



UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA

Modelización Térmica, Termodinámica y Experimentación de un motor Ericsson de aire caliente en ciclo de Joule

Manuel Alejandro Fula Rojas

Universidad Nacional de Colombia
Facultad de Ingeniería, Departamento Ing. Mecánica y Mecatrónica.
Bogotá, Colombia
Año 2015

Modelización Térmica, Termodinámica y Experimentación de un motor Ericsson de aire caliente en ciclo de Joule

Manuel Alejandro Fula Rojas

Tesis presentada como condición parcial para la obtención del título de:

Doctor en Energético, Ciencias de Ingeniero (UPPA-Fr).

Doctor en Ingeniería Mecánica y Mecatrónica (UNAL-Col)

Directores:

Ph.D. pascal STOUFFS (UPPA)

Universidad de Pau y los Países del Adour
Laboratorio de Térmico, Energética y Métodos.
Pau, Francia

Ph.D. fabio EmiroSierra Vargas UNAL

Universidad Nacional de Colombia

Facultad de Ingeniería, Departamento de Ingeniería Mecánica y Mecatrónica
Bogotá, Colombia

2015

RESUMEN

Con el agotamiento de los recursos naturales, en particular, las fuentes de energías fósiles, las energías renovables se consideran de nuevo como una alternativa real para la transición energética de los países industrializados.

Los motores a contribución de calor externa como el Stirling y su “primo” el motor Ericsson pueden valorizar múltiples fuentes - renovables o no de energía térmica. El motor Ericsson se adapta así especialmente bien para la conversión de la energía solar o la biomasa en electricidad en aplicaciones microgeneración. Esta tesis se inscribe en la continuación de los trabajos teóricos y experimentales sobre el motor Ericsson realizados al LaTEP de la Universidad de Pau y los Países del Adour. En este trabajo, principalmente nos interesamos por las transferencias térmicas entre el fluido de trabajo y las paredes de los cilindros de compresión y expansión del motor. Un primer modelo, global, permitió determinar en qué condiciones estas transferencias térmicas pueden mejorar los resultados del sistema energético en cuestión. Un segundo modelo, ‘intracycle’, permitió evaluar las transferencias térmicas instantáneas en los cilindros a partir de las correlaciones habitualmente utilizadas en los motores a combustión interna. El prototipo de motor Ericsson se equipó entonces de distintos captadores de presión y temperaturas, dado que se constituyó estos últimos de microtermocuplas. Las relaciones de temperatura instantánea en el cilindro de compresión se presentan comentados y comparados a los resultados obtenidos por el modelo “intracycle”.

Palabras clave: microgeneración, motor Ericsson, motor alternativo a ciclo de Joule, energía solar, energía de la biomasa, transferencias térmicas en los cilindros.

Abstract

With exhaustion of natural resources, in particular the fossil energy sources, renewable energies are again regarded as a real alternative for the needed energy transition of the industrialized countries. The “hot aire Engines like the Stirling motor and his “primo” the Ericsson motor, borde utiliza múltiple termal sources - renewable ahora bien not -. The Ericsson engine is thus particularly well adapted for solar or biomass energy conversion in electricity or for microgeneration purposes. This thesis is a continuation of the theoretical and experimental work on the Ericsson engine realized in theLaTEP of the *University of Pau* (Francia). In this work, we are mainly interested in the - in-cylinder - heat transfer between the working gas and the walls of the compression and expansion cylinders of the Ericsson engine. A first original model made possible to determine under which conditions these heat transfers can improve the performances of the energy system considered. A second model, “intracycle”, allowed to evaluate the instantaneous heat transfers in the cylinders starting from the correlations usually used in the internal combustion engines, reciprocating compressors and pneumatic springs. The Ericsson prototype was then equipped with various pressure and temperature gauges, the latter consisting of K-tipo microthermocouples of 25 and 12,5 μ m wires. The results of instantaneous temperature measurements in the compression cylinder are presented, commented and compared with the results obtained by the “intracycle” model.

Keywords: microcogénération, Ericsson Engine, Reciprocating Joule cycle, solar energy, biomass energy, in-cylinder heat transfers.

Índice

Lista de las figuras	IX
Lista de los cuadros	15
NOMENCLATURA	17
1. El contexto general: necesidades de sistemas de conversión de energía solar y biomasa en Colombia y Francia	20
1.1 Objetivo global del proyecto en el cual se inscribe la tesis	20
1.2 Las necesidades de sistemas de conversión de energía primaria en electricidad de pequeña potencia	21
1.2.1 Telecomunicaciones	21
1.2.2 La cuestión de la transición energética en Francia y Europa	21
1.2.3 De la energía para el desarrollo rural en Colombia	21
1.2.4 La rarefacción de los recursos fósiles	22
1.3 La cogeneración de pequeña potencia podría ser una solución parcial al problema de la transición energética	22
1.4 Energía solar: Fotovoltaico (PV) vs solar concentrado (CSP)	25
1.5 Biomasa y μ CHP	29
1.6 Tecnologías de motores térmicos para la producción de electricidad de pequeña potencia	34
1.6.1 ¿Alternativas a los grupos electrógenos?	34
1.6.2 ORC et microcogénération	36
1.6.3 Motores a combustión interna y microcogénération	37
1.6.4 Las turbinas a vapor y los maquinas a vapor de agua	38
1.6.5 Microturbinas a gas	40
1.6.6 El motor Stirling	41
1.7 Conclusión	44
2. Motores alternativos a ciclo de Joule-Brayton: estado del arte	46
2.1 El motor Ericsson: definición e interés	46
2.2 Breves antecedentes	48
2.3 Reciente evolución en el mundo	49
2.4 Reciente evolución en Francia	59
2.5 Los trabajos al LaTEP	63
2.5.1 Los primeros trabajos de modelización	63
2.5.2 Los trabajos de F. LONTSI	70
2.5.3 El tesis de Touré	73
3. Transferencias térmicas no estacionario en el cilindro: bibliografía	75
3.1 Los trabajos es de los motores a combustión interna	75
3.2 Los trabajos referentes a los compresores a pistón	85

3.3	Los trabajos es de los resortes gaseosos (Nu complejo)	89
3.4	Conclusion.....	94
4.	Modelización	95
4.1	Introducción	95
4.2	Las transferencias térmicas y la destrucción del exergia.....	97
4.3	Modelización termodinámica global	98
4.3.1	Compresión y expansión politrópicos del aire.....	98
4.3.2	Descripción de la modelización Enfoque global.....	101
4.3.3	Resultados del modelo global.....	104
4.3.4	Conclusiones del modelo global	110
4.4	Modelización “intracycle” de las transferencias instantáneas	111
4.4.1	Introducción general del modelo.....	111
4.4.2	Modelización de los cilindros	113
	114
4.4.3	Modelización de las transferencias térmicas en los cilindros	
4.4.4	Modelización global del motor. Método de Resolución	115
4.4.5	Resultados para los cilindros adiabáticos	116
4.4.6	Resultados detallados para n = 900 tr/min: correlaciones resultantes de los estudios sobre los motores a combustión interna.....	120
4.4.7	Resultados detallados para n = 900 tr/min: correlación resultante de los estudios sobre los compresores alternativos.....	124
4.4.8	Resultados detallados para n = 900 tr/min: correlación resultante de los estudios sobre los resortes gaseosos	128
4.4.9	Resultados globales para n = 900 tr/min.	132
4.4.10	Influencia de la velocidad de rotación.....	135
4.4.11	Conclusión general sobre el modelo “intracycle” de las transferencias instantáneas	148
5.	Presentación del prototipo y el banco de pruebas.....	150
5.1	El prototipo de motor Ericsson	150
5.2	El banco de pruebas	155
5.3	La adquisición de datos	162
5.4	Las distintas campañas de medición.....	¡Error! Marcador no definido.
5.5	Las distintas campañas de medición.....	165
6.	Medida de la Temperatura Instantánea	167
6.1	Introducción	167
6.2	Fabricación de los captadores a microtermocuplas.....	169
6.3	Estimación del tiempo de respuesta.....	172
7.	Resultados experimentales.....	176
7.1	Tipos de pruebas posibles	176
7.2	Plan de experiencias.....	178
7.3	Dificultades encontradas.....	180
7.4	Resultados experimentales.....	181
7.4.1	Preparación de las pruebas.....	181
7.4.2	Medidas a 600 rpm, con temperatura de pared a 15 °C	182
7.4.3	Influencia de la velocidad de rotación.....	189

7.4.4	Influencia de la temperatura de pared.....	192
7.5	Conclusión de las pruebas	196
8.	Conclusiones y perspectivas	197

