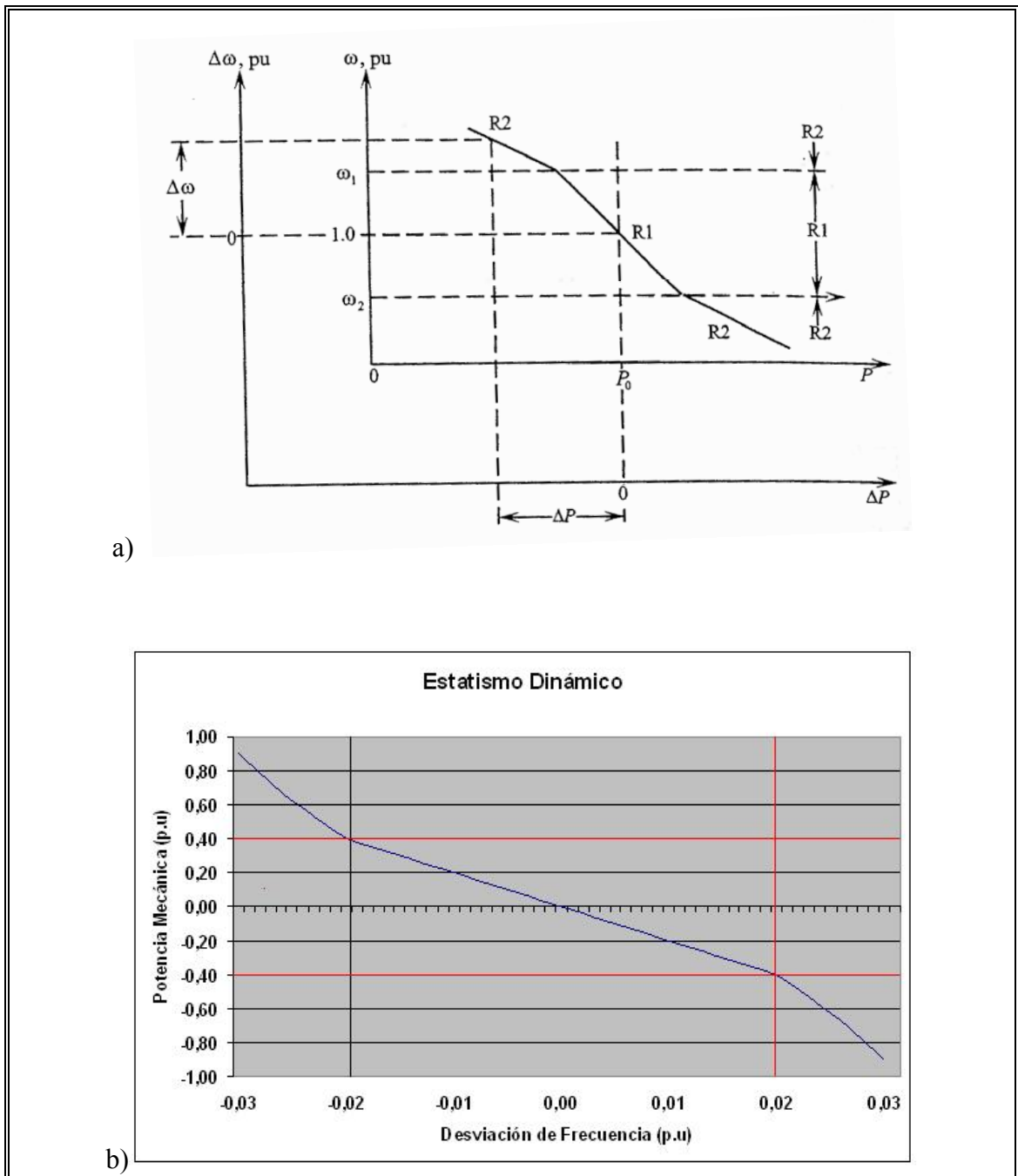


Figura 5.1: Ejemplo de Banda de Control para Estatismo Dinámico ($\Delta u = 2\%$)

Luego de múltiples simulaciones, se encontró que tales parámetros podían operar en ciertos rangos (fuera de tales valores, la acción del controlador no se veía modificada significativamente o presentaba un comportamiento indeseado):

$$\Delta u = 0,5\% - 1,5\%$$

$$K_b = 1000 - 2500$$

En las gráficas siguientes se presenta los resultados de la simulación frente a una variación de la banda de acción para tres valores:

$$\text{Caso 1: } \Delta u = 0,5 \%$$

$$\text{Caso 2: } \Delta u = 1,0 \%$$

$$\text{Caso 3: } \Delta u = 1,5 \%$$

El valor de la ganancia K_b se fijó en 1500 para realizar este primer análisis (un valor intermedio dentro de su rango). Los parámetros del regulador de temperatura y control de flujo de aire son los mismos que fueron usados en el caso base, o sea, $K_{pT} = \text{MID}$ y $K_{iAir} = \text{SLOW}$.

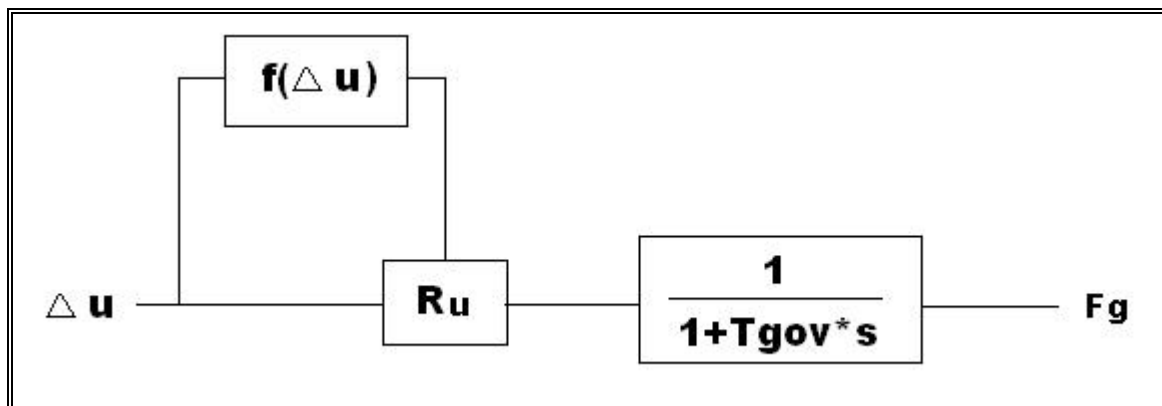


Figura 5.2: Diagrama de Estatismo Dinámico

Se puede observar en la gráfica de la potencia mecánica (Figura 5.3) que, para el caso de elegir una banda de acción menor, la ganancia R del gobernador de velocidad empieza a aumentar su valor antes que los otros casos, produciendo que la señal presente mayores oscilaciones frente a los cambios de frecuencia. El

efecto de la acción del controlador modificado se observa en la señal de frecuencia (Figura 5.4). La frecuencia para el caso 1, con banda de acción menor, alcanza valores máximos menores que las otras señales y tiene un valor de estabilización mayor, superior en 0,1 Hz al caso con mayor banda de acción. Sin embargo, el mínimo valor de frecuencia alcanzado se mantiene debido a que se produce al momento en que el control de temperatura regula el flujo de combustible, por lo tanto, la ganancia dinámica no tiene efecto sobre el control. Como resultado de esta modificación, la señal de temperatura también se ve modificada (Figura 5.5). Observamos que para el primer caso, el máximo de temperatura supera casi en un 1% al nivel menor, pero consigue llegar antes al nivel de operación normal debido a una acción más rápida del control de temperatura.

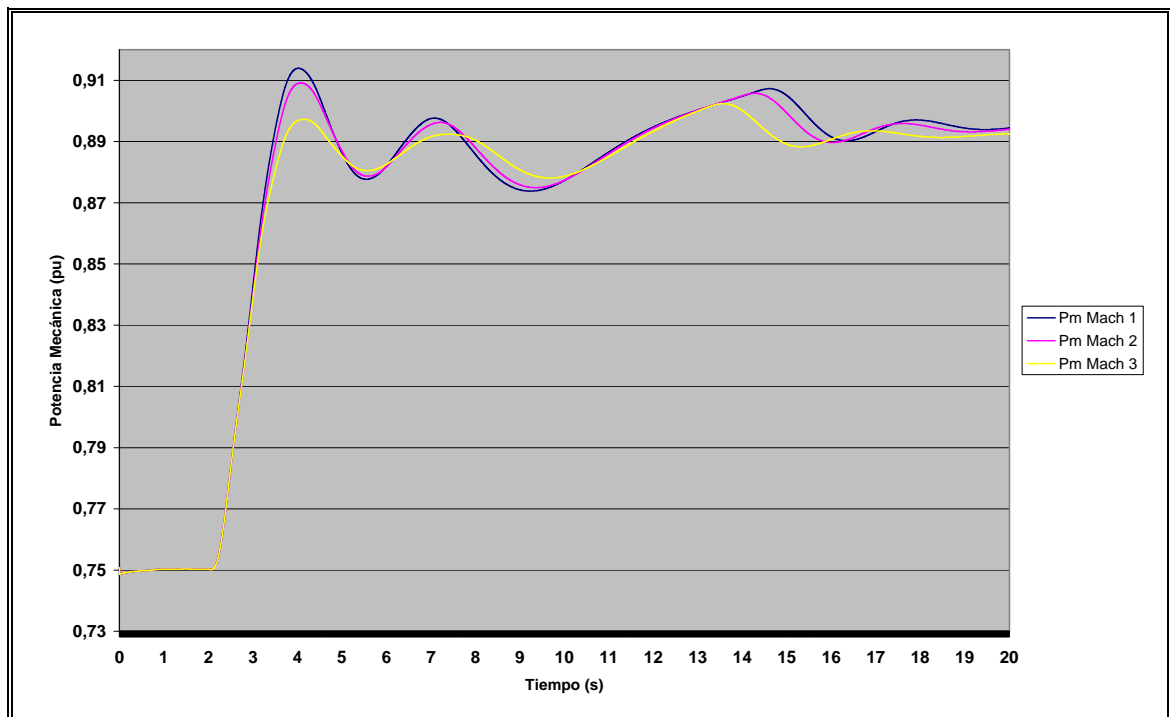


Figura 5.3: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Banda de Acción

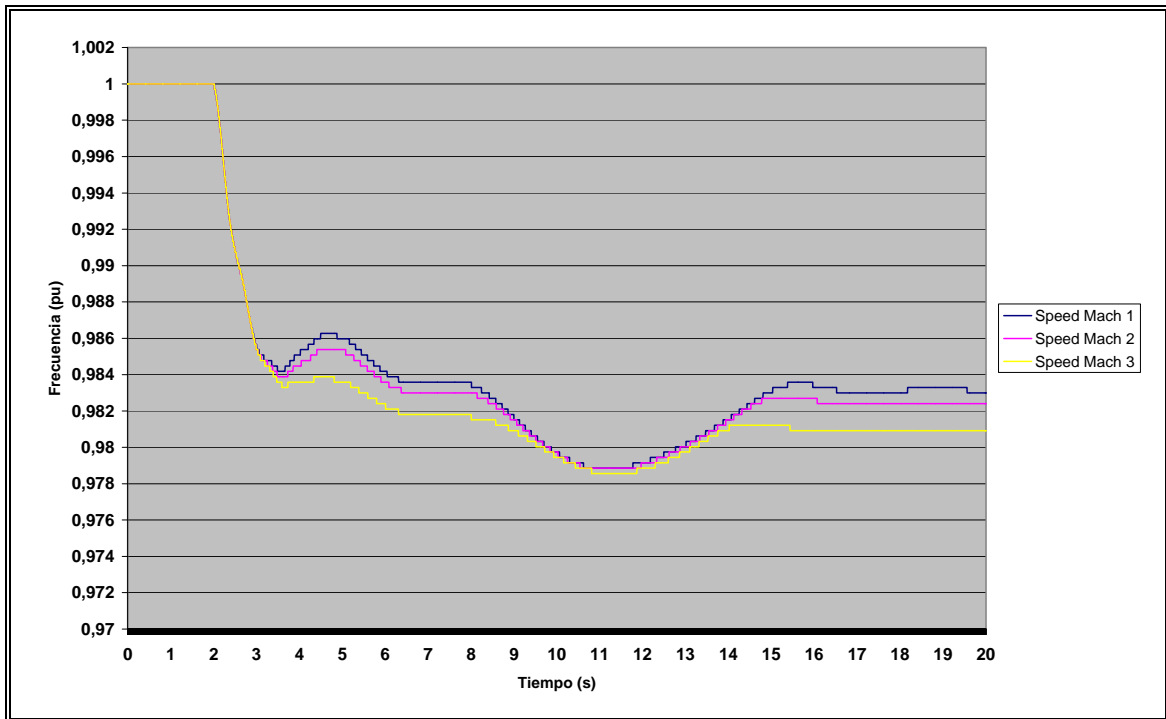


Figura 5.4: Señal de Frecuencia Banda de Acción

De las simulaciones obtenidas, se optó por utilizar una banda de acción de 1% (49,5 Hz) como límite para la ganancia estática de acuerdo a los niveles de frecuencia alcanzados durante una perturbación y lo estipulado en la NTSyCS, obteniendo un 2% de holgura para la acción de la ganancia dinámica antes de superar el límite inferior del 3%. Esta banda de acción también permite que el valor máximo alcanzado por la potencia mecánica no supere en 1% el valor final de estabilización, evitando las sobre-oscilaciones pronunciadas, y por ende, estrés mecánico en la máquina.

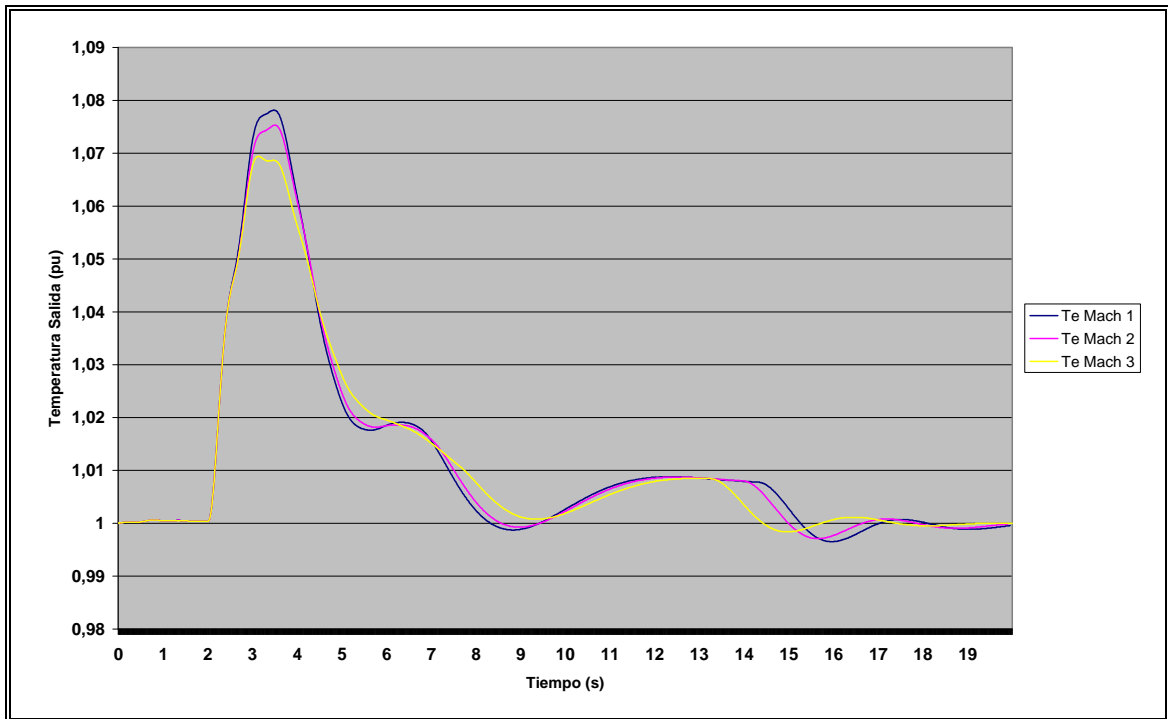


Figura 5.5: Señal de Temperatura Banda de Acción

Una vez definido el valor para esta banda, se elige la ganancia K_b que mide la tasa de crecimiento de la ganancia dinámica al salir del límite de la banda. En la simulación siguiente se muestran 3 valores para K_b (Figura 5.6):

- Caso 1 $K_b = 1500$
- Caso 2 $K_b = 2000$
- Caso 3 $K_b = 2500$

De acuerdo a los niveles alcanzados por las variables y su nivel de variabilidad, se eligió el valor de 2000 para la ganancia K_b .

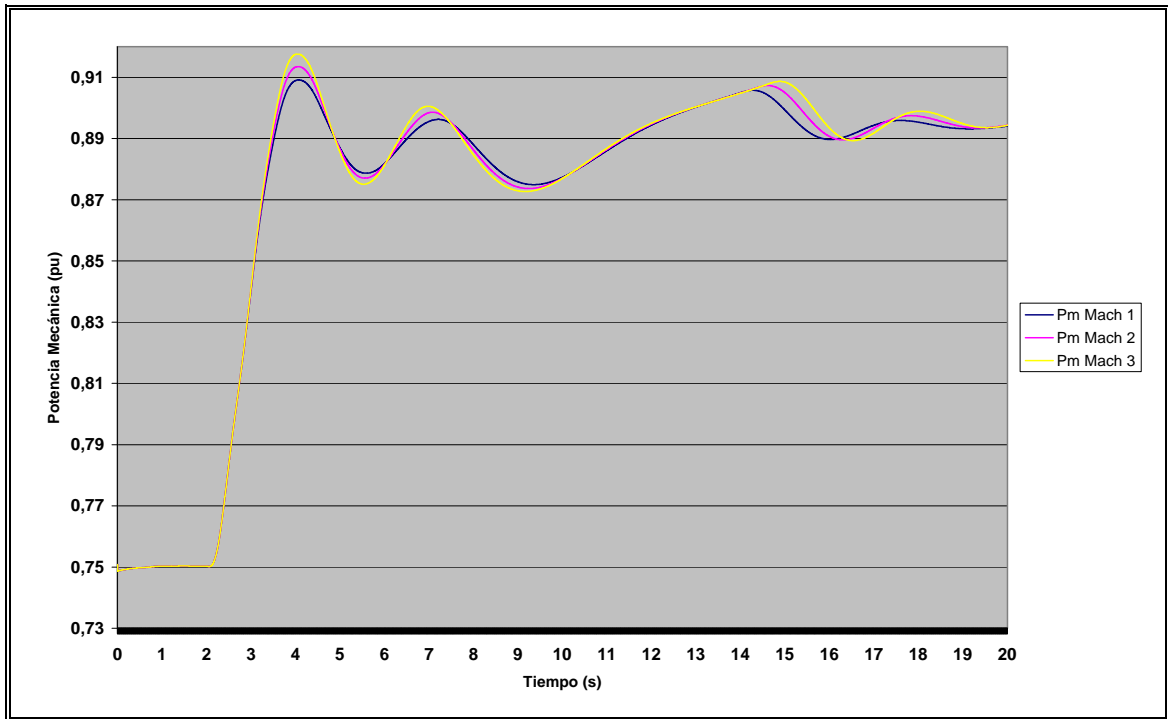


Figura 5.6: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Ganancia Estatismo

Definidos los valores para los parámetros, se muestra una simulación en la cual se compara el resultado obtenido usando un control convencional y, el resultado de incluir la ganancia dinámica al gobernador de velocidad (se realiza la comparación con el caso base o referencial, además del caso base con válvulas de mayor rapidez).

Caso 1: $K_pT = \text{MID (BASE)}$

$K_{iAir} = \text{FAST}$

Caso 2: $K_pT = \text{MID (BASE)}$

$K_{iAir} = \text{SLOW}$

Caso 3: $K_p T = \text{MID (BASE)} + \text{ESTATISMO DINÁMICO}$
 $K_i \text{Air} = \text{FAST}$

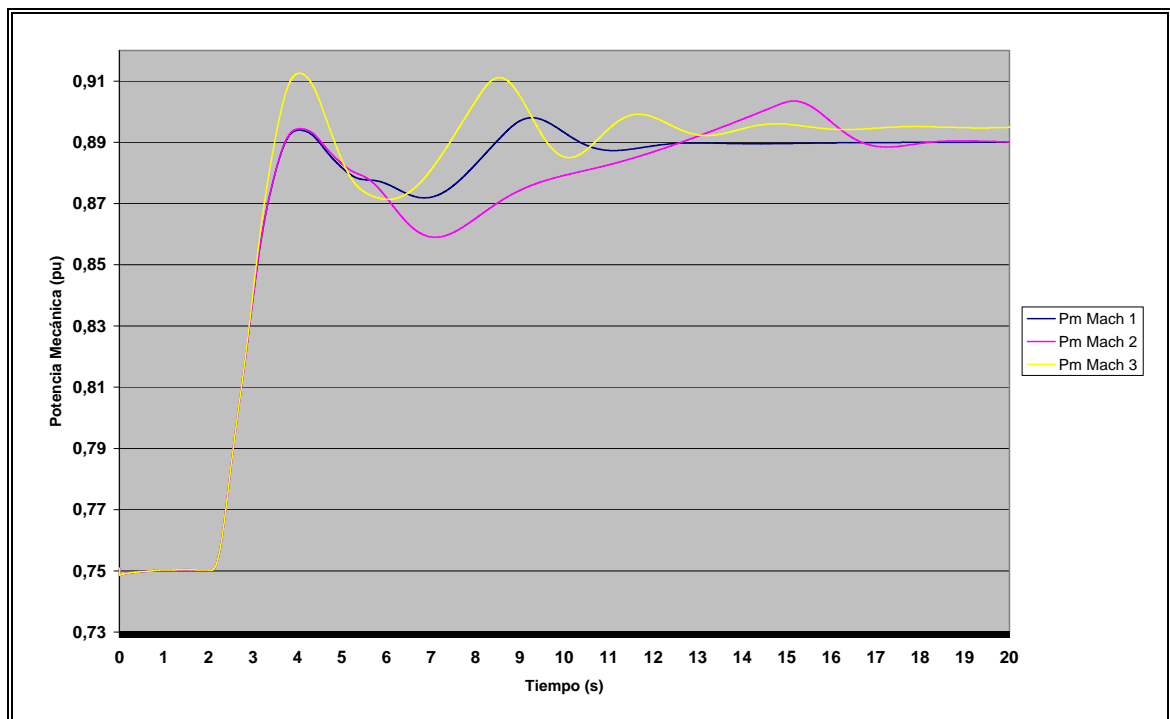


Figura 5.7: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Comparación Caso Base

Podemos observar que el comportamiento de la potencia mecánica (Figura 5.7) para el caso 3 se hace más oscilatoria, alcanzando valores máximos que superan en un 2% a los valores obtenidos con un control convencional, pero alcanzando un valor final de estabilización superior por sobre el 0,5%. Esto, debido a que el valor final de la frecuencia es mayor para el control con estatismo dinámico, superando el nivel anterior en más de 0,2 Hz. Sin embargo, si comparamos la diferencia entre el menor valor y el máximo valor alcanzado notamos que para el caso 2 es superior al caso 3 con estatismo dinámico.

La temperatura a su vez (Figura 5.8), alcanza un valor superior en un 0,7 % al máximo alcanzado con control convencional.

Observando los parámetros estadísticos obtenidos (Tabla 5.1) podemos observar que para el caso de la temperatura, el error integral de la temperatura se mantiene similar al caso 1, aunque como dijimos anteriormente aumenta en un 0,7% con respecto al valor máximo.

El error integral en la frecuencia mejoró en un 15,6 %, y además el valor mínimo alcanzado aumento en un 0,75 p.u con respecto al menor valor alcanzado anteriormente. Si observamos los tiempos de estabilización, vemos que para el caso de la temperatura disminuyó en $\frac{3}{4}$ de segundo el tiempo para llegar bajo su límite máximo permitido, mientras que mejoró en 3,5 segundos el tiempo de estabilización final.

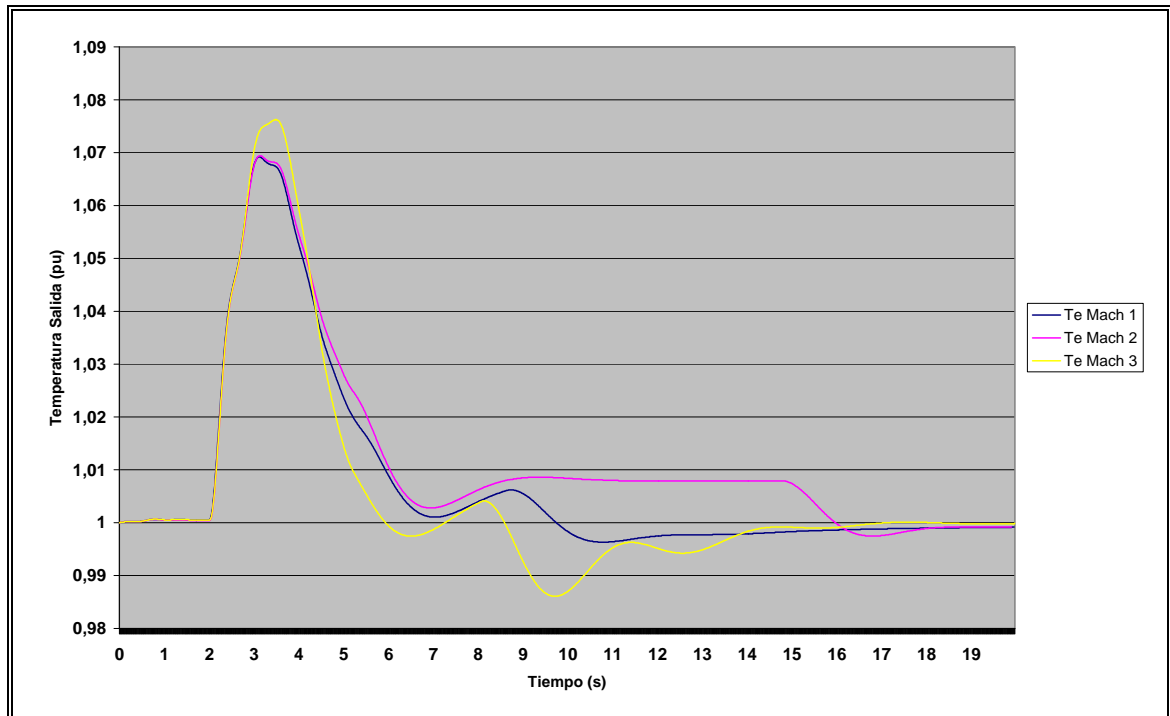


Figura 5.8: Señal de Temperatura Comparación Caso Base

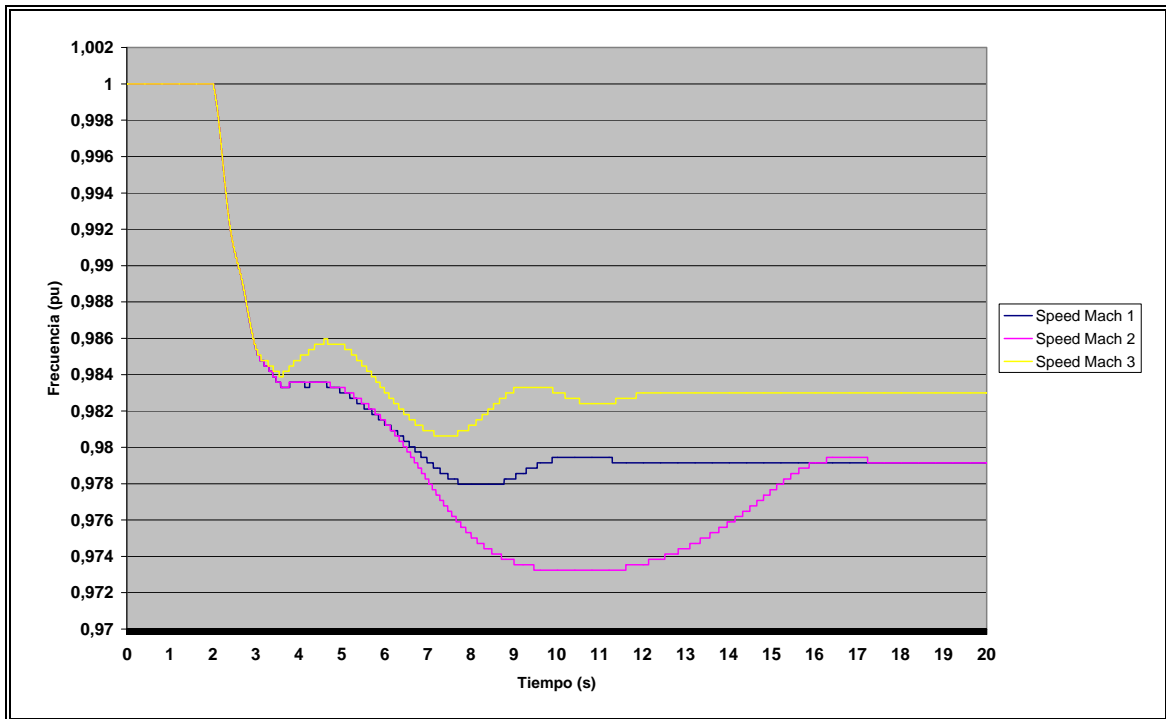


Figura 5.9: Señal de Frecuencia Comparación Caso Base

En el caso de la frecuencia (Figura 5.9), mejoró en 0,37 segundos el mejor tiempo obtenido en los otros casos. Finalmente si observamos los valores finales de estabilización, vemos que la frecuencia mejoró su valor final de estabilización en un 0,4 %. Vemos que la frecuencia mejora significativamente con respecto al caso de control convencional, aunque la señal de potencia mecánica presente mayor oscilación y los niveles de temperatura aumenten con respecto a los casos anteriores.

Tabla 5-1: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para nivel de Carga Alto usando Estatismo Dinámico

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,1171	0,1242	0,1169
<i>P.Mecánica</i>	2,3589	2,3123	2,4591
<i>Frecuencia</i>	-0,3509	-0,3864	-0,2963
<i>Combustible</i>	2,6030	2,5403	2,7051
<i>Aire</i>	2,2051	1,9980	2,3808

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0692	1,0694	1,0763
<i>P.Mecánica</i>	0,8980	0,9035	0,9126
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	0,9128	0,9154	0,9295
<i>Aire</i>	0,9020	0,8998	0,9204

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9963	0,9975	0,9861
<i>P.Mecánica</i>	0,7487	0,7487	0,7487
<i>Frecuencia</i>	0,9780	0,9732	0,9806
<i>Combustible</i>	0,7493	0,7493	0,7493
<i>Aire</i>	0,7493	0,7494	0,7492

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	5,9400	6,0300	5,2000
<i>Temperatura</i>	17,8600	18,0500	14,3100
<i>P.Mecánica</i>	11,4340	16,3500	13,4100
<i>Frecuencia</i>	8,7760	15,2760	8,3980

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9992	0,9992	0,9998
<i>P.Mecánica</i>	0,8901	0,8901	0,8949
<i>Frecuencia</i>	0,9791	0,9791	0,9830
<i>Combustible</i>	0,9032	0,9029	0,9050
<i>Aire</i>	0,8984	0,8981	0,9004

La simulación para el caso de estatismo dinámico usando la variable $KiAir = SLOW$ se muestra y detalla en el Anexo C.

A continuación comparamos el desempeño obtenido aplicando la modificación de estatismo dinámico al controlador para las distintas configuraciones de parámetros de los controladores:

- | | |
|----------------------|----------------------|
| Caso 1: $KpT = LOW$ | + ESTATISMO DINÁMICO |
| $KiAir = FAST$ | |
| Caso 2: $KpT = MID$ | + ESTATISMO DINÁMICO |
| $KiAir = FAST$ | |
| Caso 3: $KpT = HIGH$ | + ESTATISMO DINÁMICO |
| $KiAir = FAST$ | |

Al observar los resultados, se concluye que la configuración con $KpT = HIGH$ y $KiAir = FAST$ sigue manteniendo el menor nivel de error integral para la temperatura, aumentando en sólo un 1% con respecto al error obtenido sin estatismo dinámico. El mejor nivel y error de frecuencia se consigue con la configuración $KpT = LOW$ (Figura 5.11). A pesar de obtener un valor final de estabilización final igual para los tres casos, el valor mínimo alcanzado es mejor que los otros casos en comparación.

La Figura 5.10 nos muestra que la señal de potencia mantiene las características descritas para cada configuración, con la diferencia que los valores máximos alcanzados durante la primera oscilación son mayores a los obtenidos sin usar estatismo dinámico y además se introduce una pequeña oscilación antes de estabilizarse en su valor final. El caso 1, con la ganancia $KpT = LOW$ continúa presentando la mejor señal de potencia mecánica, pero produciendo mayor estrés térmico a la central.

Los gráficos obtenidos para las distintas configuraciones del parámetro KpT (HIGH-MID-LOW) usando estatismo dinámico y con el parámetro $KiAir = SLOW$ se detallan en el Anexo C.

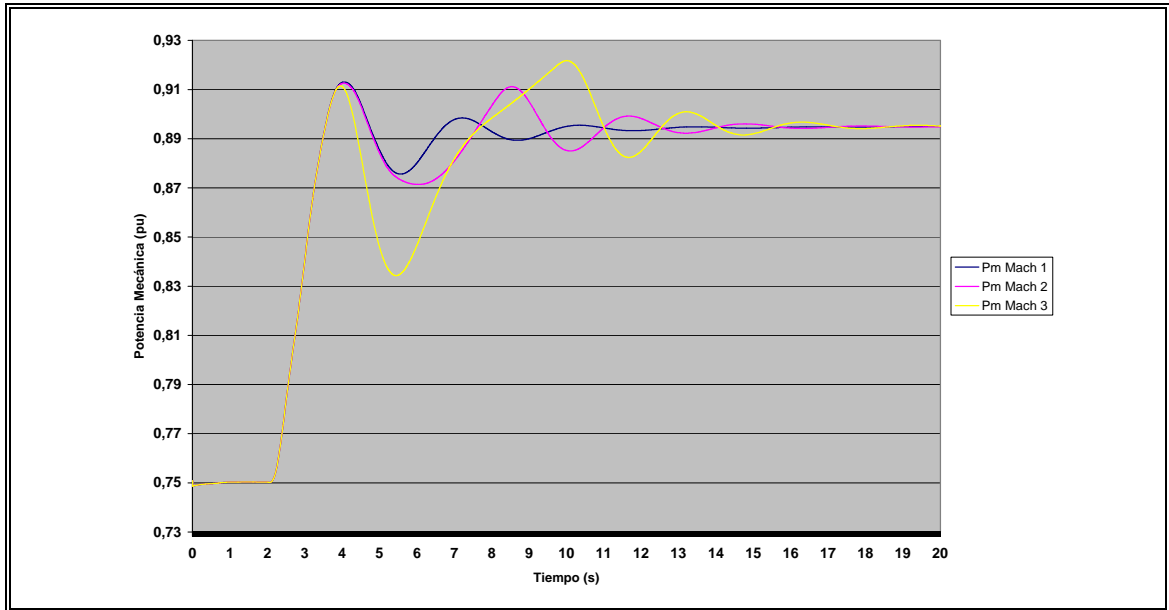


Figura 5.10: Potencia Mecánica Ciclo Combinado Distinta Configuración Parámetros

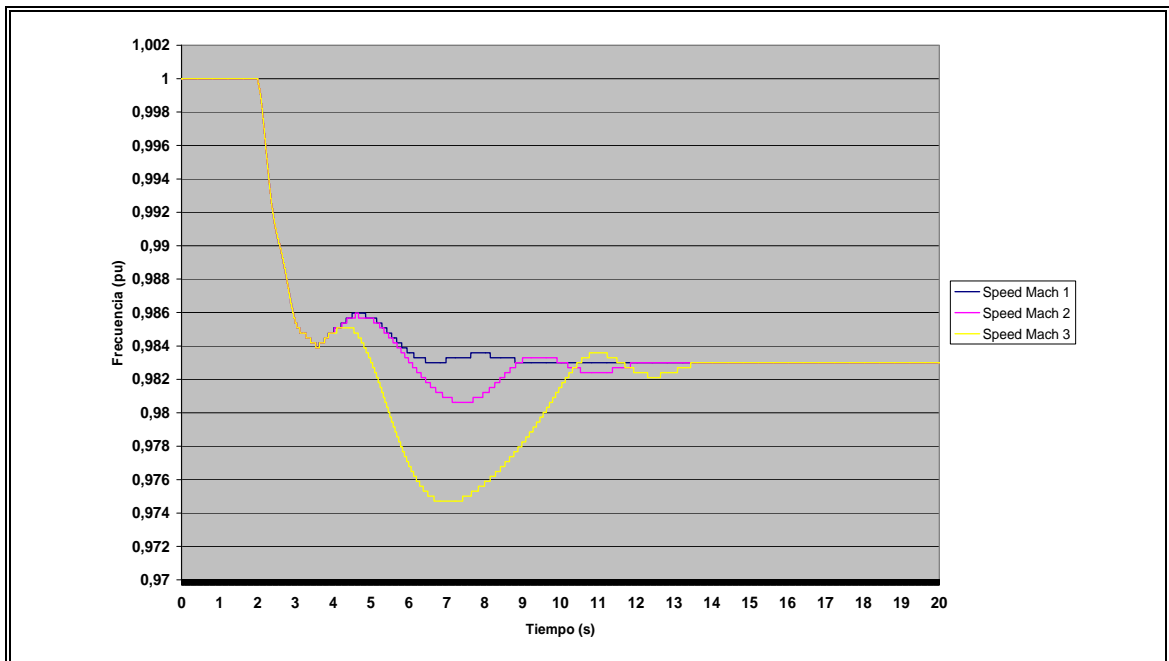


Figura 5.11: Señal de Frecuencia Distinta Configuración Parámetros

Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 5.2.

Tabla 5-2: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Estatismo Dinámico

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,1250	0,1169	0,1042
<i>P.Mecánica</i>	2,4661	2,4591	2,4248
<i>Frecuencia</i>	-0,2905	-0,2963	-0,3230
<i>Combustible</i>	2,6756	2,7051	2,6774
<i>Aire</i>	2,2897	2,3808	2,3501

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0769	1,0763	1,0763
<i>P.Mecánica</i>	0,9130	0,9126	0,9218
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	0,9103	0,9295	0,9364
<i>Aire</i>	0,9063	0,9204	0,9247

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9965	0,9861	0,9828
<i>P.Mecánica</i>	0,7487	0,7487	0,7487
<i>Frecuencia</i>	0,9830	0,9806	0,9747
<i>Combustible</i>	0,7493	0,7493	0,7493
<i>Aire</i>	0,7493	0,7492	0,7492

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	6,8700	5,2000	4,6000
<i>Temperatura</i>	17,8200	14,3100	15,6400
<i>P.Mecánica</i>	9,4740	13,4100	15,1640
<i>Frecuencia</i>	5,8100	8,3980	10,1260

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9992	0,9998	1,0002
<i>P.Mecánica</i>	0,8950	0,8949	0,8952
<i>Frecuencia</i>	0,9830	0,9830	0,9830
<i>Combustible</i>	0,9058	0,9055	1,1000
<i>Aire</i>	0,9021	0,9004	0,8997

5.3 Control “Feed-Forward” del Flujo de Aire

La señal de entrada al control de aire corresponde a la diferencia entre la temperatura medida por las termocuplas y la temperatura máxima de referencia. Para que el control de aire actúe frente a un cambio de temperatura, es necesario que el flujo de combustible aumente, con lo cual aumenta la temperatura de la cámara de combustión, donde las termocuplas almacenan la información y la llevan al control de aire para que modifique el flujo de aire y así controlar la temperatura. Sin embargo, el tiempo entre la perturbación y el momento en que el control de aire entra en acción puede ser lo suficientemente amplio para que la temperatura haya alcanzado y superado el límite de temperatura de la turbina, debido a los retardos en la cámara de combustión y en la medición de las termocuplas.

El control de aire tiene un tiempo de respuesta limitado por las válvulas y actuadores, por lo cual no se puede hacer un control más rápido simplemente aumentando las ganancias del controlador más allá de los valores típicos. Según lo visto en las simulaciones anteriores, la ganancia K_{iAir} define la rapidez de las válvulas de admisión de aire la cual puede tomar dos valores para describir dos tipos de válvulas con mayor o menor tiempo de respuesta y actuación, dentro del rango típico de los valores usados en las unidades de ciclo combinado descritas en la literatura (tiempo de respuesta de 1 a 3 segundos por grado). Si se aumentara la ganancia, se satura el control de aire actuando como controlador *bang-bang* que pasa de su valor máximo y mínimo sin valores continuos entre ellos, con lo cual no responde eficientemente a los cambios, y además los cambios bruscos del flujo de aire podrían producir problemas en la cámara de combustión, tales como pérdida de homogeneidad de la mezcla de combustión, variación de presión que disminuyen la eficiencia del ciclo, pérdida local de la velocidad del flujo (stall zones), aumento de las emisiones (NO_x , SO_x), e incluso apagar la llama. También produce cambios de presión en el compresor, lo que altera el nivel de compresión y genera esfuerzos mecánicos en las toberas de entrada. Por ende, para lograr un

mejor control es necesario obtener una respuesta temprana frente una perturbación, con un menor retardo con respecto al tiempo en que se inicio ésta.

En el modelado de centrales de ciclo combinado esto ha sido un tema de discusión y de importancia. En el artículo de Ribera(2002) se menciona:

*“El control de la respuesta de las turbinas de gas asociadas a una Planta de ciclo combinado utiliza la variación de los alabes de admisión de aire al compresor como método para operar la turbina en condiciones de carga parcial. Dependiendo de las diferentes tecnologías aplicadas por los fabricantes, este control se utilizará directamente para modificar la consigna de potencia, o bien para neutralizar los controles por limite de temperatura. Para ambos casos, **este control de los IGVs regula la capacidad de respuesta transitoria de la turbina ante perturbaciones en el sistema eléctrico.**”*

En algunos artículos se incluye esta forma de control pero de forma muy difusa, sin describir su modelado y sólo incluyendo un bloque en forma de “caja negra”, como es el caso de Lalor(2005), Chan(2004). En la publicación de Ribera(2002) se propone un método de control sobre el control de aire para mejorar la respuesta transitoria de la planta frente a una perturbación (Figura 5.12).

En esa configuración, la señal del IGV que va al servo-actuador se resta al valor máximo que puede alcanzar esta señal y se pondera por la ganancia K_{fb} , generando una señal T_{bias} , la cual es luego sumada al valor de referencia del control de temperatura. La disposición de este control adicional de los alabes de admisión mejora la velocidad de respuesta, al neutralizar la limitación del control principal de temperatura. De esta manera permite que sea la señal proporcionada por el error de velocidad la que gobierne el control de combustible a inyectar en la turbina.

Esta configuración mejora la rapidez en alcanzar el estado de régimen permanente, pero tal como se describe, “neutraliza” el control de temperatura, con lo que la temperatura alcanza niveles muy altos que causan excesivo estrés térmico en la turbina. Incluso, si la planta tuviera una configuración orientada al control de temperatura podría no operar en condiciones críticas y causar daños irreparables.

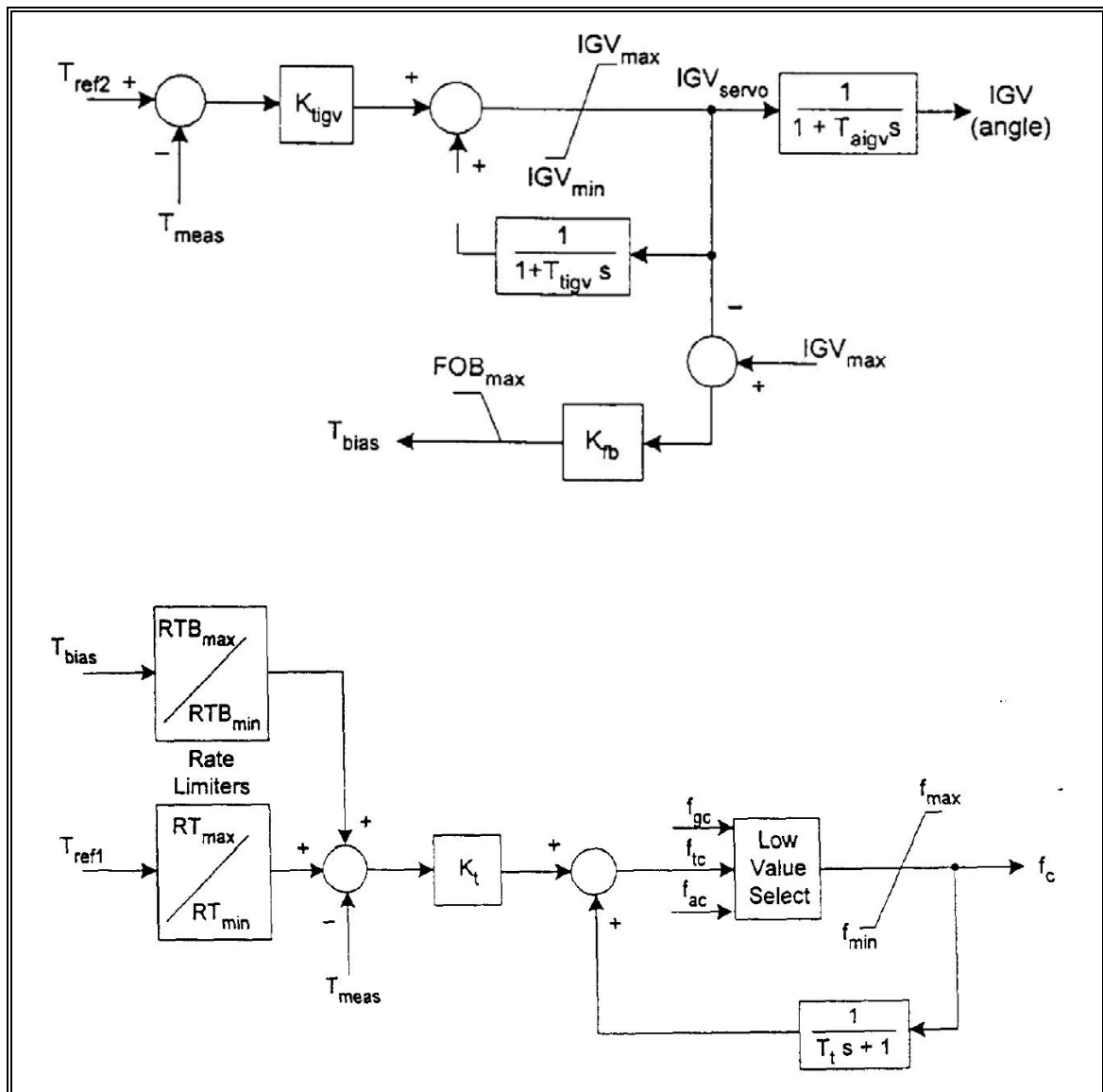


Figura 5.12: Proposiciones de Controladores Ribera (2002)

La proposición de modificación al control de aire que se presenta en esta Tesis se basa en el funcionamiento de las “válvulas rápidas” (fast-valving) del control de aire, las cuales mediante un control “feed-forward” pueden ser capaces de anticipar el aumento de temperatura y realizar un control más rápido y con menor retardo, permitiendo disminuir el máximo de temperatura alcanzado, pero sin limitar el flujo de combustible para controlar la potencia mecánica y con ello la frecuencia del sistema.

Este control feed forward, recibe una perturbación conocida del sistema y “predice” el comportamiento de la variable controlada (temperatura) y toma una acción de control en forma anticipada. En este caso en particular, la perturbación conocida es la señal de frecuencia del sistema, cuya señal es usada como variable de entrada para este control.

Para un sistema “feed forward” convencional, es necesario saber el modelo exacto de la planta para así conocer el efecto de la perturbación sobre la variable manipulada, y compensar su efecto en el control. Una vez obtenido este modelo, se usa el recíproco de ese modelo para lograr una compensación perfecta. En este caso es difícil conseguir un modelo exacto, más si el sistema tiene retardos que al obtener el recíproco se convierten en predicciones, es decir, conocer el valor de las señales a futuro lo cual es imposible. Sin embargo, si el sistema de control tiene un control “feedback” no es necesario obtener tal modelo y es posible utilizar un bloque de control PI o un bloque de adelanto y atraso (“lead-lag”), y conseguir una buena sintonización de parámetros.

Además, del bloque de control “lead-lag” o PI, se incluye un bloque “wash-out” para evitar que el control “feed forward” entregue un valor continuo cuando la señal de frecuencia no este en su valor nominal (1 p.u), sino que sólo actúe frente un cambio de tal señal. Finalmente se incluye un filtro pasa bajos para evitar los cambios muy bruscos de la señal que podrían saturar el control y deshabilitar el control de aire por completo.

Para este modelo, se eligió la configuración con bloque de adelanto de una fase (se consideró que con una etapa era suficiente para conseguir la compensación requerida) su mejor estabilidad (Figura 5.13).

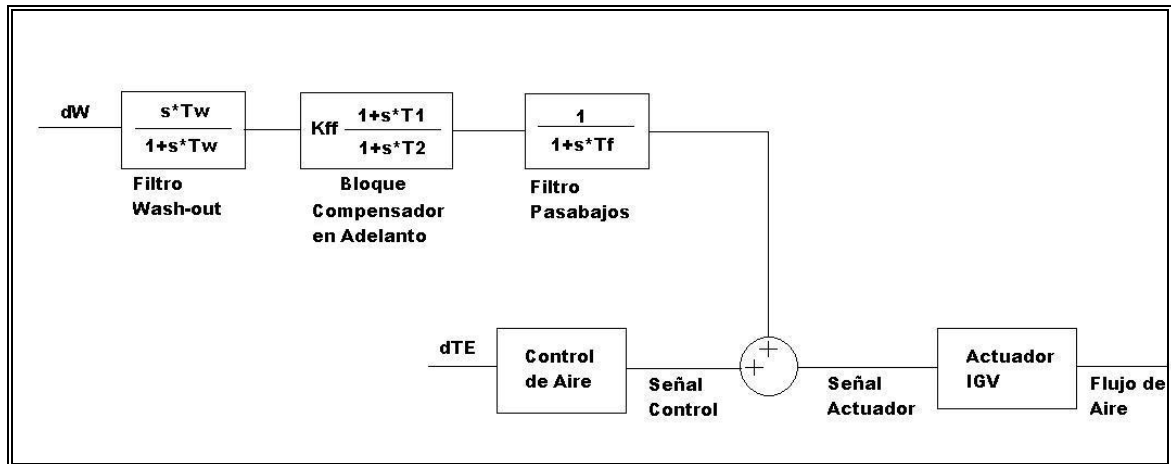


Figura 5.13: Diagrama de Bloques Control Feed-Forward

Las variables que son necesarias definir:

Bloque “Wash – Out” : T_w (suponemos ganancia unitaria $K_w=1,0$)

Filtro Pasa Bajos : T_f (suponemos ganancia unitaria $K_f=1,0$)

Bloque Compensador : $K_{ff} - T_1 - T_2$

Los valores de T_w y T_f fueron definidos como $T_w = 4$ segundos y $T_f = 0,01$ segundos, valores utilizados frecuentemente para este tipo de sistemas de acuerdo al nivel de oscilaciones y frecuencias presentes.

