UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

Desarrollo y Evaluación de Controladores para la Temperatura, Humedad y Presión del Aire en un Cuarto Limpio

Luis Alfonso González Vergara

Universidad Nacional de Colombia

Maestría en Automatización Industrial

Facultad de Ingeniería

Bogotá, Colombia

2011

Desarrollo y Evaluación de Controladores para la Temperatura, Humedad y Presión del Aire en un Cuarto Limpio

Luis Alfonso González Vergara

Trabajo Final de Maestría como requisito parcial
para optar el Título de:
Magister en Ingeniería - Automatización Industrial

Director:
Dr. Ing. Msc. Fabio Emiro Sierra Vargas

Linea de Investigación:
Control de Procesos Térmicos
Grupo de Investigación:
Mecanismos de Desarrollo Limpio y Gestión Energética

Universidad Nacional de Colombia
Maestría en Automatización Industrial
Facultad de Ingeniería
Bogotá, Colombia
2011

Agradecimientos

A Dios que en su infinito amor nos acepta arrepentidos a pesar de lo que somos.

A mis Padres y Hermanos por su valiosa motivación y apoyo.

A mis Profesores, Compañeros y Amigos.

Resumen

González Vergara, Luis Alfonso. Desarrollo y Evaluación de Controladores para la Temperatura, Humedad y Presión del Aire en un Cuarto Limpio. (Bajo la dirección de Fabio Emiro Sierra Vargas).

En un cuarto limpio es importante lograr el control simultáneo de la temperatura, la humedad y la presión diferencial. El acoplamiento entre estas variables hace complejo el problema de control. Por ejemplo, cuando se logra el control de la diferencial de presión, se afectan los otros parámetros: temperatura y humedad. En el presente trabajo se sintetiza un modelo dinámico de un sistema de aire acondicionado con base en trabajos similares desarrollados anteriormente. Sin el ánimo de perder generalidad, el modelo propuesto se ajusta a una aplicación práctica: una Sala de Cirugía.

Teniendo seleccionado el modelo, se diseña un control H_∞ con el cual es posible lograr los objetivos de control anteriormente propuestos. La simulación del modelo matemático del sistema de aire acondicionado controlado, nos permite establecer qué es necesario considerar en el diseño del sistema físico real. Las variables o señales de salida: Temperatura, Humedad y Presión, serán controladas con las variables de control (señales de entrada): Flujo de aire, Carga de Recalentamiento y Flujo de Refrigerante. Con la intención de comparar las técnicas de control multivariables con el control descentralizado, se desacopla el sistema y se explora la sintonía de controladores PI con técnicas como SIMC o sintonía secuencial utilizando el método Relay Feedback, BLT, y técnicas con Lógica difusa. Ninguno de los anteriores muestra un mejor desempeño que el multivariable.

Palabras Clave: Cuartos Limpios, Salas de Cirugías, Control de Procesos Térmicos, Control Descentralizado, Control Multivariable, Control Robusto, Control Difuso.

Abstract

González Vergara, Luis Alfonso. Development and Evaluation of Cleanroom Temperature, Moisture and Air pressure Controllers. (Under the guidance of Fabio Emiro Sierra Vargas).

In a cleanroom it is important to achieve the simultaneous control of the air temperature, moisture and differential pressure. The connection between these variables makes the problem of control complex. For example, when the air differential pressure control is achieved, other parameters fall ill: temperature and moisture. In the present work an air conditioning system dynamic model is synthesized with base in similar works developed previously. Without the intention of losing generality, the proposed model fits to a practical application: a Surgery Room.

Having the model chosen, an multivariable H_∞ control is designed with which it is possible to achieve the control targets previously proposed. The controlled air conditioning system mathematical model simulation allows us to establish what is necessary to consider in the design of the physical real system. The output variables: Temperature, Moisture and Pressure, will be controlled by the manipulated inputs: Air flow, Reheating and Refrigerant Flow. With the intention of comparing the multivariable with decentralized control, the system is uncoupled and explored the tuning of PI controllers with SIMC method or sequential tuning using the method Relay Feedback, BLT, and Fuzzy Logic technics. None of the previous ones shows a better performance than the multivariable.

Keywords: Cleanrooms, Surgery Room, Thermal Processes Control, Decentralized Control, Multivariable Control, Robust Control, Fuzzy Control.

Copyright and DAI Statement

'I certify that the Library deposit digital copy is a direct equivalent of the final officially approved version of my thesis. No emendation of content has occurred and if there are any minor variations in formatting, they are the result of the conversion to digital format.'

Signed:_____ Date:_____

Originality Statement

'I hereby declare that this submission is my own work and to the best of my knowledge it contains no materials previously published or written by another person, or substantial proportions of material which have been accepted for the award of any other degree or diploma at UNAL or any other educational institution, except where due acknowledgement is made in the thesis. Any contribution made to the research by others, with whom I have worked at UNAL or elsewhere, is explicitly acknowledged in the thesis. I also declare that the intellectual content of this thesis is the product of my own work, except to the extent that assistance from others in the project's design and conception or in style, presentation and linguistic expression is acknowledged.'

Signed:_____

Índice

1. Introducción. 1
1.1. Objetivos 3
1.1.1. Objetivo General. 3
1.1.2. Objetivos Específicos. 3
1.2. Metodología. 3
2. Tipos de Controladores Utilizados 5
2.1. Representación en Espacio de Estados. 5
2.2. Estabilización mediante retroalimentación de estados. 6
2.3. Control Utilizando Estimación de Estados, LQG. 7
2.4. Control Robusto. 9
2.4.1. Formulación del Problema de Control. 9
2.4.2. Formulación del Control H_∞: Optimización de Sensibilidad Mezclada S/T. (S/T Mixed-sensitivity design). 11
2.5. Control Difuso. 13
2.5.1. Operaciones básicas en los conjuntos difusos. 13
2.5.2. Control difuso basado en conocimiento. 14
3. Modelos Matemáticos Estudiados 16
3.1. Balances de Masa y Energía. Variables Temperatura y Humedad: Modelo de Qi Qi y Shiming Deng. 19
3.1.1. Modelo propuesto por: Qi Qi y Shiming Deng. 20
3.1.1.1. Estados “x”. 21
3.1.1.2. Entradas “u”. 22
3.1.1.3. Salidas “y”. 22
3.2. Balances de Masa y Energía. Variables Temperatura y Presión: Modelo de Wei Sun, P. E. y Osman Ahmed 23
4. Desarrollo del Modelo Matemático para el Cuarto Limpio. 24
4.1. Modificaciones al modelo propuesto por Qi Qi y Shiming Deng teniendo en cuenta su aplicación a un cuarto limpio. 24
4.1.1. Mezcla adiabática en la caja de mezcla. 25
4.1.2. Relación entre el aire de ventilación y el aire de suministro. 26
4.1.3. Modificaciones hechas al modelo de Qi Qi y Shiming Deng: 27
4.2. Obtención de Parámetros para los Modelos Propuestos. 30
4.2.1. Simplificaciones para el Flujo de Ventilación y las Condiciones Exteriores al cuarto. 31
4.2.2. Parámetros del Modelo. 32
4.3. Alternativas de Modelo Propuestas, Simulaciones con controlador LQG. 34
4.3.1. Primer Modelo. Adición de las ecuaciones (14) y (16) al modelo de Shiming Deng, ecuaciones (31) a (36). 35

4.3.2. Segundo Modelo. Adición de todas las ecuaciones del modelo de Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed: (14), (15) y (16) al modelo de Shiming Deng, ecuaciones (31) a (36). . . . 43
4.3.3. Tercer Modelo. Desacople de la temperatura T_2 y presión P en las ecuaciones del modelo de Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed. . . . 47
4.4. Modelo Propuesto: Segundo Modelo. Analisis de Estabilidad de los Controladores LQG. . . . 51
5. Diseño de Controladores para el Cuarto Limpio. . . . 53
5.1. Control Robusto. Segundo Modelo . . . 53
5.2. Controladores Desacoplados. . . . 59
5.2.1. Control PI Descentralizado. . . . 64
5.2.1.1. Evaluación de las Alternativa I y Alternativa II de apareamiento para Control Descentralizado utilizando el método de sintonía SIMC. 64
5.2.1.2. Control Descentralizado PI con sintonía Secuencial y Control On-Off utilizando la Alternativa II de apareamiento. . . . 73
5.2.2. Control Difuso. . . . 81
5.2.2.1. Control PD Difuso. . . . 81
5.2.2.2. Control Difuso Supervisorio. . . . 87
5.2.3. Controladores PI en Cascada. . . . 94
5.2.4. Simulación de los controladores H_∞ y PI utilizando la Alternativa I de apareamiento con el Sistema No Lineal. . . . 98
6. Alistamiento de la Planta: Cuarto Limpio . . . 101
6.1. Mediciones Iniciales Cabina de pruebas termodinámicas y Sistema de aire acondicionado existente. . . . 102
6.1.1. Temperatura, Flujos de Aire, Diferencial de Presión. . . . 102
6.1.2. Dimensiones y estado del ventilador. . . . 103
6.1.3. Dimensiones y estado de los serpentines. . . . 103
6.2. Recomendaciones sobre las Mediciones Iniciales. . . . 104
6.2.1. Temperaturas. . . . 104
6.2.2. Ventilador de Suministro. . . . 104
6.2.3. Serpentines. . . . 105
6.2.4. Ecuaciones a validar y Parámetros a medir. . . . 108
6.2.5. Modificaciones a la planta física y equipo a utilizar. . . . 109
6.3. Modificaciones Sistema de aire acondicionado existente . . . 110
7. Experimentación, Análisis de Datos y Simulación. . . . 115
7.1. Mediciones de Flujo y Presión. Text de Presurización. . . . 115
7.1.1. Mediciones de Flujo . . . 115
7.1.2. Regresión de la Ecuación de Potencia. Cálculo de parámetros. . . . 117
7.2. Mediciones de Temperatura en la Caja de Mezclas. . . . 120
7.3. Simulación de la Dinámica de la Temperatura en la Caja de Mezcla . . . 123
7.4. Simulación del Modelo de Wei Sun, P. E. y Osman Ahmed. . . . 124
8. Conclusiones. . . . 128
8.1. Conclusiones Controladores Desacoplados. . . . 128
8.2. Validación de Ecuaciones y Cálculo de Parámetros. . . . 130
8.3. Trabajos Futuros y Sugerencias. . . . 130

Referencias 132

Índice de figuras

1. Sistema estabilizado mediante Retroalimentación de Estados. 6
2. Sistema con Retroalimentación de Estados Observados. 8
3. Configuración general de control 10
4. Función de transferencia de "w" a "z" 10
5. Diagrama de Bloques de la planta con incertidumbre multiplicativa de entrada y medición del desempeño en la salida. 11
6. Desempeño robusto del sistema con incertidumbre multiplicativa de entrada 12
7. Conjuntos Difusos: Bajo, Medio Bajo, Medio Alto y Alto para la Temperatura. . . 14
8. Superficie de Control basada en funciones de membresia triangulares. 15
9. Proceso de Enfriamiento y Deshumidificación. The Trane Company — Worldwide Applied Systems Group. Trane Air Conditioning Clinic, Temperature and Humidity Control in Surgery Rooms. 2004. 16
10. Esquema Inicial. Sistema modelado por Qi Qi y Shiming Deng. 20
11. Esquema Sistema de Aire Acondicionado para un Cuarto Limpio. 24
12. Proceso en la Caja de Mezcla. (Mezcla Adiabática) 25
13. Esquema Sistema de Aire Acondicionado para un Cuarto Limpio. 36
14. Controlador LQG con Acción Integral. 39
15. Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Señales de Control Carga Recalentamiento, Flujo de Aire 40
16. Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Señales de Control Flujo de Refrigerante 40
17. Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Temperatura 41
18. Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Humedad 41
19. Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Presión 42
20. Simulación con ecuaciones (31) y (39). Densidad Constante: 44
21. Simulación con ecuaciones (31) y (39). Densidad Variable: 45
22. Simulación con ecuaciones (8) y (9): 49
23. Simulación con ecuaciones (42) y (9): 50
24. Gráfica de Valores Singulares 54
25. Gráfica de los valores Singulares de S y $1/w_P$. 55
26. Gráfica de los valores Singulares de T y $1/w_I$. 55
27. Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Señal de control: Flujo de refrigerante 56
28. Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento 56
29. Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Temperatura 57
30. Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Humedad 57
31. Simulación del sistema con el Controlador H_∞. Presión 58
32. Vector primera columna de la matriz RGA 62
33. Vector segunda columna de la matriz RGA 62

34. Vector tercera columna de la matriz RGA 63
35. Respuesta al escalón para el Elemento de Apareamiento de la Humedad y su aproximación a un FOTD. Alternativa I de Apareamiento. 66
36. Respuesta al escalón para el Elemento de Apareamiento de la Temperatura y su aproximación a un FOTD. Alternativa I de Apareamiento. 67
37. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Señal de control: Flujo de refrigerante 68
38. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento 68
39. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Temperatura 69
40. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Humedad 69
41. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Presión 70
42. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa II de Apareamiento. Temperatura. 71
43. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa II de Apareamiento. Humedad. 71
44. Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa II de Apareamiento. Presión. 72
45. Simulación del sistema con el Controlador On-Off. Señal de control: Flujo de refrigerante 75
46. Simulación del sistema con el Controlador On-Off. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento 76
47. Simulación del sistema con el Controlador PI. Señal de control: Flujo de refrigerante 76
48. Simulación del sistema con el Controlador PI. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento 77
49. Simulación Comparativo Control On-Off y PI: Temperatura 77
50. Simulación Comparativo Control On-Off y PI: Humedad 78
51. Simulación Comparativo Control On-Off y PI: Presión 78
52. Comparación Control On-Off Alternativas I y II de Apareamiento. Temperatura. . 79
53. Comparación Control On-Off Alternativas I y II de Apareamiento. Humedad. 79
54. Comparación Control On-Off Alternativas I y II de Apareamiento. Presión. 80
55. Figura 10. Diagrama del Controlador Difuso PD 82
56. Función de Pertenencia para el Error. 82
57. Función de Pertenencia para la Derivada del Error. 83
58. Función de Pertenencia para la Salida (Señal de Control). 83
59. Simulación del sistema con el Controlador Difuso PD. Señal de control: Flujo de refrigerante. 84
60. Simulación del sistema con el Controlador Difuso PD. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento. 84
61. Simulación del sistema con el Difuso PD. Temperatura. 85
62. Simulación del sistema con el Difuso PD. Humedad 85
63. Simulación del sistema con el Difuso PD. Presión. 86

64. Diagrama del Controlador Difuso Supervisorio. 88
65. Función de Pertenencia para el Error 88
66. Función de Pertenencia para la Derivada del Error. 89
67. Función de Pertenencia para la Salida (Señal de Control). 89
68. Simulación del sistema con el Controlador Difuso Supervisorio. Señal de control: Flujo de refrigerante. 90
69. Simulación del sistema con el Controlador Difuso Supervisorio. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento. 90
70. Simulación del sistema con el Difuso Supervisorio. Temperatura 1 91
71. Simulación del sistema con el Difuso Supervisorio. Humedad. 91
72. Simulación del sistema con el Difuso Supervisorio. Presión 92
73. Variación de las Constantes Proporcional e Integral para el Control Difuso Supervisorio de la Temperatura. 92
74. Variación de las Constantes Proporcional e Integral para el Control Difuso Supervisorio de la Humedad. 93
75. Variación de las Constantes Proporcional e Integral para el Control Difuso Supervisorio de la Presión. 93
76. Diagrama del Controlador PI Cascada. 94
77. Simulación del sistema con el Controlador PI Cascada. Señal de control: Flujo de refrigerante 95
78. Simulación del sistema con el Controlador PI Cascada. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento 96
79. Simulación Comparativo Control PI-Off y PI Cascada: Temperatura. 96
80. Simulación Comparativo Control PI-Off y PI Cascada: Humedad. 97
81. Simulación Comparativo Control PI-Off y PI Cascada: Presión. 97
82. Control PI Cascada: Offset entre flujos de suministro y retorno 98
83. Simulación de los controladores con el Sistema No Lineal. Temperatura 99
84. Simulación de los controladores con el Sistema No Lineal. Humedad 99
85. Simulación de los controladores con el Sistema No Lineal. Presión 100
86. Esquema Sistema de Aire Acondicionado para un Cuarto Limpio. 109
87. Sistema de Distribución y Caja de Mezcla. 111
88. Abertura para Suministro de Aire. 111
89. Abertura para Retorno de Aire. 112
90. Medición de Flujo 112
91. Medición del Diferencial de Presión 113
92. Cambio de Ventilador del Sistema. 114
93. Número de puntos de medidas por diámetro. 116
94. Ajuste de la Ecuación de Potencia. 119
95. Conexión Termocuplas a Sistema de Adquisición de Datos 121
96. Chasis de NI CompactDAQ Legado 121
97. Gráfica Temperaturas en Caja de Mezcla 122
98. Simulación Dinámica de la Temperaturas en Caja de Mezcla T_{2c} 123
99. Cambio en las Temperaturas T_1 y T_2 de acuerdo a la secuencia en el Cuadro 28. . . 125
100. Cambio en la presión P de acuerdo a la secuencia en el Cuadro 28. 125
101. Cambio en el flujo f de acuerdo a la secuencia en el Cuadro 28. 126

102. Simulación modelo Osman Ahmed. T_2 Real y Simulado. 126
103. Simulación modelo Osman Ahmed. P Real y Simulado. 127

Índice de cuadros

1. Base de Reglas Control PD Difuso . . . 15
2. Reseña de Modelos Matemáticos encontrados. . . . 18
3. Modificaciones Realizadas al modelo de Qi Qi y Shiming Deng . . . 30
4. Valores Numéricos de los parámetros del sistema. . . . 32
5. Condiciones de Operación del sistema. . . . 32
6. Estimación de parámetros modelo Qi Qi y Shiming Deng [7]. . . . 33
7. Parámetros T_2, W_2, y P. . . . 36
8. Estado Estacionario Modelo 1. . . . 42
9. Estado Estacionario Modelo 1, Densidad aire variable. . . . 43
10. Estado Estacionario Modelo 2. . . . 47
11. Estado Estacionario Modelo 3. . . . 48
12. Estructuras de apareamiento factible . . . 61
13. Parametros de los controladores calculados con el SIMC PID. Control Descentralizado. Alternativa I de apareamiento. . . . 67
14. Parametros de los controladores calculados con el SIMC PID. Control Descentralizado. Alternativa II de apareamiento. . . . 70
15. Parametros de los controladores PI sin desintonizar. . . . 74
16. Parametros de los controladores PI calculados con el factor de desintonización. . . . 74
17. Parametros de los controladores PI definitivos . . . 75
18. Base de Reglas Control PD Difuso. . . . 82
19. Base de reglas para kp. . . . 87
20. Base de reglas para ki. . . . 87
21. Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión. . . . 113
22. Características de los ventiladores Inicial y Final. . . . 114
23. Lecturas Transversales de Velocidad. . . . 116
24. Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión. . . . 117
25. Cálculo de Flujos de Aire. . . . 118
26. Cálculo de Parámetro c y K . . . 120
27. Recálculo del Parámetro c con las Temperaturas. . . . 122
28. Secuencia de Operación Ventilador y Compresor. . . . 124

Simbolos

- A_1: Area de transferencia de calor en la región seca del evaporador. (m^2)
- A_2: Area de transferencia de calor en la región húmeda del evaporador. (m^2)
- c: Relación entre flujos de ventilación o retorno. Adimensional
- C_p: Calor específico del aire a presión constante. ($^{kJ}/_{kg}$)
- C_v: Calor específico del aire a volumen constante. ($^{kJ}/_{kg}$)
- $(C_p \rho V)_W$: Capacitancia térmica para la pared del evaporador. ($^{kJ}/_{^\circ C}$)
- ELA: Area efectiva de fuga (m^2)
- f : Flujo de Aire. ($^{m^3}/_{seg}$)
- $fext$: Flujo a travez de las áreas de fuga (L/s)
- h_{fg}: Calor latente de vaporización del agua. ($^{kJ}/_{kg}$)
- h_{r1} : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador. ($^{kJ}/_{kg}$)
- h_{r2} : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador . ($^{kJ}/_{kg}$)
- K_l: Coeficiente de flujo ($flujo\, volumétrico/presion^n$), $\left(\frac{L/s}{Pa^n}\right)$
- k_{spl} : Coeficiente de ganancia de calor para el ventilador de suministro. Ecuación (10) ($^{kW}/_{^{m^3}/_s}$)
- M : Carga de humedad en el recinto a acondicionar. ($^{kg}/_s$)

- M_{ref} : Flujo másico del refrigerante.($^{kg}/_{s}$)
- n: Exponente de Flujo. Número adimensional cuyo valor es típicamente: 0,65 (Adimensional)
- P : Presión del cuarto. (kPa). (Absoluta)
- P_c : Presión de condensación en el circuito de refrigerante. (Pa)
- P_e : Presión de evaporación en el circuito de refrigerante. (Pa)
- P_f : Presión en el suministro del aire (kPa). (Absoluta)
- P_{ref} : Presión de referencia (exterior o espacio adyacente) (kPa). (Absoluta)
- $\triangle P$: Diferencial de Presión, $\triangle P = P - P_{ref}$ (kPa)
- Q_{load} : Carga sensible en el recinto a acondicionar. (kW)
- Q_{reheat}: Carga sensible de recalentamiento. (kW)
- Q_{spl}: Carga de calor debida al motor del ventilador de suministro de aire.
- R: Constante de los gases: 0.287 ($\frac{kPa}{kg \times ^{\circ}K}$), o 0.287 ($\frac{kJ}{kg \times ^{\circ}K}$)
- s: velocidad del compresor. (rpm)
- T_1: Temperatura del aire a la salida del evaporador. (°C)
- T_2: Temperatura del aire en el espacio acondicionado. (°C)
- T_3: Temperatura del aire a la salida de la región seca en el serpentín. (°C)
- T_{exter}: Temperatura del aire exterior, se considera constante.
- T_W: Temperatura de la pared del serpentín. (°C)
- V: Volumen del espacio acondicionado. (m^3)
- V_c: Volumen de la Caja de Mezcla. (m^3)

- SH: Grado de sobrecalentamiento del refrigerante. ($^{\circ}C$)
- V_{h1}: Volumen que ocupa el aire en la región seca del evaporador. (m^3)
- V_{h2}: Volumen que ocupa el aire en la región húmeda del evaporador. (m^3)
- W_1: Humedad específica del aire a la salida del evaporador. (kg/kg de aire seco)
- W_2: Humedad específica del aire en el cuarto acondicionado. (kg/kg de aire seco)
- α_1: Coeficiente de transferencia entre el aire y la pared del evaporador para la región seca. $\left({}^{kW}/_{m^2 \times {}^{\circ}C}\right)$
- α_2: Coeficiente de transferencia entre el aire y la pared del evaporador para la región húmeda. $\left({}^{kW}/_{m^2 \times {}^{\circ}C}\right)$
- v_s : Volumen específico del refrigerante sobrecalentado. $\left({}^{m^3}/_{kg}\right)$
- ρ: Densidad del aire humedo. $\left({}^{kg}/_{m^3}\right)$

1. Introducción.

Algunos tipos de ambientes de trabajo exigen condiciones específicas de aire limpio, temperatura y humedad relativa. Estas condiciones son cada día más exigentes de acuerdo a las diferentes normatividades que las rigen. Dentro de estas podemos encontrar: la industria farmacéutica, los hospitales en sus salas de operación, los laboratorios, plantas donde se manejan cierto tipo de alimento, etc. Con respecto a las instalaciones médicas: salas de cirugía, unidades de cuidados intensivos o cuartos de aislados, es cada vez más frecuente la implementación de nuevos procedimientos médicos los cuales requieren bajas temperaturas y condiciones de humedad controladas. Los cirujanos, por ejemplo, requieren rangos de temperatura entre 17ºC a 18ºC [1], Por otro lado, los anestesiólogos, y otros dentro del personal médico, solicitan en los mismos recintos temperaturas más altas [1], [2] entre 24ºC a 25ºC.

La presurización adecuada en las áreas limpias, como laboratorios y salas de cirugía, es una importante herramienta utilizada para controlar el ingreso o la salida de los contaminantes como también de olores en estos recintos. Los flujos de aire siempre van del espacio con mayor presurización hacia los que se encuentran menos presurizados. Por ejemplo si existe un área limpia, ha de mantenerse en esta presión positiva con respecto a los espacios adyacentes.

Existen básicamente dos categorías para controlar la presurización de un área en un edificio las cuales utilizan diferente metodología: pasiva y activa. La estrategia de control pasiva consiste en balancear el volumen constante de aire de suministro con el de extracción buscando mantener siempre una diferencia u "offset" entre estas. Este balanceo se efectúa en el momento del montaje del sistema, es un método simple y económico, no robusto y a veces inadecuado para laboratorios con una planta compleja.

La categoría de control activa (VAV, Variable Air Volume) es muy utilizada hoy en día como efecto del abaratamiento de los sistemas electrónicos. En estas, existe la opción de dos modos de hacer control: "Diferencial de Presión" y "Seguimiento al diferencial de flujo" [3]. En la primera opción se utilizan "sensores de presión diferencial" para medir directamente el diferencial de presión entre el ambiente controlado y los espacios adyacentes. Este método controla de modo directo los dispositivos de regulación del flujo de aire que van al espacio, para así contrarrestar los cambios de presión en el recinto producidos por los cambios en los flujos de extracción. La ventaja de este método es que la estrategia de control mide y actúa directamente sobre la variable del sistema "diferencial de presión", pero puede ser muy sensible a las perturbaciones [2].

El control volumétrico o "Seguimiento al diferencial de flujo" en cambio utiliza un medidor de flujo en el suministro y la extracción (o retorno). El diferencial de presión se mantiene relacionándolo con el "offset" o diferencia entre el aire de suministro y el aire de extracción. La ventaja es que

aquí se obtienen tiempos relativamente aceptables de respuesta pero puede tener el inconveniente de no reconocer las perturbaciones (infiltraciones, aperturas de puertas). Una estrategia híbrida puede ser implementada en donde es necesario mantener un seguimiento constante del diferencial de presión pero también es frecuente la apertura de puertas. Esta estrategia es implementada utilizando PID en cascada: en esta se miden los flujos de suministro y extracción (retorno) al recinto con miras a mantener un diferencial de flujos u "offset". El control en cascada también mide la presión del cuarto y la utiliza para restablecer el "offset" entre los flujos. En otras palabras, para mantener un determinada presión en el cuarto, el "offset " entre los flujos debe ser controlado y mantenido a un valor apropiado [2], [3]. Ver numeral 5.2.3.

El modo tradicional de conseguir el control de la Temperatura y Humedad de un recinto es mediante el recalentamiento. Para este caso lo que se hace es bajar la temperatura del aire hasta la temperatura en donde se consigue la humedad absoluta (granos/lb) requerida para remover el calor latente a las condiciones de humedad de diseño. Lo anterior se explica por el hecho de que al hacer pasar el aire o enfriarlo a través de una superficie, que en este caso es un serpentín, mas baja que su punto de rocío, inmediatamente ocurre condensación de la humedad en esta superficie produciéndose un proceso de deshumidificación en donde se modifica la humedad absoluta del aire. Por lo general, esta humedad se consigue en los serpentines a una temperatura más baja que el punto de consigna o "set-point". Cuando la carga sensible generada en el recinto no es suficiente para subir la temperatura del aire hasta la deseada, se tiene entonces la necesidad de calentar. La implementación se realiza utilizando lazos de control PI para calentar o enfriar. Este proceso es explicado en el Manual de Control de Aire Acondicionado de la empresa Honeywell [4]

Se han implementado diversas técnicas utilizando una entrada y una salida. Por ejemplo, en el control de la humedad y temperatura de un recinto, estas variables se controlan por separado. Se varía la velocidad del compresor para controlar la temperatura interior y la del ventilador para controlar la humedad [Krakow, ASHRAE Transaction, 1995]. En un trabajo reciente Qi Qi y Shiming Deng proponen una estrategia de control multivariable para el control simultaneo de estas dos variables [5].

Como hemos mostrado hasta el momento en un área limpia, para lograr un funcionamiento seguro del aire, son tres los principales parámetros a controlar: Temperatura, Humedad y Diferencial de Presión. También, en el control de la diferencial de presión se afectan los otros parámetros: temperatura y humedad [6]. Queremos motivar al lector con una pregunta que justifica la realización de el presente trabajo: Además de la categoría de control activa (VAV) híbrida en la cual se utilizan controladores PID en cascada ¿es posible utilizar otras técnicas como la multivariable para conseguir simultáneamente estos objetivos de control? Esta pregunta es formulada ya que las técnicas documentadas en la literatura para resolver este problema utilizan lazos PID.

En el presente trabajo se busca desarrollar un modelo matemático que ilustre la dinámica de la Temperatura, Humedad y Diferencial de Presión cuando se acondiciona una Sala Limpia. Para conseguir este objetivo se fusionan los modelos propuestos por Qi Qi y Shiming Deng [7] para la Temperatura y Humedad con los trabajo de Wei Sun, P.E. [8] y Osman Ahmed [9] para la Temperatura y Diferencial de presión.

Con base en ciertas restricciones y consideraciones, se propone un modelo matemático para estudiar el sistema y sobre el cual podemos diseñar y probar diferentes tipos de controladores . Finalmente, con el modelo validado y utilizando control multivariable, podemos establecer si es posible controlar la temperatura, la humedad y la presión diferencial .

Actualmente se dispone en el Laboratorio de Plantas térmicas y Energías renovables de la Uni-

versidad Nacional de una cabina aislada térmica y acústicamente donde se ha venido realizando la caracterización térmica y lumínica de diversos materiales. Los ensayos que se han venido efectuando utilizan la hermeticidad de la cabina controlándose internamente las condiciones de luz y calor. Dentro de la cabina también se miden la humedad y la temperatura. Se pretende acondicionar internamente la cabina con diferentes elementos de los laboratorios de Plantas térmicas (sistema de ventilación y generación de frió) y de Automatización industrial (instrumentos de medición y recolección de datos) con la finalidad de simular las condiciones de un cuarto limpio. El desarrollo del proyecto permitirá realizar prácticas en cursos de Ingeniería Mecánica, Mecatrónica y Automatización Industrial.

1.1. Objetivos

Los objetivos propuestos en el presente trabajo de grado son los siguientes:

1.1.1. Objetivo General.

- Comparar cuantitativamente diversas estrategias de control para los parámetros Temperatura, Humedad y Diferencial de Presión en un cuarto limpio.

1.1.2. Objetivos Específicos.

- Desarrollar y validar utilizando la Cabina de pruebas termodinámicas del laboratorio de Plantas Térmicas, un modelo matemático para calcular los diferentes controladores (MIMO, SISO y FUZZY).
- Diseñar controladores con base en el modelo matemático obtenido para lograr el control de los parámetros de Temperatura, Humedad y Presurización. Se proponen el cálculo y diseño de un controlador basado en reglas (Fuzzy) y un controlador Multivariable para luego realizar una comparación con la sintonización de controladores PID en cascada.
- Evaluar mediante simulación los controladores comparándolos y estableciendo con cuales se obtiene el mejor desempeño.

1.2. Metodología.

Inicialmente se realiza una consulta bibliográfica de los trabajos relacionados con el tema publicados hasta el momento. También se revisa qué han propuesto los fabricantes de controles y equipos de aire acondicionado conociéndose cómo abordan el problema. El análisis de la la información recopilada nos lleva a trabajar sobre los modelos propuestos por Qi Qi y Shiming Deng [7], Wei Sun, P.E. [8] y Osman Ahmed [9] para realizar el modelo matemático.

Luego de obtener el modelo matemático se dispone a realizar la validación de este, utilizando la Cabina de pruebas termodinámicas del laboratorio de Plantas Térmicas. Teniendo en cuenta que el alcance de la presente tesis (Maestría de Profundización), la validación corresponde a un experimento en donde se modulan los flujos de aire en las bocas de suministro hacia la cabina y se registrarán los cambios en la temperatura y diferencial de presión. Para tal experimento se realizan adecuaciones previas con los equipos que se encuentran disponibles actualmente en el

laboratorio: Compresores de refrigerante, Serpentines de condensación y evaporación, Ventiladores, Termómetros, etc. La adecuación de la cabina para el experimento consiste en el acople de dichos elementos por medio de conductos para aire aislados, la instalación de compuertas reguladoras de aire, fabricación de caja de mezcla e instalación de elementos de medición y sistemas de adquisición de datos.

Con el modelo matemático validado se diseñan los controladores, se analiza y evalúa el desempeño de cada controlador con miras a establecer cuál es el óptimo y se encuentran estrategias para mejorar los controles calculados. La evaluación de estos, se realiza mediante simulación, utilizando el software Matlab-Simulink. Con la respuesta en el tiempo de cada controlador y los valores de la señal de control se establece cuál es el controlador más indicado.

No se realizará control real de los parámetros.

Este trabajo se organiza por capítulos como sigue: en este capítulo se presenta la Introducción y se establece el Estado del Arte. En el siguiente capítulo, el dos, se exponen los aspectos más relevantes de la teoría de control para los controladores a diseñar. En el Capítulo tres se explican los principales modelos matemáticos encontrados los cuales proporcionan la base para la obtención del modelo matemático propuesto. En el capítulo cuatro se desarrolla el modelo matemático del cuarto limpio. El capítulo cinco expone los diferentes diseños y simulaciones de controladores para el cuarto limpio con base en el modelo matemático obtenido. En el capítulo seis se prepara la planta física para la validación parcial del modelo. El capítulo siete muestra la simulación de las ecuaciones y el cálculo de ciertos parámetros. Finalmente son expuestas la conclusiones en el capítulo ocho.

2. Tipos de Controladores Utilizados

El objetivo general del presente proyecto es la comparación de diversas estrategias de control para los parámetros Temperatura, Humedad y Diferencial de Presión en un cuarto limpio. En la introducción se han presentado diversas estrategias con las cuales tradicionalmente se han controlado estos parámetros mediante controladores SISO (Single Input Single Output): lazos PI para calentar o enfriar y los sistemas VAV para la diferencial de presión. En el planteamiento del problema del anteproyecto se formula la pregunta de si ¿es posible utilizar otras técnicas como la multivariable o el control difuso para lograr conseguir simultáneamente estos objetivos de control? En los objetivos específicos se propone el diseño de estos controladores.

A continuación se hará una revisión teórica de las principales técnicas de control multivariable y difuso aún muy poco implementadas en los sistemas HVAC (Heating, Ventilación and Air Conditioning). Se presentan las técnicas de control multivariable LQG y H_∞. El control multivariable LQG es utilizado para evaluar el estado estacionario de los modelos propuestos. También se presentan las técnicas de control difuso PD Difuso y Control Difuso Supervisorio. Se describen también aquí las técnicas de sintonía SIMC de Skogestad para los controladores convencionales y el control PID en cascada.

2.1. Representación en Espacio de Estados.

El enfoque en espacio de estados para el análisis de sistemas es el más conveniente cuando se tiene un sistema con muchas entradas y muchas salidas que se relacionan entre si. La teoría de control moderna se basa en la descripción de las ecuaciones de un sistemas en términos de "n" ecuaciones diferenciales de primer orden que se combinan en una ecuación diferencial vectorial de primer orden. El uso de la notación matricial simplifica enormemente la representación matemática de de los sistemas de ecuaciones [24]. Un sistema lineal de ecuaciones en espacio de estados se representa como:

$$\left.\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{aligned}\right\} \tag{1}$$

Donde $\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$, $\mathbf{C}$ y $\mathbf{D}$ son matrices constantes. La matriz $\mathbf{A}$ es llamada la matriz dinámica, la matriz $\mathbf{B}$ es llamada la matriz de control, la matriz $\mathbf{C}$ es llamada la matriz de sensores y la

matriz **D**, el término independiente. Las variables utilizadas en este modelo son: "**x**" representa los estados, "**u**" las entradas (Señales de Control) y "**y**" las salidas (Variables a controlar) [25].

2.2. Estabilización mediante retroalimentación de estados.

Los estados de un sistema dinámico son una colección de variables que permiten la predicción del comportamiento futuro del sistema. A continuación se recordará la idea de diseñar la dinámica del sistema a través de la retroalimentación de estados. En la Figura 1, se muestra un sistema típico de control utilizando este método; el objetivo del controlador es regular la salida del sistema "y" tal que se rastree la referencia "r" en la presencia de perturbaciones "d". El diseño del controlador se hará mediante el posicionamiento de los valores propios del sistema en lazo cerrado en un punto deseado. Se requiere que antes de entrar a esta parte el lector haya revisado las propiedades de controlabilidad y observabilidad de los sistemas lineales: [24] o [25].

Se supone que todas las variables de estado son medibles y que están disponibles para su realimentación. Si el sistema considerado es de estado completamente controlable, los polos o valores propios del sistema en lazo cerrado se pueden colocar en cualquier posición deseada mediante una retroalimentación de los estados a través de una adecuada matriz de ganancia de retroalimentación de estados [24].

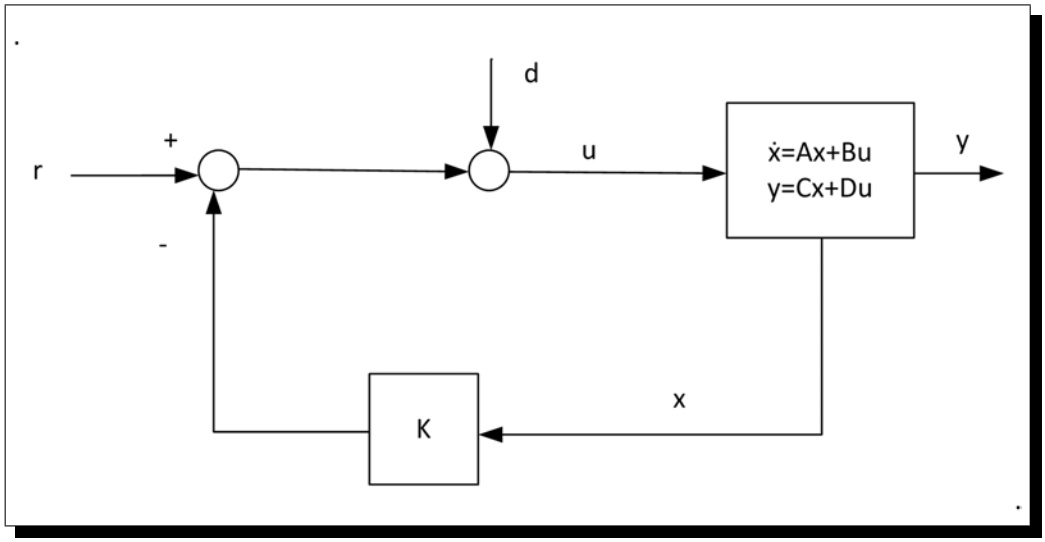


Fig. 1: Sistema estabilizado mediante Retroalimentación de Estados.

Para el sistema descrito en la ecuación (8), si ignoramos la señal de perturbación "d", la señal de control "u" puede diseñarse como:

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}\mathbf{x} + \mathbf{k_r}\mathbf{r} \tag{2}$$

Finalmente, el sistema en lazo cerrado obtenido cuando se aplica retroalimentación está dado por:

$$\dot{\mathbf{x}} = (\mathbf{A} - \mathbf{BK})\,\mathbf{x} + \mathbf{Bk_r r} \tag{3}$$

La ubicación de los polos en lazo cerrado puede aveces ser difícil, junto con la necesidad de medir todos los componentes del vector de estados **"x"**, esta es una de las principales limitaciones de este método; especialmente para sistemas grandes. Las técnicas de control óptimo como el LQR (Linear Quadratic Regulator) son una alternativa disponible [25]. Bajo este enfoque, cuando se ubicacan los valores propios en lazo cerrado, la ganancia de controlador se escoge buscando optimizar una función de costo. Esta función de costo ayuda a balancear el desempeño del sistema con la magnitud de las entradas requeridas [25].

$$J_r = \int_0^\infty \left(\mathbf{x}\,(t)^T\,\mathbf{Qx}\,(t) + \mathbf{u}\,(t)^T\,\mathbf{Ru}\,(t)\right) dt$$

La matriz $\mathbf{Q}$ es definida positiva (o semidefinida positiva) o simétrica real y $\mathbf{R}$ es una matriz definida positiva o simétrica real ($\mathbf{Q} \geq \mathbf{0}$ y $\mathbf{R} > \mathbf{0}$). La función de costo $\mathbf{J_r}$ representa un intercambio entre la distancia de los estados del origen y el costo de la señal de control. Escogiendo las matrices de peso $\mathbf{Q}$ y $\mathbf{R}$, se puede balancear la tasa de convergencia de las soluciones con el costo de la señal de control [25].

Una mejora que se puede colocar en un controlador por variables de estado es la Acción Integral. El introducir el efecto integrador proporciona cero en el error de estado estacionario. El objetivo aquí es el de crear un estado dentro del controlador que computa la integral de la señal de error ($\mathbf{y} - \mathbf{r}$), la cual es utilizada como un término a retroalimentar. Lo anterior se efectúa aumentando la descripción del sistema de la ecuación (8), con un nuevo estado $\mathbf{z} = \mathbf{y} - \mathbf{r}$ [25].

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} = \left[\begin{bmatrix} Ax + Bu \\ y - r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Ax + Bu \\ Cx - r \end{bmatrix}\right. \tag{4}$$

2.3. Control Utilizando Estimación de Estados, LQG.

En el método de asignación de polos para el diseño de sistemas de control, se supuso que todas las variables de estado estaban disponibles para su realimentación. Sin embargo en la práctica no todas las variables de estado están accesibles para poder realimentarse. Un observador estima las variables de estado basándose en las mediciones de las variables de salida y de control. [24]

El observador es un subsistema para reconstruir el vector de estado de la planta. El modelo matemático del observador es básicamente el mismo de la planta, salvo que incluye un término adicional que contiene el error de estimación para compensar las imprecisiones en las matrices $\mathbf{A}$ y $\mathbf{B}$ y la falta del error inicial. El error de estimación o error de observación es la diferencia entre la salida medida y la salida estimada. El error inicial es la diferencia entre el estado inicial y el estado estimado inicial. De esta forma, se define el modelo matemático del observador como:

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{Bu} + \mathbf{K_e}\,(\mathbf{y} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}})$$

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = (\mathbf{A} - \mathbf{K_e C})\,\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B u} + \mathbf{K_e y} \tag{5}$$

Aquí $\hat{\mathbf{x}}$ es el estado estimado y $\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}$ es la salida estimada. Las entradas al observador son la salida $\mathbf{y}$ y la entrada de control $\mathbf{u}$. La matriz $\mathbf{K_e}$, que se llama matriz de ganancia del observador es una matriz de ponderación al término de corrección que involucra la diferencia entre la salida medida $\mathbf{y}$ y la salida estimada $\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}$. Este término corrige de forma continua la salida del modelo y mejora el comportamiento del observador [24].

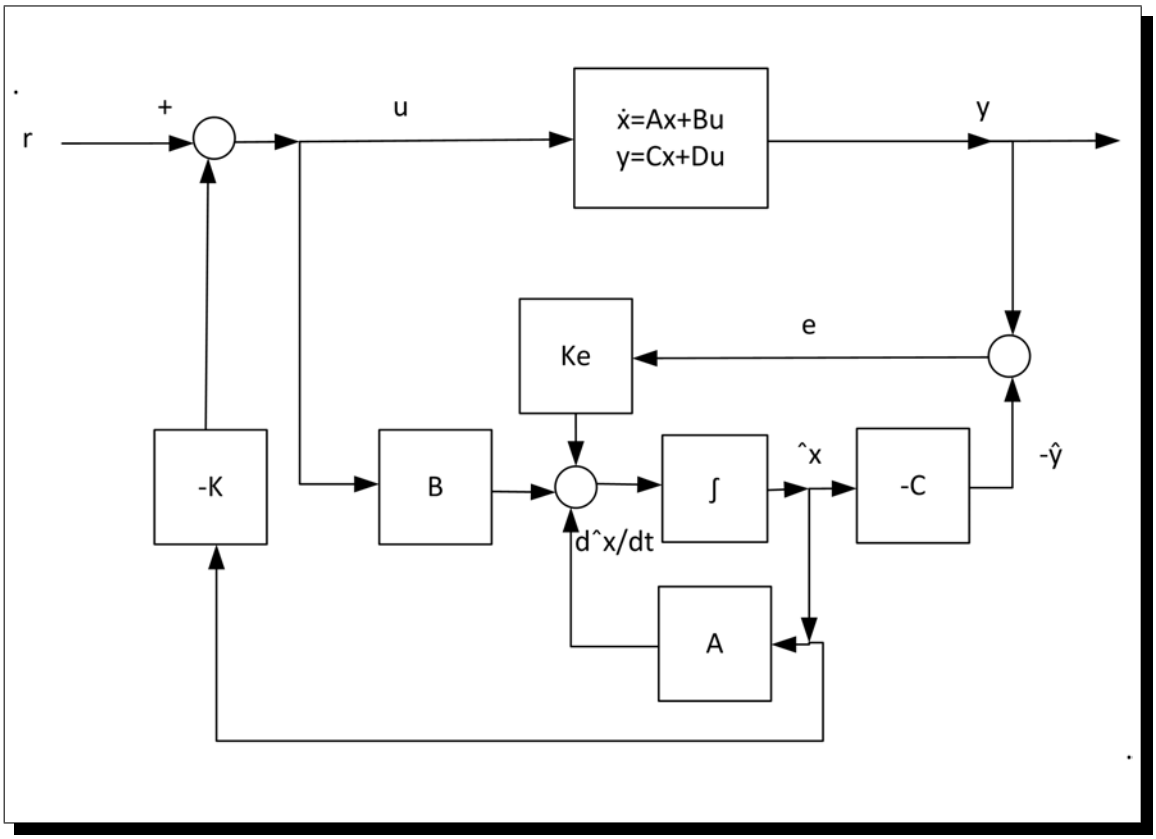


Fig. 2: Sistema con Retroalimentación de Estados Observados.

La figura (2) muestra el diagrama de bloques de un controlador el cual utiliza el estado observado $\hat{\mathbf{x}}$ para su retroalimentación. El proceso de diseño se convierte en un proceso de dos etapas: la primera es la determinación de la matriz de ganancias de retroalimentación $\mathbf{K}$ que genera la ecuación característica deseada y la segunda es la determinación de la matriz de ganancias del observador $\mathbf{K_e}$ para obtener la ecuación característica deseada del observador [24]. La dinámica del sistema de control medidante retroalimentación de los estados observados se resume en la siguiente ecuación:

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ x - \hat{\mathbf{x}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A - BK & BK \\ 0 & A - K_e C \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ x - \hat{\mathbf{x}} \end{bmatrix} \tag{6}$$

Si el sistema es completamente observable, se puede demostrar que es posible seleccionar una matriz $\mathbf{K_e}$ tal que $\mathbf{A} - \mathbf{K_e C}$ tenga valores propios arbitrariamente deseados. Es decir, se puede determinar la matriz de ganancias del observador $\mathbf{K_e}$, para obtener la matriz deseada $\mathbf{A} - \mathbf{K_e C}$. La Elección de los polos de $\mathbf{A} - \mathbf{K_e C}$ no es única. Como regla general los polos del observador deben ser de dos a cinco veces más rápidos que los polos del controlador para asegurarse de que el error de observación (error de estimación) converge a cero rápidamente.

Así como se utiliza el LQR para escoger las ganancias de retroalimentación de estados, el Filtro de Kalman permite una derivación sistemática de las ganancias del observador $\mathbf{K_e}$, cuando se tiene una descripción del ruido en el proceso.

$$\left.\begin{array}{r} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} + \mathbf{Fw_d} \\ \mathbf{y} = \mathbf{Cx} + \mathbf{w_n} \end{array}\right\} \qquad \left.\begin{array}{r} \mathbf{E}\left[\mathbf{w_d}\left(\mathbf{s}\right)\mathbf{w_d^T}\left(\mathbf{t}\right)\right] = \mathbf{R_{w_d}}\left(\mathbf{t}\right)\delta\left(\mathbf{t}-\mathbf{s}\right) \\ \mathbf{E}\left[\mathbf{w_n}\left(\mathbf{s}\right)\mathbf{w_n^T}\left(\mathbf{t}\right)\right] = \mathbf{R_{w_n}}\left(\mathbf{t}\right)\delta\left(\mathbf{t}-\mathbf{s}\right) \end{array}\right\} \tag{7}$$

Se asume que las perturbaciones $\mathbf{w_d}$ y el ruido $\mathbf{w_n}$ no son necesariamente estacionarias, son de tipo gausiana y con media cero. El valor $\mathbf{E}$ representa el valor esperado, $\delta\left(\tau\right)$ la función de impulso unitario y las matrices $\mathbf{R_{w_d}}\left(\mathbf{t}\right)$ y $\mathbf{R_{w_n}}\left(\mathbf{t}\right)$ las matrices de coovarianza de las perturbaciones del proceso y el ruido en los sensores. Se desea entonces estimar $\hat{\mathbf{x}}$ de tal modo que se minimice el error medio cuadrático o $\mathbf{E}\left[\left(\mathbf{x}-\hat{\mathbf{x}}\right)^{\mathbf{T}}\left(\mathbf{x}-\hat{\mathbf{x}}\right)\right]$.

Un sistema de control que contiene reguladores LQ junto con Filtro de Kalman para estimar los estados es llamado controlador LQG (Linear Quadratic Gaussian).

2.4. Control Robusto.

El objeto principal del control robusto es permitir diseños de controladores multivariables en presencia de incertidumbres. Estas incertidumbres provienen de la aproximación del modelo utilizado, no linealidades, dinámicas no modeladas o despreciadas, parámetros desconocidos e imperfecciones en los sensores o actuadores. Las incertidumbres consideradas típicamente en la teoría de control robusto son acotadas utilizando normas. La norma H_∞ [12] es frecuentemente aplicada en el proceso de diseño de controladores robustos ya que puede ser usada para acotar la magnitud del contenido de energía de las señales. A pesar de la relativa complejidad de la maquinaria matemática requerida para resolver un diseño de control robusto, ha habido un significante incremento en implementaciones exitosas lo cual sugiere su madurez y que finalmente a alcanzado aceptación en la industria [23].

2.4.1. Formulación del Problema de Control.

Un modo general de formular el problema de control es como se muestra en la Figura 3.
En la configuración general de control:

- "P" es la planta generalizada.
- "K" es el controlador generalizado.
- "w" corresponde a las entradas exógenas.

- "z" corresponde a las salidas exógenas. Señales de error.
- "v" corresponde a las entradas del controlador para la configuración general: referencias "r ", salidas de la planta, perturbaciones. Para el caso de controladores de un grado de libertad: $v = r - y$.
- "u" corresponde a las señales de control.

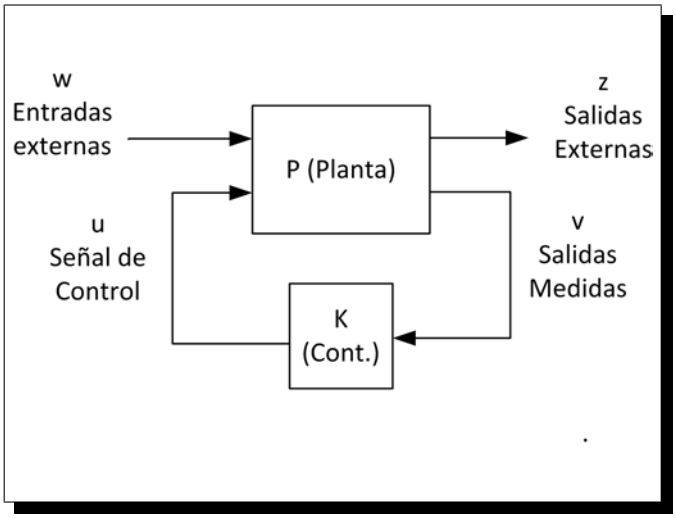


Fig. 3: Configuración general de control

La función de transferencia de "w" a "z" puede ser dada por la transformación fraccional lineal $F_l(P, K)$ de la Figura 4 [12].

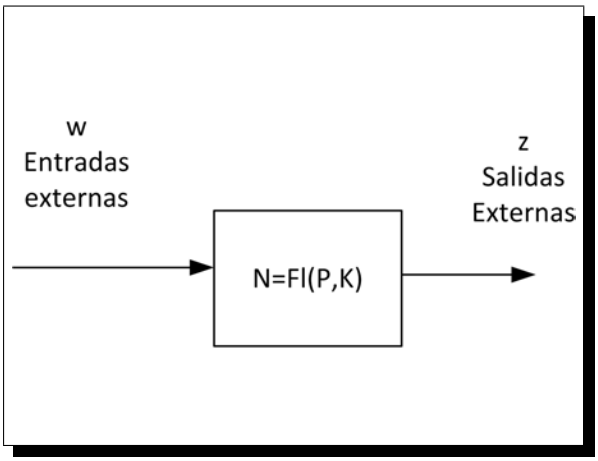


Fig. 4: Función de transferencia de "w" a "z"

$$z = F_l(P, K)\, w = N w$$

El objetivo general de control es minimizar la norma H_∞ de N (función de transferencia de "w" a "z") , y el problema de diseño de control es encontrar un controlador K, el cual basado en la información de entrada "v" , genere una señal de control "u" que contrarreste la influencia de "w" en "z" .

$$\min_K \left\| \left[\ N(K) \ \right] \right\|_\infty$$

En la práctica no es necesario calcular el controlador H_∞ óptimo, además es computacionalmete y teóricamente sencillo diseñar un controlador sub-óptimo con un procedimiento iterativo. Siendo γ_{min} el mínimo valor de $\left\| \left[\ N(K) \ \right] \right\|_\infty$ sobre todos los controladores K , entonces es encontrado un $\gamma > \gamma_{min}$ tal que

$$\left\| \left[\ N(K) \ \right] \right\|_\infty < \gamma$$

Mediante la reducción del valor de γ se alcanza la solución óptima (valores típicos de γ son 10 y $0,1$). La función "hinfsyn" de Matlab calcula los controladores estabilizadores utilizando el algoritmo de bisección para minimizar γ entre cotas limites iniciales superiores e inferiores.