Lista de las figuras

	Pag.
Fig. 1. Ventajas de la microgeneración con relación a la utilización tradicional de electricidad y calor.....	24
Fig. 2. Comparación del impacto medioambiental (ciclo de vacío) entre dos soluciones CSP vs PHV.	26
Fig. 3. Esquema de un sistema microgeneración solar para aplicaciones residenciales.	27
Fig. 4. Economía financiera relativa permitida por una central a concentración solar.	27
Fig. 5. Economía realizada y tiempo de vuelta sobre inversión de un μ CHP residencial a CSP según distintas situaciones.	28
Fig. 6. Evolución de la producción de energía primaria de la biomasa sólida en los países de la Unión Europea desde 2000 (en Mtep).	30
Fig. 7. Producción de energía primaria, producción bruta de electricidad y consumo de calor a partir de biomasa sólida de la Unión Europea en 2011 (Mtep).	31
Fig. 8. Wheelabrator Shasta Energy Company, Anderson, California. Producción de 49-MWe en ciclo Rankine a partir de combustión de hubo de papel. (Fotografía NREL).	32
Fig. 9. Gasificador a madera de la central de producción eléctrica McNeil en, Burlington, Vermont (Fotografía NREL).	32
Fig. 10. Sistema modular de CHP propuesto por CCP capaz de producir 100 kWe.	34
Fig. 11. Pasos de las curvas de saturación de los fluidos orgánicos más utilizados.	37
Fig. 12. Unidad microgeneración de se apresuró Belga COGENGREEN. Los sistemas electrónicos de control y los intercambiadores térmicos colocados bajo el grupo electrógeno motor-generador no están presentes sobre esta figura.....	38
Fig. 13. Fotografía de la turbina de μ CHP de 1.2 kWe construida por GREENTURBINE.	39
Fig. 14. Unidad doméstica de micro cogeneración EXOES a ciclo de Rankine a partir de gránulos de madera, produciendo 1.6 kWe y 16kWth.	40
Fig. 15. Esquema del motor STIRLING 161 produce por la empresa SOLO. http://www.buildup.eu/system/files/Solo%20Stirling%202.jpg	41
Fig. 16. Fotografía del STIRLING SOLO 161 de 11kWe. http://www.buildup.eu/system/files/SOLO%20Stirling.jpg45	42

Fig. 17. Esquema de los componentes principales de un sistema Dish/Stirling.	42
Fig. 18. Système Dish/Stirling 4-95 Marco II de 25 kW previo una irradiación de 1000W/m ² construido por McDonnell Douglas instalado en la California del sobre.	43
Fig. 19. Módulos parábola-motriz Stirling de 30 kW construidos por RIPASSO Energy. À la izquierda, funcionamiento, en la obtención de la marca mundial de conversión de energía solar en electricidad a Upington (Sudáfrica) en enero de 2013. À la derecha, técnicos comprueban las máquinas.	44
Fig. 20. Configuración típica de un motor Stirling.	47
Fig. 21. Configuración de un motor Ericsson tonto recuperación (ciclo cerrado).	47
Fig. 22. Ciclo teórico de Ericsson (en Cumbre) allí ciclo teórico de Joule o Brayton (debajo).	48
Fig. 23. The RIDE - Ericsson Hot-Air Motor.....	49
Fig. 24 el mismo motor adaptado para el bombeo de agua.	49
Fig. 25. Motor en ciclo cerrado de Joule con contribución de calor eléctrica pero propuesto para hidráulico carbón.	54
Fig. 26. Motor en ciclo de Joule a recuperación propuesto por Belio.	55
Fig. 27. Esquema del ciclo teórico desarrollado por cada cilindro de la unidad propuesta por Belio.....	55
Fig. 28. Esquema de una de las máquinas a pistón a combustión interno en ciclo de Brayton-Joule propuesto por Holtzapple y AL58	56
Fig. 29. Esquema de principio de un motor Ericsson propuesto por Kossul.	57
Fig. 30. Esquema de compresor o reductor de presión propuesto por Kossul.	59
Fig. 31 Esquema de funcionamiento del motor Ericsson propuesto por Creyx y AL62	60
Fig. 32. Esquema del motor Ericsson propuesto por S GORRO.	64
Fig. 33. Rendimiento interno de un motor Ericsson en función del relación de presión β	65
Fig. 34. Potencia del sistema fotograbadotermodinámico según la modelización de Alaphillipe y AL68	66
Fig. 35. Banco de pruebas del panel solar rueda parabólico-vapor construye al LaTEP. 67	
Fig. 36 Temperatura del aire en función de la longitud del intercambiador solar y el tipo de estampado de los tubos.	68
Fig. 37. tienen) enrollamiento helicoidal b) cinta torcida c) tubo sellado d) espuma porosa	69
Fig. 38. Heliostato de cerca de 4kW para un motor Stirling construido por Luc Dando. ..	69
Fig. 39. Esquema de modelización del motor Ericsson introducido por Lontsi.	70
Fig. 40. Ángulos apertura de allí cierre de cansancio válvulas previo EL cilindro de expansión.	71
Fig. 41. Comparación de los rendimientos termodinámicos con y sin recompresión del volumen muerto del cilindro de expansión, para $\theta = 3$, $\mu_C = 0,17$ y $\mu_E = 0,12$	74
Fig. 42. Modelización térmica de un motor a combustión interno.	78
Fig. 43. Geometría y dimensiones de las válvulas del reductor de presión del motor Ericsson al LaTEP80.....	78

Fig. 44. Distribución de la energía lograda por la combustión en trabajo mecánico y en calor a la izquierda) y diagrama de Sankey energético y rendimiento asociado (tiene el derecha). 79

Fig. 45. Configuración básica del motor Ericsson con recuperación (ciclo abierto).95

Fig. 46. Ciclo Ericsson con recuperación (en Cumbre) vs Ciclo Joule-Brayton (abajo). ..97

Fig. 47. Compresión (izquierda) y expansión (derecha): enfoque politrópico (línea siguió) vs trayectoria real (tratan discontinuos). 100

Fig. 48. Diagrama genérico del ciclo de potencia con recuperación del motor Ericsson. 102

Fig. 49. Rendimiento térmico vs k_c y k_e para $\beta = 3$ y $\epsilon = 100\%$ 105

Fig. 50. Calor proporcionado por la fuente caliente para $\beta = 3$ y $\epsilon = 85\%$ 107

Fig. 51. η vs k_c et que pour $\beta = 3$ et $\epsilon = 85\%$ 108

Fig. 52. η pour $\beta = 3$ et $\epsilon = 65\%$ 109

Fig. 53. Calor proporcionado por la fuente caliente pour $\beta = 3$ et $\epsilon = 65\%$ 109

Fig. 54. η pour $\beta = 3$ et $\epsilon = 0\%$ 110

Fig. 55. Trabajo para $\beta = 3$ y $\epsilon = 85\%$ 111

Fig. 56. η en fonction de β pour $\epsilon = 85\%$ 112

Fig. 57. Vista parcial del prototipo de motor Ericsson desarrollado al LaTEP. 112

Fig. 58. Principio del pistón doble efecto (E: expansión; C: compresión). 113

Fig. 59. Diagrama indicador del cilindro de compresión (caso adiabático)..... 116

Fig. 60. Diagramme indicador del cilindro de expansión (caso adiabático) 117

Fig. 61. Producción tiene través de cansancio válvulas del cilindro de compresión (caso adiabático)..... 117

Fig. 62. Producción tiene través de cansancio válvulas del cilindro de expansión (caso adiabático)..... 118

Fig. 63. Evolución del presión AL calentador en función del velocidad de rotación, previo espalda diámetros de válvula (caso adiabático) 119

Fig. 64. Evolución de la masa de fluido de trabajo cargada en cuenta por ciclo en función de la velocidad de rotación, para dos diámetros de válvula (caso adiabático) 119

Fig. 65. Coefficient de transferencia instantánea en el cilindro de compresión. 121

Fig. 66. Coefficient de transferencia instantánea en el cilindro de expansión. 121

Fig. 67. Température instantánea en el cilindro de compresión. 122

Fig. 68. Température instantánea en el cilindro de expansión. 122

Fig. 69. Diagramme entrópico del cilindro de compresión. 123

Fig. 70. Diagrama entrópico del cilindro de expansión 123

Fig. 71. Diagrama entrópico del ciclo completo. 124

Fig. 72. Coeficientes de transferencia previo el correlación de Disconzi allí AL..... 127

Fig. 73. Temperatura instantánea en el cilindro de compresión. Correlación de Disconzi. 126

Fig. 74: Temperatura instantánea en el cilindro de expansión. Correlación de Disconzi. 126

Fig. 75. Diagrama entrópico del cilindro de compresión. Correlación de Disconzi. 127

Fig. 76. Diagrama entrópico del cilindro de expansión. Correlación de Disconzi. 127

Fig. 77. Diagrama entrópico del ciclo completo. Correlación de Disconzi. 128

Fig. 78. Potencia térmica intercambiada en los dos cilindros. Correlación de Kornhauser. .	129
Fig. 79. Componentes reales e imaginarios de las potencias térmicas intercambiadas. .	129
Fig. 80. Temperatura instantánea en el cilindro de compresión. Correlación de Kornhauser.	130
Fig. 81. Temperatura instantánea en el cilindro de expansión. Correlación de Kornhauser. .	130
Fig. 82. Diagrama entrópico del cilindro de compresión. Correlación de Kornhauser. ..	131
Fig. 83. Diagrama entrópico del cilindro de expansión. Correlación de Kornhauser.	131
Fig. 84. Diagrama entrópico del ciclo completo. Correlación de Kornhauser.	132
Fig. 85. Rendimiento térmico en función de la velocidad para las seis correlaciones estudiadas.	135
Fig. 86. Presión del calentador en función de la velocidad para las seis correlaciones estudiadas.	136
Fig. 87. Producción de la masa en función de la velocidad y la correlación térmica.	137
Fig. 88. Masa por ciclo en función de la velocidad y la correlación térmica.	137
Fig. 89. Potencia indicada en función de la velocidad y la correlación térmica.	138
Fig. 90. Trabajo de la masa indicado en función de la velocidad y la correlación térmica. .	139
Fig. 91. Potencia indicada del compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.	139
Fig. 92. Trabajo de la masa indica del compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.	140
Fig. 93. Potencia indicada del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.	141
Fig. 94. Trabajo de la masa indicada del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.	141
Fig. 95. Potencia térmica del calentador en función de la velocidad y la correlación térmica.	142
Fig. 96. Energía térmica de la masa proporcionada en función de la velocidad y la correlación térmica.	143
Fig. 97. Potencia térmica del compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.	144
Fig. 98. Energía térmica de la masa del compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.	144
Fig. 99. Potencia térmica del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.	145
Fig. 100. Energía térmica de la masa del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.	146
Fig. 101. Temperatura salida compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.	147
Fig. 102. Temperatura salida reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.	147