Para definir los valores de T_1 y T_2 se utilizó un diagrama de Bode (Figura 5.14), donde es posible observar la ganancia y la desviación de fase de la señal de salida con respecto a la señal de entrada para diferentes frecuencias. Los valores seleccionados son $T_1 = 0,02$ segundos y $T_2 = 0,01$ segundos. La ganancia K_{ff} se definió en 2,5. En el diagrama podemos observar que para oscilaciones de frecuencia en el rango de 0,5 a 5 Hz existe el mínimo desfase lo que permite un mejor control con el regulador “feed-forward”, y amortiguar las oscilaciones de la temperatura de la turbina producto de oscilaciones de potencia.

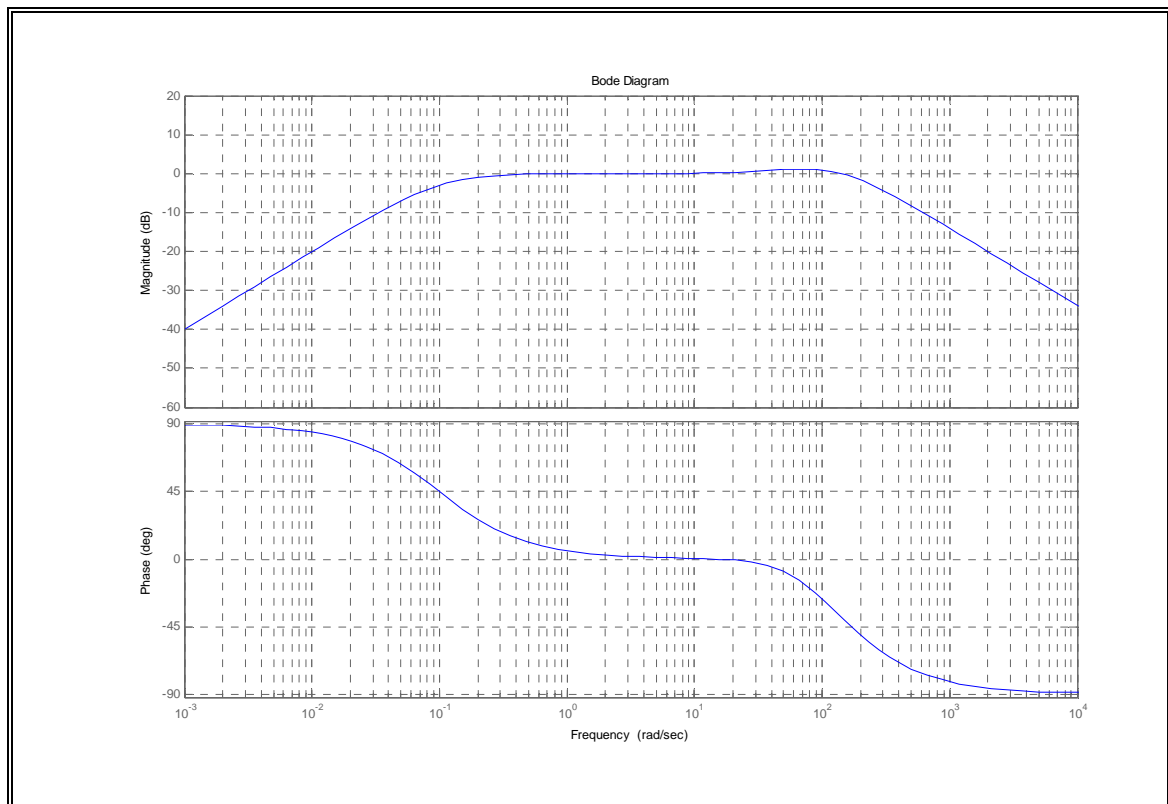


Figura 5.14: Diagrama de Bode Control Feed-Forward

Para probar el desempeño del controlador, se usa el mismo sistema de prueba anterior usado para evaluar la incorporación del estatismo dinámico.

Caso 1: $K_pT = \text{MID (BASE)}$

$K_i\text{Air} = \text{FAST}$

Caso 2: $K_pT = \text{MID (BASE)}$

$K_i\text{Air} = \text{SLOW}$

Caso 3: $K_pT = \text{MID (BASE)}$ + CONTROL “Feed-Forward”

$K_i\text{Air} = \text{FAST}$

Si observamos los resultados de las simulaciones, podemos observar que la potencia mecánica (Figura 5.15) para el caso 3 con control “feed-forward” disminuye considerablemente su valor máximo para el primer “swing” u oscilación, siendo incluso menor al valor final de estabilización de la unidad. Tiene una respuesta más suave (menos oscilatoria) ocasionando menor estrés mecánico, y un tiempo de estabilización mucho menor al anterior, cercano a los 6 segundos después de la falla.

La temperatura (Figura 5.16) disminuye su nivel máximo sobre un 2,5% menor al valor máximo alcanzado con el control convencional. Además, el tiempo en que la temperatura disminuye bajo el nivel máximo permitido es inferior en casi 2 segundos. El tiempo de estabilización también mejora, pero no tan significativamente como los parámetros de desempeño anteriores.

La frecuencia (Figura 5.17) presenta menos oscilaciones que los casos anteriores, tiene un nivel mínimo de la señal mayor al alcanzado en las otras dos configuraciones usando control convencional, aunque el nivel final de estabilización no difiere al obtenido anteriormente (solo depende del flujo de combustible, no del flujo de aire).

Finalmente, para el caso del control de aire (Figura 5.18), podemos notar que la tasa de aumento del flujo de aire no aumenta significativamente con respecto al caso base, sino que más bien se “adelanta” a tales señales, permitiendo disminuir la temperatura antes que alcance un valor mayor. El flujo de aire empieza a aumentar un poco menos de 1 segundo antes usando control feed forward, pero consigue disminuir en un 2,5% el nivel máximo de la temperatura.

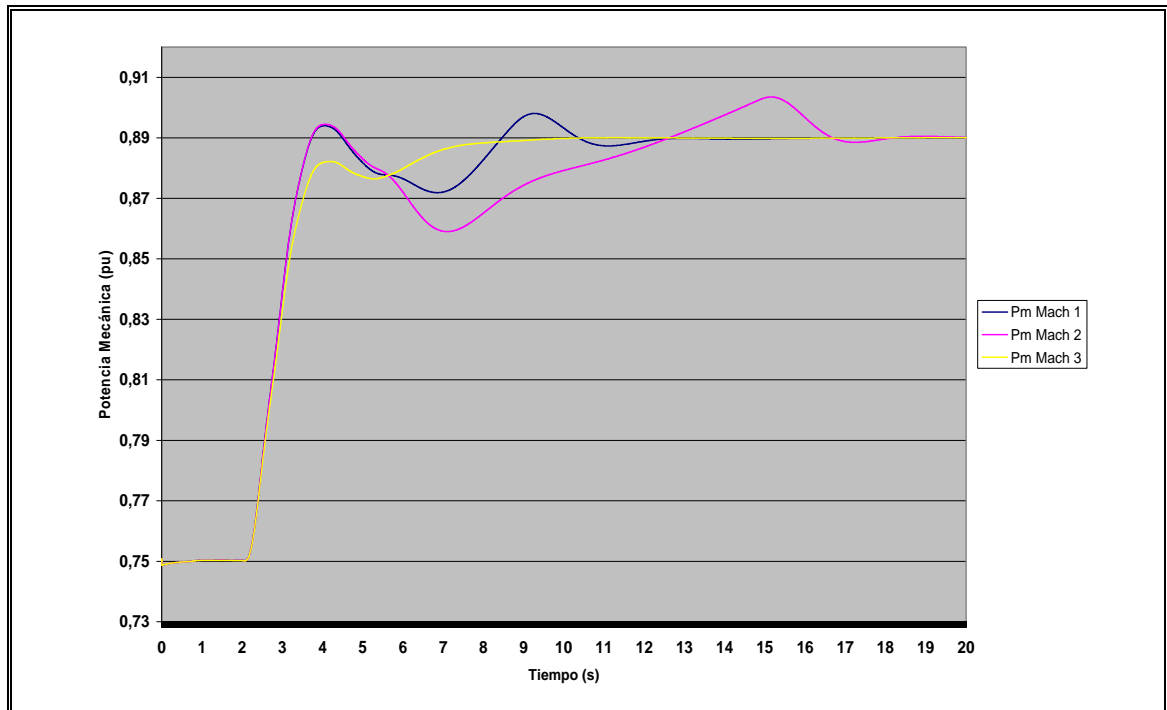


Figura 5.15: Potencia Mecánica Control Feed-Forward

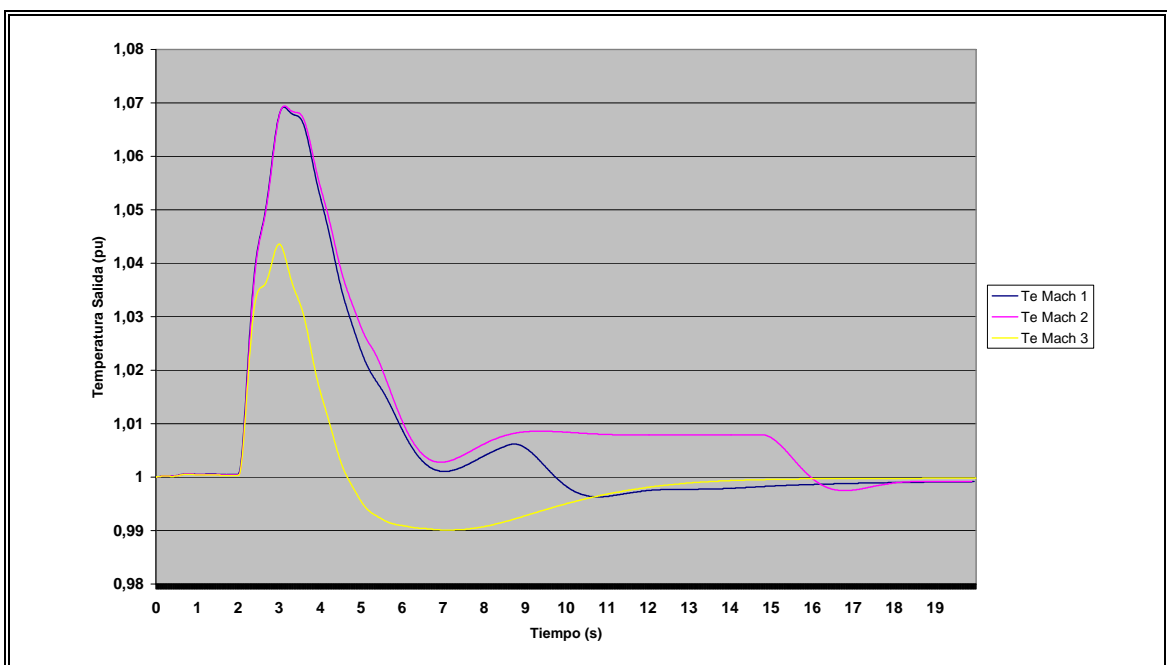


Figura 5.16: Temperatura de Gases Control Feed-Forward

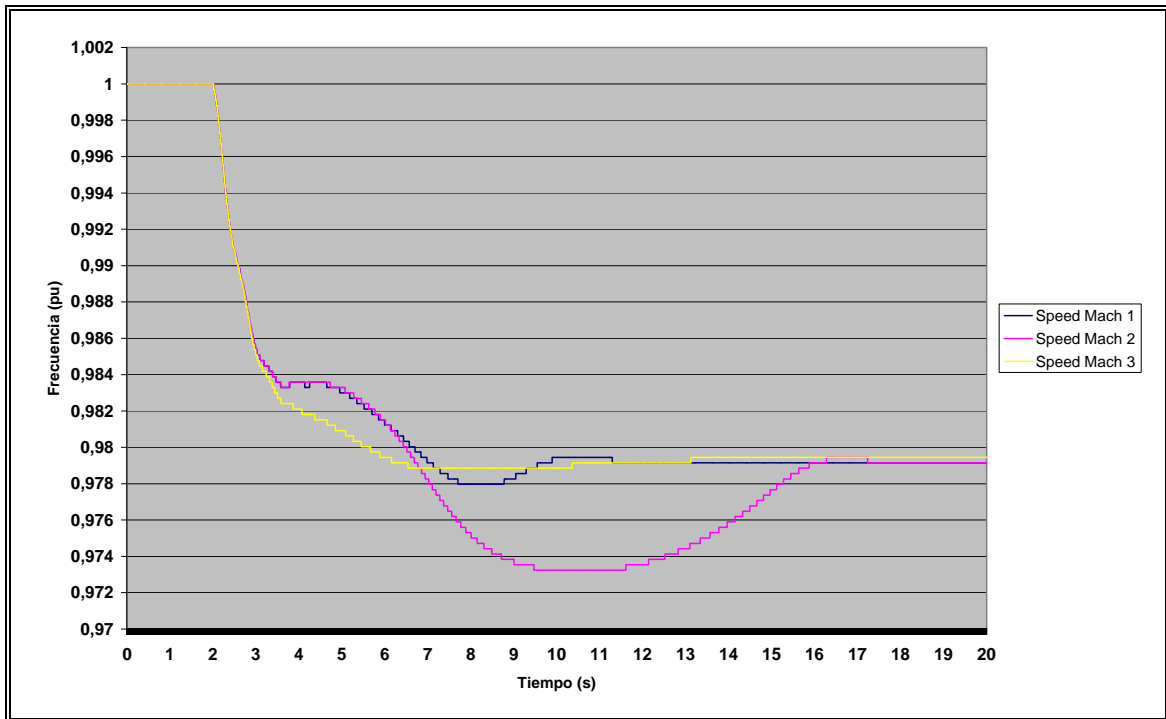


Figura 5.17: Frecuencia del Sistema Control Feed-Forward

Observando la Figura 5.19, que representa la señal entregada por el controlador feed- forward, vemos que al momento de la perturbación aumenta inmediatamente alcanzando su máximo cerca de los 5 segundos, instante en el cual la temperatura disminuye bajo su nivel crítico y comienza a disminuir convergiendo a cero (alcanza el valor cero después de la ventana de tiempo de estudio). La convergencia a cero, se produce gracias al bloque washout, que permite que el controlador entregue una señal sólo cuando exista un cambio en la señal y no cuando tenga una desviación u “offset” en la señal de entrada. En este caso, la frecuencia no vuelve a su estado inicial pero la señal del controlador convergerá a cero y no operará en régimen permanente.

En la tabla 5.3 se presentan los resultados estadísticos obtenidos de las simulaciones.

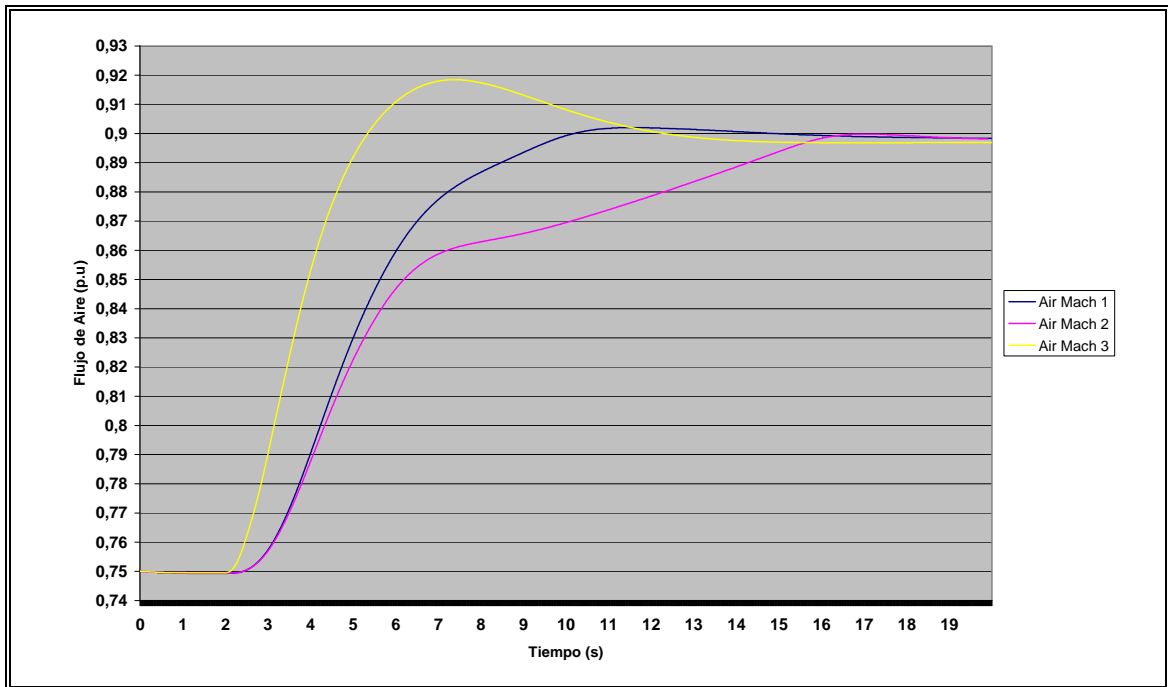


Figura 5.18: Flujo de Aire Control Feed-Forward

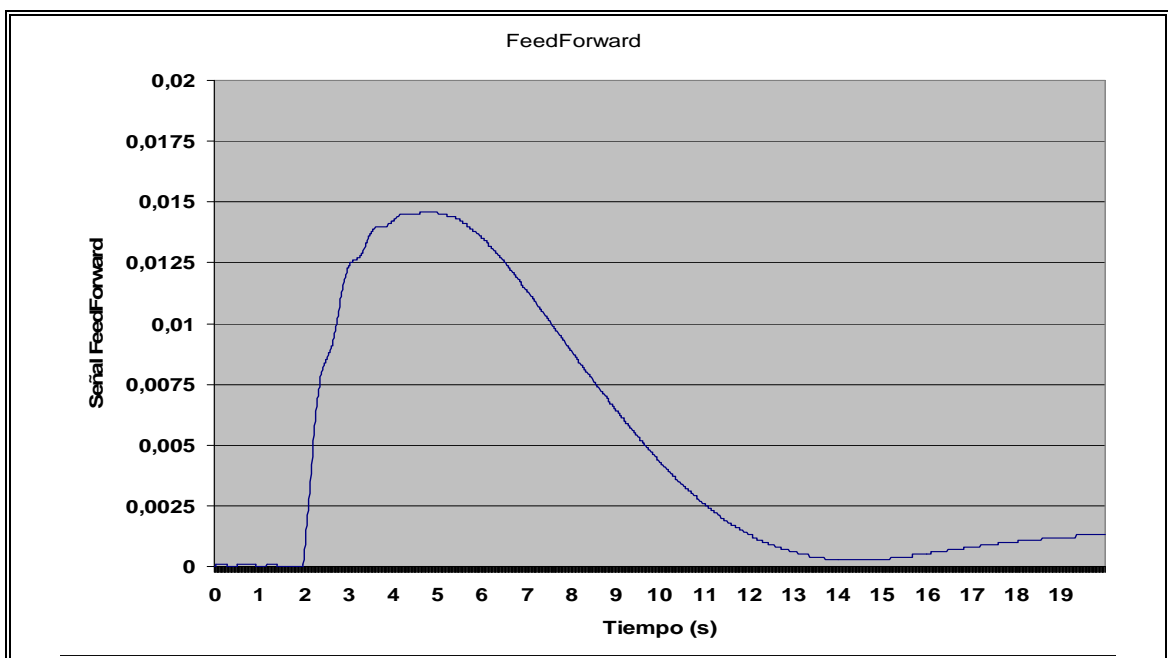


Figura 5.19: Señal de Control Feed-Forward

Tabla 5-3: Tabla Estadística Comparación Caso Base en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Control “FeedForward”

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,1171	0,1242	0,0418
<i>P.Mecánica</i>	2,3589	2,3123	2,3529
<i>Frecuencia</i>	-0,3509	-0,3864	-0,3544
<i>Combustible</i>	2,6030	2,5403	2,6817
<i>Aire</i>	2,2051	1,9980	2,4976

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0692	1,0694	1,0436
<i>P.Mecánica</i>	0,8939	0,9035	0,8901
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	0,9128	0,9154	0,9078
<i>Aire</i>	0,9020	0,8998	0,9184

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9963	0,9975	0,9901
<i>P.Mecánica</i>	0,7487	0,7487	0,7487
<i>Frecuencia</i>	0,9780	0,9732	0,9789
<i>Combustible</i>	0,7493	0,7493	0,7493
<i>Aire</i>	0,7493	0,7494	0,7495

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	5,9400	6,0300	4,2400
<i>Temperatura</i>	17,8600	18,0500	13,0900
<i>P.Mecánica</i>	11,4340	16,3500	7,5120
<i>Frecuencia</i>	8,7760	15,2760	5,2680

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9992	0,9992	0,9998
<i>P.Mecánica</i>	0,8901	0,8901	0,8901
<i>Frecuencia</i>	0,9791	0,9791	0,9794
<i>Combustible</i>	0,9032	0,9029	1,1000
<i>Aire</i>	0,8984	0,8981	0,8969

Comparando el desempeño del regulador de velocidad con la inclusión de feed forward usando distintas configuraciones de los parámetros K_pT y K_iAir , se

obtienen las mismas formas de onda para la potencia mecánica, frecuencia y temperatura. La única diferencia apreciable es la respuesta del control de temperatura, que para el caso de $KpT = \text{HIGH}$ alcanza un nivel menor (lo que implica mayor acción del controlador), pero no lo necesario para llegar a regular el flujo de combustible. Si llegara a ocurrir una perturbación que involucre mayor cambio en la potencia mecánica, con esta configuración, el control de temperatura tomaría el control del flujo de combustible antes que las otras configuraciones (si es que lo hicieran) para disminuir la temperatura de salida de los gases. Sin embargo, con la inclusión del regulador “feed forward” la temperatura aumenta hasta un valor menor y el control de aire lleva la temperatura dentro de los valores límites antes que el control de temperatura disminuya y se convierta en la señal de menor valor. Por lo tanto, la regulación del flujo de combustible se realiza íntegramente por la acción del “gobernador de velocidad”, cuya configuración es igual para todos los esquemas, con lo cual la señal de potencia mecánica será la misma así como la frecuencia y temperatura.

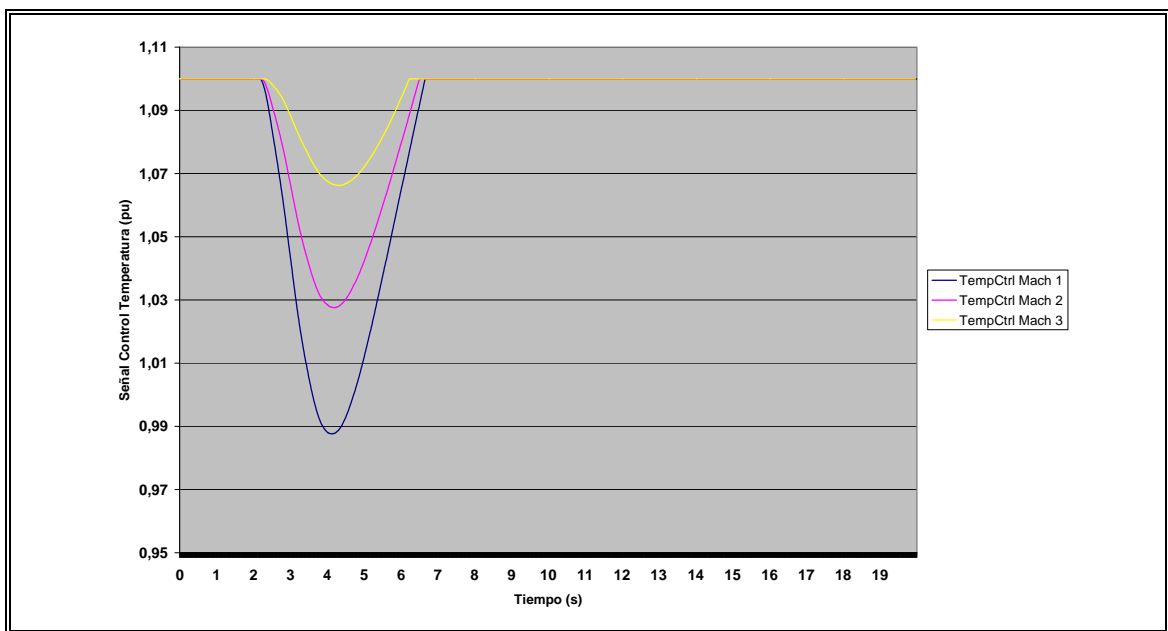


Figura 5.20: Control de Temperatura Feed-Forward Distinta Configuración de Parámetros

Tabla 5-4: Tabla Estadística Tres Casos de Estudio en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Control Feed-Forward

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,0418	0,0418	0,0418
<i>P.Mecánica</i>	2,3529	2,3529	2,3529
<i>Frecuencia</i>	-0,3544	-0,3544	-0,3544
<i>Combustible</i>	2,6817	2,6817	2,6748
<i>Aire</i>	2,4976	2,4976	2,5006

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0436	1,0436	1,0436
<i>P.Mecánica</i>	0,8818	0,8901	0,8901
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	0,9078	0,9078	0,9078
<i>Aire</i>	0,9184	0,9184	0,9184

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9901	0,9901	0,9901
<i>P.Mecánica</i>	0,7487	0,7487	0,7487
<i>Frecuencia</i>	0,9789	0,9789	0,9789
<i>Combustible</i>	0,7493	0,7493	0,7493
<i>Aire</i>	0,7495	0,7495	0,7495

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,2400	4,2400	4,2400
<i>Temperatura</i>	13,0900	13,0900	13,2700
<i>P.Mecánica</i>	7,5120	7,5120	7,5120
<i>Frecuencia</i>	5,2680	5,2680	5,2680

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9998	0,9998	0,9998
<i>P.Mecánica</i>	0,8901	0,8901	0,8901
<i>Frecuencia</i>	0,9794	0,9794	0,9794
<i>Combustible</i>	0,9028	0,9028	1,1000
<i>Aire</i>	0,8969	0,8969	0,8969

5.4 Control Mixto

Una vez observado el desempeño que se obtiene al incluir las modificaciones a los controladores, las ventajas y desventajas para cada caso, se mostrará el resultado de las simulaciones al incluir ambas modificaciones simultáneamente y compararlas a lo obtenido usando cada configuración por separado y, para el caso de un controlador convencional.

Primero realizaremos la comparación entre el modelo usando sólo estatismo dinámico, el modelo usando sólo control “feed-forward” y finalmente el control mixto, usando los parámetros del caso base.

Los parámetros se definen:

Caso 1: $K_{pT} = \text{MID (Base)}$ + ESTATISMO DINÁMICO
 $K_{iAir} = \text{SLOW}$

Caso 2: $K_{pT} = \text{MID(Base)}$ + CONTROL “Feed-Forward”
 $K_{iAir} = \text{SLOW}$

Caso 3: $K_{pT} = \text{MID (Base)}$ + ESTATISMO DINÁMICO
 $K_{iAir} = \text{SLOW}$ + CONTROL “Feed-Forward”

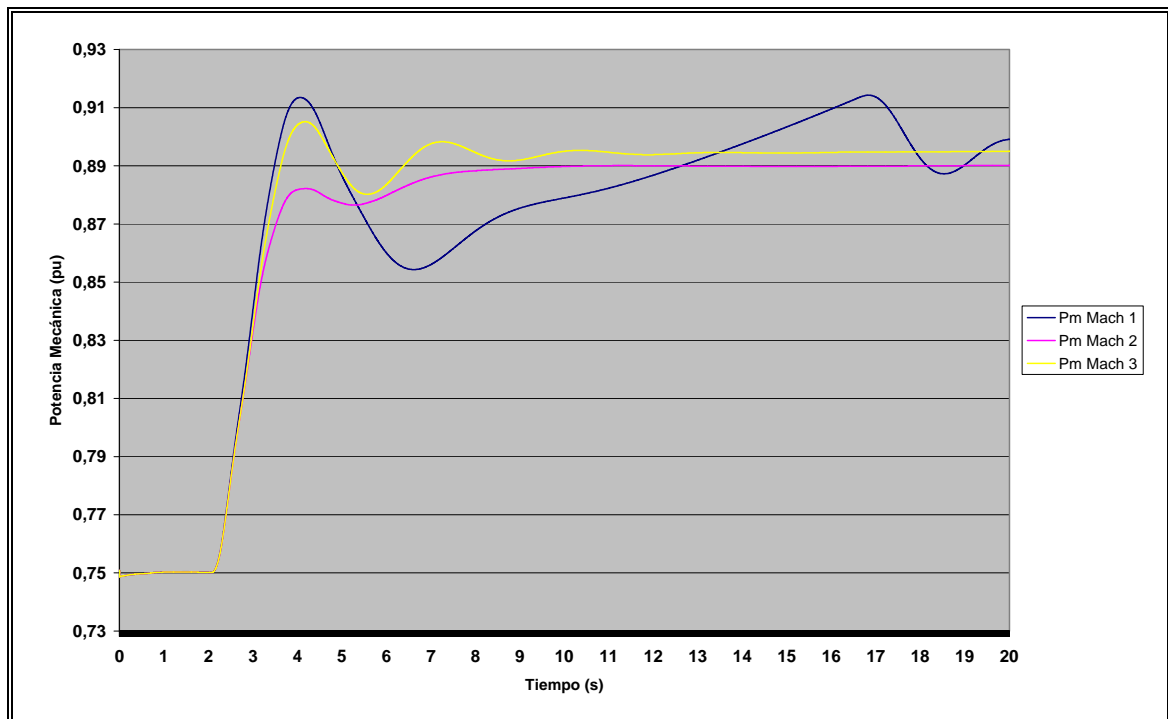


Figura 5.21: Potencia Mecánica Estatismo Dinámico – Feed Forward – Control Mixto

Vemos que la señal de potencia (Figura 5.21) usando ambas modificaciones simultáneamente (Control Mixto) corresponde a una señal “intermedia”, en la cual el “máximo” alcanzado en su primer “swing” se encuentra entre los niveles alcanzados por las configuraciones actuando independientemente. Además, alcanza también un valor intermedio de la señal en régimen permanente, con una pequeña oscilación amortiguada en torno a su valor de régimen permanente.

La temperatura (Figura 5.22) alcanza un valor máximo muy similar al obtenido usando sólo control “feed forward” del aire, con una diferencia menor al 0,4 %, y una diferencia en el tiempo de estabilización menor a un cuarto de segundo con lo que se logra un control de la temperatura muy eficaz y muy cercano al “óptimo” simulado.

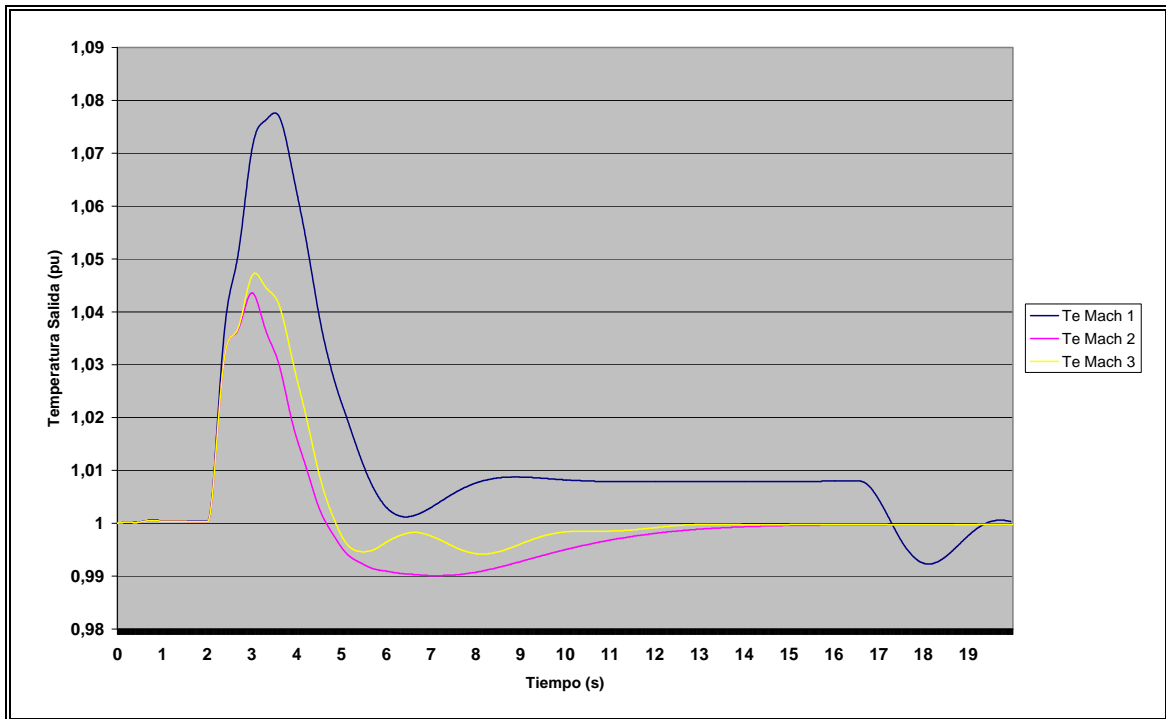


Figura 5.22: Temperatura Gases Estatismo Dinámico – Feed Forward – Control Mixto

En la figura 5.23, nos damos cuenta que la presencia del estatismo o ganancia dinámica permite disminuir la caída de la frecuencia frente a una perturbación (el mínimo alcanzado mejora en comparación a ambos casos), así como el nivel en régimen permanente obtenido después de la perturbación, igualándose al obtenido para el caso de estatismo dinámico. Observamos que al momento que sube la temperatura sobre el nivel máximo y el control de temperatura toma el control del flujo de combustible, usando sólo estatismo dinámico no es posible controlar la ganancia, y la frecuencia decae hasta el mismo nivel que sin la inclusión de la ganancia dinámica, la cual corresponde a su nivel mínimo. Es ahí donde entra el control “feed-forward” de aire, que permite accionar sobre la temperatura e indirectamente sobre el control de temperatura. Al incluir este control, se observa que la frecuencia mantiene el mismo nivel que el obtenido con la ganancia dinámica, sin presentar esa caída tan brusca al momento de accionar el control de temperatura, ya que consigue que la temperatura alcance un valor menor y, por

ende, menor tiempo de acción del control de temperatura. Si observamos la tabla estadística, vemos que el error integral de la frecuencia disminuye un 16,7% con respecto al mejor de los restantes casos, y que el valor mínimo mejora en un 0,4%.

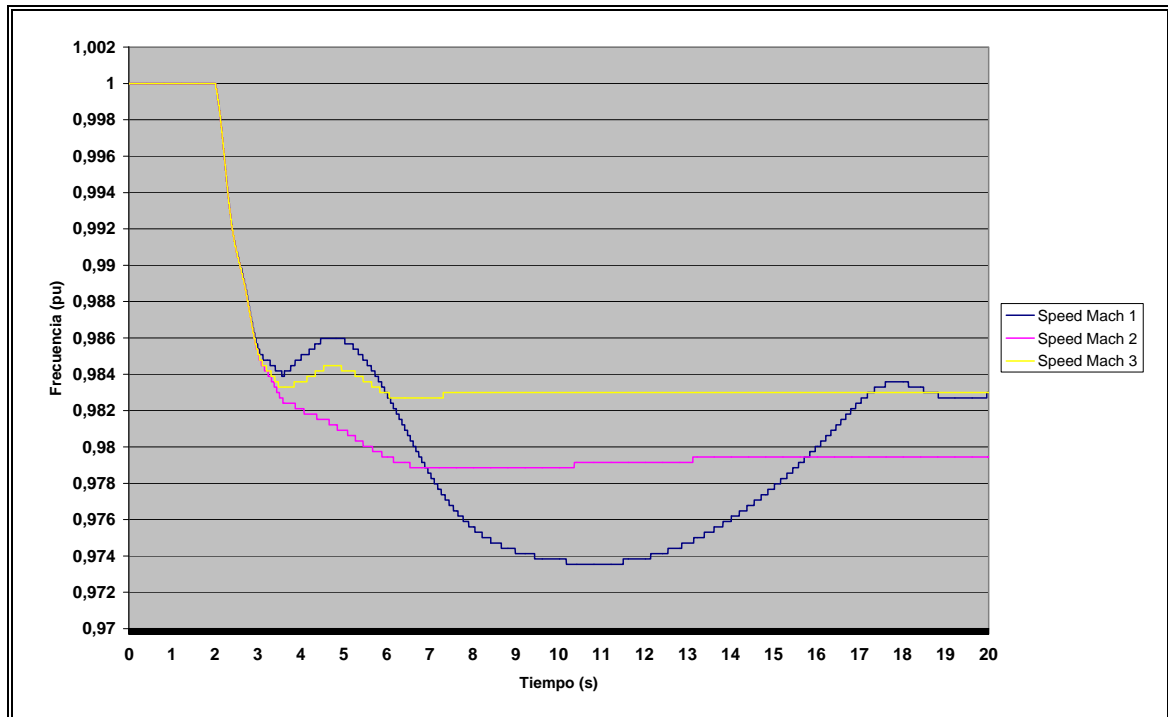


Figura 5.23: Frecuencia Sistema Estatismo Dinámico – Feed Forward – Control Mixto

El flujo de aire (Figura 5.24) se mantiene muy parecido a obtenido para el caso de control “feed-forward”, aunque el nivel máximo es menor, lo cual es beneficioso para la central de ciclo combinado. Además el nivel final alcanzado es mejor, con lo cual mejoran las condiciones en la cámara de combustión.

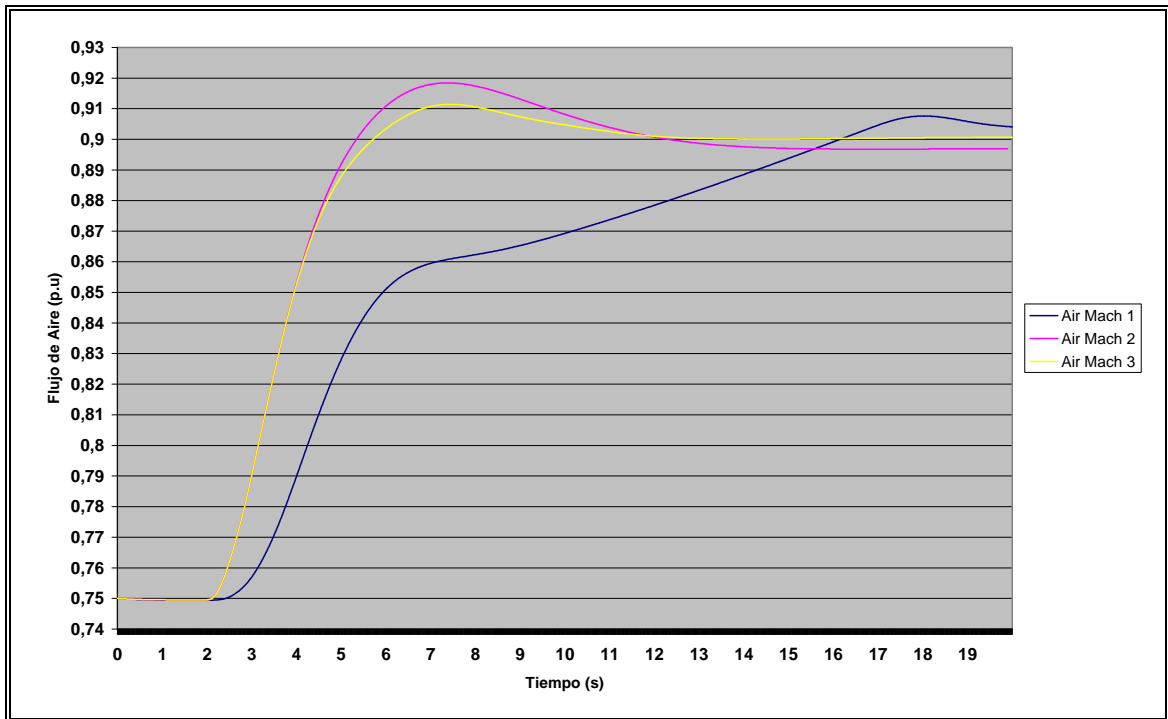


Figura 5.24: Flujo de Aire Estatismo Dinámico – Feed Forward – Control Mixto

Como se puede observar, usando el control mixto es posible obtener las ventajas de cada uno de los controles seleccionados y compensando las desventajas producidas. Con esta configuración es posible obtener mejores niveles de frecuencia, pero sin producir esfuerzos térmicos excesivos en la turbina. Los resultados obtenidos se resumen en la Tabla 5.5.

Tabla 5-5: Tabla Estadística Caso Base en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Estatismo Dinámico, Control “FeedForward” y Control Mixto

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,1273	0,0418	0,0552
<i>P.Mecánica</i>	2,3697	2,3529	2,4612
<i>Frecuencia</i>	-0,3641	-0,3544	-0,2951
<i>Combustible</i>	2,5827	2,6817	2,7293
<i>Aire</i>	2,0299	2,4976	2,4848

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0776	1,0436	1,0473
<i>P.Mecánica</i>	0,9133	0,8901	0,9052
<i>Frecuencia</i>	1,0000	1,0000	1,0000
<i>Combustible</i>	0,9241	0,9078	0,9202
<i>Aire</i>	0,9076	0,9184	0,9114

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,9923	0,9901	0,9942
<i>P.Mecánica</i>	0,7487	0,7487	0,7487
<i>Frecuencia</i>	0,9735	0,9789	0,9827
<i>Combustible</i>	0,7493	0,7493	0,7493
<i>Aire</i>	0,7494	0,7495	0,7495

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	5,5400	4,2400	4,4800
<i>Temperatura</i>	19,1900	13,0900	11,7400
<i>P.Mecánica</i>	19,5440	7,5120	9,2020
<i>Frecuencia</i>	16,7920	5,2680	5,2640

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,0004	0,9998	0,9998
<i>P.Mecánica</i>	0,8991	0,8901	0,8950
<i>Frecuencia</i>	0,9830	0,9794	0,9830
<i>Combustible</i>	0,9080	0,9028	1,0050
<i>Aire</i>	0,9042	0,8969	0,9007

Finalmente, haremos la comparación entre el control mixto obtenido y el caso base usando controladores convencionales.

Caso 1: $K_p T = \text{MID (Base)}$

$K_i \text{Air} = \text{FAST}$

Caso 2: $K_p T = \text{MID (Base)}$

$K_i \text{Air} = \text{SLOW}$

Caso 3: $K_p T = \text{MID (Base)}$ + CONTROL MIXTO

$K_i \text{Air} = \text{SLOW}$

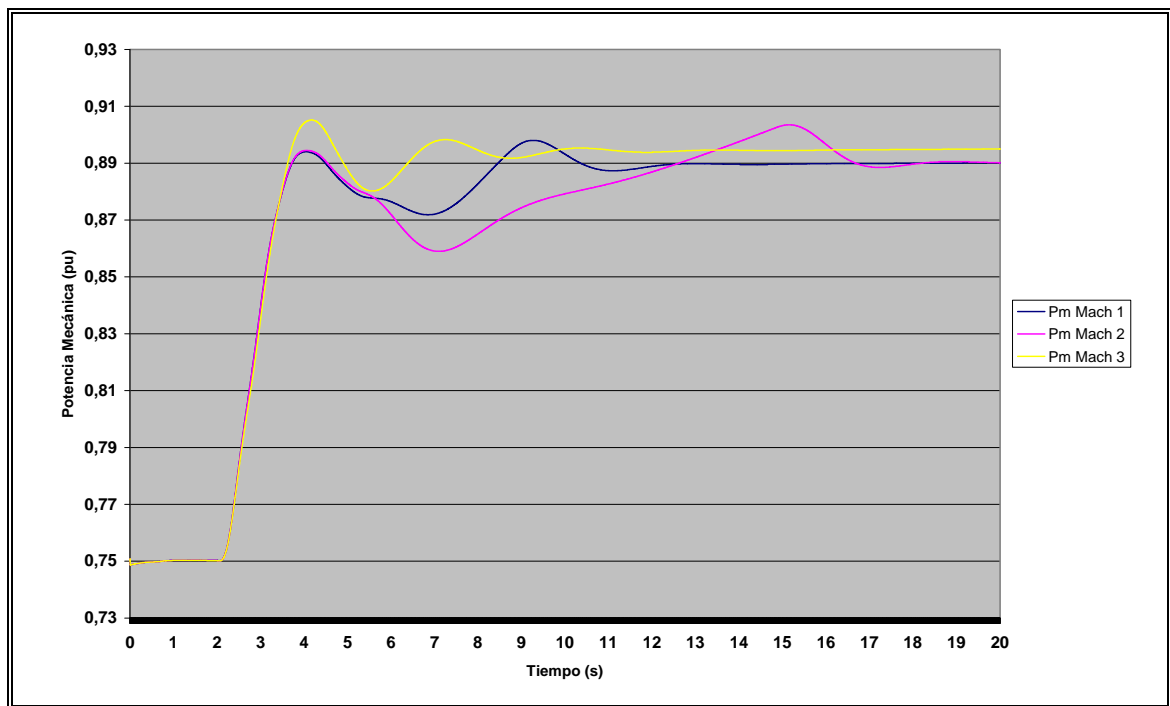


Figura 5.25: Potencia Mecánica Comparación Caso Base Usando Control Mixto

Si observamos la señal de potencia (Figura 5.25), podemos notar que alcanza un valor máximo mayor que el caso convencional y que el nivel mínimo del primer swing también es mayor que ambos casos en comparación. El tiempo de

estabilización es menor en 2,23 segundos que el mejor caso y además el nivel de estabilización final es mayor en un 0,7%. El nivel de oscilación presente en la señal disminuye lo que produce menor estrés mecánico en la unidad.

La señal de temperatura (Figura 5.26) también mejora, disminuyendo en un 2,2% el nivel máximo de temperatura alcanzado, el error integral mejoró en un 53% con respecto al mejor caso y el tiempo para disminuir la temperatura bajo el nivel máximo se redujo en 1,5 segundos. Finalmente el tiempo de estabilización bajó en 6,72 segundos.

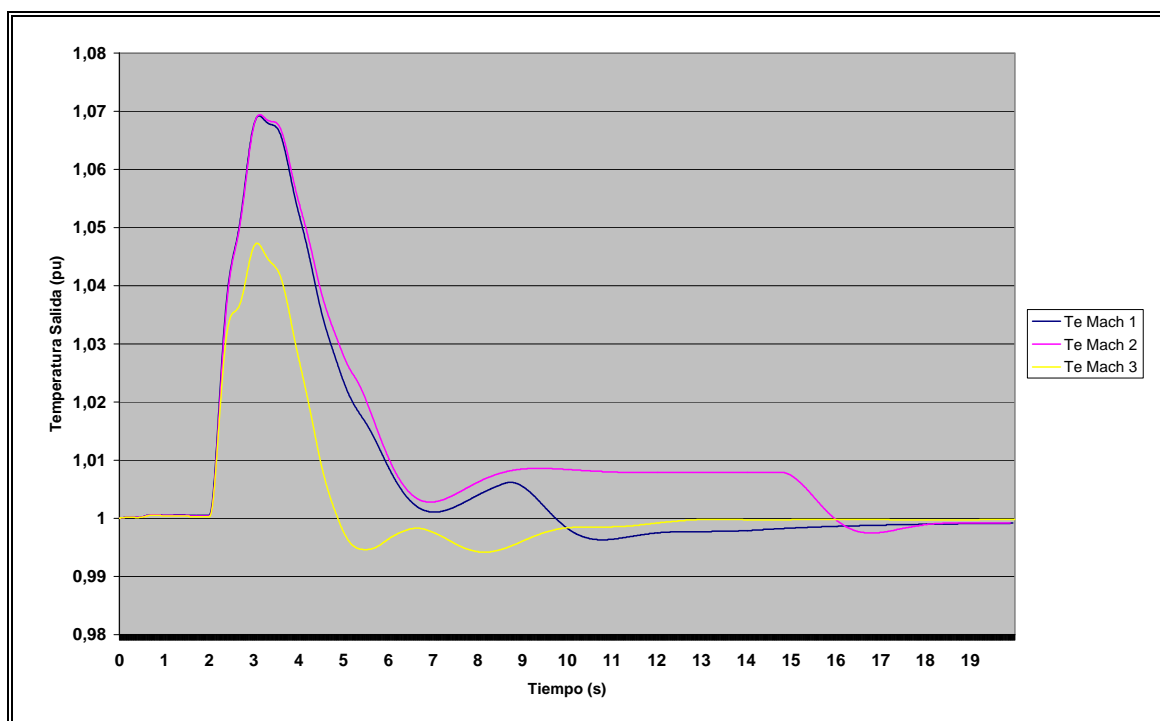


Figura 5.26: Temperatura de Gases Comparación Caso Base Usando Control Mixto

La frecuencia (Figura 5.27) también mejoró usando control mixto en el regulador de velocidad. El error integral disminuyó en un 16% con respecto al mejor caso y su valor mínimo aumento en un 0,5% y un 1% (16,6% y 33,3% respectivamente con respecto al valor límite de 3%). Su tiempo de estabilización bajó en 3,52

segundos y su valor final de estabilización mejoró en un 0,4%. Además se observa que la señal obtenida es menos oscilatoria y la diferencia entre el valor mínimo alcanzado y su valor final es mínima.