2.4.2. Formulación del Control H_∞: Optimización de Sensibilidad Mezclada S/T. (S/T Mixed-sensitivity design).

En la Figura 5 se muestra un diagrama de bloques de la planta . "G" es el proceso nominal, "K" es el controlador, "w_P" y "w_I" son matrices de pesos en la frecuencia. "Δ_I" es un bloque de perturbación utilizado para representar la incertidumbre.

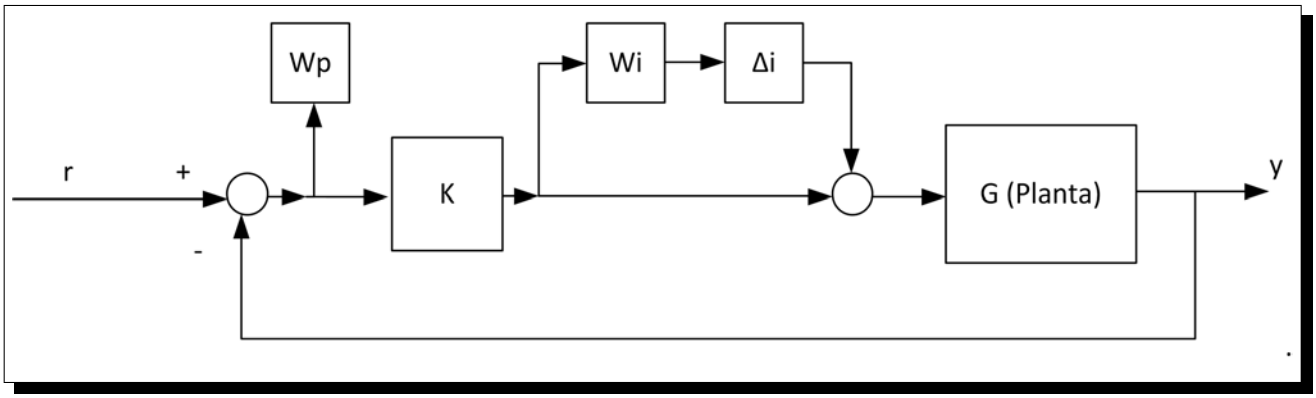


Fig. 5: Diagrama de Bloques de la planta con incertidumbre multiplicativa de entrada y medición del desempeño en la salida.

Cualquier modelo está sujeto a cierto tipo de incertidumbre, y una fuente de incertidumbre que siempre está presente es la incertidumbre multiplicativa de entrada la cual representa dinámicas no modeladas. El bloque de incertidumbre "Δ_I" es definido como las funciones de transferencia estables tal que $\|\Delta_I\|_\infty \leq 1$. La función de peso "$w_I$" es utilizada para escalar la magnitud de las incertidumbres en función de la frecuencia. El conjunto de plantas perturbadas es entonces: $G_p = G\left(I + \Delta_I w_I\right)$ [12].

El objetivo del control es mantener el vector de salidas "y" cercano a la referencia "r" en presencia de perturbaciones. Las especificaciones de desempeño pueden ser traducidas en una

función de límite superior "$1/w_P$" en la gráfica magnitud-frecuencia de la función de sensibilidad $S = (I + GK)^{-1}$.

Las especificaciones de desempeño pueden ser dadas con la siguiente función de peso: $w_P = (s/M + w_B)/(s + w_B \times A)$

- A: Desviación en estado estacionario.
- w_B: Ancho de banda en lazo cerrado.
- M: Amplificación del ruido a alta frecuencia.

Estas especificaciones pueden ser re-formuladas como: $\bar{\sigma}\left(\omega_P S\right) < 1$ lo cual es equivalente a requerir $\left\|\omega_P S\right\|_\infty < 1$.

Para las incertidumbres en las entradas de la planta: $w_I = (\tau \times s + r_0)/\left((\tau/r_\infty) \times s + 1\right)$.

- r_o: Incertidumbre relativa en estado estacionario.
- r_∞: Magnitud del peso a alta frecuencia (típicamente$r_\infty \geq 2$).
- $1/\tau$: $(w_B = 1/\tau)$ Frecuencia donde la incertidumbre alcanza el 100 %.

El sistema en la Figura 6 representa la estructura $N\triangle$ de nuestra planta con incertidumbre multiplicativa de entrada y medición del desempeño en la salida descrita en la Figura 5.

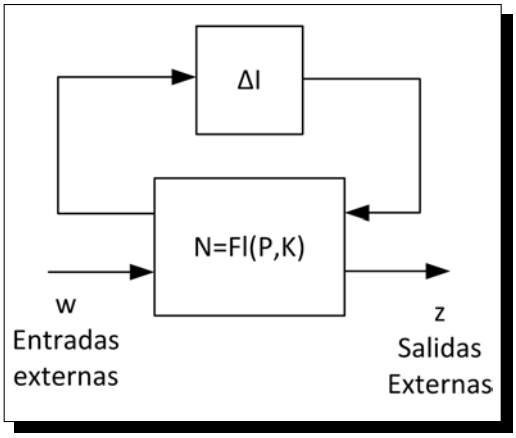


Fig. 6: Desempeño robusto del sistema con incertidumbre multiplicativa de entrada

$$N = \begin{bmatrix} -w_I KSG & w_I KS \\ w_P SG & -w_P S \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} w_I T & w_I KS \\ w_P SG & w_P S \end{bmatrix}$$

Ahora se presentan las especificaciones lineales mas importantes para un control robusto [12]:

- Desempeño Nominal (NP): El sistema satisface las especificaciones de desempeño sin incertidumbres modeladas.
- Estabilidad Robusta (RS): Es sistema permanece estable para todas las plantas perturbadas hasta el peor caso de incertidumbres.

- Desempeño Robusto (RP). El sistema satisface las especificaciones de desempeño para todas las plantas perturbadas con respecto al modelo nominal hasta el peor caso de incertidumbre.

Las anteriores especificaciones pueden definirse para sistemas SISO en las siguientes ecuaciones. Ver referencia [12]:

- (NP). $\bar{\sigma}\left(\omega_P S\right) < 1$, $\|N_{22}\|_\infty = \|\omega_P S\|_\infty < 1$
- (RS). $\|\omega_I T\|_\infty < 1$
- (RP). $\|\omega_P S\|_\infty + \|\omega_I T\|_\infty < 1$

2.5. Control Difuso.

Un gran número de aplicaciones destacadas del control difuso se han logrado implementar en los procesos industriales. Un sistema de control difuso puede verse como un sistema experto en tiempo real que combina reglas "IF-THEN" con variables difusas las cuales se relacionan con el mundo real mediante las funciones de membresia [27].

Tradicionalmete, la base de reglas de los controladores difusos es construida tomando el conocimiento de expertos mediante ensayo y error, y muchas aplicaciones todavía son basadas en este método. La idea es imitar la acción de control de un operador humano. En este caso es utilizado un conocimiento previo y el controlador final se desempeñará tan bien como el mejor operador. En este sentido el control difuso se ajusta bien cuando el sistema a controlar es parcialmente conocido, difícil de describir mediante un modelo, o en aquellos donde existen ciertas mediciones del sistema o este sea altamente no lineal. Sin embargo, debe existir disponible buena experiencia en la operación del proceso para los diseñadores del proceso [27].

La teoría de los conjuntos difusos provee un medio de representar incertidumbres. En general, la teoría de la probabilidad es la principal herramienta para analizar las incertidumbres, y asume que las incertidumbres son un proceso aleatorio. Sin embargo, no todas las incertidumbres son aleatorias, y la teoría de los conjuntos difusos es utilizada para modelar cierta clase de incertidumbre asociada con imprecisiones, vaguedades y falta de información [28].

Esto se consigue introduciendo variables lingüísticas y asociandolas con funciones de pertenencia, al igual que en la probabilidad [27], toman valores entre 0 y 1 [15]. En la Figura 7 se muestra que la función de membresia μ tiene una relación lineal con el eje x, el cual es llamado el universo de discurso U. Esto produce conjuntos difusos de forma triangular.

Los conjuntos difusos representados por triángulos son comúnmente muy usados ya que dan buen resultado y los cálculos son simples . Otros tipos de arreglos incluyen triángulos no simétricos, trapezoides y curvas del tipo campana y gausianas [28].

2.5.1. Operaciones básicas en los conjuntos difusos.

En el control difuso, se realizan operaciones lógicas como "AND", "OR" y "NOT" sobre variables lingüísticas. Estas operaciones se pueden expresar en términos de operaciones sobre las funciones de pertenencia de las variables lingüísticas. Considérese dos variables lingüísticas A y B con las

funciones de pertenencia μ_A y μ_B. Las operaciones lógicas se definen por las siguientes operaciones sobre las funciones de pertenencia:

Igualdad: Dos conjuntos difusos A y B dentro del universo de discurso U son iguales si tienen la misma función de membresia dentro del universo de discurso U.

$$\mu_A(u) = \mu_B(u) \quad \forall\, u \in U$$

Unión: La unión de dos conjuntos difusos A y B corresponde a la función boleana "OR" y está dada por.

$$\mu_{A \cup B}(u) = \mu_{A+B}(u) = max\left\{\mu_A(u),\ \mu_B(u)\right\} \quad \forall\, u \in U$$

Intersección: La intersección de dos conjuntos difusos A y B corresponde a la función boleana "AND" y está dada por.

$$\mu_{A \cap B}(u) = min\left\{\mu_A(u),\ \mu_B(u)\right\} \quad \forall\, u \in U$$

Complemento: El complemento de un conjunto difuso A corresponde a la función boleana "NOT" y está dado por.

$$\mu_{-A}(u) = 1 - \mu_A(u) \quad \forall\, u \in U$$

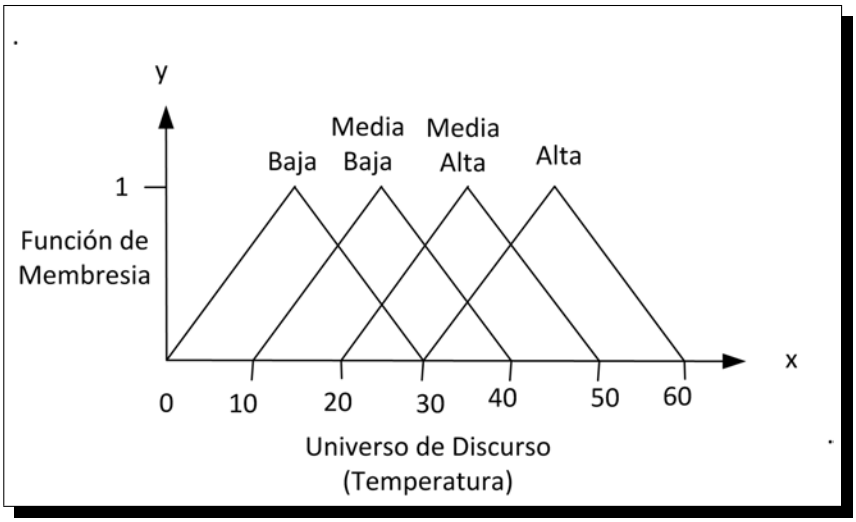


Fig. 7: Conjuntos Difusos: Bajo, Medio Bajo, Medio Alto y Alto para la Temperatura.

2.5.2. Control difuso basado en conocimiento.

Muchos controles difusos son implementados como tablas de decisiones basadas en lógica difusa de dos dimensiones donde la acción de control y las condiciones de entrada son expresadas en términos de funciones de membresia. La base de reglas mostrada en el Cuadro 18 es esencialmente

lineal, y las no linealidades pueden ser introducidas por el ajuste de las funciones de membresia o por la modificación de las reglas. La superficie de control no lineal mostrada en al Figura 8 está basada en funciones de pertenencia triangulares similares a las mostradas en la Figura 7. En este caso particular, el controlador difuso se comportará de forma similar a un controlador lineal PD ordinario.

		$\dot{e}$				
		NB	NS	ZE	PS	PB
	NB	NB	NB	NS	NS	ZE
	NS	NB	NS	NS	ZE	PS
e	ZE	NS	NS	ZE	PS	PS
	PS	NS	ZE	PS	PS	PB
	PB	ZE	PS	PS	PB	PB

Tab. 1: Base de Reglas Control PD Difuso

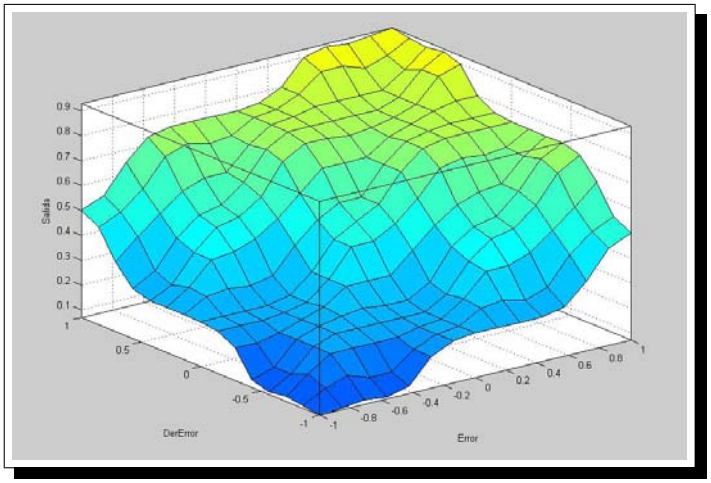


Fig. 8: Superficie de Control basada en funciones de membresia triangulares.

Poca investigación se ha realizado en la aplicación de los métodos difusos en sistemas multivariables. Este ha sido principalmente el dominio del control clásico, en el cuál son diseñados controladores multidireccionales directos o son usados mecanismos de desacople para disminuir la interacción entre los lazos. Estos métodos son basados en modelos matemáticos bastante precisos del proceso y en los requerimientos de desempeño. Por otro lado los métodos difusos pueden manejar sistemas descritos con menor precisión y en donde la interacción de las variables es poco conocida [27]. En este trabajo, dos esquemas de control serán presentados para su implementación: el primero hace uso de un controlador puramente difuso y el segundo de un controlador de dos niveles, el cual utiliza el control difuso como supervisor en la operación del sistema.

3. Modelos Matemáticos Estudiados

En la Introducción se han resumido las técnicas utilizadas actualmente para el control de la temperatura, humedad y diferencial de presión en un recinto.

En el Manual de Control de Aire Acondicionado de la empresa Honeywell [4] se explica el proceso de deshumidificación en el cual se controla la humedad y temperatura mediante lazos PI. Este proceso se muestra en la Figura 9, la válvula del serpentín de enfriamiento (C) es comandada por el controlador de humedad mientras que un flujo de agua caliente en el serpentín (H) controla la temperatura del cuarto mediante recalentamiento cuando la carga sensible del recinto es muy liviana. En el proceso de deshumidificación el aire es enfriado y deshumidificado en el serpentín de enfriamiento hasta cuando se alcanzada la curva de saturación de humedad (Desde el punto MA hasta el punto CA), en este proceso se involucran los procesos de enfriamiento latente y sensible. Luego es necesario calentar el aire (Desde el punto CA hasta el punto SA) para mantener la temperatura del aire en el cuarto en el punto de consigna deseado. De no calentarse el aire, la humedad en el recinto sería la deseada, pero la temperatura muy fría.

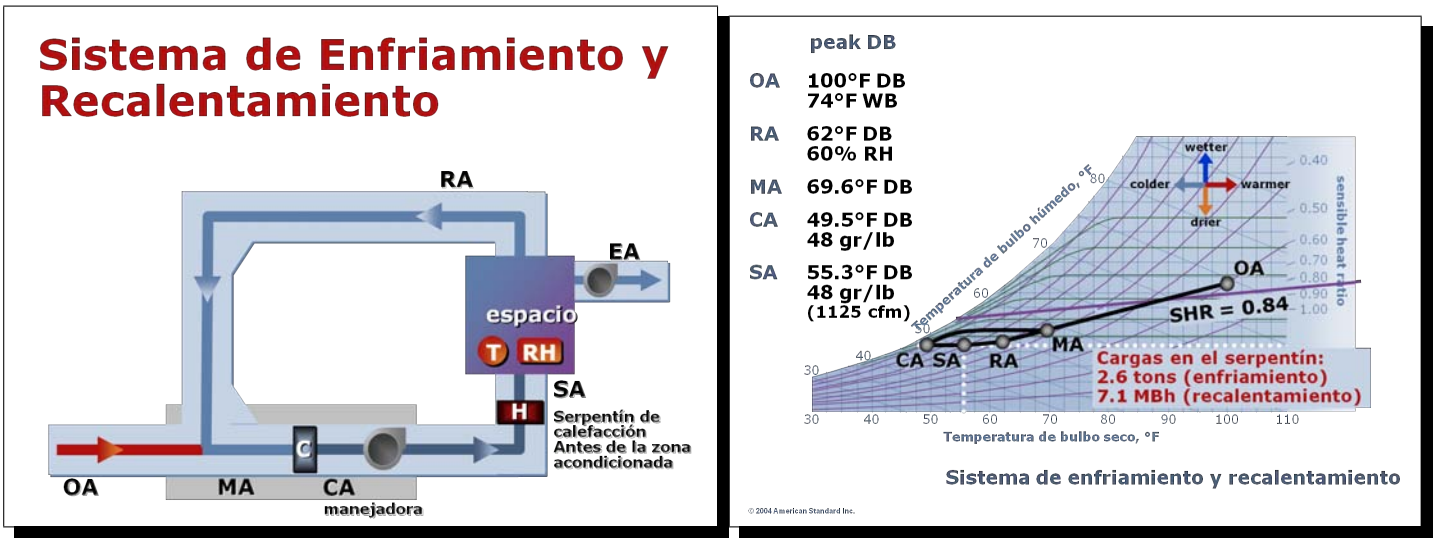


Fig. 9: Proceso de Enfriamiento y Deshumidificación. The Trane Company — Worldwide Applied Systems Group. Trane Air Conditioning Clinic, Temperature and Humidity Control in Surgery Rooms. 2004.

Con respecto a la presurización se explicaba también en la introducción el trabajo de Stephen J. Davis (The Priority is Pressurization. [2]) en donde se exponen las diferentes categorías existentes para el control de esta: pasiva y activa. También se cita el trabajo de Wei Sun, P.E. (Automatic Room Pressurization Test Technique and Adaptive Flow Control Strategy in Cleanrooms and Controlled Environments [3]) en este trabajo se expone también un procedimiento de diseño para una serie de pequeños cuartos limpios.

Vale resaltar la percepción de Stephen J. Davis sobre el efecto del control de la presurización en parámetros como la humedad y temperatura en su trabajo "Cleanroom Pressurization Methodology" [6]. El autor cita que es posible conseguir buenas tolerancias en la Temperatura en la categoría de control activa "Seguimiento al diferencial de flujo" expuesta anteriormente (Introducción). Sin embargo, en el control por "Diferencial de presión" se pierde el control de la temperatura puesto que los volúmenes de aire son dictados por los requerimientos de la presión en vez de la temperatura. En esencia, si el diferencial de presión es la variable que maneja la cantidad de aire en el espacio, todos los demás parámetros de control sufrirían y la temperatura es la primera en ser afectada. Con respecto a la humedad relativa Stephen J. Davis [6] asegura que su control es mucho mas difícil. La revisión de los trabajos aquí presentados nos apunta a concluir que por lo menos en la práctica no es común el uso de las técnicas de control multivariable para resolver el problema de control objeto de este estudio.

En la consulta de los trabajos académicos recientes realizados acerca del control en sistemas HVAC (Heating, Ventilation and Air Conditioning) se encontró que son comunes las técnicas de control multivariable LQG (Linear Quadratic Gaussian) y H_∞ (Ver numerales 2.3. y 2.4.), pero en ningún trabajo se controlan simultaneamente los parámetros aquí a estudiar. Lo mismo se puede decir de las técnicas de control inteligente. A continuación en el Cuadro 2 se citan algunos trabajos:

Autor	Nombre del Artículo	Punto de Interés
Lonard C Scchurt.	A model-driven multivariable controller for vapor compresión refrigeration system. 2009.	Control multivariable LQG empleando un modelo dinámico de un evaporador linealizado. Se controlan las temperaturas en el evaporador mediante la apertura de la válvula de expansión electrónica y la velocidad del compresor.
Michael Anderson.	An experimental system for advanced heating, ventilating and air conditioning control. 2006.	Se utiliza control multivariable H_∞ empleando un modelo de un sistema de aire acondicionado obtenido experimentalmente. Las variables controladas son los flujos, y temperaturas del aire a la entrada y salida de los serpentines.
Wu Chen.	Development of a dynaic model for a DX VAV air conditioning system. 2006.	Desarrollo de un modelo dinámico de un sistema de aire acondicionado de expansión directa y flujo de aire variable. No se modela la humedad ni la presión del aire en el recinto.
Archana Thosar.	Feedback linearization based control of a variable air volume air conditioning system for cooling applications. 2008.	Para este caso se tiene un sistema de aire acondicionado por agua fría, donde se controla la temperatura del recinto mediante el flujo de aire y los ciclos del compresor.
Al-Assadi.	Robust decentralized control of HVAC system using Hinf -performance measures. 2004.	Aquí se utilizan las técnicas de control Robusto para el diseño y evaluación del desempeño de controladores de temperatura en un sistema de calefacción.
R. Karunakaran.	Energy efficient based combined variable refrigerant volume and variable air volume air conditioning system for building. 2010.	Se utilizan las técnicas de control inteligente para demostrar el ahorro en el consumo de energía de los sistemas de flujo de refrigerante variable y flujo de aire variable. La variable controlada es la temperatura del aire.
Servet Soyguder.	Design and simulation of self-tuning PID-tipe fuzzy adaptative control for an expert HVAC system. Elsevier, 2009.	Uso de las técnicas de control inteligente para el control de la temperatura en un recinto utilizando sistemas de volumen de aire variable.
Qi Qi, Shiming Deng.	Multivariable control of indoor air temperature and humidity in a direct expansion air conditioning system. 2009	Control Multivariable LQG de la Temperatura y Humedad en un cuarto con base en modelo matemático en espacio de estados linealizado con respecto al punto de operación.
Wei Sun, P.E.	Quantitative multistage pressurizations in controlled and critical environments. ASHRAE Transactions 2004.	Método para el diseño de la presurización en cuartos limpios basado en la disposición de los flujos de suministro, retorno y escape utilizando el área de fuga y la ecuación de potencia.
Osman Ahmed	Experimental Validation of Thermal and Pressure Models in a Laboratory Simulator. 1998	Modelo Dinámico para el estudio de la Presión y Temperatura en un Laboratorio

Tab. 2: Reseña de Modelos Matemáticos encontrados.

El estudio de los trabajos Qi Qi y Shiming Deng [7], Wei Sun, P.E. [8] y Osman Ahmed [9] posibilitan la obtención de la información y las herramientas suficientes para la construcción del modelo propuesto.

Qi Qi y Shiming Deng en [7] desarrollan un modelo matemático en espacio de estados el cual resulta apropiado para el diseño de controladores multivariables. El modelo matemático es linealizado con respecto al punto de operación y se verifica su validez comparando los resultados simulados con los datos experimentales de un sistema real de aire acondicionado. En [5] el modelo linealizado es utilizado para desarrollar un controlador multivariable utilizando la técnica LQG (Linear Quadratic Gaussian) con el objeto de lograr simultaneamente el control de la temperatura y la humedad en un recinto. El controlador multivariable diseñado se implementa en un sistema de aire acondicionado experimental con toda la instrumentación requerida y con los resultados obtenidos se demuestran que este controlador puede controlar efectivamente la temperatura y la humedad variando la velocidad del compresor (flujo de refrigerante) y la velocidad del ventilador (flujo de aire).

Los trabajos de Wei Sun, P.E. [8] y Osman Ahmed [9] son enfocados principalmente a la temperatura y presión en cuartos limpios y laboratorios. En [9] se valida experimentalmente la dinámica de la la temperatura y presión expuesta en trabajos previos de Osman Ahmed. La concordancia entre los datos medidos y simulados es excelente por tanto diferentes estrategias de control pueden ser simuladas y comparadas utilizando este modelo [9].

3.1. Balances de Masa y Energía. Variables Temperatura y Humedad: Modelo de Qi Qi y Shiming Deng.

Qi Qi y Shiming Deng proponen un modelo para el control de la Temperatura y Humedad en un cuarto [7] tomando las siguientes consideraciones:

- Aire perfectamente mezclado en los intercambiadores de calor y en el cuarto.
- No existe toma de aire exterior. Todo el aire es recirculado.
- Existen dos regiones de transferencia de calor en el evaporador (intercambiador de calor en el recinto). Región Seca y Región Húmeda.
- Pérdidas de presión despreciables en los conductos de aire.
- La salida del aire del evaporador al 95 % de humedad relativa. (curving-fitting en carta psicrométrica)

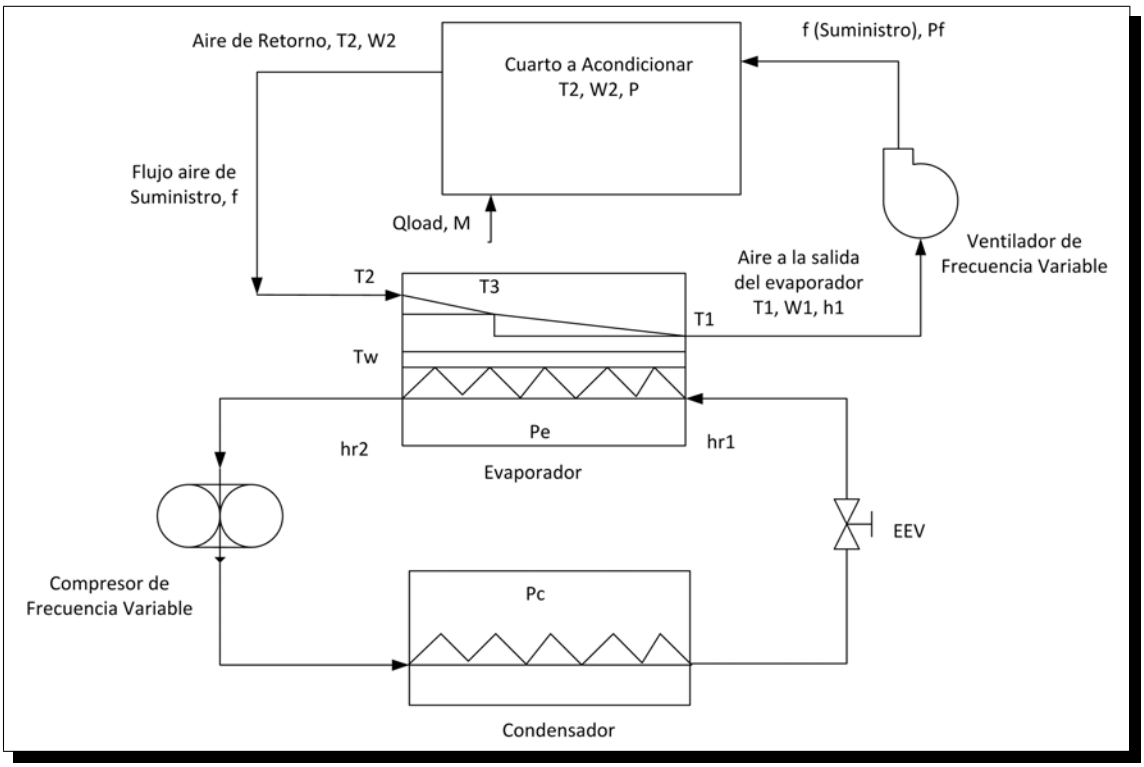


Fig. 10: Esquema Inicial. Sistema modelado por Qi Qi y Shiming Deng.

3.1.1. Modelo propuesto por: Qi Qi y Shiming Deng.

En el esquema mostrado en la figura anterior (Figura 10) se resume el ciclo del aire en el sistema de aire acondicionado del siguiente modo. El aire, luego de ser enfriado y secado en el evaporador hasta las temperatura y humedad T_1 y W_1 , es impulsado por el ventilador hacia el cuarto. Aquí recibe la carga por humedad M y de calor sensible Q_{load} del recinto aumentándose las condiciones hasta T_2 y W_2. Las cargas por humedad y sensible son removidas en el serpentín evaporador. En este, el aire es enfriado y secado hasta las condiciones T_1 y W_1 seccionándose el serpentín en dos regiones: seca y húmeda. La temperatura al final de la región seca corresponde a T_3.

En la pared de los tubos del evaporador, la cual se encuentra a la temperatura T_W, se balancean las cargas de humedad y calor sensible del cuarto con el flujo de refrigerante y su diferencia de entalpías $M_{ref}\,(h_{r2} - h_{r1}) = s\frac{v_s}{V_{com}\lambda}\,(h_{r2} - h_{r1})$.

El establecer la condición del aire en un 95 % de humedad relativa a la salida del evaporador (condición usual para los equipos de aire acondicionado) posibilita relacionar T_1 y W_1 realizando un ajuste de la curva al 95 % de saturación en la carta psicométrica. En la Figura 9 que representa un proceso de acondicionamiento típico, se ve claramente el proceso de enfriamiento en el serpentín evaporador C. El aire es enfriado desde el punto MA (69,6°F) hasta CA (49,5°F). En CA casi se alcanzada la curva de saturación de humedad.

Las siguientes ecuaciones resumen la dinámica del sistema [7]:

$$C_p\rho V\frac{dT_2}{dt} = C_p\rho f(T_1 - T_2) + Q_{load} + Q_{spl} \tag{8}$$

$$\rho V\frac{dW_2}{dt} = \rho f(W_1 - W_2) + M \tag{9}$$

$$C_p\rho V_{h1}\frac{dT_3}{dt} = C_p\rho f(T_2 - T_3) + \alpha_1 A_1\left(T_W - \frac{T_2 + T_3}{2}\right) \tag{10}$$

$$C_p\rho V_{h2}\frac{dT_1}{dt} + \rho V_{h2}h_{fg}\frac{dW_1}{dt} = C_p\rho f(T_3 - T_1) + \rho f h_{fg}(W_2 - W_1) + \alpha_2 A_2\left(T_W - \frac{T_3 + T_1}{2}\right) \tag{11}$$

$$(C_p\rho V)_W\frac{T_W}{dt} = \alpha_1 A_1\left(\frac{T_2 + T_3}{2} - T_W\right) + \alpha_2 A_2\left(\frac{T_3 + T_1}{2} - T_W\right) - s\frac{v_s}{V_{com}\lambda}(h_{r2} - h_{r1}) \tag{12}$$

$$\frac{dW_1}{dt} - \frac{(2 \times 0,0198T_1 + 0{,}085)}{1000} \times \frac{dT_1}{dt} = 0 \tag{13}$$

El sistema dinámico representado en las ecuaciones (8) a (13) es linealizado y escrito en Espacio de Estados el cual resulta apropiado para el diseño de controladores multivariables.

$$\mathbf{x} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x}$$

Las variables utilizadas en este modelo son: "$\mathbf{x}$" representa los estados, "$\mathbf{u}$" las entradas (Señales de Control) y "$\mathbf{y}$" las salidas (Variables a controlar).

3.1.1.1. Estados "x". Los estados utilizados (variables para las que tenemos la expresión de su derivada temporal):

- T_2: Temperatura del aire en el espacio acondicionado. (°C)
- W_2: Humedad específica del aire en el cuarto acondicionado. (kg/kg de aire seco)
- T_3: Temperatura del aire a la salida de la región seca en el serpentín. (°C)
- T_1: Temperatura del aire a la salida del evaporador. (°C)
- T_W: Temperatura de la pared del serpentín. (°C)
- W_1: Humedad específica del aire a la salida del evaporador. (kg/kg de aire seco)

3.1.1.2. Entradas "u".

- f : Flujo de Aire. ($^{m^3}/_{seg}$)
- s: velocidad del compresor. (rpm)

3.1.1.3. Salidas "y".

- T_2: Temperatura del aire en el espacio acondicionado. (°C)
- W_2: Humedad específica del aire en el cuarto acondicionado. (kg/kg de aire seco)

La explicación de las ecuaciones se realiza a continuación:

La primera ecuación (Ecuación 1) resulta de realizar un balance térmico de las cargas sensibles en el cuarto. Aquí se obtiene la dinámica de la temperatura del cuarto: T_2. Los términos: Q_{load} y Q_{spl} son cargas sensibles en el espacio acondicionado.

La segunda ecuación se genera al realizar un balance de masa para la humedad. Aquí M corresponde a la carga de humedad en el recinto a acondicionar. La dinámica aquí obtenida es la de la humedad del recinto.

La tercera ecuación nos relaciona la dinámica de la temperatura a la salida de la región seca en el serpentín de enfriamiento. Se obtiene al realizar un balance de energía en esta región.

En la cuarta ecuación se obtienen las dinámicas de la temperatura y humedad a la salida de la región húmeda. Se obtiene también realizando balance de energía pero escrito en función de entalpías. Luego se relacionan la entalpía con la temperatura y la humedad con: $h = C_p \times T + h_{fg} \times W$

La quinta ecuación representa la dinámica de la temperatura de la pared del serpentín de enfriamiento: T_W , y es obtenida al realizar un balance de energía de la pared del evaporador.

Por último se encuentra una expresión derivable la cual resulta al asumir la condición del aire en un 95 % de humedad relativa a la salida del evaporador y realizar "curving fitting" en la carta psicométrica. El ajuste de la curva de humedad del 95 % consiste en encontrar una expresión matemática de la carta psicométrica que relacione la humedad con la temperatura. Esto se hace tomando parejas ordenadas (W, T) y realizando regresión del tipo cuadrático. La expresión obtenida es: $W_1 = {}^{\left(0{,}0198T_1^2+0{,}085T_1+4{,}4984\right)}/_{1000}$.

Mayores detalles son encontrados en la referencia [7]

3.2. Balances de Masa y Energía. Variables Temperatura y Presión: Modelo de Wei Sun, P. E. y Osman Ahmed

Wei Sun, P.E. [8] y Osman Ahmed [9] exponen en diferentes trabajos balances de masa y energía para obtener expresiones en donde se relacionan la diferencial de presión con el flujo de aire en un recinto.

Wei Sun, P.E. en uno de sus trabajos [11] propone la realización de un test de presurización basado en la ecuación de potencia. Esta ecuación es útil para establecer la diferencial de presión entre el cuarto y el espacio adyacente:

$$fext = K_l \left(\triangle P\right)^n \tag{14}$$

Donde:

$fext$: Flujo a través de las áreas de fuga (L/s) (Áreas de exfiltración: Ranuras de puertas, fugas en conductos)

K_l: Coeficiente de flujo ($flujo\, volumétrico/presion^n$)

$K_l = 1050 \times ELA$ (SI)

ELA: Área efectiva de fuga (Effective Leakage Area) (m^2)

$\triangle P$: Diferencial de Presión, $\triangle P = P - P_{ref}$ (Pa)

P_{ref} : Presión de referencia (exterior o espacio adyacente) (Pa). (Absoluta)

n: Exponente de Flujo. Número adimensional cuyo valor es típicamente: 0,65 (Adimensional)

Osman Ahmed [9] utiliza balances de masa y energía para la obtención de las siguientes ecuaciones las cuales se han ajustado de acuerdo al caso presente:

- Balance de masa:

$$\frac{V}{R}\left(\frac{1}{T_2}\frac{dP}{dt} - \frac{P}{T_2^2}\frac{dT_2}{dt}\right) = \frac{P_f \times f}{RT_1} - \frac{P \times f_{ext}}{RT_2} - \frac{P \times f_{ret}}{RT_2} \tag{15}$$

  Donde:

  P: Presión en el cuarto (kPa). (Absoluta)

  P_f : Presión en el suministro del aire (kPa). (Absoluta)

  R: Constante de los gases: 0,287 ($\frac{kPa}{kg \times ^\circ K}$), o 0,287 ($\frac{kJ}{kg \times ^\circ K}$)

- Balance de Energía,

  [no se consideran las cargas latentes, ($dh = C_p dT_2$), ($u = C_v T_2$)]:

$$C_v \times \frac{V}{R}\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ext}}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{R} \times C_p + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat} \tag{16}$$

4. Desarrollo del Modelo Matemático para el Cuarto Limpio.

En este capítulo se obtiene el modelo matemático escogiendo entre diversas opciones resultantes de la combinación de ecuaciones en los modelos de Qi Qi - Shiming Deng, Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed. También es necesario realizar ciertas modificaciones a estos modelos con el fin de ajustarlos a un Cuarto Limpio. Para lograr comparar las discrepancias entre las diferentes opciones de modelo, se simula el sistema retroalimentado y se analiza el estado estacionario en cada caso. La retroalimentación se logra con un diseño rápido de un controlador multivariable LQG (Linear Quadratic Gaussian, Ver numerales 2.2. y 2.3.) con acción integral.

A continuación se presentan tres modelos matemáticos del sistema propuestos por el autor, desarrollados a partir de modificaciones a los modelos citados en el capítulo dos.

4.1. Modificaciones al modelo propuesto por Qi Qi y Shiming Deng teniendo en cuenta su aplicación a un cuarto limpio.

En la sección 2.1 se exponen las consideraciones bajo las cuales Qi Qi y Shiming Deng construyen su modelo. Para un cuarto limpio es necesario cumplir, acorde a la norma y al tipo de cuarto, con cierto número de renovaciones. Por tanto debe existir toma de aire exterior y no todo el aire es recirculado. El sistema ha de modificarse como se muestra en la Figura (11).

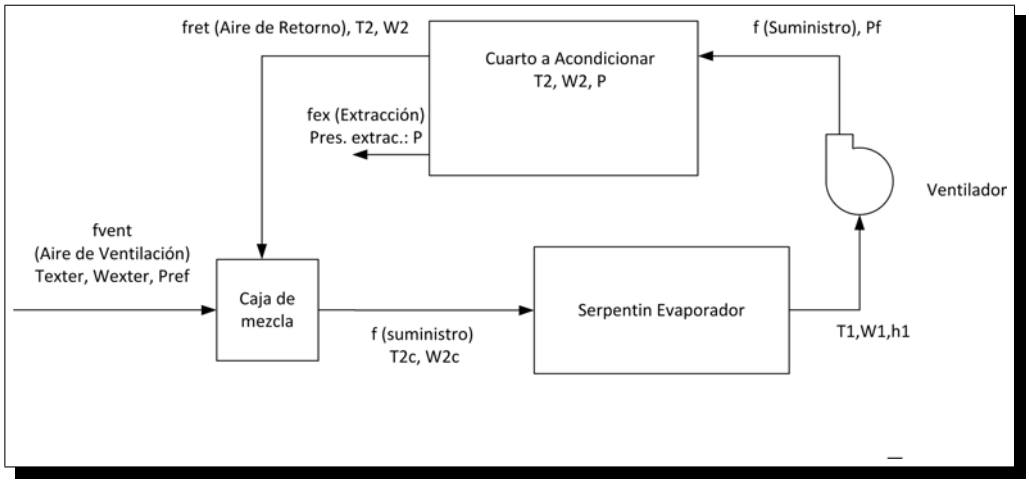


Fig. 11: Esquema Sistema de Aire Acondicionado para un Cuarto Limpio.

4.1.1. Mezcla adiabática en la caja de mezcla.

De un balance de flujos volumétricos, el aire suministrado al recinto ha de ser igual a la suma del aire retorno mas el aire de ventilación.

$$f = f_{ret} + f_{ext} \tag{17}$$

De igual manera en la caja de mezcla nos resulta:

$$f = f_{ret} + f_{vent} \tag{18}$$

En un sistema de aire acondicionado es necesario mezclar el aire para mantenerlo fresco. El aire fresco del exterior es entonces mezclado con el aire de recirculación el cual se ha enfriado o calentado (calefacción) previamente. Este proceso es mas eficiente que tener que enfriar o calentar el aire nuevo. En la caja de mezcla bien aislada no se efectúa ningún trabajo como tampoco se transfiere calor, por tanto se considerará mezcla adiabática a la mezcla de los flujos Aire de Retorno (f_{ret}) y Aire de Ventilación (f_{vent}). Se requiere ahora calcular la Temperatura y Humedad a la salida de la caja de mezcla: (T_{2c}) y (W_{2c}), teniendo en cuenta las condiciones de entrada (T y W) de los flujos de ventilación y retorno: f_{vent} y f_{ret} . La ubicación del estado T_{2c} es proporcional a la razón de flujos másicos $\frac{\dot{m}_{ret}}{\dot{m}_{exter}}$. Esto ofrece un procedimiento gráfico muy conveniente para resolver el problema de mezclado [10]. Fácilmente se puede verificar en la carta psicométrica de la figura 12:

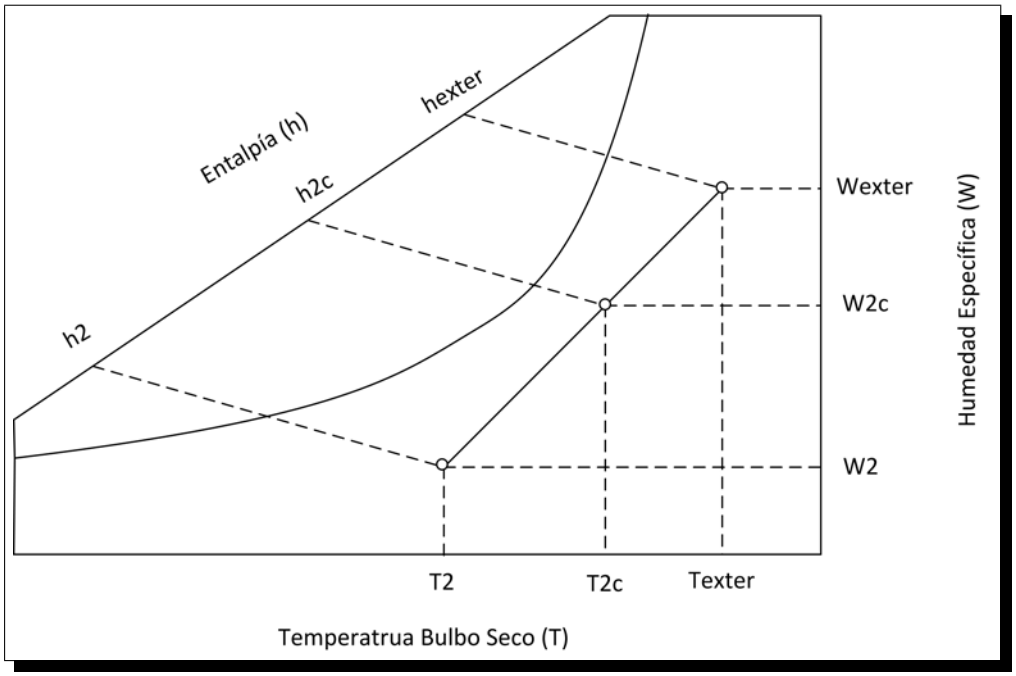


Fig. 12: Proceso en la Caja de Mezcla. (Mezcla Adiabática)

En la carta psicométrica se forman triángulos semejantes donde se puede establecer proporcionalidad entre el segmento $(T_2 - T_{2c})$ con $(T_{2c} - T_{exter})$. Esta misma relación se puede establecer con la humedad:

$$\frac{h_2 - h_{2c}}{h_{2c} - h_{exter}} = \frac{W_2 - W_{2c}}{W_{2c} - W_{exter}} = \frac{T_2 - T_{2c}}{T_{2c} - T_{exter}} = \frac{\dot{m}_{exter}}{\dot{m}_{ret}} = \frac{\rho_{exter} f_{vent}}{\rho_{ret} f_{ret}} = c$$

En una caja de mezclas es posible balancear los flujos de aire de entrada y salida ajustando la abertura de las compuertas o "dampers" instalados en esta. Considerando la conservación del balanceo inicial de los volúmenes de aire en el sistema de distribución de aire, se asume que justo en la caja de mezcla, la relación entre el flujo másico de aire de retorno y el de ventilación es constante:

$$\frac{\rho_{exter} f_{vent}}{\rho_{ret} f_{ret}} = c \tag{19}$$

Luego:

$$T_{2c} = \frac{cT_{exter} + T_2}{1 + c} \tag{20}$$

y

$$W_{2c} = \frac{cW_{exter} + W_2}{1 + c} \tag{21}$$

Aquí, las condiciones de temperatura y humedad entrando al serpentín de evaporación serán la salida de la caja de mezcla: T_{2c} y W_{2c} y no como anteriormente en el modelo de Qi Qi y Shiming Deng.: T_2 y W_2.

Nos resulta fácilmente de las ecuaciones (20) y (21) que cuando:
$T_{exter} = T_2 \Rightarrow T_{2c} = T_2$,
y:
$W_{exter} = W_2 \Rightarrow W_{2c} = W_2$

4.1.2. Relación entre el aire de ventilación y el aire de suministro.

Se busca ahora tener una relación entre el flujo de aire de suministro f y el flujo de aire de ventilación f_{vent}. La ecuación (19) se puede reescribir como:

$$\rho_{exter} \times f_{vent} = c \times \rho_{ret} \times f_{ret} \tag{22}$$

Despejando f_{ret} en (18):

$$f_{ret} = f - f_{vent} \tag{23}$$

Remplazando este valor de f_{ret} en (22) y reescribimos para f:

$\rho_{exter} \times f_{vent} = c \times \rho_{ret} \times (f - f_{vent})$

$f = \frac{\rho_{exter} \times f_{vent} + c \times \rho_{ret} \times f_{vent}}{c \times \rho_{ret}} = \left(\frac{\rho_{exter}}{c \times \rho_{ret}} + 1\right) \times f_{vent}$

Como los cambios en la densidad del aire debido a los cambios en las temperaturas y presiones de trabajo son muy pequeños, asumiremos, ya sea en la caja de mezcla o en el sistema de conductos, la densidad del aire de ventilación igual a la de retorno (Ver aparte 3.3. Simplificaciones para el Flujo de Ventilación), luego:

$$\rho_{exter} = \rho_{ret} \tag{24}$$

$$f = \frac{(1+c)}{c} \times f_{vent} \tag{25}$$

4.1.3. Modificaciones hechas al modelo de Qi Qi y Shiming Deng:

- Con el fin de considerar la carga sensible Q_{vent} producida por el aire de renovación f_{vent} adicionado en la caja de mezcla (Ver Figura 2), se realiza un balance de energía en la caja de mezcla.

Flujo de energía de entrada al proceso	-	Flujo de energía de salida del proceso	=	Tasa de acumulación de energía en el proceso.

$$C_p \rho f_{vent} T_{exter} + C \rho f_{ret} T_2 - (C_p \rho f_{vent} T_{2c} + C \rho f_{ret} T_{2c}) = C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt}$$

Reorganizando:

$$C_p \times \rho \times f_{vent} \times (T_{exter} - T_{2c}) + C \rho f_{ret} (T_2 - T_{2c}) = C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt}$$

Aquí resulta una ecuación que resume la dinámica de la temperatura en la caja de mezcla:

$$C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt} = C_p \rho f_{ret} (T_2 - T_{2c}) + Q_{vent} \tag{26}$$

Donde Q_{vent} se aproxima a:

$$Q_{vent} = C_p \times \rho \times f_{vent} \times (T_{exter} - T_{2c}) \tag{27}$$

Como se verá mas adelante en la sección 3.2.1, y con el fin de simplificar el modelo, diremos que la temperatura exterior permanece constante e igual a la interior deseada $T_{exter} = T_2$.

Lo anterior podría fácilmente cumplirse en la ciudad de Bogotá (24°C y 60 % de HR). Esto hará que: $T_2 = T_{2c}$ y $Q_{vent} = 0$ en la ecuación (26), quedando $C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt} = 0$, con lo cual se permite omitir esta ecuación en el modelo.

A continuación se verá también como utilizando (23), separando variables y resolviendo por integración la ecuación lineal que nos resume la dinámica de T_{2c}, obtenemos $T_2 = T_{2c}$ y $Q_{vent} = 0$.

$\frac{dT_{2c}}{dt} = \frac{C_p \rho}{C_p \rho V_c} f_{ret}(T_2 - T_{2c}) + \frac{C_p \rho}{C_p \rho V_c} f_{vent}(T_2 - T_{2c}) = \frac{C_p \rho f (T_2 - T_{2c})}{C_p \rho V_c} = \frac{f}{V_c}(T_2 - T_{2c})$

Separando variables e integrando: $ln\,|T_2 - T_{2c}| = \frac{f}{V_c} \times t + c_1$

También la podemos reescribir como: $T_2 = T_{2c} + c_2 \times e^{\frac{f}{V_c} \times t}$

Tomando las condiciones iniciales: $t = 0$, $T_2 = T_{2c}$ produce $c_2 = 0$, y este valor nos resulta que para cualquier instante:

$$T_2 = T_{2c}$$

Donde:

T_{exter}: Temperatura del aire exterior, se considera constante.

Las propiedades C_p y ρ se consideran constantes para el aire suministrado del exterior y el que se encuentra en el recinto.

En resumen, cuando $Q_{vent} = 0$, nos resulta $T_2 = T_{2c}$.

Este resultado es verificable en el análisis realizado en la carta psicométrica, el cual se resume en la ecuación (20). Cuando $T_{exter} = T_2 \Rightarrow T_{2c} = T_2$.

- La primera ecuación para el balance de energía, la cual balancea la carga sensible del cuarto se modifica para considerar la carga sensible Q_{reheat} recalentamiento con la cual se realizará control.

$$C_p \rho V \frac{dT_2}{dt} = C_p \rho f (T_1 - T_2) + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat}$$

Q_{reheat}: (Carga de recalentamiento) Carga de calor suministrada por una resistencia eléctrica la cual balanceará la cantidad de aire de suministro f en exceso, a la temperatura de suministro T_1. Esta carga será utilizada mas adelante como una variable de control cuando se quiera simultaneamente controlar T_2, W_2 y la presión diferencial del cuarto $\triangle P$. Ver Figura 4.

Q_{spl}: Carga de calor debida al motor del ventilador de suministro de aire. (Modelo de Qi Qi y Shiming Deng [7])

$$Q_{spl} = k_{spl} \times f \tag{28}$$

- De un modo similar al utilizado para obtener (26) y (27), efectuando un balance de masas en la caja de mezclas, nos resulta la dinámica de la humedad en este punto:

$$\rho V_c \frac{dW_{2c}}{dt} = \rho f_{ret}(W_2 - W_{2c}) + M_{vent} \tag{29}$$

Donde:

M_{vent} se aproxima a:

$$M_{vent} = \rho \times f_{vent} \times (W_{exter} - W_{2c})h_{fg} \tag{30}$$

De igual modo que para la ecuación (27), W_{exter} se considera constante e igual a la condición interior: $W_{exter} = W_2$. Esto también hará que $M_{vent} = 0$ y $W_2 = W_{2c}$

Las consideraciones $T_{exter} = T_2$ y $W_{exter} = W_2$ nos hacen poder prescindir de la dinámica de T_{2c} y W_{2c}; por tanto, las ecuaciones del modelo inicial modificadas nos quedan:

$$C_p \rho V \frac{dT_2}{dt} = C_p \rho f(T_1 - T_2) + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat} \tag{31}$$

$$\rho V \frac{dW_2}{dt} = \rho f(W_1 - W_2) + M \tag{32}$$

$$C_p \rho V_{h1} \frac{dT_3}{dt} = C_p \rho f(T_{2c} - T_3) + \alpha_1 A_1 \left(T_W - \frac{T_{2c} + T_3}{2} \right) \tag{33}$$

$$C_p \rho V_{h2} \frac{dT_1}{dt} + \rho V_{h2} h_{fg} \frac{dW_1}{dt} = C_p \rho f(T_3 - T_1) + \rho f h_{fg}(W_{2c} - W_1) + \alpha_2 A_2 \left(T_W - \frac{T_3 + T_1}{2} \right) \tag{34}$$

$$(C_p \rho V)_W \frac{T_W}{dt} = \alpha_1 A_1 \left(\frac{T_{2c} + T_3}{2} - T_W \right) + \alpha_2 A_2 \left(\frac{T_3 + T_1}{2} - T_W \right) - s \frac{v_s}{V_{com} \lambda} (h_{r2} - h_{r1}) \tag{35}$$

$$\frac{dW_1}{dt} - \frac{(2 \times 0,0198 T_1 + 0{,}085)}{1000} \times \frac{dT_1}{dt} = 0 \tag{36}$$

Adicionando las siguientes ecuaciones algebraicas:

$f = f_{ret} + f_{vent}$

$f = \frac{(1+c)}{c} \times f_{vent}$

$T_{2c} = \frac{cT_{exter} + T_2}{1+c}$

$W_{2c} = \frac{cW_{exter} + W_2}{1+c}$

Hasta aquí las modificaciones realizadas al modelo de Qi Qi y Shiming Deng Las podemos resumir en el Cuadro 3.