Fig. 103. El prototipo de motor Ericsson.	150
Fig. 104. El pistón doble efecto.	151
Fig. 105. Levas ajustables: vista externa.	153
Fig. 106. Levas ajustables: corte sobre el eje.	153
Fig. 107. Dirección de las válvulas del cilindro de expansión.	154
Fig. 108. Cuchillo entre el balancín y el anillo de válvula.	154
Fig. 109. Circulación de agua en la parte inferior de la camisa y en el tronco del pistón.	155
Fig. 110. Esquema del motor completo con los puntos de medida y las referencias de los componentes.	156
Fig. 111. Filtro a aire y flujómetro de la masa a la aspiración del cilindro de compresión.	157
Fig. 112. Motor asincrónico acoplado al motor Ericsson en una prueba en motor implicado.	158
Fig. 113. Central de refrigeración del agua de enfriamiento de las paredes del cilindro de compresión y el tronco del pistón.	159
Fig. 114. Codificador angular.	160
Fig. 115. Fotografía del conjunto del banco de pruebas del prototipo de motor Ericsson.	162
Fig. 116. Central de adquisición y cableado para lecturas de presión, temperatura y posición angular.	163
Fig. 117. Posición del sensor de temperatura (yema de huevo) en el cilindro de expansión cerca de la válvula de admisión (verde).	168
Fig. 118. Implantación del sensor de temperatura (blanco) en el cerca de la válvula de rechazo (naranja) del cilindro de compresión.	169
Fig. 119. Componentes de los captadores a μ TC.	170
Fig. 120. Captador a μ TC armado, antes de la inserción.	170
Fig. 121. Circuito para la soldadura de μ TC por descarga de condensadores.	170
Fig. 122. Fotografía de la unión de los hijos 25 μ m de uno de los captadores hechos. .	171
Fig. 123. Fotografía de la unión de los hijos de 12.5 μ m del mismo captador.	172
Fig. 124. Esquema del prototipo de motor Ericsson.	177
Fig. 125 Representación geométrica de una concepción de experiencia a 3 variables y dos niveles.	179
Fig. 126. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Presión instantánea.	183
Fig. 127. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Diagrama indicador.	183
Fig. 128. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Temperaturas instantáneas.	184
Fig. 129. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Presión instantánea teóricos y experimentales.	187
Fig. 130. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Diagramas indicadores teóricos y experimental.	188
Fig. 131. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Temperaturas instantáneas teóricas y experimentales.	189
Fig. 132. Prueba compresor 500 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Presión instantánea.	190
Fig. 133. Prueba compresor 350 tr/min, $T_{paroi}=15$ °C. Presión instantánea.	190

Fig. 134. Prueba compresor 500 tr/min, $T_{paroi}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas. ...	191
Fig. 135. Prueba compresor 350 tr/min, $T_{paroi}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas. ...	192
Fig. 136. Prueba compresor 450 tr/min, $T_{paroi}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Presión instantánea.	194
Fig. 137. Prueba compresor 450 tr/min, $T_{paroi}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas. ...	194
Fig. 138. Prueba compresor 450 tr/min, $T_{paroi}=43\text{ }^{\circ}\text{C}$. Presión instantánea.	195
Fig. 139. Prueba compresor 450 tr/min, $T_{paroi}=43\text{ }^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas. ...	195
Fig. 140. Zonas sísmicas en Francia.	202
Fig. 141. Reactores nucleares en Francia en 2012.	203
Fig. 142. Municipios con un riesgo de seísmo principal.	203
Fig. 143. Tasa de repoblación de los departamentos franceses 2007-2011.	204
Fig. 144. Horas de insolación al año en Francia.	204
Fig. 145. Distribución de las zonas no interconectadas (ZNI) al sistema eléctrico nacional (SIN) en Colombia en 2009.	206
Fig. 146. Perspectiva de los recursos energéticos y evolución de la población humana según varias situaciones (tiempo en millares de años).	210
Fig. 147. Crecimiento de la generación térmica tradicional vs generación a partir fuentes renovables, período 1981-2007.	210
Fig. 148. Producción global de petróleo convencional y no convencional.	213
Fig. 149. Generalización del análisis de Hubbert.	214

Lista de los cuadros

Pag.

Cuadro 1. Nota global previo EL impacto medioambiental derivado del ciclo de vació de cansancio centrales solares a concentración allí centrales fotovoltaicas.	25
Cuadro 2. Principales tecnologías de conversión de biomasa de loa sistemas CHP.	33
Cuadro 3. Rendimiento de Carnot en función de temperatura de fuente caliente.	35
Cuadro 4. Propiedades del microturbina 1.2 kW de GREENTURBINE.	39
Cuadro 5. Resultados calculados a potencia máxima (2000 de tr/min) del motor propuesto por Fryer y Smith.	49
Cuadro 6. Resultados medidos de los resultados del motor de Fryer y Smith a baja potencia (600 tpm).	52
Cuadro7. Elementos principales del motor para el transporte propuesto por Holtzapple y AL	5856
Cuadro 8. Resultados calculados del motor en función del número de pisos para una producción de 10 l/s.....	6058
Cuadro 9. Comparación de resultados relativos a motores alternativos en ciclo de Joule, presentada por Creyx y AL	6462
Cuadro10. Características dimensionales de los intercambiadores presentadas por Gorro. .	65
Cuadro 11. Propiedades de los fluidos termoportadores utilizados entre 400 °C y 800 °C. .	67
Cuadro12. Especificaciones de los cilindros de expansión y compresión del modelo de F Lontsi.	71
Cuadro 13. Clasificación de los modelos de combustión para el MCI	76
Cuadro14. Parámetros de la correlación de Woschni.	83
Cuadro 15. Valores de los factores C_1 y C_{de2} la correlación de Woschni.	84
Cuadro 16. Principales correlaciones para evaluar los intercambios térmicos en los compresores alternativos.	86
Cuadro 17. Corrélacion propuesto por Disconzi y AL89	
Cuadro 18. Coeficiente politrópico en función del tipo de transformación de compresión o expansión.	101
Cuadro 19. Parámetros principales del modelo.	116
Cuadro 20. Principales resultados y resultados para las correlaciones presentadas. ..	134
Cuadro 21. Características principales del prototipo Ericsson del LaTEP.	152

Cuadro 22. Elementos que componen el banco de pruebas.	156
Cuadro 23. Síntesis de los elementos del banco y la instrumentación.	160
Cuadro 24. Lista de los puntos de medidas.	162
Cuadro 25. Propiedades de los hilos de los microtermocuplas.....	174
Cuadro 26. Característica dinámica de los microtermocuplas.	174
Cuadro 27. Valores de referencia del ámbito experimental propuesto.....	179
Cuadro 28. Matriz de cálculo de los efectos.	180
Cuadro 29. Cibles de las energías de fuentes renovables para los lugares aislados (ZNI) y para la red eléctrica nacional (SIN) en Colombia.	208

NOMENCLATURA

Símbolos latinos

Símbolo Significado Unidad.