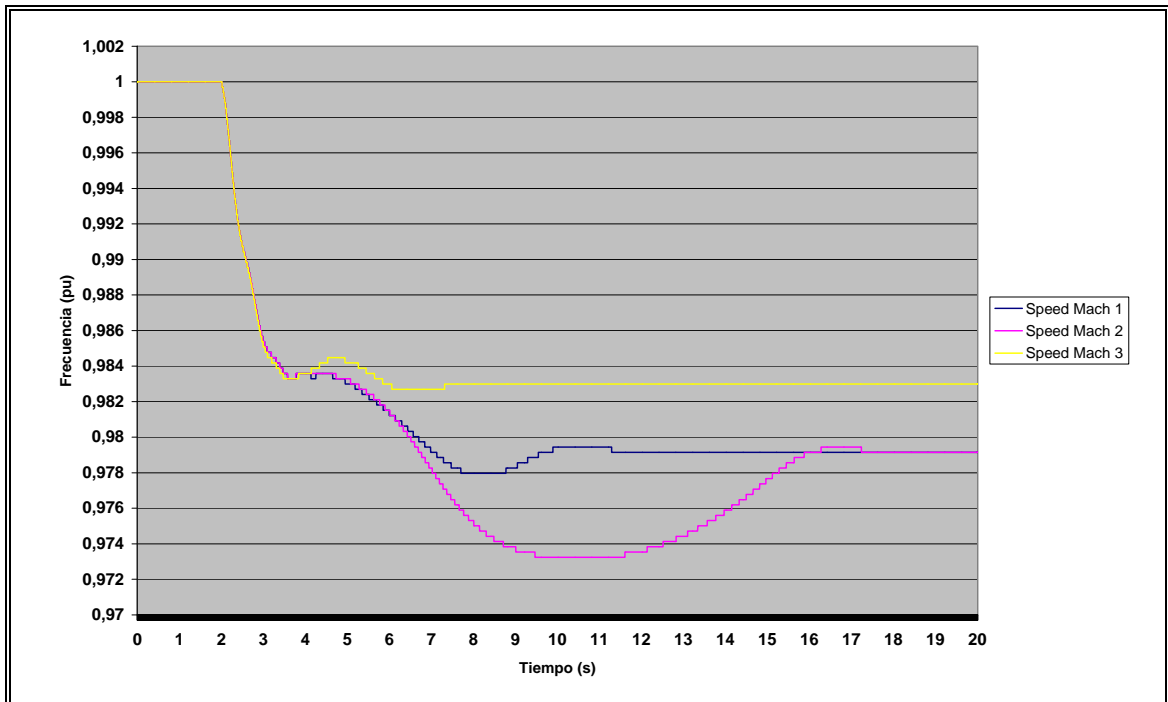


Figura 5.27: Frecuencia del Sistema Comparación Caso Base Usando Control Mixto

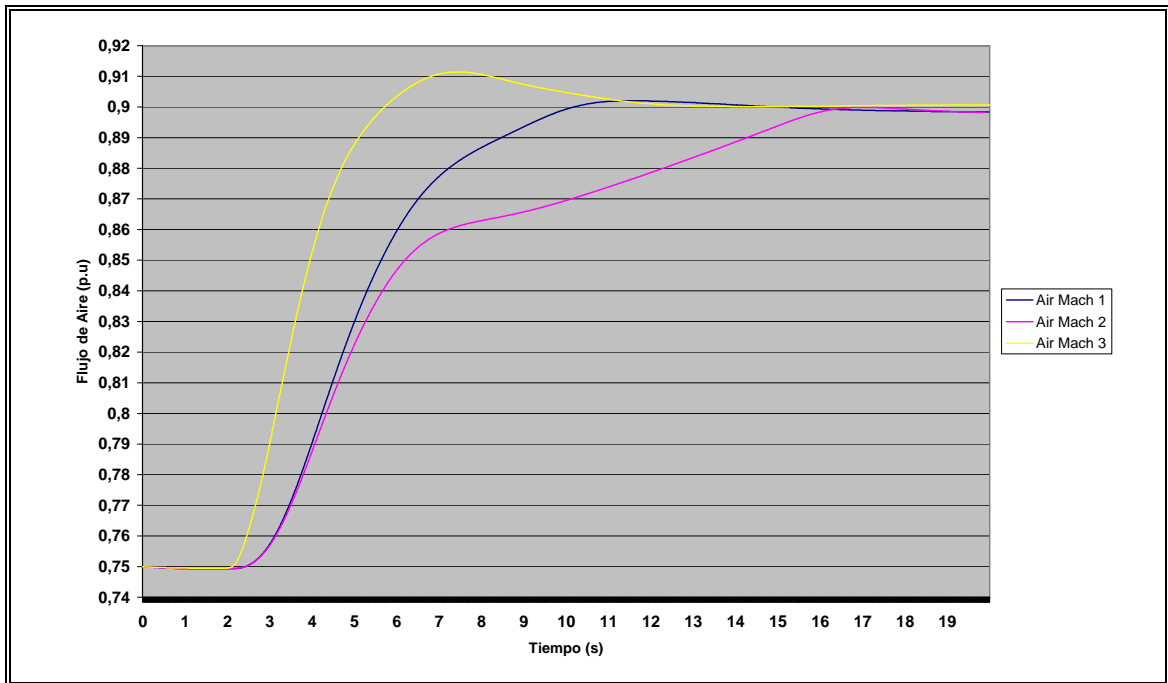


Figura 5.28: Flujo de Aire Comparación Caso Base Usando Control Mixto

El flujo de aire (Figura 5.28) se observa que posee una forma de onda similar al caso 1, con la diferencia que alcanza un valor máximo mayor ya que empieza a aumentar antes, retrasando e incluso evitando el momento en que el control de temperatura actúa regulando el flujo de combustible. Esto permite que se establezca antes, pero con un nivel de temperatura menor que el caso convencional. La Tabla 5.6 entrega los resultados estadísticos obtenidos para la simulación anterior.

Tabla 5-6: Tabla Estadística Comparación Caso Base en Sistema de 14 Barras para Mínimo Control de Aire usando Control Mixto

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,117	0,124	0,055
<i>P.Mecánica</i>	2,359	2,312	2,461
<i>Frecuencia</i>	-0,351	-0,386	-0,295
<i>Combustible</i>	2,603	2,540	2,729
<i>Aire</i>	2,205	1,998	2,485
Máximo(p.u)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,069	1,069	1,047
<i>P.Mecánica</i>	0,898	0,904	0,905
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	0,913	0,915	0,920
<i>Aire</i>	0,902	0,900	0,911
Mínimo(p.u)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,996	0,998	0,994
<i>P.Mecánica</i>	0,749	0,749	0,749
<i>Frecuencia</i>	0,978	0,973	0,983
<i>Combustible</i>	0,749	0,749	0,749
<i>Aire</i>	0,749	0,749	0,750

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	5,940	6,030	4,480
<i>Temperatura</i>	17,860	18,050	11,740
<i>P.Mecánica</i>	11,434	16,350	9,202
<i>Frecuencia</i>	8,776	15,276	5,264

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,999	0,999	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,890	0,890	0,895
<i>Frecuencia</i>	0,979	0,979	0,983
<i>Combustible</i>	0,903	0,903	1,100
<i>Aire</i>	0,898	0,898	0,901

Otras simulaciones relevantes se presentan en el Anexo D.

5.5 Observaciones y Comentarios Finales

Haciendo un análisis general, es posible destacar que existe una mejoría en los niveles de frecuencia alcanzados entre el caso base con control convencional con respecto a el modelado con la inclusión del estatismo dinámico. Mejora el valor de error integral obtenido y, mejora aún más si se modifican los parámetros para obtener una configuración que le dé mayor importancia al control de la frecuencia. Los valores de estabilización finales mejoran en 0,4%, valor que si es comparado con el 3% máximo permitido para la desviación de frecuencia según la NT-SyCS, corresponde a un 13,3%. Sin embargo, como habíamos concluido en el capítulo anterior, una mejoría en la señal de frecuencia tiene como consecuencia que la temperatura de los gases en la turbina aumente en un 0,7%, aunque el error integral se mantiene igual y el tiempo para llevar la temperatura bajo el nivel permitido disminuye. De acuerdo a esto, es necesario buscar un método para disminuir los niveles de temperatura alcanzados frente a cambios en la frecuencia, y esto se logra con el control “feed-forward” del flujo de aire.

La inclusión del control “feed-forward” para el control de aire mejoró significativamente la respuesta de la unidad de ciclo combinado frente a una perturbación del sistema. El valor máximo alcanzado por la temperatura bajó en un 2,56% y el error integral de la temperatura disminuyó en un 64%, mientras que el error para la frecuencia aumentó menos de un 1%, e incluso su valor mínimo mejoró en un 0,6% y su valor de estabilización final también aumentó. Finalmente los tiempos de estabilización disminuyeron para todas las variables, observando una mejoría general del desempeño de la unidad.

Gracias al control “feed-forward” es posible disminuir los niveles de temperatura, por lo que se procedió a unir ambas propuestas de mejoramiento a los controles y formar un control mixto, con estatismo dinámico y control “feed-forward”.

Observando los resultados de las simulaciones es posible darse cuenta que el control mixto obtenido mejora sustancialmente la respuesta de la central de ciclo combinado frente a una perturbación del sistema, mejorando los niveles de

operación de la frecuencia y de temperatura, e indirectamente los niveles de operación de la potencia mecánica, flujo de combustible, flujo de aire, presión en compresor.

6 CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

En esta Tesis se ha presentado un estudio de controladores de unidades de ciclo combinado enfocado al mejoramiento de su respuesta dinámica, manteniendo las condiciones termodinámicas apropiadas en la central. Esto se realizó mediante una investigación de los modelos utilizados frecuentemente en la literatura técnica internacional, para el estudio de las dinámicas de los ciclo combinados ante perturbaciones en los Sistemas Eléctricos de Potencia. A estos modelos se les ha realizado una evaluación de desempeño bajo distintas configuraciones de diseño y parámetros, obteniendo una aproximación de la respuesta dinámica de las centrales de ciclo combinado bajo distintos esquemas de operación. Con la información resultante se proponen modificaciones a los controles del regulador de velocidad que mejoren la respuesta dinámica de la máquina.

Como herramienta de trabajo de modelado y simulaciones de operación dinámica de plantas de ciclo combinado se ha utilizado los programas “Matlab” con su aplicación “Simulink”, y además el software “InterPSS” con licencia libre GNU.

Durante el desarrollo de la Tesis se estudió una gran variedad de modelos de ciclos combinados, con mayor o menor complejidad, observando sus características, identificando las ventajas y desventajas junto con la influencia de diversos parámetros y variables en cada uno de estos modelos, para que a través de un proceso secuencial se llegara finalmente a proponer un nuevo modelo (modelo llamado mixto que integra diversas propiedades de las principales variables controladas) y con el cual se realizaron las simulaciones finales.

Este nuevo modelo propuesto se estudió bajo distintos escenarios y condiciones de operación. Se simuló primero en un sistema simple de máquina conectada a barra infinita, sistema en el cual se realizaron las pruebas para seleccionar los parámetros a utilizar en las sucesivas simulaciones, logrando definir distintos tipos de configuraciones de acuerdo a la importancia relativa que tenía el control sobre una variable en particular. Una configuración enfatizaba al control de la temperatura en la turbina, mientras que

otra configuración le daba mayor importancia a evitar las excursiones de frecuencia en el sistema. De acuerdo a este estudio, se pudo concluir que el mejoramiento de una variable, como la temperatura, afectaba negativamente el desempeño en el control de otra variable, como la frecuencia. Por lo tanto, usando los modelos de control convencionales no es posible mejorar el control de una variable sin desmejorar la calidad en el control de otra, teniendo que lograr una configuración intermedia que en cierta medida trata de minimizar la perturbación de las variables de interés.

Una vez conocido el comportamiento de los modelos convencionales, se probó el modelo en un sistema eléctrico de mediano tamaño de 14 barras y se comprobó que su comportamiento y desempeño se mantenía con respecto al caso anterior. Finalmente se propuso y evaluó a través de simulaciones dos métodos que permiten mejorar el desempeño dinámico de la unidad frente a alguna contingencia del sistema.

El primero de ellos es el estatismo dinámico, el cual permite mejorar la señal de frecuencia del sistema disminuyendo las excursiones y mejorando los niveles finales de estabilización después de ocurrida la perturbación. Esto se logra creando una banda de control de frecuencia, permitiendo que en situaciones donde existe mayor desviación de frecuencia, la unidad de ciclo combinado pueda responder con mayor potencia entregada y mejorar los niveles de excursión de la frecuencia. Con la inclusión de este modelo se pudo concluir que los niveles de frecuencia mejoraron con respecto al caso convencional pero, sin embargo, los niveles de frecuencia obtenidos al momento en que el control de temperatura regula el flujo de combustible se mantuvieron iguales, ya que el estatismo dinámico no influye en el comportamiento del control de temperatura. Debido a esto, se debe mejorar el control de temperatura y sus controles adicionales para mejorar en forma global la señal de frecuencia, y esto se logra con la segunda proposición de modificación.

Esta segunda proposición de modificación a los controladores corresponde al control del flujo de aire, al cual se le incluye un control “feed-forward” que permite evitar el retardo de la señal a las válvulas de aire y mejorar el control de temperatura durante una perturbación. El control utiliza como señal de entrada la desviación de frecuencia, y luego de pasar por bloques que filtran la señal, pasa finalmente por un

bloque compensador de fase que funciona como controlador y entrega una señal a la válvula de admisión del aire, “saltando” la acción del control de flujo de aire mediante la señal de temperatura. Este control se basa en el hecho que el comportamiento de la señal de temperatura frente a un cambio en la frecuencia es conocido (lo cual podría llamarse *perturbación conocida*) y que existe una realimentación del control, por lo tanto es posible realizar un control “feed-forward” sin provocar inestabilidad en el control. Con la inclusión del control “feed-forward”, se comprobó que los niveles de temperatura alcanzados durante una perturbación disminuyeron, disminuyendo la acción del control de temperatura en la regulación del flujo de combustible, con la cual fue posible mejorar los niveles de frecuencia obtenidos anteriormente.

Finalmente, se incorporaron ambos controles en el modelo del regulador de velocidad de la unidad de ciclo combinado y se evaluó su desempeño. Se pudo comprobar que con este control mejoraron notablemente las señales de temperatura y frecuencia del sistema, tanto en los niveles alcanzados durante la perturbación, como en los valores finales de estabilización después de ocurrida la perturbación. Con la incorporación de este control mixto, es posible responder eficientemente frente a una perturbación del sistema manteniendo las condiciones de frecuencia exigidas por la NTSyCS y además las condiciones internas de la máquina principalmente evitando que sufra estrés térmico.

Entre los resultados específicos se logró mejorar el error en la señal de temperatura, disminuyendo su nivel máximo alcanzado durante una perturbación en más de un 2,5%. La frecuencia mejoró sobre un 0,4% en su valor de estabilización final, entregando una mayor holgura a la central de ciclo combinado para cumplir con la banda de 3% impuesta por la NTSyCS para la operación de la frecuencia del sistema.

Cabe señalar que el mejoramiento del regulador de velocidad incluyendo las modificaciones descritas anteriormente, se realizó con especial precaución de mantener las variables principales dentro de sus márgenes seguros de operación, durante y después de ocurrida una perturbación en el sistema. Estas limitaciones incluyen a los controles del flujo de aire, principalmente para regular los niveles de presión en cada etapa de la turbina.

En términos generales, de la Tesis se podrían resumir las siguientes conclusiones:

La creciente incorporación de los ciclos combinados en el campo de generación de energía eléctrica, acentúa la necesidad de conocer sus dinámicas y respuestas ante perturbaciones, no sólo para mantener un estado de operación óptimo en el sistema, sino que también en la central. Las diferencias existentes en la tecnología de ciclos combinados, exige el modelado de cada unidad en forma independiente, incluyendo las características propias de cada uno para asegurar una respuesta ajustada a la realidad.

La operación de los reguladores de velocidad y su adecuada respuesta ante perturbaciones, es de alta importancia para asegurar una operación estable y segura del sistema eléctrico. Además un mejoramiento en su desempeño durante una perturbación del sistema, permite convertir a las centrales de este tipo en un apoyo real y robusto a las centrales Hidroeléctricas, especialmente cuando éstas deben participar en la ejecución de los servicios complementarios de regulación de frecuencia, el cual cabe señalar debe ser remunerado considerando entre otros factores el desempeño dinámico del conjunto turbina-regulador de velocidad.

En el desarrollo de esta Tesis, se probó que mediante la incorporación de modificaciones a los bloques de control pertenecientes al Regulador de Velocidad, es posible mejorar la respuesta dinámica de una planta de ciclo combinado, mejorando el desempeño global del sistema, mejorando las condiciones de operación tanto de la unidad de ciclo combinado y de esta forma cumplir de mejor forma o con más holgura con los límites exigidos por la NT-SyCS, así como del logro de un mejor estado final de operación del sistema eléctrico. El objetivo general propuesto en esta Tesis de mejorar la respuesta dinámica de la unidad se logró en un sistema de 14 barras (IEEE-14 bus) que si bien es de pequeño tamaño en comparación a los grandes sistemas de potencia como el Sistema Interconectado Central, sin embargo cuenta con toda la generalidad en sus componentes y topología para probar los objetivos de esta investigación. En efecto, a través de la respuesta dinámica observada en las variables principales de la unidad generadora (potencia mecánica, frecuencia del sistema) y de sus variables de control (inyección de combustible, flujo de aire, de temperatura) para cada una de las mejoras simuladas en los controladores

de la unidad generadora de ciclo combinado se comprobó que los objetivos planteados se alcanzaron en forma plena a través de un proceso secuencial que fue incorporando mejoras en los controladores en base a la captura de las variables y parámetros que mejoraban la respuesta dinámica de la central de ciclo combinado.

Ciertamente, agregando los medios de control adecuados pertenecientes a la familia de los FACTS (entre ellos SVC como se demostró en esta tesis) permite lograr respuestas dinámicas sustancialmente mejores que en aquellos sistemas donde no se les utiliza y, por ende, permite asegurar un cumplimiento más eficiente (desde todo punto de vista) de las normativas vigentes.

La importancia de la propuesta que se desarrolla y evalúa, sobre la modificación de controladores que se realiza en esta Tesis, se basa especialmente en la verificación del cumplimiento de las normativas técnicas vigentes establecidas a nivel nacional sobre procesos dinámicos de unidades generadoras entre ellos unidades hidráulicas, térmicas a vapor, térmicas a gas o ciclos combinados.

A partir del trabajo desarrollado en esta Tesis para los futuros trabajos se pueden sugerir investigaciones en las siguientes direcciones:

Modificaciones al control de temperatura, específicamente al límite máximo de operación. Al estar este control en su límite máximo (1,1 p.u), cuando la unidad se encuentra trabajando a nivel de carga alta y se produce una perturbación, el control de temperatura toma menos tiempo en regular el flujo de combustible que la misma unidad operando a un nivel menor, ya que necesita integrar negativamente durante mayor tiempo, lo que posibilita que la temperatura aumente mucho más por sobre el nivel permitido. Para mejorar esto se propone modificar el control de temperatura para que su límite máximo sea dinámico y se adapte al nivel de carga actual de la máquina. Con ello, a menor nivel de carga, el límite máximo se hace menor y por lo tanto, menor el tiempo que demora en reducir la señal de control y por ende el flujo de combustible, evitando excursiones mayores en la temperatura. La misma proposición de modificación se podría aplicar al control de aceleración.

Desarrollar estudios de estabilidad transitoria y operación dinámica de sistemas eléctricos de potencia en los cuales interactúan unidades de ciclo combinado y dispositivos de control externos tales como controladores tipo FACTS (SVC, TCSC, UPFC) en los cuales se pueden integrar POD (Power Oscillation Damping), y observar sus respuestas frente a una perturbación. Se podrían generar mecanismos de sintonización de los parámetros basados en PMU (Phasor Measurement Units) para mejorar la respuesta global del sistema eléctrico.

BIBLIOGRAFIA

Anderson, P., Fouad, A. (2002), Combustion Turbine and Combined-Cycle Power Plants, *Power System Control and Stability* (2a.ed., pp.513-528), Portland, John Wiley & Sons.

Bagnasco, A., Delfino, B., Denegri, G.B., Massuco, S. (1998), Management and Dynamic Performances of Combined Cycle Power Plants During Parallel and Islanding Operation, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 13, 194-201.

Chan, K. , Ariffin, A.E., Chew, Y.C. , Lin, C., Ye, H. (2004), Validated Combined-Cycle Power Plant Model for System and Station Performance Studies, *International Conference on Power System Technology*, Singapore.

Chilvers, I.M., Milanovic, J.V. (2002), Transient Analysis of a Combined Cycle Power Plant (CCGT) Connected Directly to Distribution Network, *Power System Management and Control*, 488, 461-466.

Hannet, L.N., Khan, A (1993), Combustion Turbine Dynamic Model Validation from Tests, *IEEE Transactions on Power Systems*, 8, 152-158.

Hannet, L.N., Feltes, J.W. (2001), Testing and Model Validation for Combined-Cycle Power Plants, *Power Engineering Society Winter Meeting*, 2, 664 – 670.

Hajagos, L.M., Berube, G.R (2001), Utility Experience with Gas Turbine Testing and Modeling, *IEEE Power Engineering Society Winter Meeting*, Ohio.

Horne, J., Flynn, D., Littler, T. (2004), Frequency Stability Issues for Islanded Power Systems, *Power Systems Conference and Exposition*, 1, 299 – 306.

Kakimoto, N., Baba, K (2003), Performance of Gas Turbine-Based Plants During Frequency Drops”, *IEEE Transactions on Power Systems*, 18, 1110-1115.

Kiat Yee, S., Hughes, F.M., Milanovic, J.V. (2007), Comparative Analysis and Reconciliation of Gas Turbine Models for Stability Studies, *Power Engineering Society General Meeting*, 1, 1-8.

Kodsi, S.K.M., Cañizares, C.A (2003), Modeling and Simulation of IEEE 14 Bus System with FACTS Controllers, Technical Report 2003-3, University of Waterloo.

Kunitomi, K., Kurita, A., Tada , Y., Ihara, S., Price, W.P., Richardson, L.M., Smith, G. (2003), Modeling Combined-Cycle Power Plant for Simulation of Frequency Excursions, *IEEE Transactions on Power Systems*, 18, 724-729.

Lalor, G., Ritchie, J., Flynn, D., O'Malley, M.J. (2005), The Impact of Combined-Cycle Gas Turbine Short-Term Dynamics on Frequency Control, *IEEE Transactions on Power Systems*, 20, 1456 – 1464.

Larsen, E., Swann, D. (1981), Applying Power System Stabilizers, Part I, Part II and Part III, *IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems*, PAS-100, 3017-3024.

Mansour, Y. (2000), Competition and System Stability- The Reward and the Penalty, *Proceedings of the IEEE*, 88, 228 – 234.

Nakic, G. (2003), *Simulación de Operación Dinámica de las Unidades Generadoras con Turbinas a Gas, Vapor y Ciclo Combinado*, Tesis de Magíster, Pontificia Universidad Católica de Chile, Santiago.

Nagpal, M., Moshref, A., Morison, G.K., Kundur, P. (2001), Experience with Testing and Modeling of Gas Turbines, *IEEE Power Engineering Society General Meeting Columbus*, Columbus, Ohio.

Ning, C.N., Lu, C.N. (2006), Effects of Temperature Control on Combined Cycle Unit Output Response, *IEEE Region 10 Conference*, 1, 1-4.

Ordys, A.W (1994), *Modelling and Simulation of Power Generation Plants*, Nueva York: Springer-Verlag.

Pourbeik, P.(2003), Modeling of Combined-Cycle Power Plants for Power System Studies, *Power Engineering Society General Meeting*, 3, 308- 1313.

Pereira, L., Kosterev, D., Davies, D., Patterson, S. (2004), New Thermal Governor Model Selection and Validation in the WECC, *IEEE Transactions on Power Systems*, 8, 517-523.

Ribera, I., Galván, D., Luengo, G. (2002), Modelado de Ciclos Combinados para su Utilización en Estudios Dinámicos de Sistemas de Potencia, *Anales de Mecánica y Electricidad*, 79, 16-24.

Rowen, W.I (1983), Simplified Mathematical Representations of Heavy-Duty Gas Turbines, *Journal of Engineering for Power*, 105, 865-869.

Susaki, S., Kawata, K., Sekoguchi, M., Goto, M. (2000), Mathematical Model for a Combined Cycle Plant and its Implementation in an Analogue Power System Simulator, *Power Engineering Society Winter Meeting*, 1, 416 – 421.

Zhang, Q., So, P.L. (2000), Dynamic Modelling of a Combined Cycle Plant for Power Systems Stability Studies, *Power Engineering Society Winter Meeting*, 2, 1538 – 1543.

ANEXOS

Anexo A : Ecuaciones Termodinámicas de Ciclo Combinado

1. Ecuaciones Termodinámicas Turbina a Gas

Extraídas del libro “*Modelling and Simulation of Power Generation Plants*” de Ordys.A.W (1994)

- Turbina a Gas

Etapas de Compresión

$$ma = \frac{\gamma_A}{\gamma_A - \left(\frac{\gamma_A - 1}{\eta_0}\right)}$$

Esta fórmula calcula la razón de calor específico obtenida para una eficiencia η_0 del compresor, para una razón de calor específico teórica γ_A .

$$X^{\frac{2}{ma}} - X^{\frac{ma+1}{ma}} - \frac{\eta_0 \cdot (ma-1) \cdot Wa^2}{2 \cdot ma \cdot \rho_A \cdot Pc_{IN} \cdot Ao^2} = 0$$

Esta fórmula calcula la razón de compresión X de un fluido de flujo Wa al pasar a través del compresor, con un área de entrada A_0 , y con un aire a presión Pc_{IN} y densidad ρ_A , con una eficiencia η_0 .

Obtenida la razón de compresión, la presión y temperatura de salida del aire se pueden calcular usando las relaciones termodinámicas del proceso adiabático.

$$Pc_{OUT} = X \cdot Pc_{IN}$$

$$Tc_{OUT} = Tc_{IN} \cdot X^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_0}}$$

La eficiencia del compresor se puede calcular sabiendo la razón de compresión a la que opera.

$$\eta_c = \left(1 - \frac{X^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - X^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot \eta_0}}}\right)$$

El cambio de entalpía durante el proceso se calcula:

$$dhi = C_{p_A} \cdot T_{c_{IN}} \cdot \left(X^{\frac{R_{AIR}}{C_{p_A}}} - 1\right)$$

Finalmente la potencia utilizada en el compresor depende del cambio de entalpía, el flujo de aire y de las eficiencias conseguidas durante el proceso.

$$P_c = \frac{W_a \cdot dhi}{\eta_c \cdot \eta_{TRANS}}$$

Esta potencia puede llegar a ser hasta un 50% de la potencia total generada, por ello se consiguen eficiencias tan bajas en las turbinas a gas.

Constantes

$$\eta_0 = 0,9$$

Eficiencia del compresor

$$A_o = 0,01 [m^2]$$

Área de salida del compresor

$$\eta_{TRANS} = 0,99$$

$$C_{p_A} = 1005 [J/(K \cdot Kg)]$$

Calor específico del aire

$$\Gamma = 1,23$$

Razón de calor específico 1,4 es el valor teórico,

1,23 es el valor real corregido

$$R_{AIR} = 287 [J/K \cdot Kg]$$

Constante específica del aire

Combustión

Para calcular la temperatura de salida de los gases, se utiliza equilibrio de energía y de masa en el bloque de combustión.

$$Tt_{IN} = \frac{Wa \cdot Cp_A \cdot (Tc_{OUT} - Tamb) + Ws_{IN} \cdot Cp_S \cdot (Ts_{IN} - Tamb) - Wf \cdot dh_{25} + Wg \cdot Cp_G \cdot Tamb}{Wg \cdot Cp_G}$$

donde W_A corresponde al flujo de aire, W_{SIN} corresponde al flujo de vapor en la cámara (usado para mantener los niveles de emisión en un rango seguro), T_{SIN} la temperatura del vapor, Wf corresponde al flujo de combustible y Wg corresponde al flujo de gas de salida de la cámara.

Idealmente, la combustión se debe producir sin cambio de presión (isobárico), pero en realidad existe un cambio de presión que se puede calcular como:

$$dP = Pc_{OUT} \cdot (k_1 + k_2 \cdot (\frac{Tt_{IN}}{Tc_{OUT}} - 1) \cdot Rcg \cdot (\frac{Wg}{Am \cdot Pc_{OUT}})^2 \cdot \frac{Tc_{OUT}}{2}$$

$$Pt_{IN} = Pc_{OUT} - dP$$

Los valores $k1$ y $k2$ son valores experimentales que dependen de la configuración y característica de la cámara de combustión. Am corresponde al área donde se produce la llama (que depende si es combustión anular o radial).

Finalmente la entalpía de los gases de salida en la cámara de combustión se calcula:

$$hT_{IN} = h_{ref} + Cp_G \cdot (Tt_{IN} - T_{ref})$$

La razón r nos entrega un indicador del nivel de emisiones de SOx y NOx en la cámara de combustión.

$$r = \frac{Ws_{IN}}{Wf}$$

Constantes

$$Cpa = 1005 [J/(K \cdot Kg)]$$

Calor específico del aire

$$Cpg = 1144 [J/(K \cdot Kg)]$$

Calor específico del gas de combustión

$$Cps = 2160 [J/(K \cdot Kg)]$$

Calor específico del vapor

$$Rair = 287 [J/(K \cdot Kg)]$$

Constante específica del aire

$$Rcg = 287 [J/(K \cdot Kg)]$$

Constante específica del gas de combustión

$$Am = 1 [m^2]$$

Área de salida tobera

$$h_{ref} = 1,2041 \cdot 10^6 [J/Kg]$$

Entalpía de referencia a Temperatura Nominal

$$dh_{25} = -4,0 \cdot 10^7 [J/Kg]$$

Cambio de entalpía necesaria para evaporación.

$$k1 = 1$$

constantes de proporcionalidad

$$k2 = 0,9345$$

$$T_{amb} = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (288,15 \text{ } ^\circ\text{K})$$

Turbina

$$mg = \frac{\gamma_G}{\gamma_G - \left(\frac{\gamma_G - 1}{\eta_T}\right)}$$

Al igual que el compresor, con esta fórmula se calcula la razón de calores específicos real, en función de su valor teórico y la eficiencia de la turbina.

$$\rho_G = \frac{Pt_{IN}}{Rcg \cdot Tt_{IN}}$$

ρ_G corresponde a la densidad del gas de entrada, en función de la presión y a temperatura de entrada.

$$X_T \frac{2}{mg} - X_T \frac{mg+1}{mg} - \frac{(mg-1) \cdot Wg^2}{2 \cdot mg \cdot \rho_G \cdot Pt_{IN} \cdot Ato^2} = 0$$

El cálculo de la razón de compresión utiliza la misma fórmula que la etapa de compresión ya que el proceso es el mismo (isentrópico)

$$Pt_{OUT} = X_G \cdot Pt_{IN}$$

$$Tt_{OUT} = Tt_{IN} \cdot X_G^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \cdot \eta_{ot}}$$

$$\eta_T = \left(\frac{1 - X_G^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g} \cdot \eta_{ot}}}{1 - X_G^{\frac{\gamma_g - 1}{\gamma_g}}} \right)$$

$$dht = Cp_G \cdot Tt_{IN} \cdot \left(X_G^{\frac{R_{CG}}{Cp_G}} - 1 \right)$$

$$Pt = \eta_T \cdot Wg \cdot dht$$

$$h_{OUT} = ht_{IN} + \eta_T \cdot dht$$

$$P_{MECH} = Pt - Pc$$

El cálculo de la presión y temperatura se realiza usando las ecuaciones de los procesos isentrópicos, al igual que el cambio de entropía en la turbina.

La potencia mecánica total generada Pt se calcula de la misma manera que la potencia consumida en el compresor y, finalmente la potencia neta generada P_{MECH} se calcula como la diferencia de las potencias generada en la turbina y la potencia consumida en el compresor.

Constantes

$\eta_{ot}=0,9$

$A_{to}=0,1568 [m^2]$

$\gamma_{gamag}=1,333$

Eficiencia de la turbina

Área de salida de la turbina

Razón de calores específicos del gas

2.Pruebas a Modelo de Turbina a Gas

Al modelo de turbina a gas propuesto por Ordys, se le realizan pruebas simples en las cuales se modifican las variables de flujo de aire y flujo de combustible y, se observa el comportamiento de las principales variables a través de las distintas etapas de la turbina.

Prueba 1

Con las válvulas de admisión de aire totalmente abiertas (1 p.u), y la turbina funcionando a una potencia de 0,75 p.u, se procede a aumentar el flujo de combustible hasta el valor de 1,0 p.u (carga base) y observar el resultado. La señal de combustible utilizada corresponde a una rampa con pendiente de 0,01 p.u/seg aprox.

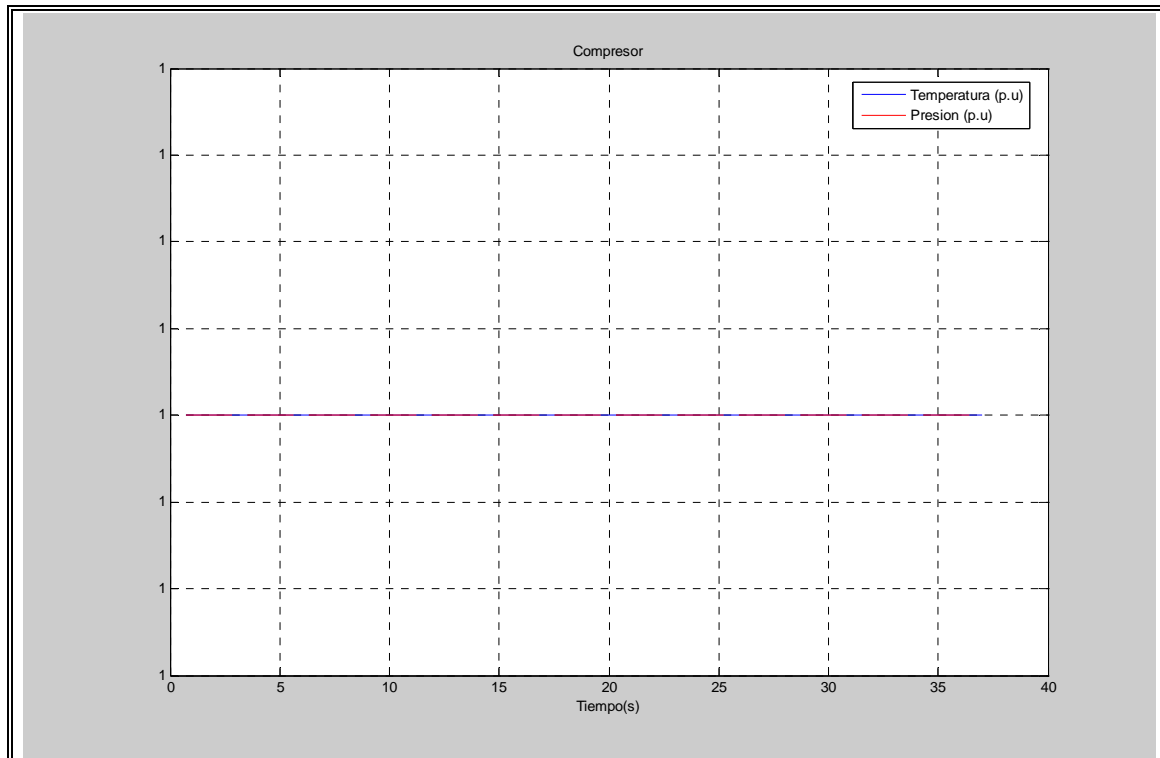


Figura A.1 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 1

Observamos que para la etapa de compresión, las variables de temperatura y presión del aire se mantienen inalterables (lo que tiene sentido, ya que no influye el flujo de combustible sólo flujo de aire).

Para el caso de la cámara de combustión, observamos que la presión se mantiene en el mismo nivel (el cambio es despreciable y además inapreciable en el gráfico), mientras que la temperatura aumenta desde su valor inicial de $T=0,864$ p.u hasta su valor máximo de 1,0 p.u, de manera lineal.

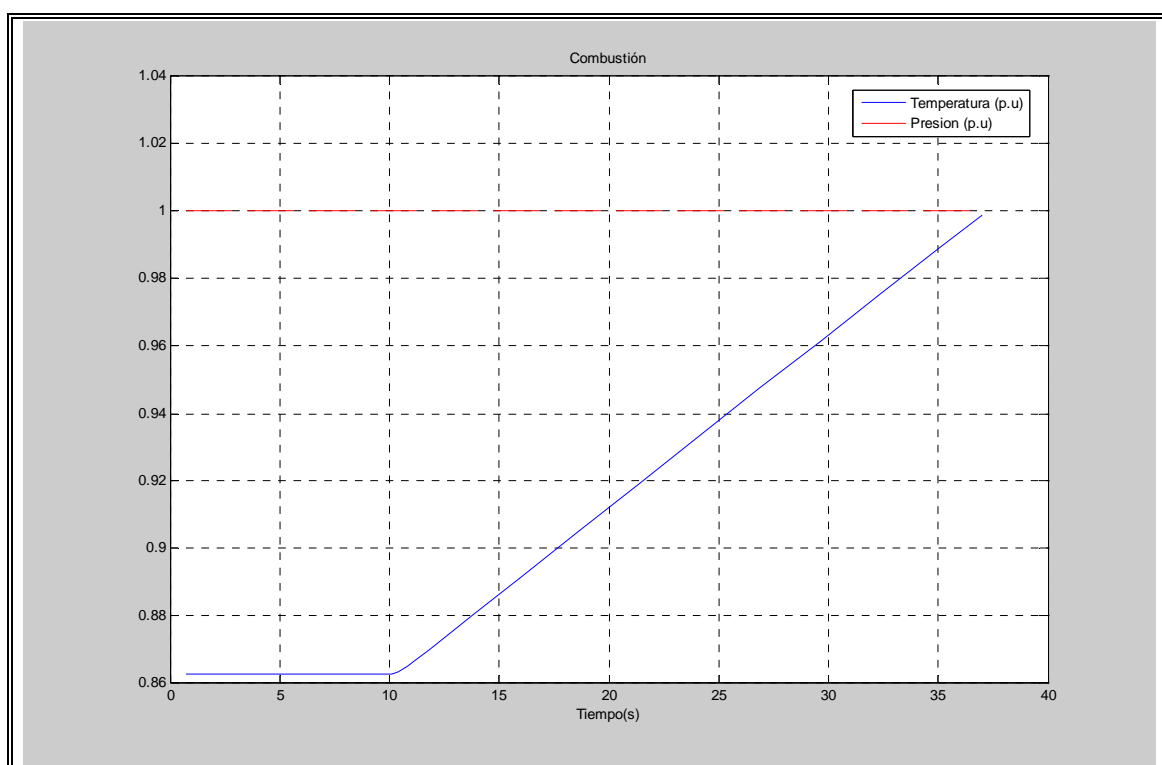


Figura A.2 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 1

Finalmente, la etapa de turbina se observa como a potencia mecánica aumenta linealmente con el flujo de combustible hasta llegar a su valor de 1 p.u. La temperatura también aumenta linealmente hasta llegar a su valor máximo de 1 p.u (desde $T=0,84$ p.u)

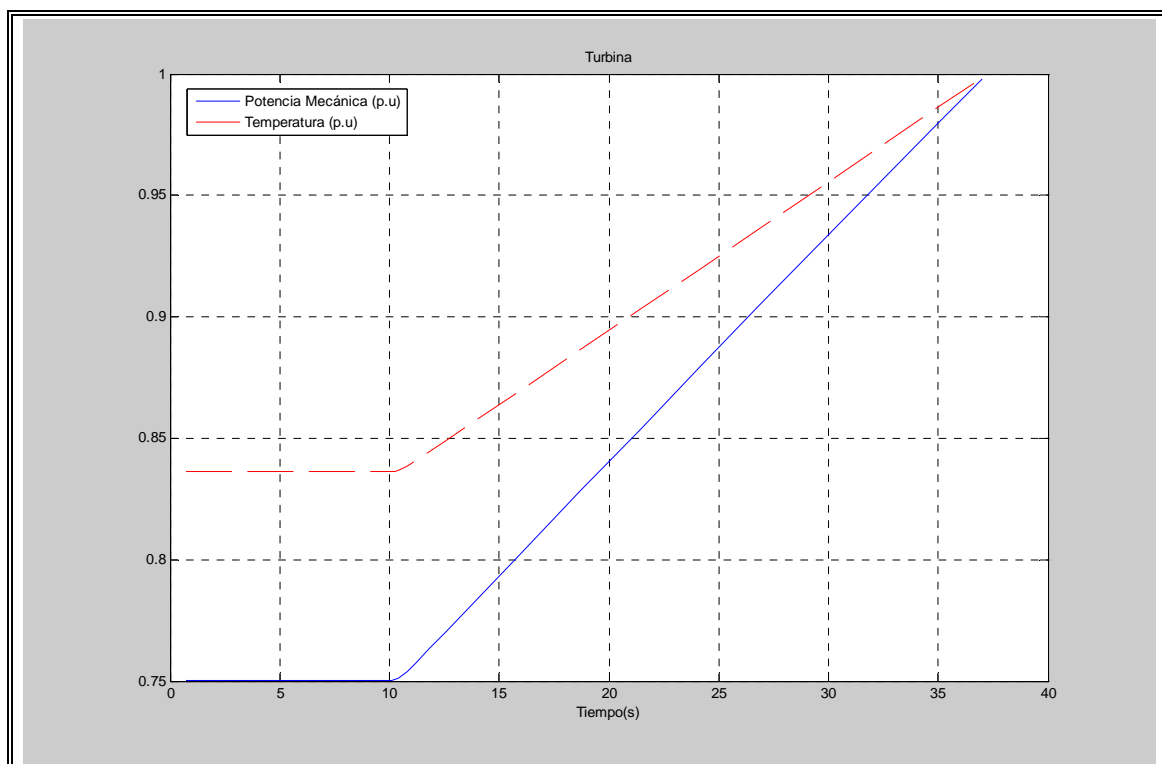


Figura A.3 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 1

Se puede concluir que tanto la temperatura como la potencia mecánica aumentan linealmente con el flujo de combustible, los niveles de presión se mantienen inalterables y que con un flujo de aire máximo (1 p.u.) y un nivel de potencia menor a su carga base, las temperaturas están en un nivel menor a su valor máximo.

Prueba 2

A continuación se realiza la segunda prueba, en la cual se mantiene el nivel de potencia mecánica anterior (0,75 p.u.), flujo de combustible constante y se aumenta el flujo de aire desde el nivel mínimo 0,7 p.u hasta su valor máximo de 1 p.u. (rampa con pendiente de 0,05 p.u/seg, valor de pendiente máximo permitido)

En la etapa de compresión observamos que para un flujo menor de aire, la temperatura disminuye pero aumenta casi linealmente con el flujo de aire hasta llegar a su valor

máximo de 1,0 p.u. Además la presión disminuye considerablemente, hasta un valor muy cercano al flujo de aire mínimo ($P=1$ p.u) y aumenta linealmente hasta llegar a su valor máximo de 1,0 p.u (como vimos en la prueba 1).

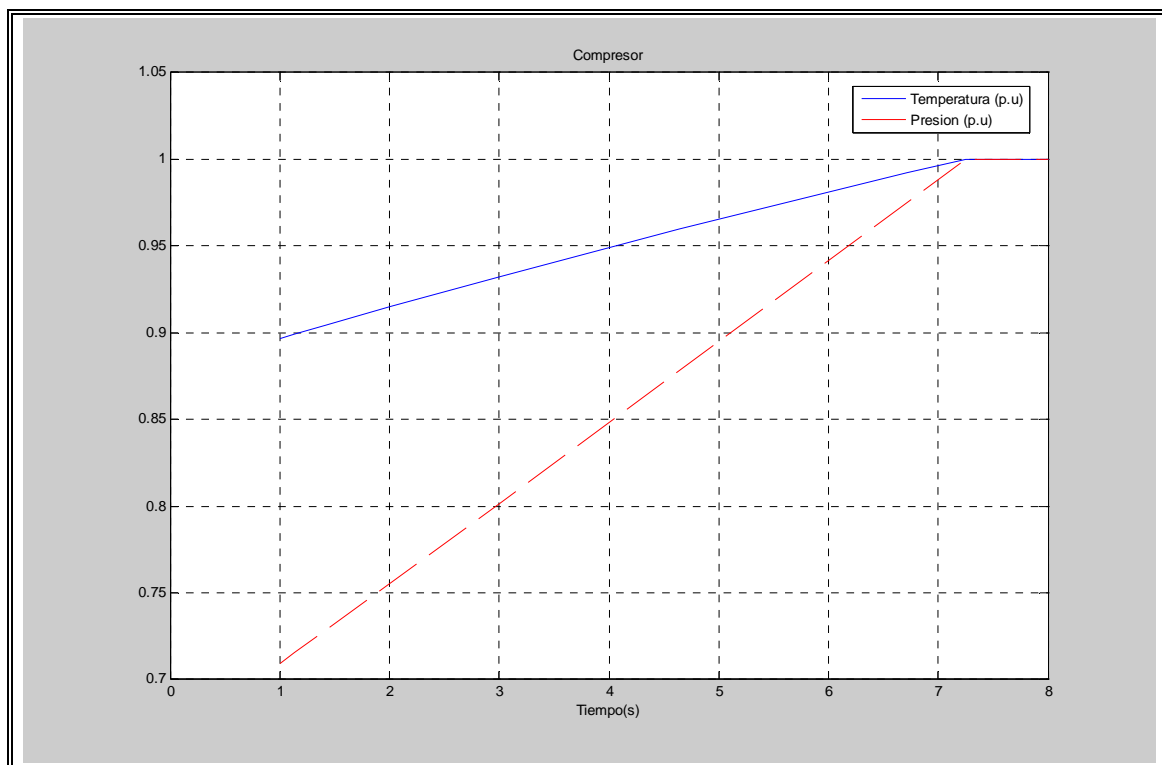


Figura A.4 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 2

En la cámara de combustión vemos que la temperatura se encuentra 1% por sobre el nivel máximo permitido (mientras que a la salida de la turbina la temperatura de los gases está en su valor 1 p.u) y disminuye casi linealmente hasta su valor final de estabilización. El nivel de presión en la cámara, al igual que en el compresor, aumenta de un valor ligeramente mayor a 0,7 p.u hasta su valor máximo de 1,0 p.u, de forma lineal.

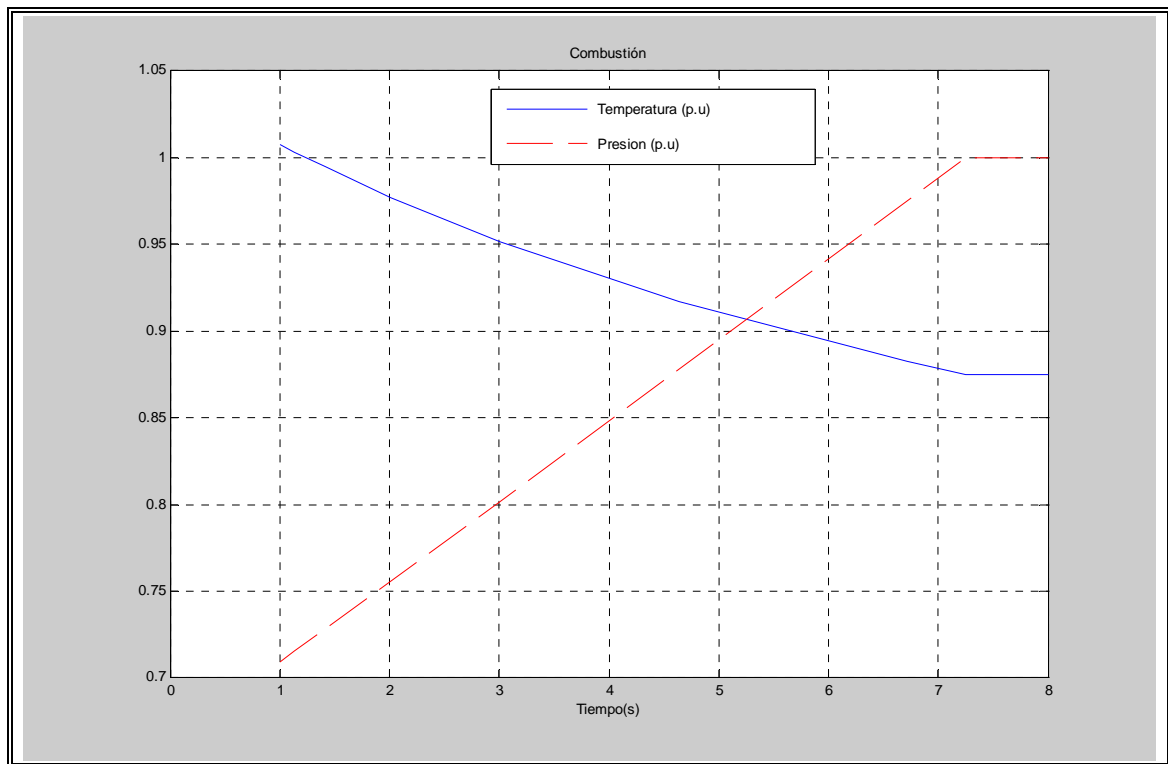


Figura A.5 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 2

Finalmente en la turbina observamos que la temperatura, inicialmente en su valor máximo de 1,0 p.u, disminuye casi linealmente hasta un valor cercano a 0,85 p.u al momento en que el flujo de aire alcanza su valor máximo. La potencia mecánica generada aumenta desde el valor 0,75 p.u hasta un valor de 0,775 p.u, sólo 2,5% mayor respecto al valor inicial. Podemos concluir que la potencia mecánica está muy levemente influenciada por el nivel del flujo de aire en el compresor, afectando principalmente los niveles de presión y temperatura en todas las etapas de la turbina a gas.

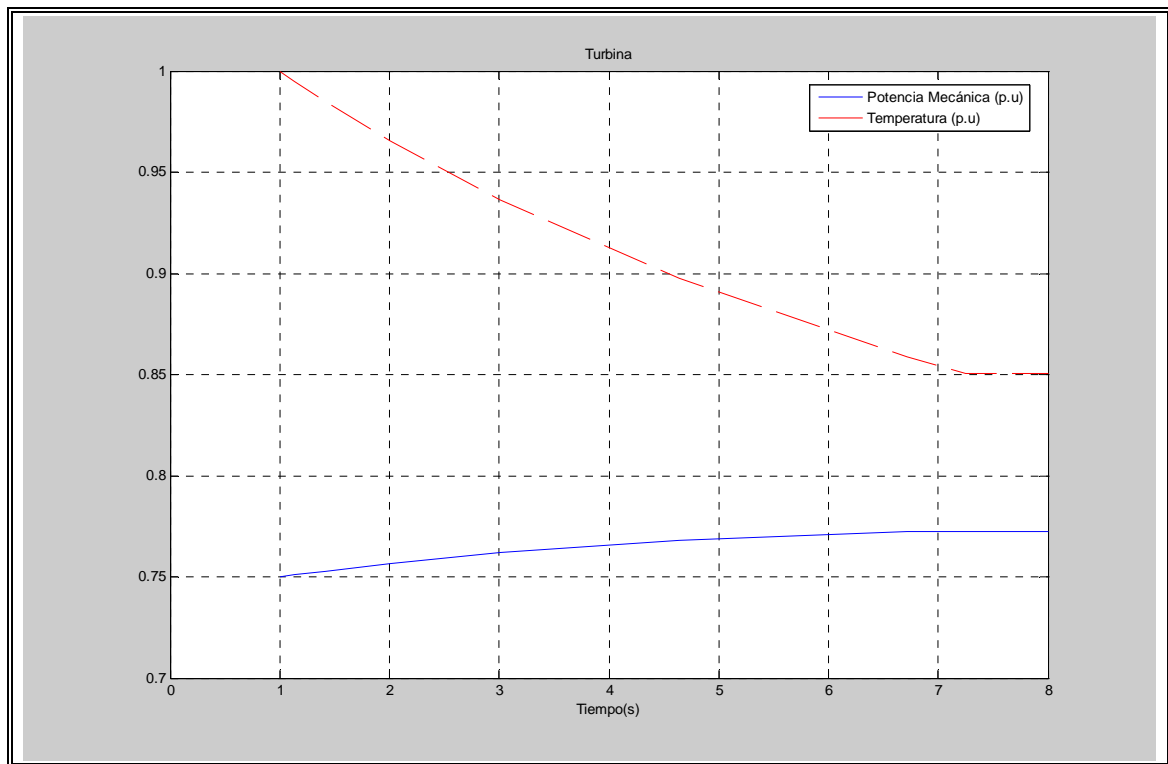


Figura A.6 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 2

Prueba 3

En este estudio, se fija la potencia mecánica en su valor 0,75 p.u., y el flujo de aire en el mismo nivel que el flujo de combustible. A continuación se procede a aumentar ambos flujos hasta alcanzar su valor máximo de 1 p.u. (rampa con pendiente 0,05 p.u./seg, valor máximo para el flujo de aire)

Observamos que la etapa de compresión mantiene el mismo comportamiento que en el caso anterior, ya que el flujo de combustible no afecta a sus variables.