	Consideración	Ecuación	Aplicación	
1.	Relación constante entre el Flujo Másico de Retorno y Flujo Másico de Ventilación	$\frac{\rho_{exter} f_{vent}}{\rho_{ret} f_{ret}} = c$	Temperatura y Humedad a la Salida de la Caja de Mezcla en función de la Temperatura y Humedad al Exterior y en el Cuarto	$T_{2c} = \frac{cT_{exter}+T_2}{1+c}$ $W_{2c} = \frac{cW_{exter}+W_2}{1+c}$
2.	Densidad de Aire de Retorno y Aire de Ventilación constante	$\rho_{exter} = \rho_{ret}$	Relación entre el Aire de Suministro y Aire de Ventilación y entre el Aire de Suministro y Aire de Retorno	$f = \frac{(1+c)}{c} \times f_{vent}$ $f = (1+c) \times f_{ret}$
3.	Balance de Energía en la Caja de Mezcla	Ecuación de Balance de Energía	Dinámica de la Temperatura en la Caja de Mezcla	$C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt} = C_p \rho f_{ret}(T_2 - T_{2c}) + Q_{vent}$
4.	Balance de Masa en la Caja de Mezcla	Ecuación de Balance de Masa	Dinámica de la Humedad en la Caja de Mezcla	$\rho V_c \frac{dW_{2c}}{dt} = \rho f_{ret}(W_2 - W_{2c}) + M_{vent}$
5.	Carga de Recalentamiento	Q_{reheat}	Adición de entrada al modelo con la cual se afecta la Temperatura del Cuarto	$C_p \rho V \frac{dT_2}{dt} = C_p \rho f(T_1 - T_2) + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat}$

Tab. 3: Modificaciones Realizadas al modelo de Qi Qi y Shiming Deng

4.2. Obtención de Parámetros para los Modelos Propuestos.

La revisión minuciosa de los trabajos de Qi Qi - Shiming Deng, Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed y las consideraciones para ajustar los modelos a un cuarto limpio nos llevan ahora a tener una base con la cual proponer un modelo completo para la Humedad, Temperatura y Presión Diferencial en el cuarto.

4.2.1. Simplificaciones para el Flujo de Ventilación y las Condiciones Exteriores al cuarto.

Una práctica frecuente y necesaria en los montajes de aire acondicionado es el balanceo inicial de los flujos de aire en el sistema de distribución de aire, mediante compuertas (damper) en las rejillas, difusores y conductos. De este modo se garantizan los flujos de diseño en cada ramal de ducto y boca de suministro o retorno. Aquí se hace entonces necesario enfocar nuestro problema a una aplicación particular. Por su importancia y alta frecuencia de aplicación nos referiremos a una Sala de Cirugía.

La normatividad existente recomienda tener un balanceo en nuestro sistema de distribución de aire el cual nos garantice una relación mínima entre el aire de impulsión f y el aire de ventilación f_{vent}.

El Manual de Aplicaciones de La Sociedad Americana de Ingenieros para la Calefacción Refrigeración y Aire Acondicionado ASHRAE, en el capítulo de Instalaciones Médicas recomienda 25 Cambios /hora para el aire de impulsión f y 5 Cambios /hora para el aire de renovación f_{vent}.

Remplazando estos valores en la ecuación (25) nos resulta un valor para c:

$$c = \frac{f_{vent}}{f - f_{vent}} = \frac{5\ {}^{Cambios}/_{hora}}{25\ {}^{Cambios}/_{hora} - 5\ {}^{Cambios}/_{hora}} = \frac{5}{25-5} = \frac{1}{4}$$

La ecuación (25) se convierte entonces en:

$$f = 5 \times f_{vent} \tag{37}$$

Conbinando esta ecuación (37) con la ecuación (23) ($f_{ret} = f - f_{vent}$) , podemos ahora reescribir una ecuación para el flujo de retorno f_{ret} en función del flujo de suministro f.

$$f_{ret} = f - \frac{f}{5} = \frac{4}{5} \times f$$

Para simplificar nuestro modelo, sin perder generalidad, diremos que la condición exterior permanece constante e igual a la interior deseada. Esta podría fácilmente cumplirse en la ciudad de Bogotá (24°C y 60 % de HR).

Tendremos entonces en nuestro modelo los siguientes cambios:

De (20) y (21):

$T_{exter} = T_2 \Rightarrow T_{2c} = T_2$,

$W_{exter} = W_2 \Rightarrow W_{2c} = W_2$

Para (20) y (23)

$Q_{vent} = C_p \times \rho \times f_{vent} \times (T_{exter} - T_{2c}) = 0$

$M_{vent} = \rho \times f_{vent} \times (W_{exter} - W_{2c}) h_{fg} = 0$

Al realizarse una revisión de los términos en la ecuación (35) del modelo propuesto por Qi Qi - Shiming Deng, se encontró que la expresión $s\frac{v_s}{V_{com}\lambda}(h_{r2} - h_{r1})$, que representa el efecto refrigerante útil, no se encuentra acorde con las unidades (kJ/s). Con el fin de tener unidades consistentes, de aquí en adelante remplazaremos este término por:

$$Mref\,(h_{r2} - h_{r1})\ (kJ/s), \qquad o\,tambien: \qquad \frac{V_{com}\lambda}{v_s}\,(h_{r2} - h_{r1}) \times \frac{1}{60}\,(kJ/s)$$

4.2.2. Parámetros del Modelo.

Qi Qi y Shiming Deng, calcularon la dinámica del modelo al rededor del punto de operación (Cuadro 2) con los siguientes parámetros (Cuadro 1):

Valores Numéricos de los parámetros del sistema			
C_p:	1,005 $(^{kJ}/_{kg^\circ K})$	A_1:	4,14 (m^2)
ρ:	1,2 $(^{kg}/_{m^3})$	A_2:	17,65 (m^2)
h_{fg}:	2450 $(^{kJ}/_{kg})$	V_{h1}:	0,04 (m^3)
V:	77 (m^3)	V_{h2}:	0,16 (m^3)

Tab. 4: Valores Numéricos de los parámetros del sistema.

Condiciones de operación del sistema			
T_1:	13,25 $(^\circ C)$	P_c:	$1,812 \times 10^6\ (Pa)$
W_1:	9,03/1000 $(^{kg}/_{kg\ aire\ seco})$	P_e:	$0,486 \times 10^6\ (Pa)$
T_2:	24 $(^\circ C) = 298\ (^\circ K)$	Q_{load}:	4,49 (kW)
W_2:	11,35/1000 $(^{kg}/_{kg\ aire\ seco})$	M:	0,96/1000 $(^{kg}/_s)$
T_3:	17 $(^\circ C)$	M_{ref}	0,042 $(^{kg}/_s)$
T_W:	13 $(^\circ C)$	s	3960 (rpm)
SH:	6 $(^\circ C)$	f	0,347 $(^{m^3}/_s)$

Tab. 5: Condiciones de Operación del sistema.

Los Parámetros aquí corresponden a:

- C_p: Calor específico del aire a presión constante. $(^{kJ}/_{kg})$
- ρ: Densidad del aire húmedo. $(^{kg}/_{m^3})$
- h_{fg}: Calor latente de vaporización del agua. $(^{kJ}/_{kg})$

- V: Volumen del espacio acondicionado. (m^3)
- A_1: Área de transferencia de calor en la región seca del evaporador. (m^2)
- A_2: Área de transferencia de calor en la región húmeda del evaporador. (m^2)
- V_{h1}: Volumen que ocupa el aire en la región seca del evaporador. (m^3)
- V_{h2}: Volumen que ocupa el aire en la región húmeda del evaporador. (m^3)
- SH: Grado de sobrecalentamiento del refrigerante. ($°C$)
- P_c : Presión de condensación en el circuito de refrigerante. (Pa)
- P_e : Presión de evaporación en el circuito de refrigerante. (Pa)
- Q_{load} : Carga sensible en el recinto a acondicionar. (kW)
- M : Carga de humedad en el recinto a acondicionar. ($^{kg}/_{s}$)
- M_{ref} : Flujo másico del refrigerante.($^{kg}/_{s}$)

Para completar el modelo también fue necesario estimar algunos parámetros, (Cuadro 3):

Parámetros Estimados para el modelo del sistema propuesto por Qi Qi y Shiming Deng			
α_1:	0,0936 ($^{kW}/_{m^2\times°C}$)	h_{r1}:	255 ($^{kJ}/_{kg}$)
α_2:	0,0455 ($^{kW}/_{m^2\times°C}$)	h_{r2}:	415 ($^{kJ}/_{kg}$)
$(C_p\rho V)_W$:	28,9182 ($^{kJ}/_{°K}$)	v_s:	0,0515 ($^{m^3}/_{kg}$)
k_{spl}:	0,766 ($^{kW}/_{m^3/s}$)		

Tab. 6: Estimación de parámetros modelo Qi Qi y Shiming Deng [7].

- α_1: Coeficiente de transferencia entre el aire y la pared del evaporador para la región seca. ($^{kW}/_{m^2\times°C}$)
- α_2: Coeficiente de transferencia entre el aire y la pared del evaporador para la región húmeda. ($^{kW}/_{m^2\times°C}$)
- $(C_p\rho V)_W$: Capacitancia térmica para la pared del evaporador. ($^{kJ}/_{°C}$)
- h_{r1} : Entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador. ($^{kJ}/_{kg}$)

- h_{r2} : Entalpía del refrigerante a la salida del evaporador . $(^{kJ}/_{kg})$
- v_s : Volumen específico del refrigerante sobrecalentado. $(^{m^3}/_{kg})$
- k_{spl} : Coeficiente de ganancia de calor para el ventilador de suministro. Ecuación (28) $(^{kW}/_{m^3/s})$

Los tres primeros parámetros se obtuvieron linealizando el modelo y comparando estos valores con las matrices del sistema linealizado en espacio de estados obtenidos por Qi Qi y Shiming Deng.

Las entalpías y volúmenes específicos del refrigerante se estimaron con condiciones de operación adicionales referidas en el artículo de Qi Qi y Shiming Deng [7]:

Temperatura de evaporación: 7,2°C

Temperatura de condensación: 54,4°C

Temperatura ambiente: 35°C

Por la inconsistencia de unidades encontrada en la ecuación (35) (Ver final del numeral 4.2.1) y con el fin de tener un modelo mejor acondicionado y mas sencillo, utilizaremos la expresión $Mref\,(h_{r2} - h_{r1})$ en vez de $s\frac{v_s}{V_{com}\lambda}\,(h_{r2} - h_{r1})$ para representar el efecto refrigerante útil. Por tanto tendremos como entradas $f\ y\ M_{ref}$ y no $f\ y\ s$ según lo realizado por Shiming Deng.

Recordemos que el objetivo del presente trabajo es estudiar no solo el control de la temperatura y la humedad, sino también la diferencial de presión $\triangle P$ del cuarto con los espacios adyacentes.

A continuación revisaremos como puede enriquecerse el modelo de Shiming Den para adicionar la variable diferencial de presión $\triangle P$ utilizando los trabajos de Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed.

4.3. Alternativas de Modelo Propuestas, Simulaciones con controlador LQG.

Las ecuaciones (14), (15) y (16) resumen la dinámica de la temperatura y la presión en el cuarto. La ecuación (14) nos relaciona la presión diferencial en función de los flujos y el área efectiva de fugas. Las ecuaciones (15) y (16) se obtienen a partir de balances considerando la densidad en función de la presión y temperatura. La ecuación (15) es producto de realizar un balance de masa y la ecuación (16) de hacer balance de energía.

Se observa que los términos $\frac{P_f}{RT_1}$ y $\frac{P}{RT_2}$ en la ecuación (15) corresponden a las densidades del aire de suministro (en el sistema de conductos) ρ_f, y la densidad del aire en el cuarto ρ respectivamente. Como contraste el modelo de Qi Qi y Shiming Deng considera la densidad del aire constante. Revisemos rápidamente a continuación que tanta diferencia existe entre ρ_f y ρ:

En un trabajo posterior de Shiming Deng [13] en el cual se utiliza un sistema con la misma capacidad de enfriamiento (10 kW), la presión en el sistema de distribución de aire es: $P_f = 74,567\,kPa$ (Manométrica de 0,55 kPa). En el presente trabajo la temperatura de suministro del aire corresponde a: $T_1 = 13{,}25°C = 286,25°K$. Con los anteriores valores de presión y temperatura y utilizando la constante de los gases ideales para el aire: $R = 0{,}287\ \frac{kPa \times m^3}{kg \times °K}$ encontramos que $\rho_f = 0{,}90765\ ^{kg}/_{m^3}$ el cual difiere solo un poco del valor $\rho = 0,8685\ ^{kg}/_{m^3}$ establecido por Shiming Deng como parámetro para la densidad del aire en el cuarto, serpentín y sistema de ductos.

A continuación revisaremos tres alternativas para un modelo completo con los tres parámetros a controlar: T_2, W_2 y la presión diferencial del cuarto $\triangle P$, que es función de la presión del cuarto P. Aunque las ecuaciones del modelo de Qi Qi y Shiming Deng consideran la densidad del aire constante (ρ), las mezclaremos intencionalmente con las del modelo propuesto por Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed. Esto nos permitirá establecer la incidencia de estas diferentes consideraciones iniciales para ambos modelos en el modelo completo a proponer.

4.3.1. Primer Modelo. Adición de las ecuaciones (14) y (16) al modelo de Shiming Deng, ecuaciones (31) a (36).

Se presenta aquí una nueva ecuación para incluir en el modelo de Shiming Deng. Una combinación de las ecuaciones (14) y (16) nos da una ecuación en términos del diferencial de presión:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{C_v V} \times C_p - \frac{P \times (K_l (\triangle P)^n)}{C_v V} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{C_v V} \times C_p + \frac{(Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat})}{{}^{C_v V}/_{R}} \tag{38}$$

Remplazamos Q_{spl} por su valor en la ecuación (28). Además, como en (14) el flujo de extracción a través de las áreas de fuga f_{ext} está en (L/s) y la diferencial de presión $\triangle P$ en (Pa), es necesario llevarlos a (${}^{m^3}/_{s}$) y (kPa) respectivamente. Teniendo en cuenta lo anterior y para tener unidades consistentes al modelo de Shiming Deng, la ecuación (38) la podemos reescribir en unidades consistentes como:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{C_v V} \times C_p - \frac{P \times {}^{(K_l(1000 \times \triangle P)^n)}/_{1000}}{C_v V} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{C_v V} \times C_p + \frac{(Q_{load} + kspl \times f + Q_{reheat})}{{}^{C_v V}/_{R}} \tag{39}$$

Seguimos considerando que:

$T_{exter} = T_2 \Rightarrow T_{2c} = T_2,$
$W_{exter} = W_2 \Rightarrow W_{2c} = W_2$
$Q_{vent} = C_p \times \rho \times f_{vent} \times (T_{exter} - T_{2c}) = 0$
$M_{vent} = \rho \times f_{vent} \times (W_{exter} - W_{2c}) h_{fg} = 0$
$f_{ret} = \frac{4}{5} \times f$

La primera opción de modelo a estudiar para el control de los parámetros T_2, W_2, P queda entonces conformado por las ecuaciones (31) a (36) (del modelo de Shiming Deng [7]) y la ecuación (39) (Wei Sun y Osman Ahmed [8] [9]). Se puede constatar en las ecuaciones (36) y (39) la naturaleza no lineal de el modelo obtenido. Para construir los tradicionales controladores multivariables realizaremos una aproximación de nuestro modelo a un sistema lineal el cual será solo válido para el rango de operación. Para la linealización se tienen en cuenta los estados como:

$$\mathbf{x} = (T_2,\ W_2,\ T_3,\ T_1,\ T_W,\ W_1,\ P)$$

las salidas:

$$\mathbf{y} = (T_2,\ W_2,\ P)$$

y las señales de control:

$$\mathbf{u} = (f,\ s,\ Q_{reheat})$$

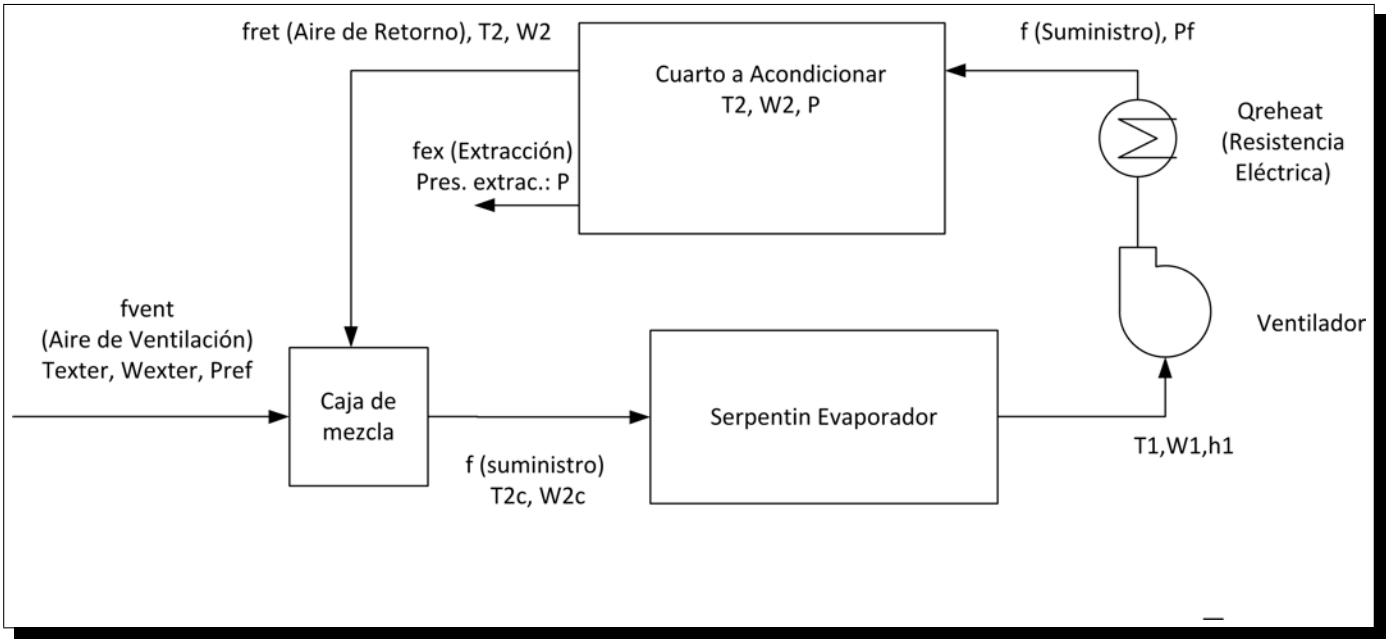


Fig. 13: Esquema Sistema de Aire Acondicionado para un Cuarto Limpio.

Para el cálculo de las matriz A, de espacio de estados fue necesario estimar y calcular los siguientes parámetros (Cuadro 7):

Valores Numéricos de los parámetros del sistema para $T_2,\ W_2,\ y\ P$			
C_v:	0,718 $(^{kJ}/_{kg^\circ K})$	R:	0,287 $(^{kPa}/_{kg^\circ K})$
Kl:	10,5 $\left(\frac{L/s}{Pa^n}\right)$	Q_{reheat}:	1,0 (kW)
n:	0,65 $(Adim.)$	P_f:	74,567 (kPa)
P:	74.02945 (kPa)	P_{ref}:	74,017 $k\,(Pa)$

Tab. 7: Parámetros $T_2,\ W_2,\ y\ P$.

- C_v: Calor específico del aire a volumen constante. $({}^{kJ}/_{kg})$
- K_l: Coeficiente de flujo $(flujo\,volumétrico/presion^n)$, $\left(\frac{L/s}{Pa^n}\right)$

  Este valor se relaciona en la ecuación (14) del trabajo de Wei Sun, P.E.. Es calculado con la ecuación: $K_l = 1050 \times ELA(SI)$, donde el área efectiva de fuga (ELA) corresponde a una abertura de: $ELA = 0,1\,m \times 0,1\,m = 0{,}01\,m^2$
- Q_{reheat}: Carga sensible de recalentamiento. (kW) Ver Figura 13.

  Se toma inicialmente con un valor de 1 kW. Para estado estacionario, este valor resulta de evaluar las cargas térmicas del recinto y compararla con la carga que se logra extraer con la corriente de aire y el cambio de temperatura de esta en el espacio.

  Se puede calcular con la fórmula: $Q_{reheat} = ({}^{CFM \times AF \times 1{,}1 \times TD(^\circ F)}/_{3412{,}2})\ kW - (Q_{load} + Q_{spl})$

  $Q_{reheat} = {}^{735 \times 0{,}72 \times 1{,}1 \times (24-13{,}25)1{,}8}/_{3412{,}2} - 4,49 - 0,776 \times 0,347$

  $Q_{reheat} = -1,46\,kW$. No se requiere reheating, existe demasiada carga térmica por remover.
- P : Presión del cuarto. (Pa). (Absoluta)

Implementando la función "jacobian" de Matlab, nos resulta un sistema linealizado con las siguientes matrices de estado:

$$A = \begin{bmatrix} -0,0045 & 0 & 0 & 0,0045 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0,0045 & 0 & 0 & 0 & 0,0045 & 0 \\ 4,6586 & 0 & -12,6914 & 0 & 8,0328 & 0 & 0 \\ 0 & 2126,4 & 0,0353 & -1,8897 & 1,6739 & -2126,4 & 0 \\ 0,0067 & 0 & 0,0206 & 0,0139 & -0,0412 & 0 & 0 \\ 0 & 1,2965 & 2,153 \times 10^{-5} & -9,681 \times 10^{-4} & 0,0010 & -1,2965 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -3,8057 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -0,1313 & 0 & 0,0108 \\ -3,013 \times 10^{-5} & 0 & 0 \\ 175 & 0 & 0 \\ 23,644 & 0 & 0 \\ 0 & -5,72 \times 10^{-5} & 0 \\ 0,0144 & 0 & 0 \\ 0,2829 & 0 & 0,0052 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Chequeando los valores propios de la matriz A, los encontramos todos negativos. Al analizar los gramianos de controlabilidad (W_r) y observabilidad (W_o) (matrices de controlabilidad y observabilidad [12]), nos resultan los rangos de las matrices W_r y W_o : $rango\,(W_r) = 6$ y $rango\,(W_o) = 7$. El sistema es entonces no controlable pero si observable. Por ser el sistema estable es estabilizable.

Revisando la matriz (A) obtenida, vemos términos del orden de 10^3 al tiempo que otros con 10^{-4} . Lo anterior tiene que ver con las magnitudes de las unidades manejadas en las entradas

y salidas. p. ej. en las entradas s (rpm del compresor) es del orden de 10^2 y f (flujo de aire) es del orden de 10^{-2}.Con el fin de mejorar el acondicionamiento de este sistema cambiaremos en la ecuación (35) el término $s\frac{v_s}{V_{com}\lambda}\left(h_{r2}-h_{r1}\right)$ ó $\frac{V_{com}\lambda}{v_s}\left(h_{r2}-h_{r1}\right)\times\frac{1}{60}\left(kJ/s\right)$ por $Mref\left(h_{r2}-h_{r1}\right)$. Esto nos lleva a considerar M_{ref} en vez de s .

Las entradas serían entonces:

$$\mathbf{u}=\left(f,\ M_{ref},\ Q_{reheat}\right)$$

Luego de aplicar estos cambios, se corrobora la mejora del acondicionamiento al obtener ahora un sistema estable, controlable y observable. Se analizan nuevamente los gramianos de controlabilidad (W_r) y observabilidad (W_o) y, nos resultan los rangos de las matrices W_r y W_o : $rango\left(W_r\right)=7$ y $rango\left(W_o\right)=7$.

$$A=\begin{bmatrix} -0,0045 & 0 & 0 & 0,0045 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0,0045 & 0 & 0 & 0 & 0,0045 & 0 \\ 4,6586 & 0 & -12,6914 & 0 & 8,0328 & 0 & 0 \\ 0 & 2126,4 & 0,0353 & -1,8897 & 1,6739 & -2126,4 & 0 \\ 0,0067 & 0 & 0,0206 & 0,0139 & -0,0412 & 0 & 0 \\ 0 & 1,2965 & 2,153\times10^{-5} & -9,681\times10^{-4} & 0,0010 & -1,2965 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -3,8057 \end{bmatrix}$$

$$B=\begin{bmatrix} -0,1313 & 0 & 0,0108 \\ -3,013\times10^{-5} & 0 & 0 \\ 175 & 0 & 0 \\ 23,644 & 0 & 0 \\ 0 & -5,3928 & 0 \\ 0,0144 & 0 & 0 \\ 0,2829 & 0 & 0,0052 \end{bmatrix},\ C=\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Con el objeto de conocer el estado estacionario del sistema ante una referencia dada, este se simula retroalimentado. Para esto realizamos un cálculo rápido inicial de un controlador. En este primer diseño de los controladores se emplea un controlador multivariable. Se utiliza un controlador LQG que combina la estimación óptima de los estados con la retroalimentación óptima de estos [12]. Con el fin de obtener cero para el error en estado estable, se adiciona acción integral. Ver figura 14. La ventaja del controlador LQG es que nos permite calcular la señal de control leyendo solo la salida y la referencia. No es necesario leer todos los estados para retroalimentarlos.

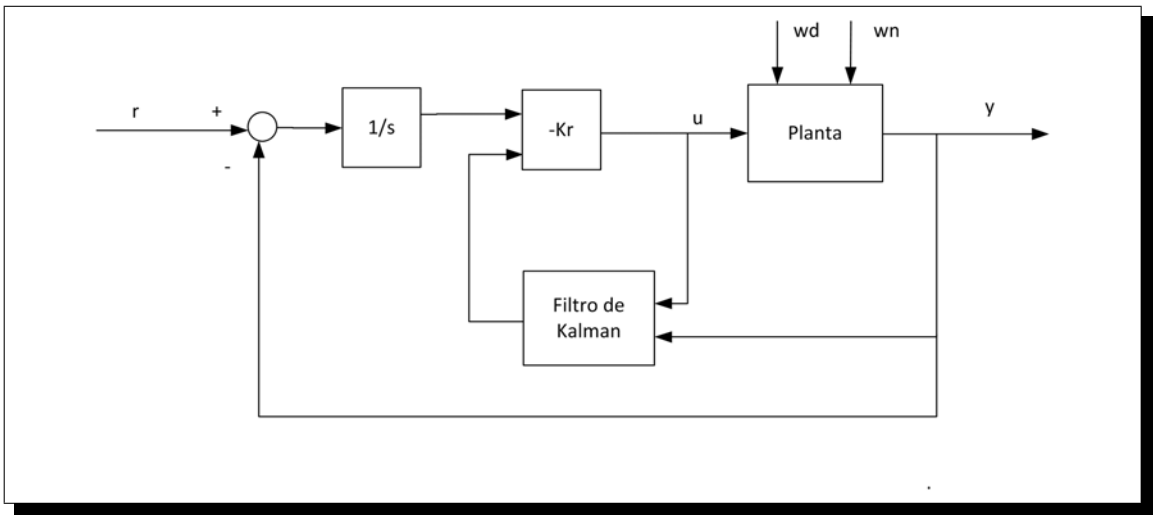


Fig. 14: Controlador LQG con Acción Integral.

En este caso, el problema de estimación de los estados se realiza aumentando estos con el error de control.

$$\mathbf{e} = \mathbf{r} - \mathbf{y}$$

Utilizando el comando "lqr" de Matlab, se encontrará un regulador LQ: $\mathbf{K_r}$ que minimice la función de costo:

$$J_r = \int_0^\infty \left(\mathbf{x}(t)^T \mathbf{Q}\mathbf{x}(t) + \mathbf{u}(t)^T \mathbf{R}\mathbf{u}(t) \right) dt$$

De $\mathbf{K_r}$ extraemos $\mathbf{K_{rp}}$ y $\mathbf{K_{ri}}$ con los cuales se retroalimentarán los estados y el error respectivamente.

La estimación óptima de los estados $\mathbf{x} : \hat{\mathbf{x}}$ en el filtro de Kalman se realiza sin tener en cuenta el error $\mathbf{e}$.

Se utiliza para esto la función "lqe" de Matlab. La función "lqe" encuentra $\mathbf{K_f}$ en:

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K_f}(\mathbf{y} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}})$$

de tal modo que se minimiza el valor esperado $\mathbf{E}\left[(\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}})^{\mathbf{T}}(\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}})\right]$ en la presencia de ruido blanco en la planta y los sensores.

La matriz $\mathbf{Q}$ es definida positiva (o semidefinida positiva) o simétrica real y $\mathbf{R}$ es una matriz definida positiva o simétrica real ($\mathbf{Q} \geq \mathbf{0}$ y $\mathbf{R} > \mathbf{0}$). Con el fin de garantizar la solución de la función de costo J_r se asume $\mathbf{Q} > \mathbf{0}$. Las matrices de peso $\mathbf{Q}$ y $\mathbf{R}$ se escogen por simplicidad como diagonales haciendo énfasis en los pesos de $\mathbf{R}$. Mediante prueba y error se disminuyen los elementos de la diagonal de $\mathbf{R}$ hasta encontrar la señal de control suficiente para estabilizar el sistema. (A medida que $\mathbf{R}$ se hace pequeño, se aumenta la acción de control. Al disminuir los pesos de $\mathbf{Q}$, se sacrifica la respuesta).

A continuación se presentan los resultados de las simulaciones obtenidas. Como la linealización se realiza alrededor del punto de operación , los valores de entrada y salidas corresponden a deltas. $\triangle\mathbf{x}$ y $\triangle\mathbf{u}$. Ver Figuras 15 a 19.

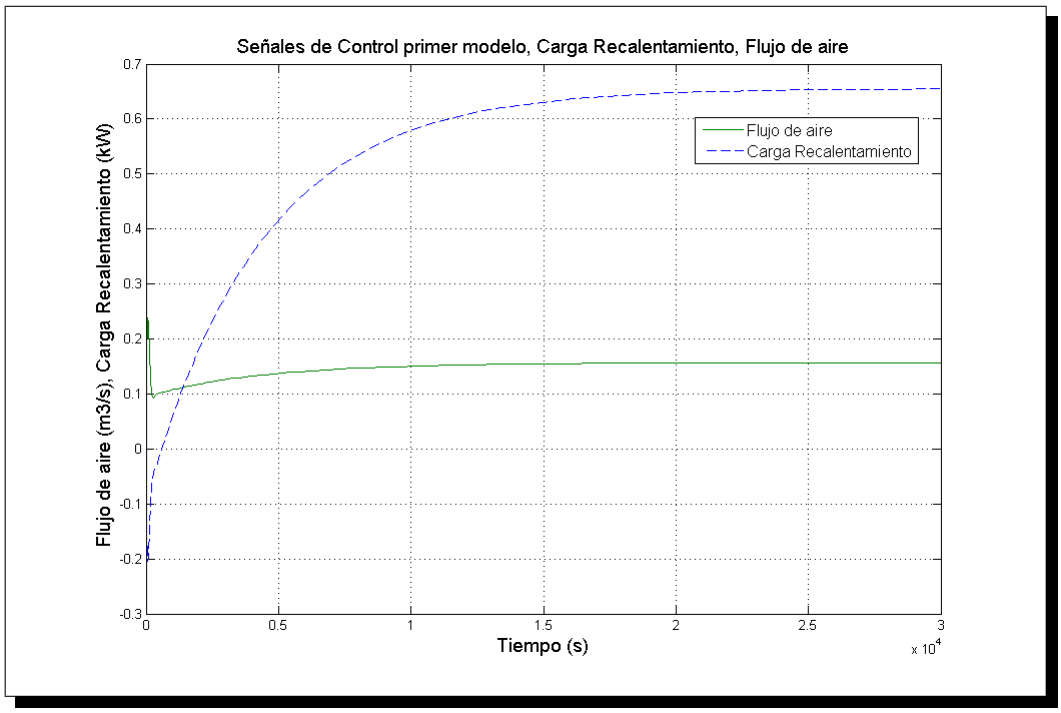


Fig. 15: Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Señales de Control Carga Recalentamiento, Flujo de Aire

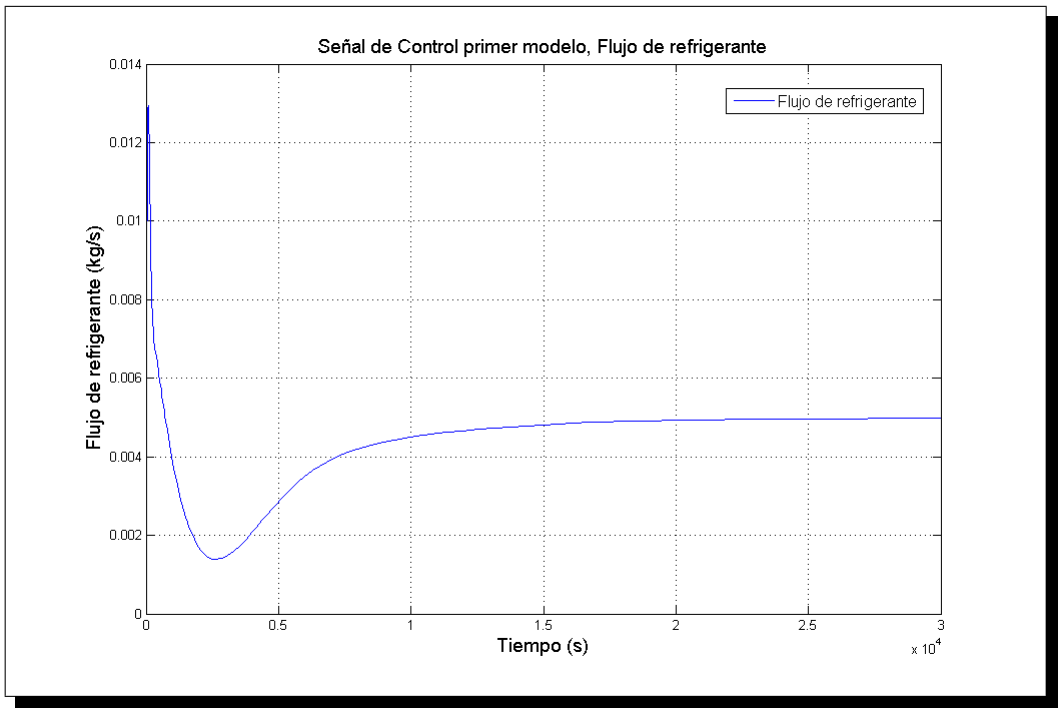


Fig. 16: Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Señales de Control Flujo de Refrigerante

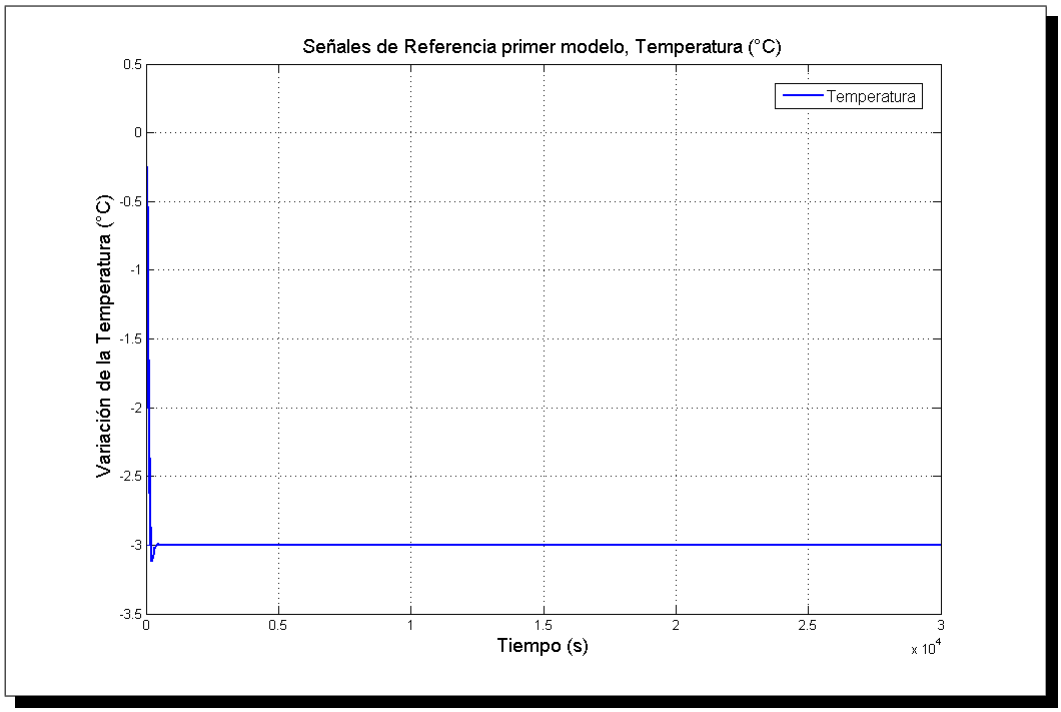


Fig. 17: Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Temperatura

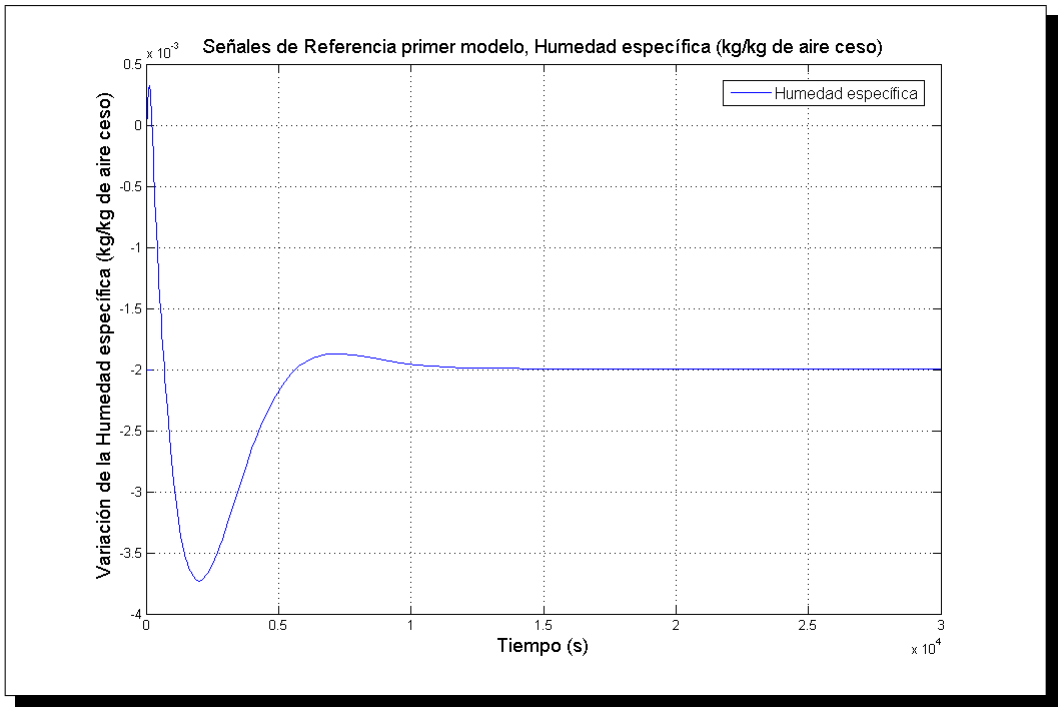


Fig. 18: Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Humedad

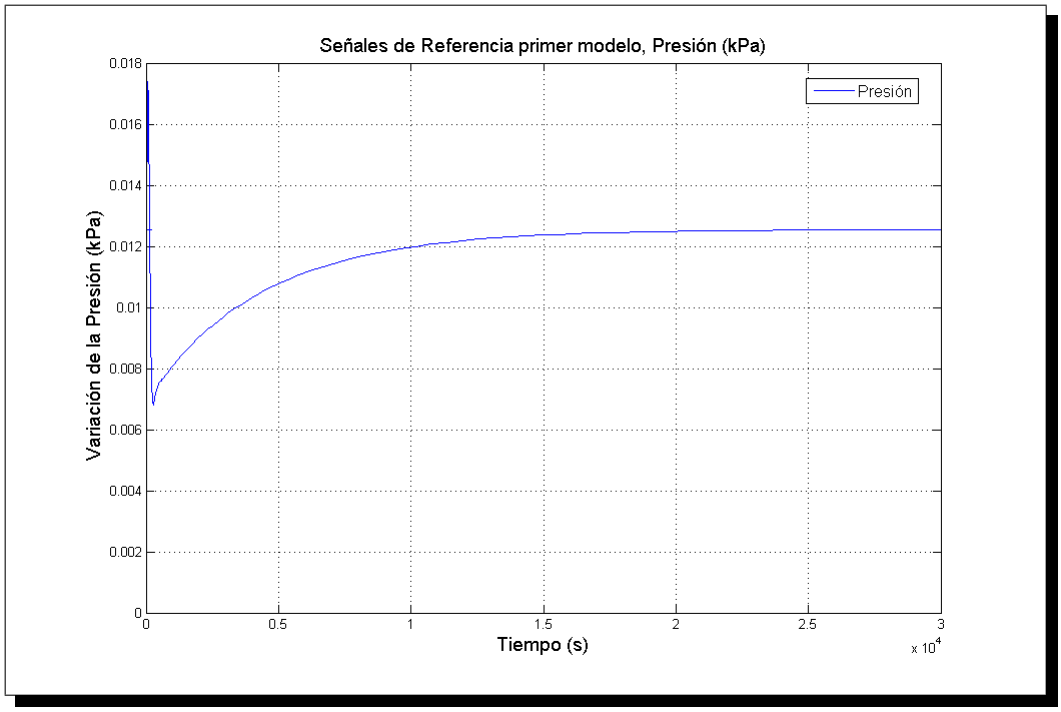


Fig. 19: Simulación Primer Modelo Controlador LQG. Presión

El controlador LQG aquí presentado es diseñado y simulado con el objetivo de conocer el estado estacionario del modelo frente a una referencia tipo escalón. Las Figuras 15 y 16 muestran la dinámica las señales de control: Flujo de aire, Carga de Recalentamiento y Flujo de Refrigerante. Las Figuras 17, 18 y 19 muestran la dinámica de las variables a controlar. En el Cuadro 8 se resumen los resultados de las simulación del primer modelo y se obtienen también los valores de estado estacionario de las variables de control. Estas serán útiles para comparar posteriormente las discrepancias de este modelo con otras opciones.

Análisis de las gráficas T_2, W_2 , P (Modelo 1)						
Condiciones de operación y capacidad para las variables de control						
Operación:	f:	0,347 $(^{m^3}/_s)$	M_{ref}:	0,042 $(^{kg}/_s)$	Q_{reheat}	$1(kW)$
Variación de los valores de entrada y estado estacionario						
Entradas (Var.):	T_2 :	-3 $(°C)$	W_2 :	-0,002 $(^{kg}/_{kg\ aire\ seco})$	P :	0,01255 (kPa)
Control:	f:	0,1568 $(^{m^3}/_s)$	M_{ref}:	0,0050 $(^{kg}/_s)$	Q_{reheat}	0,6554(kW)

Tab. 8: Estado Estacionario Modelo 1.

Las ecuaciones (31), (32) y (39) resumen la dinámica de las tres variables a controlar en el cuarto: T_2, W_2 y P. Se realiza una prueba en este modelo cambiando en la ecuaciones (31) y (32) el valor de la densidad del aire en el cuarto ρ (constante) por el valor $\frac{P}{R(T_2+273)}$ obtenido según la ecuación de estado. En el cuadro 9 se observa un ligero cambio de los en los valores de la señal de control en estado estacionario. En las las figuras 22 y 21 se muestra una simulación en OpenModelica donde se verifica la similitud de la dinámicas.

Análisis de las gráficas T_2, W_2 , P (Modelo 1), Densidad aire variable.						
Condiciones de operación y capacidad para las variables de control						
Operación:	f:	0,347 $(^{m^3}/_s)$	M_{ref}:	0,042 $(^{kg}/_s)$	Q_{reheat}	$1(kW)$
Variación de los valores de entrada y estado estacionario						
Entradas (Var.):	T_2 :	-3 $(°C)$	W_2 :	-0,002 $(^{kg}/_{kg\ aire\ seco})$	P :	0,0122 (kPa)
Control:	f:	0,1554 $(^{m^3}/_s)$	M_{ref}:	0,0047 $(^{kg}/_s)$	Q_{reheat}	0,4879(kW)

Tab. 9: Estado Estacionario Modelo 1, Densidad aire variable.

4.3.2. Segundo Modelo. Adición de todas las ecuaciones del modelo de Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed: (14), (15) y (16) al modelo de Shiming Deng, ecuaciones (31) a (36).

El modelo de Osman Ahmed considera la densidad del aire en el recinto como función de la presión y la temperatura. Es posible tener una nueva ecuación para la dinámica de la temperatura del cuarto T_2 del modelo de Osman Ahmed. Esta nueva ecuación, al igual que la ecuación (38) o (39) considerará la diferencia de la densidad en el cuarto y en el sistema de conductos debidos a la temperatura y presión respectivas.

La nueva ecuación para la temperatura del cuarto T_2 se obtiene incluyendo el término para $\frac{dP}{dt}$ de la ecuación (39), en la ecuación (15). Luego se despeja para $\frac{dT_2}{dt}$ teniéndose una nueva expresión.

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2 \times f_{ext}}{V} + \frac{T_2 \times f_{ret}}{V} - \frac{T_2^2 \times P_f \times f}{PVT_1} + \frac{T_2}{P}\left(\frac{dP}{dt}\right) \tag{40}$$

Hasta aquí las unidades de temperaturas han sido consistentes con las ecuaciones puesto que en cada expresión se han estado relacionando deltas. Recordemos que $\triangle T°C = \triangle T°K$. Sin embargo, como el planteamiento utilizado para llegar a la ecuación (40) utiliza la ecuación de estado [Ver constante universal de los gases R en ecuación (15)], las unidades para la Presión y Temperatura en la ecuación (40) deben ser absolutas (°K, Presión Absoluta, no manométrica). Como las temperaturas T_1 , T_2 , T_3 , T_W han sido expresadas en °C, será necesario llevarlas en esta ecuación de °C a °K.

Fig. 20: Simulación con ecuaciones (31) y (39). Densidad Constante:

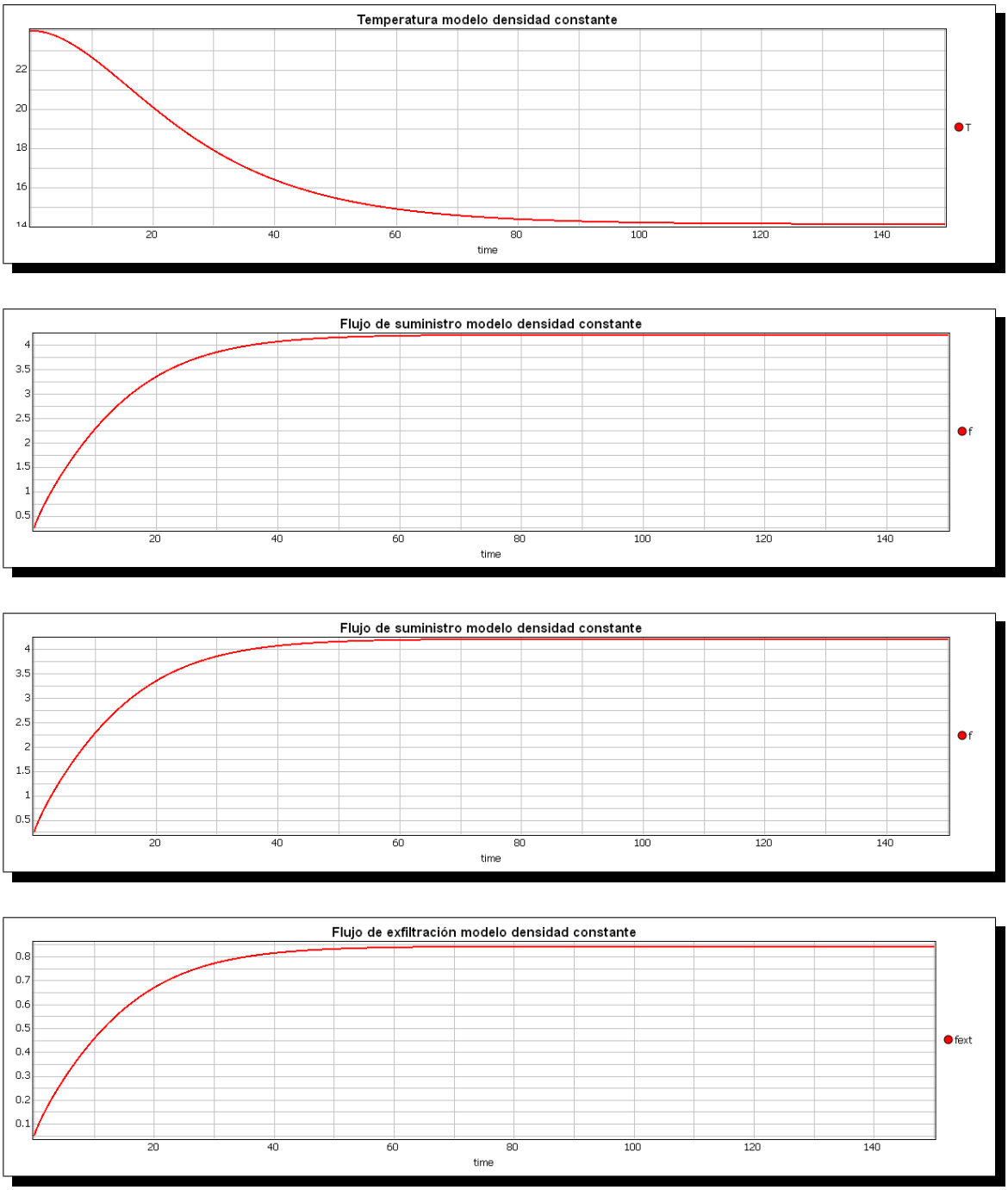
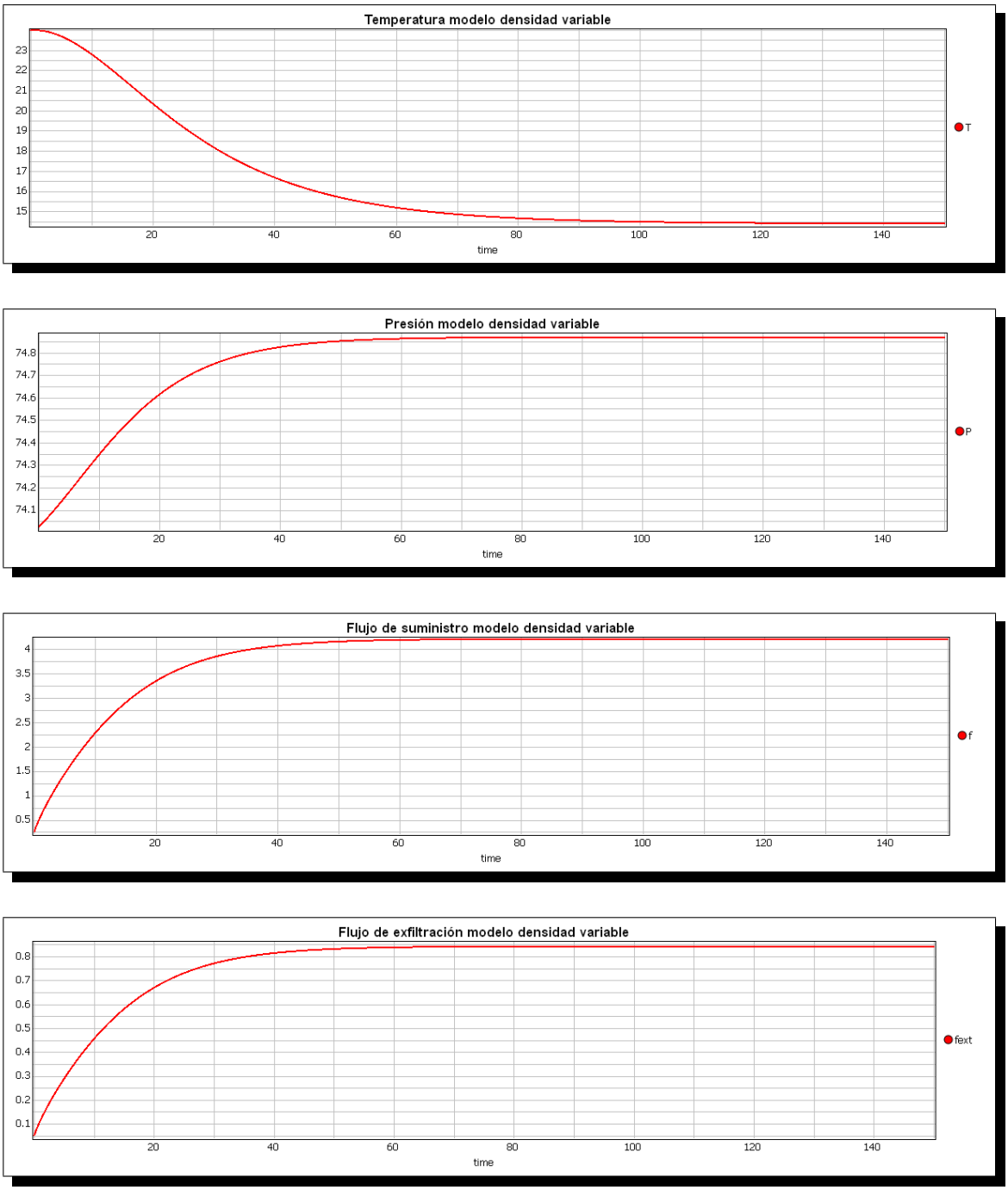


Fig. 21: Simulación con ecuaciones (31) y (39). Densidad Variable:



$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{(T_2+273)\times(K_l(\triangle P)^n)}{V} - \frac{(T_2+273)\times f_{ret}}{V} - \frac{(T_2+273)^2\times P_f\times f}{PVT_1} + \dots \tag{41}$$

$$\dots + \frac{(T_2+273)}{P}\left(\frac{P_f\times f}{C_vV}\times C_p - \frac{P\times(K_l(\triangle P)^n)}{C_vV}\times C_p - \frac{P\times f_{ret}}{C_vV}\times C_p + \frac{(Q_{load}+Q_{spl}+Q_{reheat})}{C_vV/R}\right)$$

Esta nueva ecuación (41) remplazará a la ecuación (31) del modelo de Shiming Deng. Nuestro nuevo sistema se convierte ahora en:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{(T_2+273)\times[((K_l(1000\times\triangle P)^n)/1000)+f_{ret}]}{V} - \frac{(T_2+273)^2\times P_f\times f}{PVT_1} + \dots \tag{42}$$

$$\dots + \frac{(T_2+273)}{P}\left(\frac{P_f\times f}{C_vV}\times C_p - \frac{P\times[((K_l(1000\times\triangle P)^n)/1000)+f_{ret}]}{C_vV}\times C_p + \frac{(Q_{load}+Q_{spl}+Q_{reheat})}{C_vV/R}\right)$$

$$\rho V\frac{dW_2}{dt} = \rho f(W_1-W_2)+M \tag{43}$$

$$C_p\rho V_{h1}\frac{dT_3}{dt} = C_p\rho f(T_{2c}-T_3)+\alpha_1A_1\left(T_W-\frac{T_{2c}+T_3}{2}\right) \tag{44}$$

$$C_p\rho V_{h2}\frac{dT_1}{dt} + \rho V_{h2}h_{fg}\frac{dW_1}{dt} = C_p\rho f(T_3-T_1)+\rho f h_{fg}(W_{2c}-W_1)+\alpha_2A_2\left(T_W-\frac{T_3+T_1}{2}\right) \tag{45}$$

$$(C_p\rho V)_W\frac{T_W}{dt} = \alpha_1A_1\left(\frac{T_{2c}+T_3}{2}-T_W\right)+\alpha_2A_2\left(\frac{T_3+T_1}{2}-T_W\right)-M_{ref}(h_{r2}-h_{r1}) \tag{46}$$

$$\frac{dW_1}{dt} - \frac{(2\times 0,0198T_1+0{,}085)}{1000}\times\frac{dT_1}{dt} = 0 \tag{47}$$

$$\frac{dP}{dt} = \frac{P_f\times f}{C_vV}\times C_p - \frac{P\times((K_l(1000\times\triangle P)^n)/1000+f_{ret})}{C_vV}\times C_p + \frac{(Q_{load}+kspl\times f+Q_{reheat})}{C_vV/R} \tag{48}$$

Tomando en cuenta que:
$T_{exter} = T_2 \Rightarrow T_{2c} = T_2$,
$W_{exter} = W_2 \Rightarrow W_{2c} = W_2$
$Q_{vent} = C_p\times\rho\times f_{vent}\times(T_{exter}-T_{2c}) = 0$
$M_{vent} = \rho\times f_{vent}\times(W_{exter}-W_{2c})h_{fg} = 0$
$f_{ret} = \frac{4}{5}\times f$

Se realiza nuevamente la linealización teniendo en cuenta los estados como:

$$\mathbf{x} = (T_2,\ W_2,\ T_3,\ T_1,\ T_W,\ W_1,\ P)$$

las salidas:

$$\mathbf{y} = (T_2,\ W_2,\ P)$$

y las señales de control:

$$\mathbf{u} = (f,\ M_{ref},\ Q_{reheat})$$

En el sistema resultante ahora, los valores propios de la matriz A, son:

$$\lambda = (-12,7044\ -3,0681\ -0,1210\ -0,0297\ -0,000\ -0,0044\ -3,8057)$$

Al calcular los rangos de los gramianos de controlabilidad (W_r) y observabilidad (W_o), tenemos: $rango\,(W_r) = 7$ y $rango\,(W_o) = 7$. Con lo anterior podemos concluir que nuestro sistema es estable, controlable y observable.