A	Sección de paso	m^2
B	Diámetro de tronco	m
C_d	Coefficiente de producción	
C_P	Capacidad térmica de la masa P=cte	$J.kg.K^{-1}$
C_V	Capacidad térmica de la masa V=cte	$J.kg.K^{-1}$
D	Diámetro o mandrilado	m
E	Eficacia del recuperador	%
FA	Ángulo cierre válvula de admisión	$^\circ$
FE	Ángulo cierre válvula escape	$^\circ$
h	Coefficiente de transferencia	$W.m.K^{2-1}$
h	Entalpía de la masa	$J.kg^{-1}$
k	Conductividad térmica	$W.mK^{-1}$
k	Coefficiente politrópico	
m	Masa	kg
\dot{m}	Producción de la masa	$kg.s^{-1}$
n	Velocidad de rotación	$tr.min^{-1}$
Nu	Numero de Nusselt	
OA	Ángulo apertura válvula de admisión	$^\circ$
OE	Ángulo apertura válvula escape	$^\circ$
P	Presión	PA

PE	Numero Peclet
\dot{Q}	Potencia térmica W
r	Constante de los gases perfectos J.kg.K ⁻¹
R	relacion de presión
Re	Número Reynolds
S _{ech}	Superficie de intercambio m ²
t	Tiempo s
T	Temperatura K
u	Energía interna de la masa J.kg ⁻¹
v _p	Velocidad del pistón m.s ⁻¹
V	Volumen instantáneo del cilindro m ³
\dot{W}	Potencia mecánica W

Símbolos griegos

Símbolo	Significado
α	Difusividad térmica ms ⁻²
g	Coficiente isentrópico o C/C _{PV}
h _{th}	Rendimiento termodinámico
l	Relación biela manivela o conductividad térmica W·m·K ⁻¹
θ	Ángulo del cigüeñal
ρ	Masa volumétrica kg.m ⁻³
ω	Velocidad angular del cigüeñal

Índices y exponentes

c	Cilindrada
C	Compresión
E	Expansión
H	Calentador
I	Componente imaginario
K	Enfriador (atmósfera)
R	Recuperador
r	Componente real
w	Pared

1.El contexto general: necesidades de sistemas de conversión de energía solar y biomasa en Colombia y Francia

En este capítulo, presentamos el contexto en el cual se inscribe este trabajo de tesis: se trata, a largo plazo, de contribuir al desarrollo de sistemas energéticos de producción de electricidad de pequeña potencia para aplicaciones de microcogénération o electrificación rural, a partir de biomasa o energía solar. Exponemos en primer lugar el interés de tales sistemas y a qué tipo de necesidades pueden responder, luego presentamos brevemente distintas tecnologías de motores térmicos, alternativas al motor Ericsson, permitiendo responder, al menos parcialmente, a estos objetivos.

1.1 Objetivo global del proyecto en el cual se inscribe la tesis

El laboratorio de térmico energético y métodos (LATEP) de la *Universidad de Pau* y el laboratorio de las máquinas térmicas y energías renovables de "*Universidad Nacional de Colombia*" trabajaron sobre máquinas térmicas para la valorización de los residuos agrícolas y la energía solar. Estas dos universidades tienen experiencias, instalaciones y conocimientos que deben compartirse sobre el tema. Uno de los objetivos de la codirección en la cual se desarrolla la tesis es comenzar una colaboración a largo plazo entre estas dos instituciones para llevar a cabo investigaciones avanzadas, tirante beneficio a la vez de los progresos tecnológicos de la investigación en Francia y de las necesidades de suministro de electricidad en las zonas rurales colombianas.

Es en el contexto de este macroproyecto de investigación que se inscribe esta tesis que se concentra sobre un elemento crucial de los sistemas energéticos considerados, sea el motor Ericsson. Más específicamente, estudiaremos las transferencias térmicas cuyos cilindros de compresión y expansión de este motor pueden ser la sede.

1.2 Las necesidades de sistemas de conversión de energía primaria en electricidad de pequeña potencia

1.2.1 Telecomunicaciones

Una de las cuestiones que se plantea es: ¿“Por qué trabajar sobre un motor a aire caliente mientras que existen grupos electrógenos y que los paneles fotovoltaicos son cada vez más potentes y menos costosos? ”. Una de las motivaciones que condujo al desarrollo de trabajos en este ámbito en el LaTEP fue atender a una petición de la industria francesa de las telecomunicaciones. Ésta necesita un sistema de generación eléctrico que puede proporcionar 24 kWh/jour a las antenas de los lugares aislados de países africanos y asiáticos. Los paneles fotovoltaicos son una solución parcial del problema dado que en algunos lugares, las instalaciones son víctimas a menudo de vandalismo y vol. se volado el sistema energético basado en el prototipo Ericsson tal como se concibió inicialmente, además de rendimientos energéticos satisfactorios, no presenta partes amovibles susceptibles a desmontarse y. Es pues una solución adaptada para esta aplicación particular. Además la posibilidad de utilizar distintas fuentes de energía (solar, biomasa, combustible fósil convencional...) con el mismo sistema energético, es también una ventaja determinando con relación al fotovoltaico, por ejemplo. Sin embargo, el proyecto de desarrollo de un prototipo de motor Ericsson tiene bien otras justificaciones y perspectivas más globales.

1.2.2 La cuestión de la transición energética en Francia y Europa

Desde 2013, el Estado francés abrió el debate sobre la transición energética (<http://www.transition-energetique.gouv.fr>). Resulta que la sociedad francesa está más abierta en adelante en cuanto a la utilización de otras fuentes de energía para cubrir las necesidades energéticas y de reducir la dependencia tanto de la energía nuclear como de los combustibles fósiles. Los sistemas de microcogénération de pequeña potencia, a partir de combustible fósil o fuentes de energía renovable permiten responder a esta espera. Se encontrará en Anexo A de los elementos sobre la transición energética.

1.2.3 De la energía para el desarrollo rural en Colombia.

Colombia, como muchos países no industrializados, presenta grandes amplitudes de su territorio sin cobertura eléctrica o con precariedad energética. El acceso a la energía a bajo coste es una condición indispensable para el desarrollo de estas regiones. Este punto se desarrolla en Anexo B.

1.2.4 La rarefacción de los recursos fósiles

El éxito tecnológico y sobre todo comercial de las máquinas térmicas que valorizan energías renovables está seguramente vinculado a una necesidad objetiva de energías propias y barato por una parte, y también al aumento de la toma de conciencia que hace aceptar el concepto o del desarrollo sostenible, o de la disminución o, en cualquier caso, que reconoce la existencia de un mundo terminado con recursos energéticos - entre otras cosas - limitados. Se encontrará en Anexo C un desarrollo sobre este punto, en particular sobre lo que está en juego a nivel global que constituye el pico petrolífero.

1.3 La cogeneración de pequeña potencia podría ser una solución parcial al problema de la transición energética

La producción combinada de calor y electricidad (CHP en inglés) o Cogeneración fue considerada por algunos investigadores[1], como una de las principales fuentes potenciales de ahorro de energía a escala mundial. Otros investigadores consideran que quemar combustible simplemente para producir el calor no es aceptable. En la más parte de procesos industriales o domésticos el calor se requiere a una temperatura que no sobrepasa los 500K. Este calor puede pues ser proporcionado por el calor inevitable de una máquina térmica (Brayton, Otto, Diesel, etc) que además produciría el, trabajo[2].

Gicquell[3] define la cogeneración de la siguiente forma:

“Se llama cogeneración la producción combinada de energía térmica y energía mecánica o de electricidad.

La idea básica de la cogeneración es que las combustiones se desarrollan muy a temperaturas muy elevadas (superiores a 1000 °C), mientras que las necesidades de calor en la industria o para la calefacción se manifiestan a temperaturas más bajas, generalmente entre 80 °C y 300 °C.

Por consiguiente, es totalmente posible, cuando se recurre a la combustión para cubrir necesidades de calor, obtener partido de esta divergencia de temperatura para producir electricidad por medio de un ciclo motriz. Basta para eso que la fuente caliente del ciclo motriz sea la caldera o la habitación de combustión, y la fuente fría las necesidades de calor.

Sería también teóricamente posible producir el calor a alta temperatura en los lugares de producción de la electricidad, pero esta solución se revela generalmente mala ya que el calor se transporta mucho menos aunque la electricidad.

El interés principal de los ciclos de cogeneración es que están entre más potentes a nivel energético y exégetique. No obstante, su interés económico debe evaluarse en cada situación, en particular, en un país como Francia donde las tarifas de la electricidad son muy atractivas para la industria.”

El nombre **microcogénération** (μ CHP) hace referencia a sistemas de producción de calor y energía eléctrica (o trabajo) para los cuales la potencia eléctrica producida no sobrepasa 36 kWe. Los sistemas generación a pequeña escala y/o microcogeneración son especialmente conveniente a las aplicaciones en los edificios comerciales, como hospitales, escuelas, lugares industriales, bloques de edificios de oficinas o multifamiliares. El más pequeño de ellos pueden calcularse las dimensiones para satisfacer las necesidades de una vivienda unifamiliar. Los sistemas de μ CHP pueden ayudar a encontrar una serie de objetivos de transición energética y política social, incluida la reducción las emisiones de gas de efecto invernadero, de la mejora de la seguridad energética, la reducción potencial de los costes globales de inversión y producción economía a causa de la menor potencia eléctrica de origen centralizado que debe producirse y distribuir, y la reducción del coste de la energía para los consumidores. Un sistema de μ CHP puede también proporcionar un grado más elevado de fiabilidad puesto que el sistema puede ser funcional independientemente de la red eléctrica en caso de avería de éste.

El interés a largo plazo del presente estudio no es sino proponer otra solución (alternativa) energética para estaciones de enlace de las redes de telecomunicación o para apoyar proyectos de electrificación y desarrollo rural en las campañas remotas. En realidad, existe también viviendas y pequeñas industrias conectadas al SIN donde la producción in situ de electricidad y calor de pequeña potencia (hasta 50kWe) pueden ser rentable al medio y largo plazo. El concepto de μ CHP aplicado a las unidades residenciales puede ofrecer reducciones enormes sobre la factura energética de un hogar en Francia y Europa y también en Colombia. El 1 de **la micro**[4] que sintetiza la información del proyecto RESTMAC - coordinado por el EREC *European Renewable Energy Council* - explica la razón de esta afirmación. La utilización tradicional de los recursos energéticos aumenta hasta un 72% el consumo de la energía primaria para cubrir necesidades idénticas de potencia y calor con relación a una solución de microcogeneration (μ CHP).