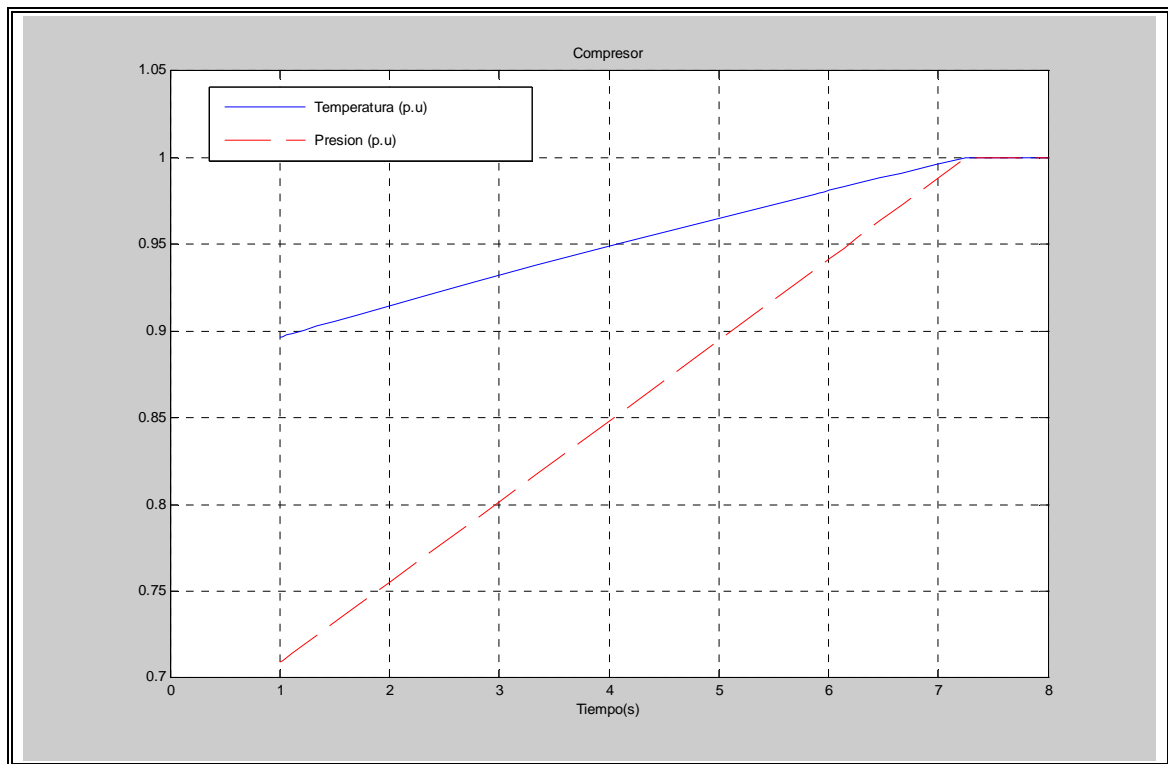


Figura A.7 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 2

En la cámara de combustión se observa un cambio en las variables. Observamos que la presión no se modifica por el flujo de combustible, por lo que se comporta de igual manera que la prueba anterior. Sin embargo, la temperatura depende de ambos flujos. Al iniciar el aumento de los flujos, la temperatura tiende a disminuir notando una mayor influencia del flujo de aire, pero a medida que aumentan los flujos observamos que la temperatura tiende a aumentar sobrepasando el valor máximo de 1 p.u., pero finalmente alcanzando tal nivel al igualarse los flujos de aire y combustible en su valor de 1 p.u.

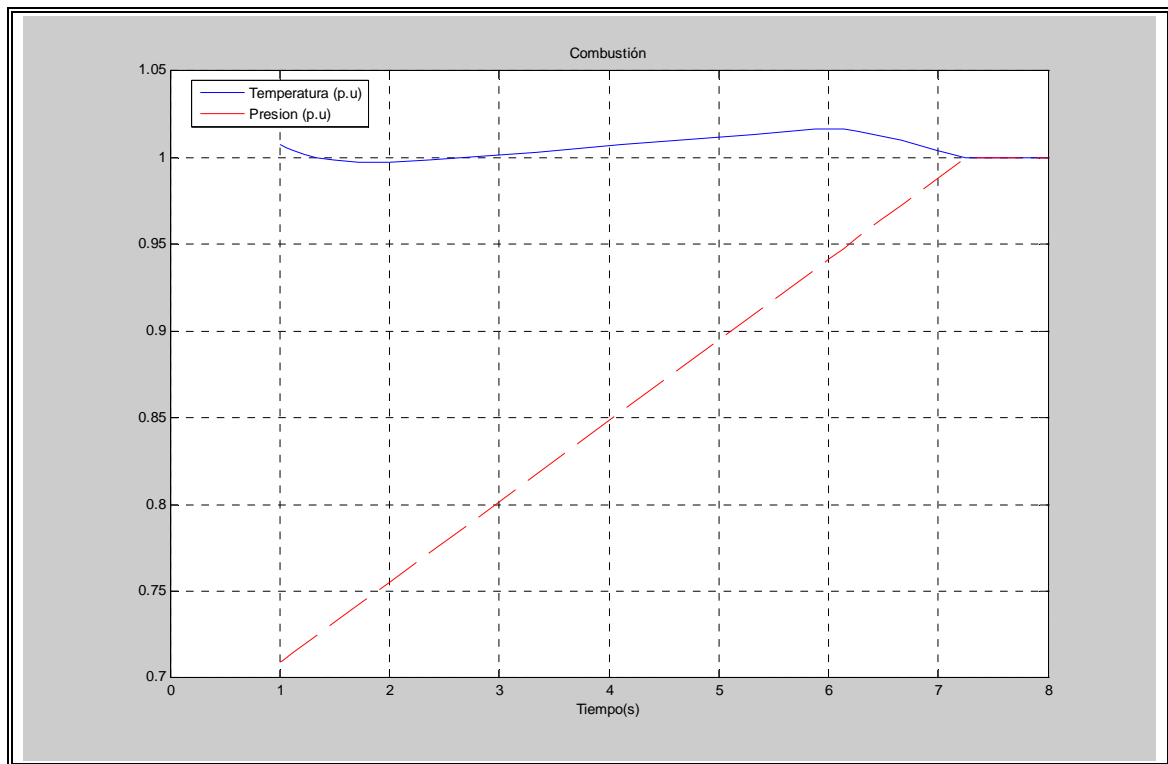


Figura A.8 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 2

La temperatura de los gases a la salida de la turbina, presenta un comportamiento similar que en la cámara de combustión, lo que también se refleja levemente en la potencia mecánica de la turbina que presenta la misma forma de onda, pero más suavizada.

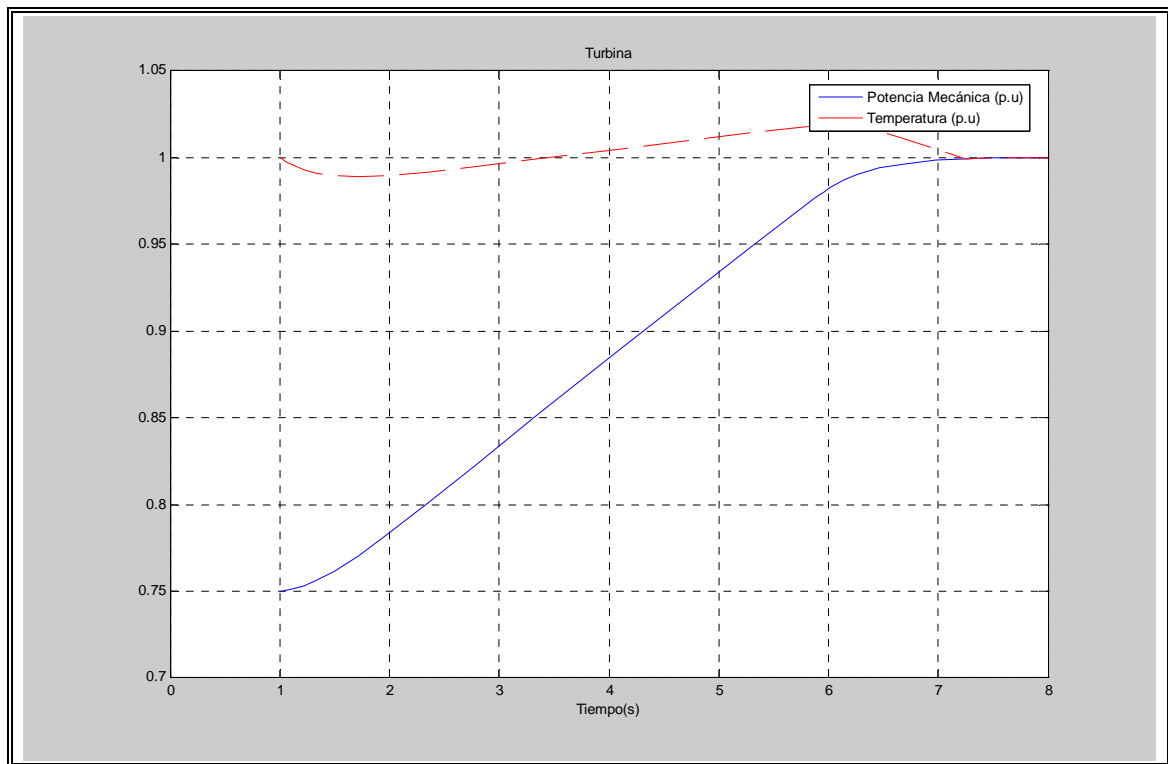


Figura A.9 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 3

Prueba 4

Se repite la misma prueba anterior, con la diferencia que esta vez el flujo de combustible aumenta al doble de la tasa del flujo de aire (lo que sucede generalmente al producirse una perturbación)

Notamos que la temperatura es la mayor afectada, ya que alcanza un valor máximo sobre el 8% en la etapa de turbina y sobre un 7% en la etapa de la cámara de combustión, lo que es un estado muy perjudicial para la unidad.

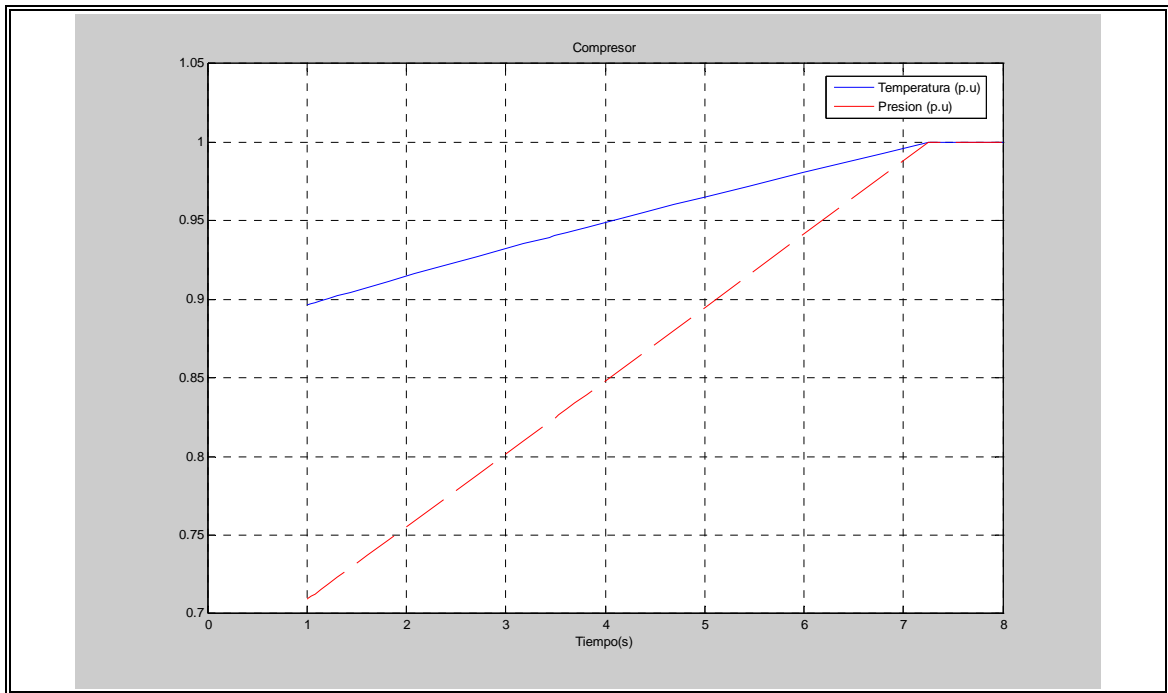


Figura A.10 Presión y Temperatura en el Compresor Prueba 4

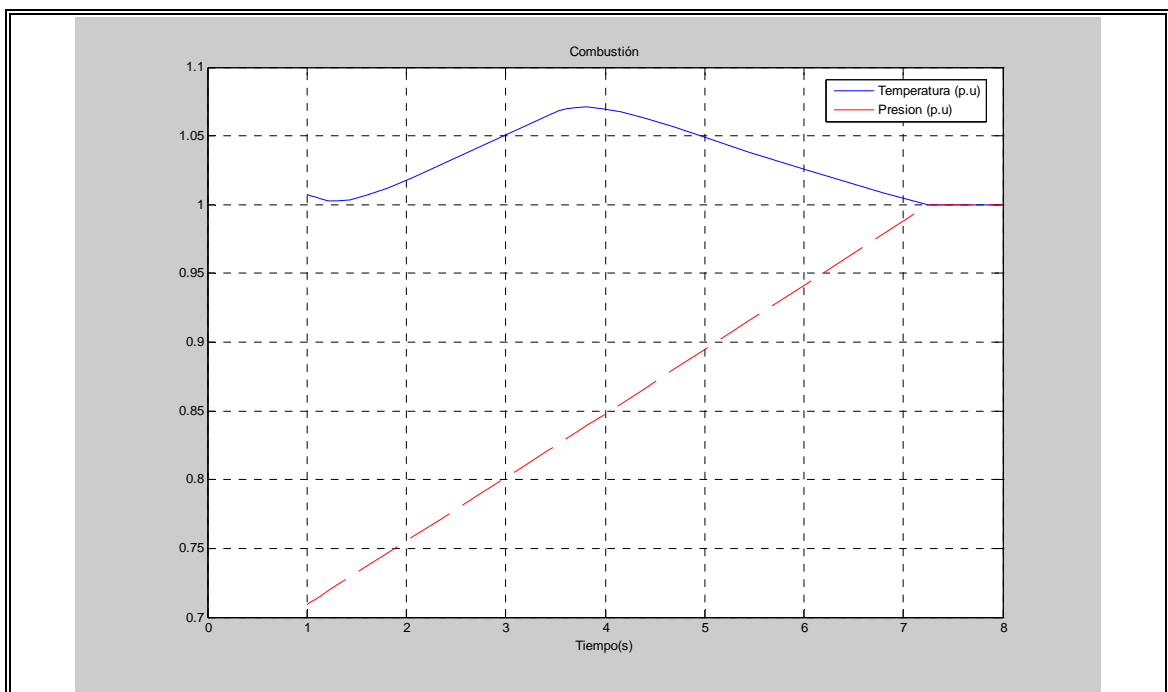


Figura A.11 Presión y Temperatura en la Cámara de Combustión Prueba 4

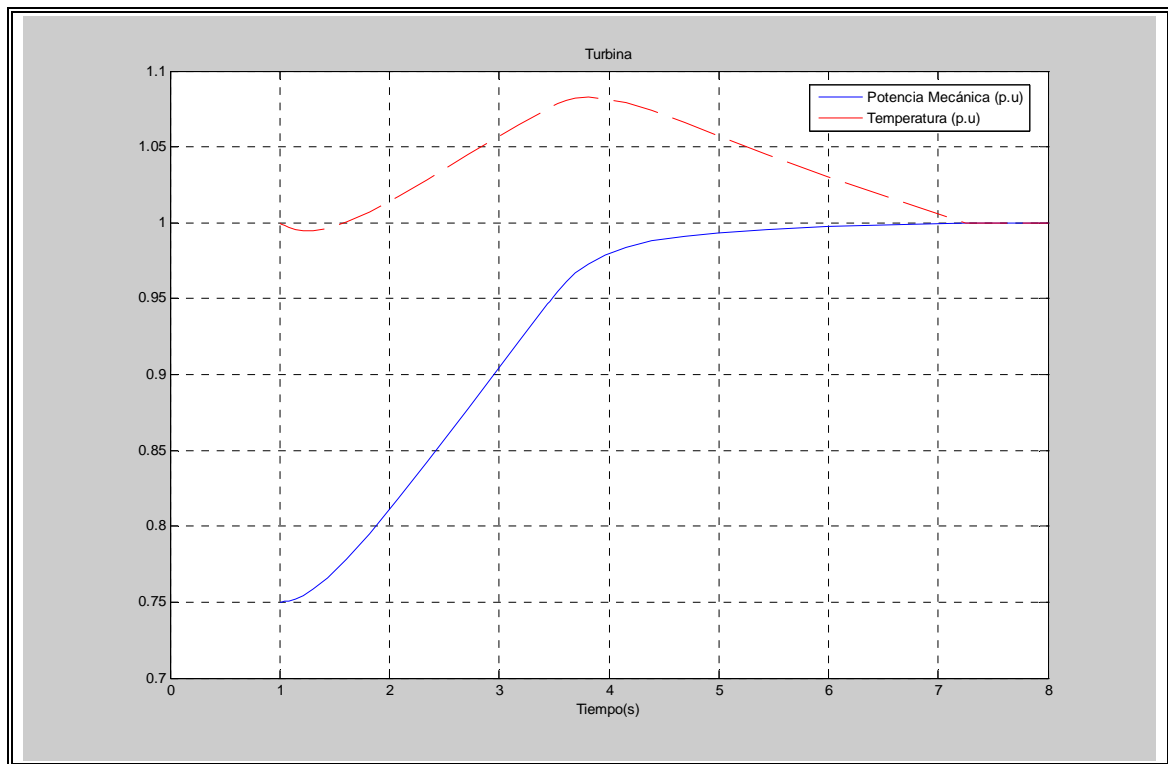


Figura A.12 Presión y Temperatura en la Turbina Prueba 4

Prueba 5

En esta prueba se incluye el regulador de velocidad de la máquina, junto con el control de flujo de aire y se realiza una perturbación que corresponde a un cambio instantáneo en la potencia eléctrica y, se observa el comportamiento del control de flujo de aire en su tarea de reducir el nivel de temperatura de los gases de la turbina. El control de temperatura se encuentra desconectado. El flujo de aire se encuentra limitado para aumentar o disminuir en un 5%/seg (0,05 p.u./seg). Sabiendo esto y, asumiendo que el cambio en escalón de la potencia eléctrica representa el caso más crítico para la unidad, es posible definir una ganancia del controlador tal que permita operar en el límite máximo permitido, sin saturar la señal de control y evitando comportamientos desagradables en la señal.

En primer lugar se elige una variable $K_{pAir} = 15$. En la figura A.13 observamos 2 señales: una señal discontinua que representa la señal calculada por el controlador y la señal continua corresponde a la señal real entregada por el controlador, limitada en su tasa de crecimiento y decrecimiento. Vemos que con esta ganancia supera el nivel máximo permitido, obteniendo una señal parecida a un diente de sierra. Si observamos la señal de temperatura en la figura A.14, notamos que presenta una forma de onda muy parecida, con cambios muy bruscos en su señal antes de lograr la estabilización.

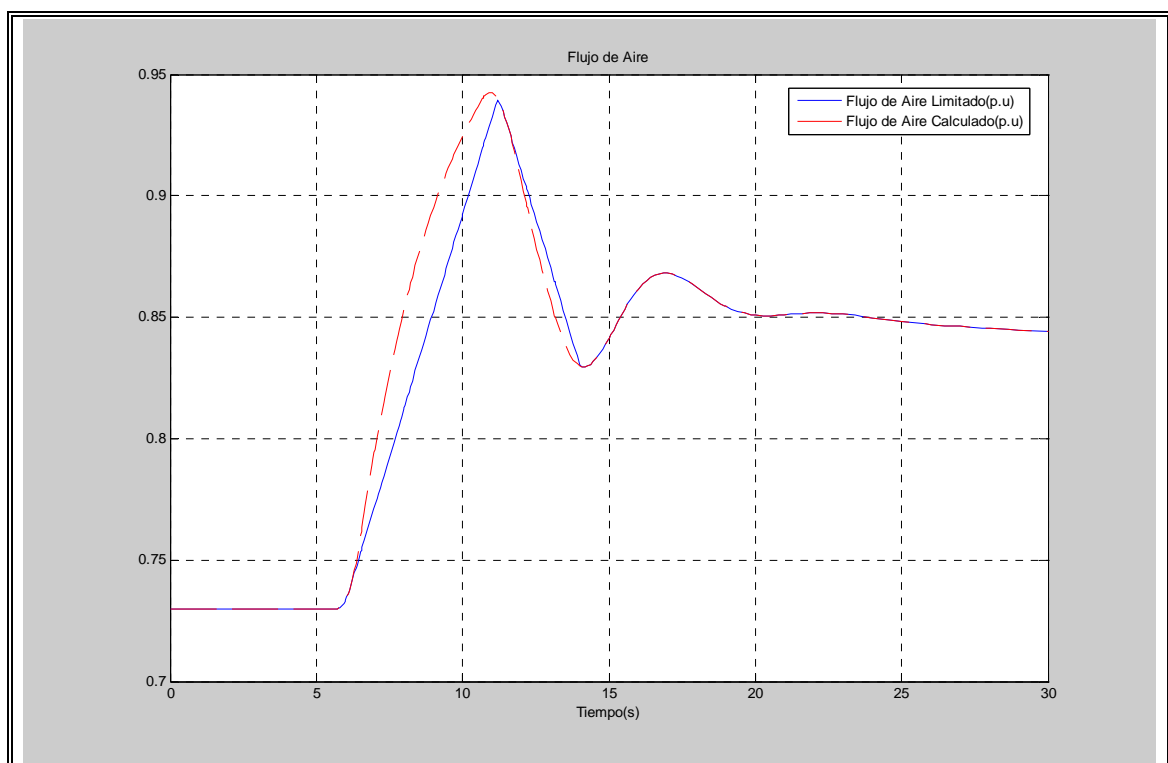


Figura A.13 Flujo de Aire para $K_{pAir} = 15$

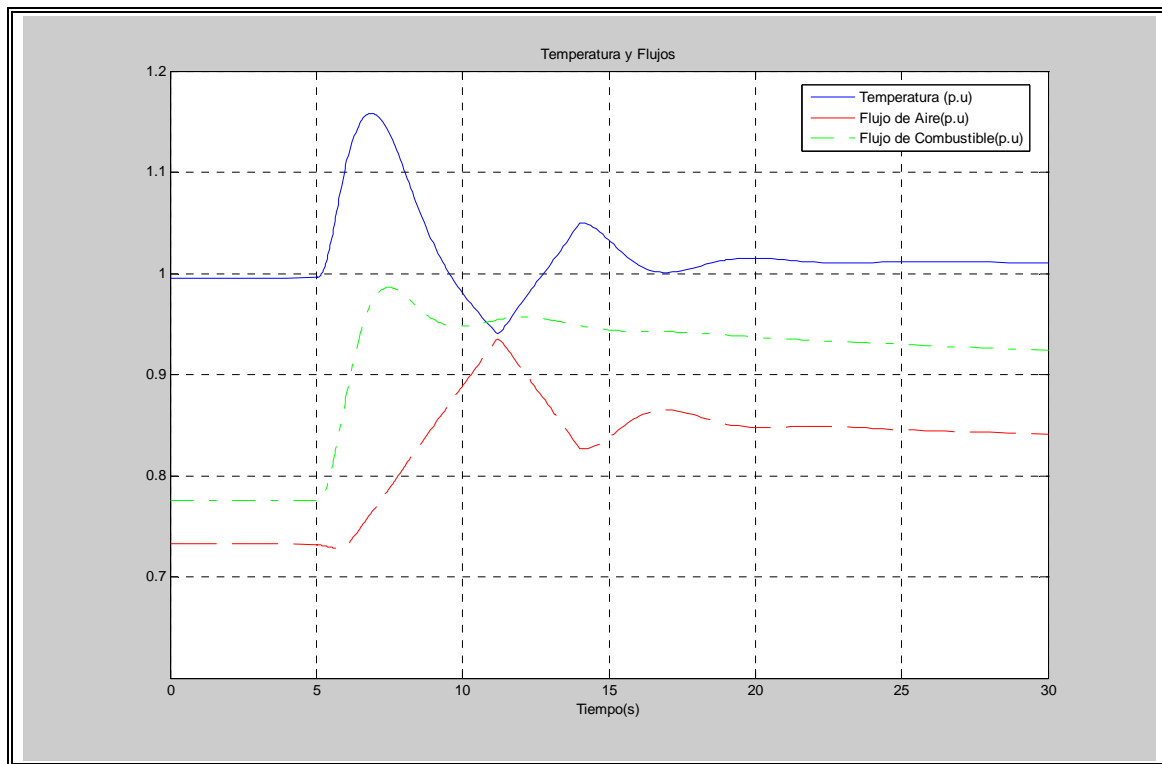


Figura A.14 Variables Temperatura, Flujo de Aire y Flujo Combustible para

$$K_{pAir} = 15$$

Si se disminuye la ganancia hasta lograr que la pendiente se ajuste a la tasa máxima permitida, se obtiene un valor de $K_{pAir} = 8$, con lo cual obtenemos señales más suaves para el flujo de aire y la temperatura. De acuerdo a estos resultados, se elegirá la ganancia $K_{pAir} = 8$ para el controlador de flujo de aire. La ganancia integral tendrá un valor variable que dependerá de la rapidez con la cual el controlador lleva la temperatura a su valor de estabilización final (influyendo también en el tiempo en el cual el control de temperatura se encontrará operando sobre el flujo de combustible)

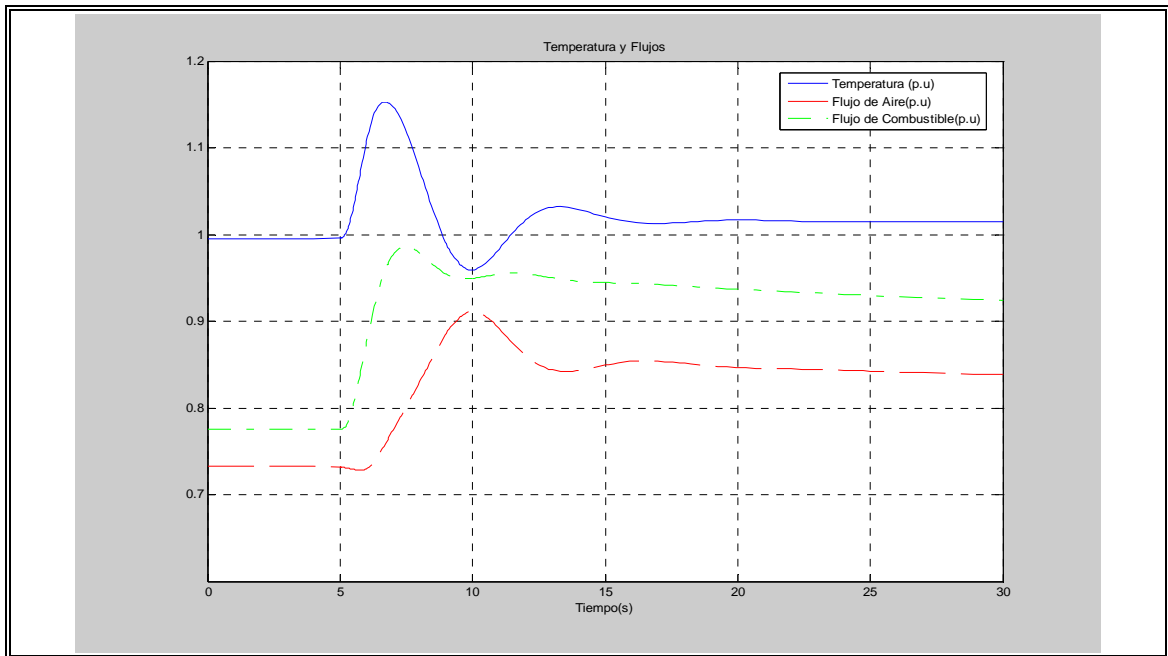


Figura A.15 Variables Temperatura, Flujo de Aire y Flujo Combustible para $K_{pAir} = 8$

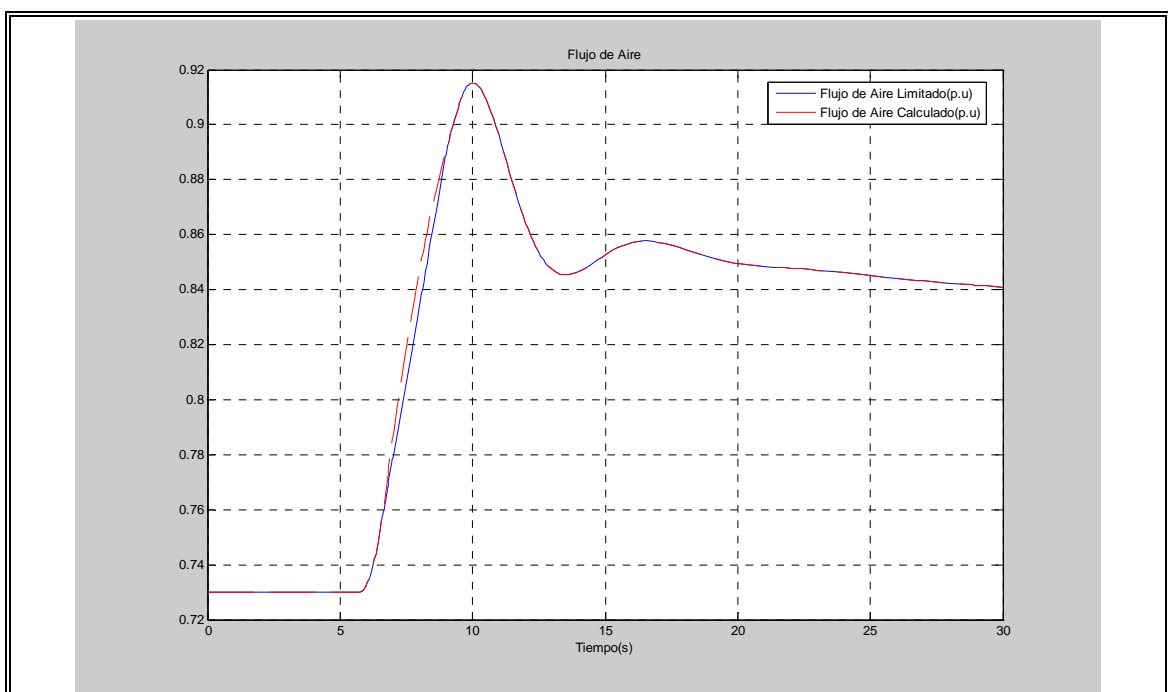


Figura A.16 Flujo de Aire para $K_{pAir} = 8$

Anexo B : Modelo de Ciclo Combinado

1. Selección del Modelo

- Ecuaciones y Diagramas de Turbina a Gas, Turbina a Vapor y Recuperador de Calor del Modelo Final seleccionado

Turbina a Gas

En el modelado de la turbina a gas se establecieron las siguientes suposiciones:

Como las condiciones ambientales en el momento de la perturbación se mantienen constantes, se puede suponer que la razón de compresión varía sólo por el efecto del flujo de aire. Si consideramos que el flujo de aire está limitado para impedir grandes cambios en la presión, los niveles de presión afectan el cálculo de la temperatura máxima de referencia para el control de temperatura, lo cual puede ser ajustado una vez que alcanza un nuevo límite de operación. Por lo tanto, esta variable no se considerará dentro de las simulaciones, y la temperatura de referencia máxima se considerará constante durante las simulaciones.

Finalmente, el modelo de turbina a gas seleccionado corresponde al mostrado en la publicación de Kiat Lee(2007) que incluye las siguientes ecuaciones:

$$x = (P_{RO} \cdot W)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_D = T_{IN} \cdot \left(1 + \frac{x-1}{\eta_c}\right)$$

Donde se calcula la razón de compresión “x” y la temperatura de salida del aire comprimido “ T_D ”, en función del flujo de aire de entrada “ W ” y la temperatura de entrada “ T_{IN} ” ($\gamma = 1,23$ = razón de calor específico, $\eta_c = 0,85$ = eficiencia del compresor, P_{RO} = razón de compresión de diseño del compresor = 10).

$$Tf = T_D + K_2 \cdot \frac{Wf}{W} = T_{IN} \cdot \left(1 + \frac{x-1}{\eta_c}\right) + K_2 \cdot \frac{Wf}{W}$$

donde Tf corresponde a la temperatura de salida de la cámara de combustión en función del flujo de combustible Wf y el flujo de aire W . La variable K_2 se ajusta de acuerdo a los resultados obtenidos de las simulaciones, para obtener los mismos resultados usando el modelo de Rowen(1983) y el modelo IEEE descrito en esta publicación. Para este modelo se utilizó el valor $K_2 = 0,89216$

$$Te = Tf \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{1}{x}\right) \cdot \eta_t\right]$$

Te corresponde a la temperatura de salida de los gases, y η_t corresponde a la eficiencia de la turbina.

Turbina a Vapor

Como se estableció anteriormente en el control de CCHP, no existirá en el desarrollo de esta Tesis un control directo sobre la turbina a Vapor, por lo tanto, el modelado de la turbina a vapor no será de gran importancia en este estudio.

Finalmente, para este trabajo se eligió un modelo simplificado en el cual la potencia mecánica de salida de la turbina depende exclusivamente del calor entregado por el Recuperador de Calor.

La turbina a vapor presenta 3 niveles de presión tal como se describe en el modelo general de la turbina a vapor, pero con la diferencia que el nivel requerido de potencia no será controlado por la frecuencia del sistema, sino que por la señal entregada por la turbina a gas (específicamente por el Recuperador de calor).

Los parámetros utilizados son los siguientes:

$$T_{HP} = 15$$

$$K_{HP} = 0,3$$

$$T_{IP} = 20$$

$$K_{IP} = 0,3$$

$$T_{LP} = 25$$

$$K_{LP} = 0,4$$

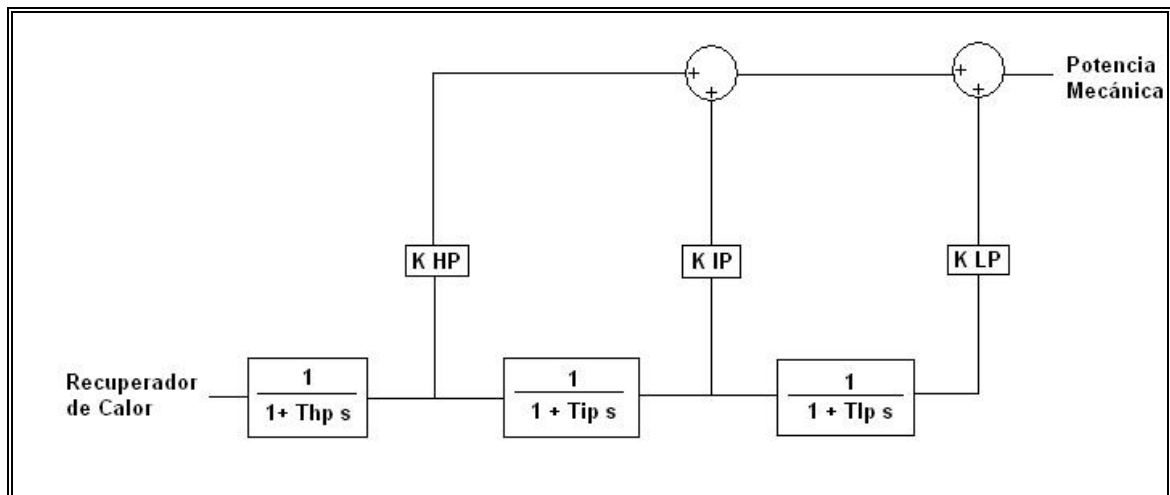


Figura B.1 Diagrama Turbina a Vapor

Recuperador de Calor

El modelo de recuperador utilizado corresponde al cálculo del calor Q_{HRSG} como un producto entre el flujo de aire y la temperatura de salida de los gases de escape de la turbina:

Como trabajamos en cálculo en p.u., la constante de proporcionalidad se definió como $K = 1,0$

La constante de tiempo asociada al recuperador de calor se definió en:

$$T_{HRSG} = 2,5$$

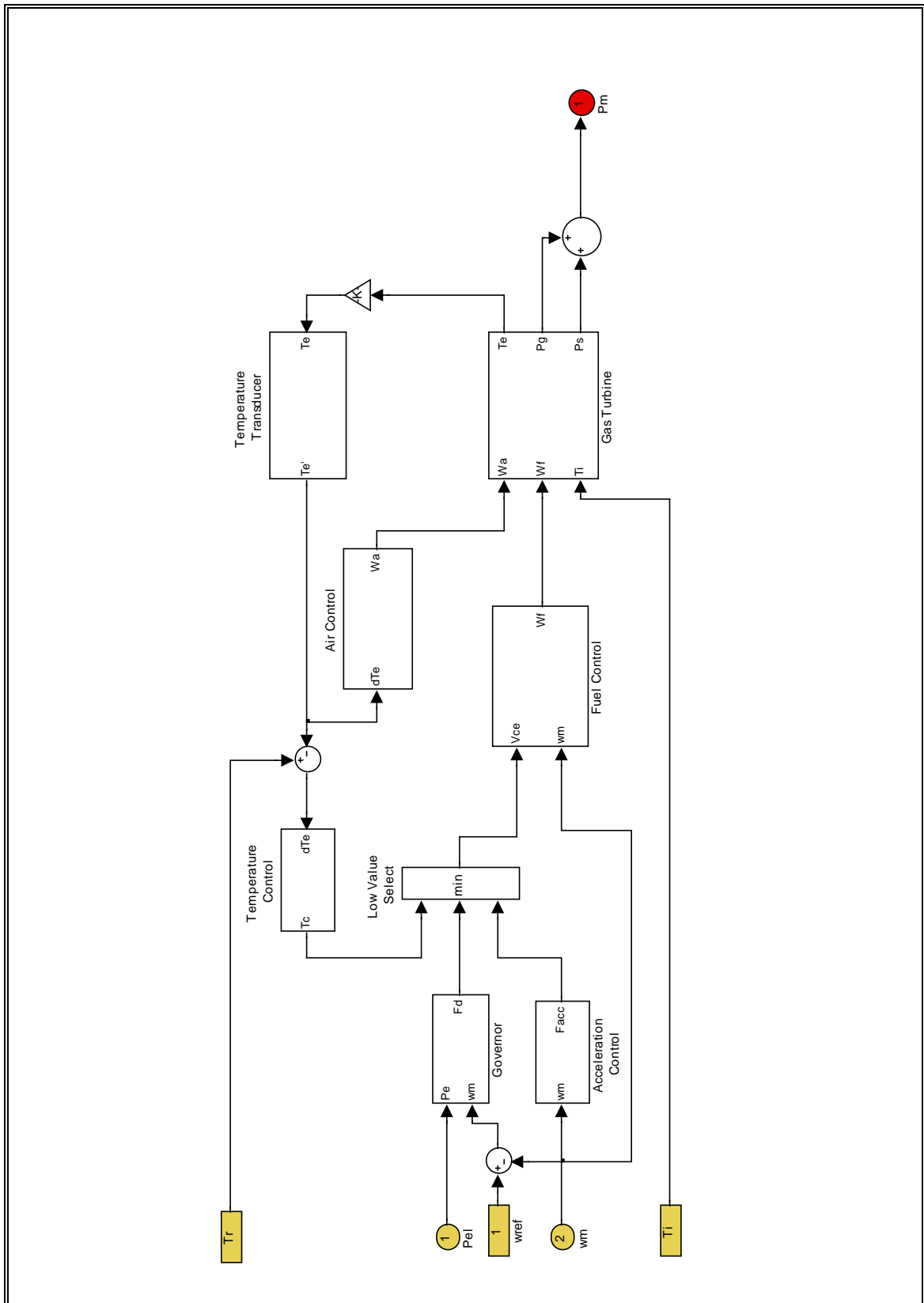


Figura B.2 Diagrama Recuperador de Calor

- Diagrama de Bloques del Regulador de Velocidad usado para el Modelo Final seleccionado

En el diagrama de bloques siguiente, se pueden apreciar todos los controles que interactúan en la regulación de velocidad de un ciclo combinado.

El control principal corresponde al gobernador de velocidad, que regula el flujo de combustible en régimen permanente de la unidad. Durante perturbaciones, el control de temperatura mantiene en niveles seguros la temperatura en la turbina y cámara de combustión. El control de flujo de aire, permite operar la unidad de ciclo combinado en su nivel máximo de eficiencia (temperatura en su nivel máximo permitido bajo cualquier nivel de operación). El control de aceleración participa activamente durante la partida y parada de la máquina.



- Control de Velocidad

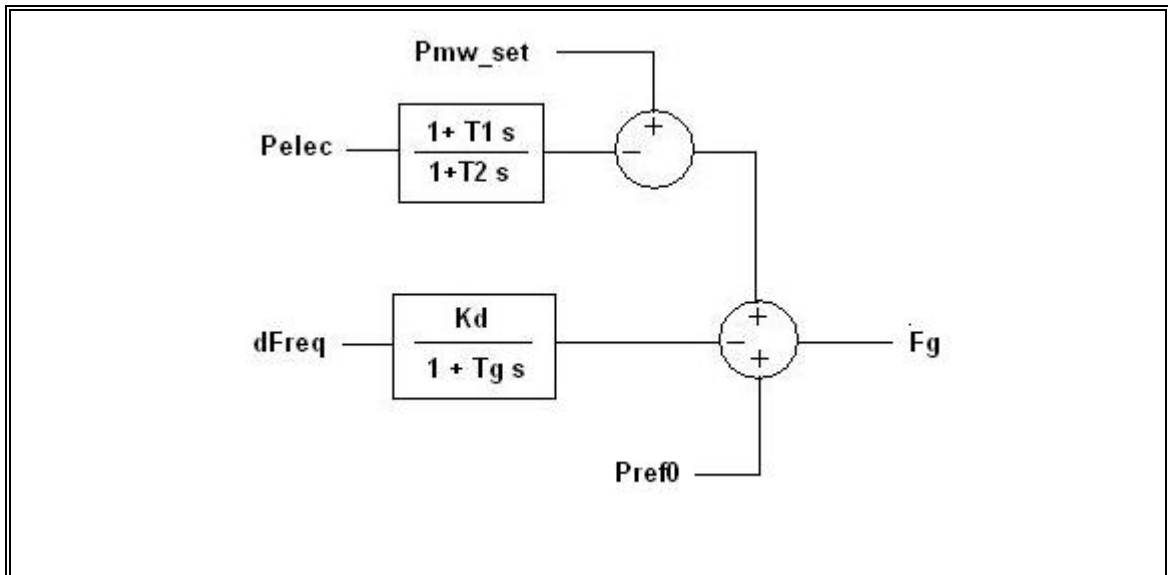


Figura B.4 Control de Velocidad

El control de velocidad usado en este modelo es un Gobernador de velocidad con Droop como el modelo de Rowen, el cual es un controlador proporcional con una ganancia típica entre 10 y 50 (correspondientes a un Droop de 10% a 2%, respectivamente), y además un controlador de carga, que utiliza la señal de la potencia eléctrica para compararla con el nivel de carga requerido de la máquina y obtener una señal adicional al control por frecuencia.

El control de velocidad tiene como entrada el error de frecuencia $d\omega$ y la potencia de referencia P_{ref} . La señal de salida F_g corresponde al flujo de combustible necesario para mantener la unidad al nivel de potencia requerido.

Los parámetros utilizados fueron:

$$T_1 = 0,2$$

$$T_2 = 0,1$$

$$K_d = 20 \text{ (1 / 0,04 \%)}$$

$$T_g = 0,1$$

Todos estos parámetros son utilizados en las publicaciones revisadas en la bibliografía Rowen(1983), Bagnasco(1998), Zhang(200), Pereira(2003), Pourbeik(2003), Hannet(2001)

- Control de Temperatura

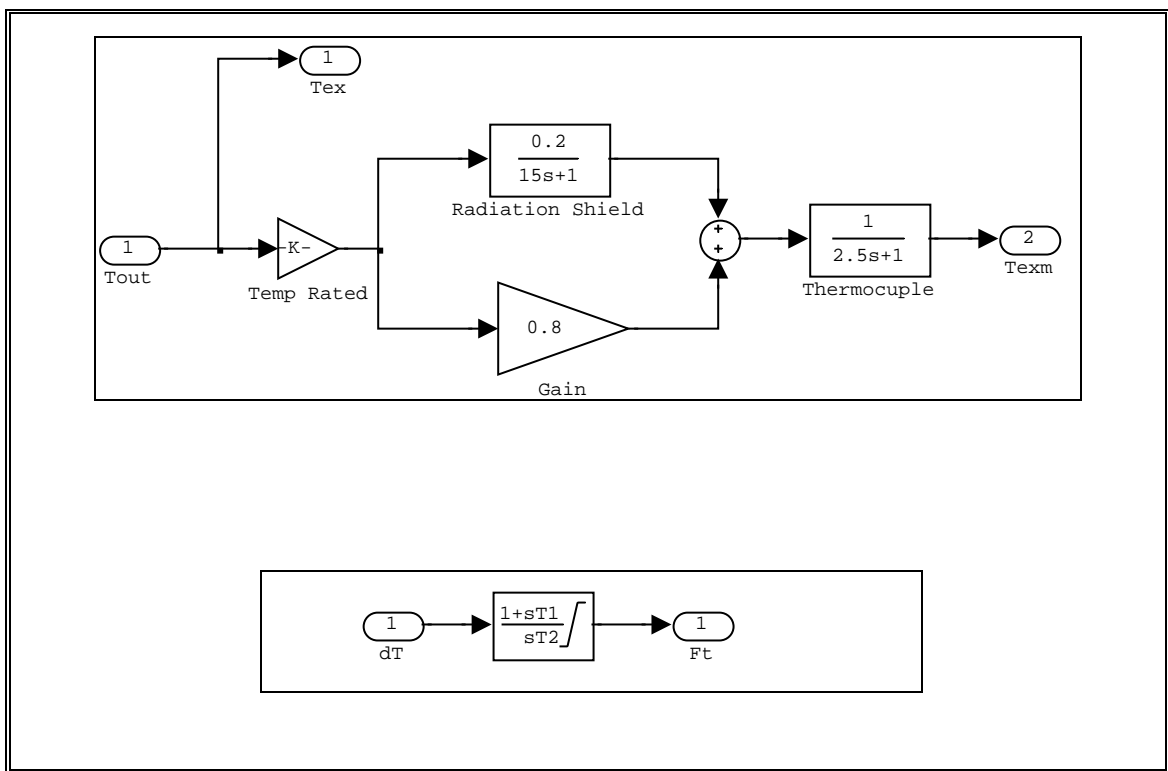


Figura B.5 Control de Temperatura

La temperatura T_{out} corresponde al valor calculado en el bloque de Turbina a Gas. Este valor luego pasa a través de bloques que representan los tiempos de respuesta de los instrumentos de medición y del escudo de radiación donde se instalan las termocuplas de medición. Finalmente la salida corresponde al valor medido. Con este valor medido se calcula el error de temperatura dT que es ingresado al control de temperatura para obtener la señal de salida F_t , que controla el flujo de combustible cuando se transforma en la señal de menor valor.

Los parámetros de los bloques de estimación de la temperatura en general no varían entre los modelos y se utilizarán los obtenidos en las publicaciones citadas anteriormente (los valores se muestran en la figura 3.6). Los parámetros del controlador PI de la temperatura definidos como $T1$ y $T2$, son variables y dependen de la sintonización que se haga al controlador. Estos parámetros también se pueden definir como:

$$KiT = 1/T2 = 6,0$$

$$KpT = T1/T2 = 2,5$$

- Control de Flujo de Aire

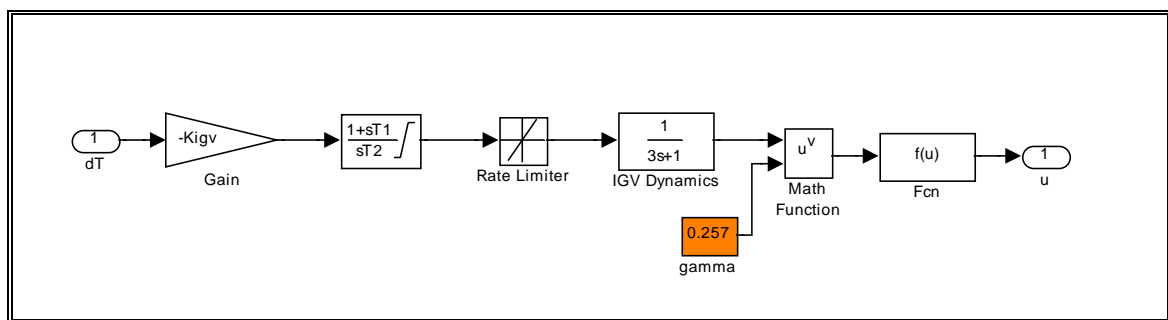


Figura B.6 Control de Flujo de Aire

El control de flujo de aire tiene como entrada el error de temperatura, luego que multiplica por una ganancia negativa $Kigv$ y después entra al controlador PI sin wind-up. La señal está limitada también en su tasa de cambio para evitar cambios muy bruscos en el flujo de aire. La señal pasa por un bloque que simula las dinámicas de los actuadores y válvulas de admisión. Finalmente la señal pasa por una función Fcn que incluye las variaciones del flujo dependiente de las condiciones atmosféricas (temperatura de entrada del aire).

En este controlador la ganancia del control de aire se fijó en $K=8$, valor con el cual la pendiente de la señal de entrada está muy cercana a su valor máximo (de acuerdo a la variación de temperatura obtenida para la simulación en barra infinita). La ganancia

integral define principalmente la rapidez con la cual el flujo de aire lleva la temperatura de los gases al nivel estacionario después que el control de temperatura toma el control del flujo de combustible (Anexo A).

Al igual que el caso del control de temperatura, los parámetros del controlador pueden cambiar entre los modelos. Los parámetros de las dinámicas del *IGV* así como las características de la válvula (γ) se mantendrán igual a los modelos convencionales. La ganancia K_{igv} por conveniencia se define como 1, y los parámetros del controlador PI se definirán de la misma forma que los parámetros del control de temperatura, sólo con distinta nomenclatura: K_{pAir} y K_{iAir} . La función F_{cn} incluye las variaciones del flujo dependiente de las condiciones atmosféricas (temperatura de entrada del aire T_{amb} en °C) y se define como:

$$F_{cn} = \frac{519 \cdot (u)}{T_{amb} + 460}$$

donde u es el valor de entrada a la función.

El limitador de la tasa de cambio de la señal se define en 0,05 como valor máximo.