Nuevamente se simula el sistema retroalimentado con el controlador LQG descrito en la sección 4.3.1. Se obtienen ahora los siguientes valores de estado estacionario con las mismas entradas anteriormente utilizadas (Cuadro 10):

Resultados de la simulación del sistema retroalimentando T_2, W_2 , P (Modelo 2)						
Condiciones de operación y capacidad para las variables de control						
Operación:	f:	0,347 ($^{m^3}/_s$)	M_{ref}:	0,042 ($^{kg}/_s$)	Q_{reheat}	1(kW)
Variación de los valores de entrada y estado estacionario						
Entradas (Var.):	T_2 :	-3 ($°C$)	W_2 :	-0,002 ($^{kg}/_{kg\ aire\ seco}$)	P :	0,01255 (kPa)
Control:	f:	0,1587 ($^{m^3}/_s$)	M_{ref}:	0,0051 ($^{kg}/_s$)	Q_{reheat}	0,5504(kW)

Tab. 10: Estado Estacionario Modelo 2.

4.3.3. Tercer Modelo. Desacople de la temperatura T_2 y presión P en las ecuaciones del modelo de Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed.

Con el fin de simplificar el modelo de Osman Ahmed propuesto en (15) y (16), Osman Ahmed en la Referencia [9] ignora el término derivativo para la presión con respecto a la derivada de la temperatura en la ecuación (15).

El asumir $\frac{dP}{dt} = 0$, significa hacer la presión constante cuando la temperatura cambia. Lo anterior se justifica por el hecho práctico de que el flujo se estabiliza mas rápido que la temperatura.

La ecuación (15) se convierte entonces en:

$$\frac{V}{R}\left(-\frac{P}{T_2^2}\frac{dT_2}{dt}\right) = \frac{P_f \times f}{RT_1} - \frac{P \times f_{ext}}{RT_2} - \frac{P \times f_{ret}}{RT_2}$$

Reescribiendo en función de $\frac{dT_2}{dt}$ nos resulta:

$$\frac{dT_2}{dt} = (f_{ext} + f_{ret})\frac{T_2}{V} - \frac{P_f}{P} \times \frac{f}{V} \times \frac{T_2^2}{T_1} \tag{49}$$

Nuestro nuevo modelo conservará las ecuaciones y condiciones (43) a (48) con el cambio de la ecuación (42) por la ecuación (49).

Se realizan los análisis de estabilidad, controlabilidad y observabilidad y nos resulta un sistema inestable, controlable y observable.

Resultados de la simulación del sistema retroalimentando T_2, W_2 , P (Modelo 3)						
Condiciones de operación y capacidad para las variables de control						
Operación:	f:	0,347 (m^3/s)	M_{ref}:	0,042 (kg/s)	Q_{reheat}	$1(kW)$
Variación de los valores de entrada y estado estacionario						
Entradas (Var.):	T_2 :	-3 $(°C)$	W_2 :	-0,002 $(kg/kg\ aire\ seco)$	P :	0,01255 (kPa)
Control:	f:	0,1611 (m^3/s)	M_{ref}:	0,0053 (kg/s)	Q_{reheat}	0,4223(kW)

Tab. 11: Estado Estacionario Modelo 3.

Utilizando las mismas condiciones iniciales para ambos casos y aprovechando la posibilidad de escribir de modo acausal las ecuaciones, se realiza simulación en OpenModelica con las ecuaciones iniciales del modelo Osman Ahmed (15) y (16):

$$\frac{V}{R}\left(\frac{1}{T_2}\frac{dP}{dt} - \frac{P}{T_2^2}\frac{dT_2}{dt}\right) = \frac{P_f \times f}{RT_1} - \frac{P \times f_{ext}}{RT_2} - \frac{P \times f_{ret}}{RT_2} \quad (15)$$
$$C_v \times \frac{V}{R}\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ext}}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{R} \times C_p + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat} \quad (16)$$

Y otra remplazando la ecuación (15) por la ecuación (50)):

$$\frac{dT_2}{dt} = (f_{ext} + f_{ret})\frac{T_2}{V} - \frac{P_f}{P} \times \frac{f}{V} \times \frac{T_2^2}{T_1} \quad (50)$$
$$C_v \times \frac{V}{R}\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ext}}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{R} \times C_p + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat} \quad (16)$$

En las Figuras 22 y 23 se puede verificar que la diferencia entre la simulación de la dinámica entre estos dos modelos es imperceptible. Además se observa que los valores de estado estacionario en cada simulación son los mismos.

Fig. 22: Simulación con ecuaciones (8) y (9):

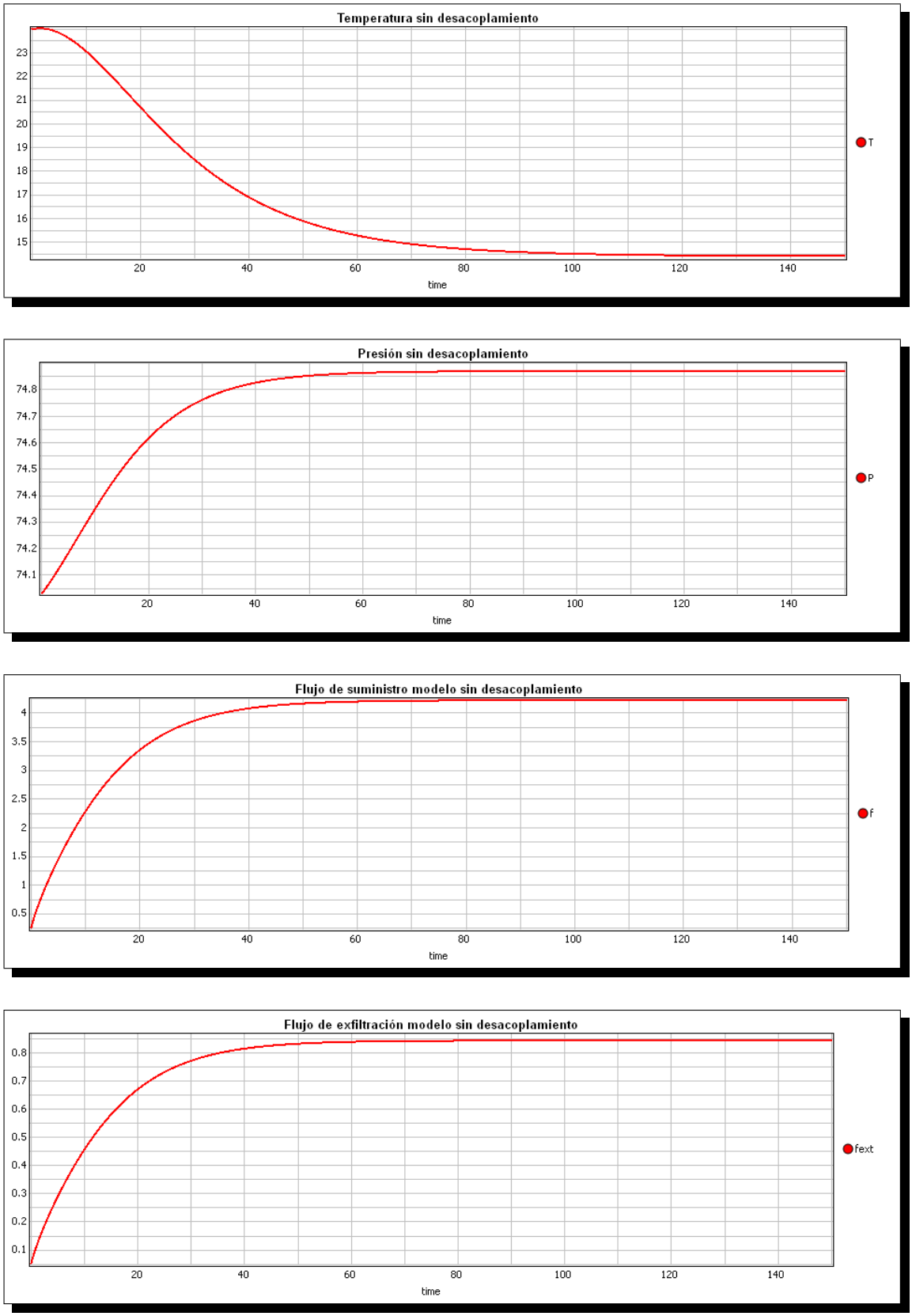
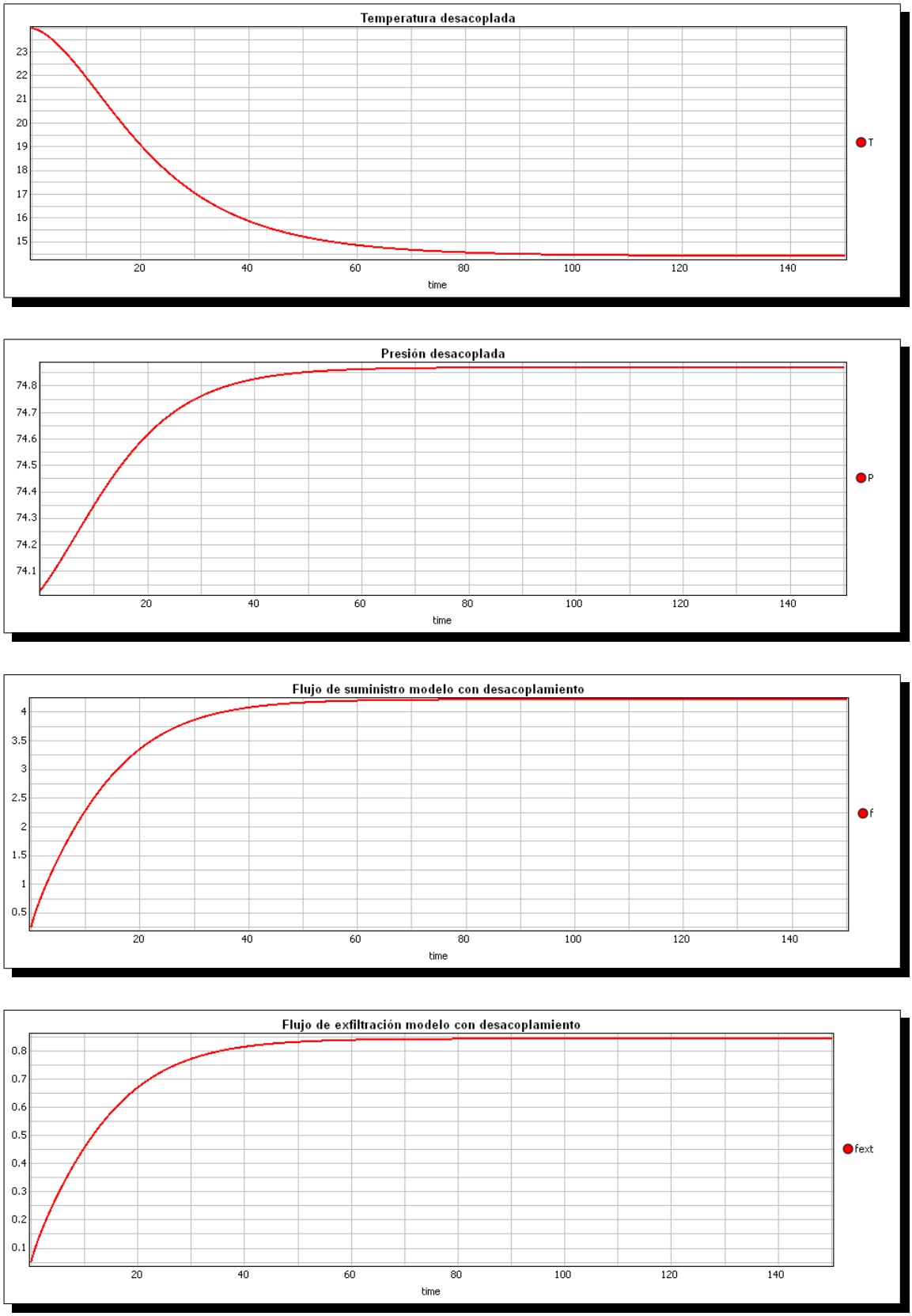


Fig. 23: Simulación con ecuaciones (42) y (9):



De los valores de estado estacionario en las simulaciones se puede concluir lo siguiente:

- En el primer modelo se requiere un suministro de un 45,2 % adicional de flujo de aire en la señal de control con respecto a los valores de operación para lograr los objetivos de control. El segundo modelo muestra que es necesario un aumento del 45,7 % en el flujo de aire, minentras que el tercero un 46,4 %. Ver Cuadros 8, 10 y 11.
- En el primer modelo se requiere un suministro de un 11,9 % adicional de flujo de refrigerante de la señal de control con respecto a los valores de operación para lograr los objetivos de control, mientras que en segundo y en el tercer modelo se requiere un aumento del 12,1 % y 12,6 %. Ver Cuadros 8, 10 y 11.
- Con respecto a las resistencias eléctricas, se requeriría un aumento del 65,5 % de la señal de control con respecto al valor de operación en el primer modelo, un 42,2 % en el segundo y un 55,4 % en el tercero. Ver Cuadros 8, 10 y 11.
- El primer modelo nos recomienda mayor consumo de energía en la señal de control (Resistencia Eléctrica), para lograr los objetivos de control, con respecto a los demás modelos.

Por la similitud en el porcentaje de aumento de la señal de control para los parámetros flujo de aire (f) y flujo de refrigerante (M_{ref}) vemos que existe cierta similitud en los tres modelos. Luego, se puede concluir que a pesar de las discrepancias expuestas en (4.3), sí sería posible lograr el control simultaneo de los tres parámetros propuestos.

4.4. Modelo Propuesto: Segundo Modelo. Analisis de Estabilidad de los Controladores LQG.

Teniendo en cuenta que el modelo propuesto en (42) a (48) es el mas general ya que tiene en cuenta los efectos del cambio de densidad por efecto de la temperatura T_2 y la presión P en el cuarto, se escoge e aquí en adelante para estudiar la dinámica del cuarto.

Recordemos que la matriz $\mathbf{K_r}$ se calculó para retroalimentar de modo óptimo los estados estimados y el error.

En $\mathbf{K_r}$ de (3×10) están incluidas $\mathbf{K_{rp}}$ (3×7) para los estados y $\mathbf{K_{ri}}$ (3×3) para el error. La matriz de ganancia de observador $\mathbf{K_f}$ es de (7×3).

Para el control LQG debe cumplirse que: $\mathbf{A} - \mathbf{BK_{rp}}$, $\mathbf{A} - \mathbf{K_{ri}C}$ **y** $\mathbf{A} - \mathbf{BK_{rp}} - \mathbf{K_{ri}C}$ son estables. Al calcular los valores propios de estas matrices, obtenemos: Resultados de la simulación del sistema retroalimentando T_2, W_2 , P (Modelo 3)

- $\mathbf{Aau} - \mathbf{BK_{rp}}$, rango (10),

$\lambda_{\mathbf{rp}} = (-12,7044;\ -3,8057;\ -3,0681;\ -0,1213;\ -0,0282+0,0246i;\ -0,0282-0,0246i;\ -0,0010+0,0010i;\ -0,0010-0,0010i;\ -0,090;\ -0,0307)$

- $\mathbf{A} - \mathbf{K_{ri}C}$, rango (7),

$\lambda_{\mathbf{ri}} = (-12,7044; -1,5577+1,4605i; -1,5577-1,4605i; -0,0281; -0,6943; -3,5954+0,0752i; -3,5954-0,0752i)$

- $\mathbf{A} - \mathbf{BK_{rp}} - \mathbf{K_{ri}C}$, rango (7),

$\lambda_{\mathbf{rp+ri}} = (-12,7043;\ -3,1212 + 1,2022i;\ -3,1212; -1,2022i;\ -2,0979 + 0,6509i;\ -2,0979 + 0,6509i;\ -0,6235;\ -0,0313)$

Por ser todos estos valores propios negativos se demuestra que el controlador calculado es estable.

Las matrices de estado **A**, **B**, **C** y **D** del sistema linealizado con respecto al punto de operación son las siguientes:

$$A = \begin{bmatrix} -0,0045 & 0 & 0 & 0,0049 & 0 & 0 & -4,3615 \\ 0 & -0,0045 & 0 & 0 & 0 & 0,0045 & 0 \\ 4,6586 & 0 & -12,6914 & 0 & 8,0328 & 0 & 0 \\ 0 & 2126,4 & 0,0353 & -1,8897 & 1,6739 & -2126,4 & 0 \\ 0,0067 & 0 & 0,0206 & 0,0139 & -0,0412 & 0 & 0 \\ 0 & 1,2965 & 2,153 \times 10^{-5} & -9,681 \times 10^{-4} & 0,0010 & -1,2965 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -3,8057 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0,1898 & 0 & 0,0208 \\ -3,013 \times 10^{-5} & 0 & 0 \\ 175 & 0 & 0 \\ 23,644 & 0 & 0 \\ 0 & -5,3928 & 0 \\ 0,0144 & 0 & 0 \\ 0,2829 & 0 & 0,0052 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Una representación muy útil del sistema es como una función de transferencia. En este caso es multivariable y se puede interpretar como una relación entre las entradas $\mathbf{u} = (f,\ s,\ Q_{reheat})$ y las salidas $\mathbf{y} = (T_2,\ W_2,\ P)$ [12].

$$\mathbf{G} = \mathbf{C}\left(\mathbf{sI} - \mathbf{A}\right)^{-1}\mathbf{B} + \mathbf{D} \tag{50}$$

Como el sistema tiene tres entradas y tres salidas, el resultado de la expresión en (50) será de la forma:

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} G(1,1) & G(1,2) & G(1,3) \\ G(2,1) & G(2,2) & G(2,3) \\ G(3,1) & G(3,2) & G(3,3) \end{bmatrix} \tag{51}$$

5. Diseño de Controladores para el Cuarto Limpio.

Ya teniendo definido el modelo matemático (sección 3.4) se continúa con el diseño de los controladores. Como se puede constatar en las ecuaciones (47) y (48) del segundo modelo (modelo definitivo), la dinámica del sistema es compleja y no lineal. Dado que varias de las técnicas de control requieren para su diseño un modelo lineal, (Control Robusto [23], sintonía de controladores PI [14]) se construye un modelo lineal, linealizando el modelo inicial con respecto al punto de operación. El modelo que nos resulta es entonces razonablemente aproximado [23].

Los controladores a continuación diseñados son: Control Robusto Multivariable H_∞, Controles Desacoplados: PI Descentralizado, PD Difuso, Difuso Supervisorio y PI en Cascada.

5.1. Control Robusto. Segundo Modelo

En esta sección se diseñará un controlador robusto utilizando el problema de optimización en H_∞. La síntesis del controlador se realizará por su simplicidad utilizando el método de Optimización de Sensibilidad Mezclada S/T. Bajo este enfoque se deben definir inicialmente los criterios para el Desempeño Nominal, Estabilidad Robusta y Desempeño Robusto especificando los pesos de incertidumbre "w_I" y desempeño " w_P".

Con la información de los pesos "w_I" y " w_P", la matriz N queda definida como:

$$N = \begin{bmatrix} -w_I KSG & w_I KS \\ w_P SG & -w_P S \end{bmatrix} (Ver\,[26]) \approx \begin{bmatrix} w_I T & w_I KS \\ w_P SG & w_P S \end{bmatrix} (Signo\ (-)\ omitido\, por\ Skogestad\,[12])$$

El objetivo general de control es encontrar un controlador K que minimice la norma H_∞ de N :

$$\min_K \left\| \left[\ N\,(K)\ \right] \right\|_\infty$$

Para tener una idea de la rapidez del sistema evaluamos la respuesta en la frecuencia del sistema en lazo abierto calculando los valores singulares. En la Figura 24 encontramos que las frecuencias para ganancias 0 dB corresponden a $w_{B1} = 0,136$ y $w_{B2} = 0,000676$ (rad/seg) para el máximo y segundo valor singular respectivamente. Con estas frecuencias se tiene un puto de partida para escoger los anchos de banda y moldear los pesos en el cálculo de un controlador H_∞.

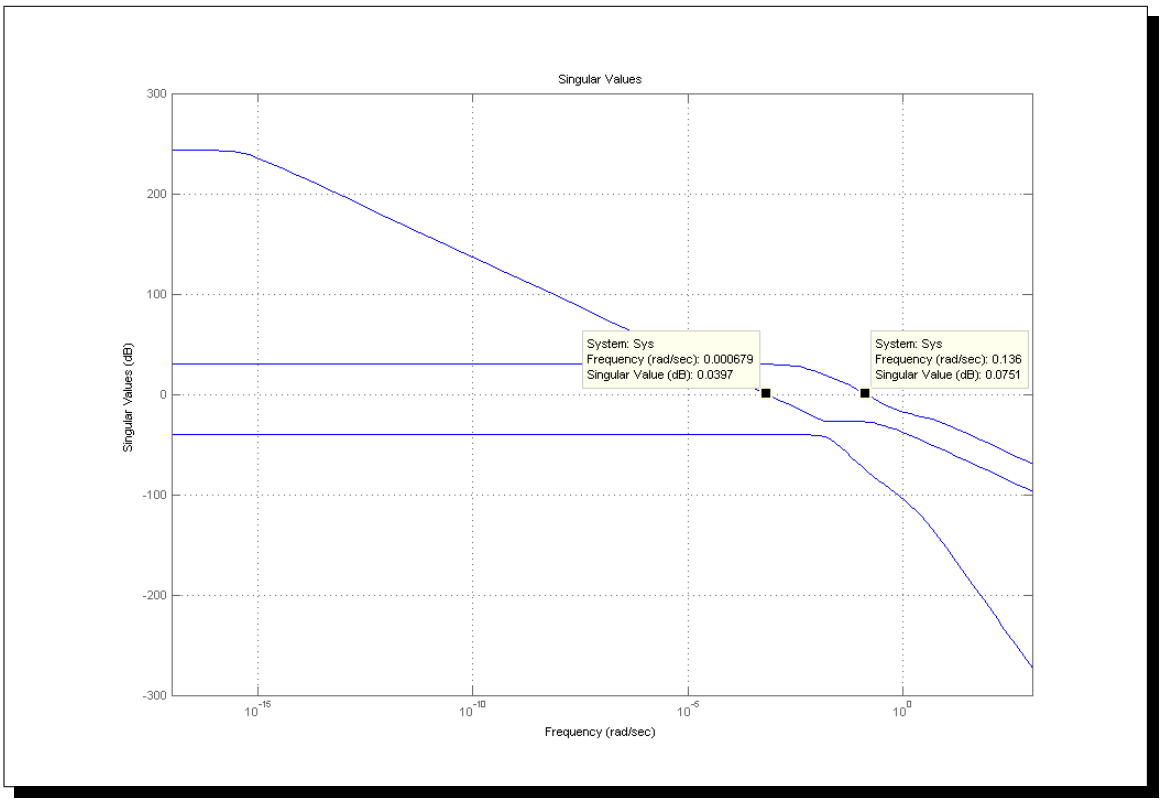


Fig. 24: Gráfica de Valores Singulares

En el análisis H_∞, se escogieron los pesos de desempeño e incertidumbre del siguiente modo:
Pesos de desempeño: $w_P = diagonal\,(w_{P1},\ w_{P2},\ w_{P3})$, donde: $w_{Pi} = (s/M + w_{Bi})/(s + w_{Bi} \times A_i)$.
M: Amplificación del ruido a alta frecuencia. Se escogen para todas las salidas: $M = 4$.
A: Desviación en estado estacionario. $A_1 = A_3 = 0,05,\ A_2 = 0,001$.
w_B: Ancho de banda en lazo cerrado. $w_{B1} = 0,136$, $w_{B2} = 0,01$ y $w_{B3} = 0,01$. Estos datos son obtenidos iterativamente de acuerdo a la respuesta del sistema y partiendo con base en la gráfica de valores singulares.

Para la incertidumbres en las entradas se utiliza la expresión: $w_I = diagonal\,(w_{i1},\ w_{i2},\ w_{i3})$, donde: $w_i = (\tau_i \times s + r_0)/\left((\tau_i/r_\infty) \times s + 1\right)$.

r_o: Incertidumbre relativa en estado estacionario. Aquí se toma $r_o = 0,01$ asociando una incertidumbre del 1 % para las entradas en estado estacionario.

r_∞: Magnitud del peso a alta frecuencia (típicamente$r_\infty \geq 2$). $r_\infty = 4$

$1/\tau$: $(w_B = 1/\tau)$ Frecuencia donde la incertidumbre alcanza el 100 %. τ_i como $\tau_i = 1/w_{Bi}$.

Planteamos ahora el calculo del controlador como un problema de optimización que minimice $N = \begin{bmatrix} w_P S \\ w_I T \end{bmatrix}$:

$$\left\| \begin{bmatrix} w_P S \\ w_I T \end{bmatrix} \right\|_\infty$$

Se obtiene utilizando las funciones “ultidyn”, “sysic” y “hinfsyn” de Matlab, un controlador H_∞ con un gama un poco alto $\gamma = 8,8906$.

Un análisis del sistema en lazo cerrado se muestra en las Figura 25 y 26. Por la forma en que los pesos de w_I confinan casi totalmente a T obtenemos una buena Estabilidad Robusta. La gráfica de w_I y S nos muestran un Desempeño Nominal y Desempeño Robusto aceptables.

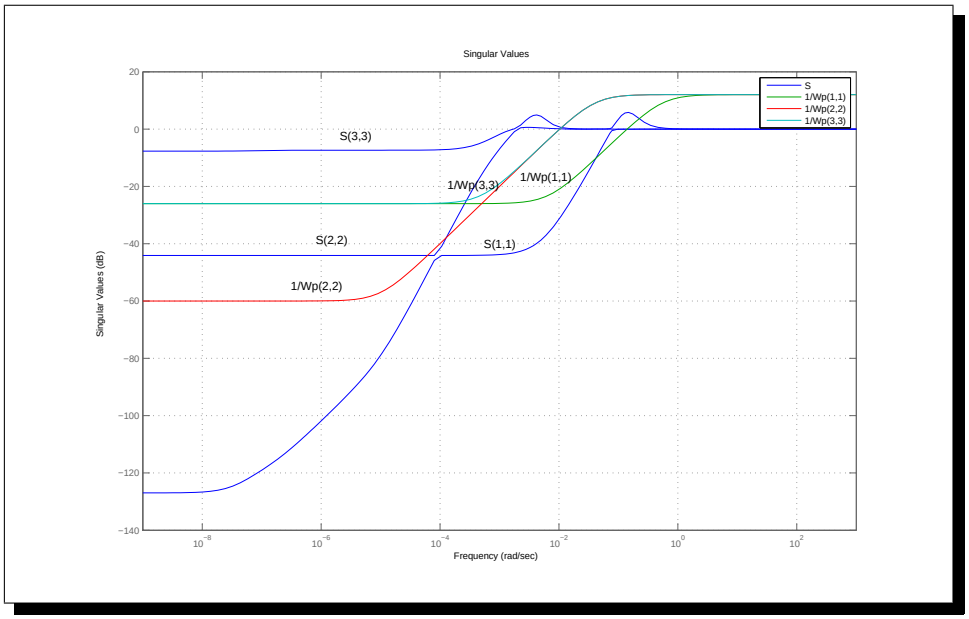


Fig. 25: Gráfica de los valores Singulares de S y $1/w_P$.

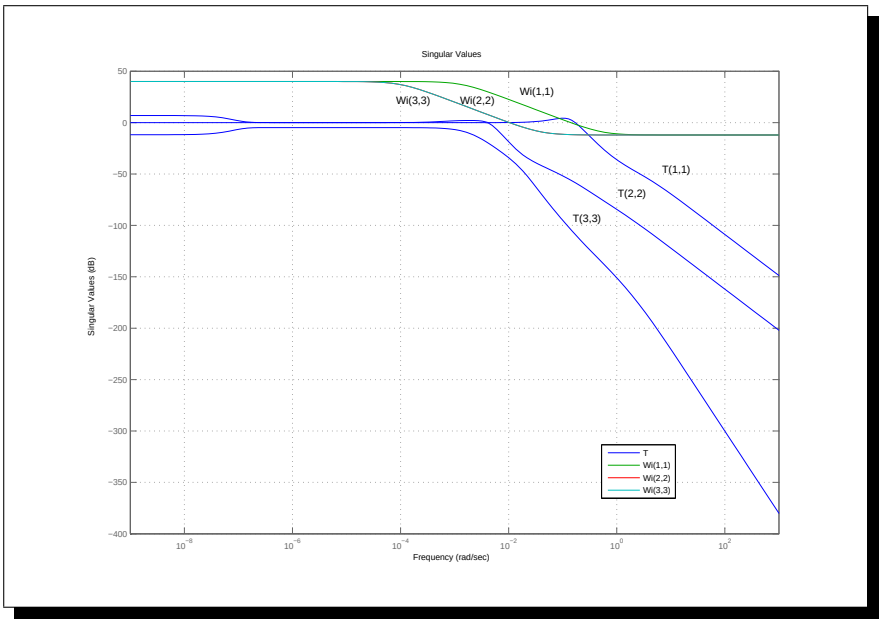


Fig. 26: Gráfica de los valores Singulares de T y $1/w_I$.

A continuación de la Figura 27 a la 31, se presenta la simulación del sistema con el Controlador H_∞

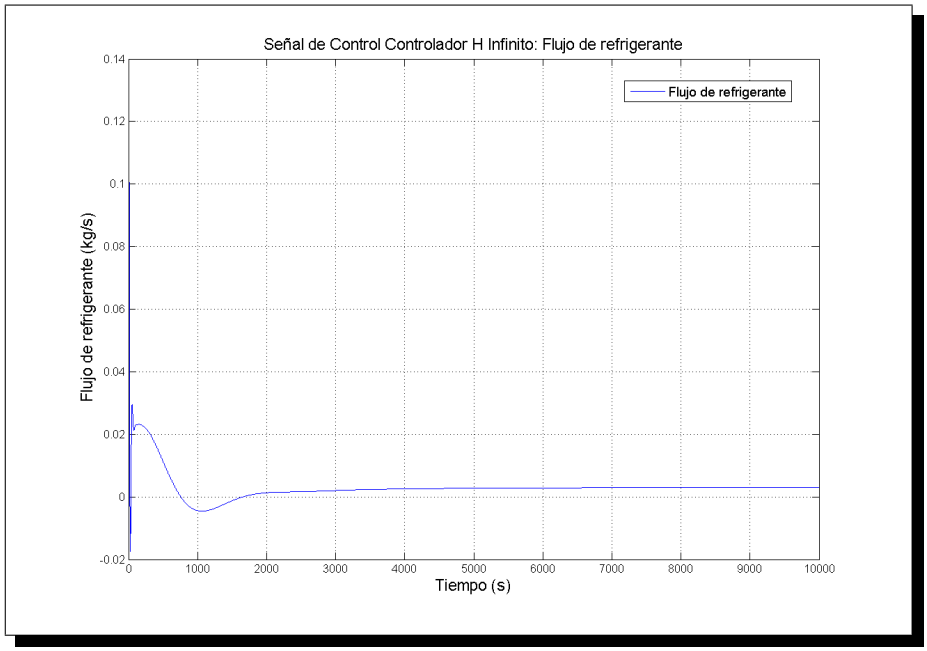


Fig. 27: Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Señal de control: Flujo de refrigerante

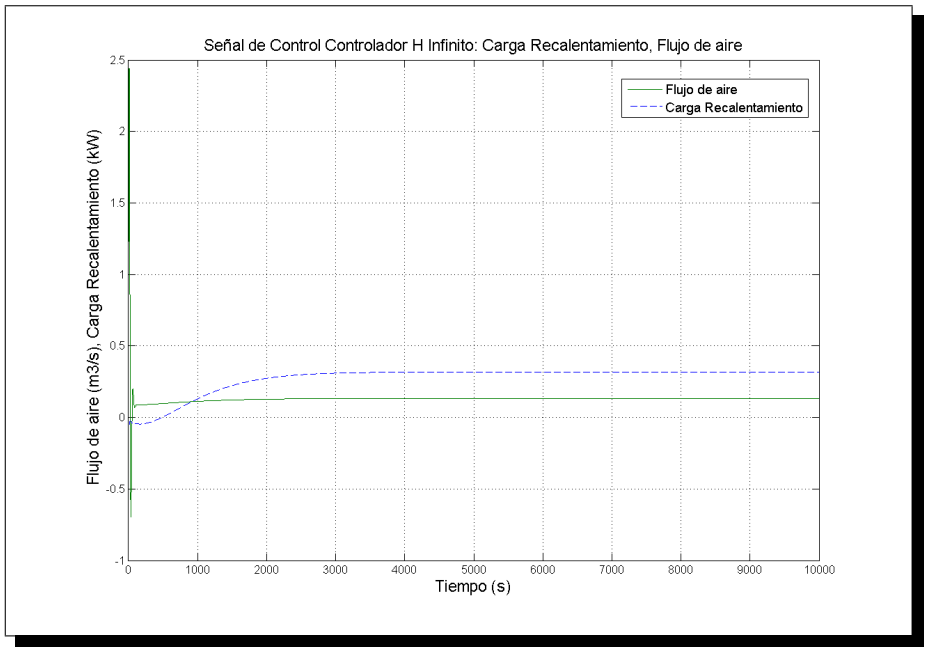


Fig. 28: Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento

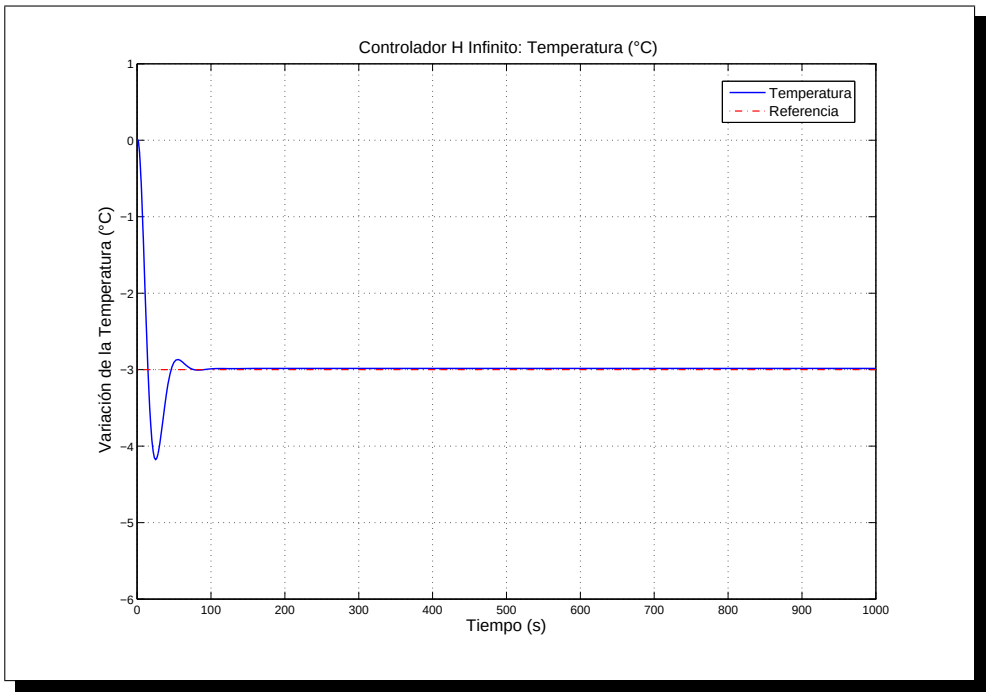


Fig. 29: Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Temperatura

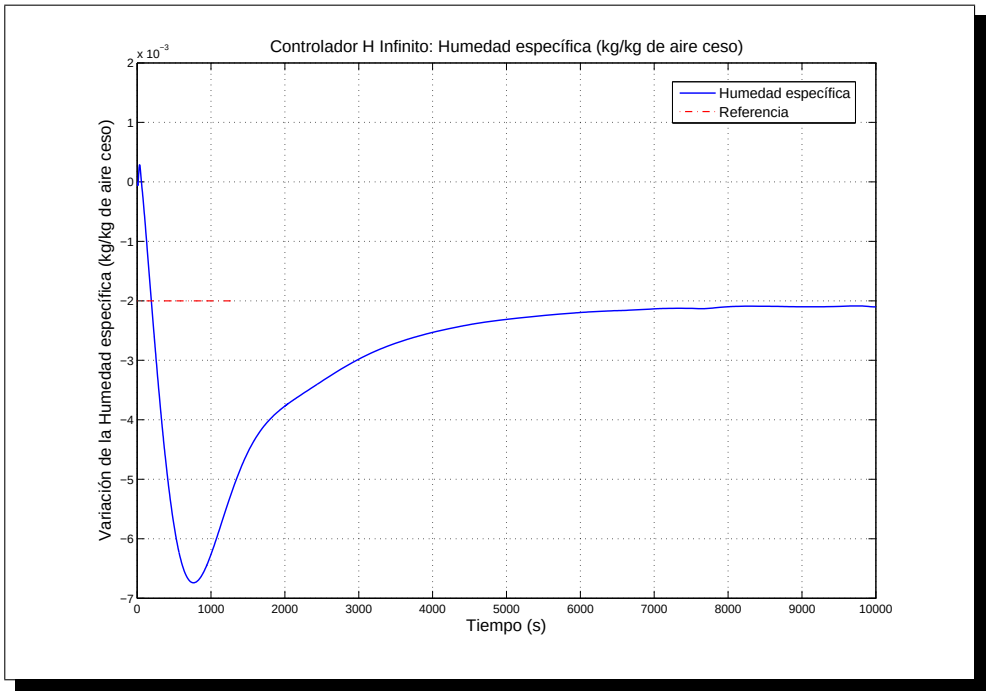


Fig. 30: Simulación del sistema con el Controlador H_∞ . Humedad

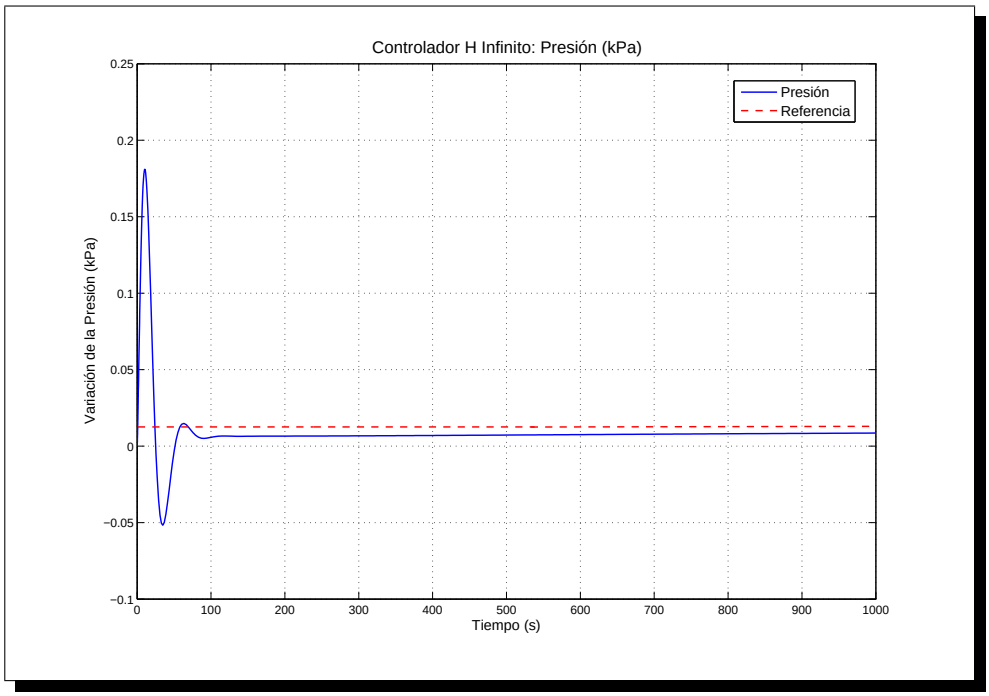


Fig. 31: Simulación del sistema con el Controlador H_∞. Presión

Las anteriores simulaciones corresponden al Controlador H_∞ diseñado con pesos de incertidumbre "w_I" y desempeño " w_P" anteriormente descritos. La respuesta de la Temperatura muestra un error aceptable de estado estacionario mientras que en las respuestas para la Humedad y la Presión permanece cierto error comparandolo con las respuestas de otros controladores diseñados, p. ej. el PID SIMC mostrado posteriormente en las figuras 40 y 41. Si bien, podrían escogerse otros peso con el fin de corregir mejor el error en estado estacionario, los pesos w_I y w_P escogidos permiten tener en cuenta las dinámicas no modeladas e incertidumbres asociadas con la linealización del modelo. Cuando se simula el controlador H_∞ con el modelo no lineal (Figuras 83 a 85) este es el controlador con mejor desempeño.

5.2. Controladores Desacoplados.

La mayoría de los controladores multivariables utilizados en la industria son descentralizados [14]. Estos controladores son un arreglo de controladores sencillos en una estructura diagonal. Astrom y Hägglund en [15] y [16] describen los inconvenientes que se presentan al utilizar este tipo de controlador: Interacción entre las señales y Dificultad en la sintonía de los lazos de control independientes. En nuestro caso utilizando un controlador de este tipo tendríamos tres lazos de control SISO. El primer problema que debe resolverse es ¿como se deben conectar los controladores?, es decir, elegir con cuales de las señales de control $\mathbf{u} = (f,\ M_{ref},\ Q_{reheat})$ se controlarán cada una de nuestras salidas $\mathbf{y} = (T_2,\ W_2,\ P)$. Por ejemplo ¿la humedad (W_2) se ha de conectar con el flujo de aire (f) , con el flujo de refrigerante (M_{ref}), ó con la resistencia (Q_{reheat})?

Las dificultades al utilizar control descentralizado son debidas a la interacción entre las señales. Skogestad [12] y Luybeng [14] Exponen una serie de pasos y herramientas para el análisis y diseño de controles descentralizados. A continuación calcularemos varios parámetros como los Ceros en el semiplano derecho, RGA (Relative Gain Array) y SVD (Singular Value Descomposition) y utilizando criterio de ingeniería (engineering judgment) [14] se seleccionan las mejores conexiones entrada salida o emparejamientos.

Ceros Multivariables.

Los ceros multivariables del sistema se calculan para los valores de $\mathbf{z}$ donde la ecuación: $\begin{bmatrix} \mathbf{A} - \mathbf{zI} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{D} \end{bmatrix}$ pierde rango.

Con la la función "*tzero*" de Matlab nos resulta: $\mathbf{z_i} = (-12,8609;\ -0,32)$

Por estar ambos en el semiplano izquierdo, no se preve limitación fundamental en el control [12].

Valores Singulares.

Para el estado estacionario tenemos la siguiente descomposición de valores singulares.

$G\,(0) = U\Sigma V' =$

$$\begin{bmatrix} -0,00 & 0,9992 & -0,039 \\ -1,00 & -0,0000 & 0,0000 \\ -0,00 & 0,0390 & 0,9992 \end{bmatrix} \times 10^{12} \times \begin{bmatrix} 5,4241 & 0 & 0 \\ 0 & 0,00 & 0 \\ 0 & 0 & 0,00 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} -0,0008 & 0,9611 & 0,2763 \\ 1,0000 & -0,0017 & 0,0090 \\ -0,0091 & -0,2762 & 0,9610 \end{bmatrix}'$$

En la descomposición de valores singulares las columnas de la matriz U representan las direcciones de salida de la planta, Σ la matriz de ganancias y la matriz V' los vectores de entrada. A continuación se realizará un análisis expuesto por Skogestad [12] para tener una idea de como

interactúan las señales de entrada en la respuesta del sistema. La magnitud y signo de los componentes de cada vector en V' nos indica en que proporción y sentido contribuye cada entrada en la ganancia del sistema. Por ejemplo, para $G(0)$ revisando los signos y los elementos de cada vector V' (Entrada) podemos concluir lo siguiente: La ganancia mayor $5,4241 \times 10^{12}$ ocurre para la entrada en la dirección: $(-0,0008\ 1,0000\ -0,0091)'$. El valor de 1 nos representa un aumento cuando las otras entradas se reducen solo: -0.008 y -0.0091 (no se contrarrestan). Los restantes valores en la matriz V, nos sugiere pensar en una interacción no tan fuerte.

Una revisión de la Figura 24, nos lleva a revisar la descomposición de valores singulares en las frecuencias donde las curvas cruzan la ganancias 0 dB. Con estas frecuencias se puede tener una idea del ancho de banda del sistema [29]. Estas frecuencias corresponden a $w_{B1} = 0,136$ y $w_{B2} = 0,000676$ (rad/seg) para el máximo y segundo valor singular respectivamente.

Para $w_{B1} = 0,136$ donde el máximo valor singular se hace cero tenemos:

$$G(0,136) = U\Sigma V' =$$

$$\begin{bmatrix} -0,9967 & -0,0805 & 0,0016 \\ -0,0002 & -0,0170 & -0,9999 \\ 0,0806 & -0,9966 & 0,0169 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0,8032 & 0 & 0 \\ 0 & 0,0312 & 0 \\ 0 & 0 & 0,0002 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0,9039 & -0,4274 & -0,0172 \\ 0,4064 & 0,8457 & 0,3459 \\ -0,1333 & -0,3196 & 0,9381 \end{bmatrix}'$$

De modo similar al análisis realizado para $G(0)$, revisando los vectores de entrada V' de $G(0,136)$, la ganancia mayor $0,8032$ ocurre para la entrada en la dirección: $(0,09039\ 0,4064\ -0,1333)'$. Aquí dos de las entradas: 0,9093 y 0,4064 influyen significativamente en esta ganancia (mismo sentido). Es para el segundo vector singular de entrada $(-0,4274\ 0,8457\ -0,3196)'$ en donde se muestra interacción. La ganancia de 0,0312 se obtiene cuando se incrementa la segunda salida en 0,8457 y se mueven las restantes entradas en sentido opuesto -0,4274 y -0,3196 = -0,747 .

Un análisis similar es expuesto por W. L. Luybeng en [14] para la inspección de las matrices U (Salida). Las matrices $U(0)$ y $U(0,136)$ en las frecuencias 0 y 0,136, nos muestran que los valores máximos en cada vector son cercanos a uno, mientras los restantes son pequeños. Por tanto las salidas provienen de mover principalmente una de las entradas.

Matriz de Ganancias Relativas. RGA.

En Skogestad [12] se define el RGA de como: $RGA(\mathbf{G}) = \Lambda(\mathbf{G}) = \mathbf{G} \otimes (\mathbf{G^{-1}})'$. Donde $\otimes$ denota la multiplicación elemento por elemento. También se resumen dos reglas de apareamiento de acuerdo al cálculo del RGA.

- Regla 1. Preferible aparear de tal modo que el sistema reorganizado tenga los elementos λ_{ij} del RGA en la diagonal cercanos a la identidad para las frecuencias alrededor del ancho de banda.
- Regla 2. Evitar (si es posible) aparear en elementos negativos del RGA en estado estacionario.

Ver Figuras 20, 21 y 22 con las gráficas en la frecuencia. Evaluando para $\Lambda(\mathbf{G}(0))$ y $\Lambda(\mathbf{G}(\mathbf{0,136}))$:

$$\Lambda\left(\mathbf{G}\left(0\right)\right) = \begin{bmatrix} 0,0605 & 0,3313 & 0,6082 \\ -0,0006 & 0,6687 & 0,3319 \\ 0,9401 & 0 & 0,0599 \end{bmatrix}$$

$$\Lambda\left(\mathbf{G}\left(0,136\right)\right) = \begin{bmatrix} 0,1092 & 0,0048 & 0,8860 \\ 0,0056 & 0,9952 & -0,0008 \\ 0,8852 & 0 & 0,1148 \end{bmatrix}$$

Teniendo en cuenta la descomposición en valores singulares se nota que existe interacción entre las entradas y salidas. La revisión de los vectores de las matrices U(Salida), muestran un resultado positivo en el caso de que se configure un control descentralizado, ya que dada una salida, las entradas no se contrarrestan.

Recordemos cuales que nuestras entradas y salidas son: $\mathbf{u} = (f,\ M_{ref},\ Q_{reheat})'$ y $\mathbf{y} = (T_2,\ W_2,\ P)'$ respectivamente.

Según los arreglos de ganancias relativas el mejor modo de aparear es: Salida y_1 con entrada u_3; la temperatura T_2 con la carga de la resistencia Q_{reheat}. Salida y_2 con entrada u_2; la humedad W_2 con el flujo de refrigerante M_{ref}. Salida y_3 con entrada u_1; la presión P con el flujo de aire f. Cumpliéndose en todos los casos con las reglas uno y dos (en este apareamiento resultan los elementos de la off-diagonal cercanos a uno).

Revisando los arreglos de ganancias relativas en estado estacionario también resulta posible aparear: Salida y_3 con entrada u_1; apareamiento natural de la presión P con el flujo de aire f . La salida y_1 con la entrada u_2; La temperatura T_2 con el flujo de refrigerante M_{ref}. Se cumplen reglas uno y dos. Cumpliendo también estas reglas, la última opción será aparear y_2 con u_3: La humedad del cuarto W_2 con el calor de la resistencia Q_{reheat}.