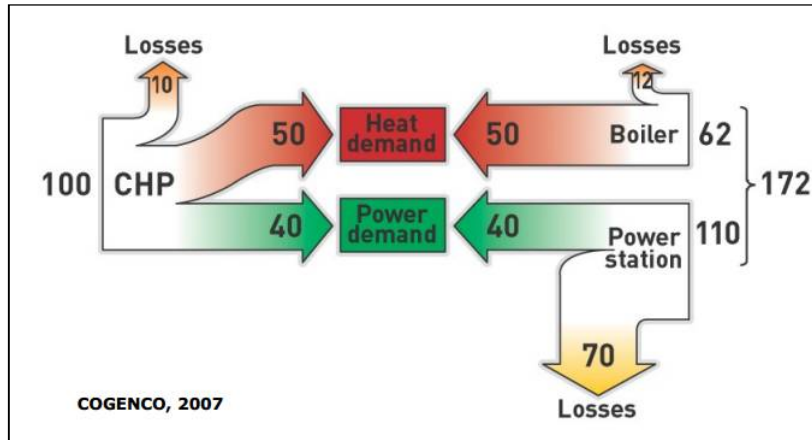


Fig.1 de la microgeneración con relación a la utilización tradicional de electricidad y calor.

Industriales e investigadores a menudo citan tres causas algunos para explicar la escasa penetración del μ CHP en Francia:

- La energía eléctrica de **origen nuclear** es abundante y relativamente barata (en torno a las 0.09 €/kWh), lo que supone que la competencia directa con la opción renovable de pequeña potencia es una apuesta perdida por adelantado, este último siendo a menudo más costosa.
- **El marco legal** que regula las unidades microgeneración y la manera de conectarlos a la red, impone un procedimiento muy pesado y costoso. Además las gestiones son relativamente lentas con relación a otros países de la zona como Alemania o Inglaterra. Eso muestra una determinada falta de voluntad política - quizá debido al grupo de presión de los grandes productores de electricidad - para promover este tipo de generación distribuida de pequeña potencia.
- La falta de **desarrollo y difusión de las** soluciones comerciales aún costosas. La falta de conocimiento del público de las opciones disponibles para la generación distribuida, el precio aún elevado y la falta de tecnologías maduras o en cualquier caso reconocidas, hacen vacilar a los compradores, sobre todo teniendo en cuenta que se trata de una inversión relativamente elevada para un hogar.

Investigadores[5] evaluaron en 2005 cinco sistemas de μ CHP menores de 5 kWe para el uso en aplicaciones residenciales en Bélgica. Constataron que todas las instalaciones pueden ahorrar la energía primaria y reducir la emisión de CO₂ una vez reguladas sobre la solicitud de calor del hogar. Sin embargo, la instalación de una unidad de μ CHP en una casa residencial no es financieramente favorable actualmente debido al elevado coste de inversión y el largo período de reembolso. A pesar de los inconvenientes, los sistemas de μ CHP comienzan proponerse cada vez más o al menos evaluarse para las nuevas construcciones[6]. Por lo tanto, el desarrollo de los sistemas baratos de

μ CHP con tecnologías innovadoras es una necesidad urgente. Esta es la razón por la que el motor Ericsson, basado en una tecnología más simple que otros sistemas de μ CHP, y que es pues potencialmente menos costoso, puede abrir una nueva vía.

1.4 Energía solar: Fotovoltaico (PV) vs solar concentrado (CSP)

Dos sectores permiten producir electricidad a partir de energía solar. La conversión fotovoltaica (PV) es la utilizada para las pequeñas potencias. ¿La conversión termodinámica por solar a concentración (CSP - **ConcentratingSolar Power Plant**) es pertinente? Recientes trabajos lanzan un alumbrado interesante sobre esta cuestión.

Desideri[7] pone de manifiesto que los sistemas a ciclo termodinámico que aprovechan la energía solar concentrada o fotograbadotermodinámicas son menos costosos en materias primas con relación a los sistemas fotovoltaicos equivalentes. El análisis tiene en cuenta el conjunto del ciclo de vida y la impresión carbono para los dos dispositivos. El balance es ventajoso aunque no se tiene “más” en cuenta de la opción termodinámica, que representa el hibridación con biogás, madera u otras fuentes, renovable o no.

1 “Attribution of the single score for the environmental impact derived from the life cycle of CSP and PV Plants.” y lo2on del[7] ponen de relieve el impacto medioambiental para los dos sistemas CSP vs PHV. Si las PHV tienen un menor impacto en la salud humana y la calidad del ecosistema, su demanda en recursos es mucho más importante. En general, una solución PHV de 1 MW tendría un impacto más elevado del 17,2% con relación a una solución termodinámica según el análisis del ciclo de vida. Aunque este análisis se efectuó para instalaciones de gran potencia, basadas en instalaciones termodinámicas recurriendo a ciclos a vapor, se puede pensar que las conclusiones serían similares para instalaciones de pequeña potencia con un motor Ericsson.

Cuadro1. Nota global para el impacto medioambiental derivado del ciclo de vida de las centrales solares a concentración y centrales fotovoltaicas.

Impacto categoria	Une	LIFE completa un ciclo 1 MWH CSP	LIFE completa un ciclo 1 MWH PHV
Total	Pt	2.32	2.72
Salud Humana	Pt	1.11	1.05
sostenibilidad	Pt	0.405	0.247

Recursos	Pt	0.805	1.43
----------	----	-------	------

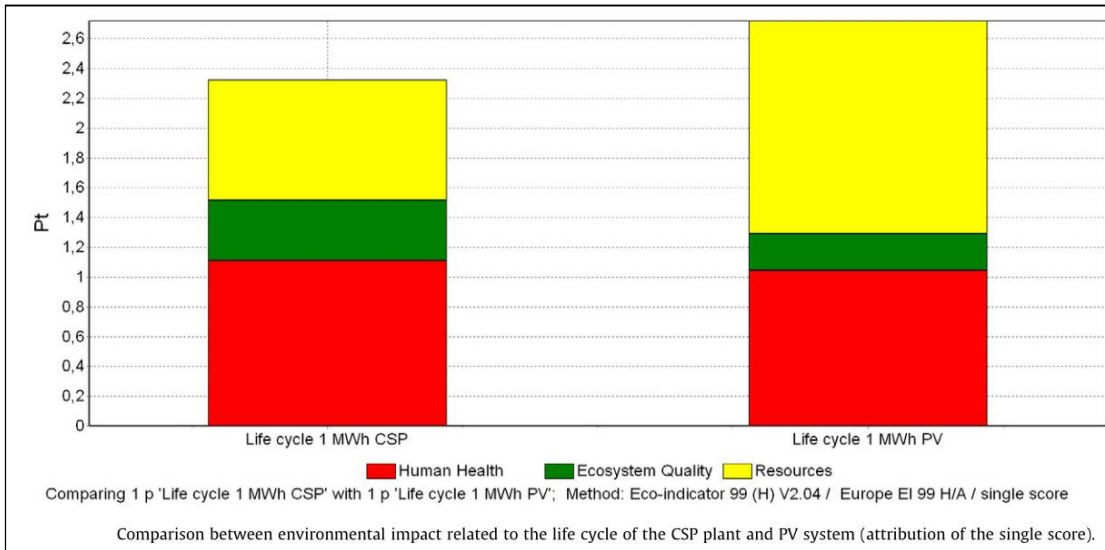


Fig.2on del impacto medioambiental (ciclo de vida) entre dos soluciones CSP vs PHV.

Un análisis aún más detallado de las soluciones fotograbadotermodinámicas a pequeña escala para aplicaciones residenciales fue realizado por C. Zamfirescu y AL[8]. Se puso de manifiesto que bajo las condiciones del mercado energético en el Canadá, el μ CHP a partir de energía solar concentrada puede permitir ahorrar más del tercio de la inversión con relación a una solución equivalente ($9m^2$) de sistemas fotovoltaicos. La razón principal está vinculada a los efectos de mitigación del CO_2 rechazado en la atmósfera. El análisis es tan válido para otros países en cuestión industrializado por el protocolo de Kioto[9].

La Fig[8] muestra una instalación modelo de μ CHP a concentración solar para el residencial que produce electricidad (rendimiento medio del 18%) pero también y sobre todo del calor (rendimiento medio del 75%). En el Canadá, la reducción de la factura energética de gas puede subirse hasta un 63% mientras que la disminución de las facturas de electricidad sería de cerca de un 30%. Si el estado favorece este tipo de soluciones energéticas ayudando a los propietarios con una subvención del 25% y si se mantiene el impuesto carbono, se llega a ahorros de 10.000 dólares canadienses por el período de tiempo de vida del proyecto (30 años), mientras que el tiempo de vuelta sobre inversión sería de 21.6 años sin ninguna ayuda del estado. Estos datos se resumen sobre la 4 y 5.