Los parámetros utilizados fueron:

$$K_{igv} = 1$$

$$K_{pAir} = 2,0$$

$$K_{iAir} = 8$$

$$T_{amb} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Control de Aceleración

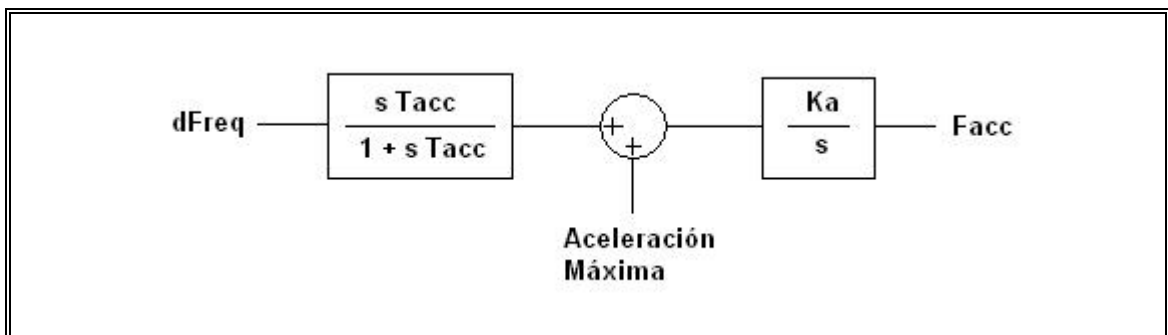


Figura B.7 Control de Aceleración

El control de aceleración tiene como entrada la velocidad de rotor de la máquina. Esta señal pasa por un derivador no-ideal (un bloque wash-out con una constante de tiempo pequeña) y el valor es comparado con el límite máximo de aceleración permitido. Esta señal es ponderada por una ganancia y entra al controlador que genera una señal $Facc$, que regula el flujo de combustible cuando $Facc$ corresponde al mínimo valor entre las señales Fg , Ft y $Facc$.

En este caso el control se realiza integrando la señal obtenida ponderada por una ganancia Ka .

Como se dijo anteriormente, su acción durante estado de régimen permanente y durante las perturbaciones aplicadas será nula, por lo que se incluirá sumodelado de modo sólo ilustrativo.

$$Ka = 100$$

$$Tacc = 0,01$$

- Mínimo Valor y Límite de Combustible (Fuel Control)

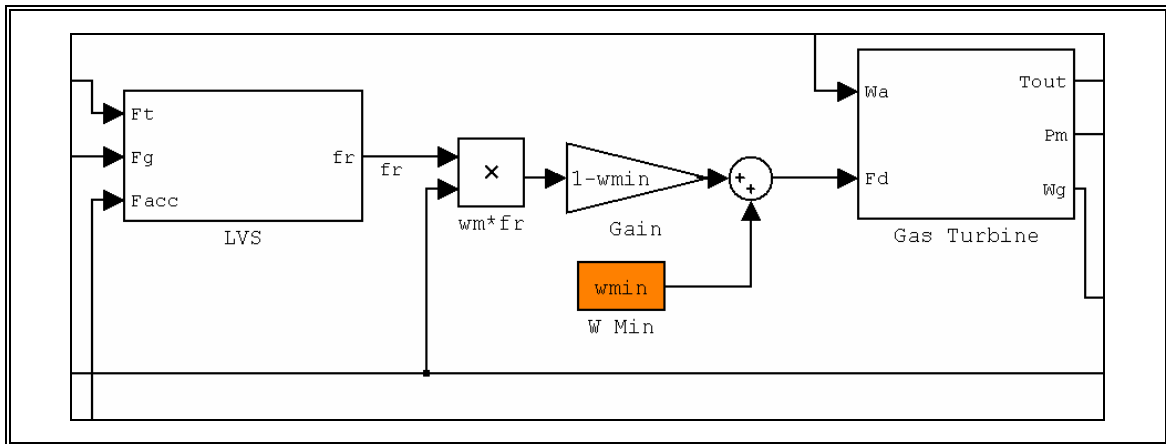


Figura B.8 Selector de Mínimo Valor y Límite de Combustible

Las señales entregadas por el gobernador de velocidad, control de temperatura y control de aceleración (F_g , F_t , F_{acc} respectivamente) entran al bloque LVS (*Low Value Signal* en inglés) que entrega la menor señal entre las tres y define la señal Fr que regula el nivel de combustible a la turbina. Esta señal corresponde al flujo de combustible necesario para mantener en operación normal y segura a la máquina. Así, se evitan aumentos excesivos de la potencia mecánica, temperatura excesiva a la salida de la turbina y sobre-velocidad del rotor de la máquina, utilizando siempre el valor mínimo de combustible necesario para mantener la turbina en funcionamiento. La señal que entrega el bloque de valor mínimo, se pondera por la velocidad de rotor ω_m para incluir el efecto de pérdida de capacidad de potencia que tiene en la central la disminución de la frecuencia. La turbina necesita un nivel mínimo de combustible w_{min} , por lo que la señal de combustible se escala para obtener un nivel de flujo de combustible entre w_{min} y 1 p.u para una entrada entre 0 y 1 p.u. Finalmente esta señal escalada se ingresa al bloque de turbina a gas para calcular las variables internas de la turbina.

2. Sistema de prueba 1

- Unidad conectada a Barra Infinita

Flujo de Potencia					
Barra	Tipo	Voltaje (p.u)	Angulo (grados)	P (p.u)	Q (p.u)
1	PV	1,0000	-2,2	0,75	0,2213
2	PQ	0,98074	-6,6	-0,90	-0,2
3	PQ	0,98003	-5,7	-0,50	-0,2
4	SWING	1,000	0,0	0,65	0,1156

Gráficos Caso Base

A continuación se muestran los gráficos obtenidos en la simulación con el sistema de prueba 1, correspondiente a la unidad conectada a una barra infinita. La unidad opera con una potencia de referencia de 0,75 p.u, y la perturbación consiste en una desconexión de la línea que une la barra 2 y 3, quedando la unidad operando en isla y abasteciendo la carga de la barra 2, que equivale a 0,9 p.u.

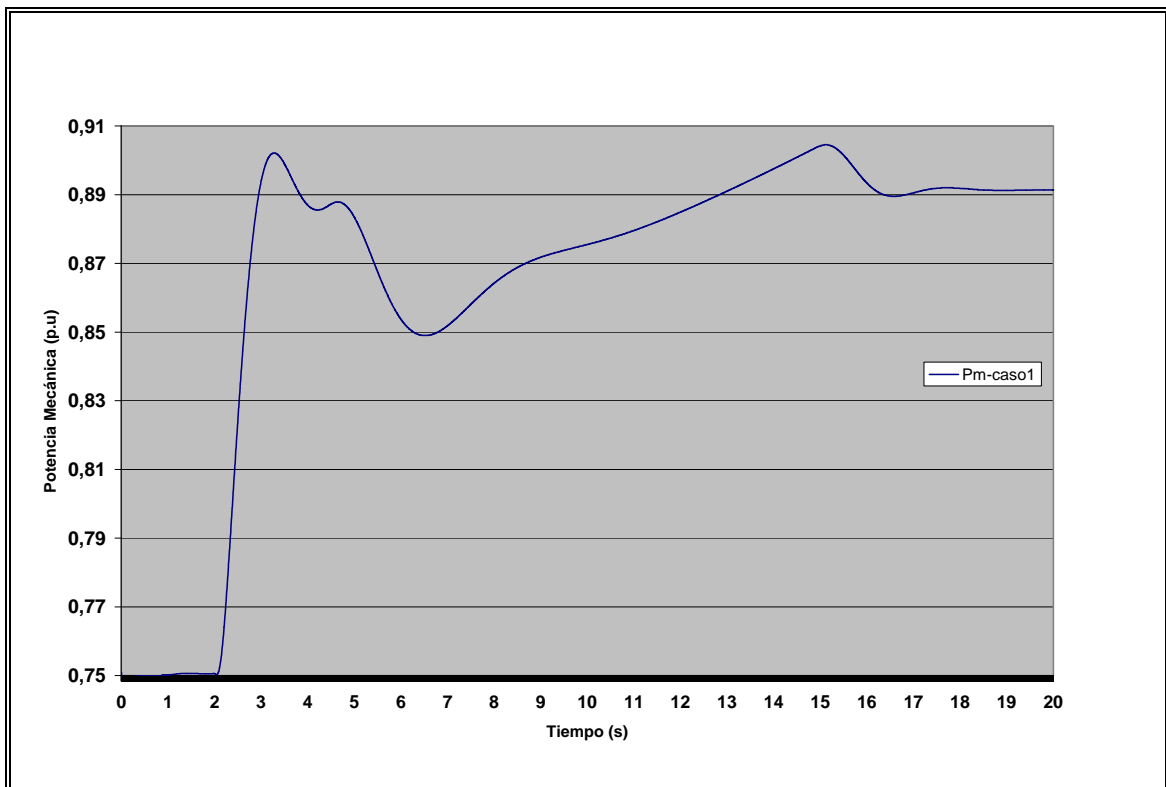


Figura B.9 Potencia Mecánica de la Unidad

En el gráfico anterior se puede apreciar la señal de potencia mecánica de la unidad. Vemos que inicialmente la potencia sube rápidamente hasta alcanzar el nivel 0,9 p.u., y luego empieza a disminuir para lograr estabilizarse en el nivel de potencia requerido. Sin embargo, al llegar a los 5 segundos, vuelve a disminuir rápidamente producto que el control de temperatura toma el control del flujo de combustible (se convierte en la mínima señal de control). Cerca de los 15 segundos, el gobernador de velocidad vuelve a tomar el control del combustible y lleva la potencia mecánica a su valor final cercano a los 0,891 p.u. El regulador de velocidad tomó aproximadamente 16 segundos en estabilizar la máquina y llevarla al nuevo nivel de potencia.

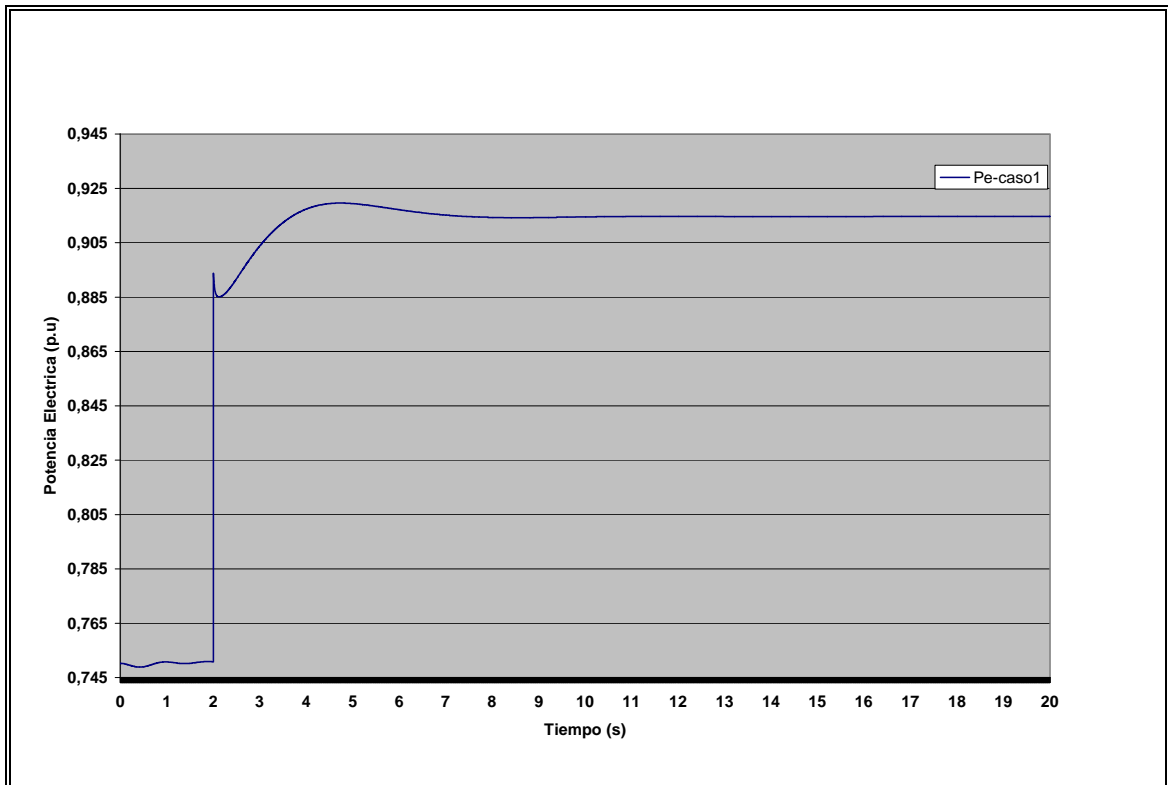


Figura B.10 Potencia Eléctrica de la Máquina

La potencia eléctrica después de la perturbación aumenta casi instantáneamente y luego de una pequeña oscilación alcanza su valor de régimen permanente en un poco más de 5 segundos. Como la potencia eléctrica alcanza su valor final en un corto periodo de tiempo, la frecuencia del sistema disminuye mientras la potencia mecánica no alcance su valor final, por lo que durante ese periodo es muy afectada.

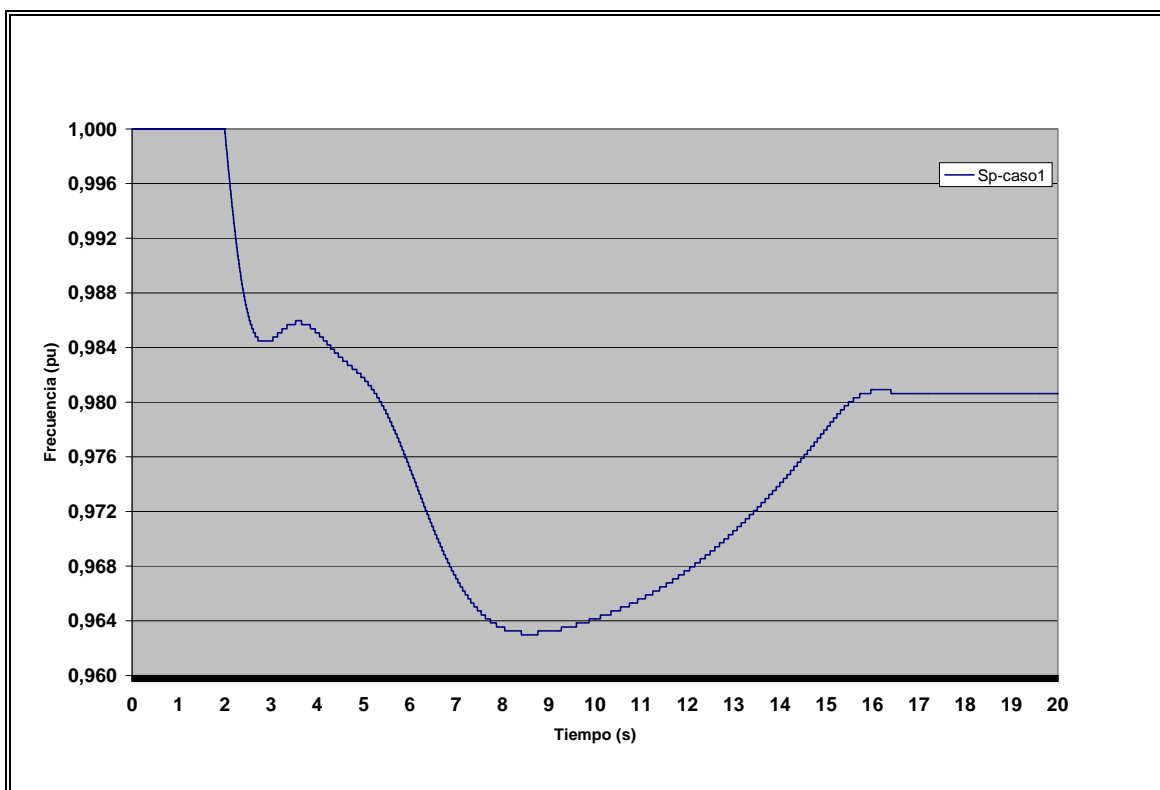


Figura B.11 Frecuencia del Sistema

Viendo el gráfico de la frecuencia, podemos apreciar que el primer mínimo lo alcanza en el momento en que la potencia mecánica alcanza su valor máximo, para luego empezar a aumentar. Sin embargo, en el momento en que la potencia mecánica empieza a disminuir producto de la acción del control de temperatura, lo mismo sucede con la frecuencia alcanzando un nuevo mínimo con un valor de 0,963 p.u (caída de 3,7% o 1,85 Hz). Finalmente, cuando la temperatura ya ha disminuido y el gobernador de velocidad toma el control del flujo de combustible, la potencia mecánica aumenta nuevamente para elevar el nivel de frecuencia y dejarlo estable en un valor cercano a 0,98 p.u (caída de 2% o 1 Hz).

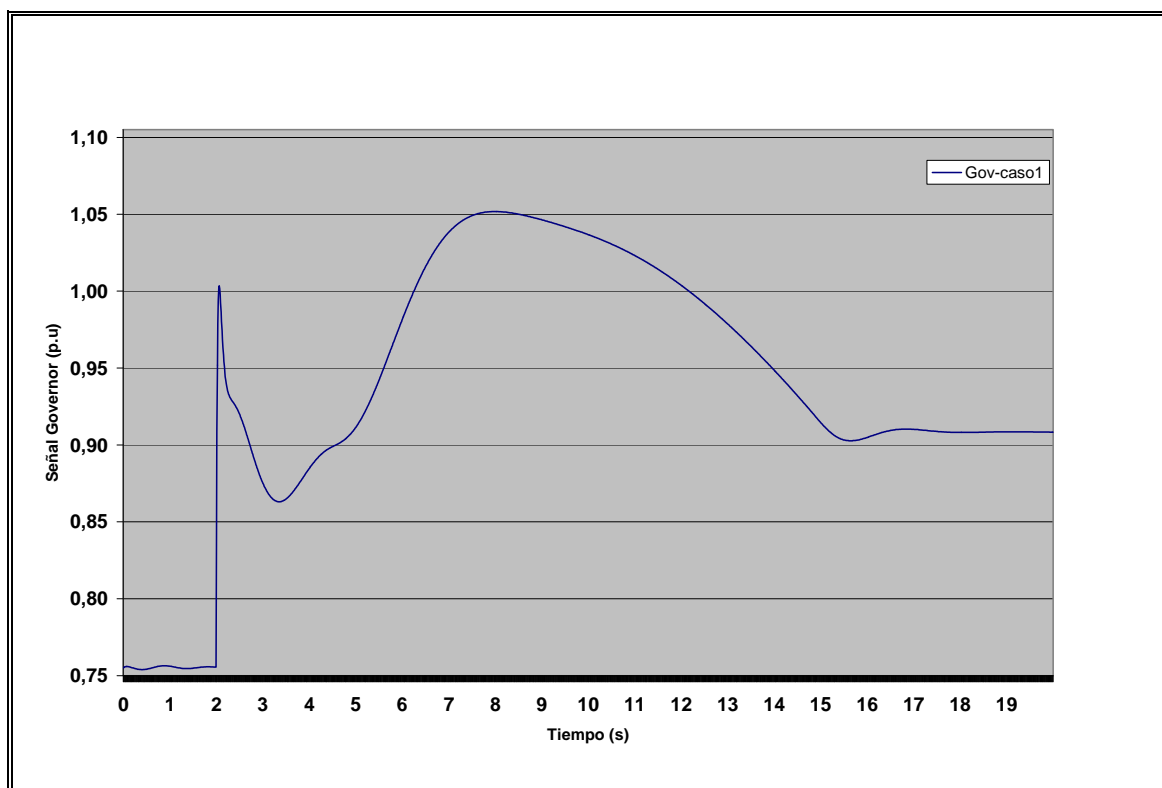


Figura B.12 Señal Entregada por el Gobernador de velocidad

La señal entregada por el gobernador de velocidad observamos que inicialmente llega al nivel 1,0 p.u para rápidamente disminuir con una sobre oscilación por debajo del nivel requerido. Al aumentar nuevamente el nivel, el control de temperatura toma el control del flujo de combustible y la señal del gobernador de velocidad sigue aumentando hasta llegar al nivel 1,05 debido a que la señal de frecuencia continua disminuyendo. Cuando la señal de frecuencia comienza a estabilizarse, la señal del gobernador de velocidad tiende a disminuir hasta que se convierte en la señal de menor valor y se estabiliza en su valor final después de los 16 segundos.

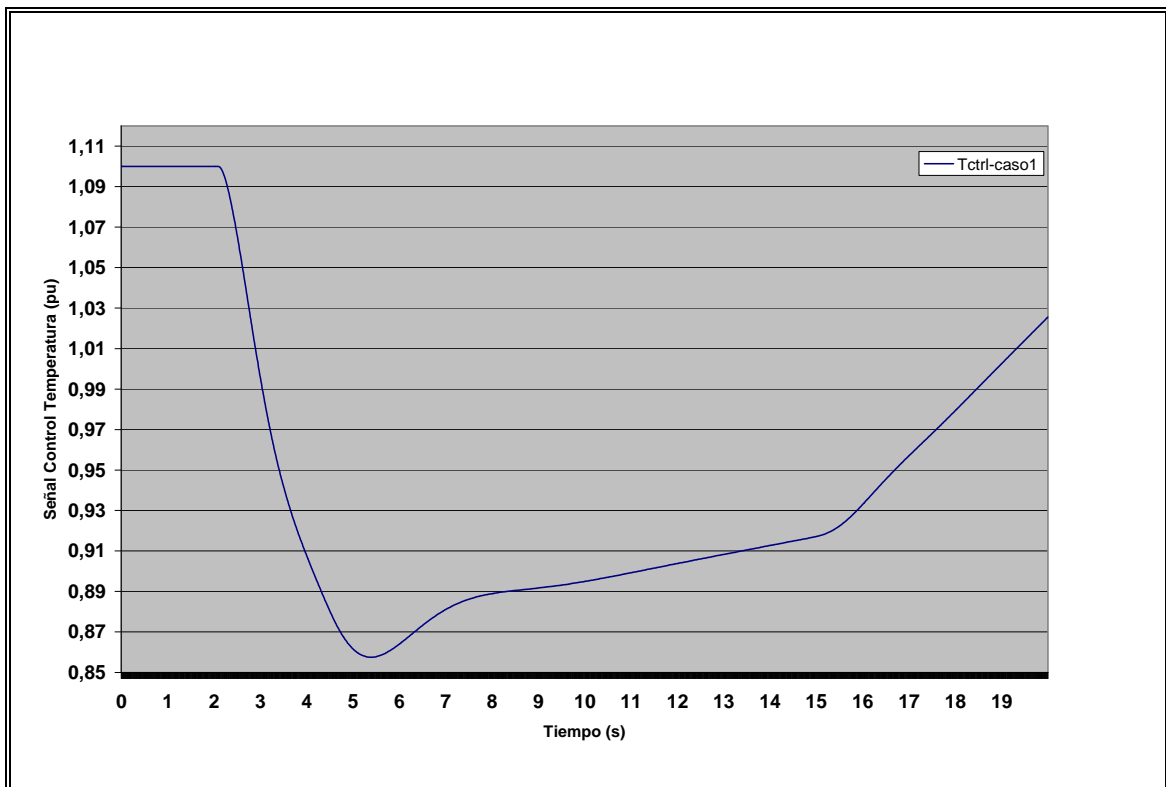


Figura B.13 Control de Temperatura de la Unidad

Podemos observar que casi medio segundo después de la perturbación, el control de temperatura comienza a integrar negativamente y a reducir su valor hasta que después de los 4 segundos se convierte en la señal de menor valor y controla el flujo de combustible para disminuir la temperatura a la entrada de la turbina. Después de llegar a su mínimo, empieza a aumentar su valor lentamente hasta que la temperatura alcanza su nivel de régimen permanente. Una vez que llega a tal valor y el flujo de aire ya se ha estabilizado, aumenta su valor para volver a saturarse en su nivel máximo de 1,1 p.u

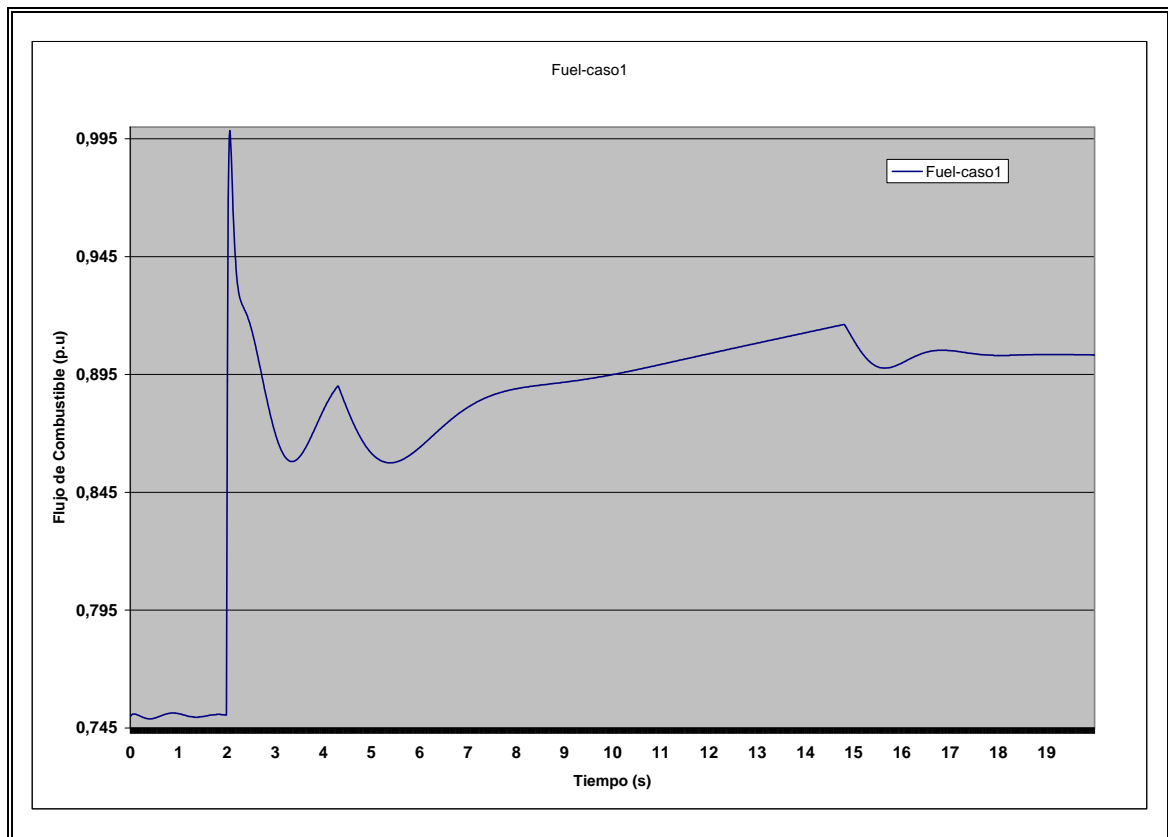


Figura B.14 Flujo de Combustible a la Cámara de Combustión

En este gráfico se puede apreciar la señal de flujo de combustible que entrega el bloque de mínimo valor. Podemos apreciar que aumenta rápidamente por sobre el nivel requerido para luego disminuir a una tasa menor. Sin embargo, al momento de subir nuevamente para alcanzar su valor final, el control de temperatura toma el control del flujo y disminuye nuevamente su nivel, para posteriormente empezar a aumentar lentamente. Finalmente, cerca de los 15 segundos la señal del gobernador de velocidad vuelve a ser la del mínimo valor con lo cual se alcanza el valor final de operación.

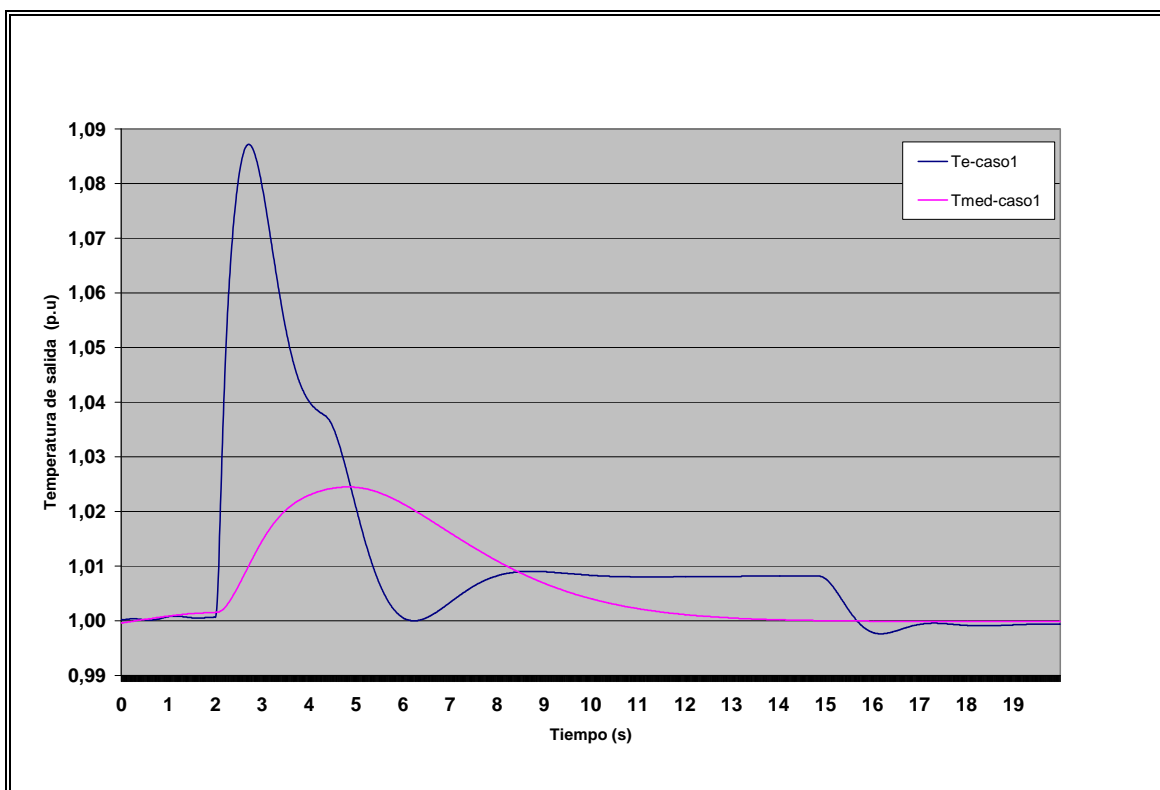


Figura B.15 Temperatura Real de los Gases y Temperatura Medida por Termocuplas

La temperatura de la máquina se puede observar en el gráfico de la figura anterior. La señal que tiene un nivel mayor corresponde a la temperatura real en la entrada de la turbina. La señal más suave y de menor nivel corresponde al valor entregado por las termocuplas. Se nota que al momento de la perturbación la temperatura rápidamente aumenta sobre su valor nominal de 1 p.u y supera el valor límite técnico de 1,01 p.u de la banda de control de temperatura en menos de un cuarto de segundo, para alcanzar un máximo de 1,087 p.u antes de los 2 segundos. Al entrar el control de temperatura a regular el flujo de combustible, pasan 3,5 segundos desde la perturbación antes que la temperatura vuelva a estar bajo el nivel 1,01 p.u y se estabilice antes de los 17 segundos (15 segundos después de la perturbación).

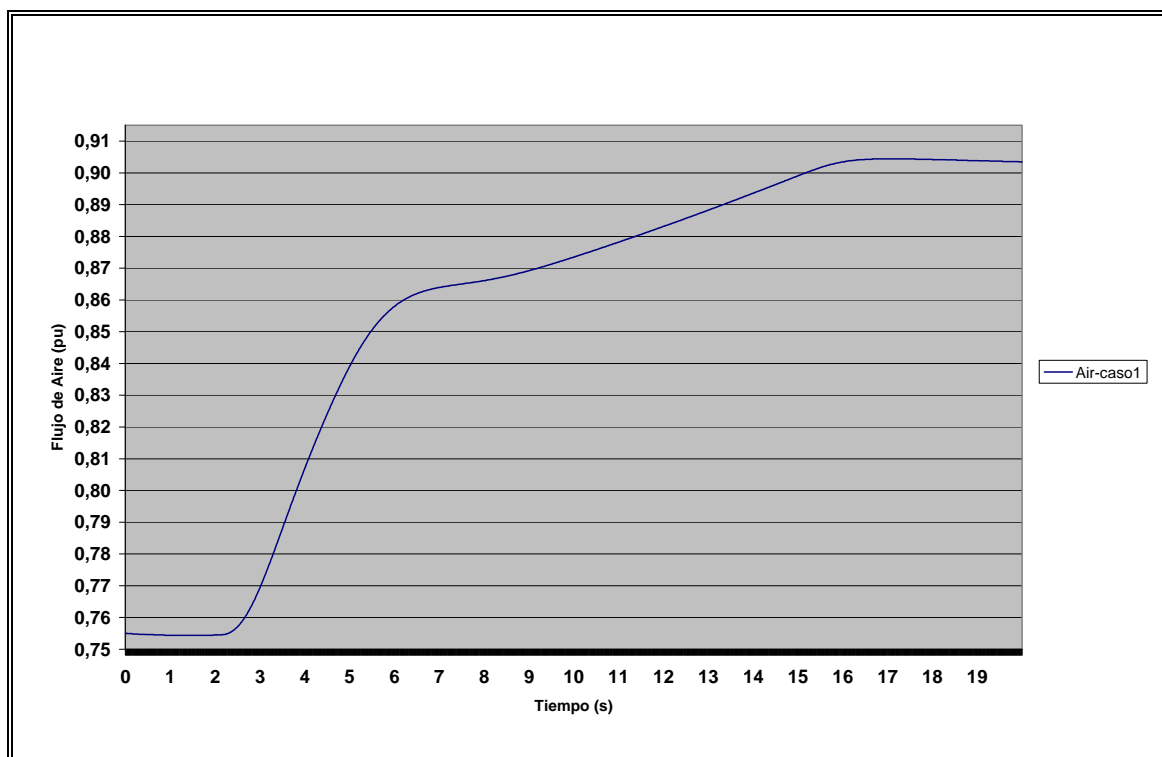


Figura B.16 Flujo de Aire en el Compresor

El flujo de aire durante la perturbación se muestra a continuación. Casi medio segundo después de la perturbación empieza a aumentar el flujo de aire a una tasa menor que el flujo de combustible (limitada para evitar cambios bruscos de presión). Cerca de los siete segundos se observa un cambio en la pendiente debido a que el control de temperatura toma control del flujo de combustible. Durante este tiempo el flujo de aire y el flujo de combustible aumentan con casi la misma pendiente (mayor para el flujo de aire) para mantener la temperatura estable y dentro de los niveles permitidos. Finalmente se estabiliza en un valor con el cual la temperatura permanece en su máximo nivel técnico.

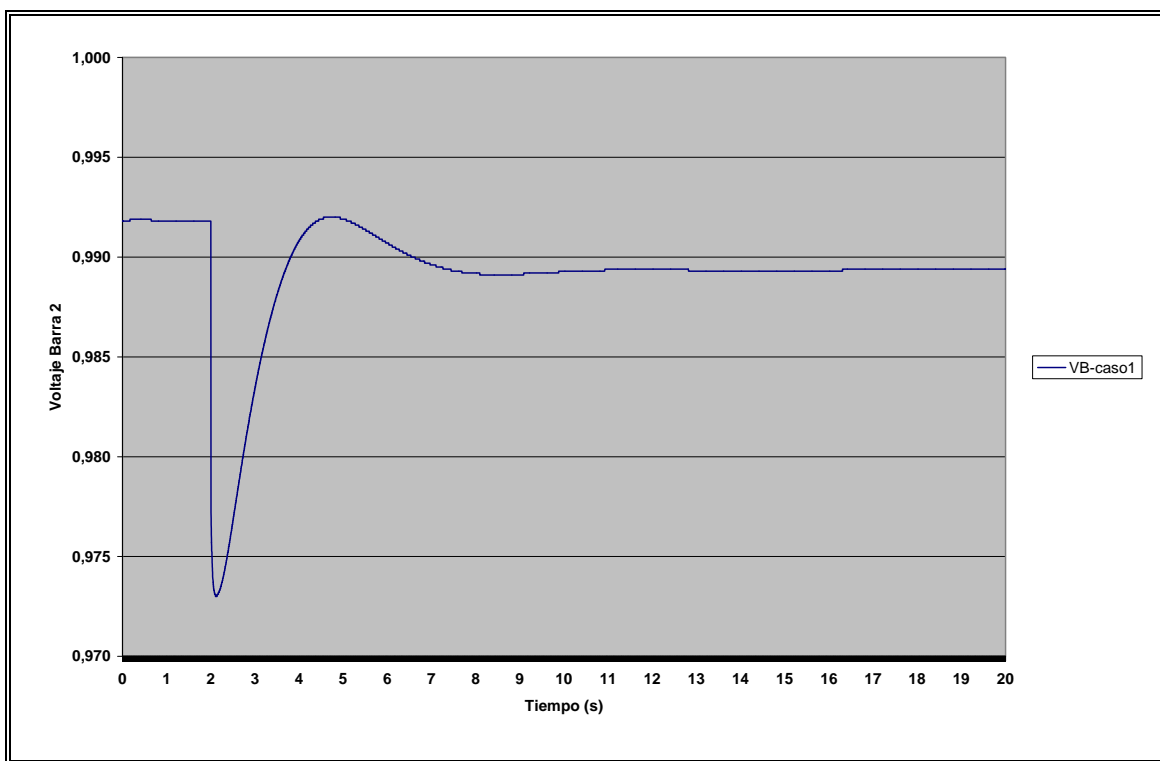


Figura B.17 Voltaje en Terminal

Observamos que el voltaje en la barra está estable y al momento de la perturbación disminuye bruscamente hasta el nivel 0,973 p.u y aumenta rápidamente hasta alcanzar su nivel final cerca de los 8 segundos (6 segundos después de la perturbación). El nivel final obtenido es menor en cerca de 0,025 p.u a su valor inicial, pero cumple cabalmente con la Normativa de Regulación de Voltaje.

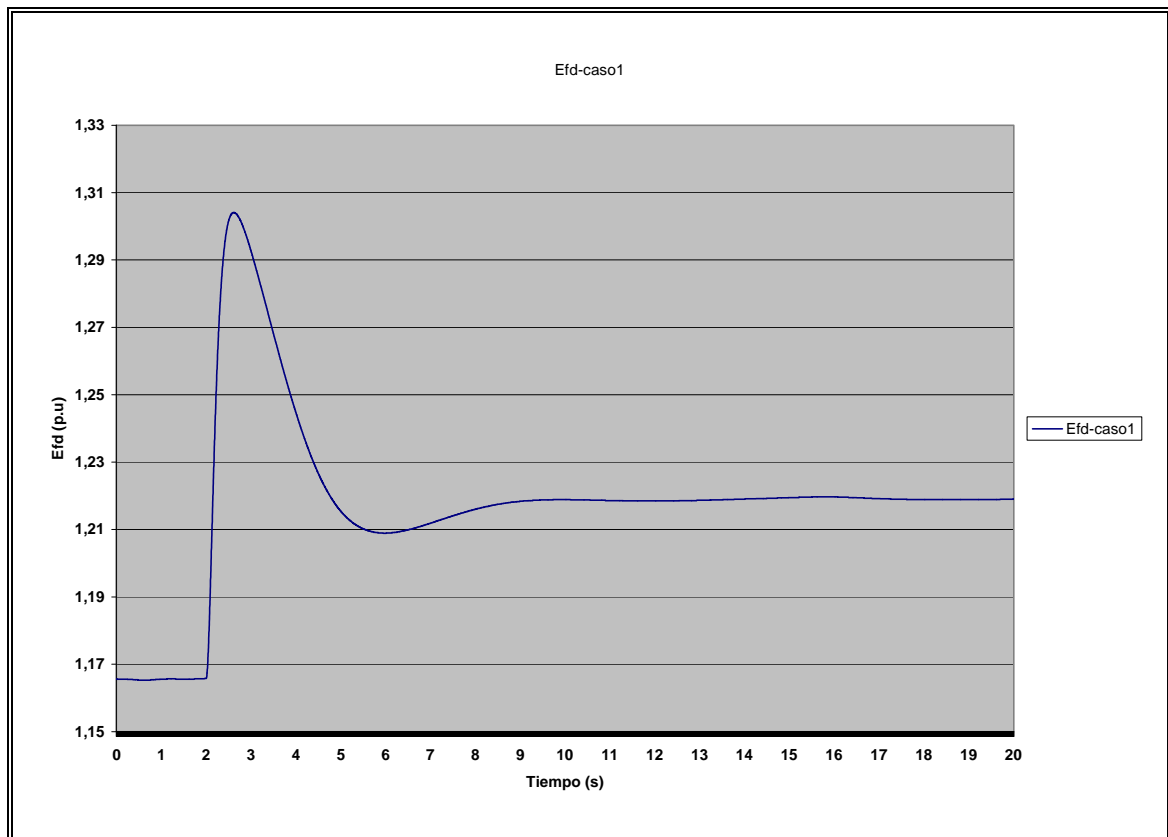


Figura B.18 Señal de Regulador de Tensión

La señal del regulador de tensión E_{fd} aumenta rápidamente debido a la disminución del voltaje de la barra, y llega a su valor final cerca de los 9 segundos alcanzando un valor 0,055 p.u. mayor que el inicial para poder mantener el voltaje dentro de los rangos permitidos.

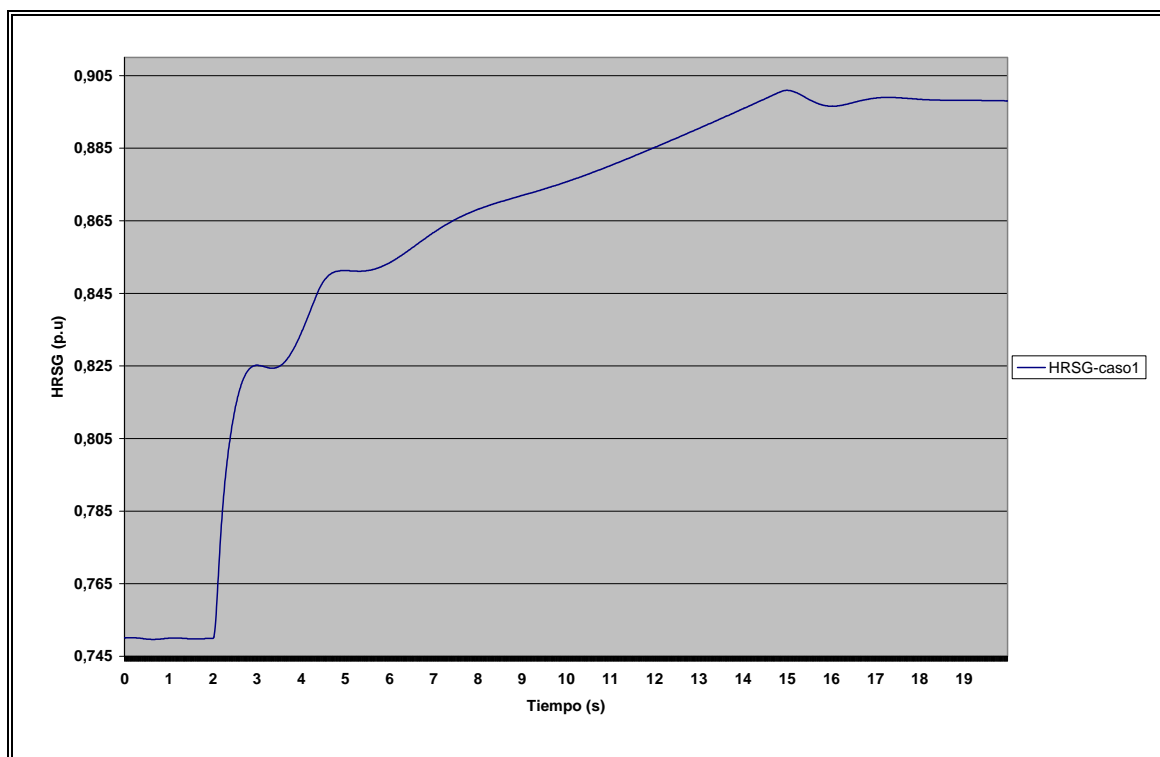


Figura B.19 Señal de Entrada al Recuperador de Calor

La señal del recuperador de calor depende de producto entre la temperatura de los gases de salida y el flujo de gas saliendo de la turbina, por lo que su señal corresponde a la señal del flujo de aire “modulada” por las variaciones de la temperatura. Esta señal representa el calor entregado desde la turbina a gas hacia la turbina a vapor. El calor generado por el recuperador de calor finalmente se ve reflejado en el gráfico siguiente, en el cual se puede apreciar la potencia mecánica de la turbina a vapor y el aporte de las distintas etapas de presión a la potencia final. Notamos que el mayor aporte corresponde al nivel de baja presión, pero es el nivel de alta presión el que varía mayormente durante la perturbación proporcionando potencia “extra” al ciclo combinado.

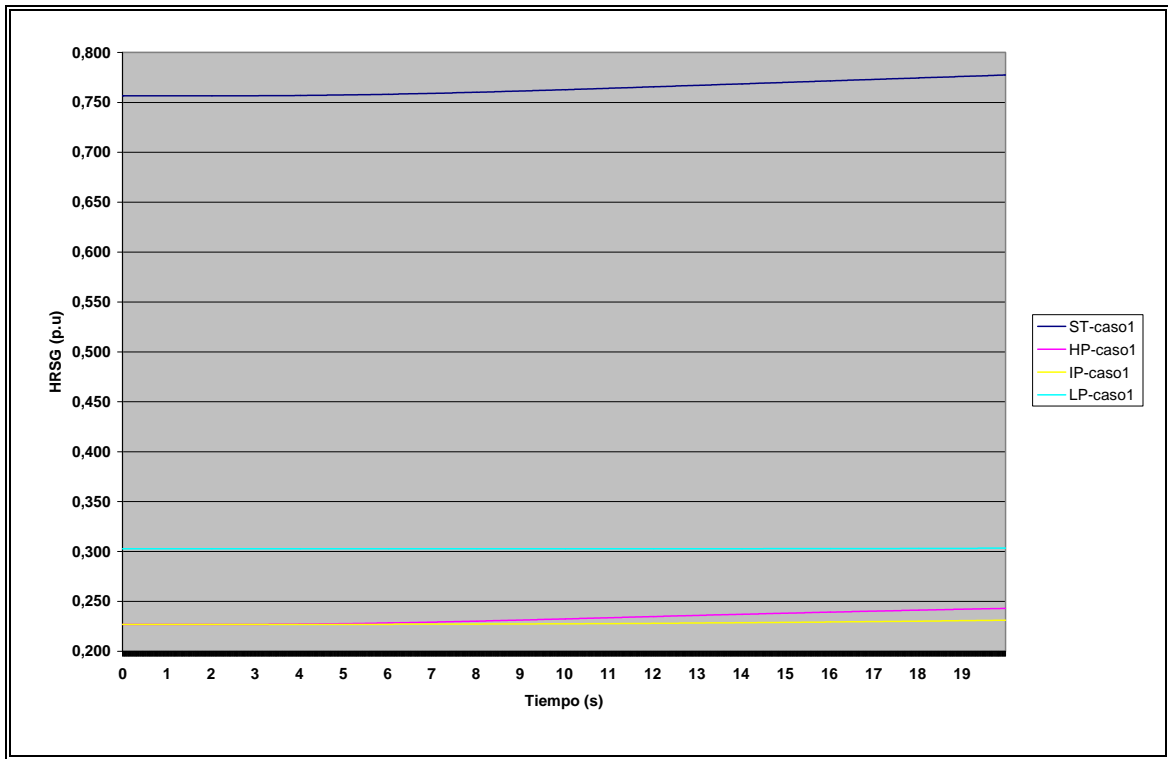


Figura B.20 Potencia Mecánica Total de la Turbina a Vapor y Potencia a Diferentes Niveles de Presión

• Simulaciones : Modificación de Parámetros

En la siguiente tabla se pueden observar algunos de los resultados más importantes obtenidos después de evaluar las distintas configuraciones, aplicando diversos “pesos” a las variables de interés. De acuerdo a la importancia en la minimización del error integral o el tiempo de estabilización de una variable en particular, con la asignación de una alta ponderación en comparación a las otras variables, es posible determinar cual es la mejor configuración de parámetros (K_pT y K_iAir).

Tabla B.1 Tabla Estadística Configuraciones con distintos Parámetros

	Error Integral					Tiempo Estabilización			Configuración	
Casos	Te	Pm	Sp	Fuel	Air	Te	Pm	Sp	KpT	KiA
1	100	100	100	100	100	100	100	100	3	4
2	100	1	1	1	1	1	1	1	9	4
3	1	100	1	1	1	1	1	1	9	2
4	1	1	100	1	1	1	1	1	3	2
5	1	1	1	100	1	1	1	1	9	2
6	1	1	1	1	100	1	1	1	9	2
7	1	1	1	1	1	100	1	1	9	4
8	1	1	1	1	1	1	100	1	3	4
9	1	1	1	1	1	1	1	100	3	4
10	100	1	1	1	1	100	1	1	9	4
11	1	100	1	1	1	1	100	1	3	4
12	1	1	100	1	1	1	1	100	3	2
13	100	100	100	100	100	1	1	1	9	4
14	1	1	1	1	1	100	100	100	3	4

De acuerdo a los resultados obtenidos, es posible caracterizar el comportamiento de la unidad de ciclo combinado de acuerdo a la importancia en el control de las variables de interés.