Como se puede ver, existen dos modos posibles de realizar el apareamiento para las salidas y_1 y y_2 con las entradas u_2 y u_3. En la revisión uno a uno de los ceros en los elementos de la matriz $\mathbf{G}$, la existencia de un cero en $1,21 \times 10^{-17}$ para el elemento $G(1,3)$ nos hace pensar en el segundo apareamiento para evitar limitaciones en el control [12] pag. 5.6.5. Esta limitación es palpable en la implementación de un controlador On-Off (Sección 4.2.1), presentándose errores de cálculo cuando se intenta controlar la temperatura T_2 con la carga de la resistencia Q_{reheat}. Las dos alternativas para el apareamiento de las variables manipulada y controlada son las mostradas en el Cuadro 12:

Alternativa I (Menor interacción)			
	y_3 con u_1	y_1 con u_3	y_2 con u_2
Variable de Entrada:	f	Q_{reheat}	M_{ref}
Variable de Salida:	P	T_2	W_2
Alternativa II			
	y_3 con u_1	y_1 con u_2	y_2 con u_3
Variable de Entrada:	f	M_{ref}	Q_{reheat}
Variable de Salida:	P	T_2	W_2

Tab. 12: Estructuras de apareamiento factible

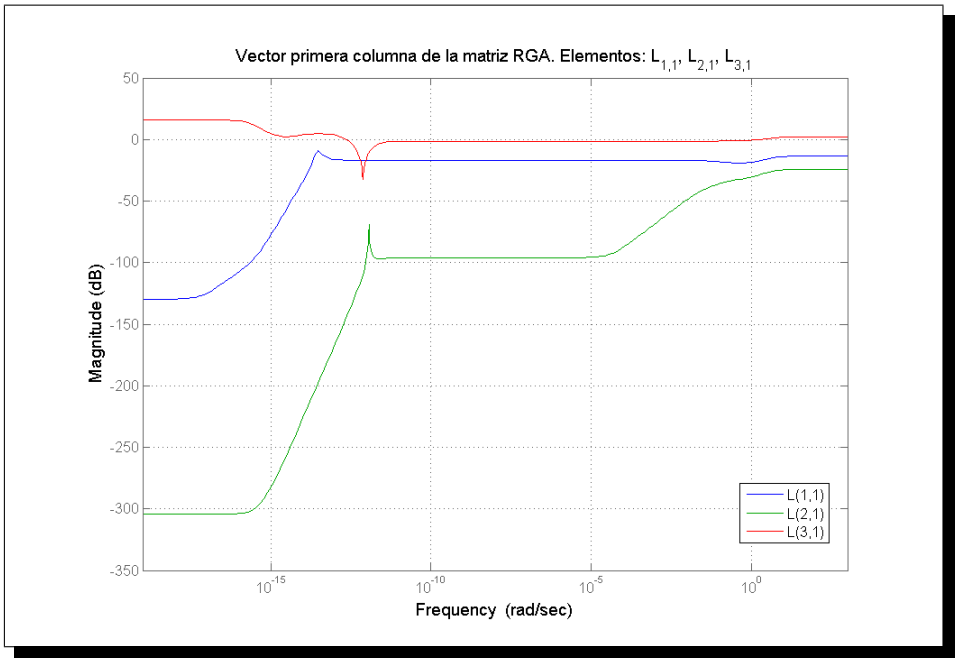


Fig. 32: Vector primera columna de la matriz RGA

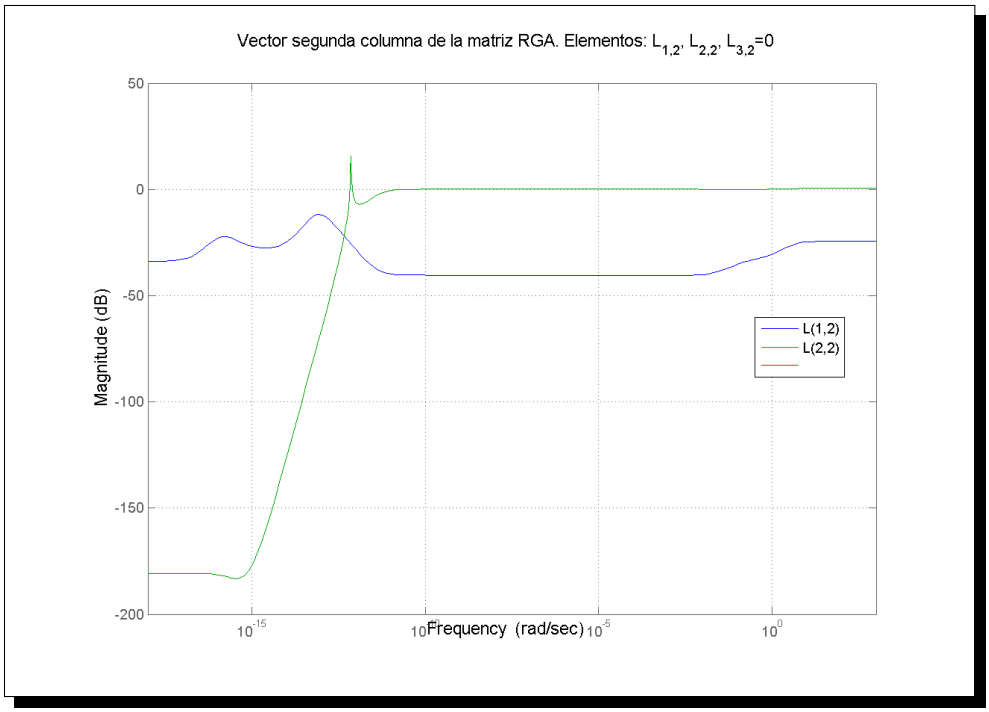


Fig. 33: Vector segunda columna de la matriz RGA

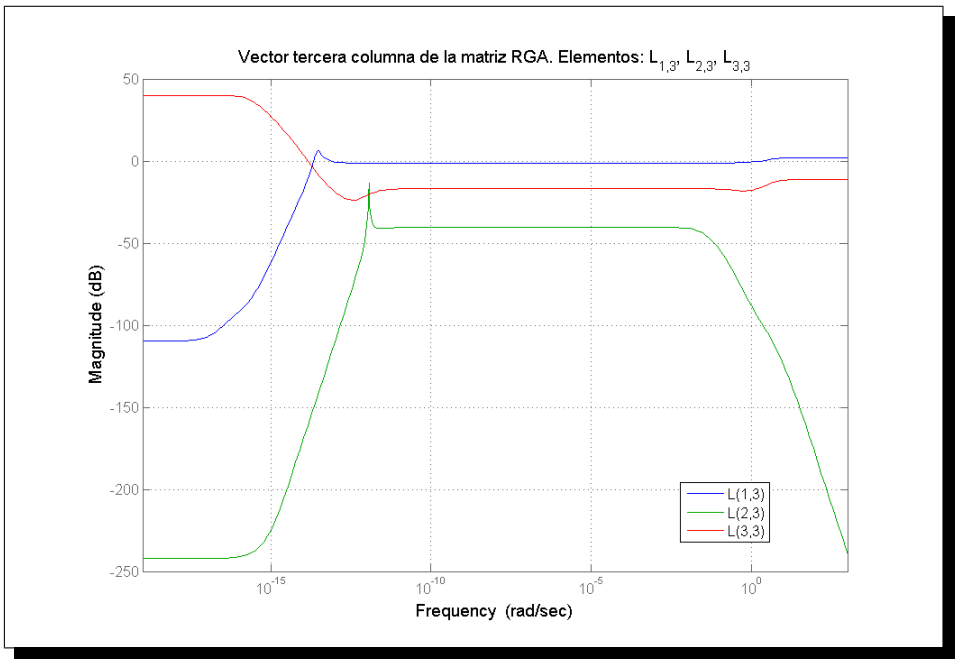


Fig. 34: Vector tercera columna de la matriz RGA

Se observa en las gráficas anteriores que la magnitud de los elementos del RGA cambian de acuerdo a la frecuencia. En la Figura 32 se observa como el elemento $\lambda_{(3,1)}$ que representa el apareamiento de la Presión con el Flujo de aire es siempre cercano a uno (0 dB). Se verifica así el fuerte acoplamiento que existe entre estas dos variables. Para la Temperatura y Humedad, el mejor modo de aparear puede cambiar con respecto a la frecuencia. De las Figuras 33 y 34, en medias y altas frecuencias se observa como los elementos $\lambda_{(2,2)}$ y $\lambda_{(1,3)}$ cercanos a uno sugieren aparear de acuerdo a la Alternativa I de apareamiento, ver Cuadro 12.

5.2.1. Control PI Descentralizado.

Las técnicas de sintonización para los controladores multi lazo SISO en sistemas multivariables son muy diversas. Debido a las interacciones, puede ser difícil controlar tales sistemas lazo a lazo Astrom [15]. Los métodos de sintonía utilizados en sistemas de una entrada una salida se han extendido a sistemas multivariable. Astrom en [17] propone el Desacoplamiento Estático para el cálculo simultaneo de controladores PI. El método "Relay Feedback" y las formulas de Ziegler-Nichols son algunas de las más utilizadas como extensión de los sistemas SISO. Para evaluar las dos estructuras de apareamiento factible en el control descentralizado de nuestra planta emplearemos controladores PI independientes sintonizados utilizando las reglas de SIMC (Skogestad/Simple IMC, Diseño PID para sistemas de primer y segundo orden con retardo)[12], el método BLT expuesto por W. L. Luybeng [14] y la sintonía secuencial de controladores D. Semino [18].

D. Semino en [18] explica la extensión del la sintonía por medio del Relay a sistemas MIMO. El método consiste en el cálculo secuencial de los controladores. Se empieza por los lazos de control más rápidos haciéndose cero las constantes de los controladores por sintonizar. La ventaja de las técnicas de sintonía secuenciales consisten en que tienen en cuenta la relación entre las salidas y las señales de control cuando los otros lazos se encuentran cerrados.

Inicialmente se calculan los controladores descentralizados sintonizando cada controlador PI utilizando las reglas de sintonía SIMC para cada los elementos de la diagonal en la matriz de funciones de transferencia $\mathbf{G}$, en la cual se han rearreglado las columnas o filas de acuerdo a el apareamiento escogido. Llamaremos a esta matriz $\mathbf{G_m}$.

5.2.1.1. Evaluación de las Alternativa I y Alternativa II de apareamiento para Control Descentralizado utilizando el método de sintonía SIMC. En el método SIMC mencionado por Skogestad [12] se derivan reglas simples de reducción de modelo y sintonía de controladores PID basado en las ideas de sintonía IMC (Internal Model Control) para controladres PID. El procedimiento de diseño para controladores PI se resume en dos pasos:

- Paso 1. Teniendo el modelo inicial de la forma $G_0 = \frac{\prod_j \left(-T_{j0}^{inv} s+1\right)}{\prod_i (\tau_{i0} s+1)} e^{-\theta s}$, obtener un modelo de primer orden más retardo (FOTD): $G = k\frac{e^{-\theta s}}{(\tau s+1)}$. El problema de obtener los parámetros del modelo (k, θ, $y\ \tau$) puede ser establecido como un problema de optimización [12].

  Skogestad propone unas reglas analíticas simples para la reducción u obtención del modelo FOTD. Estas son basadas en la aproximación $e^{-\theta s} \approx 1 - \theta s$ (para la aproximación de un cero en el semiplano derecho como un retardo) y $e^{-\theta s} \approx {}^{1}/_{(1+\theta s)}$ (para la aproximación de un retraso como un retardo)

  De acuerdo con la regla de la mitad de Skogestad, los parámetros θ, $y\ \tau$ pueden ser aproximados como:

  $\tau = \tau_{10} + \frac{\tau_{20}}{2}$; $\theta = \theta_0 + \frac{\tau_{20}}{2} + \sum_{i\geq 3} \tau_{i0} + \sum_j T_{j0}^{inv} + \frac{h}{2}$; (h es el periodo de muestreo en implementación digital).

  Para aproximar las constantes de tiempo positivas en el numerador se utilizan las siguientes reglas:

$$\frac{T_0 s+1}{\tau_0 s+1} \approx \begin{cases} {}^{T_0}/_{\tau_0} & para\, T_0 \geq \tau_0 \geq \theta & (Regla\, T1) \\ {}^{T_0}/_{\theta} & para\, T_0 \geq \theta \geq \tau_0 & (Regla\, T1a) \\ 1 & para\, \theta \geq T_0 \geq \tau_0 & (Regla\, T1b) \\ {}^{T_0}/_{\tau_0} & para\, \tau_0 \geq T_0 \geq 5\theta & (Regla\, T2) \\ \frac{(\tilde{\tau}_0/\tau_0)}{(\tilde{\tau}_0 - T_0)s+1} & para\, \tilde{\tau}_0 \overset{def}{=} min\,(\tau_0,\ 5\theta) \geq T_0 & (Regla\, T3) \end{cases} \tag{52}$$

- Paso 2. Deducción de los parámetros del controlador PI como si estos se trataran de un modelo de primer orden. La regla de sintonía para el controlador PI de la forma: $C_{PI} = K_c \times \left(1 + \frac{1}{\tau_{Ii} \times s}\right)$ es:

$$K_c = \frac{1}{k}\frac{\tau}{(\tau_c + \theta)}, \quad \tau_I = min\,(\tau,\ 4\,(\tau_c + \theta)) \tag{53}$$

El parámetro τ_c puede escogerse libremente teniendo en cuenta que:

1. Para respuesta rápida y buen rechazo a perturbaciones escoger τ_c pequeño.
2. Para estabilidad, robustez y pequeñas variaciones en la entrada escoger un valor de τ_c grande.
3. Una buena alternativa buscando tener respuesta rápida y robustez es escoger: $\tau_c = \theta$

Los elementos de la diagonal de la matriz de transferencia $\mathbf{G}$ (ver ecuación 51) rearreglada ($\mathbf{G_m}$) de acuerdo a la Alternativa I de apareamiento según la Cuadro (12) son:

$$G(1,3) = G_m(1,1) = G_{T_2} = \frac{0{,}02083\times s^6+0{,}3882\times s^5+1{,}763\times s^4+2{,}465\times s^3+0{,}3388\times s^2-0{,}008009\times s-9{,}63\times 10^{-20}}{s^7+19{,}73\times s^6+102\times s^5+163{,}8\times s^4+23{,}43\times s^3+0{,}6321\times s^2+0{,}002334\times s+2{,}962\times 10^{-19}}$$

$$G(2,2) = G_m(2,2) = G_{W_2} = \frac{-2{,}48\times 10^{-5}\times s^3+0{,}0003266\times 10^{-8}\times s^2-9{,}771\times 10^{-5}\times s-4{,}221\times 10^{-7}}{s^6+15{,}93\times s^5+41{,}43\times s^4+6{,}112\times s^3+0{,}1659\times s^2+0{,}0006133\times s+7{,}782\times 10^{-20}}$$

$$G(3,1) = G_m(3,3) = G_P = \frac{0{,}2829}{s+3{,}806}$$

Para obtener los modelos de primer orden mas retardo es necesario llevar estos modelos al formato de constantes de tiempo: $\frac{\prod_j\left(-T_{j0}^{inv}s+1\right)}{\prod_i(\tau_{i0}s+1)}e^{-\theta s}$:

$$G_{T_2} = -0,3259\times\frac{(0{,}0788\times s+1)\times(0{,}3244\times s+1)\times(0{,}3695\times s+1)\times(8{,}2884\times s+1)\times(33{,}2414\times s+1)\times\left(-8{,}2969\times 10^{16}\times s+1\right)}{(0{,}0787\times s+1)\times(0{,}2644\times s+1)\times(0{,}3239\times s+1)\times(8{,}2615\times s+1)\times(33{,}7229\times s+1)\times(228{,}1712\times s+1)\times(7{,}8798\times 10^{15}\times s+1)}$$

$$G_{W_2} = -5,4241\times 10^{12}\times\frac{(0{,}0777\times s+1)\times(3{,}3134\times s+1)\times(228{,}0943\times s+1)}{(0{,}0787\times s+1)\times(0{,}326\times s+1)\times(8{,}2613\times s+1)\times(33{,}726\times s+1)\times(228{,}1118\times s+1)\times(7{,}881\times 10^{15}\times s+1)}$$

$$G_P = \frac{0{,}07433}{0{,}2627\times s+1}$$

El procedimiento de reducción de modelo mediante las reglas de la mitad de Skogestad puede ser ilustrado con la función de transferencia G_{W_2}. Aquí las constantes de tiempo positivas del numerador: $T_{10} = 228,0943$; $T_{20} = 3,3134$; $T_{30} = 0,0777$ son aproximadas a 1; $\frac{1}{4{,}9479\times s+1}$ y $\frac{1}{0{,}001\times s+1}$ con las constantes del denominador: $\tau_{20} = 228,1118$; $\tau_{40} = 8,2613$; $\tau_{60} = 0,0787$ respectivamente.

Utilizando las reglas de reducción del Paso 1: T2, T3 y T3. Los parámetros del modelo FOTD corresponden a:

$$\tau = \tau_{10} + \frac{\tau_{20}}{2} = 7,881 \times 10^{15} + \frac{33,726}{2} = 7,881 \times 10^{15}$$
$$\theta = \theta_0 + \frac{\tau_{20}}{2} + \sum_{i \geq 3} \tau_{i0} + \sum_j T_{j0}^{inv} + \frac{h}{2} = 0 + \frac{33,726}{2} + 4,9479 + 0,326 + 0,001 = 22,1379$$

Luego, el modelo reducido de primer orden mas retardo (FOTD) para la humedad es:

$$G_{rW_2} = \frac{-5,4241 \times 10^{12}}{7,881 \times 10^{15} \times s + 1} \times e^{-22,1379s}$$

Del modo similar al anterior, aproximamos ahora para la temperatura las constantes positivas del numerador $T_{30} = 8,2884$; $T_{40} = 0,3695$; $T_{50} = 0,3244$; $T_{60} = 0,0788$ todas a uno (1) con las constantes del denominador: $\tau_{40} = 8,2615$; $\tau_{50} = 0,3239$; $\tau_{60} = 0,2644$; $\tau_{70} = 0,0787$. En estas aproximaciones se utiliza la regla T1b. La constante positiva del numerador $T_{20} = 33,2414$ es aproximada a $\frac{1}{0,552 \times s+1}$ utilizando la constante del denominador $\tau_{30} = 33,7229$ utilizando la regla T3.

El modelo simplificado queda entonces: $G_{rT_2} = -5,4241 \times 10^{12} \frac{\left(-8,2969 \times 10^{16} \times s+1\right)}{(7,8798 \times 10^{15} \times s+1)} \times \frac{1}{0,552 \times s+1} \times \frac{1}{228,1712 \times s+1}$. Mediante técnicas de optimización este modelo se puede reducir a:

$$G_{rT_2} = \frac{3,431}{228,1712 \times s + 1}$$

Con el fin de comparar los modelos, se presentan a continuación en las Figuras 35 y 36 la respuesta al escalón unitario para cada uno de los casos.

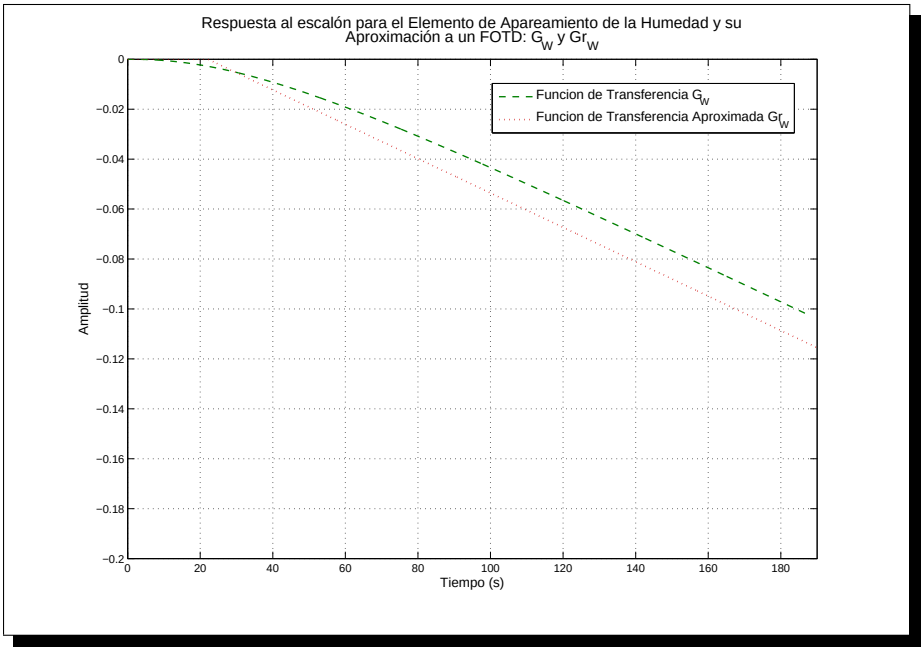


Fig. 35: Respuesta al escalón para el Elemento de Apareamiento de la Humedad y su aproximación a un FOTD. Alternativa I de Apareamiento.

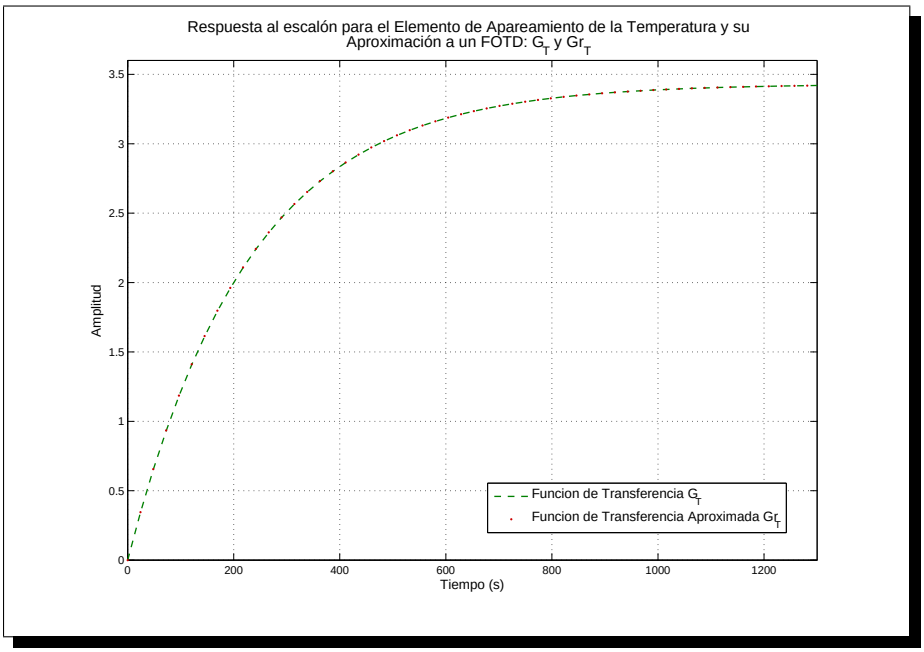


Fig. 36: Respuesta al escalón para el Elemento de Apareamiento de la Temperatura y su aproximación a un FOTD. Alternativa I de Apareamiento.

En la figura 35 se muestra la dinámica de la respuesta al escalón unitario de G_{W_2} (línea a rayas) y su modelo reducido G_{rW_2} (linea punteada). El ajuste es bastante aceptable. En la figura 36 realizamos lo mismo para G_{T_2} y G_{rT_2}. El ajuste es casi perfecto.

A continuación se presentan los parámetros de los controladores PI (Cuadro 13) obtenidos utilizando los modelos reducidos y de primer orden: G_{rT_2}, G_{rW_2}, y G_P como también las ecuaciones en (53) para control descentralizado utilizando la Alternativa I de Apareamiento. En resumen:

Parametros de los controladores PI calculados con el SIMC PID. Alternativa I de apareamiento		
Planta	K_c	τ_I
G_{T_2}	0,8987	228,2
G_{W_2}	-32,82	177,12
G_P	13,454	0,2627

Tab. 13: Parametros de los controladores calculados con el SIMC PID. Control Descentralizado. Alternativa I de apareamiento.

En las siguientes Figuras 37 a 41 se presentan los resultados de las simulaciones obtenidas utilizando los controladres PI descentralizados, alternativa I de apareamiento, sintonizados con el método SIMC PID. Para las simulaciones se coloca en la salida de la señal de control un saturador para delimitar el rango de esta señal.

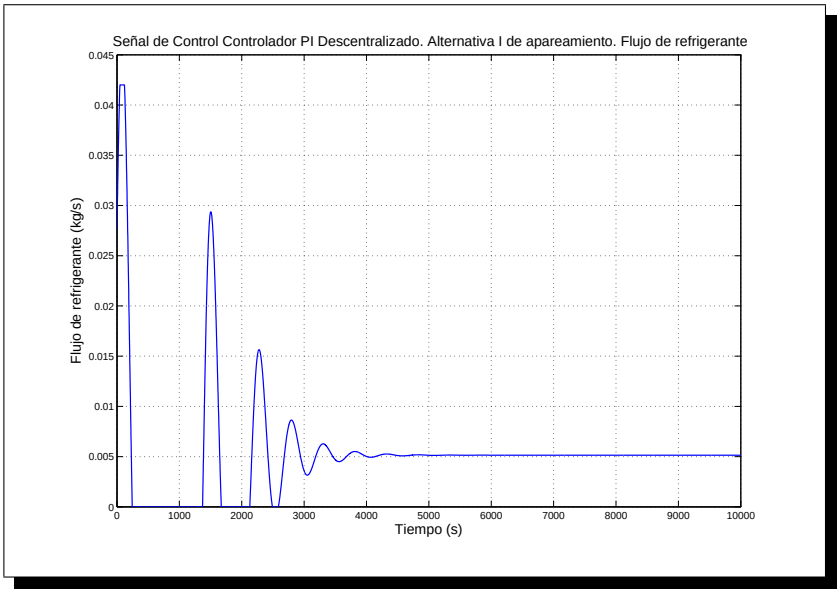


Fig. 37: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Señal de control: Flujo de refrigerante

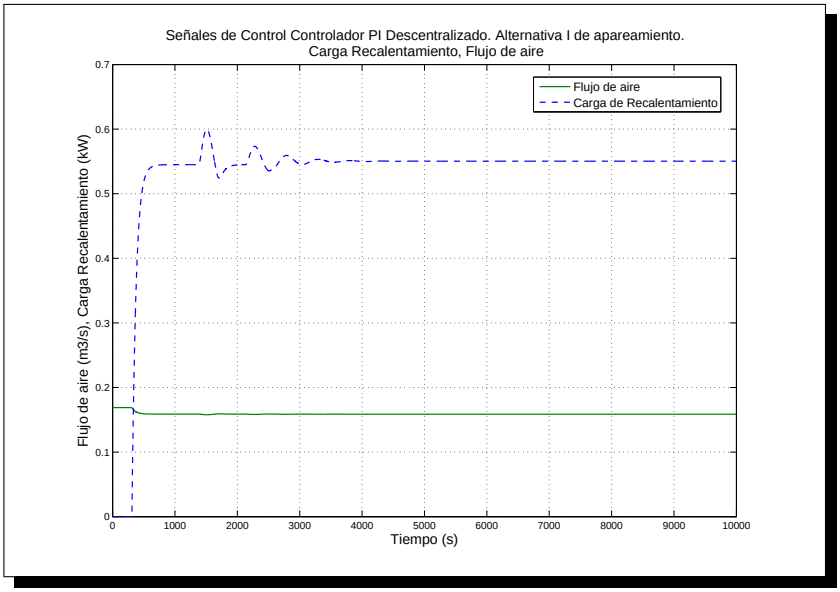


Fig. 38: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento

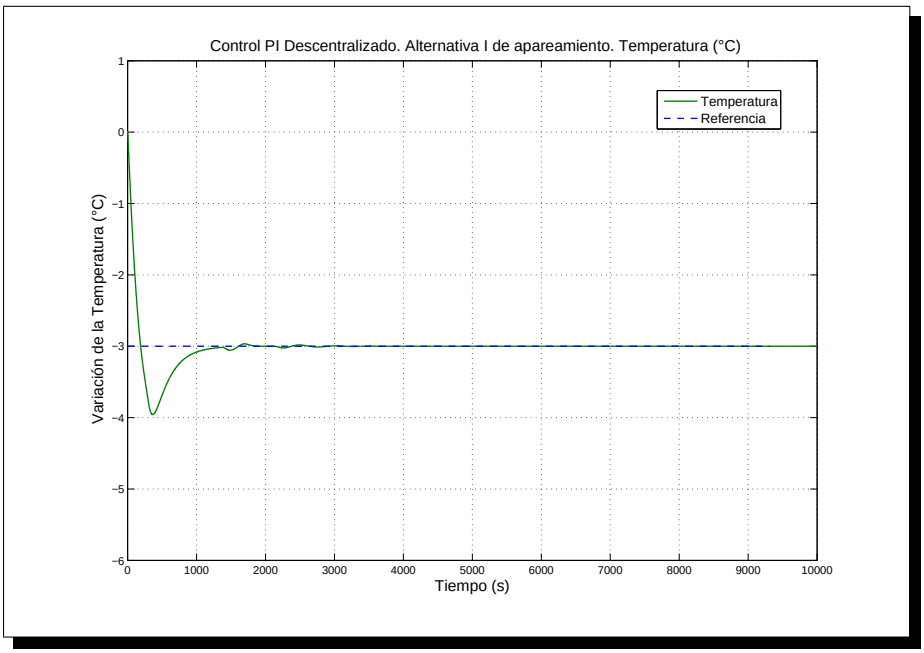


Fig. 39: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Temperatura

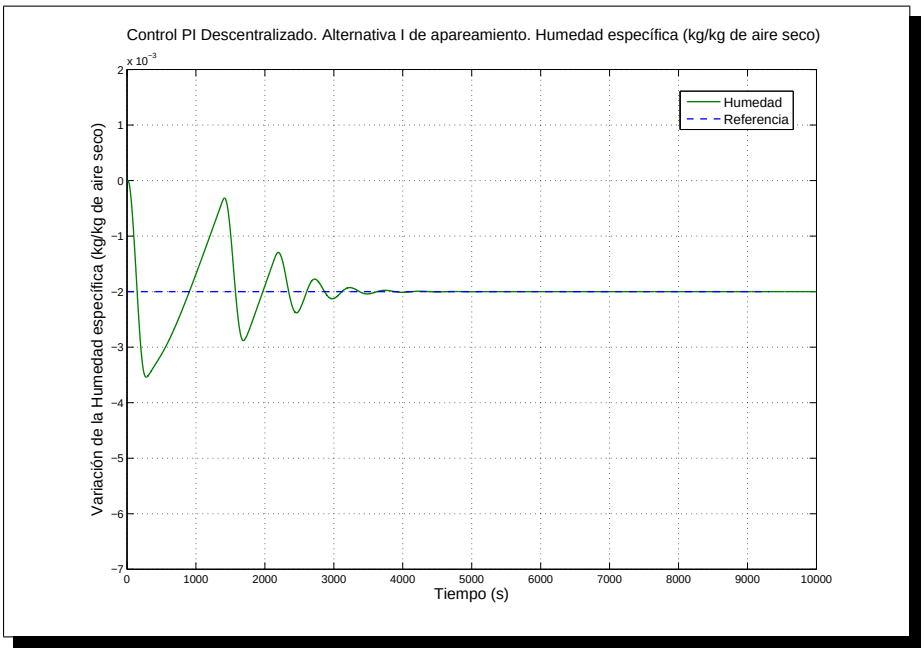


Fig. 40: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Humedad

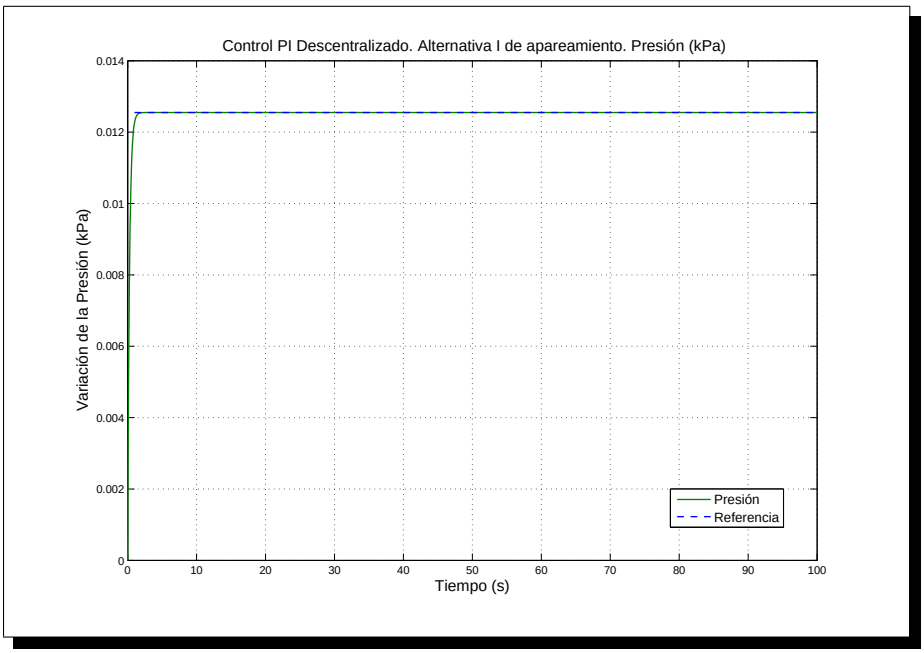


Fig. 41: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa I de Apareamiento. Presión

Comparando estas respuesta con el Controlador Robusto H_∞, cuyas simulaciones se encuentran de la figura 27 a la 31, vemos una notable mejoría de la respuesta transitoria en todo sentido: Sobrepico, Tiempo de establecimiento y Error de estado estacionario.

A continuación se presentan en el Cuadro 14 los parámetros de los controladores PI descentralizado calculados con el método SIMC PID y escogiendo la alternativa II de apareamiento. Esto con el fin de evaluar cuál es la mejor forma de aparear.

Parametros de los controladores PI calculados con el SIMC PID. Alternativa II de apareamiento.		
Planta	K_c	τ_I
G_{T_2}	-0,604	37,3786
G_{W_2}	527,26	1210,01
G_P	13,454	0,2627

Tab. 14: Parametros de los controladores calculados con el SIMC PID. Control Descentralizado. Alternativa II de apareamiento.

La simulaciones de los controladores PI descentralizados calculados con el método SIMC PID y escogiendo la alternativa II de apareamiento se muestran en las figuras 42 a 44.

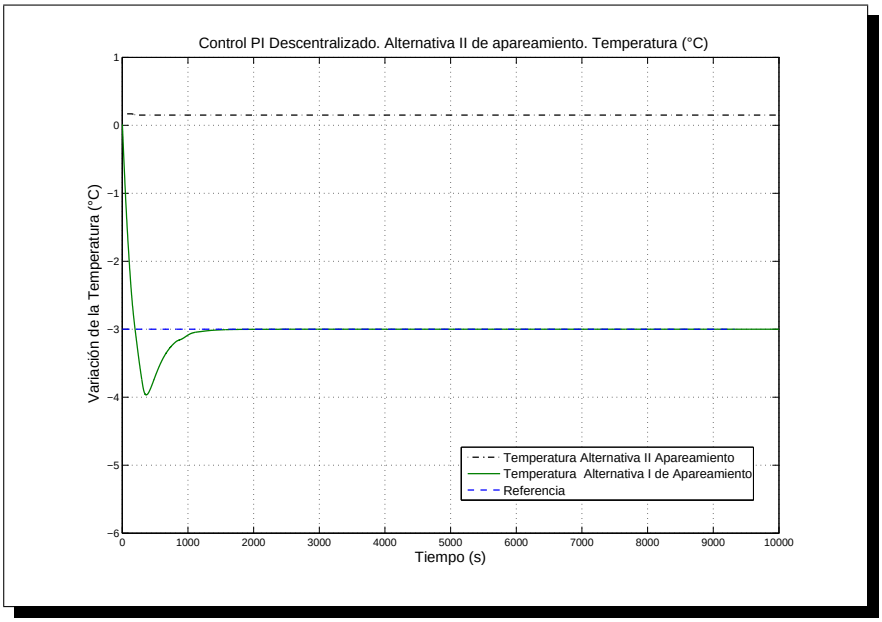


Fig. 42: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa II de Apareamiento. Temperatura.

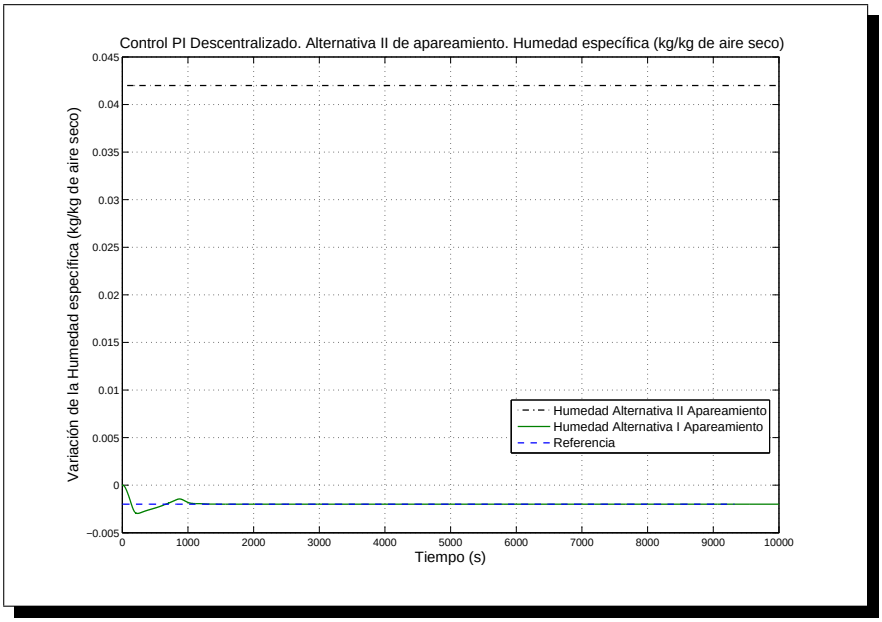


Fig. 43: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa II de Apareamiento. Humedad.

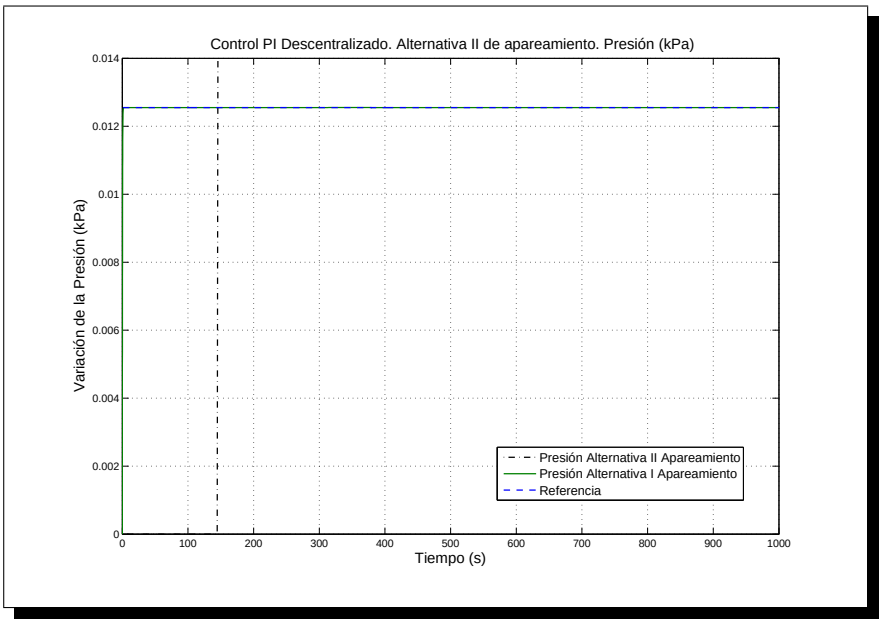


Fig. 44: Simulación del sistema con el Controlador PI Descentralizado. Alternativa II de Apareamiento. Presión.

Al evaluar las respuestas de la Alternativa II de apareamiento en las figuras 42 a 44 sintonizando los controladores PI utilizando el método de sintonía SIMC propuesto por Skogestad, resulta la Alternativa I (Ver Figuras 37 a 41), también utilizando sintonía SIMC de Skogestad, como el mejor modo de apareamiento.

5.2.1.2. Control Descentralizado PI con sintonía Secuencial y Control On-Off utilizando la Alternativa II de apareamiento. Conociendo de antemano el apareamiento pobre que resulta en la Alternativa II del cuadro 8, cuyos resultados se muestran en el paragrafo anterior, se insiste en calcular controladores PI con sintonía Secuencial y Control On-Off como una opción adicional. W. L. Luybeng en [14] expone el método BLT (Biggest Log modulus Tuning). Esta técnica se basa en el diagrama de Nyquist multivariable y la desintonía de los parámetros Ziegler-Nichols en los controladores. Con este método se realiza un primer ensayo. Para aplicarlo se siguen los siguientes pasos [14]:

a). Se calculan los parámetros de Ziegler-Nichols para cada controlador PI utilizando los elementos de la diagonal en la matriz de funciones de transferencia $\mathbf{G}$, en la cual se han rearreglado las columnas o filas de acuerdo a el apareamiento escogido. Llamaremos a esta matriz $\mathbf{G_m}$.

$G_{cZNi} = K_{cZNi} \times \left(1 + \frac{1}{\tau_{IZNi} \times s}\right)$ (Para cada controlador PI definido por Luyben)

Los parámetros de Ziegler-Nichols son en realidad los parámetros del PI calculados con el método y las fórmulas de Ziegler-Nichols.

b). Asuma un factor de desintonizacion "F", y recalcule los parámetros Ziegler-Nichols en todos los controladores.

$K_{ci} = K_{cZNi} \div F$, $\tau_{Ii} = \tau_{IZNi} \times F$.

Luego cada lazo nos queda: $G_{ci} = K_{ci} \times \left(1 + \frac{1}{\tau_{Ii} \times s}\right)$

Los valores típicos de F están entre 1.5 y 4. Entre más grande F, más estable el sistema, pero más lento.

c) Defina la función $W_{(i\omega)}$:

$W_{(i\omega)} = -1 + det\left[\mathbf{I} + \mathbf{G_{m(i\omega)}} \times \mathbf{G_{c(i\omega)}}\right]$ donde $\mathbf{G_{c(i\omega)}}$ es la matriz diagonal de todos los controladores SISO K_{ci}.

d) Calcule ahora la función de lazo cerrado $L_{c(i\omega)}$:

$L_{c(i\omega)} = 20 \times log \times \left|\frac{W_{(i\omega)}}{1+W_{(i\omega)}}\right|$

e) Ajuste el factor F hasta que el pico en la curva logarítmica de $L_{c(i\omega)}$ sea igual a 2N

$L_{cm} = 2 \times N$

Aquí, L_{cm} es el módulo logarítmico mayor en la curva $L_{c(i\omega)}$ y N es el número de lazos SISO en el sistema multivariable.

En el paso a), para nuestro caso, se calculan los controladores para los elementos de la diagonal de la matriz de transferencia $\mathbf{G}$ rearreglada: $\mathbf{G_m}$

Estos elementos son:

$$G_m(1,1) = G_{T_2} = \frac{-0{,}04411 \times s^3 - 0{,}5675 \times s^2 - 0{,}002557 \times s - 1{,}52 \times 10^{-18}}{s^6 + 15{,}93 \times s^5 + 41{,}43 \times s^4 + 6{,}112 \times s^3 + 0{,}1659 \times s^2 + 0{,}0006133 \times s + 7{,}782 \times 10^{-20}}$$

$$G_m(2,2) = G_{W_2} = \frac{1{,}006 \times 10^{-8} \times s^3 + 4{,}82 \times 10^{-8} \times s^2 + 6{,}21 \times 10^{-8} \times s + 1{,}463 \times 10^{-8}}{s^7 + 19{,}73 \times s^6 + 102 \times s^5 + 163{,}8 \times s^4 + 23{,}43 \times s^3 + 0{,}6321 \times s^2 + 0{,}002334 \times s + 2{,}962 \times 10^{-19}}$$

$$G_m(3,3) = G_P = \frac{0{,}2829}{s + 3{,}806}$$

Con la finalidad de utilizar una herramienta rápida de cálculo, no se estiman los parámetros de los controladores PI empleando el método de Ziegler-Nichols sino utilizando el SISO Tool de Matlab. Se seleccionan entonces independientemente los compensadores PI con los siguientes parámetros (Cuadro 15). En resumen:

Parametros de los controladores PI sin desintonizar calculados con el SISO Tool de Matlab		
Planta	K_{cZNi}	τ_{IZNi}
G_{T_2}	-16,4408	220
G_{W_2}	2358,8	3200,07
G_P	16,74	0,15

Tab. 15: Parametros de los controladores PI sin desintonizar.

Con estos controladores seguimos iterativamente los pasos b), c), d), y e) hasta encontrar el factor de desintonizacion "F" que nos lleva a tener el pico máximo L_{cm} en la curva L_c igual a $L_{cm} = 2 \times N = 6$. El módulo más alto obtenido es: $L_{cm} = 4,26$. Para este, el factor de desintonización corresponde a F=4,5. Los parámetros del controlador para todos los lazos utilizando las formulas en el paso b) son los siguientes (Cuadro 16):

Parametros de los controladores PI calculados con el factor de desintonización		
Planta	K_{ci}	τ_{Ii}
G_{T_2}	-3,6535	990,11
G_{W_2}	524,1778	14400,5
G_P	3,72	0,675

Tab. 16: Parametros de los controladores PI calculados con el factor de desintonización.

Con el fin de descartar la ganancia negativa $K_{ci} = -3,6535$ en el controlador PI de G_{T_2} recalculamos los parámetros para este controlador utilizando la sintonía secuencial por medio del Relay aplicada a sistemas MIMO expuesta D. Semino en [18]. Los parámetros definitivos obtenidos son los siguientes (Cuadro 17):

Parametros de los controladores PI definitivos		
Planta	K_{ci}	τ_{Ii}
G_{T_2}	0,00478	$6,6389 \times 10^{-6}$
G_{W_2}	524,1778	14400,5
G_P	3,72	0,675

Tab. 17: Parametros de los controladores PI definitivos

A continuación en las Figuras 45 a 51 se presentan los resultados de las simulaciones obtenidas utilizando los controladres PI descentralizados. Para las simulaciones se coloca en la salida de la señal de control un saturador para delimitar el rango de esta señal.

Con la finalidad de tener con que comparar los controladores PI, se configuran controladroes On-Off utilizando Switches On-Off para las señales de control Flujo de Refrigerante (M_{ref}) y Calor de la Resistencia (Q_{reheat}). El emparejamiento de las variables es el mismo descrito en la Alternativa II de apareamiento. La presión se controla con el flujo de aire utilizando controlador PI. El control On-Off descrito equivaldría a disponer de una planta donde se tiene Flujo de aire (f) variable (Sistemas VAV) y encendido y apagado del compresor y la resistencia de recalentamiento.