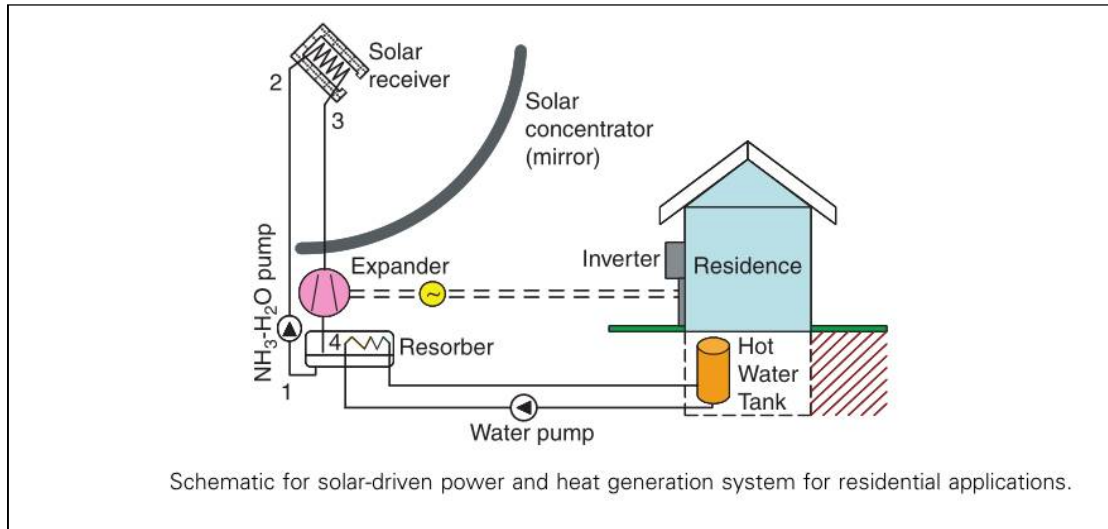


Fig.3 de un sistema microgeneración solar para aplicaciones residenciales.

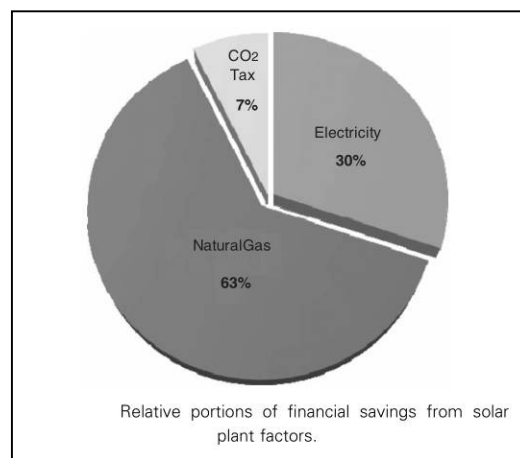


Fig.4 financiera relativa permitida por una central a concentración solar.

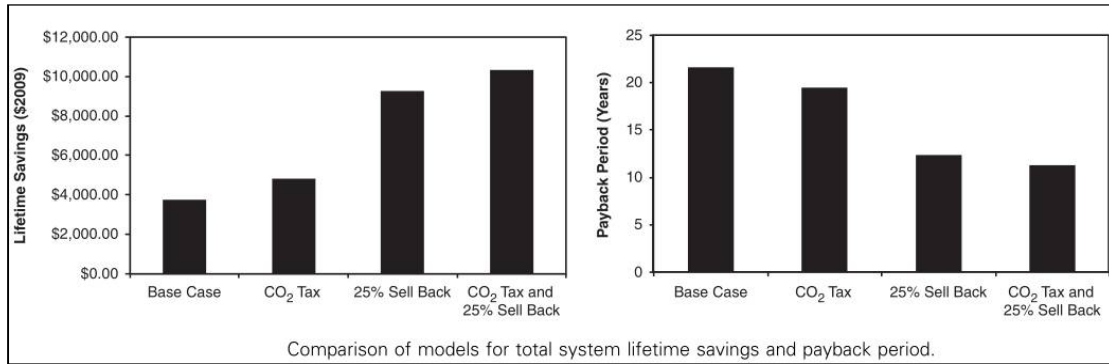


Fig.5a realizada y tiempo de vuelta sobre inversión de un μ CHP residencial a CSP según distintas situaciones.

La micro cogeneración (μ CHP) que valoriza la energía solar concentrada es un concepto antiguo pero con recientes tecnologías permitiría substituir una parte de los combustibles fósiles de manera más importante y más coherente que la utilización de las PHV. Eso confirma que el interés del despliegue de soluciones CSP o heliothermodynamiques no se reduce a los enormes alcances de los lugares aislados de los países como Colombia. En ciudad o a la campaña de los países industrializados que tienen que disminuir su dependencia a los combustibles fósiles o nucleares, como Japón o Francia, la viabilidad de este tipo de soluciones está en aumento a pesar de su elevado precio aún demasiado.

El impacto social y económico en una zona aislada de un sistema de μ CHP exactamente de algún kWe y 3 ó 4 se amplía kWt térmicos ya que se dedica la energía a las necesidades básicas de la población (bombeo de agua, comunicaciones, iluminación, salud, agua sanitaria etc...). Para el GLZ (Gesellschaft für internationale Zusammenarbeit) antigua GTZ (Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit, la Agencia de Cooperación Técnica [Alemana](#) para el [Desarrollo](#)), con una potencia permanente de 1 kWe eléctrico se pueden proporcionar los niveles básicos de agua (bombear 1 l/s el a desnivelado de 10 m) y la energía (iluminación LED, carga de los teléfonos portables, de radio e incluso una TV) para más de una decena de hogares en lugar aislado[10].

Aunque hoy el kWe instalado de un microcentrale solar a concentración puede costar en torno a 10.000 USD[8], eso puede volver de nuevo menos costoso a largo plazo que la opción de conectarse al SIN u obtenerse de la energía con un grupo electrógeno a gasolina básica potencia. En el primer caso la baja densidad humana no justifica las distancias que deben conectarse además de las pérdidas vinculadas a la transmisión de potencia. Por otra parte, los pequeños grupos electrógenos que sólo ofrecen un rendimiento eléctrico inferior al 15%, emiten gases de combustión dañinos para el medio ambiente. Además en los ZNI el precio del combustible puede convertirse en el o tres veces

el más costoso que el precio en ciudad debido a los problemas de transporte. Eso a pesar de las reducciones de precio y el derecho de importación a buen precio que la ley colombiana preve para estas regiones[11, Parte. 167].

1.5 Biomasa y μ CHP

La biomasa es todo lo que es o fue vivo en un reciente pasado y puede directa o utilizarse indirectamente para la producción de energía térmica, química o eléctrica. Esta definición excluye las energías fósiles ya que se trata también de biomasa, pero petrificada por el paso de algunos millones de años. Se distinguen tres tipos de conversión de energía a partir de la biomasa: la conversión térmica (los gránulos de madera, las basuras en los incineradores), la conversión química (la gasificación, los biocarburantes, etc) y la conversión bioquímica (electrólisis microbiana producción de H_2).

La biomasa permite disponer a discreción de la energía - si allí tiene en existencias - a diferencia del solar y del viento o incluso de la pequeña hidráulica. Para algunos países no industrializados, la energía procedente de la biomasa puede ser el principal recurso energético. Para el Euro Zona representa 78,8 Mtep en 2011[12, p. 55] y está en constante crecimiento. Esta producción es, por ejemplo, menos importante que las importaciones de combustibles de origen fósil de Italia para el año 2010 (84 Mtep)[13, p. 13]. La reducción del -2,9% de la producción a partir de biomasa sólida entre 2010 y 2011 fue la consecuencia de un invierno muy suave 2011-2012.

Francia sigue siendo un mercado con un gran potencial para la micro cogeneración a partir de la biomasa sólida. A diferencia de otros países como Suecia o Finlandia donde no sólo la producción de electricidad es centralizada y distribuida por la red, sino también una buena parte de la producción de calor centralizada y distribuida por redes de calor, se concibió Francia para la generación locales de calor: cada hogar es autónomo. Esta autonomía en producción de calor de calefacción se realiza al mismo tiempo que una tradición importante de calefacción eléctrica. El elevado coste de la calefacción eléctrica hizo nacer una demanda para sistemas potentes de generación de calor entre 2 y 10 kWà ir de petróleo, gas natural o la biomasa, entre la cual las pelotillas de madera tienen una demanda creciente.

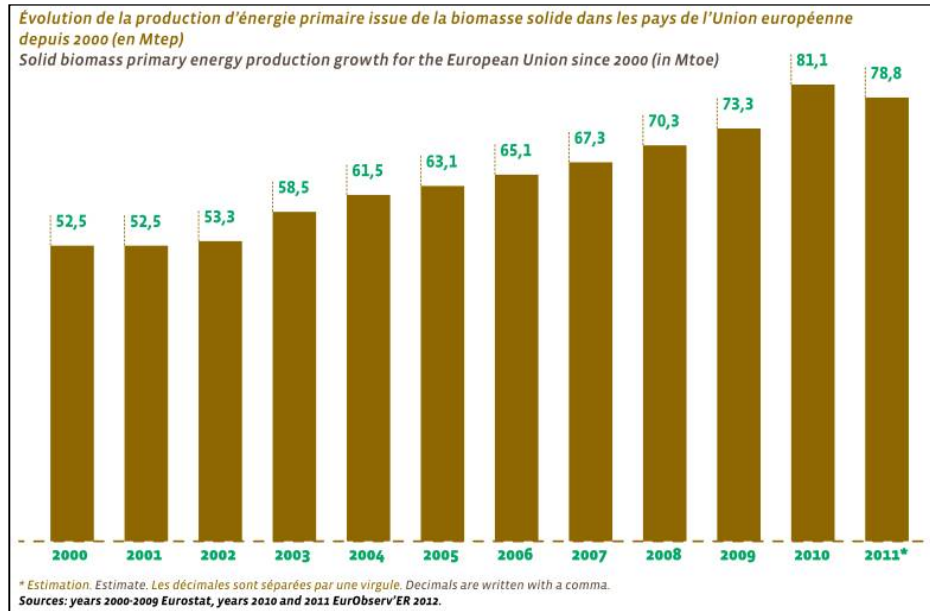


Fig.6. Evolución de la producción de energía primaria de la biomasa sólida en los países de la Unión Europea desde 2000 (en Mtep).