Gráficos Sistema 1 Caso Estudio 1

Los gráficos siguientes muestran los resultados obtenidos para el sistema de prueba 1, usando una constante $K_{pAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,75 p.u

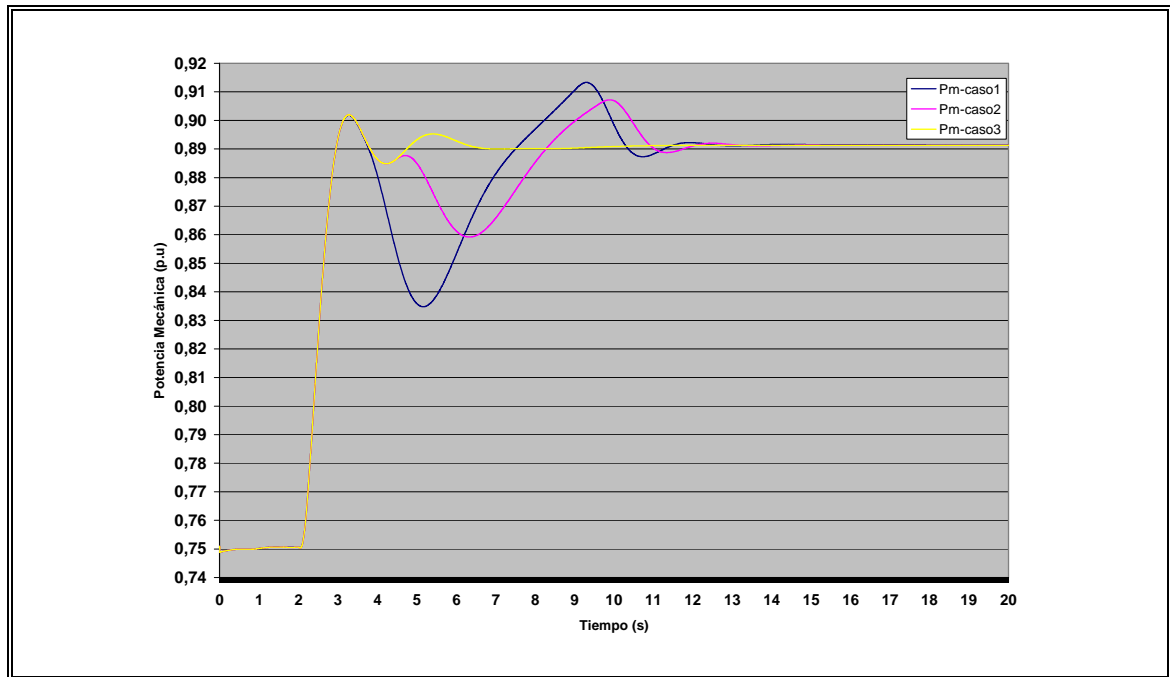


Figura B.21 Potencia Mecánica de la Unidad

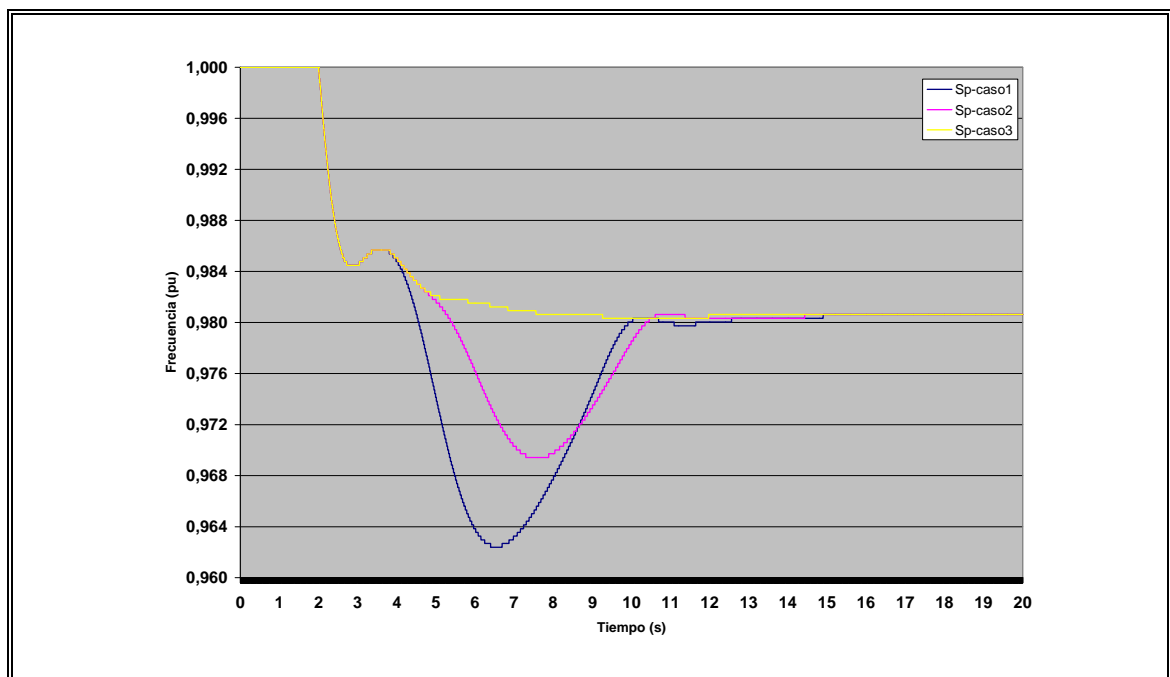


Figura B.22 Frecuencia del Sistema

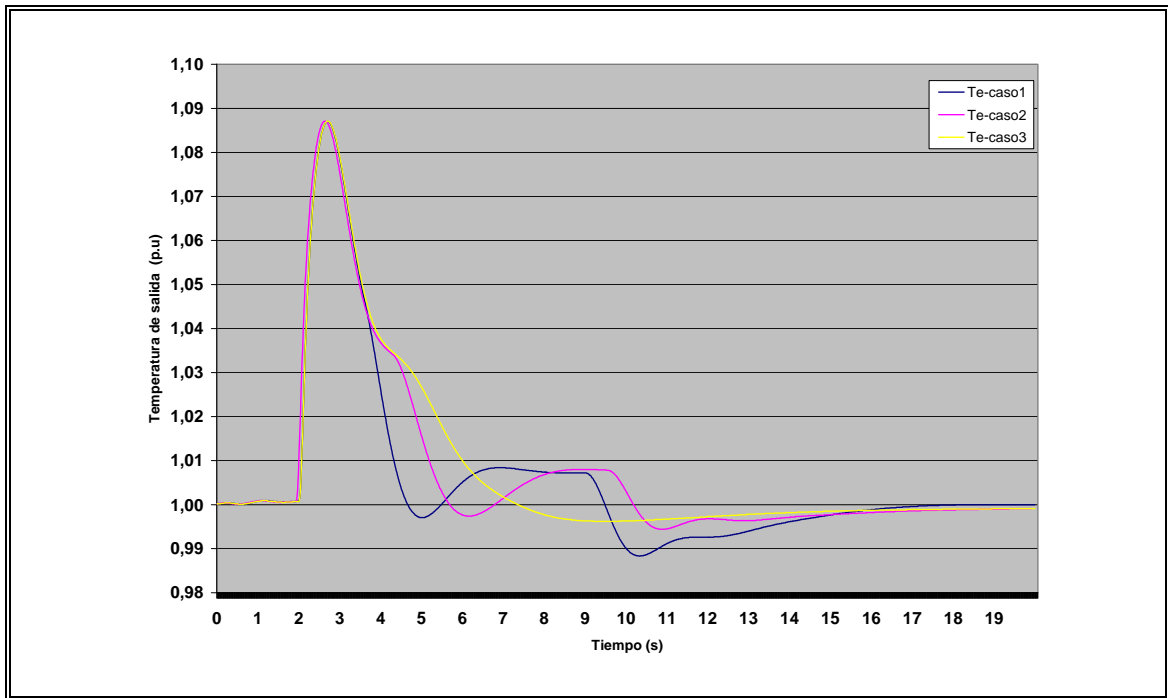


Figura B.23 Temperatura Real de Gases de Escape de Turbina a Gas

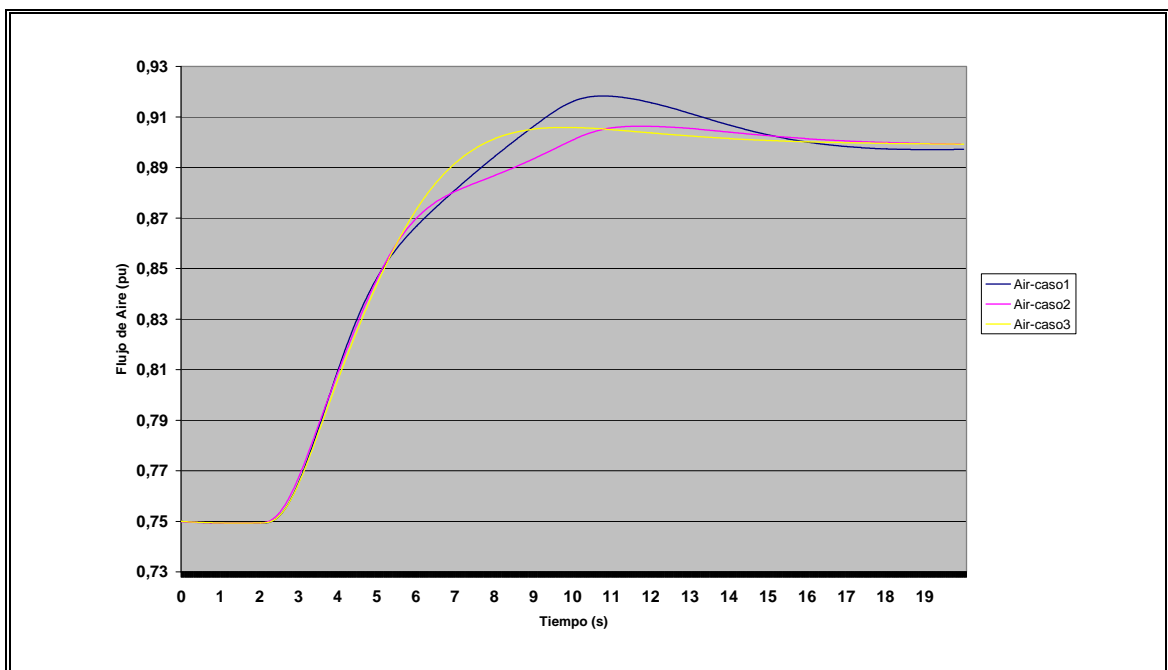


Figura B.24 Flujo de Aire

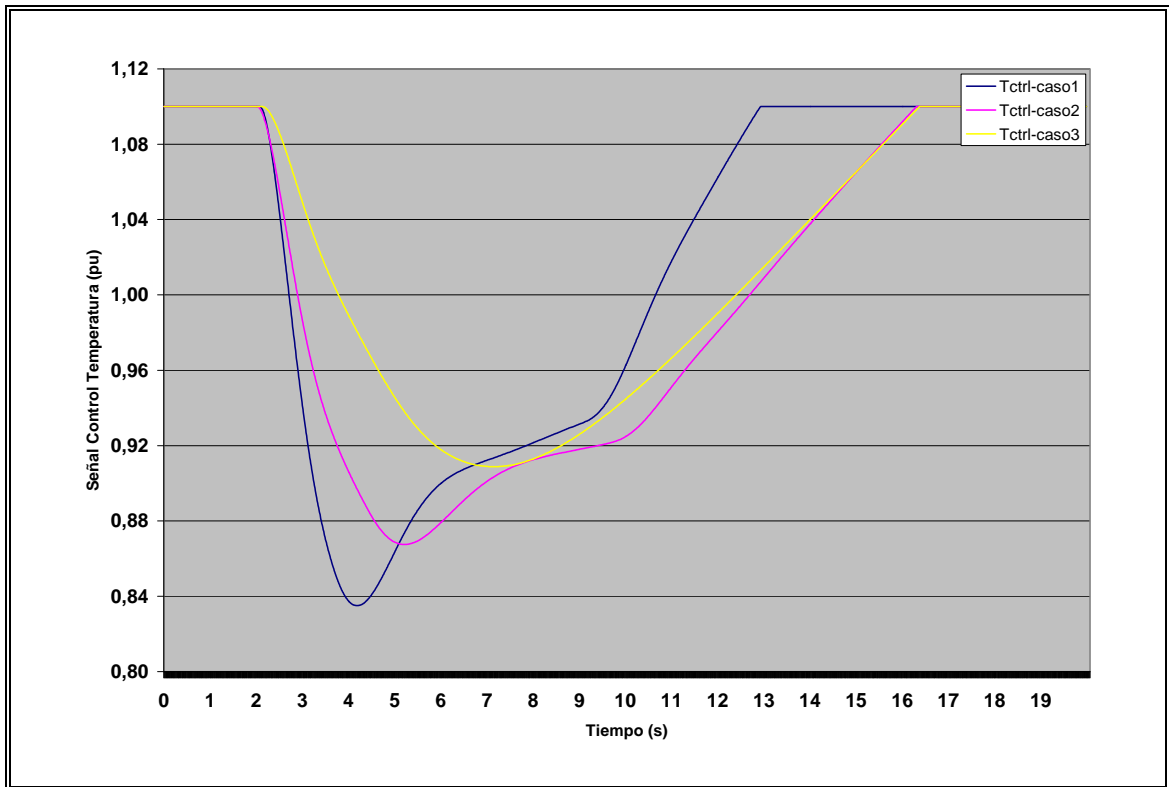


Figura B.25 Control de Temperatura

Tabla Estadística Sistema 1 Caso de Estudio 1

La tabla siguiente muestra los resultados obtenidos para el sistema de prueba 1, usando una constante $K_{iAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,75 p.u

Error Integral		Trapezoidal		
		Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura		0,1012	0,1226	0,1319
P.Mecánica		2,3914	2,4249	2,4696
Frecuencia		-0,3968	-0,3690	-0,3322
Combustible		2,6917	2,6785	2,7090
Aire		2,3420	2,2902	2,3136
Máximo(p.u)		Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura		1,0870	1,0871	1,0871
P.Mecánica		0,9133	0,9072	0,9020
Frecuencia		1,0000	1,0000	1,0000
Combustible		0,9984	0,9985	0,9985
Aire		0,9183	0,9063	0,9058
Mínimo(p.u)		Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura		0,9883	0,9944	0,9962
P.Mecánica		0,7489	0,7489	0,7489
Frecuencia		0,9624	0,9694	0,9803
Combustible		0,7489	0,7489	0,7489
Air		0,7493	0,7493	0,7493
Tiempo Estabilización (p.u)		Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura Crítica		4,3200	5,2500	5,9900
Temperatura		16,3200	19,9700	19,9000
P.Mecánica		11,0940	11,3520	5,8400
Frecuencia		9,8200	10,2580	5,8160
Valor Estabilización (p.u)		Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura		1,0000	0,9991	0,9991
P.Mecánica		0,8914	0,8913	0,8913
Frecuencia		0,9806	0,9806	0,9806
Combustible		0,9030	0,9035	0,9035
Aire		0,8972	0,8993	0,8992

Gráficos Sistema 1 Caso Estudio 2

Los gráficos siguientes muestran los resultados obtenidos para el sistema de prueba 1, usando una constante $K_{iAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,9 p.u

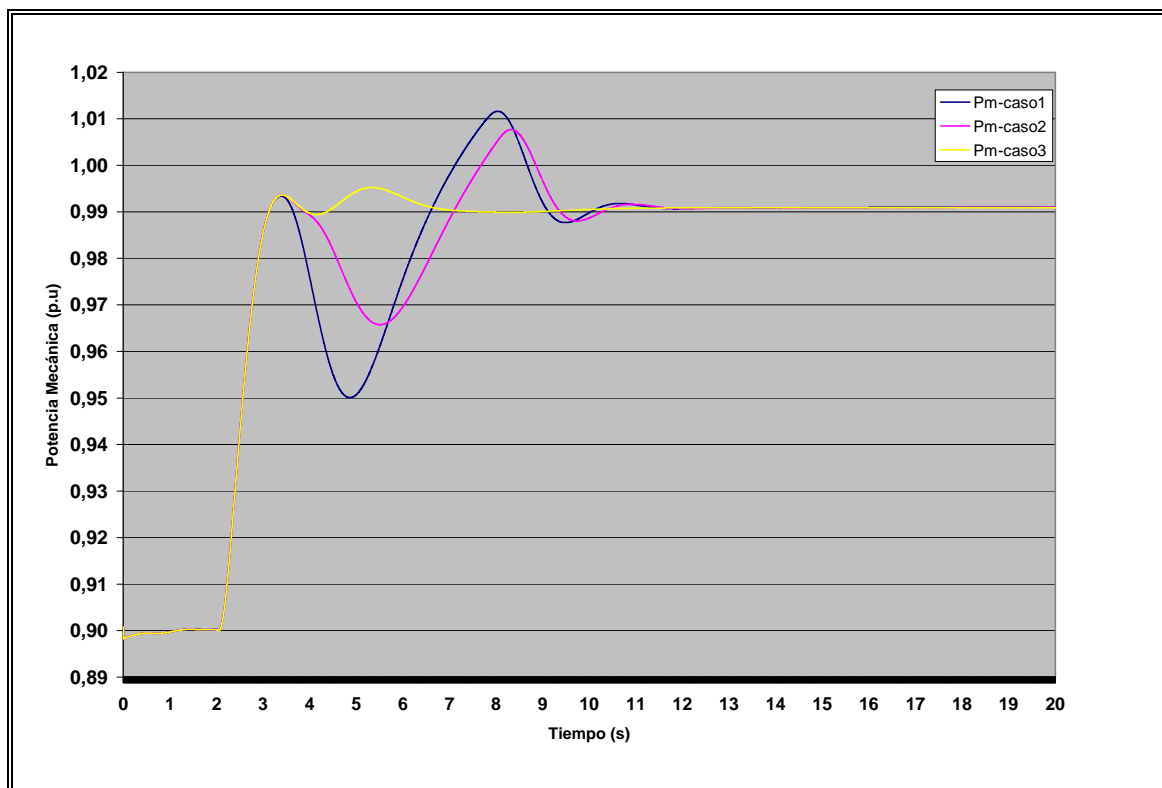


Figura B.26 Potencia Mecánica de la Unidad

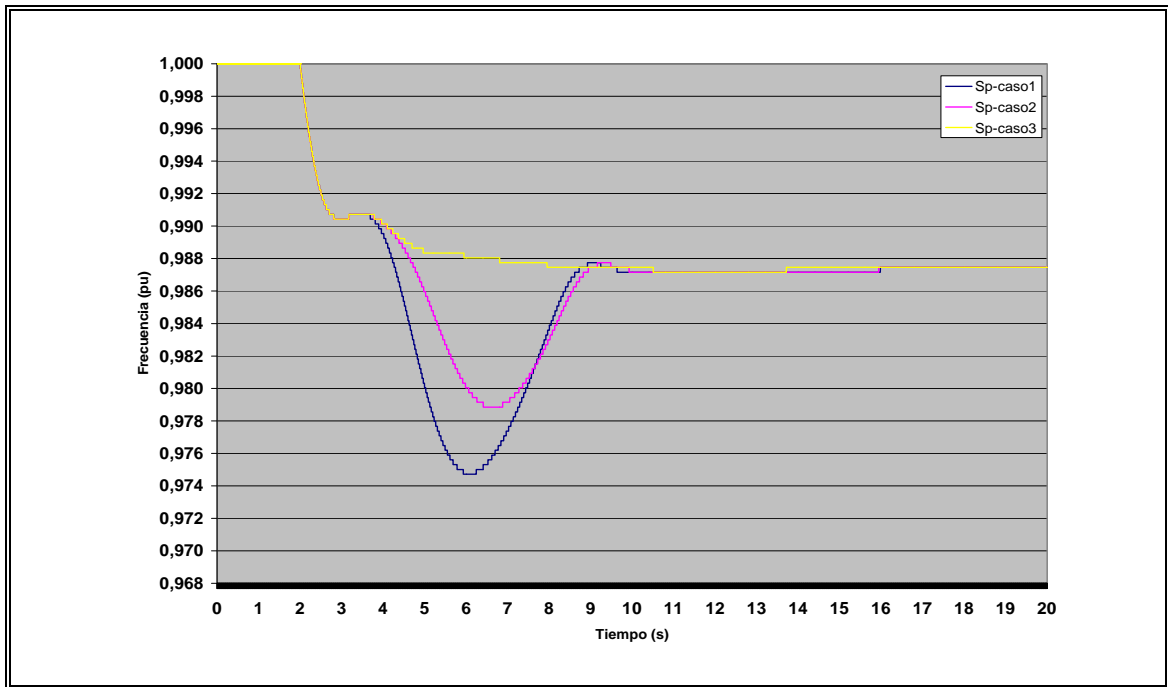


Figura B.27 Frecuencia del Sistema

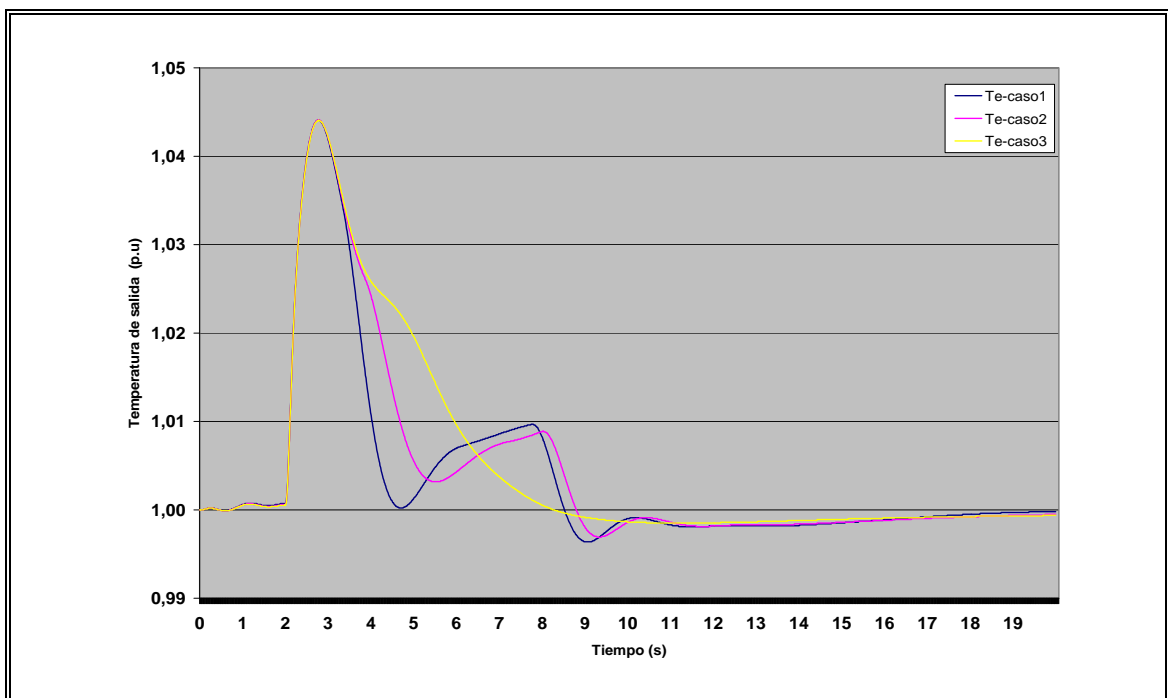


Figura B.28 Temperatura Real de Gases de Escape de Turbina a Gas

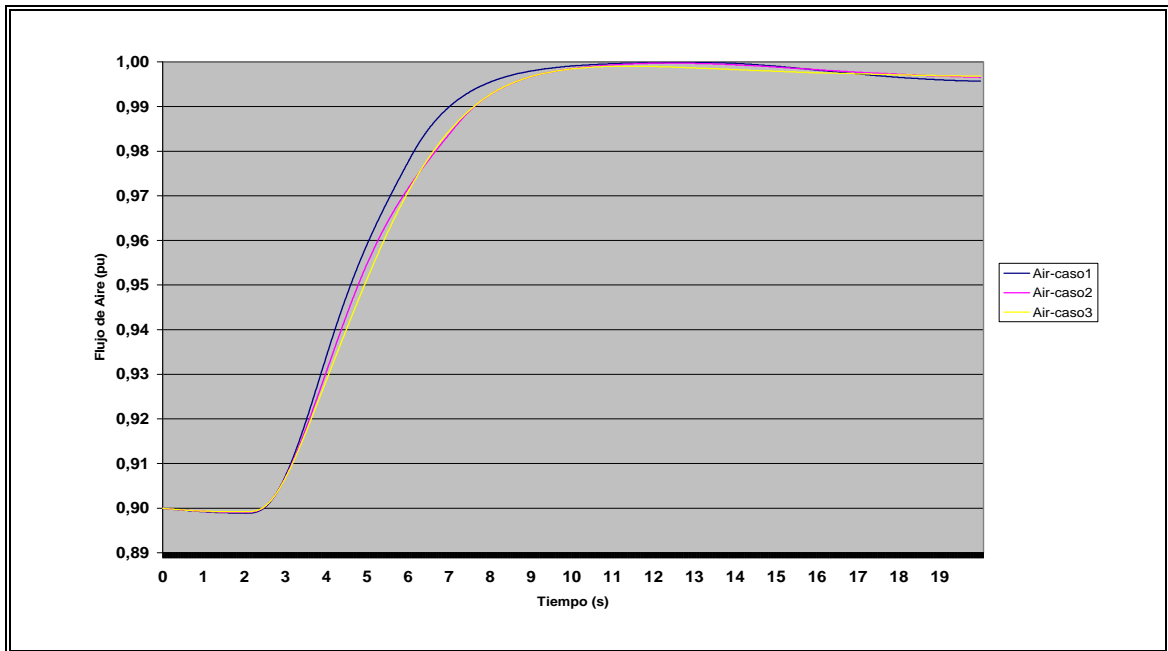


Figura B.29 Flujo de Aire

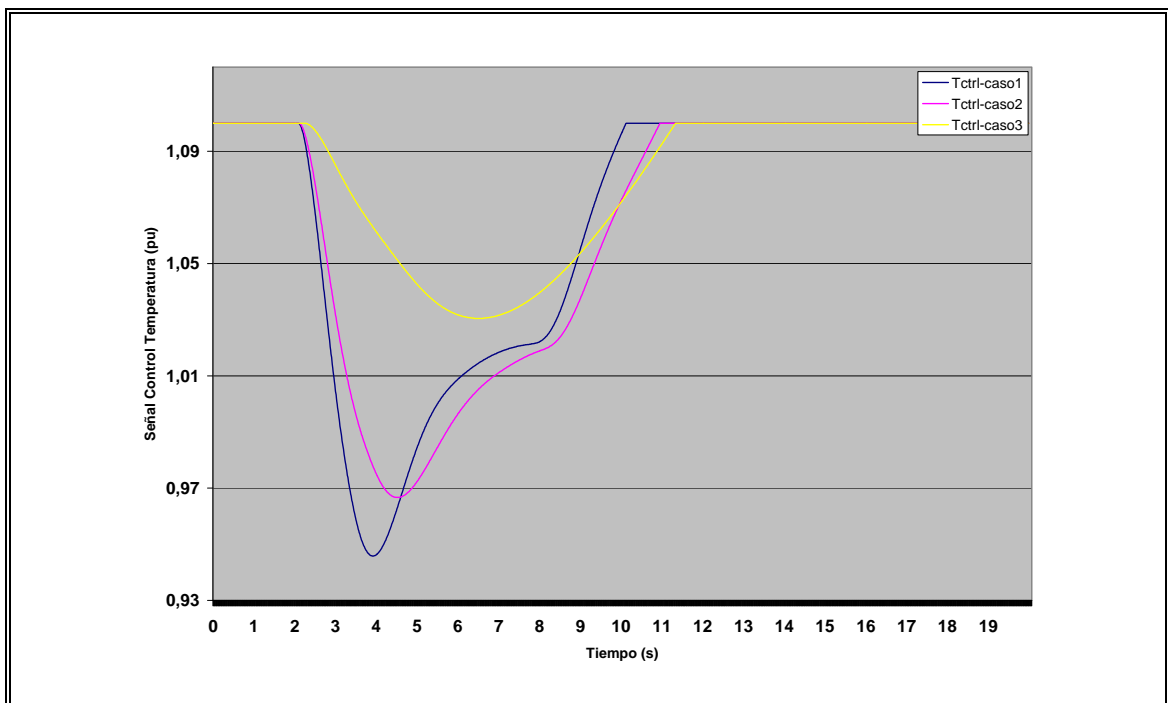


Figura B.30 Control de Temperatura

Tabla Estadística Sistema 1 Caso de Estudio 2

La tabla siguiente muestra el resultado obtenido a utilizar un valor de $K_{iAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,9 p.u

	Trapezoidal		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura	0,0420	0,0510	0,0641
P.Mecánica	1,5464	1,5618	1,5903
Frecuencia	-0,2520	-0,2391	-0,2145
Combustible	1,7429	1,7409	1,7454
Aire	1,4839	1,4606	1,4501

	Máximo(p.u)		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura	1,0441	1,0441	1,0441
P.Mecánica	1,0116	1,0077	0,9952
Frecuencia	1,0000	1,0000	1,0000
Combustible	1,0443	1,0444	1,0441
Aire	0,9999	0,9997	0,9990

	Mínimo(p.u)		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura	0,9964	0,9969	0,9985
P.Mecánica	0,8983	0,8983	0,8983
Frecuencia	0,9747	0,9789	0,9872
Combustible	0,8983	0,8983	0,8984
Air	0,8989	0,8991	0,8992

	Tiempo Estabilización (p.u)		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura Crítica	4,0200	4,6700	5,9400
Temperatura	16,2400	16,6200	15,1400
P.Mecánica	9,7500	9,9380	5,9340
Frecuencia	8,4580	8,6540	4,9640

	Valor Estabilización (p.u)		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
Temperatura	0,9998	0,9995	0,9994
P.Mecánica	0,9910	0,9910	0,9909
Frecuencia	0,9875	0,9875	0,9875
Combustible	0,9995	0,9997	0,9998
Aire	0,9957	0,9966	0,9968

3. Sistema de Prueba 2

Sistema 14 Barras : Flujo de Potencia

Flujo de Potencia

Barra	Tipo	Voltaje (p.u)	Angulo(deg)	P(p.u)	Q(p.u)
1	PV	105,000	0,70	1,238	0,333
2	Swing	104.500	0,00	0,651	-0,122
3	PV	104.000	-2,60	0,100	0,128
4	PQ	0,99923	-5,30	-0,400	-0,100
5	PQ	0,99787	-5,00	-0,400	-0,100
6	PV	104.000	-12,00	0,100	0,203
7	PQ	102,700	-9,4	0,00	0,000
8	PV	104.000	-8,50	0,100	0,078
9	PQ	102,431	-12,20	-0,200	-0,050
10	PQ	101,339	-13,20	-0,200	-0,050
11	PQ	101,239	-13,60	-0,200	-0,050
12	PQ	100,053	-14,10	-0,200	-0,050
13	PQ	100,245	-13,60	-0,150	-0,100
14	PQ	0,96373	-15,20	-0,350	-0,150

Sistema sin SVC en Barra 14

A continuación se mostrará el comportamiento del sistema, sin la inclusión del SVC en la barra 14, bajo las mismas condiciones de la perturbación aplicada.

Caso 1 : Caso Base con SVC en barra 14

Caso 2 : Caso Base sin SVC en barra 14

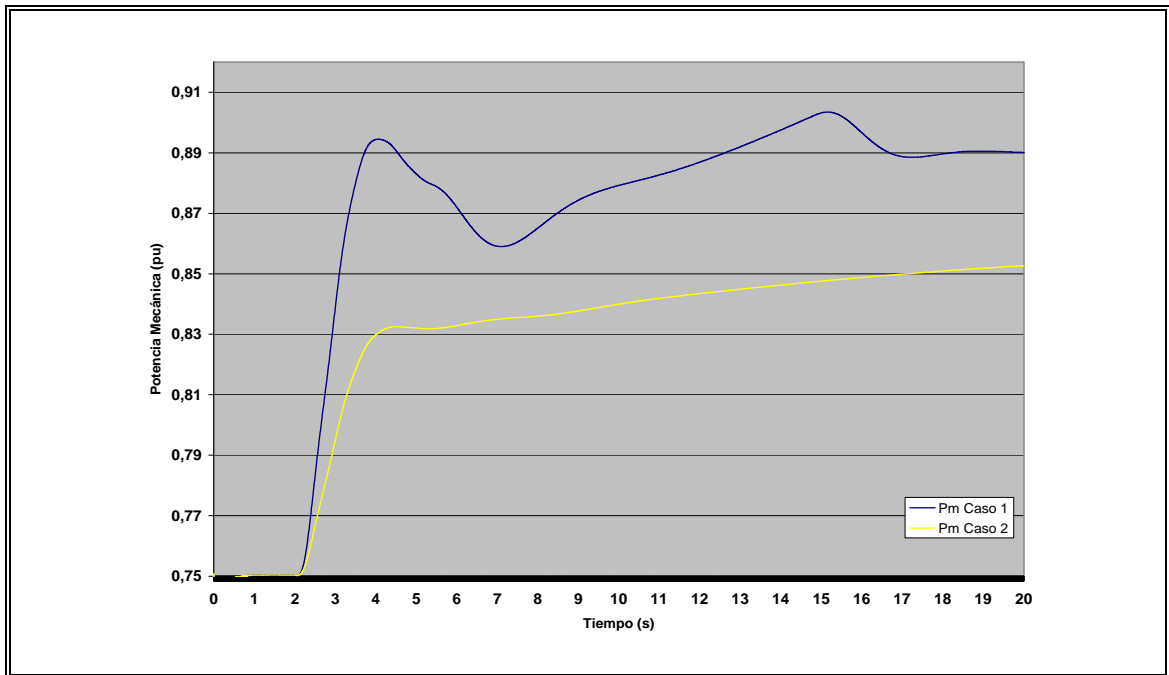


Figura B.31 Potencia Mecánica del Ciclo Combinado

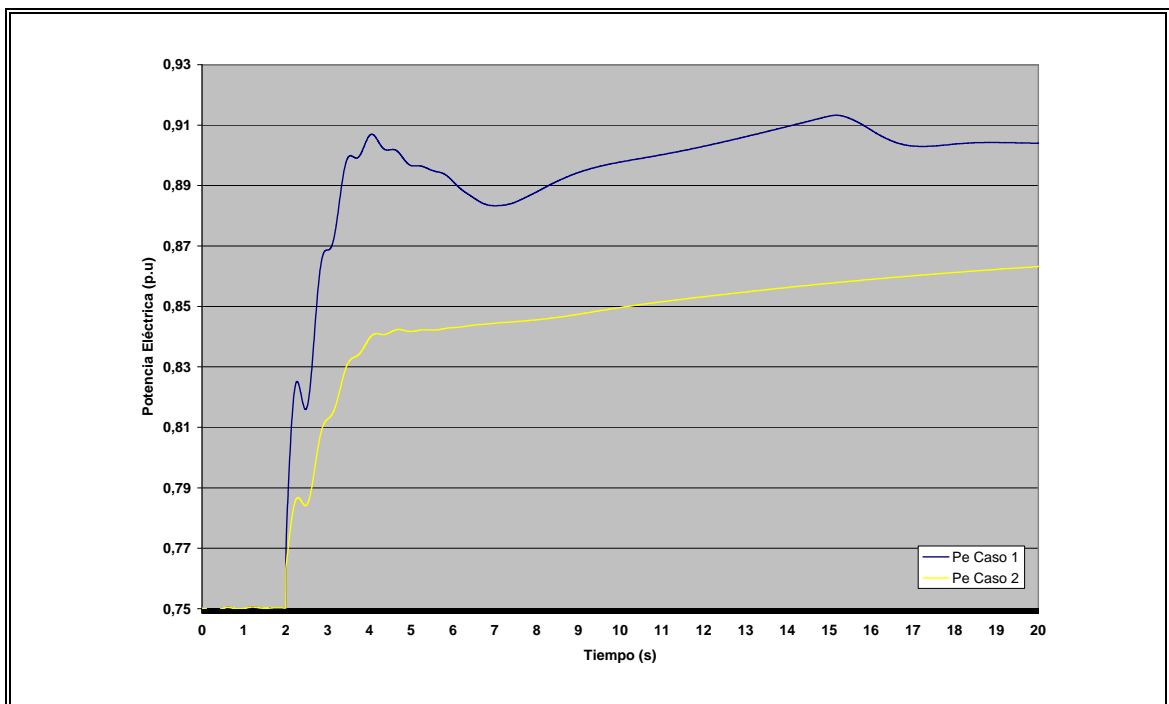


Figura B.32 Potencia Eléctrica del Ciclo Combinado

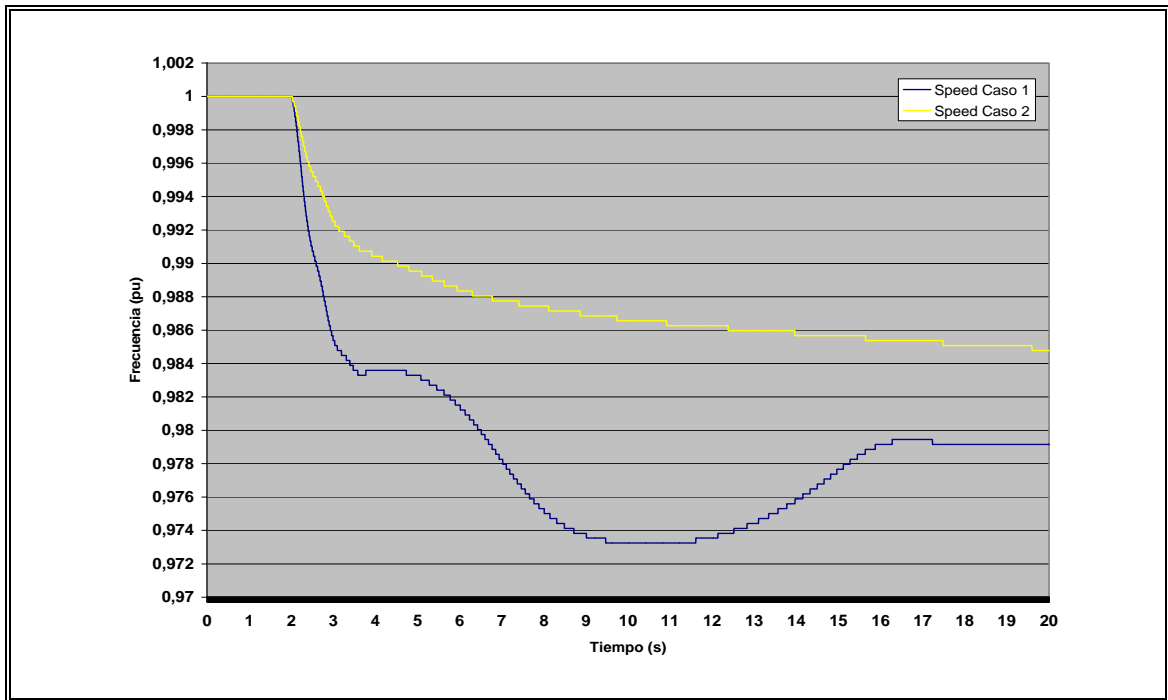


Figura B.33 Frecuencia del Sistema

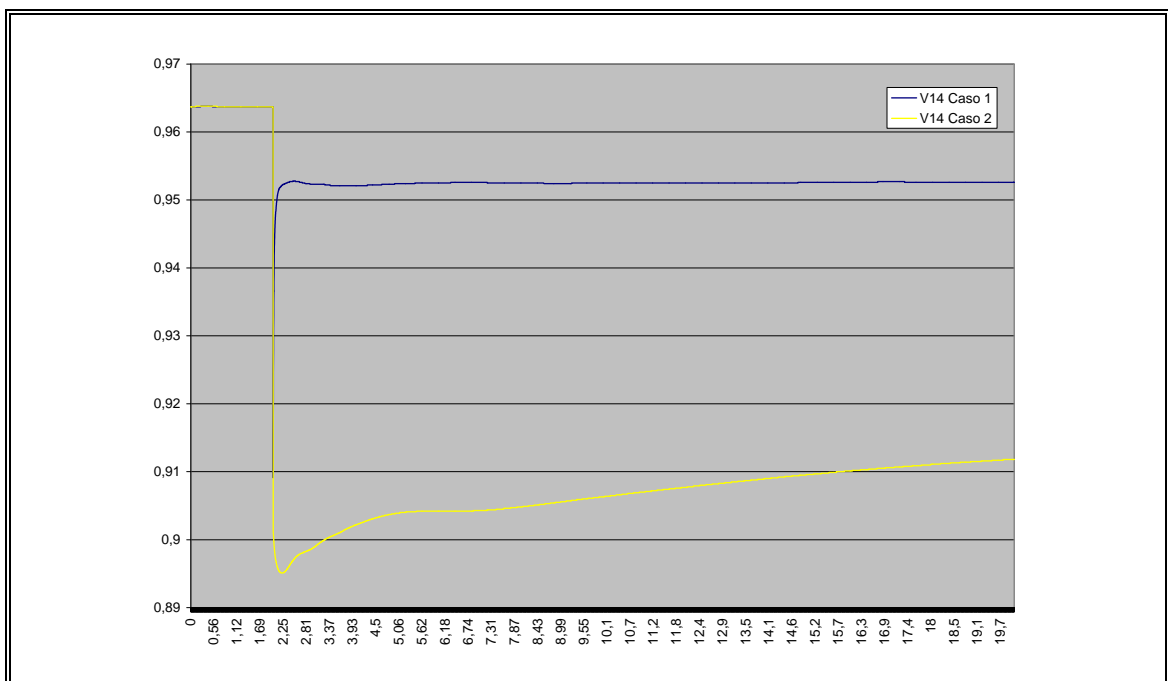


Figura B.34 Voltaje en Barra 14

Observando las gráficas obtenidas, vemos que el estado final del sistema no cumple con la regulación de voltaje, ya que el valor de estabilización en el tiempo de estudio no cumple con el mínimo de 0,95 p.u, sino que sólo alcanza a superar el nivel 0,91 p.u. Con la inclusión de SVC vemos que cumple la norma, manteniéndose sobre 0,95 p.u. Si observamos los niveles de potencia, vemos que la unidad no es capaz de otorgar el nivel de potencia requerido alcanzado un valor menor, empujándose sobre 0,86 p.u, menor al valor 0,9 requerido. Como consecuencia de esto, se hace necesaria la inclusión de un SVC al sistema, tal como se realizó en el sistema de prueba.

Gráficos Sistema 2 Caso Estudio 1

Los gráficos siguientes muestran los resultados obtenidos para el sistema de prueba 1, usando una constante $K_{iAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,75 p.u

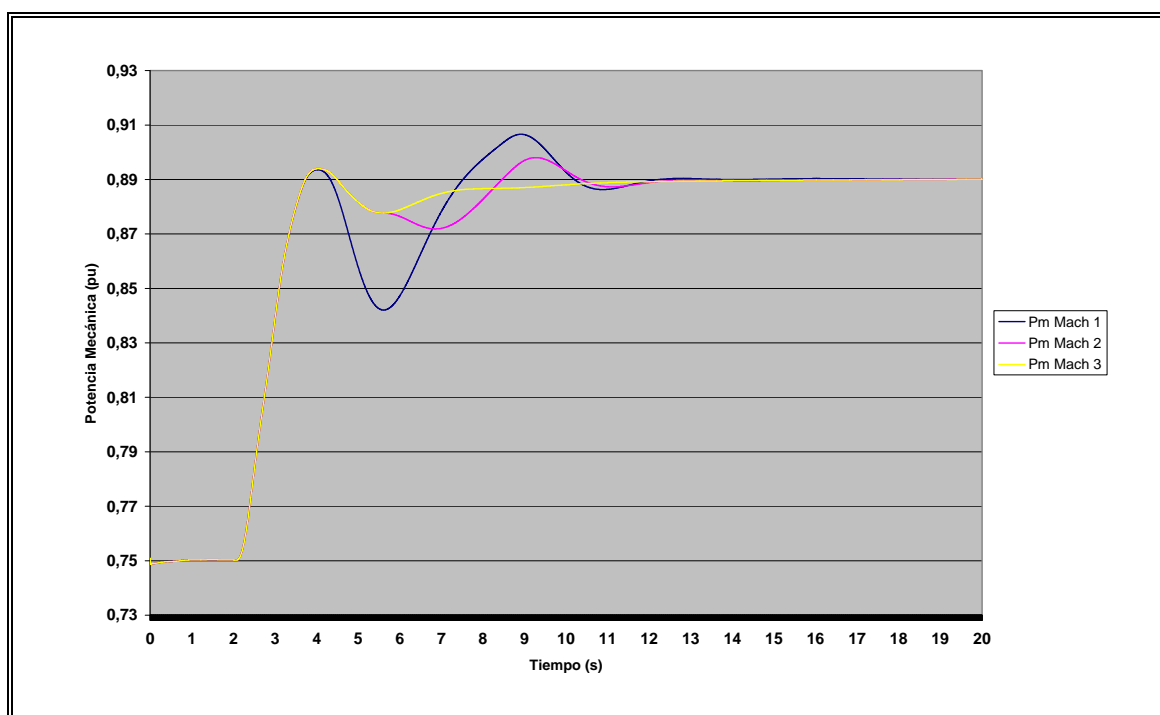


Figura B.35 Potencia Mecánica de la Unidad

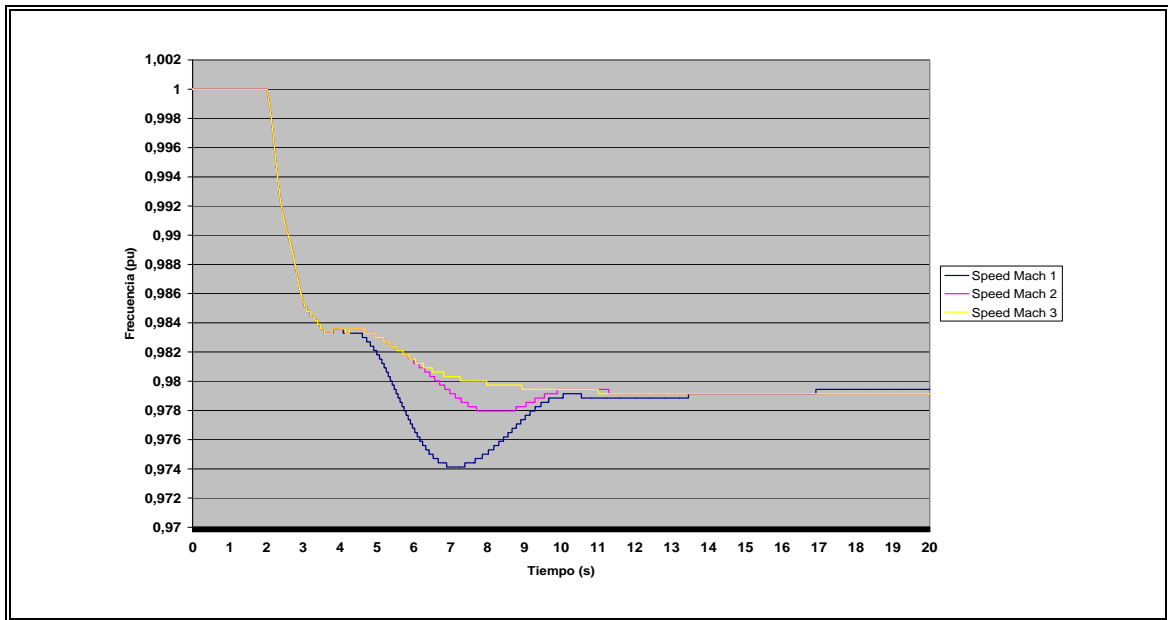


Figura B.36 Frecuencia del Sistema

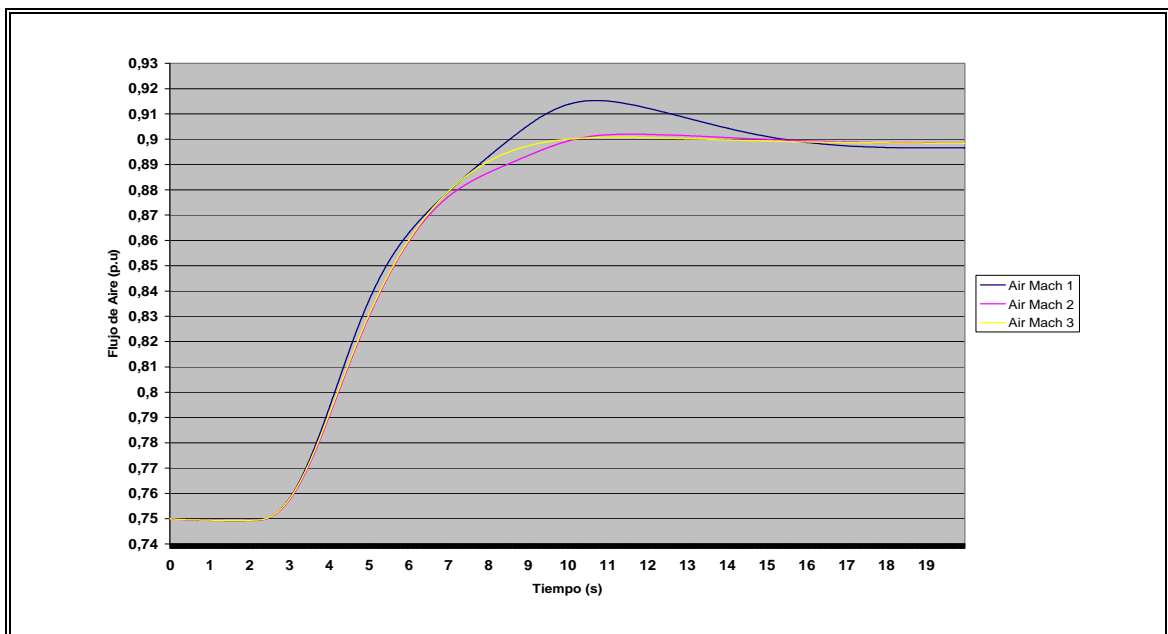


Figura B.37 Flujo de Aire

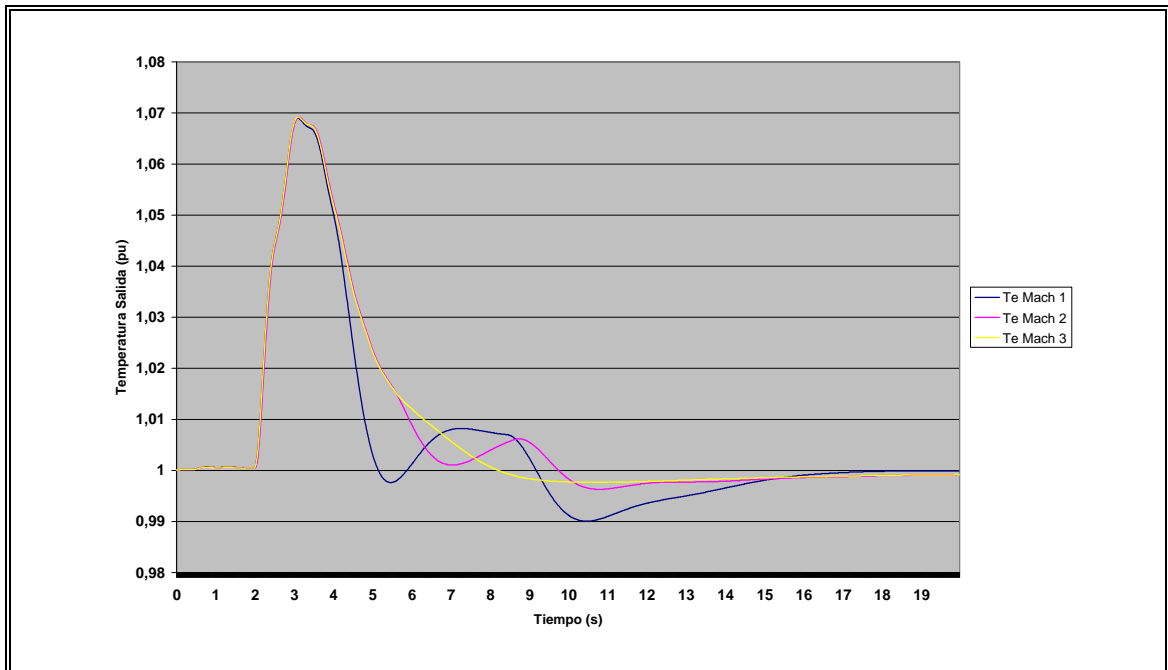


Figura B.38 Temperatura Real Gases de Escape Turbina a Gas

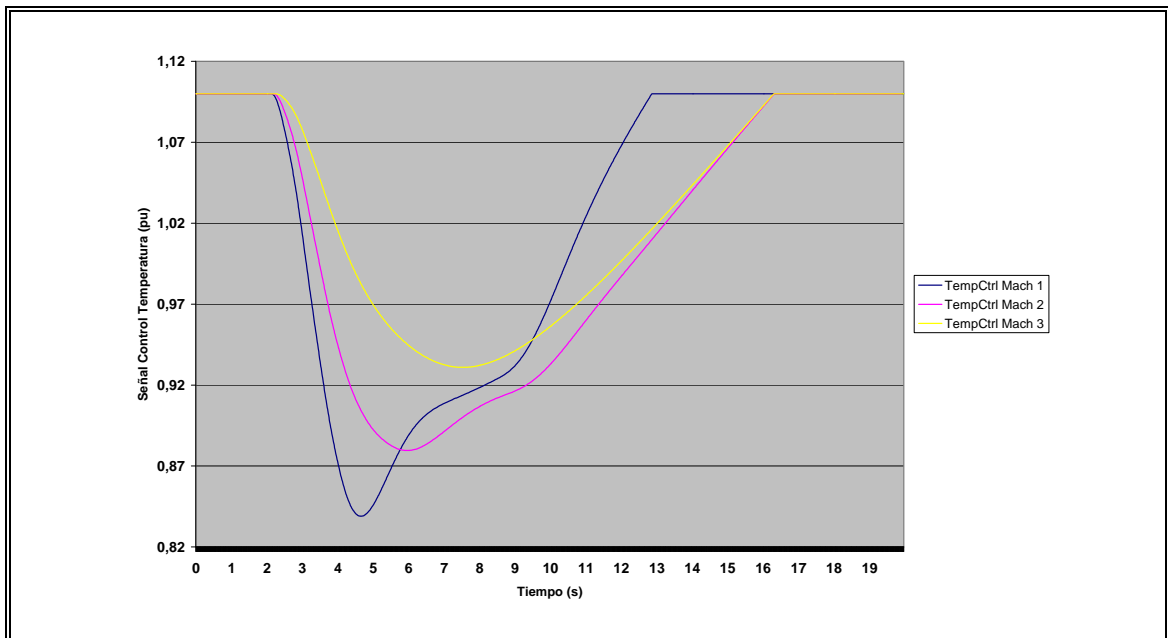


Figura B.39 Control de Temperatura

Tabla Estadística Sistema 2 Caso de Estudio 1

Las tabla siguiente muestra los resultados obtenidos para el sistema de prueba 2, usando una constante $K_{iAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,75 p.u