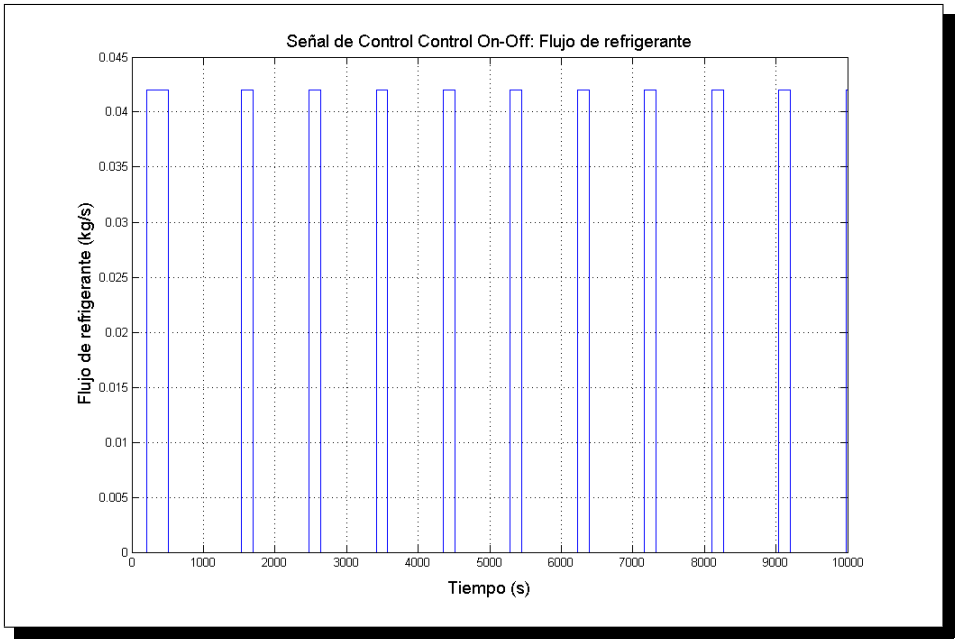


Fig. 45: Simulación del sistema con el Controlador On-Off. Señal de control: Flujo de refrigerante

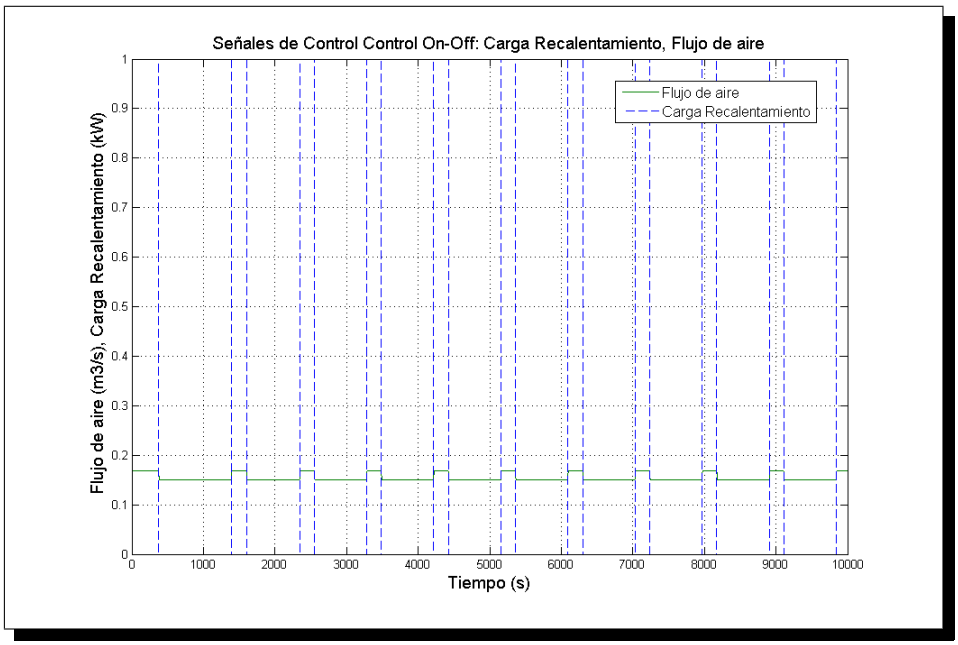


Fig. 46: Simulación del sistema con el Controlador On-Off. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento

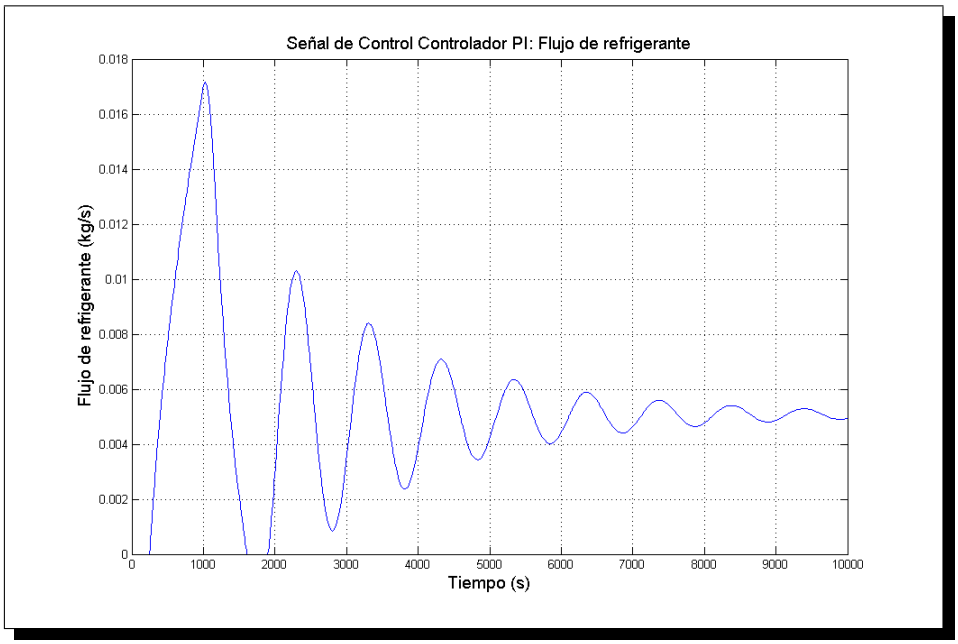


Fig. 47: Simulación del sistema con el Controlador PI. Señal de control: Flujo de refrigerante

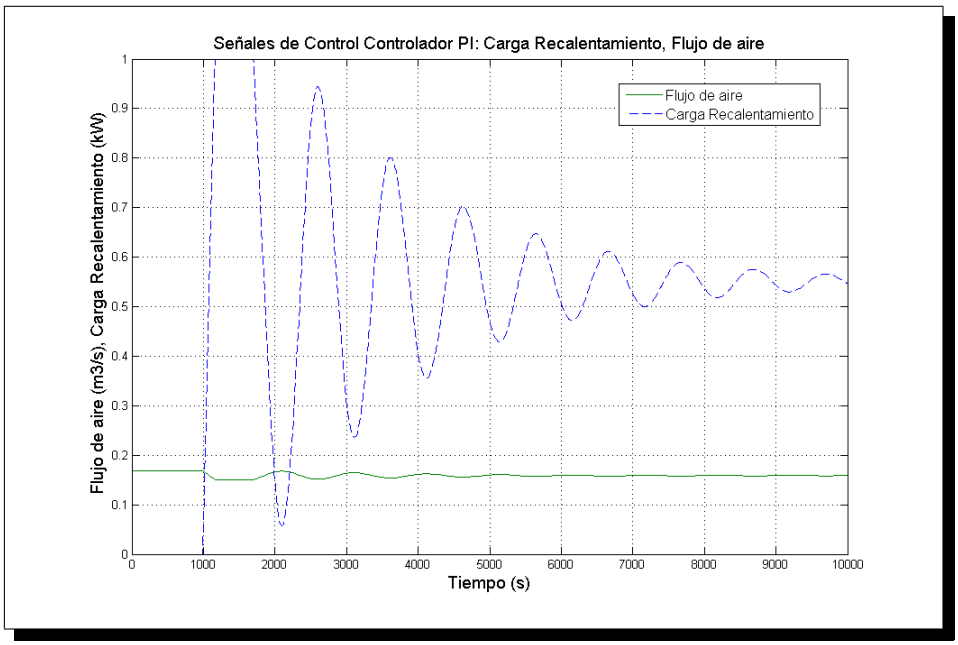


Fig. 48: Simulación del sistema con el Controlador PI. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento

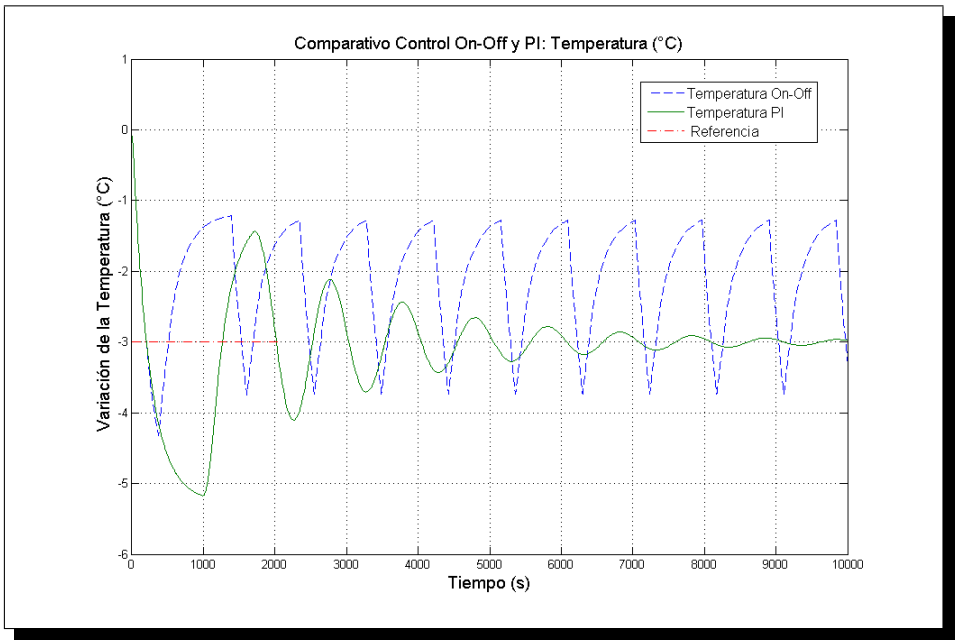


Fig. 49: Simulación Comparativo Control On-Off y PI: Temperatura

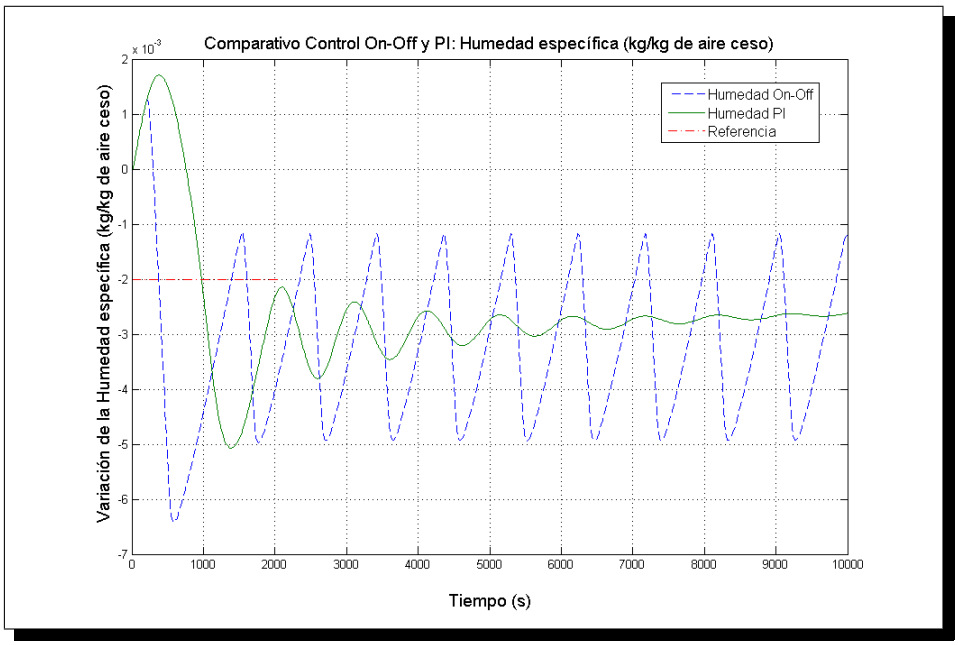


Fig. 50: Simulación Comparativo Control On-Off y PI: Humedad

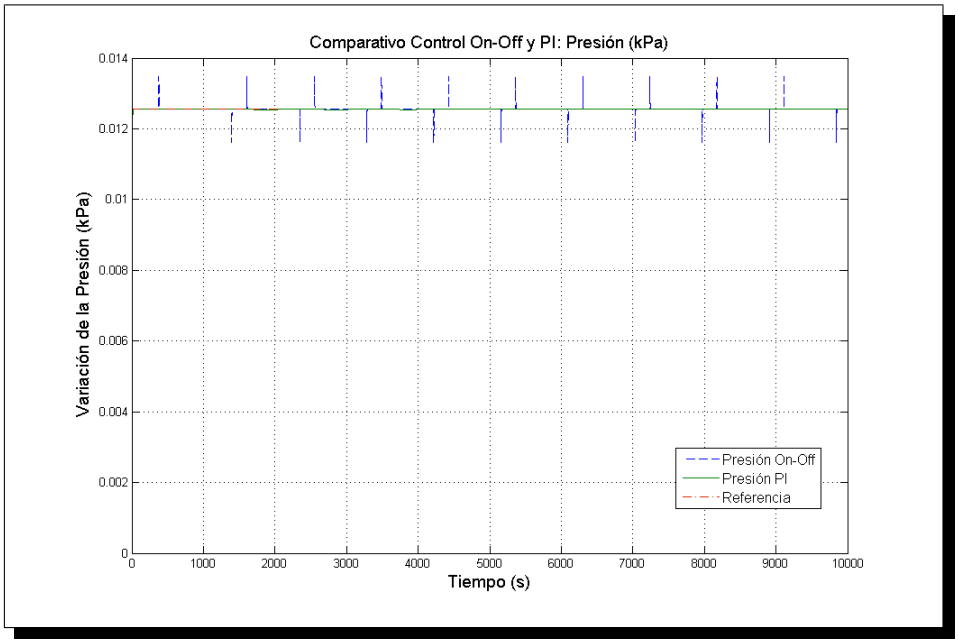


Fig. 51: Simulación Comparativo Control On-Off y PI: Presión

Para la Alternativa II de apareamiento, los controladores PI desacoplados tienen considerablemente un mejor desempeño que los controles On-Off. Ver Figuras 49 a 51.

También se comparan las respuestas de los controladres On-Off con las dos alternativas de apareamiento I y II. Como se mencionaba anteriormente este control equivale a tener disponible flujo de aire variable con un controlador PI, además del encendido y apagado del compresor y la resistencia de recalentamiento.

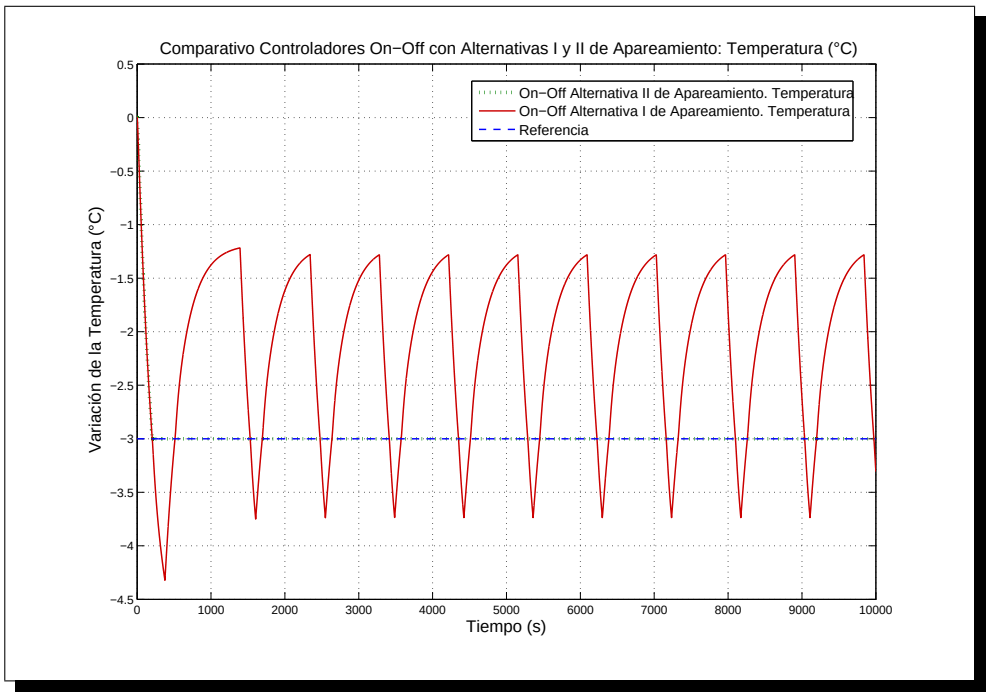


Fig. 52: Comparación Control On-Off Alternativas I y II de Apareamiento. Temperatura.

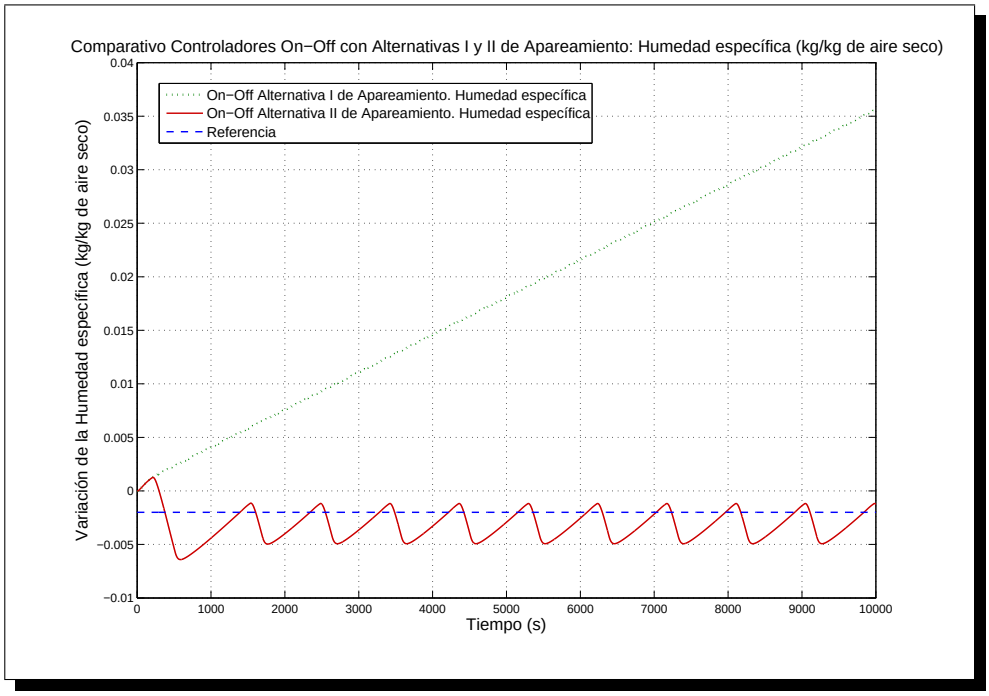


Fig. 53: Comparación Control On-Off Alternativas I y II de Apareamiento. Humedad.

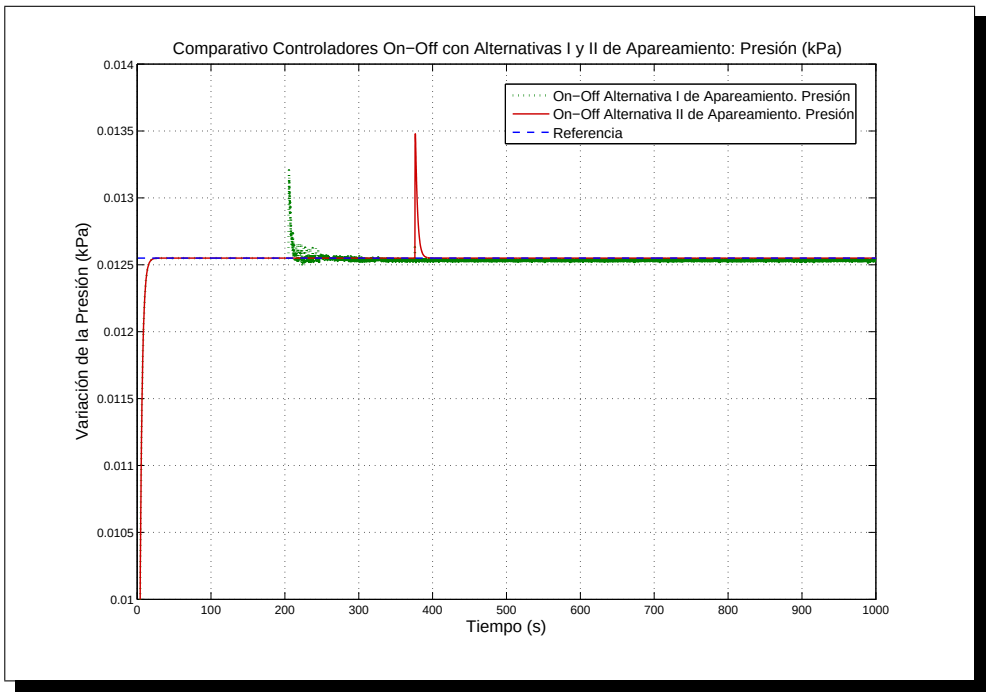


Fig. 54: Comparación Control On-Off Alternativas I y II de Apareamiento. Presión.

En ambas alternativas se muestran ventajas y desventajas. La elección de una u otra opción dependería de que sería mas relevante en la aplicación: Control Ajustado de la Temperatura sin importar la respuesta de la Humedad o por el contrario Control de la Temperatura que permita oscilaciones sin descuidar el comportamiento de la Humedad. Las respuestas de la Presión son muy similares.

5.2.2. Control Difuso.

En este trabajo se exploran dos técnicas en las cuales se utiliza la Lógica Difusa en el control: Controlador PD Difuso y Control Difuso Supervisorio. Estas técnicas son las utilizadas en la mayoría de los casos [19].

5.2.2.1. Control PD Difuso.

Para este caso el error y la derivada del error son convertidas en variables lingüísticas de entrada por medio de un proceso llamado fusificación. En este se convierten variables continuas en en una colección de variables o etiquetas lingüísticas. Para nuestro caso se han convertido el error y su derivada en las siguientes etiquetas lingüísticas: Negative Big (NB), Negative Small (NS), Zero (Z), Positive Small (PS), Positive Big (PB). La variable de control también es caracterizada por las mismas cinco etiquetas.

Con el fin de simplificar el diseño del controlador y su sintonía se trabaja con un dominio normalizado en el intervalo [-1,1] para las entradas y [0,1] para las salidas. Luego se utilizan factores de escalización para transformar los valores de los rangos de operación a este rango normalizado [19].

La estrategia de control consiste en una función que mapea las etiquetas lingüísticas de entrada $[e,\ \dot{e}]$ en una de las etiquetas lingüísticas de la variable de control $[u]$. Figura 30. Esta función se define en función de un conjunto de reglas expresadas en lógica difusa. El siguiente paso es usar un sistema de inferencia y fusificación. En este proceso el valor de la variable de salida se calcula por medio de métodos difusos utilizando el toolbook de lógica difusa en Matlab, Mamdani en este caso. El algoritmo se describe como sigue [19]:

- Cálculo del grado de cumplimiento (degree of fulfillment) de los antecedentes para cada regla i:

$$\beta_i = \mu_{A'}(\mathbf{x}) \wedge \mu_{A_i}(\mathbf{x}), \qquad 1 \ll i \ll K$$

- Utilizando la t-norm: mínimo para cada regla, calcule el conjunto difuso de salida B_i':

$$\mu_{B_i'}(\mathbf{y}) = \beta_i \wedge \mu_{B_i}(\mathbf{y})$$

- Tomar el máximo (unión) para agregar el conjunto difuso de salida:

$$\mu_{B'}(\mathbf{y}) = \underset{i=1,2,3...K}{max}\left(\mu_{B_i'}(\mathbf{y})\right)$$

donde K es el numero de reglas, A_i y B_i son los conjuntos difusos, $\mathbf{x}$ es la variable del antecedente que representa la entrada en el sistema difuso, $\mathbf{y}$ es la variable del consecuente que relacionada con la salida del conjunto difuso y B' es el conjunto difuso de salida resultado del mecanismo difuso de inferencia.

En cada pareja Entrada-Salida se relaciona la siguiente base de reglas normalizadas [19] (Ver Cuadro 18):

		$\dot{e}$				
		NB	NS	ZE	PS	PB
	NB	NB	NB	NS	NS	ZE
	NS	NB	NS	NS	ZE	PS
e	ZE	NS	NS	ZE	PS	PS
	PS	NS	ZE	PS	PS	PB
	PB	ZE	PS	PS	PB	PB

Tab. 18: Base de Reglas Control PD Difuso.

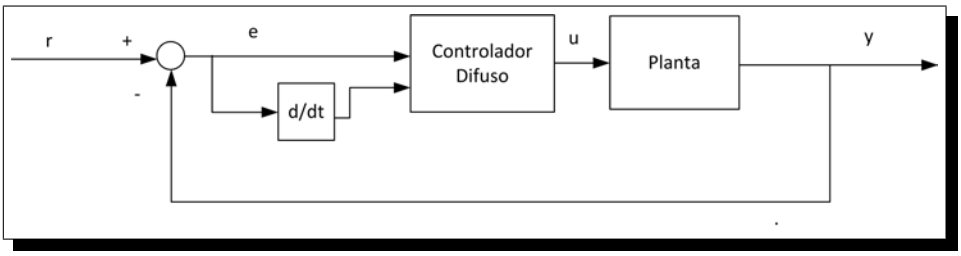


Fig. 55: Figura 10. Diagrama del Controlador Difuso PD

Las funciones de pertenencia de entrada y salida se muestran normalizadas en las siguientes Figuras 56 a 58:

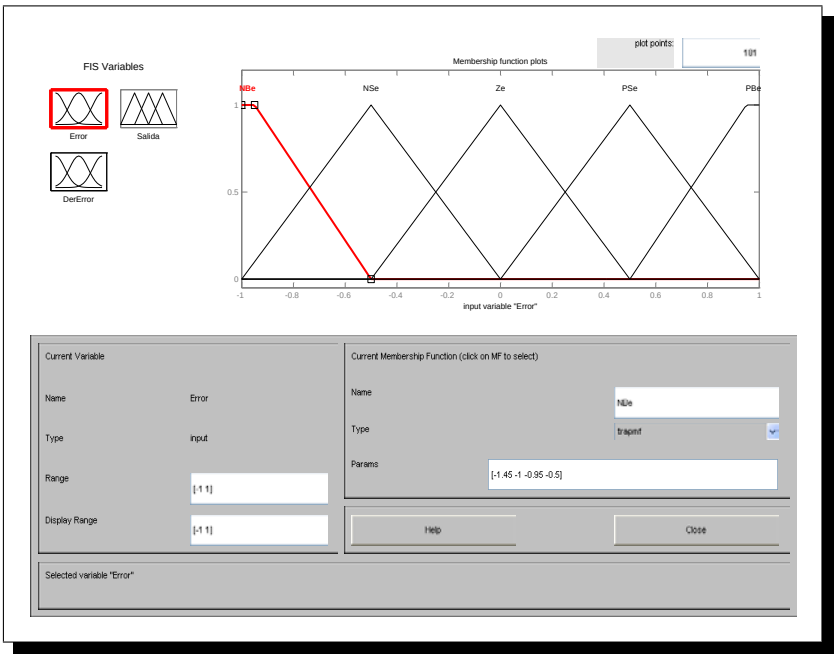


Fig. 56: Función de Pertenencia para el Error.

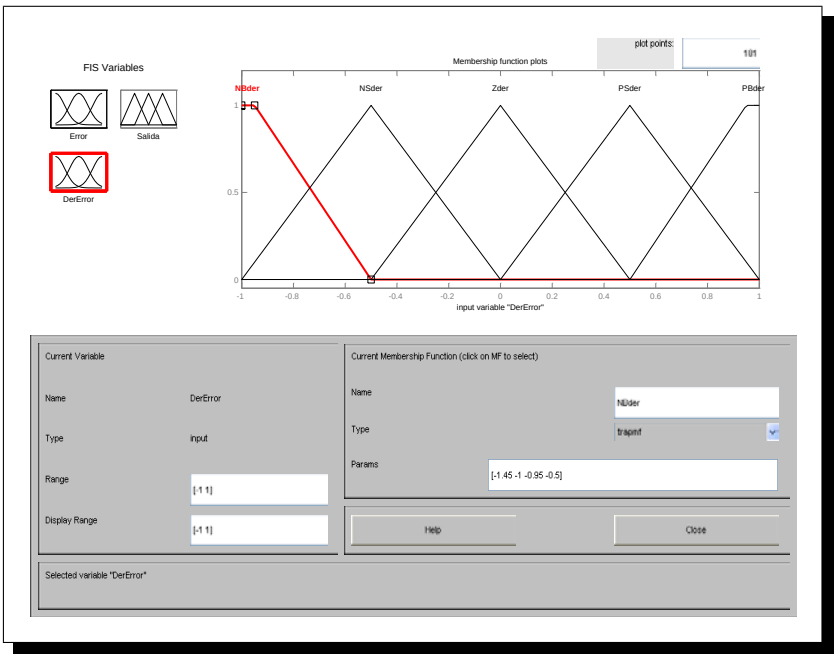


Fig. 57: Función de Pertenencia para la Derivada del Error.

Fig. 58: Función de Pertenencia para la Salida (Señal de Control).

A continuación en las Figuras 59 a 63 se presenta la simulación del sistema con el Controlador PD Difuso

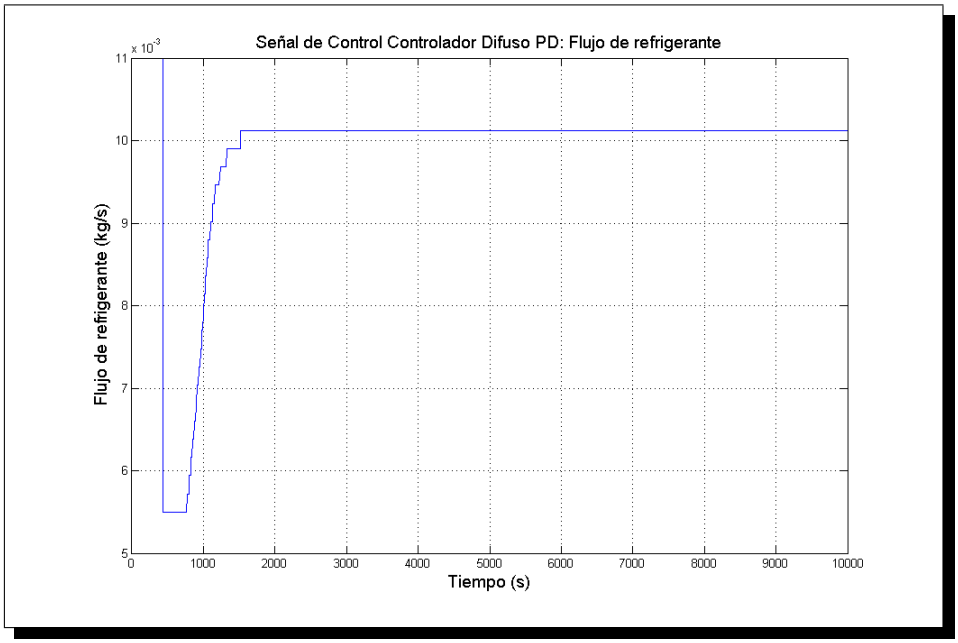


Fig. 59: Simulación del sistema con el Controlador Difuso PD. Señal de control: Flujo de refrigerante.

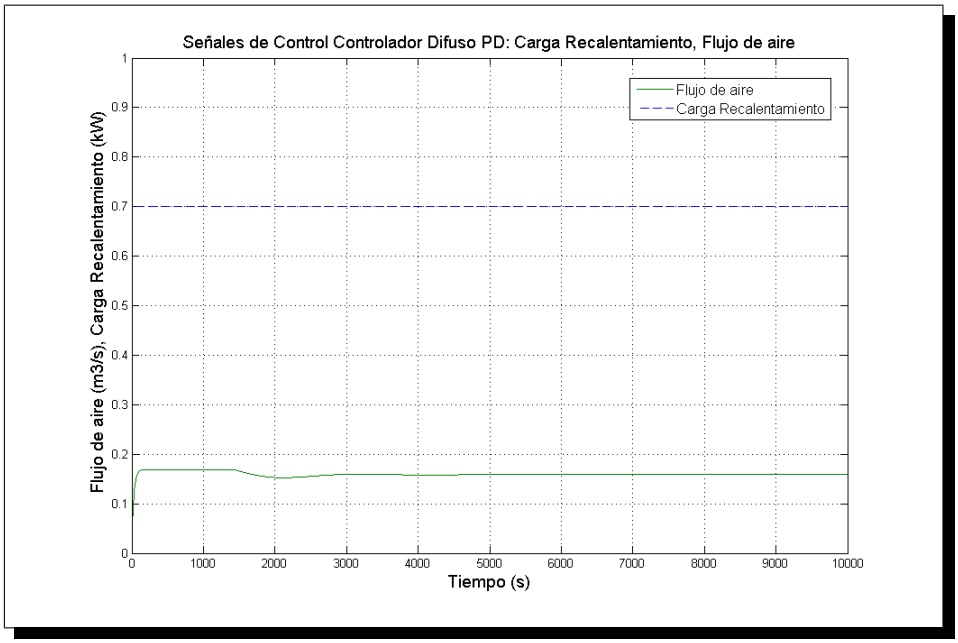


Fig. 60: Simulación del sistema con el Controlador Difuso PD. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento.

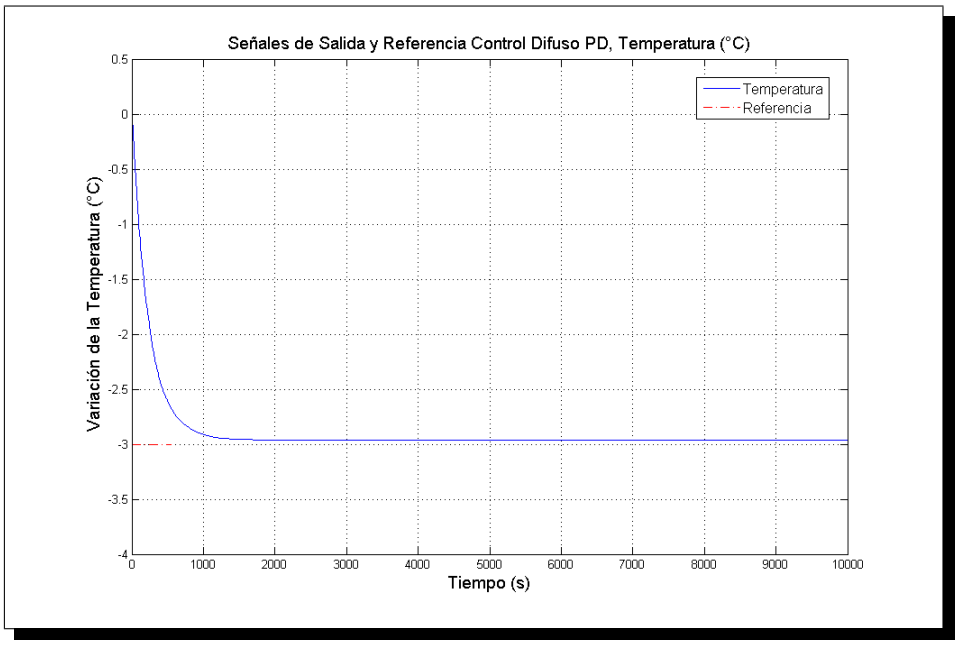


Fig. 61: Simulación del sistema con el Difuso PD. Temperatura.

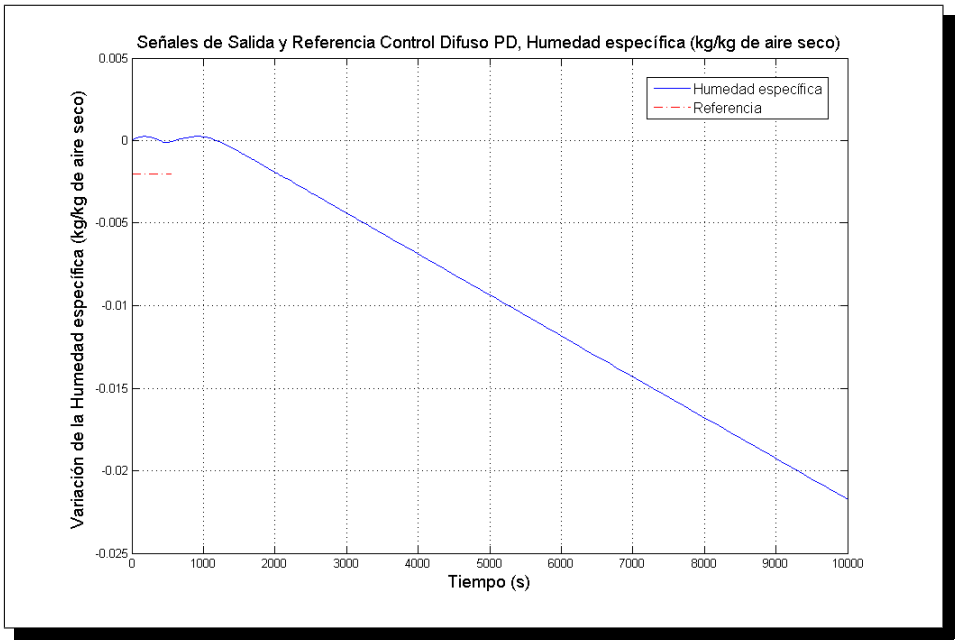


Fig. 62: Simulación del sistema con el Difuso PD. Humedad

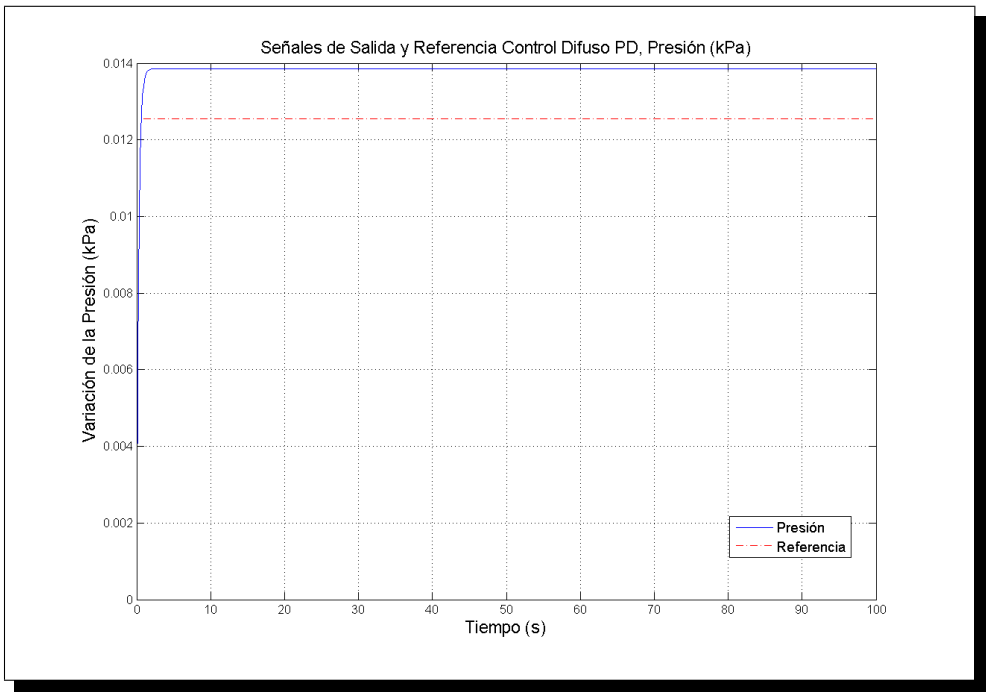


Fig. 63: Simulación del sistema con el Difuso PD. Presión.

Analizando las gráficas anteriores (Figuras 61 a 63) vemos que el desempeño del Controlador Difuso PD es bastante pobre, en particular para la Humedad. Además, la tarea de lograr la sintonía de los controladores resulta ser dispendiosa.

5.2.2.2. Control Difuso Supervisorio.

Los métodos difusos (sistemas de inferencia) pueden ser aplicados a nivel de control supervisorio, el cual es más alto en la jerarquía de control que un control PI regulatorio. En un control supervisorio se podría, por ejemplo, ajustar los parámetros de un controlador en un nivel mas bajo de acuerdo con la información del proceso [19]. En un controlador de este tipo, se construye una relación de la dinámica entre los parámetros K_{ci} y K_{ii} ($K_{ii} = {}^{K_{ci}}/_{\tau_{Ii}}$) con el error e y la derivada del error ${}^{de}/_{dt}$ utilizando la inferencia difusa. En otras palabras, K_{ci} y K_{ii} son autosintonizados con diferentes e y ${}^{de}/_{dt}$ para lograr los objetivos de control [20].

Hyung-Soo Hwang y Jeong-Nae explican, por ejemplo, como en la curva que representa la dinámica del error, un incremento en la ganancia proporcional K_{ci} resulta en un sobrepico grande y una disminución del "tiempo de alzada" (rise time) [21]. La anterior y muchas otras situaciones pueden ser resumidas en un sistema de reglas de sintonía. Para el presente trabajo se utilizan las expuestas por Servet Soyguder y Mehmet Karakose en [22] (Ver Cuadros 19 y 20). El diagrama del controlador aparece en la Figura 64.

		$\dot{e}$				
		NB	NS	ZE	PS	PB
	NB	PVB	PVB	PVB	PB	PM
	NS	PVB	PVB	PB	PB	PM
e	ZE	PB	PB	PM	PS	PS
	PS	PM	PS	PS	PS	PS
	PB	PS	PS	Z	Z	Z

Tab. 19: Base de reglas para kp.

		$\dot{e}$				
		NB	NS	ZE	PS	PB
	NB	PVB	PB	PM	PM	PM
	NS	PVB	PB	PB	PM	PS
e	ZE	PM	PS	Z	Z	Z
	PS	PM	PM	PS	Z	Z
	PB	PS	Z	Z	Z	Z

Tab. 20: Base de reglas para ki.

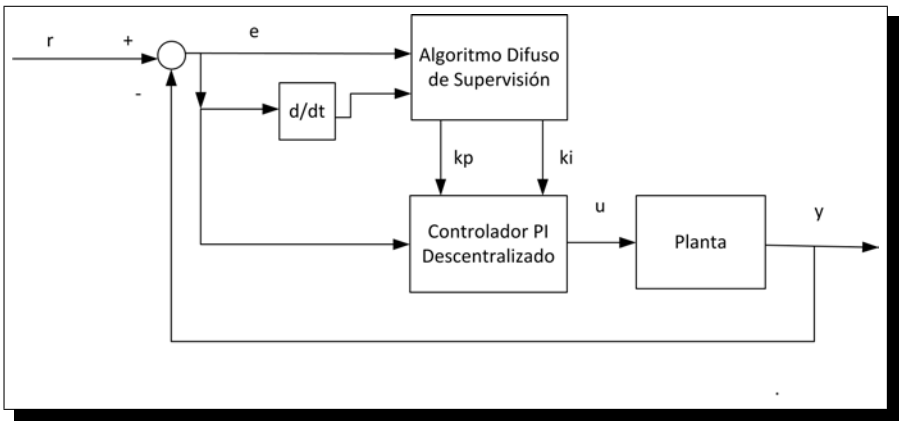


Fig. 64: Diagrama del Controlador Difuso Supervisorio.

Se utilizan funciones de pertenencia de entrada y salida tipo gausianas. Estas se muestran en las siguientes Figuras 65 a 67:

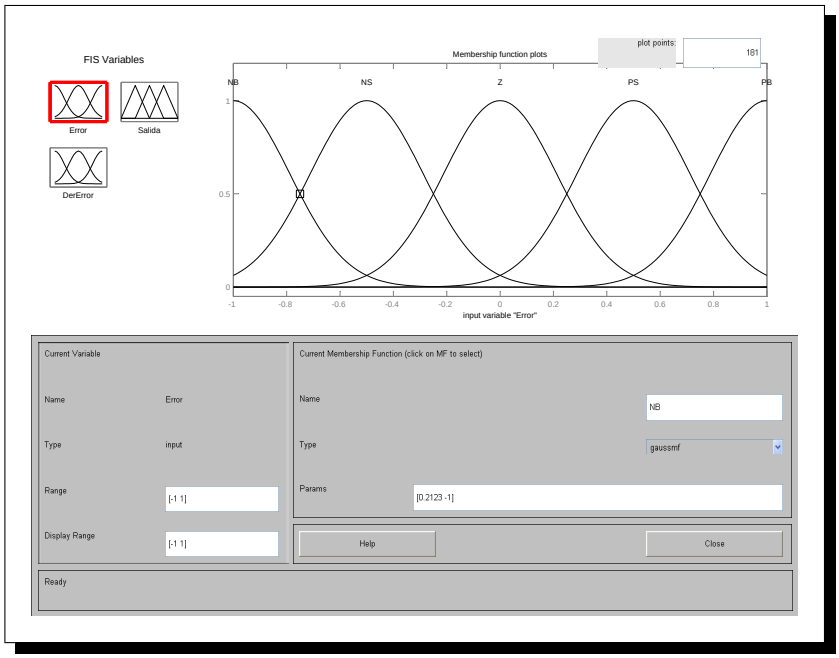


Fig. 65: Función de Pertenencia para el Error

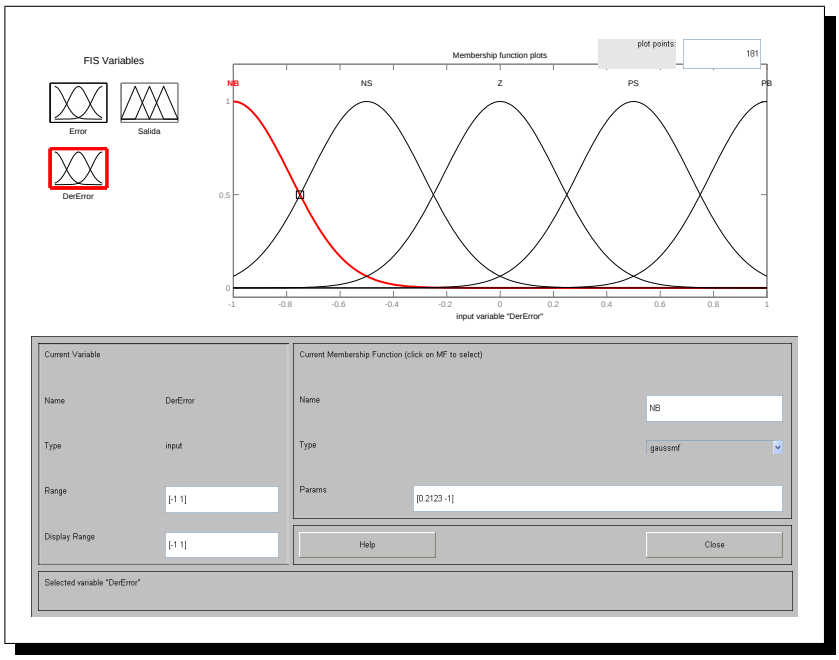


Fig. 66: Función de Pertenencia para la Derivada del Error.

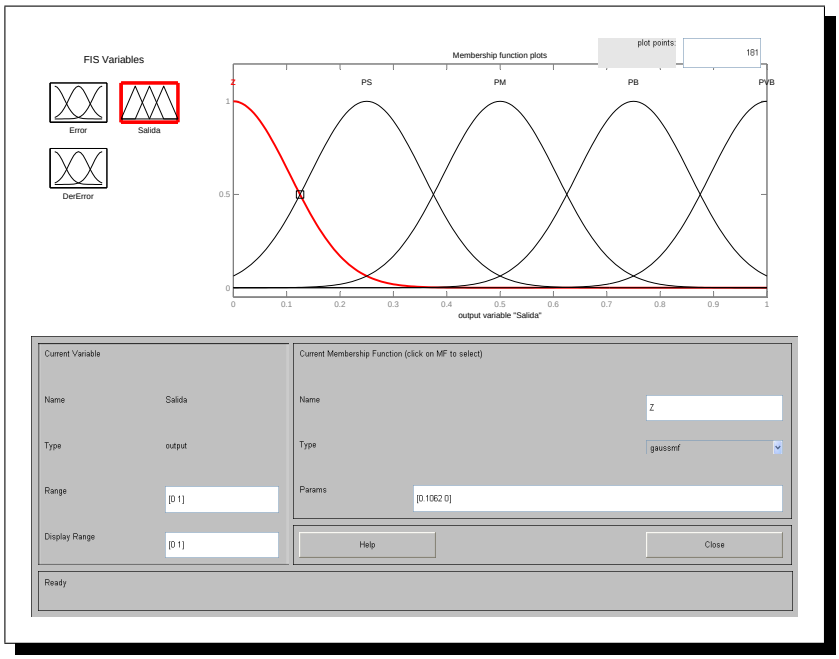


Fig. 67: Función de Pertenencia para la Salida (Señal de Control).

A continuación en las Figuras 68 a 72 se presenta la simulación del sistema con el Controlador Supervisorio.

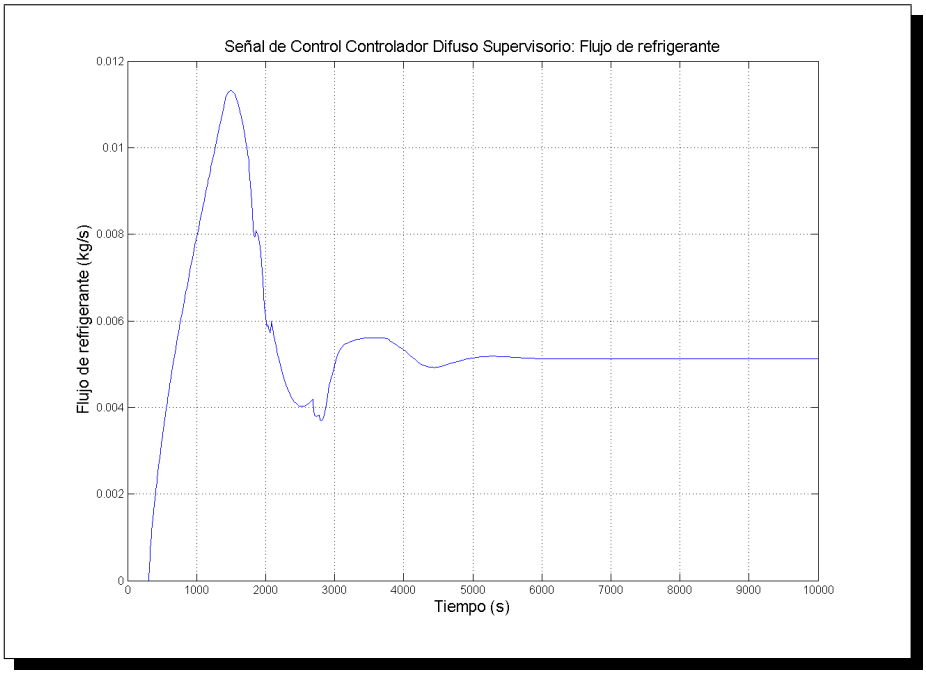


Fig. 68: Simulación del sistema con el Controlador Difuso Supervisorio. Señal de control: Flujo de refrigerante.

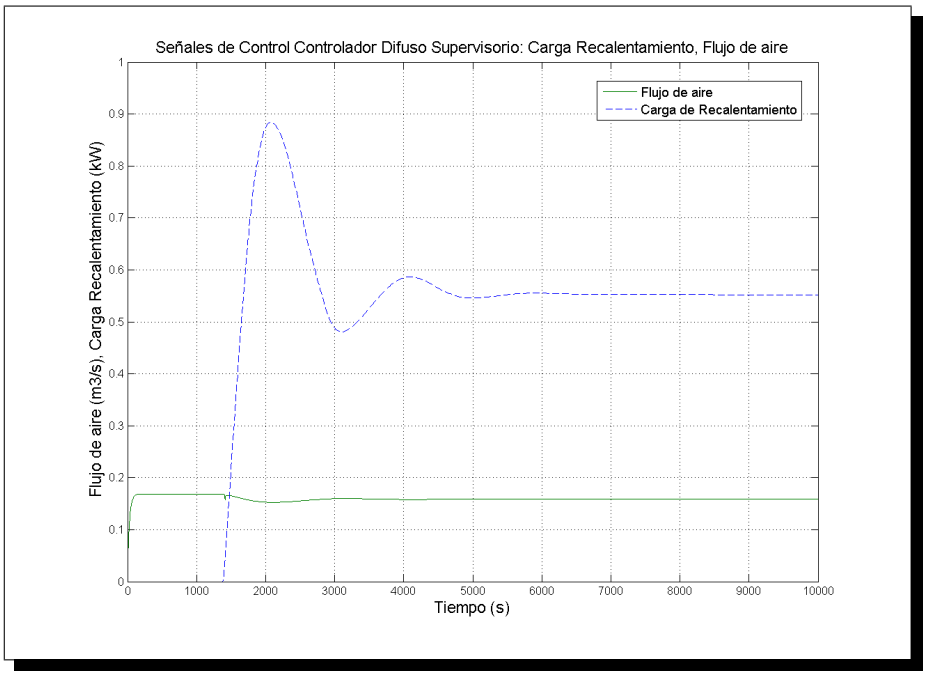


Fig. 69: Simulación del sistema con el Controlador Difuso Supervisorio. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento.

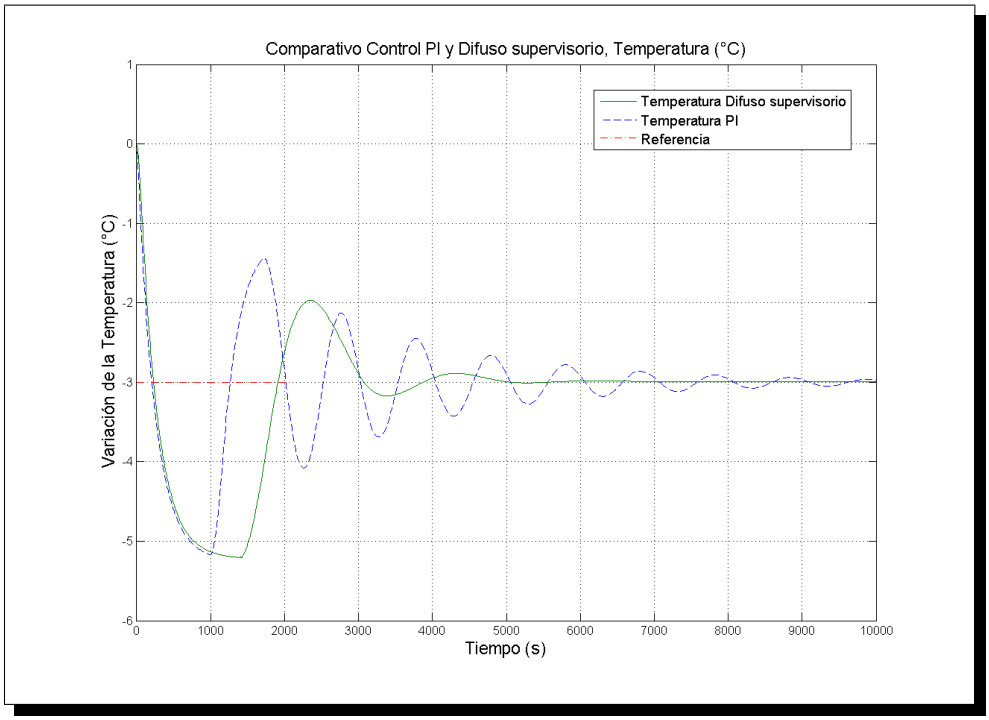


Fig. 70: Simulación del sistema con el Difuso Supervisorio. Temperatura 1

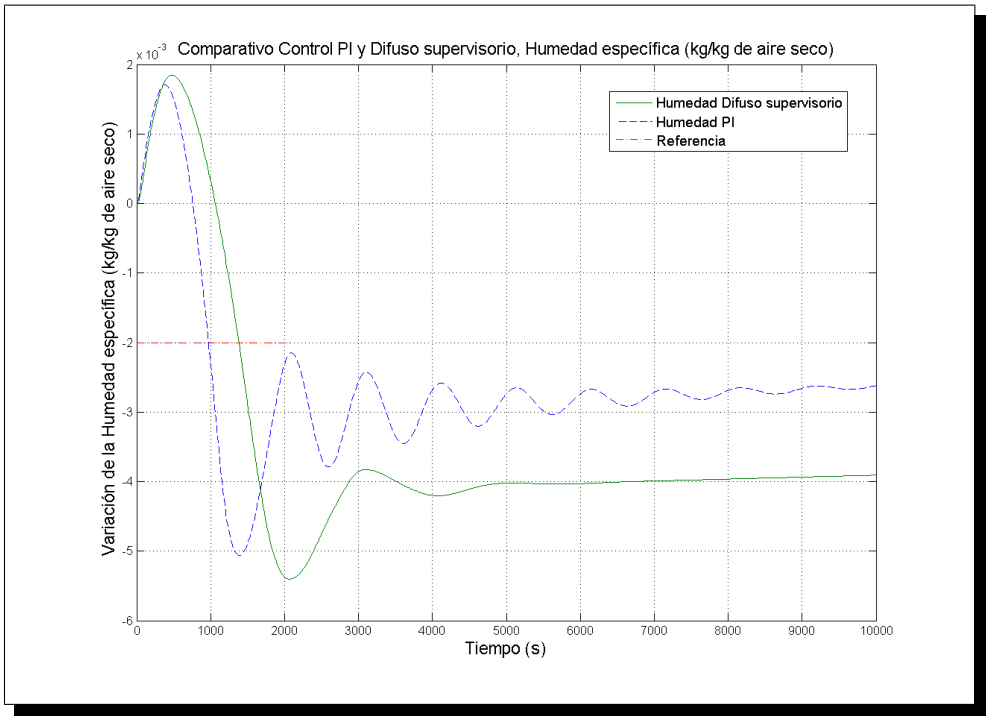


Fig. 71: Simulación del sistema con el Difuso Supervisorio. Humedad.