Inglaterra es un caso ejemplar de la utilización de biomasa a gran escala: entre 2010 y 2011 la producción eléctrica a partir de biomasa sólida aumentó un 16,9%. Al origen de este éxito se encuentra la conversión de las centrales a carbón como la de Tilbury de 750 MWEs, la más grande central a biomasa sólida en Europa. El país europeo que recurrió más a la biomasa es Alemania con una producción anual de 11,690 Mtep y en segundo lugar se encuentra Francia con 9,223 Mtep. Por el contrario, la utilización en calor sigue siendo la única finalidad casi en Francia ya que la producción eléctrica a partir de biomasa sólida sólo es de 1,538 TWh contra 11,539 TWh en Alemania, según el Diario de la Energía Renovables. Eso puede explicarse por la reconversión alemana de las centrales a carbón, a madera o a la multicomcombustión (mezcla carbón-madera) mientras que Francia recurre a nuclear. Polonia es también un país que conoció esta reconversión con el aumento de las centrales a madera. La 7 de la participación de cada país del Euro Zona en consumo y producción a partir de biomasa sólida. Francia ocupa el segundo lugar en consumo detrás de Alemania.

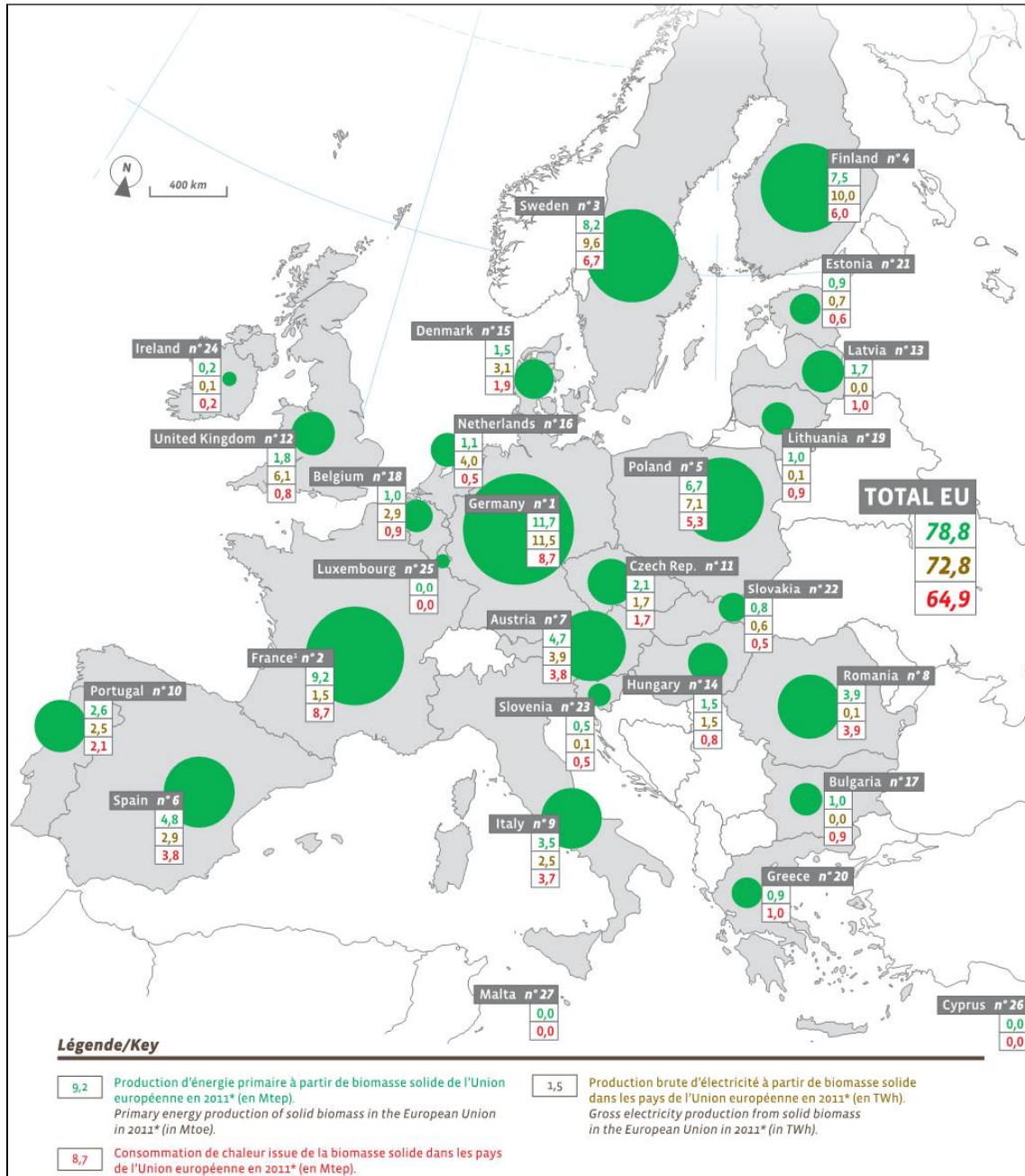


Fig.7 de energía primaria, producción bruta de electricidad y consumo de calor a partir de biomasa sólida de la Unión Europea en 2011 (Mtep).

Francia es el país de la Europa del oeste que posee las mayores amplitudes forestales pues un gran potencial para la cogeneración y la microgeneración a partir de biomasa. La combustión de la biomasa representaba en 2009 más allá de un 5% de la utilización de las energías primarias en Francia y según las estimaciones de 2003 Francia recuperó 52 millones de m³ al año mientras que sus bosques producían 84 millones de m³ por este año. En otros países como Finlandia eso

representaba un 18% y estaba previsto esperar más allá de un 23% para 2025[14, p. 15]. Otros países como Austria y Suecia multiplicaron respectivamente por 6 y por 8, el recurso a la biomasa a partir del año 2000. A escala mundial la biomasa representa un 14% del consumo total de energía primaria.

Del lado medioambiental, la combustión de la biomasa no produce dióxido de azufre, uno de los productos resultando de la combustión de los combustibles fósiles en el origen de la lluvia ácida. Del lado del rendimiento total de la combustión, es más fácil recuperar y utilizar las pequeñas potencias térmicas producidas por el μ CHP en los hogares que el de las grandes centrales térmicas. Aunque los Estados Unidos nunca han firmado el Protocolo de Kioto, el **Nacional Renewable Energy Laboratory** (NREL) desarrolla sistemas de producción de energía flexibles que recurren a la biomasa y llegan a producir entre 5 kWe y 5 MWEs. Sobre las 18[15] y 9 de[16] se pueden ver dos instalaciones de generación eléctrica en los Estados Unidos abastecidas con madera que produce hasta 50MWe. Las dos instalaciones utilizan el ciclo Rankine.



Fig.8 Shasta Energy Company, Anderson, California. Producción de 49-MWe en ciclo Rankine a partir de combustión de madera y pulpa de papel. (Fotografía NREL).



Fig.9 de madera de la central de producción eléctrica McNeil en, Burlington, Vermont (Fotografía NREL).

Eso da una idea del peso y la perspectiva de este tipo de tecnologías que valorizan de la biomasa. Pero a pesar de estos activos las tecnologías hoy existentes para el μ CHP no se prueban a largo plazo y los precios siguen siendo elevados como es el caso para todas las nuevas tecnologías. Sin embargo, la necesidad de ofrecer a los países emergentes otros modelos de desarrollo energético que pueden basarse aún más en las fuentes renovables más bien que sobre las energías fósiles se vuelve urgente. La biomasa tiene un papel que jugar en esta propuesta.

Las tecnologías más utilizadas para el CHP fueron contabilizadas por Dong y AL[17, p. 3] y las presentadas sobre2.

Cuadro2 tecnologías de conversión de biomasa de los sistemas CHP.