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,100	0,117	0,118
<i>P.Mecánica</i>	2,338	2,359	2,365
<i>Frecuencia</i>	-0,366	-0,351	-0,347
<i>Combustible</i>	2,612	2,603	2,603
<i>Aire</i>	2,282	2,205	2,213

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,069	1,069	1,069
<i>P.Mecánica</i>	0,907	0,898	0,894
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	0,923	0,913	0,903
<i>Aire</i>	0,915	0,902	0,901

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,990	0,996	0,998
<i>P.Mecánica</i>	0,749	0,749	0,749
<i>Frecuencia</i>	0,974	0,978	0,979
<i>Combustible</i>	0,749	0,749	0,749
<i>Aire</i>	0,749	0,749	0,749

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,820	5,940	6,320
<i>Temperatura</i>	15,990	17,860	18,540
<i>P.Mecánica</i>	11,446	11,434	9,622
<i>Frecuencia</i>	9,452	8,776	7,258

**Valor Estabilización
(p.u)**

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,000	0,999	0,999
<i>P.Mecánica</i>	0,890	0,890	0,890
<i>Frecuencia</i>	0,979	0,979	0,979
<i>Combustible</i>	0,903	0,903	0,903
<i>Aire</i>	0,897	0,898	0,898

Gráficos Sistema 2 Caso Estudio 2

Los gráficos siguientes muestran los resultados obtenidos para el sistema de prueba 1, usando una constante $K_{iAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,9 p.u

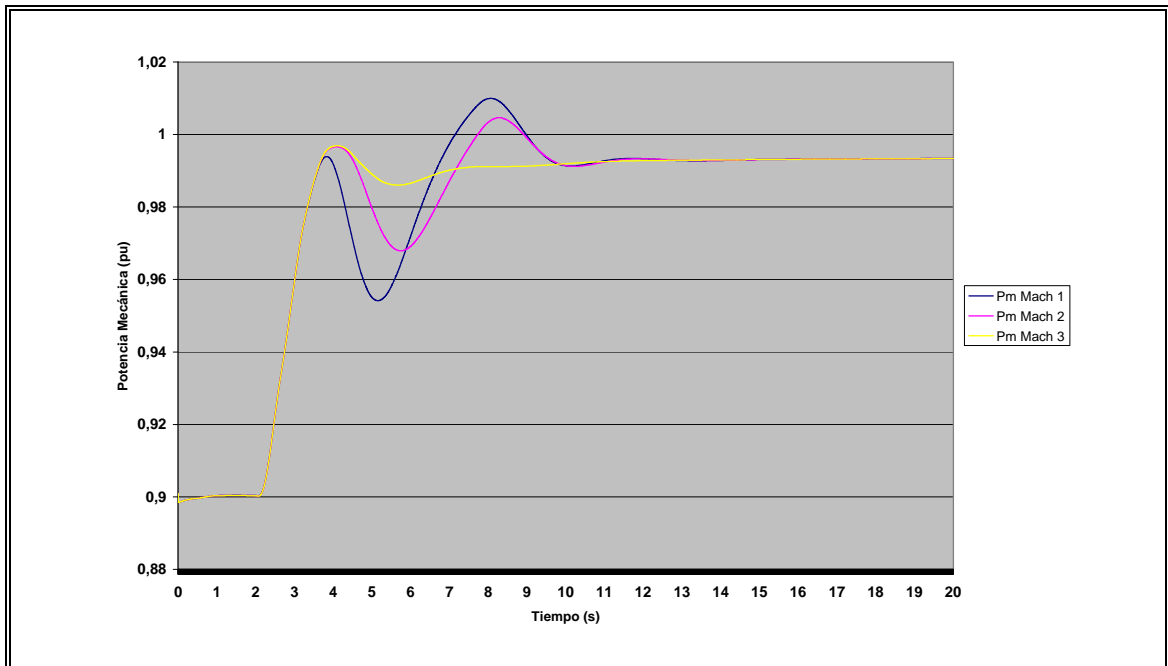


Figura B.40 Potencia Mecánica de la Unidad

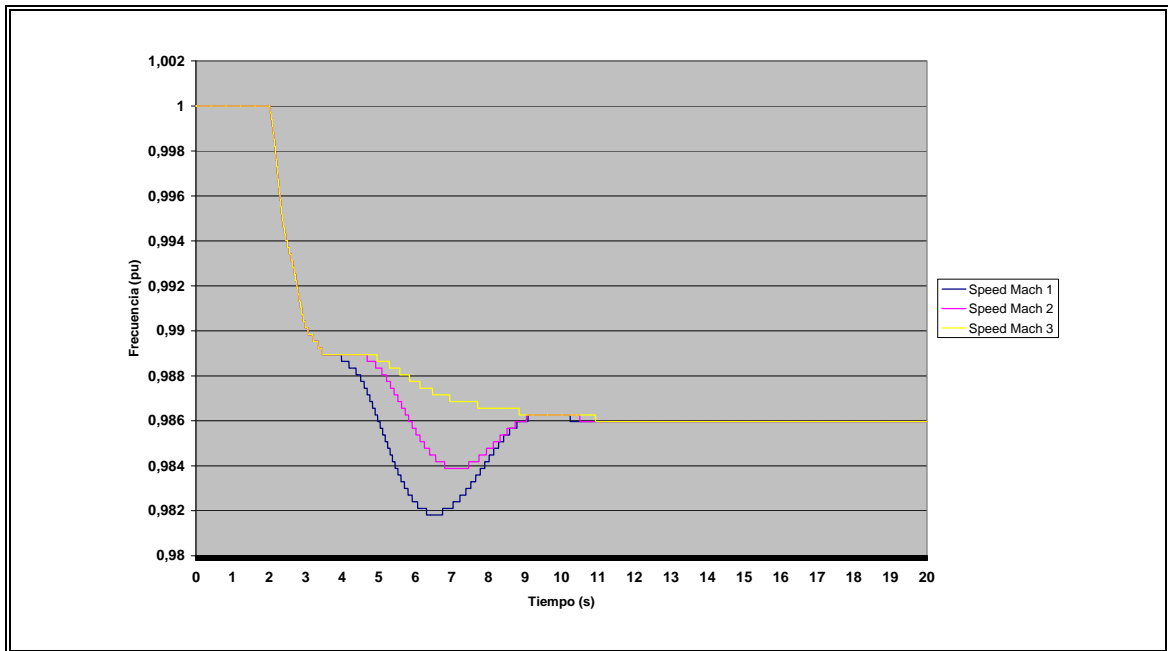


Figura B.41 Frecuencia del Sistema

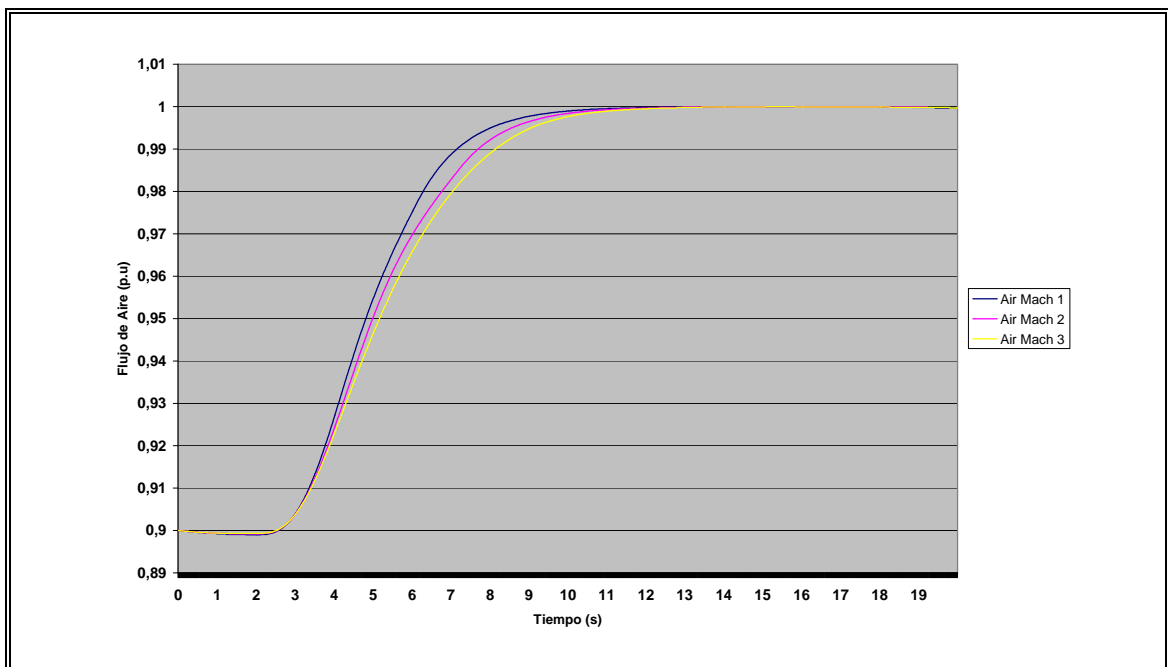


Figura B.42 Flujo de Aire

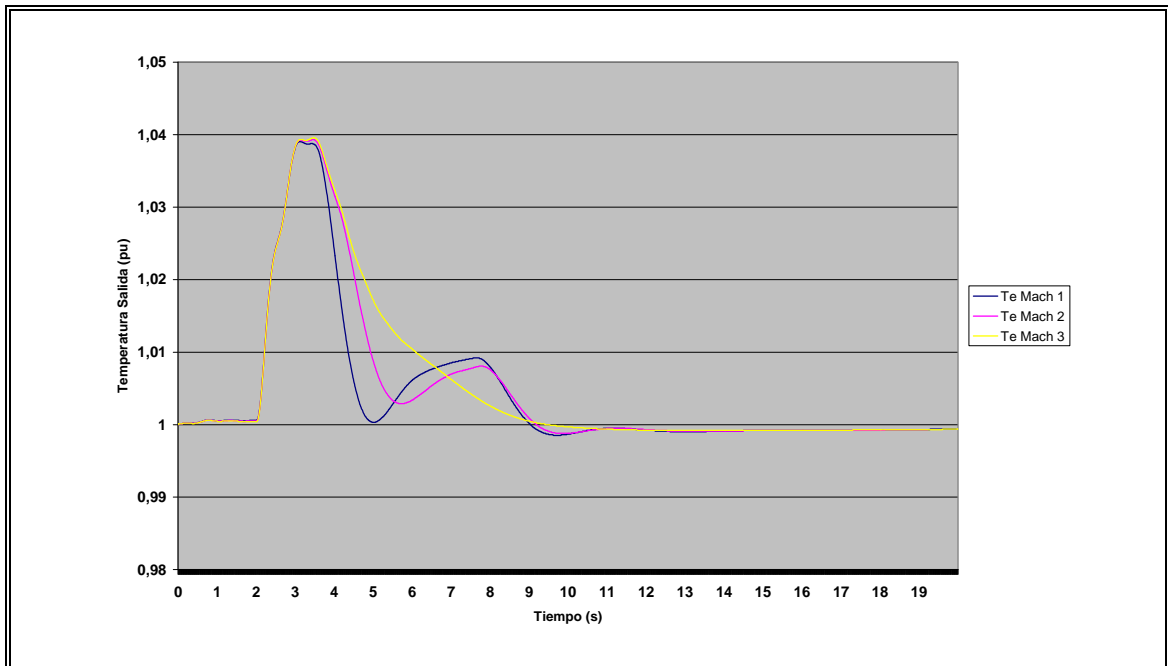


Figura B.43 Temperatura Real Gases de Escape Turbina a Gas

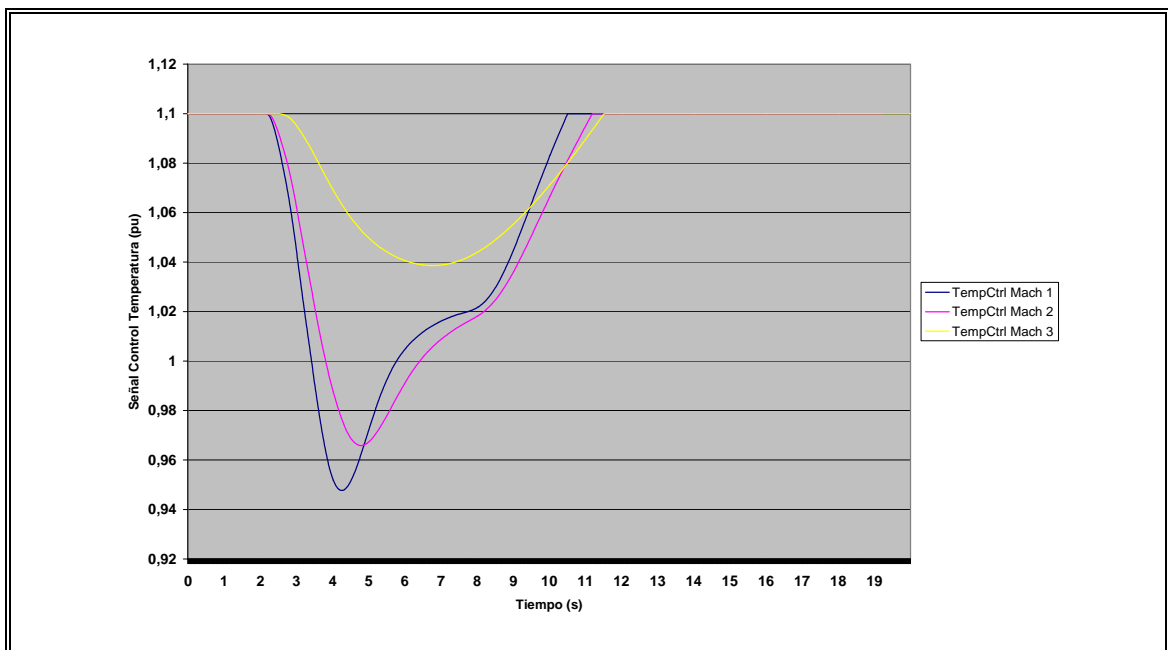


Figura B.44 Control de Temperatura

Tabla Estadística Sistema 2 Caso de Estudio 2

La tabla siguiente muestra el resultado obtenido a utilizar un valor de $K_{pAir} = \text{FAST}$ y Potencia de Referencia = 0,9 p.u.

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,041	0,051	0,058
<i>P.Mecánica</i>	1,558	1,568	1,578
<i>Frecuencia</i>	-0,248	-0,240	-0,232
<i>Combustible</i>	1,753	1,750	1,748
<i>Aire</i>	1,479	1,456	1,437

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,039	1,039	1,040
<i>P.Mecánica</i>	1,010	1,005	0,997
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	1,019	1,015	1,003
<i>Aire</i>	1,000	1,000	1,000

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,999	0,999	0,999
<i>P.Mecánica</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Frecuencia</i>	0,982	0,984	0,986
<i>Combustible</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Aire</i>	0,899	0,899	0,899

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,360	4,940	6,090
<i>Temperatura</i>	10,270	10,260	8,640
<i>P.Mecánica</i>	9,280	9,282	7,384
<i>Frecuencia</i>	8,278	8,136	6,940

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,999	0,999	0,999
<i>P.Mecánica</i>	0,993	0,993	0,993
<i>Frecuencia</i>	0,986	0,986	0,986
<i>Combustible</i>	1,003	1,003	1,100
<i>Aire</i>	1,000	1,000	1,000

Anexo C: Resultados gráficos obtenidos usando Control Mixto

Control Mixto

1. Unidad operando a $P = 0,9 \text{ p.u}$
Configuración:

Caso 1: $K_pT = \text{MID (Base)}$ - $K_iA_{ir} = \text{SLOW}$

Caso 2: $K_pT = \text{MID (Base)}$ - $K_iA_{ir} = \text{FAST}$

Caso 3: $K_pT = \text{MID (Base)}$ - $K_iA_{ir} = \text{SLOW} + \text{CONTROL MIXTO}$

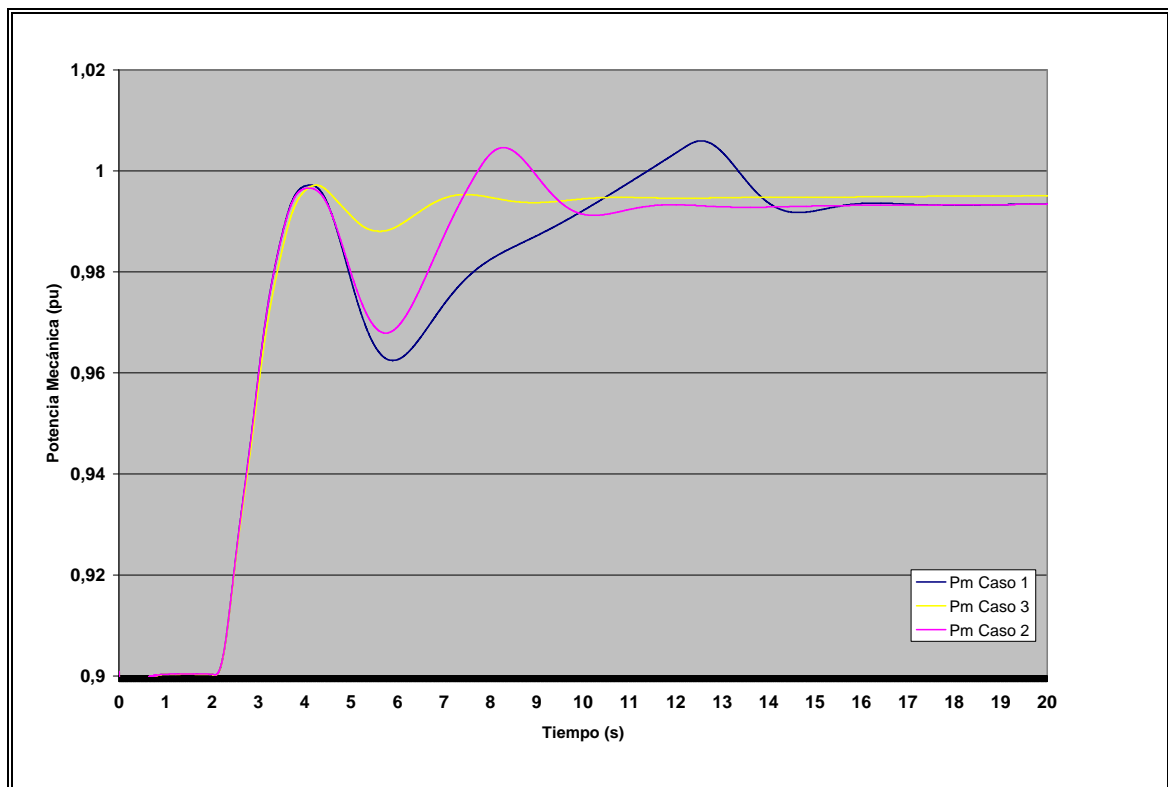


Figura C.1 Potencia Mecánica de la Unidad

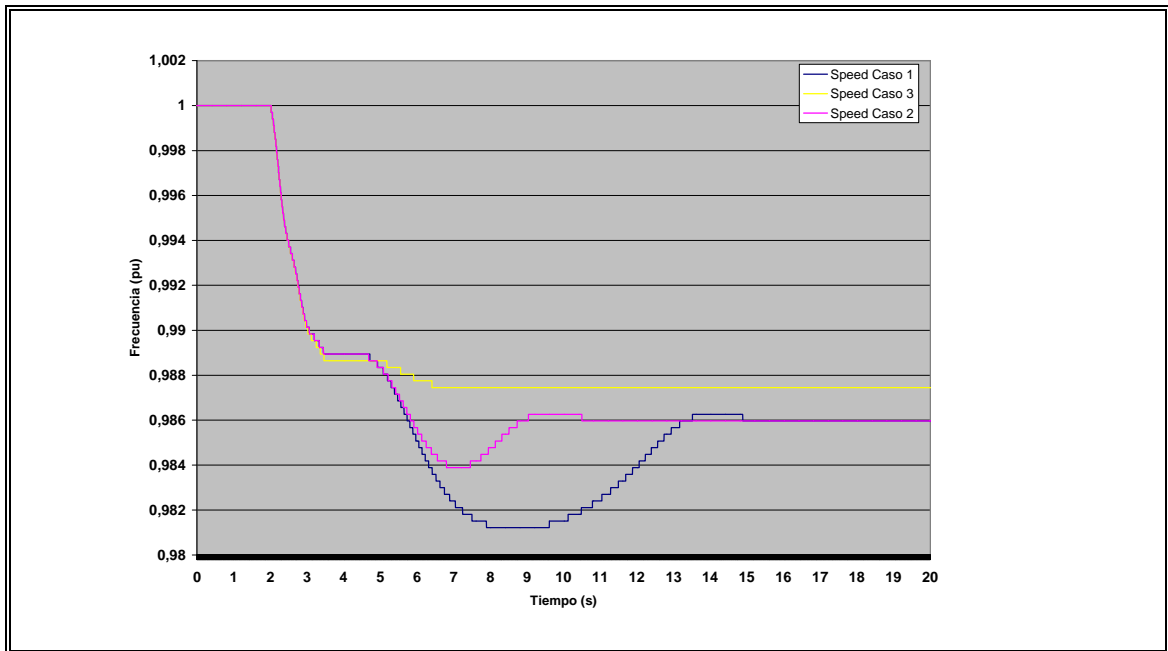


Figura C.2 Frecuencia del Sistema

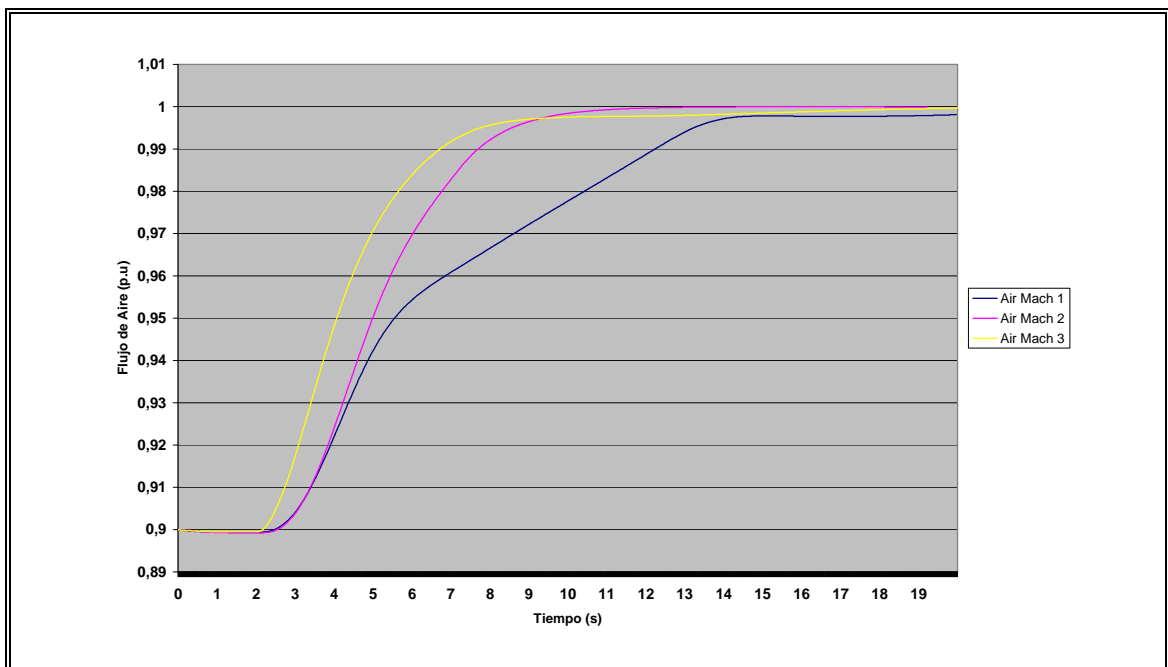


Figura C.3 Flujo de Aire

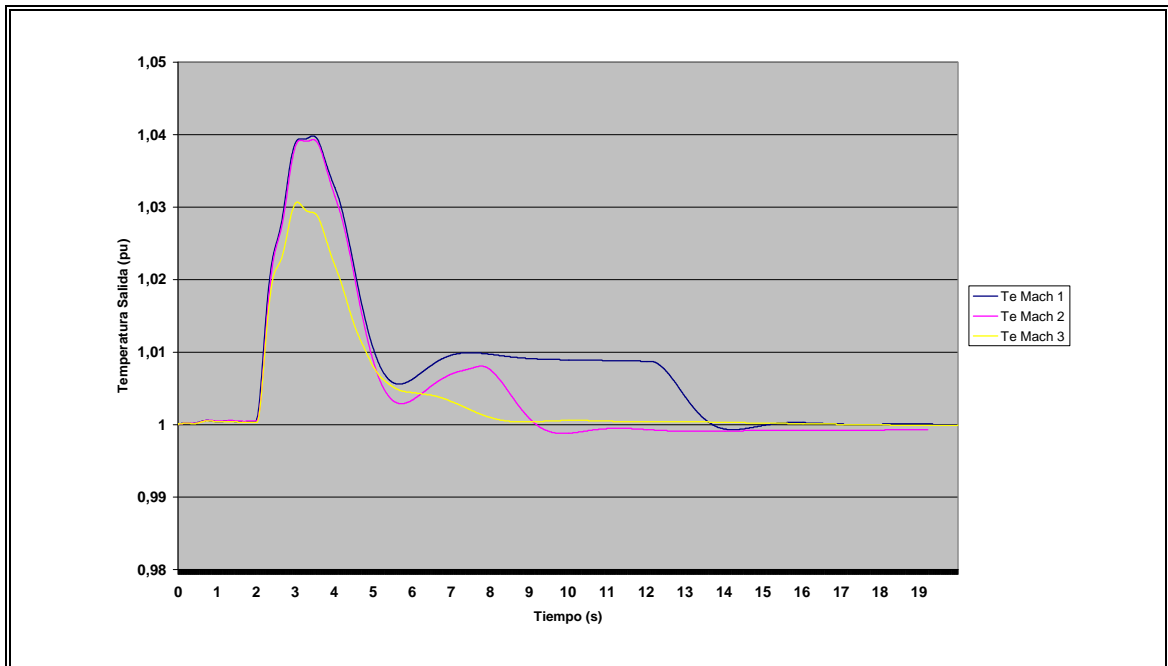


Figura C.4 Temperatura de Escape de los Gases

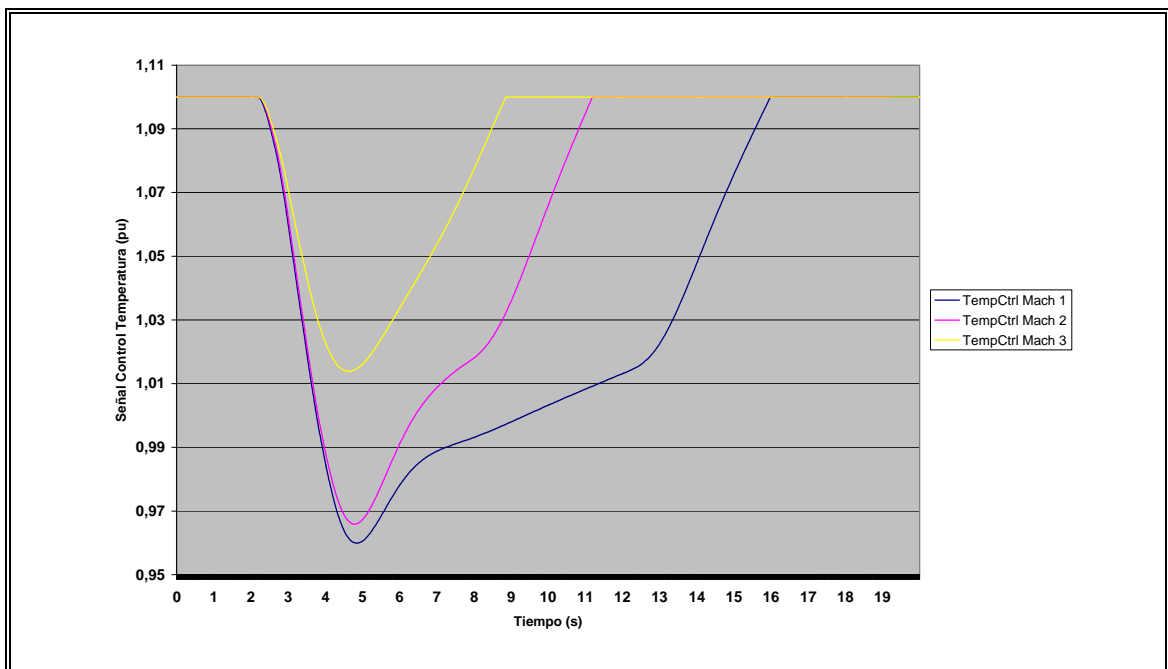


Figura C.5 Señal del Control de Temperatura

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,054	0,051	0,032
<i>P.Mecánica</i>	1,542	1,568	1,610
<i>Frecuencia</i>	-0,261	-0,240	-0,215
<i>Combustible</i>	1,688	1,750	1,786
<i>Aire</i>	1,291	1,456	1,528

Maximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,040	1,039	1,031
<i>P.Mecánica</i>	1,006	1,005	0,997
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	1,014	1,015	1,004
<i>Aire</i>	0,998	1,000	1,000

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,999	0,999	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Frecuencia</i>	0,981	0,984	0,987
<i>Combustible</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Aire</i>	0,899	0,899	0,900

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	5,060	4,940	4,820
<i>Temperatura</i>	13,470	10,260	7,970
<i>P.Mecánica</i>	13,724	9,282	6,574
<i>Frecuencia</i>	12,562	8,136	5,180

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,000	0,999	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,993	0,993	0,995
<i>Frecuencia</i>	0,9860	0,9860	0,9875
<i>Combustible</i>	1,003	1,003	1,100
<i>Aire</i>	0,998	1,000	1,000

2. Unidad operando a $P = 0,9 \text{ p.u}$

Configuración:

Caso 1 : $K_{pT} = \text{HIGH}$ - $K_{iAir} = \text{SLOW} + \text{CONTROL MIXTO}$

Caso 2 : $K_{pT} = \text{MID}$ - $K_{iAir} = \text{SLOW} + \text{CONTROL MIXTO}$

Caso 3 : $K_{pT} = \text{LOW}$ - $K_{iAir} = \text{SLOW} + \text{CONTROL MIXTO}$

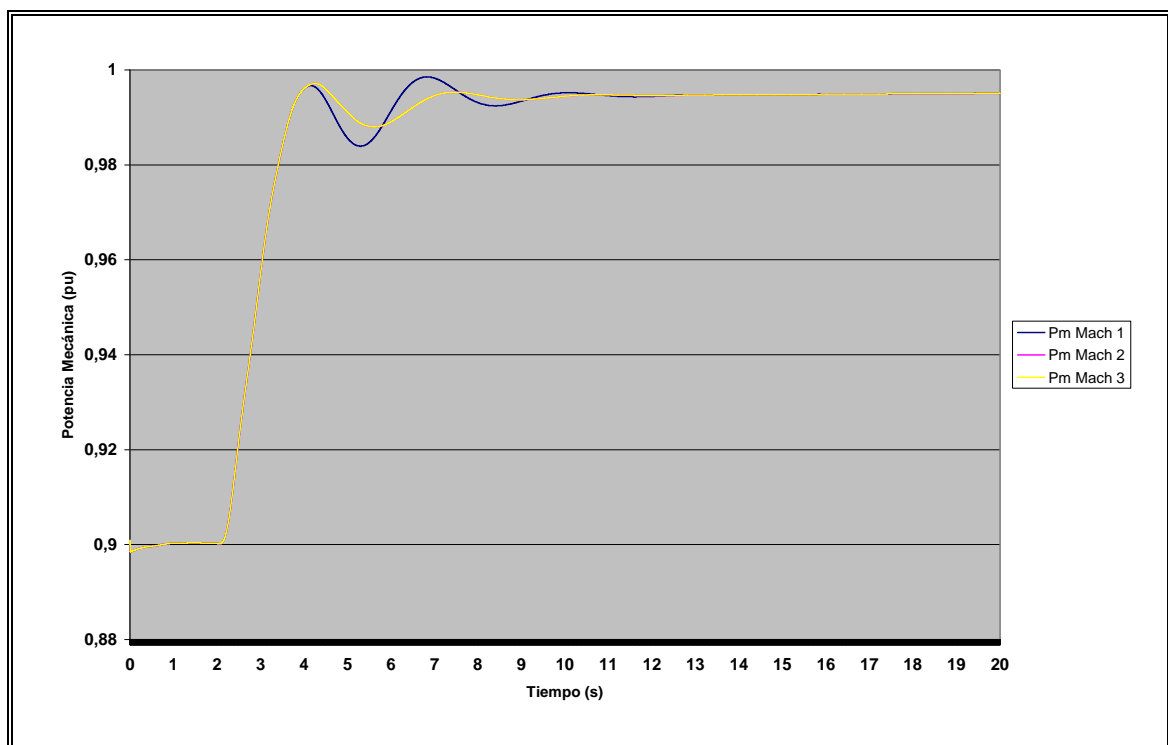


Figura C.6 Potencia Mecánica de la Unidad

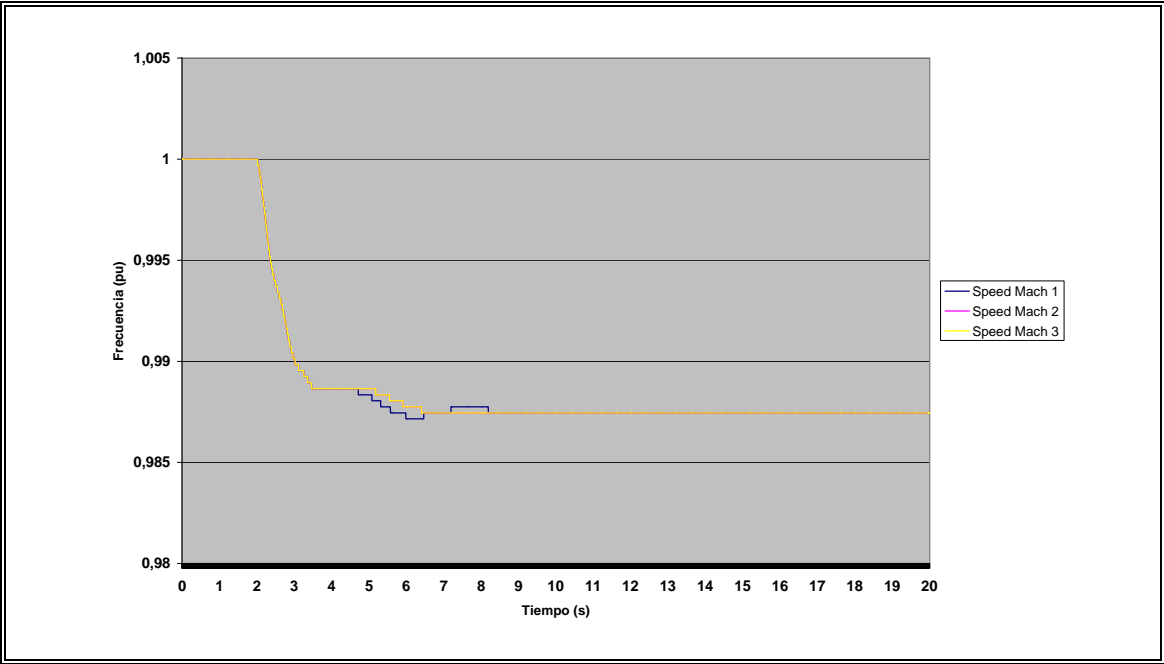


Figura C.7 Frecuencia del Sistema

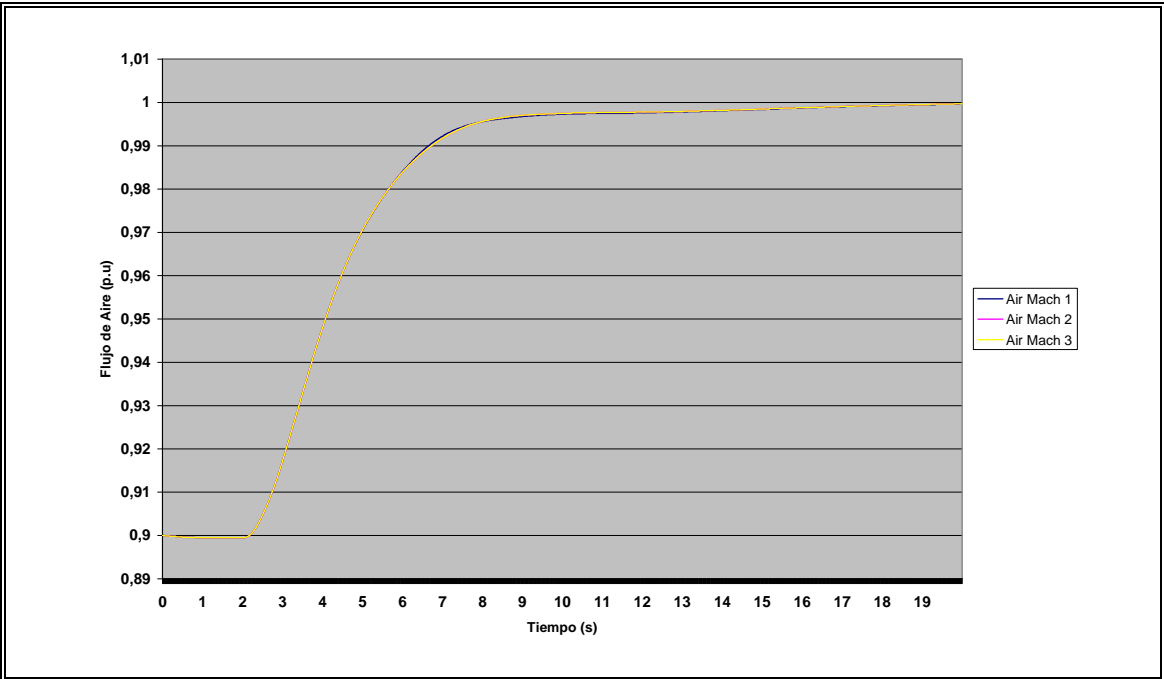


Figura C.8 Flujo de Aire

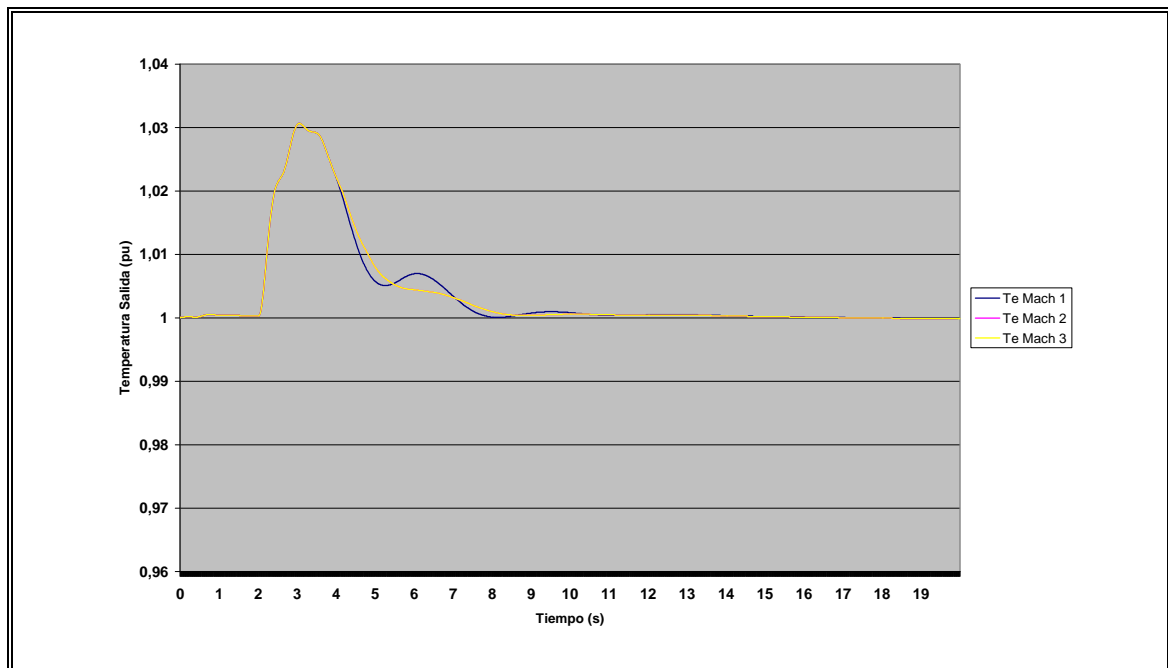


Figura C.9 Temperatura de Gases de Escape de la Turbina

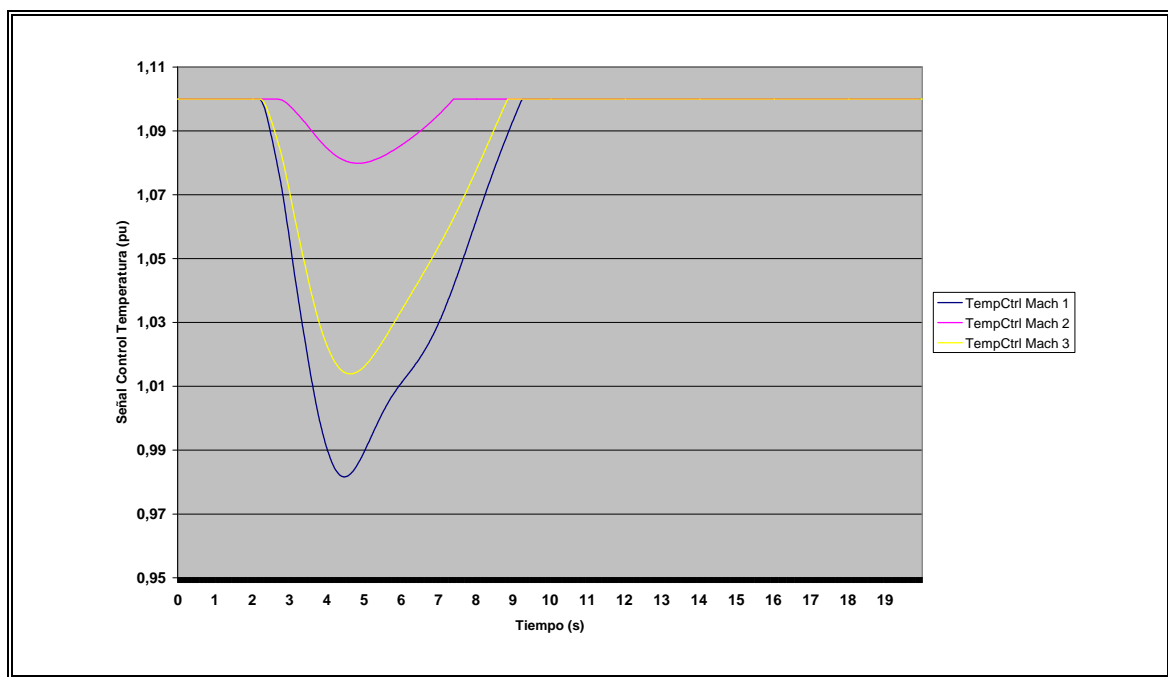


Figura C.10 Señal del Control de Temperatura

Error Integral

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	0,031	0,032	0,032
<i>P.Mecánica</i>	1,609	1,610	1,610
<i>Frecuencia</i>	-0,216	-0,215	-0,215
<i>Combustible</i>	1,788	1,786	1,786
<i>Aire</i>	1,530	1,528	1,528

Máximo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,031	1,031	1,031
<i>P.Mecánica</i>	0,999	0,997	0,997
<i>Frecuencia</i>	1,000	1,000	1,000
<i>Combustible</i>	1,007	1,004	1,004
<i>Aire</i>	1,000	1,000	1,000

Mínimo(p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,000	1,000	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Frecuencia</i>	0,987	0,987	0,987
<i>Combustible</i>	0,899	0,899	0,899
<i>Aire</i>	0,900	0,900	0,900

Tiempo Estabilización (segundos)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura Crítica</i>	4,610	4,820	4,820
<i>Temperatura</i>	7,520	7,970	7,970
<i>P.Mecánica</i>	8,570	6,574	6,574
<i>Frecuencia</i>	4,712	5,180	5,180

Valor Estabilización (p.u)

	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<i>Temperatura</i>	1,000	1,000	1,000
<i>P.Mecánica</i>	0,995	0,995	0,995
<i>Frecuencia</i>	0,9875	0,9875	0,9875
<i>Combustible</i>	1,004	1,004	1,100
<i>Aire</i>	1,000	1,000	1,000

Anexo D: Datos de Generadores Síncronos y Reguladores

1. Generador Síncrono

El modelo dinámico usado para representar los generadores corresponde al modelo de generadores de rotor liso con saturación cuadrática. (GENROU), para el sistema de 14 barras.

Los datos para el generador síncrono fueron extraídos de la publicación “*MODELING AND SIMULATION OF IEEE 14 BUS SYSTEM WITH FACTS CONTROLLERS*”, Mena, S. y Cañizares, C (2003).

Datos generadores

	IBUS	'GENROU'	T'do	T"do	T'qo	T"qo	H	D	Xd	Xq	X'd	X'q	X" d	XI	S(1.0)	S(1.2)
1	1	'GENROU'	7,4	0,03	0,5	0,033	5,15	2	0,8979	0,646	0,2995	0,6	0,23	0	0,1	0,42
2	2	'GENROU'	6,1	0,04	0,3	0,099	6,54	2	1,05	0,98	0,185	0,36	0,13	0	0,1	0,42
3	3	'GENROU'	6,1	0,04	0,3	0,099	6,54	2	1,05	0,98	0,185	0,36	0,13	0	0,1	0,42
4	6	'GENROU'	4,75	0,06	1,5	0,021	5,06	2	1,25	1,22	0,232	0,715	0,12	0	0,1	0,42
5	8	'GENROU'	4,75	0,06	1,5	0,021	5,06	2	1,25	1,22	0,232	0,715	0,12	0	0,1	0,42

Los datos del Generador 1 fueron utilizados para el Caso de Máquina conectada a Barra Infinita.

2. Regulador de Tensión

Los sistemas de excitación utilizados corresponden al modelo IEEE Tipo 1.

Los datos utilizados para el regulador de Tensión también fueron obtenidos de la publicación “*MODELING AND SIMULATION OF IEEE 14 BUS SYSTEM WITH FACTS CONTROLLERS*”, Kodsí, S.K.M y Cañizares,C (2003)

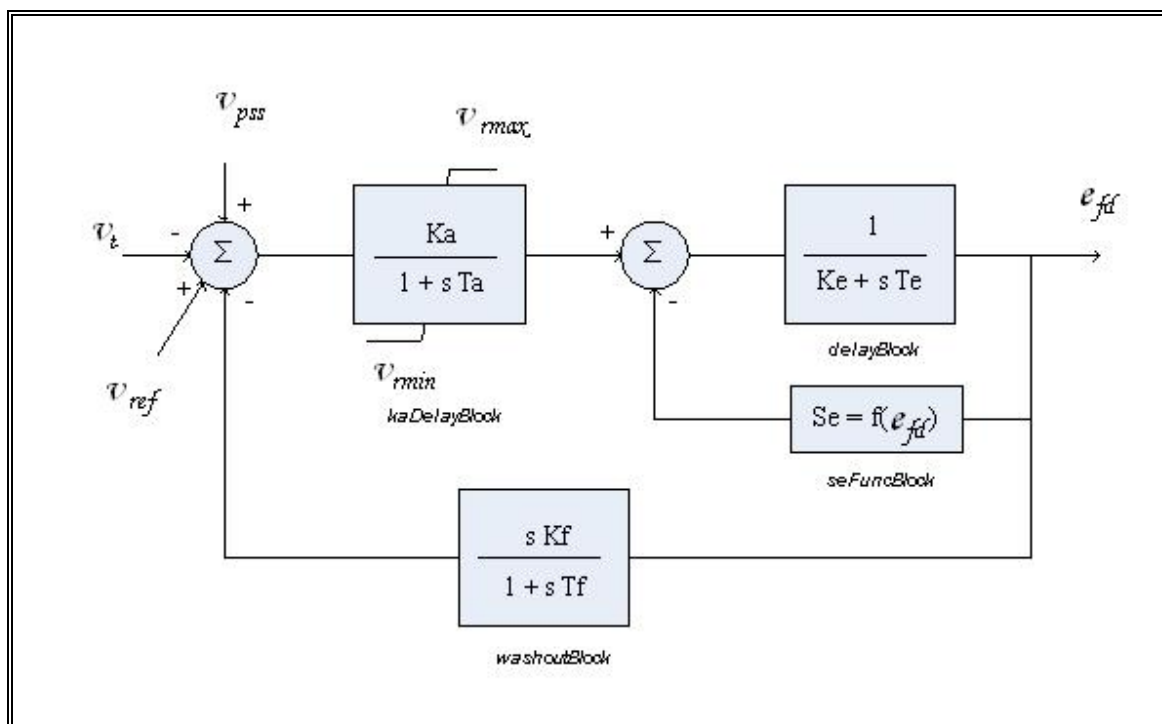


Figura D.1 Diagrama Regulador de Tensión

Datos sistemas de excitación													
IBUS	'IEEEX1'	KA	TA	VRMAX	VRMIN	KE	TE	KF	TF	E1	SE(E1)	E2	SE(E2)
1	'IEEEX1'	50	0,05	7,32	0	0,5	0,5	0,001	0,01	1,65	0,12	2,2	0,535
2	'IEEEX1'	20	0,05	4,38	0	0,5	0,5	0,001	0,01	1,65	0,12	2,2	0,535
3	'IEEEX1'	20	0,05	4,38	0	0,5	0,5	0,001	0,01	1,65	0,12	2,2	0,535
6	'IEEEX1'	20	0,05	6,81	-6,81	0,5	0,5	0,001	0,03	1,65	0,12	2,2	0,535
8	'IEEEX1'	20	0,05	6,81	-6,81	0,5	0,5	0,001	0,03	1,65	0,12	2,2	0,535

3. Power System Stabilizer (PSS)

El diagrama de bloques del PSS se muestra a continuación:

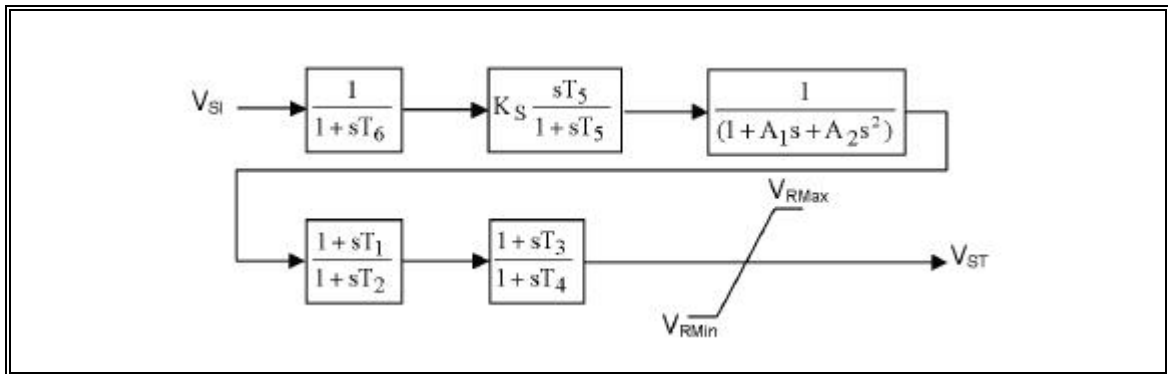


Figura D.2 Diagrama de Bloques PSS

La señal V_{SI} corresponde a la potencia eléctrica de la unidad donde se conecta y V_{ST} es la señal que se suma al regulador de tensión (V_{pss} en el regulador de tensión).