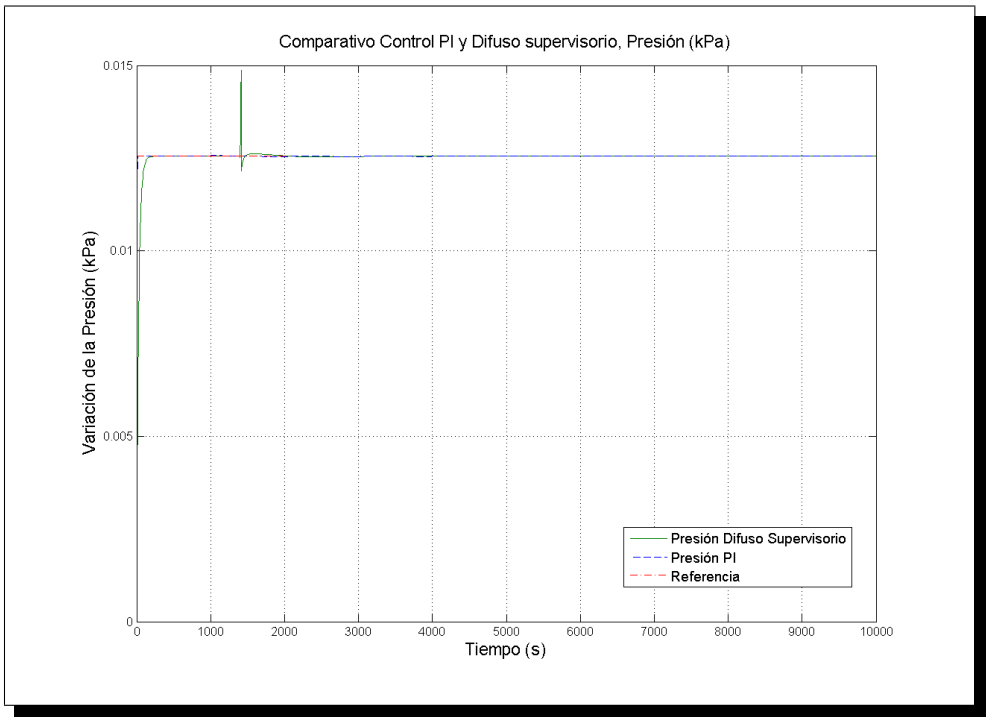


Fig. 72: Simulación del sistema con el Difuso Supervisorio. Presión

Por último en las siguientes figuras se registran los cambios producidos por el control supervisorio en los parámetros K_{ci} y K_{ii} de cada controlador PI (Temperatura, Humedad y Presión):

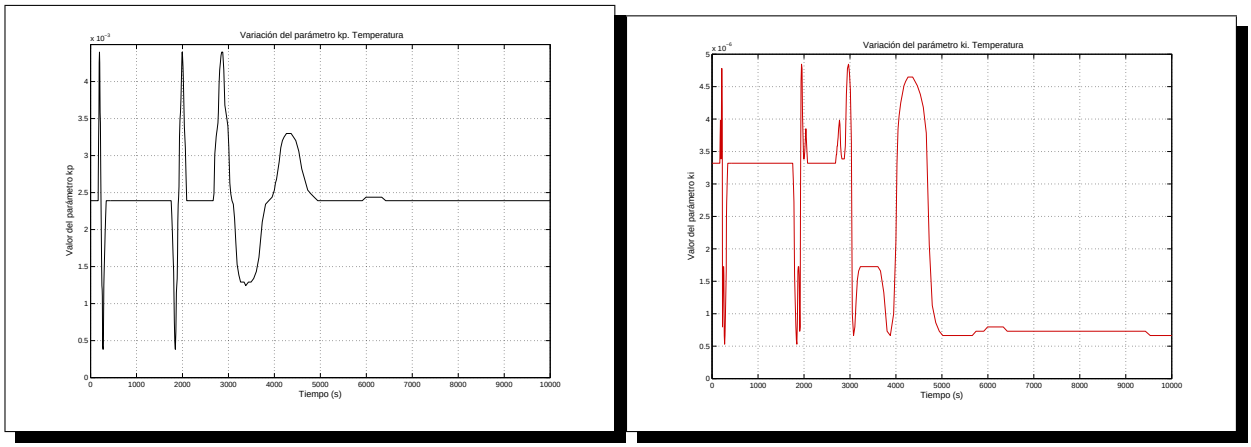


Fig. 73: Variación de las Constantes Proporcional e Integral para el Control Difuso Supervisorio de la Temperatura.

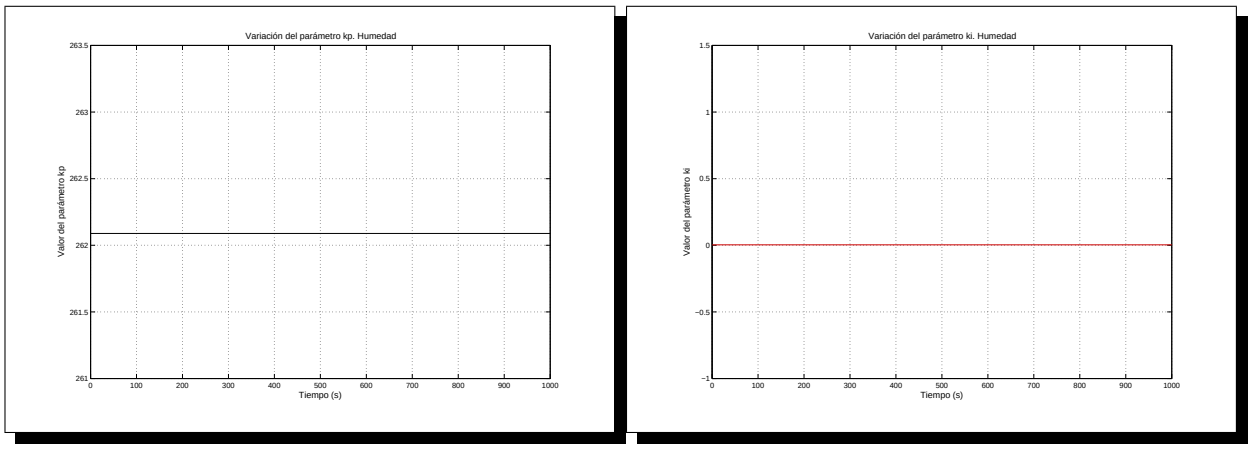


Fig. 74: Variación de las Constantes Proporcional e Integral para el Control Difuso Supervisorio de la Humedad.

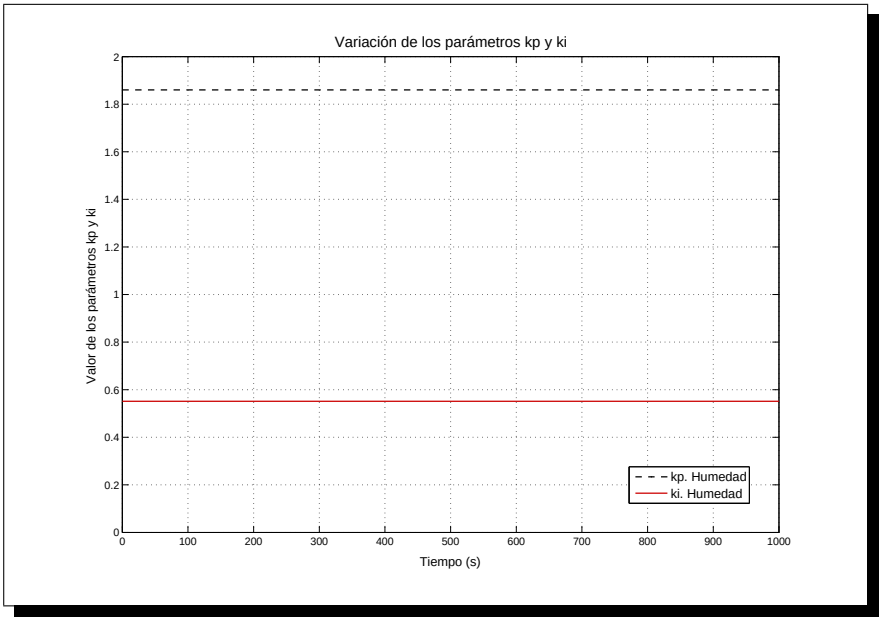


Fig. 75: Variación de las Constantes Proporcional e Integral para el Control Difuso Supervisorio de la Presión.

Comparando las simulaciones de los controles en las Figuras 70 a 72 se verifica el uso del Control Difuso Supervisorio como una manera de mejorar los controladores PI convencionales.

5.2.3. Controladores PI en Cascada.

Stephen J. Davis [6] y Wei Sun, PE [3] exponen una técnica de control adaptativa también llamada "control en cascada" en donde se miden los flujos de suministro y extracción (retorno) al recinto con miras a mantener un diferencial de flujos u "offset". El control en cascada también mide la presión del cuarto y la utiliza para restablecer el "offset" entre los flujos [6]. En otras palabras, para mantener un determinada presión en el cuarto, el "offset " entre los flujos debe ser controlado y mantenido a un valor apropiado [2], [3]. Un modo de conocer este offset es utilizando la ecuación (14): $f_{ext} = K_l\,(\triangle P)^n$ y realizando un text de presurización. Ver sección 6.1.2 Aquí se nota que en nuestro caso el "offset " corresponde a: $f_{ext} = f - f_{ret}$. Ecuación (18).

Con el fin de evaluar esta técnica recalculamos el modelo linealizando el sistema con respecto al punto de operación pero utilizando las entradas a la planta o señales de control:

$$\mathbf{u} = (f,\ s,\ Q_{reheat},\ f_{ret})$$

No se empleará la relación: $f_{ret} = \frac{4}{5} \times f$ de las ecuaciones (38) y (39). En una implementación real el retorno podrá ser leído y modulado mediante una compuerta motorizada para aire o "damper". El flujo de retorno f_{ret} corresponderá entonces a una "Extra input" de nuestro controlador en cascada y se espera mejore la respuesta transitoria del sistema [12]. El objetivo del controlador en cascada será el de mantener la salida u_2 en el valor deseado r_{u_2}. En el controlador diseñado se escoge $u_1 = f_{ret}$, y $u_2 = f$. Como valor deseado de u_2 se toma de la Tabla 6 el estado estacionario de f : $r_{u_2} = f_{ss} = 0,1587$. Ver Figura 76:

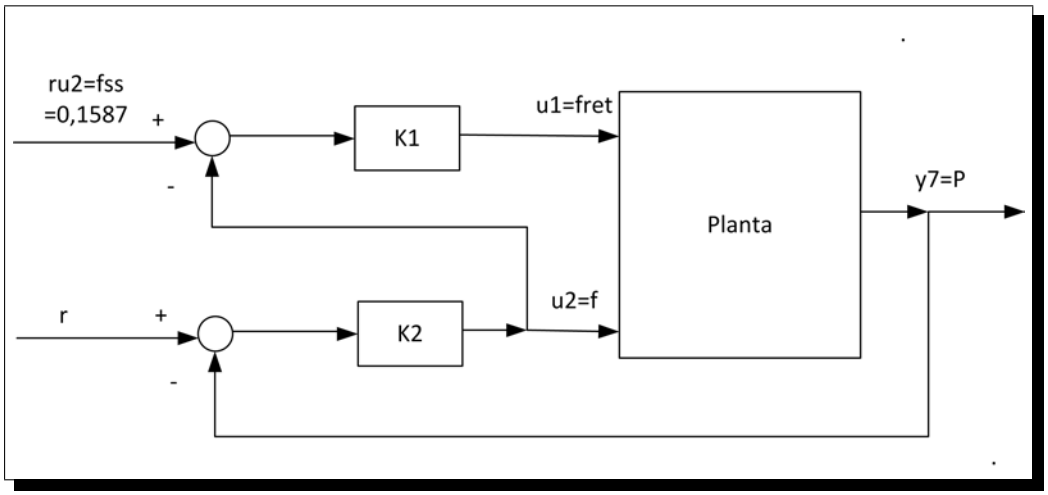


Fig. 76: Diagrama del Controlador PI Cascada.

La diferencia entre los flujos f y f_{ret} es f_{ext} . Remplazando para $Kl = 10,5$, $n = 0,65$ y $\triangle P = r$ nos resulta: $\triangle f = 0,0544$. A este valor se puede ver que se aproxima el "offset" en la simulación. Ver Figura 82

A continuación en las Figuras 64 a 69 se presenta la simulación del sistema con el Controlador en Cascada utilizando los mismos parámetros del controlador PI calculado en la sección 4.2.1.

Con el fin de evaluar las dinámicas de los controladores PI y PI en Cascada se calcula Error Cuadrático entre la Respuesta y la Referencia: $ErrorCuad = \sum (Respuesta - Referencia)^2$. Los valores obtenidos fueron los siguientes.

Error Cuadrático entre la Respuesta y la Referencia		
Parámetro	Controlador PI	Controlador PI Cascada
Temperatura	879,7069	845,7017
Humedad	0,0011	9,8679e-4
Presión	0,0056	0,02

Los valores del Error Cuadrático son menores para los parámetros Temperatura y Humedad del Controlador PI Cascada. Al revisar las gráficas se puede relacionar estos errores pequeños con una mejora del transitorio para los controladores PI en Cascada; Figuras 79 y 80. En el caso de la presión no se podría establecer esta relación puesto que no existen oscilaciones; Figura 81.

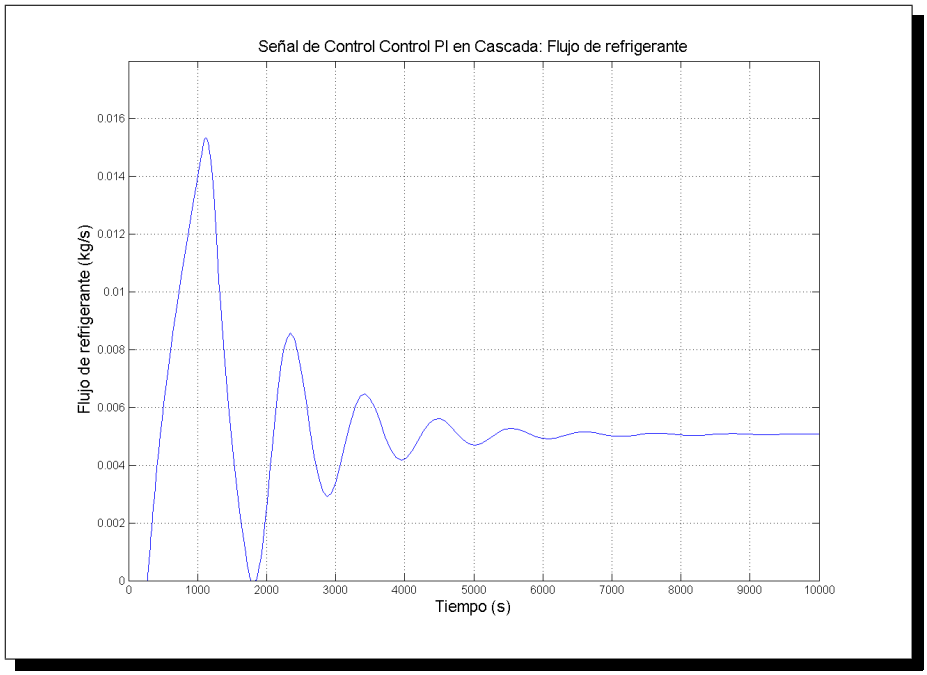


Fig. 77: Simulación del sistema con el Controlador PI Cascada. Señal de control: Flujo de refrigerante

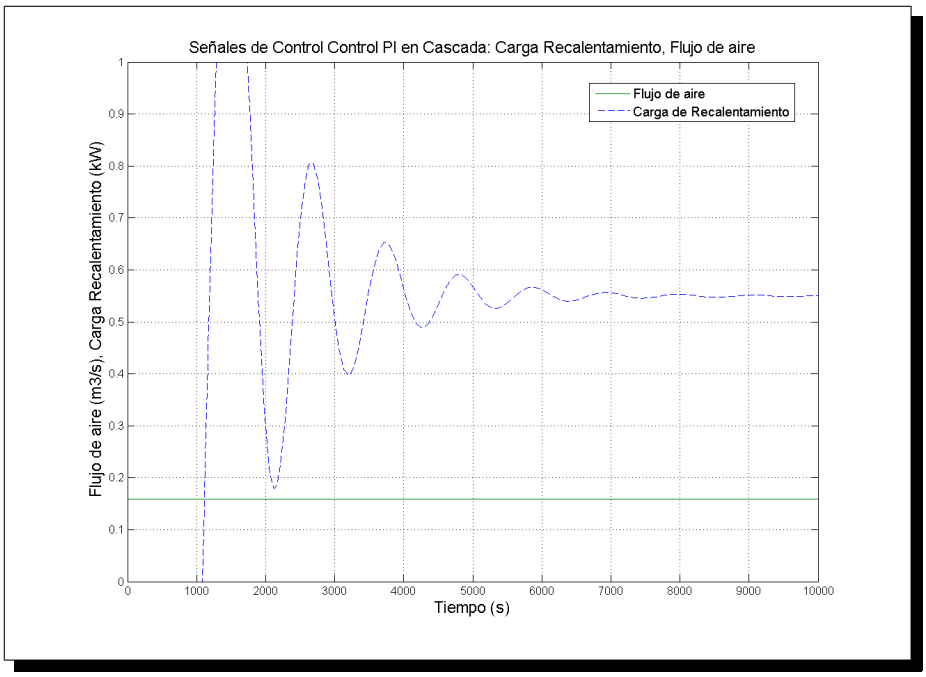


Fig. 78: Simulación del sistema con el Controlador PI Cascada. Señales de control: Flujo de Aire, Carga de Recalentamiento

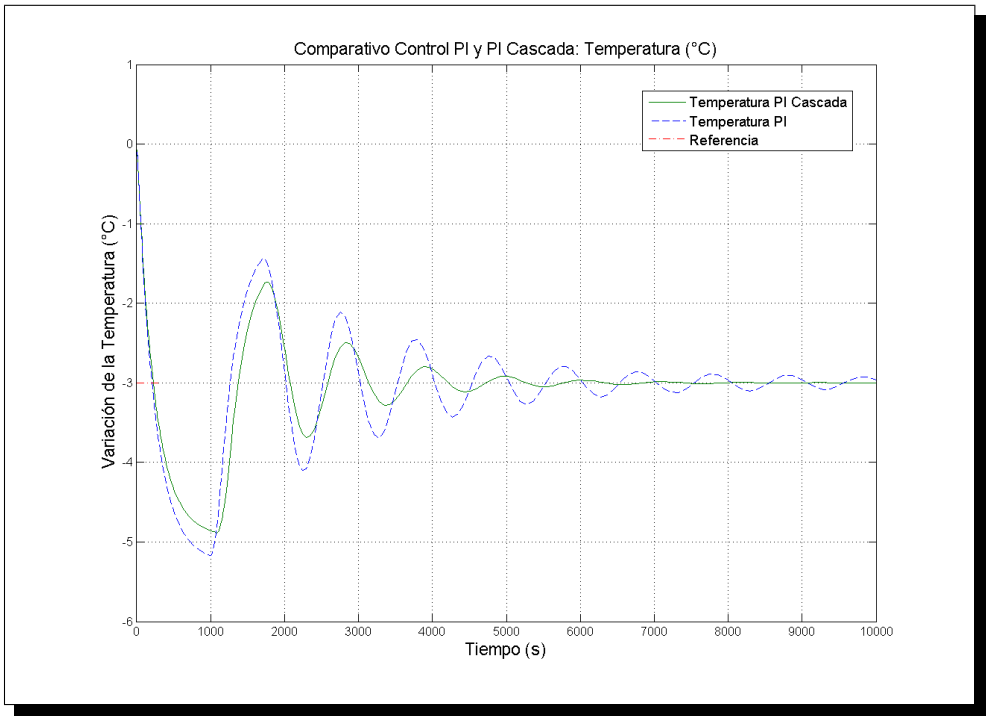


Fig. 79: Simulación Comparativo Control PI-Off y PI Cascada: Temperatura.

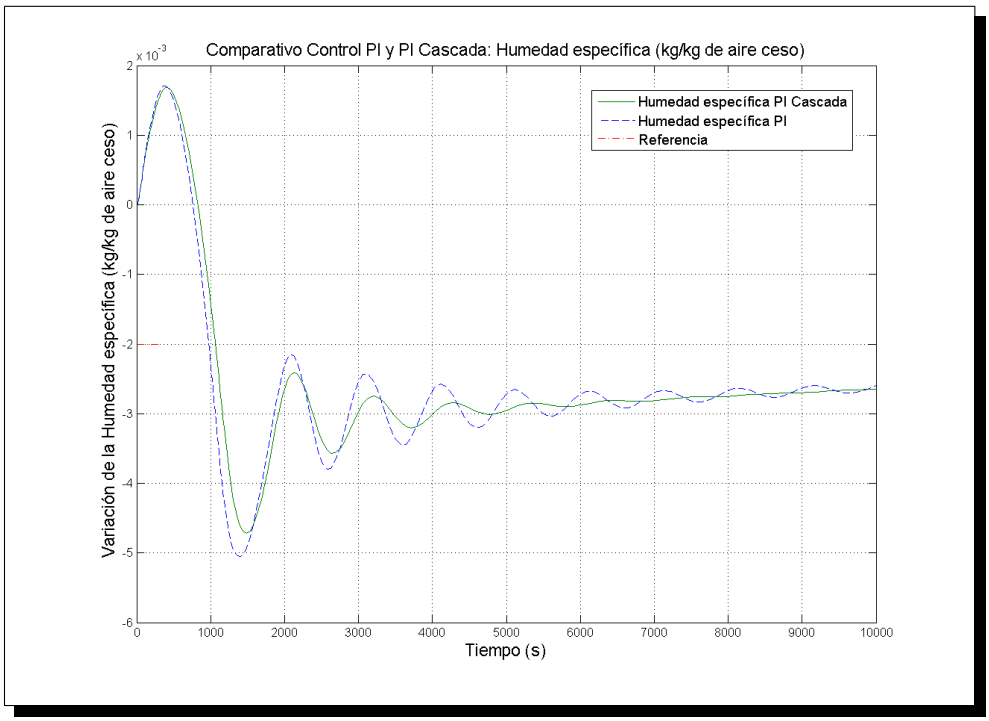


Fig. 80: Simulación Comparativo Control PI-Off y PI Cascada: Humedad.

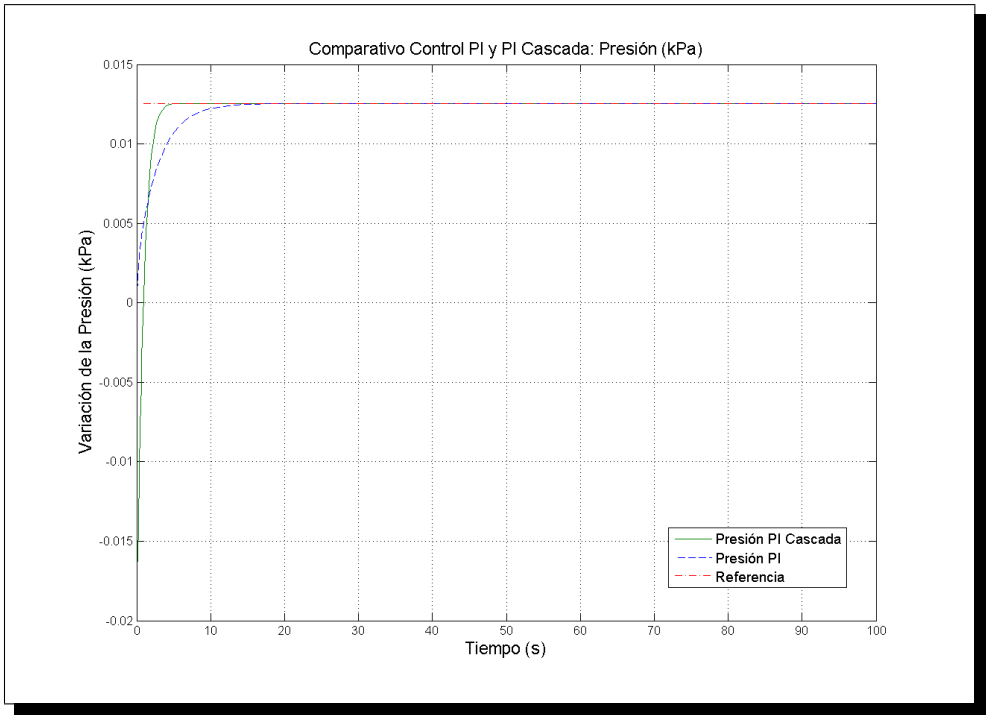


Fig. 81: Simulación Comparativo Control PI-Off y PI Cascada: Presión.

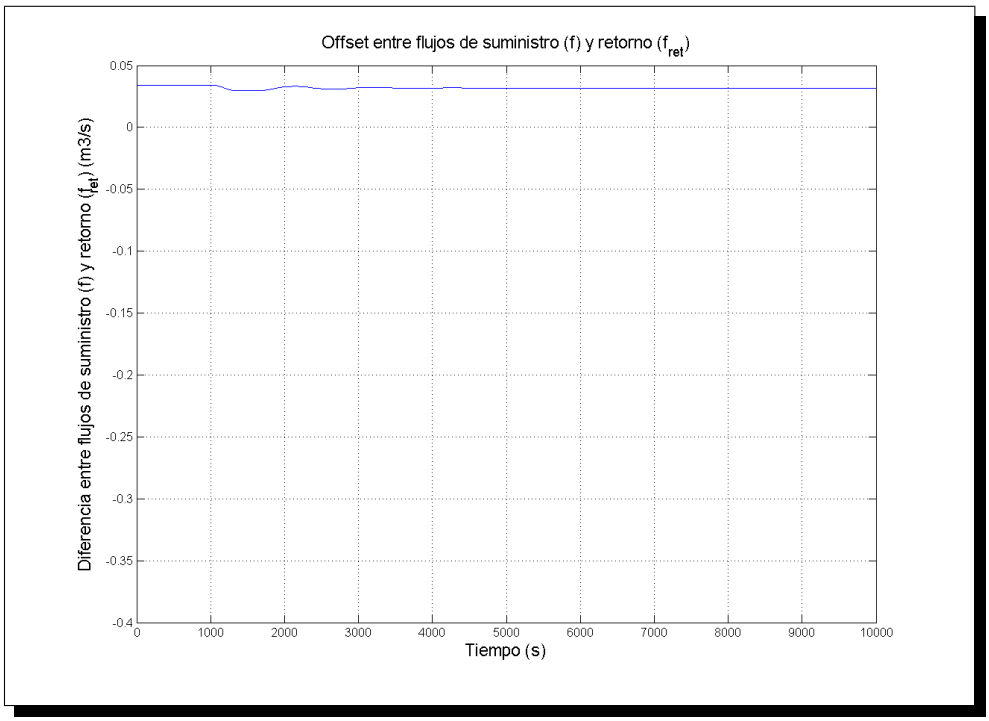


Fig. 82: Control PI Cascada: Offset entre flujos de suministro y retorno .

En las gráficas de la Figuras 79 a 82 se puede verificar que con el control PI en Cascada se mejora la respuesta transitoria del sistema.

5.2.4. Simulación de los controladores H_∞ y PI utilizando la Alternativa I de apareamiento con el Sistema No Lineal.

Con el fin de comparar los controladores con mejor desempeño obtenidos (H_∞ y PI utilizando la Alternativa I de apareamiento), se realiza una simulación de estos pero sobre el Modelo No Lineal. A continuación mostramos el resultado de estas simulaciones en las Figura (83) a Figura (85):

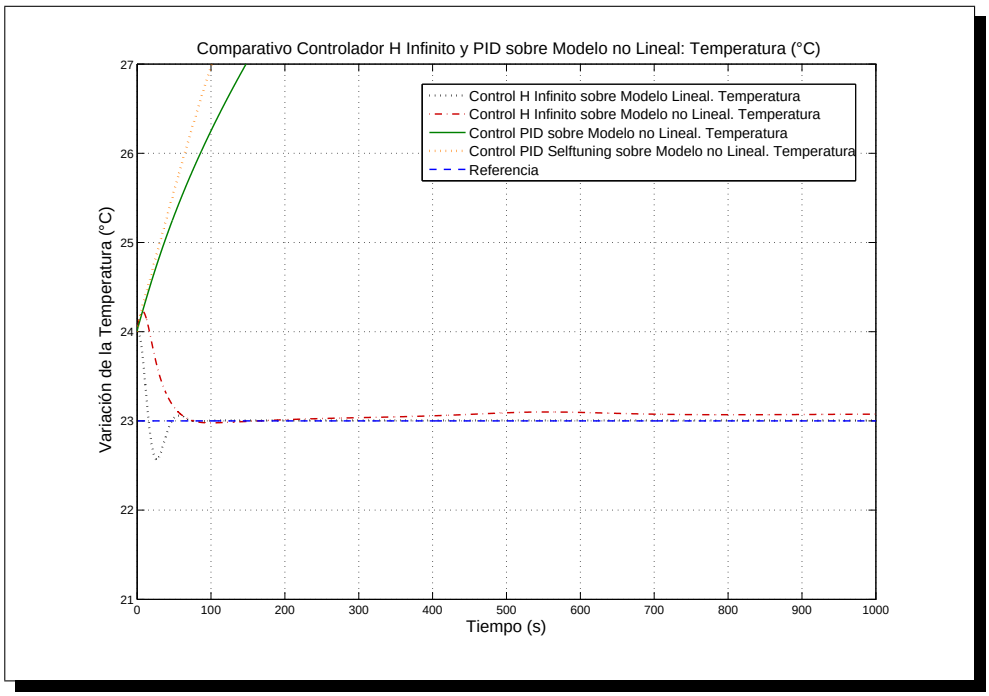


Fig. 83: Simulación de los controladores con el Sistema No Lineal. Temperatura

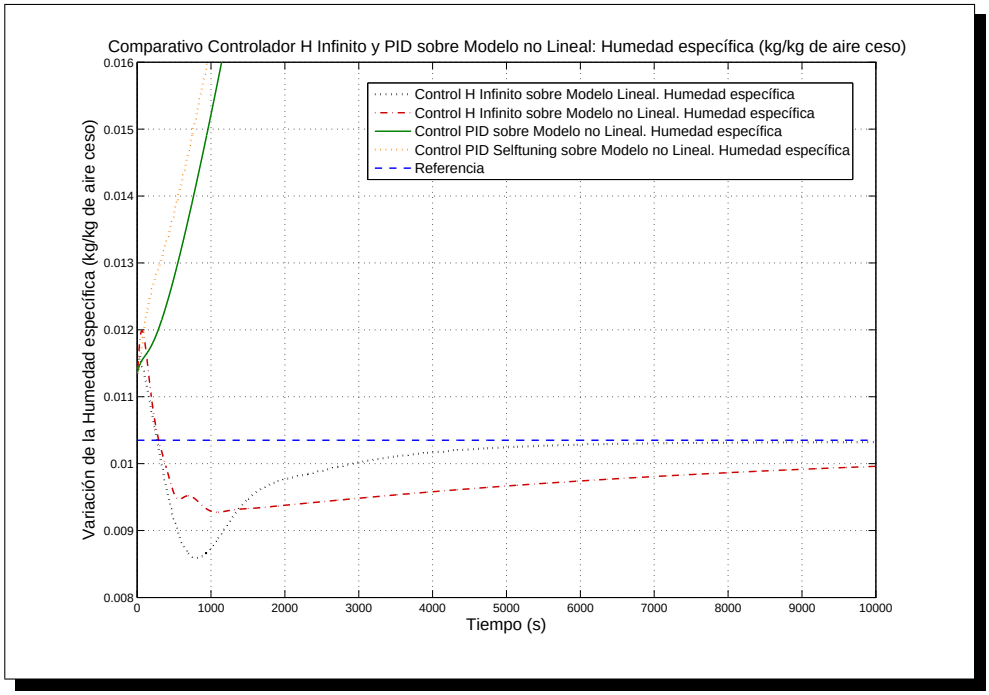


Fig. 84: Simulación de los controladores con el Sistema No Lineal. Humedad

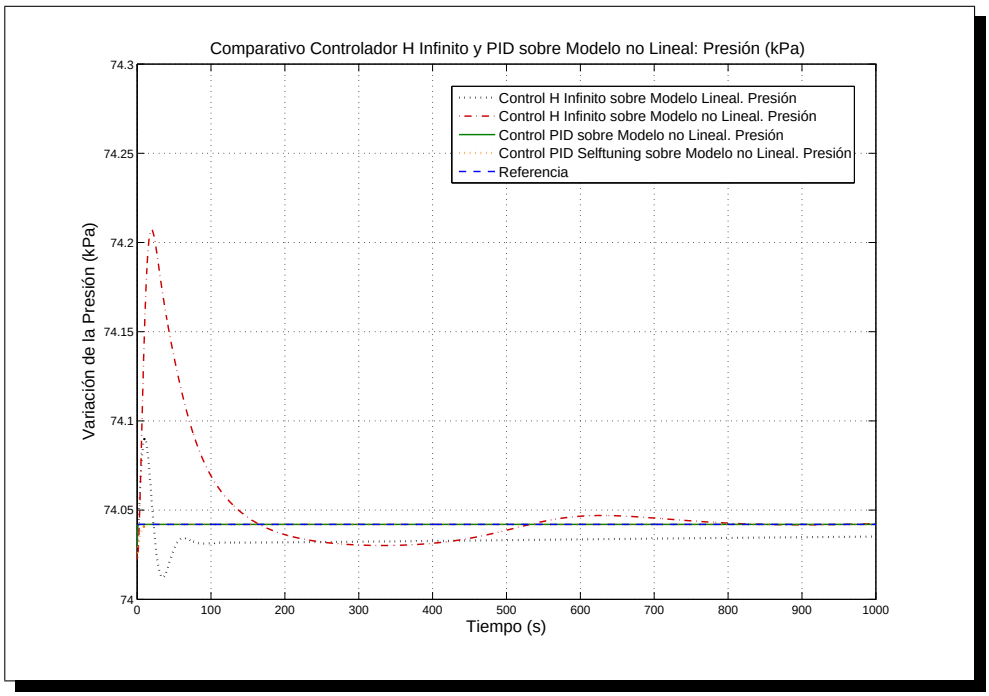


Fig. 85: Simulación de los controladores con el Sistema No Lineal. Presión

Se ve en la simulación de los controladores con el sistema no lineal un mejor desempeño del control H_∞. Figuras 83, 84 y 85.

6. Alistamiento de la Planta: Cuarto Limpio

Con la Cabina de Pruebas Termodinámicas, el Banco de pruebas Psicrométricas y la instrumentación existente en el Laboratorio de Plantas Térmicas es posible realizar varias pruebas para la validación de las ecuaciones propuestas. Los experimentos en un sistema real nos permiten palpar de primera mano la rapidez o lentitud en las variables de control y la respuesta del sistema. Además es posible corroborar la magnitud de ciertos parámetros del modelo: Exponente de Flujo: n, Diferenciales de Presión: $\triangle P$, Carga térmicas del cuarto: Q_{load} entre otros, como también la dimensión del equipo físico a utilizar.

La Cabina de Pruebas es un espacio hermético con doble pared de aislamiento y doble puerta donde se ha venido realizando la caracterización térmica y lumínica de diversos materiales.

Por otro lado el Banco de pruebas Psicrométricas es un Aire Acondicionado de expansión directa de refrigerante (DX). Este consta de una pequeña cámara que simula un espacio a acondicionar a donde llega el aire 100 % del exterior el cual es pre-enfriado, calentado o humidificado según el proceso psicrométrico a estudiar.

El sistema de expansión directa se utiliza para generar frío y está compuesto por el compresor, los serpentines de evaporación y condensación y el ventilador del condensador conectados como se muestra en la Figura 1 (Sistema similar al modelado por Qi Qi y Shiming Deng). El refrigerante al expandirse a determinada presión en el interior de los tubos del evaporador absorbe calor del aire que pasa por la parte exterior de estos bajando su temperatura. El compresor, condensador y válvula de expansión se encargan de completar el ciclo pasando el calor del aire absorbido en el cuarto al exterior y regresando el refrigerante a la condición apropiada de entrada al evaporador.

El calentamiento del aire es llevado a cabo por dos resistencias eléctricas de 600 y 1200 W; y la humidificación añadiendo agua a la corriente de aire mediante una bomba eléctrica.

Con el fin de revisar el estado en el que se encuentra el Sistema de Aire Acondicionado (SAA) del Laboratorio de Plantas Térmicas y la Cabina de Pruebas Termodinámicas se realizaron una serie de pruebas y mediciones para conocer qué adecuaciones son necesarias realizar para validar el modelo matemático propuesto. Teniendo en cuenta estas mediciones se proponen la realización de varios experimentos.

Finalmente, tomando en consideración las recomendaciones de las mediciones y las limitantes y disponibilidad de equipos e instrumentos de medición en el laboratorio, se realizan una serie de modificaciones a la planta con el fin de llevar a cabo algunos de los experimentos propuestos.

6.1. Mediciones Iniciales Cabina de pruebas termodinámicas y Sistema de aire acondicionado existente.

Para realizar las pruebas, se realiza un acople entre ambos conectando la descarga del Sistema de Aire Acondicionado (SAA) con la cabina mediante conductos flexibles con 4" de diámetro. El SAA se opera succionando aire del laboratorio e inyectandolo a las cabinas. No se conecta ningún retorno de aire al SSA.

Como el SAA no dispone de control para su operación, se programa la parada mediante el presostato. Tomando en cuenta las recomendaciones de los fabricantes de los equipos de aire acondicionado para refrigerante 134a (presiones de operación de alta y baja: 138.9 y 49.76 psia), se fijan las paradas del equipo por alta y baja en el presostato a 125 y 15 psia.

A pesar de las limitantes en el sistema actual, este es puesto en operación lográndose tomar datos de Temperatura, Flujo de Aire y Diferencial de presión. Esta información será analizada posteriormente para programar modificaciones al sistema y realizar correctamente los experimentos.

6.1.1. Temperatura, Flujos de Aire, Diferencial de Presión.

El equipo al encenderse muestra un problema de sobrecalentamiento y parada por alta. Su operación es de modo intermitente y no se extendía por mas de 4 minutos. En estas condiciones se lograron tomar las siguientes mediciones.

- Temperatura del ambiente: 22,0°C
- Temperatura en el cuarto: 17,5 °C
- Temperatura del aire tubo suministro: 12,0°C
- Temperatura salida del aire evaporador: 7,0°C
- Velocidad del aire tubo de suministro: 1485 fpm
- Diámetro del tubo de suministro: 2"
- Flujo aire de suministro: $Q = V \times ({}^{\pi D^2}/_{576}) = 1485\, fpm \times 0,0218\, feet^2 = 32,4\, cfm$
- Diferencial de presión, a puertas cerradas, no existe retorno o extracción: 0,01 C.A.
- Temperatura tubería a la salida del evaporador: 49,1°F
- Presión de baja: 19,0 psi;
- Temperatura Saturación (19,0 psi) 21°F; Delta Sobrecalentamiento: 28°F=15.6°C
- Velocidad del aire condensador: 330 fpm
- Flujo de aire condensador: 330 cfm

6.1.2. Dimensiones y estado del ventilador.

Las características del ventilador son las siguientes
Diámetro del rodete: 8” ;
Ancho del rodete: 4” ;
Polea impulsora: 4”
Polea Conducida: 2.5”
Motor: 2.4 hp; 1695 rpm

6.1.3. Dimensiones y estado de los serpentines.

Los serpentines de condensación y evaporación son idénticos. A continuación listamos su configuración:
Area de cara: 1 $feet \times 1\ feet$
Diámetro exterior tubería: 3/8”=0,375”
Número de filas: 4
Número de circuitos: 1
Refrigerante: 134a

6.2. Recomendaciones sobre las Mediciones Iniciales.

6.2.1. Temperaturas.

De las mediciones de temperatura podemos ver una diferencia de 5°C entre la salida del evaporador y la del tubo de suministro de aire. Esta ganancia de calor se podrá reducir mediante aislamiento del sistema y los conductos con fibra de vidrio.

6.2.2. Ventilador de Suministro.

Calculando las RPM del ventilador de acuerdo a la velocidad de giro del motor y la relación de velocidades nos resultan: $w_{vent} = w_{motor}\frac{D_{motor}}{D_{vent}} = 1695\frac{4}{2{,}5} = 2700rpm$.

A esta velocidad de giro del ventilador y revisando una curva de un ventilador similar: SA 9/4 de S&P, nos encontramos, para 625 cfm, con una pérdida probable de: 4" a 5" C.A. Esta sería la perdida de presión consumida por la fricción en el serpentín, la resistencia eléctrica y el sistema improvisado de distribución de aire.

Discriminamos ahora la posible caída de presión en cada componente del SAA para dimensionar nuestro sistema de distribución de aire:

Serpentín: 1" C.A.

Resistencia: 1" C.A.

Caja de mezcla: 0,08" C.A.

Damper: 0,08" C.A.

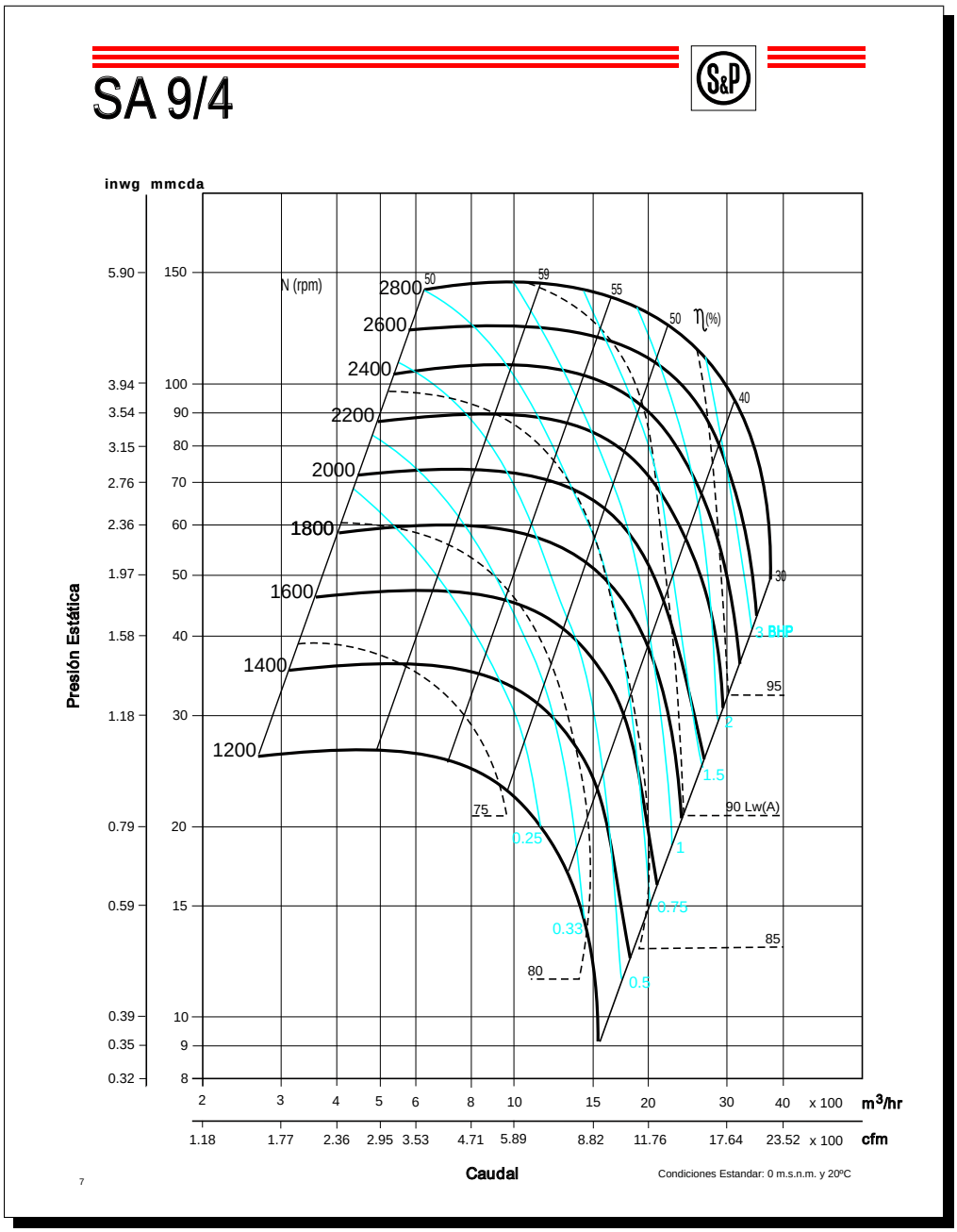
Rejillas de Suministro y Retorno: $0,1 \times 2 = 0,2$

Total: 2,36 C.A.

Teniendo en cuenta un tamaño de ventilador razonable, como vimos anteriormente altas rpm (2700 rpm), tendríamos una caída de 4", corregido Bogotá: 4" $\times 0,72 = 2,88$. Por tanto nos queda para nuestro sistema de distribución de aire 0,52" C.A.

Con esta caída de presión de 0,52" C.A. disponible y teniendo en cuenta un recorrido de conductos (suministro y retorno) entre el SAA y la cabina de diez metros, nos resulta una caída de presión por cada 100 pies de $^{1{,}58\,in\,C.A.}/_{100\,feet}$. Empleando un ductulador y utilizando $^{1{,}00\,in\,C.A.}/_{100\,feet}$ para tener en cuenta pérdidas por codos y desviaciones, obtenemos un conducto de 7" de diámetro o de sección de 8" $\times$ 6" a una velocidad de 2100 fpm (recomendada, mas usual en este tipo de sistemas). Esta dimensión fue calculada teniendo en cuenta $^{300\times1{,}5}/_{0{,}72} = 625\,cfm$ recomendados para la capacidad de refrigeración disponible en el laboratorio: 9.000 Btu/h en la ciudad de Bogotá.

Como vemos en la curva del ventilador, este se encuentra con la posibilidad de darnos el caudal y presión requeridas a 7" de diámetro en los conductos.



6.2.3. Serpentines.

Con el fin de analizar la capacidad que podría darnos nuestro sistema, se revisa la capacidad del los serpentines con un software de selección. Se utiliza para esto el programa de calculo incluido en la obra: McQuiston. Calefacción , ventilación y aire acondicionado. [10]

```
Aire Acondicionado Prueba Universidad Nacional
Serpentín de Evaporación

COIL DESCRIPTION:
         TYPE OF COIL = DIRECT EXPANSION
         TUBE PATTERN = STAGGERED PLATE-FIN-TUBE COIL
         MATERIAL = ALUMINUM FINS WITH COPPER TUBES
         REFRIGERANT TYPE = REFRIGERANT 134
         FINNED SIDE FLUID = AIR
         FINNED SIDE AIR PRESSURE =    8550. FT. OF ELEVATION

FACE AREA =   1.00 SQUARE FEET
HEIGHT OF HEAT EXCHANGER =  12.0 INCHES
WIDTH OF HEAT EXCHANGER =  12.0 INCHES
NUMBER OF ROWS OF TUBES IN THE AIR FLOW DIRECTION =  4
NUMBER OF TUBES PER ROW = 12     CIRCUITS ON TUBE SIDE =  1

FIN PITCH = 14 FINS/INCH     FIN THICKNESS =  .010 INCHES
VERTICAL TUBE SPACING =  1.000 INCHES
HORIZONTAL TUBE SPACING =  1.400 INCHES
TUBE OUTSIDE DIAMETER =  .375 INCHES
TUBE WALL THICKNESS =  .030 INCHES
INSIDE TUBE FOULING FACTOR =  .0000 HR-FT^2-F/BTU

TOTAL HEAT TRANSFER RATE =    18302.6 BTU/HR
SENSIBLE HEAT TRANSFER RATE =     9871.3 BTU/HR
ENTERING AIR CONDITIONS:
         DRY BULB TEMPERATURE =  75.0 F
         WET BULB TEMPERATURE =  64.0 F
         ENTHALPY =  34.6 BTU/LBMA
         HUMIDITY RATIO =   105.9 GRAINS/LBMA
         FACE VELOCITY =  500.00 FPM
         AIR VOLUME FLOW RATE =    500.0 CFM
         COMMENT: COIL IS   .0 PERCENT DRY
LEAVING AIR CONDITIONS:
         DRY BULB TEMPERATURE =  49.6 F
         WET BULB TEMPERATURE =  49.3 F
         ENTHALPY =  23.0 BTU/LBMA
         HUMIDITY RATIO =    73.0 GRAINS/LBMA
TUBE SIDE CONDITIONS:
         REFRIGERANT SATURATION TEMPERATURE =  44.0 F
AIR PRESSURE LOSS = 1#IND INCHES OF WATER
TUBE SIDE PRESSURE LOSS = 113.01 PSI
         REFRIGERANT QUALITY ENTERING EVAPORATOR =   .21
         ENTHALPY CHANGE IN EVAPORATOR =  67.06 BTU/LBM

FIN EFFICIENCY =  .753     SURFACE EFFECTIVENESS =  .761

TUBE SIDE HEAT TRANSFER COEFFICIENT =  768.0 BTU/HR-SQFT-F
FINNED SIDE HEAT TRANSFER COEFFICIENT =   7.6 BTU/HR-SQFT-F
```

```
Aire Acondicionado Prueba Universidad Nacional
Serpentín Condensador

ERROR: NO CONVERGENCE - CHECK INPUT

COIL DESCRIPTION:
         TYPE OF COIL = REFRIGERANT CONDENSER
         TUBE PATTERN = STAGGERED PLATE-FIN-TUBE COIL
         MATERIAL = ALUMINUM FINS WITH COPPER TUBES
         REFRIGERANT TYPE = REFRIGERANT 134
         FINNED SIDE FLUID = AIR
         FINNED SIDE AIR PRESSURE =    8850. FT. OF ELEVATION

FACE AREA =   1.00 SQUARE FEET
HEIGHT OF HEAT EXCHANGER =  12.0 INCHES
WIDTH OF HEAT EXCHANGER =  12.0 INCHES
NUMBER OF ROWS OF TUBES IN THE AIR FLOW DIRECTION =  4
NUMBER OF TUBES PER ROW = 12     CIRCUITS ON TUBE SIDE =  1

FIN PITCH = 14 FINS/INCH     FIN THICKNESS =  .010 INCHES
VERTICAL TUBE SPACING =  1.000 INCHES
HORIZONTAL TUBE SPACING =  1.400 INCHES
TUBE OUTSIDE DIAMETER =  .375 INCHES
TUBE WALL THICKNESS =  .030 INCHES
INSIDE TUBE FOULING FACTOR =  .0000 HR-FT^2-F/BTU

TOTAL HEAT TRANSFER RATE =    -3826.6 BTU/HR
SENSIBLE HEAT TRANSFER RATE =    -3826.6 BTU/HR
ENTERING AIR CONDITIONS:
         DRY BULB TEMPERATURE =  75.0 F
         FACE VELOCITY =  500.00 FPM
         AIR VOLUME FLOW RATE =    500.0 CFM
LEAVING AIR CONDITIONS:
         DRY BULB TEMPERATURE =  95.2 F
TUBE SIDE CONDITIONS:
         REFRIGERANT SATURATION TEMPERATURE = 100.0 F
AIR PRESSURE LOSS = 1#IND INCHES OF WATER
TUBE SIDE PRESSURE LOSS =   4.85 PSI

FIN EFFICIENCY =  .870     SURFACE EFFECTIVENESS =  .873

TUBE SIDE HEAT TRANSFER COEFFICIENT =  752.7 BTU/HR-SQFT-F
FINNED SIDE HEAT TRANSFER COEFFICIENT =   7.6 BTU/HR-SQFT-F
MEAN TEMPERATURE DIFFERENCE = -12.3 F
```

Dadas las condiciones de operación, las capacidades encontradas fueron:
Serpentín de Evaporación: 18.302,6 Btu/h
Serpentín de Condensación: -3.826,6 Btu/h
Concluimos que los problemas de sobrecalentamiento del circuito podrían ser causados por:
Deficiencia de condensación. (Condensador in apropiado)
Limpieza y mantenimiento de los serpentines.
Gases no condensables en el circuito de refrigeración. (Presencia de humedad interna)

6.2.4. Ecuaciones a validar y Parámetros a medir.

Recordando nuestro sistema, se considera de importancia validar las consideraciones nuevas hechas a nuestro modelo:

Ecuación (20). Temperatura de descarga de la caja de mezcla. $T_{2c} = \frac{cT_{exter}+T_2}{1+c}$

Ecuación (21). Humedad de descarga de la caja de mezcla. $W_{2c} = \frac{cW_{exter}+W_2}{1+c}$

Ecuación (15). Densidad del aire de ventilación igual a la de retorno. $f = \frac{(c+1)}{c} \times f_{vent}$

Ecuaciones (15) y (16). Dinámica de la temperatura en la caja de mezcla.
$\frac{dT_{2c}}{dt} = \frac{f_{ret}}{V_c}(T_2 - T_{2c}) + \frac{f_{vent}}{V_c}(T_{exter} - T_{2c})$

Ecuaciones (29) y (30). Dinámica de la humedad en la caja de mezcla.
$\frac{dW_{2c}}{dt} = \frac{f_{ret}}{V_c}(W_2 - W_{2c}) + \frac{f_{vent}}{V_c}(W_{exter} - W_{2c})h_{fg}$

Además de estas ecuaciones. Wei Sun, P.E. en su trabajo propone la realización de un test de presurización basado en la ecuación de potencia. Ecuación (14). $fext = K_l\,(\triangle P)^n$. Sería interesante corroborar el exponente y coeficiente de flujo (Kl, n).

Aunque ya fueron soportadas en simulaciones experimentales por sus autores. Se considera conveniente simular en este trabajo las ecuaciones del modelo propuesto por Ahmed en (15 y 16).

$$\frac{V}{R}\left(\frac{1}{T_2}\frac{dP}{dt} - \frac{P}{T_2^2}\frac{dT_2}{dt}\right) = \frac{P_f \times f}{RT_1} - \frac{P \times f_{ext}}{RT_2} - \frac{P \times f_{ret}}{RT_2} \quad (15)$$

$$C_v \times \frac{V}{R}\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ext}}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{R} \times C_p + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat} \quad (16)$$

Recordemos ahora las variables de nuestro sistema en la Figura 86.

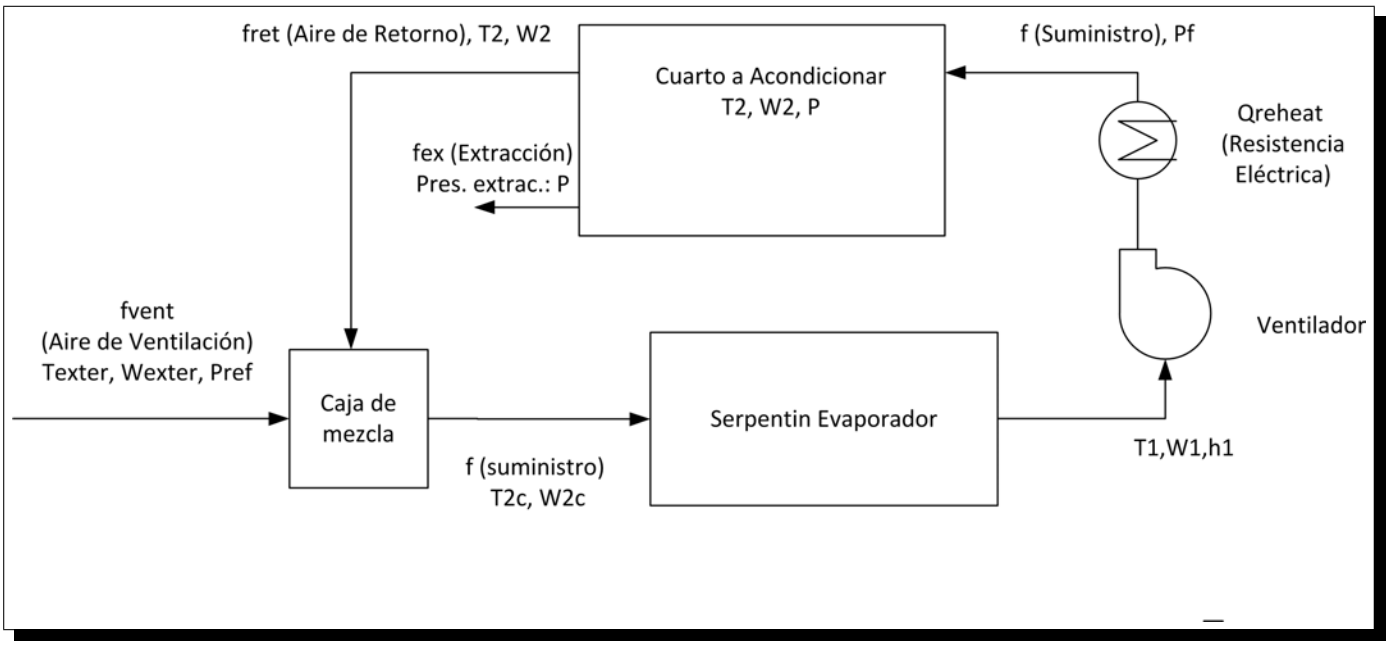


Fig. 86: Esquema Sistema de Aire Acondicionado para un Cuarto Limpio.

Para realizar las simulaciones propuestas es necesario medir simultaneamente:
Ecuación (20). Temperaturas de entrada (T_2, T_{exter}) y salida (T_{2c}) en la caja de mezclas.
Ecuaciones (26) y (27). Temperaturas de entrada (T_2, T_{exter}) y salida (T_{2c}) en la caja de mezclas.
Ecuación (21). Humedad de entrada (W_2, W_{exter}) y salida (W_{2c}) en la caja de mezclas.
Ecuaciones (29) y (30). Humedad de entrada (W_2, W_{exter}) y salida (W_{2c}) en la caja de mezclas.
Ecuación (14). Flujo de aire de fuga (a través de la ELA) (f_{exter}) y presión en el cuarto (P) .
Ecuación (15). Simulación de la presión. Presión y temperatura en el cuarto (P, T_2) y los flujos de de aire de suministro y extracción (f, f_{exter}).
Ecuación (16). Simulación de desacople de la Temperatura. Presión y temperatura en el cuarto (P, T_2) y los flujos de aire de suministro y extracción (f, f_{exter}).
Se proponen las simulaciones de las ecuaciones (14, 15 y 16) a la presión y temperatura de suministro (Pf, T_1) constantes.
Por consiguiente, es necesario instrumentar el sistema y construir la caja de mezcla, los ductos de suministro y extracción del modo mostrado en la figura.

6.2.5. Modificaciones a la planta física y equipo a utilizar.

A continuación listamos el conjunto de actividades a realizar con el fin de validar las anteriores ecuaciones:
Montar sistema de adquisición de datos para medir simultaneamente con los siguientes dispositivos las siguientes variables:

(4) Cuatro puntos de medición para Temperaturas: (T_2, T_{exter}, T_{2c}, T_1). Ecuaciones (20) y (15)
(3) Tres puntos de medición para la Humedad específica: (W_2, W_{exter}, W_{2c}). Ecuación (21)
(2) Dos medidores de velocidad de aire y calcular los flujos: (f, f_{exter}). Ecuaciones (14, 15 y 16)
(2) Dos medidores de diferencial de presión para calcular las presiones: (Pf, P). Ecuaciones (14, 15 y 16)

Solucionar el problema de disparo intermitente por presión de alta del SAA. Esta solución puede estar relacionada con: recargar el equipo con refrigerante nuevo, cambiar el condensador o aumentar el flujo de aire en este. Adicionalmente será necesario colocar termostato para apagar el compresor cuando se haya alcanzado la temperatura requerida ya sea en el conducto de suministro o dentro del cuarto.

Aislar el gabinete donde se encuentran los serpentines y el ventilador.

Construir caja de mezcla con compuertas para el balanceo del aire de suministro, retorno y aire exterior.

Instalar el sistema de distribución de aire. Conductos flexibles de 7” $\approx$ 8” o rectangulares de 8” $\times$ 6” .

6.3. Modificaciones Sistema de aire acondicionado existente

Luego de la inspección inicial del sistema y atendiendo a las recomendaciones de esta revisión, se procede a la conección del sistema de Aire Acondicionado (SAA) del Laboratorio de Plantas Térmicas y la Cabina de Pruebas Termodinámicas. Para la conección se realizan las siguientes tareas: (Ver Figuras 87 a 89)

- Construcción de caja de mezcla con compuertas para el balanceo del aire de suministro, retorno y aire exterior.

  La caja se arma incluyendo los siguientes componentes: dos anillos de conección para ducto circular de: 8” , damper mariposa en el retorno de: 8” , rejilla rectangular para toma de aire con damper de: 11,5” $\times$ $7^1/_4$”.

- Instalación del sistema de distribución de aire. Conductos flexibles de 8” .

- Montaje y adecuación de sistema de medición (adquisición de datos para flujo y temperatura de aire)

- En la caja de mezclas, los flujos de aire se balancean del siguiente modo: El damper en la boca de retorno se ubica al 100 % y el de toma de aire al 50 % (palanca a 45°) buscando tener una relación entre los flujos de suministro y toma de aire del 20 % (25 $^{Cambios}/_{hora}$ Aire Suministro, 5 $^{Cambios}/_{hora}$ Aire de renovación para 25 y 30 Hz en el ventilador)

Fig. 87: Sistema de Distribución y Caja de Mezcla.

Fig. 88: Abertura para Suministro de Aire.

Fig. 89: Abertura para Retorno de Aire.

Posterior al montaje se realizaron mediciones del flujo f de aire de suministro y la diferencial de presión $\triangle P$.

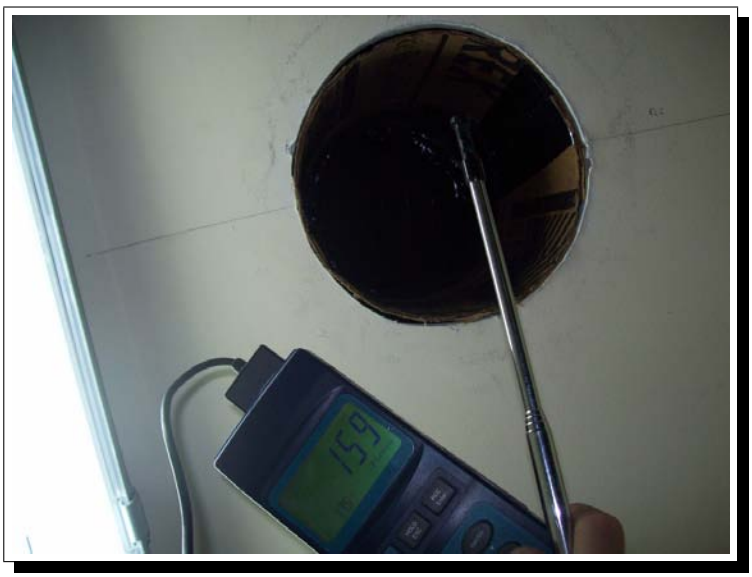


Fig. 90: Medición de Flujo

Fig. 91: Medición del Diferencial de Presión

Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión			
Freq. (Hz)	Vel. Flujo Sum ($^{foot}/_{min}$)	Vel. Flujo Ret ($^{foot}/_{min}$)	Dif. de Pres ($in\ H_2O$)
20	105	70	0,001
30	130	96	0,002
40	170	110	0,004
50	210	118	0,008
60	260	140	0,010

Tab. 21: Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión.

Las anteriores lecturas listados en el Cuadro 21 se realizan con mucha dificultad ya que la mínima división del instrumento es: $0,01\ in\ H_2O$. Se hace necesario entonces la revisión de los conductos de aire y el montaje de un ventilador mas potente. Ver Figura 92 y Cuadro 22.

Fig. 92: Cambio de Ventilador del Sistema.

Características de los ventiladores Inicial y Final		
Características	Ventilador Inicial	Ventilador Final
Diámetro del rodete	4”	6”
Ancho del rodete	8”	10”
Motor	2,4 HP	3,6 HP
RPM	1695	1710

Tab. 22: Características de los ventiladores Inicial y Final.

7. Experimentación, Análisis de Datos y Simulación.

Con el sistema ya preparado, se procede ahora con la obtención de datos, con los cálculos de parámetros y las simulaciones. Tomando en cuenta las limitantes y disponibilidad de equipos e instrumentos de medición en el laboratorio, los experimentos a realizar son los siguentes según el numeral (6.2.4):

- Test de presurización basado en la ecuación de potencia. Ecuación (14): $fext = K_l\,(\triangle P)^n$.

  Cálculos de los parámetros: Kl y n.
- Cálculo del parámetro (c) en la ecuación (20). $T_{2c} = \frac{cT_{exter}+T_2}{1+c}$
- Cálculo del parámetro (c) en la ecuación (25). $f = \frac{(c+1)}{c} \times f_{vent}$
- Simulación de la dinámica de la temperatura en la caja de mezcla. Ecuaciones (15) y (16).

  $\frac{dT_{2c}}{dt} = \frac{f_{ret}}{V_c}(T_2 - T_{2c}) + \frac{f_{vent}}{V_c}(T_{exter} - T_{2c})$
- Simulación modelo propuesto por Ahmed en (15 y 16).

  $\frac{V}{R}\left(\frac{1}{T_2}\frac{dP}{dt} - \frac{P}{T_2^2}\frac{dT_2}{dt}\right) = \frac{P_f \times f}{RT_1} - \frac{P \times f_{ext}}{RT_2} - \frac{P \times f_{ret}}{RT_2}$ (15)

  $C_v \times \frac{V}{R}\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ext}}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{R} \times C_p + Q_{load} + Q_{spl} + Q_{reheat}$ (16)

7.1. Mediciones de Flujo y Presión. Text de Presurización.

7.1.1. Mediciones de Flujo .

Para este procedimiento se siguen las recomendaciones del Manual de Medición del Flujo de Aire de la empresa Trane.co y de ANSI/ASHRAE 111 Testing, Adjusting, and Balancing of Building HVAC Systems.

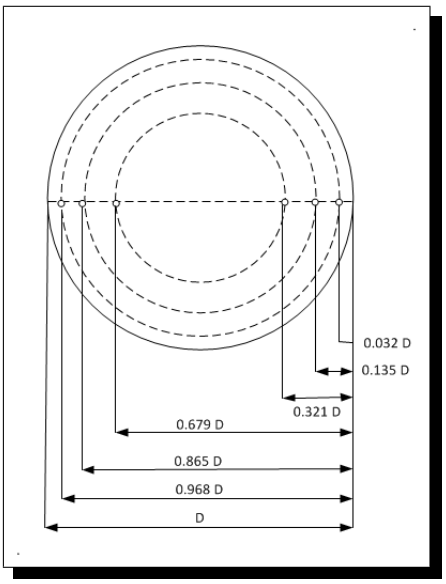


Fig. 93: Número de puntos de medidas por diámetro.

Aunque en el manual de Trane se recomienda un mínimo de 20 lecturas a lo largo de dos diámetros, por lo pequeño del diámetro medido se simplificó tomándose solo seis medidas. Se promedian estos valores y se compara con el valor de la medida en el centro. Ver Figura 93 y Cuadro 23.

Lecturas Transversales de Velocidad		
Posición	Vel Flujo Sum $(^{foot}/_{min})$ 35 Hz	Vel. Flujo Ret $(^{foot}/_{min})$ 45 Hz
D	950	1180
0,968 D	1070	1330
0,865 D	980	1250
0,679 D	400	520
0,321 D	430	620
0,135 D	440	640
Vel. Promedio	854	1108
Vel. Centro	780	990
Deferencia	9.5 %	11,9 %

Tab. 23: Lecturas Transversales de Velocidad.

Vemos en la Tabla 3 que el porcentaje de diferencia estimado entre la velocidad promediada y la medida en el centro de la abertura de suministro de aire es un 10 % aproximadamente. Buscando simplicidad, de aquí en adelante se estimarán los flujos con un solo valor de la velocidad: el medido en el centro del ducto.

7.1.2. Regresión de la Ecuación de Potencia. Cálculo de parámetros.

Con el fin de calcular los parámetros K_l y n en la ecuación de potencia (14): $fext = K_l\,(\triangle P)^n$ se realiza una regresión utilizando series de datos para f_{ext} y $\triangle P$. El procedimiento a seguir es el sugerido por el Standard E779-88 de ASTM el cual es expuesto por Wei Sun, PE [3].

Las series de datos se construyen realizando mediciones de velocidad v_f para calcular f y mediciones de $\triangle P$ en la cabina. Ver Cuadro 24.

La regresión se realiza con la siguiente ecuación:

$$n = \frac{\left(\sum_{k=1}^{m} ln\,(fext)_k \times \sum_{k=1}^{m} ln\,(\triangle P)_k\right) - m \times \sum_{k=1}^{m} \left(ln\,(fext)_k \times ln\,(\triangle P)_k\right)}{m}$$

Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión				
Freq. (Hz)	Vel. Flujo Sumin v_f $(^{foot}/_{min})$	Vel. Flujo Retor $v_{f_{ret}}$ $(^{foot}/_{min})$	Vel. Flujo Toma Aire $v_{f_{vent}}$ $(^{foot}/_{min})$	Dif. de Pres $(in\ H_2O)$
20	310	280	95	0,02
25	430	330	110	0,035
30	570	405	122	0,045
35	730	540	155	0,06
40	765	570	175	0,07
45	830	610	210	0,08
50	925	670	225	0,098
55	970	780	240	0,11

Tab. 24: Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión.

Con los valores en el Cuadro 24 procedemos a calcular los flujos de aire con la ecuación (Ver Cuadro 25):

$f = {}^{v\pi D^2}/_{576}$, donde $D\,(plg)$, $f\,(^{feet^2}/_{min})$.

Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión					
Freq. (Hz)	Flujo Sumin f $(feet^2/min)$	Flujo Retor f_{ret} $(feet^2/min)$	Flujo Toma Aire f_{vent} $(feet^2/min)$	Flujo Extrac $f_{ext} = f - f_{ret}$	Diferencia % f_{vent} y f_{ext}
20	108,2	97,7	33,2	10,5	217
25	150,1	115,2	38,4	34,9	10
30	199	141,4	42,6	57,6	26
35	254,8	188,5	54,1	66,3	18
40	267	199	61,1	68,1	10
45	289,7	212,9	73,3	76,8	5
50	322,9	233,9	78.5	89	12
55	338,6	272.3	83,8	66,3	26

Tab. 25: Cálculo de Flujos de Aire.

Con los anteriores valores de flujo y diferencial de presión, con m=7, obtenemos: n=0,5825.

Para el cálculo de Kl, llevamos los valores de flujo y diferencial de presión en la Tabla 12 a (L/s) y (Pa) . Luego utilizamos la fórmula de regresión:

$$Kl = e^{\left(\frac{\sum_{k=1}^{m} ln(fext)_k - n \times \sum_{k=1}^{m} ln(\triangle P)_k}{m}\right)}$$

El valor obtenido para Kl es de 5,5218. A continuación en la Figura 94 presentamos una comparación entre los datos medidos y los ajustados.

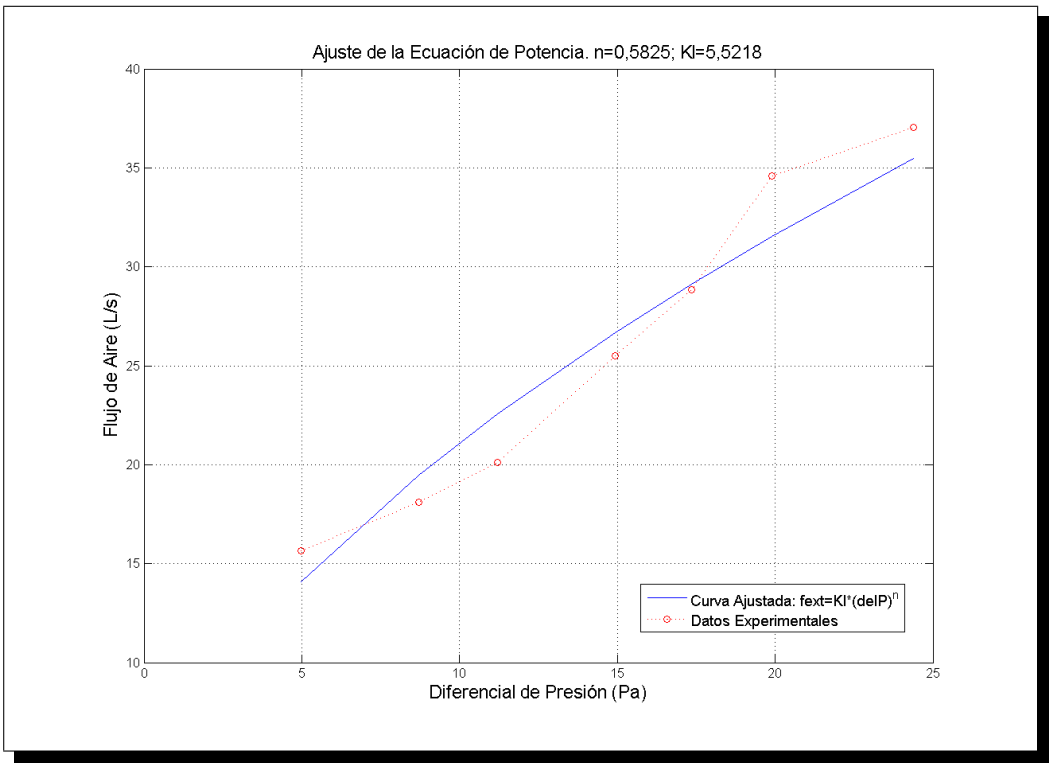


Fig. 94: Ajuste de la Ecuación de Potencia.

De un balance de flujos para el cuarto y la caja de mezclas, el flujo de aire que se escapa en el cuarto f_{ext} ha de ser igual al que se repone en en la caja de mezcla como flujo de ventilación f_{vet} . En la ecuación (18) tenemos respectivamente: $f = f_{ret} + f_{ext}$ y $f = f_{ret} + f_{vent}$. Sin tener en cuenta el primer dato (20 Hz), el porcentaje de diferencia de estos valores medidos es un 15 %.

Ahora seguiremos con el cálculo del coeficiente $\frac{(1+c)}{c}$ en la ecuación (25): $f = \frac{(1+c)}{c} \times f_{vent}$. o en la ecuación (19): $\rho_{exter} \times f_{vent} = c \times \rho_{ret} \times f_{ret}$, para: $\rho_{exter} = \rho_{ret}$.

Sabemos de la ecuación (23) que $f_{ret} = f - f_{vent}$. Despejando f_{vent} en (25) y remplazandolo en (23), nos resulta:

$$f_{ret} = f - \frac{c}{1+c} \times f = f\left(1 - \frac{c}{1+c}\right) = f\left(\frac{1}{1+c}\right)$$

Que también la escribiremos como:

$$f = (1+c)\, f_{ret} = K \times f_{ret}$$

Teniendo en cuenta los valores de flujo calculados en el Cuadro 25, a continuación calculamos en el Cuadro 26 los parámetros c, K.

Cálculos diversos Parámetros c, K				
Freq. (Hz)	K $\left(\frac{f}{f_{ret}}\right)$	c $\left(\frac{f_{vent}}{f_{ret}}\right)$	K $(c+1)$	c $\left(\frac{f_{vent}}{f-f_{vent}}\right)$
20	1,11	0,34	1,34	0,44
25	1,30	0,33	1,33	0,34
30	1,41	0,30	1,30	0,27
35	1,35	0,29	1,29	0,27
40	1,34	0,31	1,31	0,30
45	1,36	0,34	1,34	0,34
50	1,38	0,34	1,34	0,32
55	1,24	0,31	1,31	0,33

Tab. 26: Cálculo de Parámetro c y K .

Promediando estos valores en la columna tres del Cuadro 25, nos resulta para c y K: 0,32 y 1,32 respectivamente.

7.2. Mediciones de Temperatura en la Caja de Mezclas.

Otra práctica realizada fué el recalcular el valor de c en la ecuación (20): $T_{2c} = \frac{cT_{exter}+T_2}{1+c}$ para la caja de mezclas. Para lograr leer las temperaturas $T_{exter}, T_2 y T_{2c}$, se instalan tres termocuplas en la caja de mezclas conectándose estas con el sistema de adquisición de datos según se ve en la Figura 95 y 96. Aquí las termocuplas van conectadas al Módulo de Entrada de Termopares de 4 canales (NI 9211). Este a su vez va montado en el chasis (NI cDAQ-9172) de National Instruments. Las lecturas se realizan con una interface previamente configurada utilizando el Software LabVIEW:

Fig. 95: Conexión Termocuplas a Sistema de Adquisición de Datos

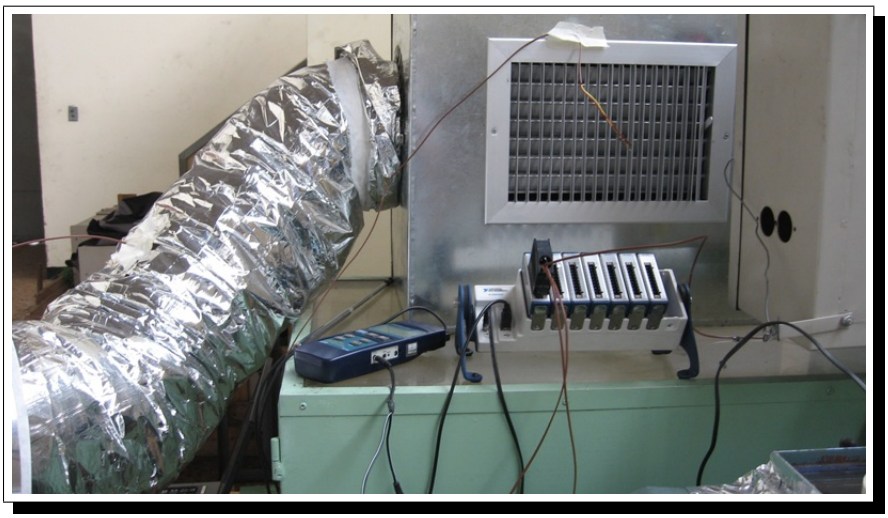


Fig. 96: Chasis de NI CompactDAQ Legado

El sistema entonces es puesto en operación sin encender el compresor . Al cabo de cierto tiempo (70 seg) este es encendido haciendo que baje la temperatura de entrada de aire a la caja de mezcla como se ve en al Figura 97. Luego de 500 segundos el compresor es apagado. Como se puede ver en la Figura 84, las temperaturas son estables entre 200 a 500 segundos.

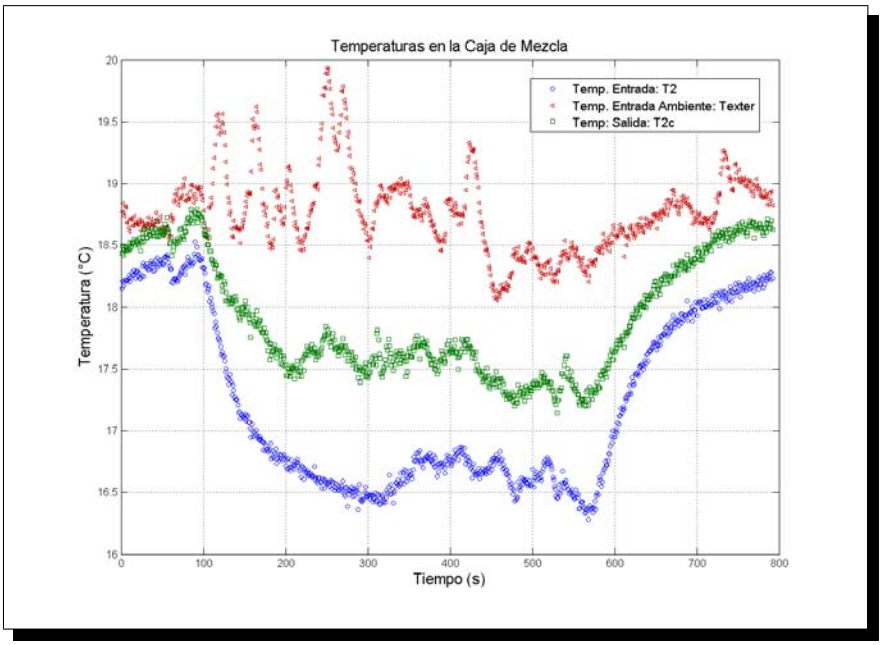


Fig. 97: Gráfica Temperaturas en Caja de Mezcla

Promediando para este rango los valores de T_{exter}, T_2 y T_{2c} tenemos (Ver Cuadro 27):

Mediciones de Flujo y Diferencial de Presión				
	T_2	T_{exter}	T_{2c}	$c = \frac{T_2 - T_{2c}}{T_{2c} - T_{exter}}$
Media	17,2155	18,7698	17,6044	0,3337
Desviación	0,7048	0,3252	0,4782	

Tab. 27: Recálculo del Parámetro c con las Temperaturas.

Este valor calculado para "c=0,3337" resulta de realizar un ajuste a una de las termocuplas. En una prueba posterior se detecta un ligero offset entre dos de las termocuplas de hasta 0,3008 °C. Este error se consideró como un aumento de la temperatura a la salida de la caja de mezcla T_{2c} . Sin la corrección, el valor calculado corresponde a c=0,7977. Esto nos muestra la sensibilidad de este método (Temperaturas) para calcular "c". Es preferible calcularlo balanceando los flujos f_{vent}y f_{fret}.

7.3. Simulación de la Dinámica de la Temperatura en la Caja de Mezcla

Se efectúa una simulación inicial teniendo en cuenta la dinámica de la temperatura en la caja de mezcla y considerando la carga sensible Q_{vent} producida por el aire de renovación f_{vent} (Ecuación 26):

$$C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt} = C_p \rho f_{ret}(T_2 - T_{2c}) + Q_{vent}$$

Aquí Q_{vent} de la Ecuación (27):

$$Q_{vent} = C_p \times \rho \times f_{vent} \times (T_{exter} - T_{2c})$$

En el experimento se efectúa la medición de el aire de retorno f_{ret} , y utilizamos (13) y (15) para relacionar: $f_{vent} = c \times f_{ret}$. Reorganizando nos queda:

$$\frac{dT_{2c}}{dt} = \frac{f_{ret}}{V_c}(T_2 - T_{2c}) + \frac{f_{vent}}{V_c}(T_{exter} - T_{2c})$$

Los parámetros aquí son: $V_c = 0,1\,(m^3)$ (Volumen de la caja de mezcla), $f_{ret} = 0,0939\,(^{m^3}/_s)$ (Medido en el experimento), $c = 0,3337$ (Calculado Cuadro 23), $T_{2c}\,(0) = \bar{T}_{2c} = 17,6044°C$.

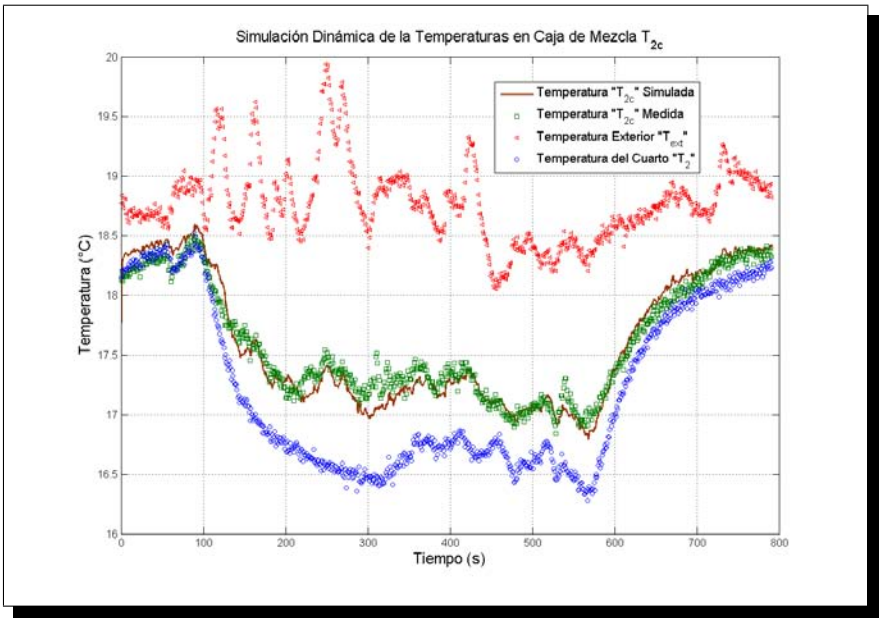


Fig. 98: Simulación Dinámica de la Temperaturas en Caja de Mezcla T_{2c}

En la figura 98 se muestran los valores de la temperatura a la salida de la caja de mezcla T_{2c} corregidos y su ajuste a los valores simulados. También se verifica el valor del parámetro $c = 0,3337$.

7.4. Simulación del Modelo de Wei Sun, P. E. y Osman Ahmed.

La siguiente práctica es la simulación del sub-modelo compuesto por las ecuaciones (14), (15) y (16):

$$fext = K_l \left(\triangle P\right)^n$$

$$\frac{V}{R}\left(\frac{1}{T_2}\frac{dP}{dt} - \frac{P}{T_2^2}\frac{dT_2}{dt}\right) = \frac{P_f \times f}{RT_1} - \frac{P \times f_{ext}}{RT_2} - \frac{P \times f_{ret}}{RT_2}$$

$$C_v \times \frac{V}{R}\frac{dP}{dt} = \frac{P_f \times f}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ext}}{R} \times C_p - \frac{P \times f_{ret}}{R} \times C_p + Q_{load}$$

Donde:

$f_{ret} = (1/K) \times f \approx 0,76 \times f$

El valor de la presión de suministro P_f es medido a 35 y 45 Hz: 74,03442 kPa y 74,04313 kPa. Para nuestra simulación tomaremos 74,04313 kPa como un parámetro al igual que en el trabajo de Ahmed.

R: Constante de los gases: 0.287 ($\frac{kPa}{kg \times ^\circ K}$),

C_v : Calor específico a volumen constante: 0,718 ($^{kJ}/_{kg^\circ K}$),

C_p : Calor específico a presión constante: 1,005 ($^{kJ}/_{kg^\circ K}$),

Q_{load}: Carga Térmica en el cuarto. Una Persona y Lampara halógena: 0,15 kW

V: Volumen del cuarto: 9,9 (m^3)

n: Exponente de flujo: 0,5825 Adimensional,

Kl : Coeficiente de flujo: 17 (Estimado por prueba y error)

El sistema es puesto en marcha durante 16 minutos. Durante este tiempo se varía la frecuencia del ventilador, como también es encendido y apagado el compresor de acuerdo a la siguiente secuencia (Cuadro 28):

Secuencia de Operación Simulación modelo de Wei Sun, P.E. y Osman Ahmed		
	Duración (min)	Acción
1.	5	Ventilador en marcha a 35 Hz
2.	3	Encendido del Compresor
3.	3	Cambio Frecuencia ventilador a 45 Hz
4.	3	Apagado del Compresor
5.	2	Cambio Frecuencia ventilador a 35 Hz

Tab. 28: Secuencia de Operación Ventilador y Compresor.

La secuencia expuesta en el Cuadro 28, Produce los siguientes cambios en las variables $T_1, T_2, f y P$ (Temperatura de suministro, Temperatura del cuarto, Flujo de suministro y Presión del cuarto). Ver Figuras 99, 100 y 101.

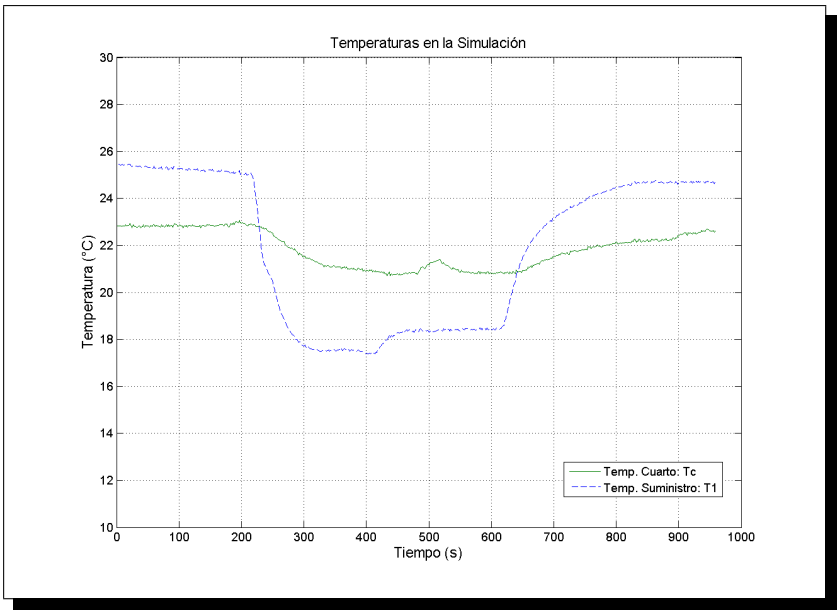


Fig. 99: Cambio en las Temperaturas T_1 y T_2 de acuerdo a la secuencia en el Cuadro 28.

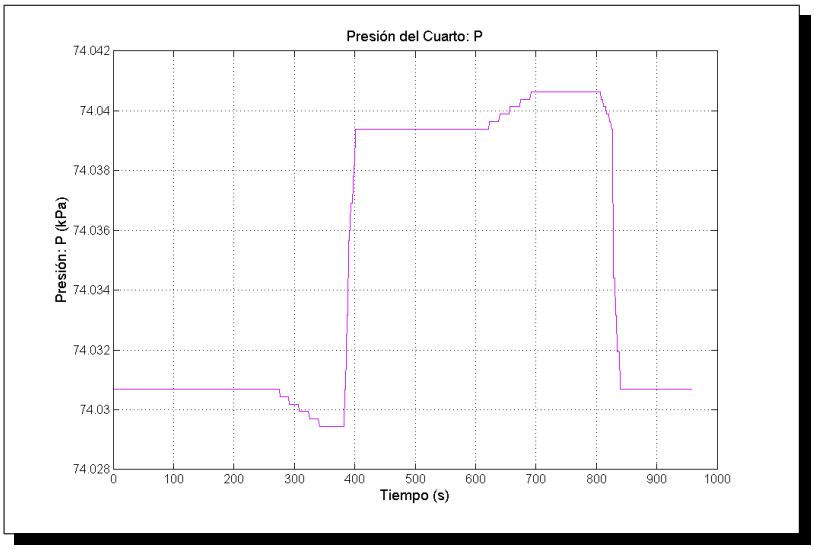


Fig. 100: Cambio en la presión P de acuerdo a la secuencia en el Cuadro 28.

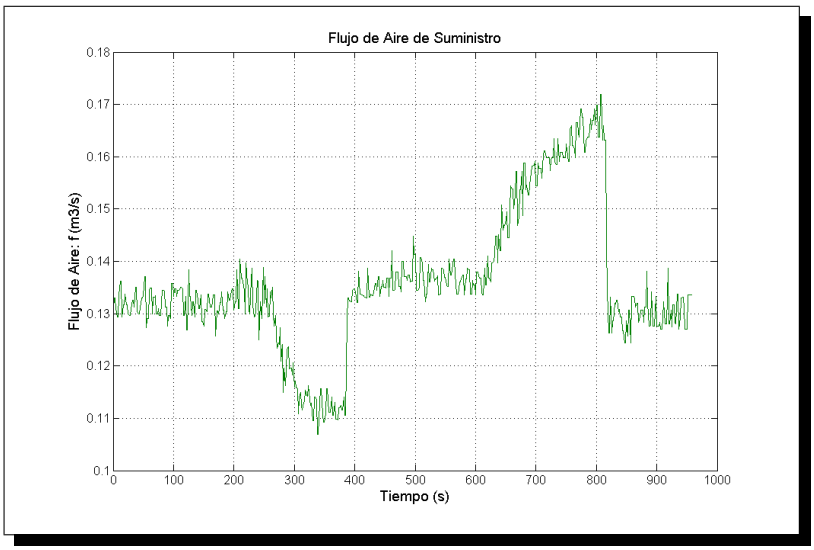


Fig. 101: Cambio en el flujo f de acuerdo a la secuencia en el Cuadro 28.

Con los parámetros listados anteriormente simulamos el sub-modelo no lineal compuesto por las ecuaciones (25), (26) y (27) tomando las variables f y T_1 como entradas, y T_2 y P como salidas. Con las entradas f y T_1 de las figuras 101 y 99 obtenemos la siguiente respuestas para T_2 y P: Figuras 102 y 103.

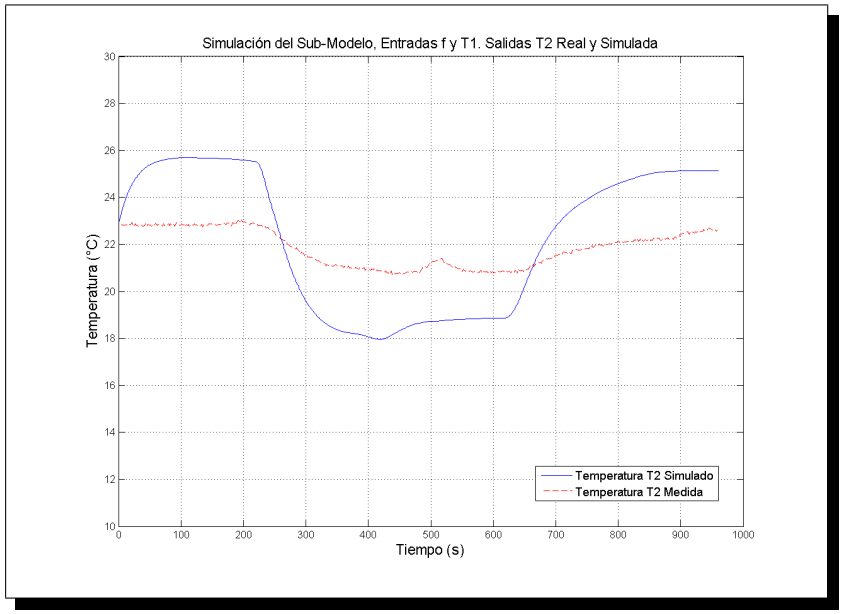


Fig. 102: Simulación modelo Osman Ahmed. T_2 Real y Simulado.

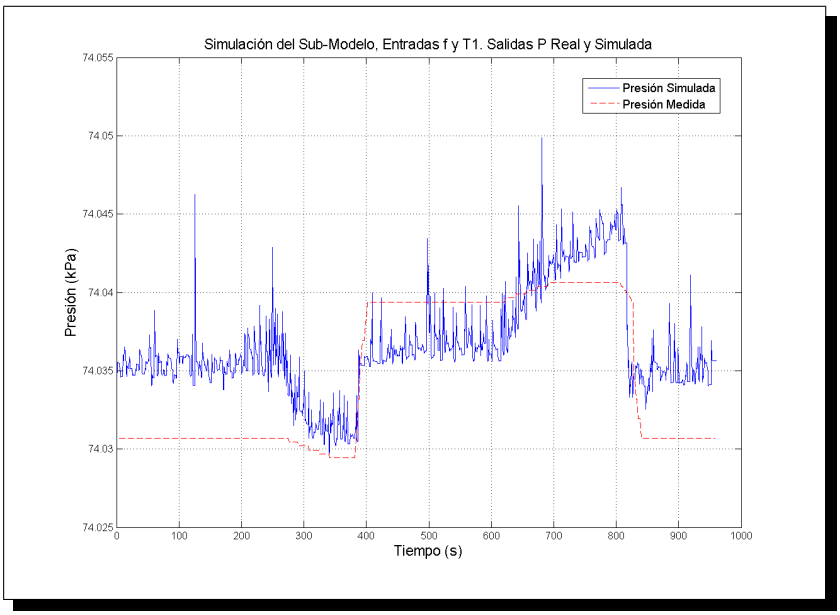


Fig. 103: Simulación modelo Osman Ahmed. P Real y Simulado.

Se puede observar en la figuras 102 y 99 una gran similitud entre la temperatura simulada T_2 (Salida 1) y la temperatura de suministro T_1 (Entrada 2).

El ajuste no tan cercano como en las gráficas de datos medidos y simulados en las figuras 102 y 103 se debe a la pobre instrumentación disponible en el laboratorio.

8. Conclusiones.

El principal objetivo del presente trabajo fué comparar cuantitativamente diversas estrategias de control para los parámetros Temperatura, Humedad y Diferencial de Presión en un cuarto limpio. El estudio del modelo matemático y el diseño de los contralodores multivariables LQG y H_∞, como también los controladores desacoplados PI, PD Difuso, Difuso Supervisorio y Cascada, permitieron un entendimieno del sistema compuesto por el Cuarto y el Equipo de Aire Acondicionado, y de como controlarlo. Se demuestra que la técnica de control multivariable H_∞ es la apropiada para lograr el control simultaneo de los tres parámetros. Con la implementación de los controladores desacoplados PI, utlizados convencionalmente, se logra controlar la Diferencial de Presión pero se descuidan la Temperatura, Humedad. Lo anterior se verifica cuando se simulan los controladores H_∞ y PID sobre Modelo no Lineal.

8.1. Conclusiones Controladores Desacoplados.

- Revisando la descomposición en valores singulares de nuestro sistema se concluye que a pesar de la interacción que existe entre las señales, si es posible lograr el control descentralizado. Dada una salida, las entradas no se contrarrestan significativamente.
- El análisis del índice de interacción de Bristol ó Arreglo de Ganancias Relativas (RGA) y la naturaleza de las variables, permiten establecer las siguientes estructuras de apareamiento:

Estructuras de apareamiento factible			
Alternativa I (Menor interacción)			
	y_3 con u_1	y_1 con u_3	y_2 con u_2
Variable de Entrada:	f	Q_{reheat}	M_{ref}
Variable de Salida:	P	T_2	W_2
Alternativa II			
	y_3 con u_1	y_1 con u_2	y_2 con u_3
Variable de Entrada:	f	M_{ref}	Q_{reheat}
Variable de Salida:	P	T_2	W_2

- Se observó que el mejor modo de aparear es de acuerdo a la Alternativa I de apareamiento. En las gráficas del RGA (Figuras 32, 33 y 34), para la Temperatura y Humedad, el mejor modo de aparear puede cambiar con respecto a la frecuencia. En medias y altas frecuencias se observa como los elementos $\lambda_{(2,2)}$ y $\lambda_{(1,3)}$ cercanos a uno (0 dB) sugieren aparear de acuerdo a la Alternativa I. Al evaluar las alternativas de apareamiento factible sintonizando los controladores PI, utilizando el método de sintonía SIMC propuesto por Skogestad, resulta también la Alternativa I como el mejor modo de apareamiento. Ver Figuras 39 a 41 (Alternativa I) y Figuras 42 a 44 (Alternativa II).

- Se concluye que es posible implementar controladores On-Off con la estructura de apareamiento propuesta en la Alternativa II siempre y cuando el proceso tolere oscilaciones. Ver Figuras 49 a 51.

- Es posible la sintonización de los controladores PI con la Alternativa II de apareamiento factible utilizando las técnicas de sintonía extendidas de los controladores SISO: BLT (Biggest Log modulus tuning) [14] y Sintonía secuencial utilizando Relay Feedback [18].

- Las técnicas de sintonía secuenciales [18], utilizadas para sintonizar los PI convencionales, tienen en cuenta la relación entre las salidas y las señales de control cuando los otros lazos se encuentran cerrados. Como contraste, para los controladores PD Difuso en este sistema multivariable, resulta complicado establecer la interacción de las variables teniéndose una respuesta en la humedad bastante pobre.

- Para un sistema multivariable como el estudiado, el control difuso puede ser utilizado para mejorar la sintonía de los controladores PI (Control Difuso Supervisorio). Cuando se utiliza un controlador propiamente difuso (PD Difuso) la sintonía de los controladores puede resultar dispendiosa y el desempeño pobre como en nuestro caso.

- Con el control PI en Cascada se mejora la respuesta transitoria del sistema. Revisar gráficas en las Figuras 79 a 82 .

8.2. Validación de Ecuaciones y Cálculo de Parámetros.

- Se calculan los parámetros $K_l\, y\, n$ en la ecuación de potencia (14): $fext = K_l\,(\triangle P)^n$ utilizando una regresión con series de datos para f_{ext} y $\triangle P$ según procedimiento sugerido por el Standard E779-88 de ASTM el cual es expuesto por Wei Sun, PE [3]. El ajuste conseguido es bastante bueno y se muestra en la Figura 94.

- Se calcula la relación c de la ecuación (19): $\frac{\rho_{exter} f_{vent}}{\rho_{ret} f_{ret}} = c$, empleando las relaciones de temperatura en la caja de mezcla, ecuación (20) y utilizando los flujos f y f_{vent} de la ecuación (25) y/o Cuadro 21. Este parámetro el cual permanece casi constante para varios flujos es clave en la ecuación (23) para dejar f_{ret} como función de f utilizando también la ecuación (23) . El cálculo con las temperaturas es muy sensible a la exactitud de los instrumentos. Tan solo 0,3 °C de diferencia puede cambiar el resultado.

- Con la instalación y adecuación de los equipos e instrumentos disponibles en el Laboratorio de Plantas Térmicas y Energías Renovables, se logran simular las ecuaciones (14), (15), (16), (26) y (27), presentando los resultados comparativos entre el modelo y las mediciones hechas en las Figuras 94, 98, 102 y 103. En estas gráfica se nota un buen ajuste para las ecuaciones (14), (26) y (27). En las gráficas de datos medidos y simulados de las figuras 102 y 103 correspondientes a las ecuaciones (14), (15) y (16) el ajuste no es tan cercano. Esto se debe a la pobre instrumentación disponible en el laboratorio.

8.3. Trabajos Futuros y Sugerencias.

- Es posible obtener un mejor resultado contándose con la instrumentación para obtener y registrar simultaneamente en un computador todos los parámetros. Además de la instrumentación, se sugiere la adecuación de la cabina con el fin de validar los controladores diseñados realizando control real de los parámetros.

- Si bien con el modelo propuesto y controladores diseñados se logra cumplir con los objetivos propuestos, con el presente trabajo se deja abierta la posibilidad de profundizar aún mas en el tema. Como continuación se propone el estudio de perturbaciones al modelo, las cuales en nuestro caso se han descartado por simplicidad.

  - Se propone tener en cuenta la abertura de una puerta o ventana. Esto se logra al considerar como variable el Área Efectiva de Fuga (Effective Leakage Area) en $K_l = 1050 \times ELA$ de la ecuación: $fext = K_l\,(\triangle P)^n$. Dependiendo del tipo de puerta (vaivén ó corrediza) se establecería la dinámica de la variación del Área Efectiva de Fuga (ELA).
  - De acuerdo a mediciones previas: Establecer la variación de la Temperatura y Humedad en el exterior (T_{exter}, W_{exter}). Se logra al considerar $T_{exter} \neq T_2$ y $W_{exter} \neq W_2$ en las ecuaciones $C_p \rho V_c \frac{dT_{2c}}{dt} = C_p \rho f_{ret}(T_2 - T_{2c}) + Q_{vent}$ y $\rho V_c \frac{dW_{2c}}{dt} = \rho f_{ret}(W_2 - W_{2c}) + M_{vent}$. Este cambio, sin embargo, aumentaría el orden del modelo ya que tocaría adicionar las ecuaciones (26) y (29), y dos estados al ya propuesto: la Temperatura y Humedad en la caja de mezclas: T_{2c} y W_{2c}.

- Implementación de la estrategia de control activa con controladores PID en cascada, para el control de la diferencial de presión en un recinto, como alternativa a las técnica multivariable (mejor controlador).

  Se requerirá instrumentar la planta para medir y modular los flujos de suministro y retorno. Habiendo realizado una caracterización previa de la hermeticidad del cuarto, las ecuaciones: $fext = K_l\left(\triangle P\right)^n$ y : $f = f_{ret} + f_{ext}$ se programarían en un controlador de tal modo que constantemente se esté calculando el valor de referencia f con base en las lecturas de $\triangle P$ y f_{ret}: $f = f_{ret} + K_l\left(\triangle P\right)^n$.

Referencias

[1] John Murphy, Temperature & Humidity Control in Surgery Rooms, ASHRAE Journal, June 2006

[2] Davis, Stephen J., The Priority Is Pressurization. Engineered Systems; Jul 2001, Vol. 18 Issue 7, p72, 4p, 3 charts

[3] Wei Sun, Automatic Room Pressurization Test Technique and Adaptive Flow Control Strategy in Cleanrooms and Controlled Environments, ASHRAE Transactions 2005

[4] Engineering Manual of Automatic Control for Comercial Building, Honeywell 1997

[5] Qi Qi, Shiming Deng, Multivariable control of indoor air temperature and humidity in a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system, Building and Enviroment, 2009

[6] Stephen J. Davis. Cleanroom Pressurization Methodology, Pharmaceutical Technology Feb. 2003.

[7] Qi Qi, Shiming Deng, Multivariable control-oriented modeling of a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system, International Journal of Refrigeration, 2008

[8] Jin Wen, PhD, Wei Sun PE, Inpact of Pressurization on Energy Consumption for Laboratories and Cleanrooms, ASHRAE Transactions, 2009

[9] Osman Ahmed, PhD, Experimental Validation of Thermal and Pressure Models in a Laboratory Simulator, ASHRAE Transactions, 1998

[10] McQuiston. Calefacción , ventilación y aire acondicionado. Análisis y Diseño, Limusa Wiley, 2003

[11] Wei Sun, Quantitative multistage pressurizations in controlled and critical environments. ASHRAE Transactions 2004.

[12] S. Skogestad, I. Postlethwaite, Multivariable feedback control, John Wiley and Sons, West Sussex, England, 2005.

[13] Wu Chen, Shiming Deng. Research on a novel DDC-based capacity controller for the direct-expansion variable-air-volume A/C system. Energy Conversion and Management, 2010.

[14] W. L. Luybeng, M. L. Luybeng. Essentials of Process Control. McGraw-Hill, 1997.

[15] Karl Johan Åström, Tore Hägglund. Control PID Avanzado. Pearson Prentice Hall, 2009.

[16] Karl Johan Åström, Tore Hägglund. PID Controllers: Theory, Design and Tuning, 2nd Edition. Instrument Society of America (ISA), 1995.

[17] K. J. Astrom, K.H.Johansson, Design of decoupled PI controllers for two-by-two systems. IEEE, 2002

[18] D. Semino, C. Scali. Multiloop Autotuning using Relay Feedback: Limits and Extensions. Elsevier, 1996

[19] Robert Babuska. Fuzzy and Neural Control DISC. Course Lecture Notes. Delft University of Technology Delft, 2004.

[20] Lei Wang, Wencai Du. Fuzzy self-tuning PID control of the operation temperatures in a two-staged membrane separation process. Elsevier, 2008.

[21] Hyung-Soo Hwang, Jeong-Nae. A Tuning Algorithm for the PID Controller Utilizing Fuzzy Theory. IEEE, 1999.

[22] Servet Soyguder, Mehmet Karakose. Design and simulation of self-tuning PID-tipe fuzzy adaptative control for an expert HVAC system. Elsevier, 2009.

[23] Matthew C. Turner, Declan G. Bates. Mathematical Methods for Robust and Nonlinear Control. Springer, 2007

[24] Katsuhiko Ogata. Ingeniería de Control Moderna, Cuarta Edición. Pearson Prentice Hall, 2003.

[25] K. J. Astrom, Richard M. Murray. Feedback Systems. Princeton University Press, 2008.

[26] S. Skogestad, M. Morari, J. C. Doyle. Robust Control of Ill-Conditioned Plants: Hig-Purity Distillation. IEEE, 1988.

[27] H. B. Verbruggen, H. J. Zimmermann, R. Babuška. Fuzzy Algorithms for Control. Kluwer Academic Publishers, 1989.

[28] Roland S. Burns. Advanced Control Engineering. Butterworth Heinemann, 2001.

[29] Erling Aarsand Johannessen. Dynamic Positioning of Surface Vessel: Multivariable Frequency Analysis and Controller Design. Department of Engineering Cybernetics The Norwegian Institute of Technology. University of Trondheim. 1996.