Como se establece en el paper “*Applying Power System Stabilizer , Part II : Performance objectives and tuning concepts*” de Larsen, E.V., en el párrafo “Setting Time Constants (Definiendo las Constantes de Tiempo)” :

Las constantes de tiempo son ajustadas para proveer la compensación de fase deseada. Es deseable que para tener un sistema compensado, un desfase entre 20° y 40° grados en las frecuencias de oscilación del sistema, resultará en un componente de torque eléctrico del estabilizador de potencia el cual es altamente amortiguador con sincronización positiva. Se debe notar que para tener compensación perfecta es necesario un desfase nulo para las frecuencias de interés. El estabilizador lead/lag además debe compensar por el desfase producido por el transductor y el regulador de tensión.

Para la sintonización del PSS, se utilizó diagramas de Bode. Con este diagrama es posible definir el desfase angular que tiene la señal de entrada (en este caso la potencia eléctrica) con respecto a la variable Efd que controla el voltaje de la barra.

En la misma publicación de Larsen, en el apartado “*Tuning Concepts*”, se describe una forma de seleccionar los parámetros T1, T2, T3 y T4 de acuerdo a las frecuencias de interés a compensar, usados como punto de partida para la sintonización fina posterior. La fórmula utilizada define la frecuencia central de la banda a compensar:

$$fc = \frac{1}{2\pi\sqrt{T_1T_2}}$$

Además se supone que $T1/T2 = 10$ y $T1=T3$ y $T2=T4$. Usando estas suposiciones se obtiene:

$$fc = \frac{\sqrt{10}}{2\pi \cdot T_1}$$

Finalmente, para el cálculo se determinó que las oscilaciones de potencia lo hacen con una frecuencia cercana a los 2 – 2,5 Hz, con lo cual se definió $fc = 2,5 \text{ Hz}$.

Los valores obtenidos para T1 y T2 fueron:

$$T1 = 0,20$$

$$T2 = 0,02$$

$$T3 = 0,20$$

$$T4 = 0,02$$

Los valores de T5 y T6 utilizados fueron los usados y recomendados típicamente para los estabilizadores de potencia:

$$T5 = 5,0$$

$$T6 = 0,05$$

Usando estos parámetros iniciales se observó la compensación en fase obtenida, y se mejoró la compensación en la banda de frecuencia de interés, modificando los parámetros $T1=T3=0,16$. Las constantes T2 y T4 se mantuvieron iguales, de la misma manera T5 y T6.

En la figura B3.1 se muestra el diagrama de Bode de la función de transferencia entre la potencia eléctrica de entrada y la señal de salida del regulador de tensión. Se observa que para las frecuencias de interés (alrededor de 2Hz) existe el mínimo desfase angular, con lo cual se produce el mayor amortiguamiento en el sistema.

En el diagrama de magnitud, la señal superior corresponde al bloque del PSS y la otra corresponde al conjunto PSS y Regulador de Tensión. En el diagrama de desfase angular, la señal inferior corresponde al bloque PSS y la señal superior el conjunto PSS y regulador de tensión.

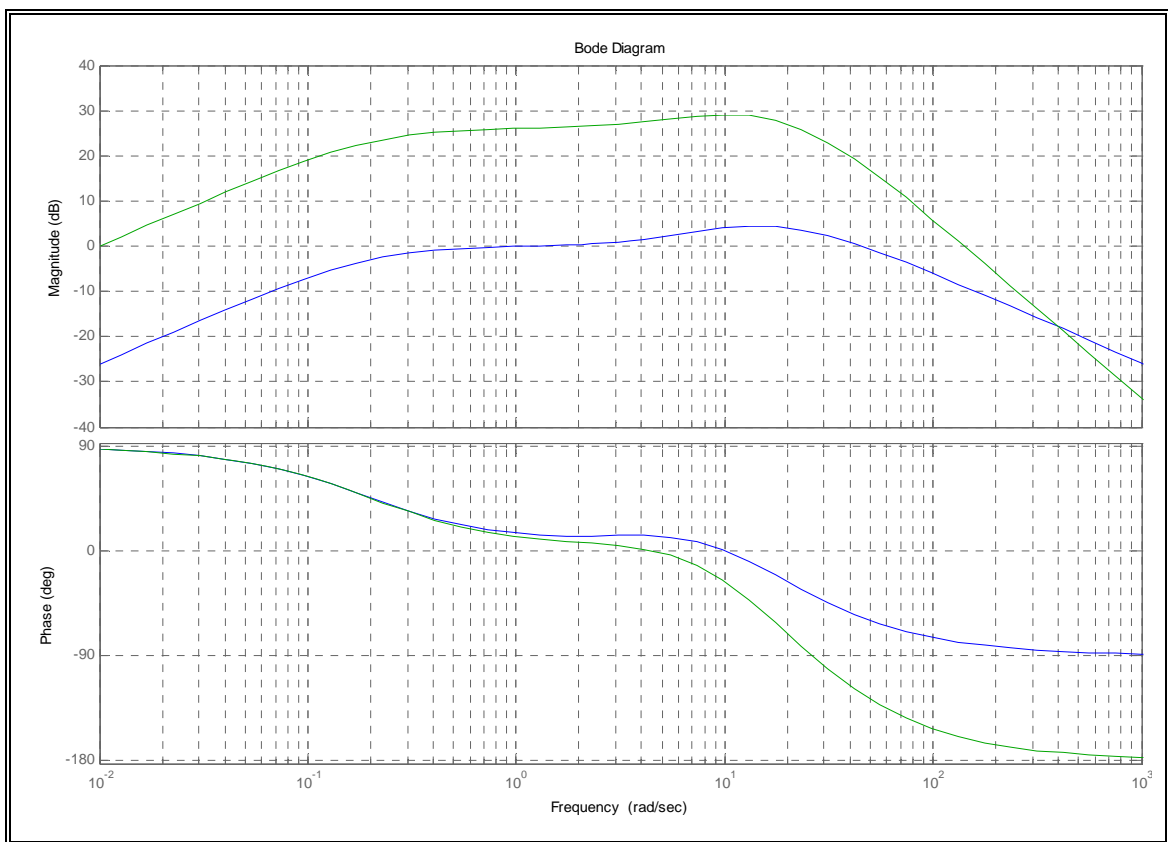


Figura D.3 Diagrama de Bode PSS + Regulador de Tensión

Parámetros de Ajuste:

$T1=0,16$

$T2=0,02$

$T3=0,16$

$T4=0,02$

$T5=5,0$

$T6=0,05$

$A1=0$

$A2=0$

A continuación se muestran las señales obtenidas para la potencia eléctrica de la unidad y el voltaje en los bornes de la máquina, donde se puede observar el efecto del PSS al sistema.

Caso 1: Regulador de Tensión sin PSS

Caso 2: Regulador de Tensión con PSS y Parámetros desajustados

Caso 3: Regulador de Tensión con PSS sintonizado usando Diagrama de Bode.

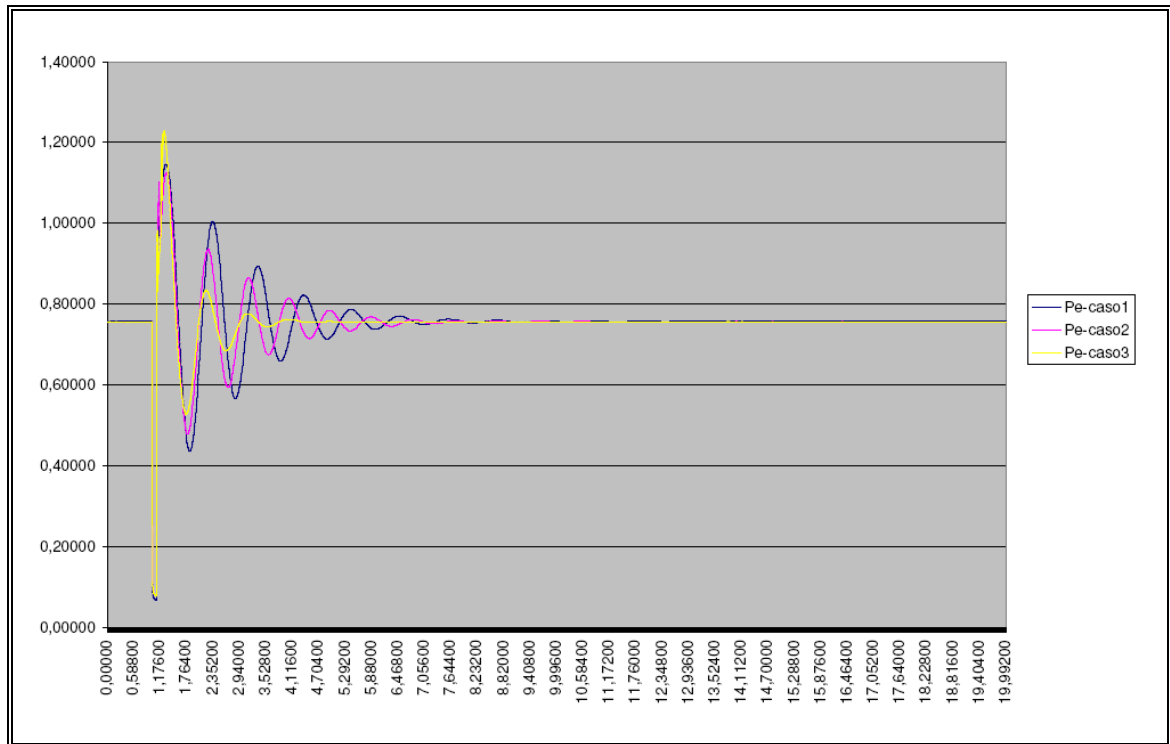


Figura D.4 Potencia Eléctrica

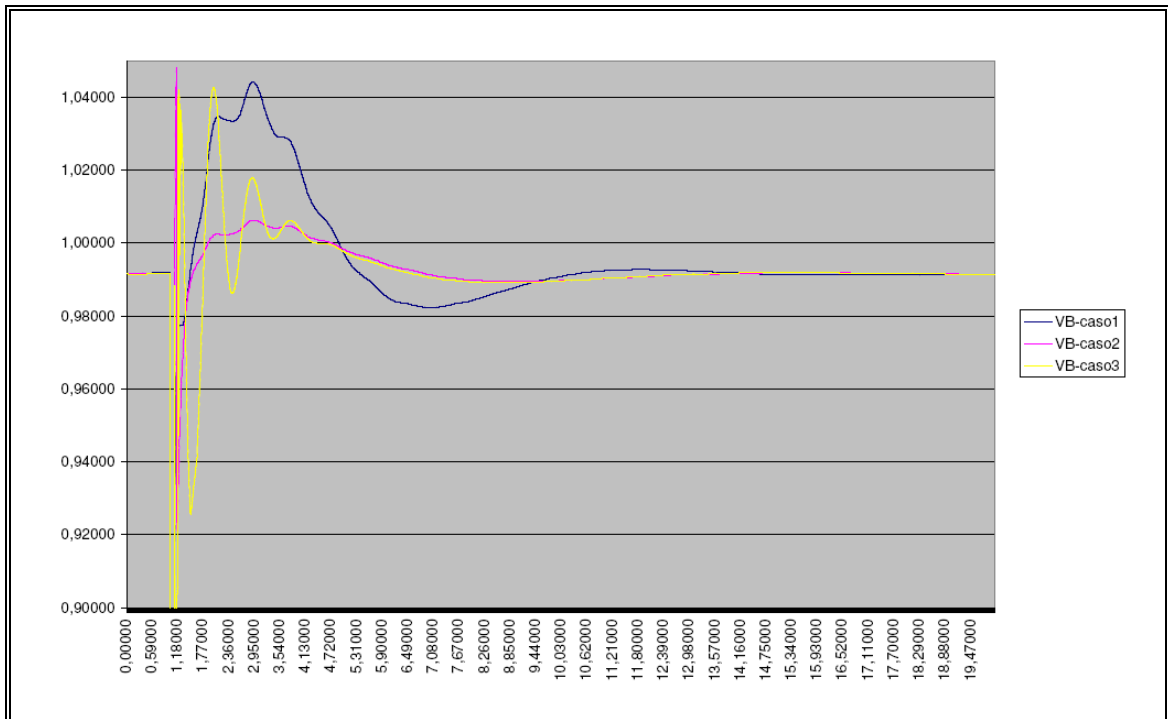


Figura D.5 Voltaje en Bornes del Generador

Se puede observar que la inclusión del PSS aumenta considerablemente el amortiguamiento de la señal de Potencia Eléctrica y con ello la estabilidad del sistema.

Anexo E : Códigos Computacionales

Códigos Computacionales Software InterPSS

Regulador de Velocidad Ciclo Combinado

```

<ControllerDescriptionBegin> // do not modify this tag line
@AnController(
    input="mach.speed - 1.0",
    output="this.PMtot.y",
    refPoint="this.PE.y-this.governor.u0 - this.droop.y",
    display= {"str.Governor, this.governor.y",
              "str.Governoru, this.governor.u",
              "str.DifSp, this.diffspeed.y",
              "str.Accel, this.accelCtrl.y",
              "str.Fuel, this.minfuel.y",
              "str.Fr, this.Fr.y",
              "str.Valve, this.Valve.y",
              "str.FuelSys, this.FuelSys.y",
              "str.GT, this.GTDyn.y",
              "str.Te, this.Te.y",
              "str.Tf, this.Tf.y",
              "str.xc, this.xc.y",
              "str.Td, this.Td.y",
              "str.ToutD, this.ToutD.y",
              "str.TempCtrl, this.tempCtrl.y",
              "str.TempCtrlu, this.tempCtrl.u0",
              "str.TempD, this.ToutD.y",
              "str.RadShield, this.RadShield.y",
              "str.Thermo, this.thermocuple.y",
              "str.LVS2, this.lvs2.u0",
              "str.LVS1, this.lvs1.u0",
              "str.iLVS, this.interlvs.u0",
              "str.Kigv, this.Kigv.y",
              "str.IGVCtrl, this.IGVCtrl.y",
              "str.IGVDyn, this.IGVDyn.y",
              "str.Air, this.air_1.y",
              "str.Valveu, this.Valve.u0",
              "str.Fru, this.Fr.u0",
              "str.ref, this.refPoint",
              "str.PE, this.PE.y",
              "str.HRSG, this.HRSG.y",

```

```

        "str.HRSGDyn, this.HRSGDyn.y",
        "str.STDyn, this.ST.y",
        "str.HP, this.HP.y",
        "str.IP, this.IP.y",
        "str.LP, this.LP.y",
        "str.FeedForward, this.FFwa.y",
        "str.FeedForwardin, this.FFWashout.y",
        "str.PMgas, this.machPM.y",
        "str.Pref, this.droop.y"
+this.governor.u0+this.refpoint",
        "str.Droop, this.droop.y"}
)
<ControllerDescriptionEnd> // do not modify this tag line

<ControllerFieldDescriptionBegin> // do not modify this tag line

public double ref=0.900;
public double refair=0.900;
public double kpTCtrl = 12.0, kiTCtrl = 2.5, minTCtrl= 0.0 , maxTCtrl = 1.1;
public double kpIGVCtrl = 8.0, kiIGVCtrl = 2.0, minIGVCtrl=0.5, maxIGVCtrl=1.0;
//En este encabezado es posible definir las variables KpT y KiAir para conseguir
//distintas configuraciones de control
public double safelimit=0.01;
public double flag_ff=0;
public double flag_st=0;
public double flag_droop=0;

//Seleccionando flag_ff = 1 y/o flag_droop=1 , es posible activar el Control
//FeedForward y Estatismo Dinámico respectivamente

//CONTROL DE VELOCIDAD
//Bloque de Estatismo. Multiplica la diferencia de velocidad por el estatismo de la
//máquina kdroop

public double kdroop = 20.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.StaticBlock,
input="mach.speed-1.0" ,
parameter={"type.NoLimit","this.kdroop"},
y0="this.PE.y+this.refPoint-this.governor.u0-mach.pm",
initOrderNumber=-1)
public IStaticBlock droop = new StaticBlockAdapter() {
    public double maxd=2.0, mind=-2.0;
        private GainBlock block = new GainBlock(
            IStaticBlock.Type.Limit,kdroop,maxd,mind);

```

```

    public boolean initStateU0(double u0) {
        return block.initStateU0(u0);
    }
    public boolean initStateY0(double y0) {
        return block.initStateY0(y0);
    }
    public double getU0(){
        return block.getU0();
    }
    public void eulerStep1(double u, double dt){
        block.eulerStep1(u, dt);
    }
    public void eulerStep2(double u, double dt){
        block.eulerStep2(u, dt);
    }
    public double getK(){
        return block.getK();
    }
    public double getY(){
        double u = block.getU();
        double band=0.002;
        if(Math.abs(u)>band){
            return
u*(getK()+flag_droop*1500*Math.max(Math.abs(Math.abs(u)-band),0));
        }
        else{
            return block.getY();
        }
    }
};

```

**//Bloque de Control de Carga. Recibe la señal de potencia eléctrica como entrada y
//la hace pasar por bloque lead-lag de control**

```

public double kpe = 1.0, t1pe = 0.2, t2pe= 0.05,minpe = 0.0, maxpe = 1.5;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="mach.pe",
parameter={"type.Limit","this.kpe","this.t1pe","this.t2pe","this.maxpe","this.minpe"},
y0="this.droop.y-this.refPoint+this.governor.u0+mach.pm",
initOrderNumber=-2)
FilterControlBlock PE;

```


//Bloque de Governor. Recibe la señal del bloque de estatismo y finalmente le suma la //señal del control de carga para generar la señal de combustible

```
public double kg = 1.0, tg = 0.05, ming = -0.1, maxg = 1.5;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.PE.y+this.refPoint-this.droop.y-mach.pm" ,
y0="this.lvs1.u0",
initOrderNumber=1 )
public IControlBlock governor = new ControlBlockAdapter() {
    private DelayControlBlock block = new DelayControlBlock(
        IStaticBlock.Type.Limit,kg,tg,maxg,ming);

    public boolean initStateY0(double y0) {
        return block.initStateY0(y0+ref);
    }
    public double getU0(){
        return 0.0;
    }
    public void eulerStep1(double u, double dt){
        block.eulerStep1(u, dt);
    }
    public void eulerStep2(double u, double dt){
        block.eulerStep2(u, dt);
    }
    public double getY(){
        double u = block.getU();
        return block.getY();
    }
    public double getStateX() {
        return block.getStateX();
    }
};
```

/* CONTROL DE ACELERACIÓN*/

//Bloque Diferenciador. Calcula una aproximación de la derivada de la frecuencia

```
public double kdspeed = 1.0, tdspeed = 0.01;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="mach.speed-1.0" ,
parameter={"type.NoLimit","this.kdspeed","this.tdspeed","this.min","this.max"},
y0="this.KAccel.u0",
initOrderNumber=2)
```

```
WashoutControlBlock diffspeed;
```

//Calcula el error con respecto a la aceleración máxima

```
public double kdummy = 1.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.diffspeed.y" ,
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
y0="this.accelCtrl.u0",
initOrderNumber=3)
GainBlock KAccel;
```

//Realiza el control de aceleración y genera la señal de combustible Facc

```
public double kpAccCtrl = 100.0, kiAccCtrl = 1.0, minAccCtrl=0.0, maxAccCtrl=1.1;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="0.005-this.KAccel.y" ,
parameter={"type.Limit","this.kpAccCtrl","this.kiAccCtrl","this.maxAccCtrl","this.min
AccCtrl"},
y0="this.lvs1.u0+1.1",
initOrderNumber=4) //lvs2
PIControlBlock accelCtrl;
```

/* CONTROL “FEED-FORWARD” */

//Bloque Washout de entrada de la señal de frecuencia

```
public double kff = 1.0, tdff = 4.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="1.0-mach.speed" ,
parameter={"type.NoLimit","this.kff","this.tdff","this.min","this.max"},
y0="this.FFwa.u0",
initOrderNumber=5)
WashoutControlBlock FFwashout;
```

//Bloque Lead – Lag de Control

```
public double kffctrl = 2.50, t1ff = 0.2, t2ff= 0.1, minff = 0.0, maxff = 1.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.FFWashout.y*this.flag_ff",
parameter={"type.Limit","this.kffctrl","this.t1ff","this.t2ff","this.maxff","this.minff"},
y0="this.IGVCtrl.u0-this.Kigv.y",
```

```
initOrderNumber=6)
FilterControlBlock FFwa;
```

//Bloque Filtro Pasa-Bajos

```
public double kFFfilt = 1.0, tFFfilt = 0.01;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.FFwa.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kFFfilt","this.tFFfilt"},
y0="this.IGVCtrl.u0-this.Kigv.y",
initOrderNumber=7)
DelayControlBlock FFfilt;
```

/* CONTROL DE AIRE*/

//Ganancia de entrada Kigv para la diferencia de temperature

```
public double kigv =-1;
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.ToutD.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kigv"},
y0="this.IGVCtrl.u0-this.FFwa.y",
initOrderNumber=8)
GainBlock Kigv;
```

//Bloque PI de Control del Aire (IGV)

```
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.Kigv.y+this.FFwa.y",
parameter={"type.NonWindup","this.kpIGVCtrl","this.kiIGVCtrl","this.maxIGVCt
rl", "this.minIGVCtrl"},
y0="this.IGVDyn.u0",
initOrderNumber=9)
PIControlBlock IGVCtrl;
```

//Constante de tiempo asociada a transporte de señal y actuadores

```
public double kIGVDyn = 1.0, tIGVDyn = 1.25;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.IGVCtrl.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kIGVDyn","this.tIGVDyn"},
y0="this.air_1.u0",
```

```
initOrderNumber=10)
DelayControlBlock IGVDyn;
```

//Bloque de Transferencia (Sin Acción)

```
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.IGVDyn.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
y0="this.air.u0+this.refair",
initOrderNumber=11)
GainBlock air_1;
```

//Bloque que multiplica la señal de aire por la frecuencia para simular efecto en //compresor

```
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="1.0/this.air_1.y*mach.speed",
//Modulacion Wa
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
feedback=true
)
GainBlock air;
```

// ECUACIONES DE TURBINA A GAS. //TEMPERATURAS

//Cálculo de razón de compresión

```
public double kx=2.0094, x0=0.9211, w0=0.3509; //xc=Temperature Ratio
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.x0+this.w0*this.air_1.y-this.w0*0.75", //xc=x0+dx/dwa(wa0)*(wa-wa0)
parameter={"type.NoLimit","this.kx"},
initOrderNumber=12)
GainBlock xc;
```

//Cálculo de Temperatura de de Salida del Compresor

```
public double Ti=303.15/779.008, nc=0.85; // Td = Ti*(xc-1)/nc
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
```

```
input="1+2.0/this.nc-1/this.nc",
parameter={"type.NoLimit","this.Ti"},
initOrderNumber=13)
GainBlock Td;
```

//Cálculo de Temperatura de Entrada a Turbina

```
    //Tf = Td + (Tf0-Tdo)*Wf/wa
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.Td.y+0.89216*this.FuelSys.y*this.air.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
y0="this.Te.u0",
initOrderNumber=14)
GainBlock Tf;
```

//Cálculo de Temperatura de Salida de Gases

```
public double nt=0.85, Tmax=1.0;    //TE = Tf * (1-nt(1+1/xc))
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.Tf.y-this.Tf.y*this.nt+this.Tf.y/2.0*this.nt",
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
y0="this.RadShield.u0",
initOrderNumber=15)
GainBlock Te;
```

/* ESTIMACION DE TEMPERATURA*/

// Constante de Tiempo del Escudo de Radiación

```
public double krad=1.0, t1rad=12, t2rad =15;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.Te.y",
parameter={"type.NoLimit","this.krad","this.t1rad","this.t2rad"},
y0="this.thermocuple.u0",
initOrderNumber=16)
FilterControlBlock RadShield;
```

//Constante de Tiempo de la Termocupla

```
public double kThermo =1.0, tThermo = 2.5; //2.5
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.ControlBlock,
```

```

input="this.RadShield.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kThermo","this.tThermo"},
y0="this.Tref-this.ToutD.u0",
initOrderNumber=17)
DelayControlBlock thermocuple;

```

//Cálculo del Error de Temperatura

```

public double Tref=1.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.Tref-this.thermocuple.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
y0="this.tempCtrl.u0",
initOrderNumber=18)
public IStaticBlock ToutD = new StaticBlockAdapter() {
    public double maxd=2.0, mind=-2.0;
    private GainBlock block = new GainBlock(
        IStaticBlock.Type.NoLimit,kdummy,maxd,mind);

    public boolean initStateU0(double u0) {
        return block.initStateU0(u0);
    }
    public boolean initStateY0(double y0) {
        return block.initStateY0(y0);
    }
    public double getU0(){
        return block.getU0();
    }
    public void eulerStep1(double u, double dt){
        block.eulerStep1(u, dt);
    }
    public void eulerStep2(double u, double dt){
        block.eulerStep2(u, dt);
    }
    public double getK(){
        return block.getK();
    }
    public double getY(){
        double u = block.getU();
        double band=0.005;
        if(Math.abs(u)<band){
            return getK()*u;
        }
        else{

```

```

        return block.getY();
    }
}
);

```

//Controlador PI de Temperatura

```

@AnControllerField(
type=CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.ToutD.y+this.safelimit", // 0.01% Safe Limit
parameter={"type.NonWindup","this.kpTCtrl","this.kiTCtrl","this.maxTCtrl","this.minTCtrl"},
y0="this.lvs2.u0+1.1",
initOrderNumber=19)
public IControlBlock tempCtrl = new ControlBlockAdapter() {
    private PIRControlBlock block = new PIRControlBlock(
        IStaticBlock.Type.NonWindup,kpTCtrl,kiTCtrl,maxTCtrl,minTCtrl);

    public boolean initStateY0(double y0) {
        return block.initStateY0(y0);
    }
    public double getU0(){
        return 0.0;
    }
    public void eulerStep1(double u, double dt){
        block.eulerStep1(u, dt);
    }

    public void eulerStep2(double u, double dt){
        block.eulerStep2(u, dt);
    }
    public double getY(){
        double u = block.getU();
        return block.getY();
    }
    public double getStateX() {
        return block.getStateX();
    }
};

```

/* SELECTOR DEL MINIMO VALOR*/

// Menor valor entre Gobernador y Control de Aceleración

```
@AnFunctionField(
type= CMLFieldType.Function,
input={"this.governor.y","this.accelCtrl.y" })
LowValueFunction lvs1;
```

//Bloque de Transferencia (Ganancia $K=1$)

```
@AnControllerField(
function. Dummy Block
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.lvs1.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy","this.maxg","this.ming"},
y0="this.lvs2.u0",
initOrderNumber=20)
public IStaticBlock interlvs = new StaticBlockAdapter() {
    private GainBlock block = new GainBlock(
        IStaticBlock.Type.Limit,kdummy,maxg,ming);

    public boolean initStateU0(double u0) {
        return block.initStateU0(ref);
    }
    public boolean initStateY0(double y0) {
        return block.initStateY0(y0+ref);
    }
    public double getU0(){
        return block.getU0(ref);
    }

    public void eulerStep1(double u, double dt){
        block.eulerStep1(u, dt);
    }
    public void eulerStep2(double u, double dt){
        block.eulerStep2(u, dt);
    }

    public double getK() {
        return block.getK();
    }
    public double getY(){
        double u = block.getU();
        return block.getY();
    }
};
```


//Menor Valor entre el obtenido anteriormente y el control de temperatura

```
@AnFunctionField(
type= CMLFieldType.Function,
input={"this.interlvs.y","this.tempCtrl.y" })
LowValueFunction lvs2;
```

```
public double kmin =1.0;// 0.77;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.lvs2.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kmin"},
y0="this.Fr.u0",          //this.Fr+0.23
initOrderNumber=21)
GainBlock minfuel;
```

```
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.minfuel.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kdummy"},
y0="this.Valve.u0",
initOrderNumber=22)
GainBlock Fr;
```

/* LÍMITE DE COMBUSTIBLE*/

//Constante de Tiempo Válvula de Admisión de Combustible

```
public double kvalve = 1.0, tvalve = 0.05;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.Fr.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kvalve","this.tvalve"},
y0="this.FuelSys.u0",
initOrderNumber=23)
DelayControlBlock Valve;
```

//Constante de tiempo Transporte de Combustible

```
public double kFuelsys = 1.0, tFuelsys = 0.4;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.Valve.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kFuelsys","this.tFuelsys"},
y0="this.GTDyn.u0",
```

```
initOrderNumber=24)
DelayControlBlock FuelSys;
```

//POTENCIA MECÁNICA TURBINA A GAS

//Cálculo Torque Mecánico

```
public double keg=3.554816;//1.3; //Eg=Keg*((Tf-Te)-(Td-Ti)
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.Tf.y*this.air_1.y-this.Te.y*this.air_1.y-
this.Td.y*this.air_1.y+this.Ti*this.air_1.y",
parameter={"type.NoLimit","this.keg"},
y0="this.GTDyn.u0",
initOrderNumber=25)
GainBlock Eg;
```

// Constante de Tiempo de Turbina a Gas

```
public double kGTDyn = 1.0, tGTDyn = 0.4;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.Eg.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kGTDyn","this.tGTDyn"},
y0="this.machPM.u0",
initOrderNumber=26)
DelayControlBlock GTDyn;
```

//Bloque de Salida Potencia Turbina a Gas (para posterior gráfico)

```
public double kpm=1.0;//1.3;
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.GTDyn.y*mach.speed",
parameter={"type.NoLimit","this.kpm"},
y0="this.PMtot.u0",
initOrderNumber=27)
GainBlock machPM;
```

/*TURBINA A VAPOR*/

// Cálculo del Calor entregado por el Recuperador de Calor

```
public double ksteam = 1.0;
@AnControllerField(
```

```

type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.Te.y*this.air_1.y",
parameter={"type.NoLimit","this.ksteam"},
y0="this.HRSGDyn.u0",
initOrderNumber=28)
GainBlock HRSG;

```

//Constante de Tiempo del Recuperador de Calor

```

public double kHRDyn = 1.0, tHRDyn = 2.5;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.HRSG.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kHRDyn","this.tHRDyn"},
y0="this.HP.u0",
initOrderNumber=29)
DelayControlBlock HRSGDyn;

```

//Constante de Tiempo Turbina Alta Presión

```

public double kIP = 1.0, tIP = 15.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.HRSGDyn.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kIP","this.tIP"},
y0="this.IP.u0",
initOrderNumber=30)
DelayControlBlock HP;

```

//Constante de Tiempo Turbina Presión Intermedia

```

public double kHP = 1.0, tHP = 20.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,
input="this.HP.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kIP","this.tIP"},
y0="this.LP.u0",
initOrderNumber=31)
DelayControlBlock IP;

```

//Constante de Tiempo Turbina Baja Presión

```

public double kLP = 1.0, tLP = 25.0;
@AnControllerField(
type= CMLFieldType.ControlBlock,

```

```

input="this.IP.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kLP","this.tLP"},
y0="this.ST.u0",
initOrderNumber=32)
DelayControlBlock LP;

```

//Potencia Total Generada por Turbina a Vapor

```

@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="0.3*this.HP.y+0.3*this.IP.y+0.4*this.LP.y",
parameter={"type.NoLimit","this.ksteam"},
y0="this.PMtot.u0",
initOrderNumber=33)
GainBlock ST;

```

//Potencia Total Ciclo Combinado

```

public double kstg = 1.0;
@AnControllerField(
type=CMLFieldType.StaticBlock,
input="this.flag_st*this.ST.y+this.machPM.y",
parameter={"type.NoLimit","this.kstg"},
y0="mach.pm*mach.speed",
//Modulation Pm
initOrderNumber=34)
GainBlock PMtot;

```

<ControllerFieldDescriptionEnd> // do not modify this tag line

Regulador de Tensión

```

<ControllerDescriptionBegin> // do not modify this tag line
  @AnController(
    input="this.refPoint - mach.vt + pss.vs - this.washoutBlock.y",
    output="this.delayBlock.y",
    refPoint="this.kaDelayBlock.u0 - pss.vs + mach.vt + this.washoutBlock.y",
    display= {"str.Efd, this.output"}
  )
  <ControllerDescriptionEnd> // do not modify this tag line
<ControllerFieldDescriptionBegin> // do not modify this tag line

public double ka = 20.0, ta = 0.05, vrmax = 10.0, vrmin = -1.0;
@AnControllerField(
  type= CMLFieldType.ControlBlock,
  input="this.refPoint + pss.vs - mach.vt - this.washoutBlock.y",
  parameter={"type.NonWindup", "this.ka", "this.ta", "this.vrmax", "this.vrmin"},
  y0="this.delayBlock.u0 + this.seFunc.y" )
DelayControlBlock kaDelayBlock;

public double ke1 = 2.0 /* ke1 = 1/Ke */ , te_ke = 1.0 /* te_ke = Te/Ke */;
@AnControllerField(
  type= CMLFieldType.ControlBlock,
  input="this.kaDelayBlock.y - this.seFunc.y",
  parameter={"type.NoLimit", "this.ke1", "this.te_ke"},
  y0="mach.efd" )
DelayControlBlock delayBlock;

public double e1 = 3.1, se_e1 = 0.33, e2 = 2.3, se_e2 = 0.1;
@AnFunctionField(
  input= {"this.delayBlock.y"},
  parameter={"this.e1", "this.se_e1", "this.e2", "this.se_e2"} )
SeFunction seFunc;

public double kf = 0.1, tf = 1.0, k = kf/tf;
@AnControllerField(
  type= CMLFieldType.ControlBlock,
  input="this.delayBlock.y",
  parameter={"type.NoLimit", "this.k", "this.tf"},
  feedback = true )
WashoutControlBlock washoutBlock;

<ControllerFieldDescriptionEnd> // do not modify this tag line

```

Power System Stabilizer

```

<ControllerDescriptionBegin> // do not modify this tag line
    @AnController(
        input="mach.pe",
        output="this.filterBlock2.y",
        refPoint="mach.pm",
        display= {"str.Vpss, this.output"}
    )
    <ControllerDescriptionEnd> // do not modify this tag line
<ControllerFieldDescriptionBegin> // do not modify this tag line

    public double one = 1.0, t6 = 0.05;
    @AnControllerField(
        type= CMLFieldType.ControlBlock,
        input="this.refPoint-mach.pe",
        parameter={"type.NoLimit", "this.one", "this.t6"},
        y0="this.washoutBlock.u0"    )
    DelayControlBlock delayBlock;

    public double ks = 0.5, t5 = 5.0;
    @AnControllerField(
        type= CMLFieldType.ControlBlock,
        input="this.delayBlock.y",
        parameter={"type.NoLimit", "this.ks", "this.t5"},
        y0="this.filterBlock1.u0"    )
    WashoutControlBlock washoutBlock;

    public double k1 = 1.0, t1 = 0.16, t2 = 0.02 ;
    @AnControllerField(
        type= CMLFieldType.ControlBlock,
        input="this.washoutBlock.y",
        parameter={"type.NoLimit", "this.k1", "this.t1", "this.t2"},
        y0="this.filterBlock2.u0"    )
    FilterControlBlock filterBlock1;

    public double k2 = 1.0, t3 = 0.16, t4 = 0.02, vmax = 0.25, vmin = -0.25;
    @AnControllerField(
        type= CMLFieldType.ControlBlock,
        input="this.filterBlock1.y",
        parameter={"type.Limit", "this.k2", "this.t3", "this.t4", "this.vmax", "this.vmin"},
        y0="pss.vs"    )
    FilterControlBlock filterBlock2;
<ControllerFieldDescriptionEnd> // do not modify this tag line

```

Static Var Compensator

```

package dsl.device;
import java.util.Hashtable;
import org.apache.commons.math.complex.Complex;
import com.interpss.common.datatype.ComplexFunc;
import com.interpss.common.datatype.Constants;
import com.interpss.common.msg.IPSSMsgHub;
import com.interpss.core.net.Network;
import com.interpss.dstab.DStabBus;
import com.interpss.dstab.DynamicSimuMethods;
import com.interpss.dstab.device.impl.ScriptDynamicBusDeviceImpl;
import com.interpss.dstab.mach.Machine;
import org.interpss.dstab.control.cml.block.WashoutControlBlock;
import org.interpss.dstab.control.cml.block.DelayControlBlock;
import org.interpss.dstab.control.cml.block.FilterControlBlock;
import com.interpss.common.datatype.Constants;
public class <classname> extends ScriptDynamicBusDeviceImpl {

    private double Vwash;
    private double Vlpf=0;
    private double SVCcont=0;
    private double SVCleadlag=0;
    private double Vleadlag1=0;
    private double Vleadlag2=0;
    private double Be=0;
    private double d2Ang=0;
    private double deltaAng_1=0;
    private double InputdAng=0;
    private Complex Vref;
    private double Vrefmag;
    private double imag;
    private double angle0;
    private WashoutControlBlock Freq1;
    private DelayControlBlock Freq2;
    private DelayControlBlock VoltRegController;
    private FilterControlBlock VoltRegleadlag;
    private DelayControlBlock FreqRegLowPass;
    private FilterControlBlock FreqRegLeadLag1;
    private WashoutControlBlock FreqRegWashout;
    private FilterControlBlock FreqRegLeadLag2;
    private double FrequencyM=1.0;
    private double flag=0;
    private double stepdAng=0;

```

```

/**
 * Init the device using the input object
 *
 * @param abus the bus object
 * @param net the network object
 * @param msg the MessageHub object
 * @return false if there is anything wrong
 */
public boolean initState(DStabBus abus, Network net, IPSSMsgHub msg) {

    super.initState(abus, net, msg);
    initStateFreqCalculation(abus,net,msg);
    initStateFreqRegPath(abus,net,msg);
    initStateVoltRegPath(abus,net,msg);

    return true;
}

/**
 * Solve a step of ODE
 *
 * @param dt time step
 * @param method ODE solution method
 * @param abus the bus object
 * @param net the network object
 * @param msg the MessageHub object
 * @return false if there is anything wrong
 */
public boolean nextStep(double dt, DynamicSimuMethods method, Network net,
IPSSMsgHub msg) {

    NextStepFreqCalculation(dt,method,net,msg);

    NextStepFreqRegPath(dt,method,net,msg);

    NextStepVoltRegPath(dt,method,net,msg);

    return true;
}

/**
 * Get the device output object, normally the inject current into the network
 *
 * @param abus the bus object

```



```

*/
public Object getOutputObject() {
    // Calculo corriente por SVC
    Complex iBe= new Complex(0.0,this.Be);
    Complex i = ComplexFunc.mul(getDStabBus().getVoltage(),iBe);
    this.imag=Math.sqrt(i.getReal()*i.getReal()+i.getImaginary()*i.getImaginary());
    return new Complex(-i.getReal(),-i.getImaginary());
}

/**
 * Get the device states
 *
 * @param abus the bus object
 * @refMach the ref machine object
 */
public Hashtable getStates(Object refMach) {
    DStabBus abus = getDStabBus();
    Hashtable<String, Double> hashtable = new java.util.Hashtable<String, Double>();
    hashtable.put("Bus Voltage Mag", new Double(abus.getVoltageMag()));
    double refAngle = 0.0;
    if (refMach != null) {
        refAngle = ((Machine)refMach).getAngle();
    }
    hashtable.put("Bus Voltage Ang (deg)",
        new Double((abus.getVoltageAng()-refAngle)*Constants.RtoD));
    hashtable.put("Be",
        new Double(this.Be));
    hashtable.put("Vref",
        new Double(this.Vrefmag));
    hashtable.put("Vaux",
        new Double(this.Vleadlag2));
    hashtable.put("dBe",
        new Double(this.SVCleadlag));
    return hashtable;
}

/**
 * update device attributes
 *
 */
public boolean updateAttributes(boolean netChange) {
    return true;
}

public void initStateFreqCalculation(DStabBus abus, Network net, IPSSMsgHub
msg){

```

```

DStabBus bus=(DStabBus)net.getBus("0004");
this.angle0=bus.getVoltageAng();
double baseFreq=50;
double tf=0.01;
double tw=0.01;
double kWashout = 1.0 / (2.0 * Constants.Pai * baseFreq * tf);
this.Freq1= new WashoutControlBlock(kWashout, tf);
this.Freq2= new DelayControlBlock(1.0, tw);

this.Freq1.initStateU0(0.0);
this.Freq2.initStateU0(1.0);

}
public void initStateFreqRegPath(DStabBus abus, Network net, IPSSMsgHub msg){

    double kwashout=1.0;
    double tw=10.0;
    this.FreqRegWashout=new WashoutControlBlock(kwashout, tw);
    double T1=0.1;
    double T2=0.04;
    this.FreqRegLeadLag1=new FilterControlBlock(1.0,T1,T2);
    double T3=0.1;
    double T4=0.04;
    this.FreqRegLeadLag2=new FilterControlBlock(1.0,T3,T4);
    double Kaux=100.0;
    double Taux=0.1;
    this.FreqRegLowPass=new DelayControlBlock(Kaux, Taux);

    this.FreqRegWashout.initStateU0(0.0);
    this.FreqRegLeadLag1.initStateU0(0.0);
    this.FreqRegLeadLag2.initStateU0(0.0);
    this.FreqRegLowPass.initStateU0(0.0);

}
public void initStateVoltRegPath(DStabBus abus, Network net, IPSSMsgHub msg){

    DStabBus bus=(DStabBus)net.getBus("0004");
    this.Vref=bus.getVoltage();
    this.Vrefmag=bus.getVoltageMag();
    double Kv=20;
    double Tv=0.04;
    this.VoltRegController=new DelayControlBlock(Kv, Tv);
    double T1=0.1;

```

```

double T2=0.05;
this.VoltRegleadlag=new FilterControlBlock(1.0,T1,T2);

this.VoltRegController.initStateU0(0.0);
this.VoltRegleadlag.initStateU0(0.0);

}
public void NextStepFreqCalculation(double dt, DynamicSimuMethods method,
Network net, IPSSMsgHub msg){

    DStabBus bus = (DStabBus)net.getBus("0004");
    double deltaAng=bus.getVoltageAng()-this.angle0;
    this.d2Ang=deltaAng-this.deltaAng_1;
//this.variable_1=this.variable(t-1)
    if(Math.abs(this.d2Ang)>0.1){
        this.flag=1;
    }
    else{
        if(this.flag==1){
            this.flag=0;}
        else{
            this.stepdAng=this.d2Ang;
        }
    }
    this.deltaAng_1=deltaAng;
    this.InputdAng=this.InputdAng+this.stepdAng;

    //Calculo Frecuencia
    double uf2 = 1.0 + this.Freq1.getY();
    this.Freq2.eulerStep1(uf2, dt);
    double uf1 = this.InputdAng;
    this.Freq1.eulerStep1(uf1, dt);
    uf2 = 1.0 + this.Freq1.getY();
    this.Freq2.eulerStep2(uf2, dt);
    uf1 = this.InputdAng;
    this.Freq1.eulerStep2(uf1, dt);

    uf2 = 1.0 + this.Freq1.getY();
    this.Freq2.eulerStep1(uf2, dt);
    uf1 = this.InputdAng;
    this.Freq1.eulerStep1(uf1, dt);
    uf2 = 1.0 + this.Freq1.getY();
    this.Freq2.eulerStep2(uf2, dt);
    uf1 = this.InputdAng;
    this.Freq1.eulerStep2(uf1, dt);

```

```

        uf2 = 1.0 + this.Freq1.getY();
        this.Freq2.eulerStep1(uf2, dt);
        uf1 = this.InputdAng;
        this.Freq1.eulerStep1(uf1, dt);
        uf2 = 1.0 + this.Freq1.getY();
        this.Freq2.eulerStep2(uf2, dt);
        uf1 = this.InputdAng;
        this.Freq1.eulerStep2(uf1, dt);

        this.FrequencyM=this.Freq2.getY();

    }

    public void NextStepFreqRegPath(double dt, DynamicSimuMethods method, Network
net, IPSSMsgHub msg){

        // Freq WASHOUT

        double ufw=this.FrequencyM-1.0;

        this.FreqRegWashout.eulerStep1(ufw, dt);
        this.FreqRegWashout.eulerStep2(ufw, dt);

        this.FreqRegWashout.eulerStep1(ufw, dt);
        this.FreqRegWashout.eulerStep2(ufw, dt);

        this.FreqRegWashout.eulerStep1(ufw, dt);
        this.FreqRegWashout.eulerStep2(ufw, dt);

        this.Vwash=this.FreqRegWashout.getY();

        // Freq Low Pass

        double uflp=this.Vwash;

        this.FreqRegLowPass.eulerStep1(uflp,dt);
        this.FreqRegLowPass.eulerStep2(uflp,dt);

        this.FreqRegLowPass.eulerStep1(uflp,dt);
        this.FreqRegLowPass.eulerStep2(uflp,dt);

        this.FreqRegLowPass.eulerStep1(uflp,dt);
        this.FreqRegLowPass.eulerStep2(uflp,dt);

```

```

this.Vlpf=this.FreqRegLowPass.getY();

//FIRST LEAD LAG

double ufl1=this.Vlpf;

this.FreqRegLeadLag1.eulerStep1(ufl1,dt);
this.FreqRegLeadLag1.eulerStep2(ufl1,dt);

this.FreqRegLeadLag1.eulerStep1(ufl1,dt);
this.FreqRegLeadLag1.eulerStep2(ufl1,dt);

this.FreqRegLeadLag1.eulerStep1(ufl1,dt);
this.FreqRegLeadLag1.eulerStep2(ufl1,dt);

this.Vleadlag1=this.FreqRegLeadLag1.getY();

//SECOND LEAD LAG

double ufl2=this.Vleadlag1;

this.FreqRegLeadLag2.eulerStep1(ufl2,dt);
this.FreqRegLeadLag2.eulerStep2(ufl2,dt);

this.FreqRegLeadLag2.eulerStep1(ufl2,dt);
this.FreqRegLeadLag2.eulerStep2(ufl2,dt);

this.FreqRegLeadLag2.eulerStep1(ufl2,dt);
this.FreqRegLeadLag2.eulerStep2(ufl2,dt);

this.Vleadlag2=this.FreqRegLeadLag2.getY();

if(this.Vleadlag2>2.0){
    this.Vleadlag2=2.0;
}
if(this.Vleadlag2<-2.0){
    this.Vleadlag2=-2.0;
}

}

public void NextStepVoltRegPath(double dt, DynamicSimuMethods method, Network
net, IPSSMsgHub msg){

//CALCULO DE ERROR VOLTAJE Y SUSCEPTANCIA

```

```

DStabBus bus = (DStabBus)net.getBus("0004");
double Vbus=bus.getVoltageMag();
double deltav = this.Vrefmag-Vbus;
if(Math.abs(deltav)<0.0001){
    deltav=0;
}

```

//SVC Voltage Regulator

```

double uvr=deltav;

this.VoltRegController.eulerStep1(uvr,dt);
this.VoltRegController.eulerStep2(uvr,dt);

this.VoltRegController.eulerStep1(uvr,dt);
this.VoltRegController.eulerStep2(uvr,dt);

this.VoltRegController.eulerStep1(uvr,dt);
this.VoltRegController.eulerStep2(uvr,dt);

this.SVCcont=this.VoltRegController.getY();

```

//LEAD LAG

```

double uvll=this.SVCcont;

this.VoltRegleadlag.eulerStep1(uvll,dt);
this.VoltRegleadlag.eulerStep2(uvll,dt);

this.VoltRegleadlag.eulerStep1(uvll,dt);
this.VoltRegleadlag.eulerStep2(uvll,dt);

this.VoltRegleadlag.eulerStep1(uvll,dt);
this.VoltRegleadlag.eulerStep2(uvll,dt);

this.SVCleadlag=this.VoltRegleadlag.getY();

```

//CALCULO Be

```

double deltaB=this.SVCleadlag;
double FreqReg=this.Vleadlag2;

this.Be=FreqReg+deltaB;

//Minimo y Maximo

```

```
        if(this.Be>0.4){
            this.Be=0.4;
        }
        if(this.Be<-0.4){
            this.Be=-0.4;
        }
    }
} //End Class
```

Anexo F: Norma Técnica

Norma Técnica Regulación y Calidad de Servicio (Mayo 2005)

“Artículo 3-8

Toda unidad generadora deberá continuar operando sus unidades bajo la acción de su Controlador de Velocidad para variaciones de la frecuencia que estén dentro de los límites de operación en sobre y subfrecuencia que a continuación se indican:

- a) Indefinidamente, para frecuencias entre 48,5 [Hz] y 51,5 [Hz].*
- b) Durante 60 segundos entre 48,0 [Hz] y bajo 48,5 [Hz].*
- c) Durante 60 segundos sobre 51,5 [Hz] y hasta 52,0 [Hz].*
- d) Durante 15 segundos entre 47,5 [Hz] y bajo 48,0 [Hz].*
- e) Durante 15 segundos sobre 52,0 [Hz] y hasta 53,0 [Hz].*
- f) Desconexión instantánea para frecuencias inferiores a 47,5 [Hz] y superiores a 53,0 [Hz].*

Para valores fuera de los rangos establecidos, las protecciones propias de las unidades podrán desconectarlas del SI para prevenir daños al equipamiento.

Artículo 3-9

Toda unidad generadora deberá poder operar en forma permanente para un rango de frecuencia de entre 48,5 y 51,5 [Hz] y para un rango de variación de la tensión que este entre 0,95 y 1,05 por unidad de la tensión nominal, medido en los terminales de la unidad generadora.

Artículo 3-10

Toda unidad generadora deberá ser capaz de mantener su potencia constante mientras la frecuencia está comprendida dentro del rango 49,5 - 51,5 [Hz], y podrá reducir su generación entregada al SI cuando la frecuencia descienda por debajo de 49,5 [Hz], hasta un 80 % de su valor nominal en el nivel de 47,5 [Hz]. “