Tecnología primaria	Tecnología secundaria
Combustión que produce el vapor y agua caliente	Motor a vapor, turbina vapor motor Stirling o ciclo ORC
Gasificación para la producción de combustibles gaseosos	Motor a combustión interno, microturbina, turbina a gas o pila a combustible
Pirolisis que produce combustibles líquidos y gaseosos	Motor a combustión interno
Proceso bioquímicos/biológicos que produce etanol y/o biogás	Motor a combustión interno
Proceso químicos/mecánicos que produce el biodiesel	Motor a combustión interno

Los sistemas basados en los ciclos ORC (Organic Rankine Ciclo, ver infra) son los que tienden a desarrollarse más. Por una parte ya que hacen aumentar los rendimientos del simple al doble (en torno a de un 15% en electricidad y de un 70% en calor) con relación a sistemas menores en 30 kWe que utilizan del vapor de agua, y por otra parte ya que su coste de producción está en torno a de un 60% de los sistemas equivalentes Stirling. Se conoce que la gasificación de la biomasa puede ofrecer mejores rendimientos de producción de electricidad que la combustión directa de la biomasa, pero en la mayoría de los casos es necesario lavar estos gases antes de poder utilizarlos. Por otra parte, aunque la gasificación de la biomasa es un método que data principios del XX^{siècle}^{ème}, la mayoría de los equipamientos actualmente disponibles están aún en fase de demostración de los resultados y, para la pequeña gasificación, hay muy pocos sistemas que pudieron mostrar su viabilidad económica. En los Estados Unidos, la empresa CCP habría podido superar todas sus dificultades y anunció la comercialización de sistemas automatizados de gasificación de 100 kWe sin producción de efluentes líquidos ni gaseosos nocivos para la salud[18]. La fotografía y el esquema de funcionamiento de su producto **Biomax** se presentan sobre la 10 si se es estricto no se puede considerarlo como una aplicación de μ CHP dado que supera los límites de 50kWe.

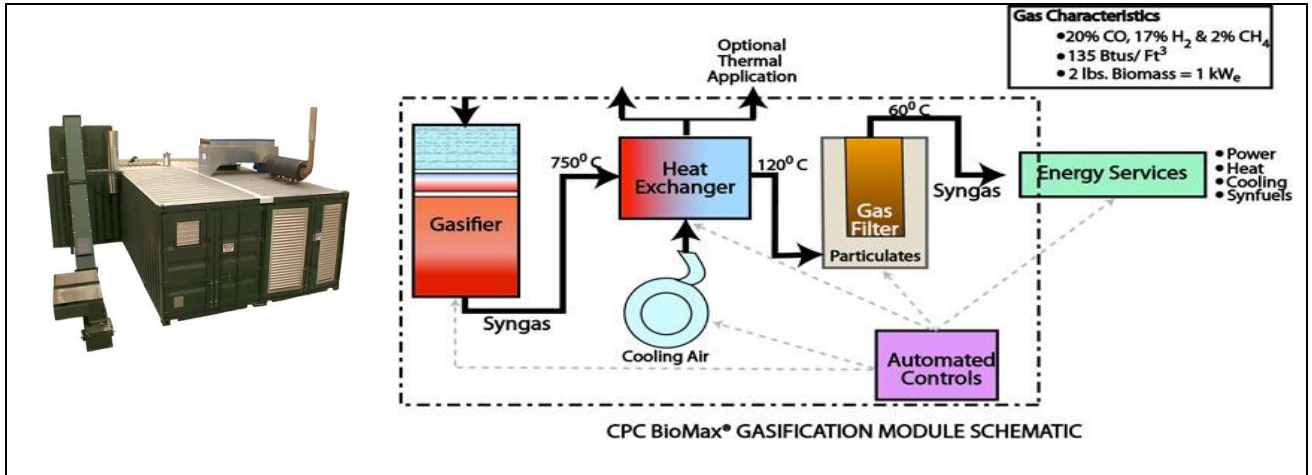


Fig.10 modular de CHP propuesto por CCP capaz de producir 100kWe.

1.6 Tecnologías de motores térmicos para la producción de electricidad de pequeña potencia

1.6.1 ¿Alternativas a los grupos electrógenos?

Con vistas a una utilización para la electrificación rural, nuestra elección no puede sino adoptar soluciones tecnológicamente simples, que puedan producirse en talleres con máquinas herramienta de una buena precisión de fabricación sino que data del siglo pasado. Eso es el caso a menudo del sector industrial de los países no desarrollados. Se trata de proponer a las comunidades lugares aislados, la sustitución de los pequeños grupos electrógenos funcionando a partir de las energías fósiles por otro sistema original que genera trabajo y también del calor a pequeña escala. En Colombia la ley 1715 (2014) fomenta esta transición energética para los ZNI.

¿A que se debe enfrentar? Un ciclo Otto (Beau de Rochas) ofrece para las pequeñas potencias hasta 50kW un rendimiento total de alrededor de un 26%. El ciclo diesel ofrece algunos puntos de más para subir en torno a de un 30%. Y ello, después de más de un siglo de producción de decenas de motoristas independientes que invirtieron de los mil millones de euros de investigación muy en torno al mundo.

Por el contrario, existe motores Stirling de pequeña potencia que tienen un rendimiento global del 42% cuando utilizan como energía primaria, la combustión externa de un combustible fósil. Tal motor

Stirling acoplado a un concentrador parabólico que permite la producción de calor solar a alta temperatura, acaba de superar un 32% de rendimiento total de producción de electricidad en diciembre de 2013 mientras que los esfuerzos e inversiones sobre este último son minúsculos con relación a los de la industria del automóvil. El motor Ericsson a recuperación ofrece la posibilidad de una de los mayores rendimientos termodinámicos hasta el punto que sería, según algunos autores, posible acoplar un motor Ericsson al motor de automóvil, para hacer subir el rendimiento del conjunto hasta un 65%[19].

Recordemos aquí que los días MCI se benefician de la combustión de la energía fósil cuya temperatura adiabática de llama se encuentra en torno a la 2000 °C. El rendimiento de Carnot para una temperatura de fuente fría o ambiente de 300K y para temperaturas de fuente caliente que van de 500 °C a 2000 de °C se indica sobre el cuadro siguiente.

Cuadro3 de Carnot en función de la temperatura de fuente caliente.

Temperatura de fuente caliente [°C]	500	600	750	1000	1500	2000
Rendimiento de Carnot [%]	61	66	71	76	83	87

Eso significa que para las limitaciones tecnológicas actuales, los maquinas térmicos para las pequeñas potencias son, lo mejor posible, capaces de ofrecer rendimientos yendo de la mitad a un tercio del rendimiento máximo. Si se observa el funcionamiento, los motores a aire caliente parecen presentar ventajas ya que no requieren costosos combustibles fósiles sino se adaptan a las fuentes térmicas disponibles aunque la densidad exérgética de éstas no es tan elevada que la de las primeras. Si además tenemos en cuenta que el “precio” de las fuentes renovables es más barato - o incluso gratuito, para el solar rendimiento pasa a ser un argumento de segunda categoría ante la potencia disponible.

Existe varios motores a aire caliente que pueden valorizar fuentes de escasa divergencia de temperatura como es el caso del motor Marnoch[20] cuyo rendimiento es muy escaso. Se pueden también encontrar motores que funcionan con diferencias de algunos grados Celsiuses pero cuya potencia obtenida es apenas de algunos vatios. Las maquetas concluyentes[21][22] producidas por algunos artesanos alemanes se encuentran en el mercado. Preferimos sin embargo adoptar soluciones que valorizan de la energía térmica a más alta temperatura, para obtener rendimientos

de conversión más elevados, y en consecuencia, a potencia instalada idéntica, de las instalaciones de tamaño más bajo. Una máquina térmica de un rendimiento superior al 30% requiere una divergencia de temperatura de al menos 600 °C, lo que sobre máquinas a contribución de calor externa es limitado por la tecnología de los intercambiadores entre la fuente caliente y el fluido de trabajo.

Existe también evolución en el campo de la termoacústica para construir una placa a cocción abastecida por madera que podría producir de 50 a 100 W eléctricos, o exactamente bastante para encargar un teléfono portable, escuchar la radio o mantener encendidas unas o dos bombillas bajo consumo durante la noche. A este respecto, el trabajo coordinado por la Universidad de Nottingham integra a varias universidades en el mundo en ese sentido bajo el proyecto “RESULTADO Stove”[23].

El coste de producción del sistema original Ericsson debe relativamente reducirse aunque el valor del producto no se limitó aún a algunas decenas de euros como eso es el caso sobre el proyecto “Score-Project”[24] que contempla un precio del sistema energético que no debería sobrepasar 50 libras. Este tipo de sistema sólo responde parcialmente a las necesidades de acceso a la energía. Algunas decenas de vatios sólo ofrecen una puerta de entrada del mundo de la precariedad energética rural. Aunque el objetivo del proyecto “Score-Project” es bastante ambicioso: invitar 1.4 mil millones de habitantes de los países no desarrollados a reducir el consumo de madera para la preparación de los alimentos y de sustituir a todo alumbrado que consumirá de la biomasa o el combustible fósil por bombillas LED y lámparas antorchas LEDs recargables, no permitirá el desarrollo de verdaderos proyectos agroindustriales.

1.6.2 ORC et microcogénération

Una de las tecnologías adaptadas a la conversión de energía térmica procedente de la concentración solar (CSP), de la recuperación de calor inevitable[25] o la combustión de biomasa como las pelotillas de madera, es la tecnología ORC ya que se adaptan estos ciclos para la valorización de energía térmica a baja temperatura. La mayoría de los ciclos de Rankine cuya temperatura de cambio de fase es bien inferior a la del agua utilizan fluidos orgánicos o amoníaco. Desde el punto de vista termodinámico el fluido ideal para un ciclo ORC debe tener una elevada entalpía de evaporación, una alta masa volumétrica y una curva de vapor saturada a cuesta positiva - paso azul sobre la Fig. 11[26] - o vertical. El isopentane por ejemplo ofrece una de las mejores posibilidades conocidas para una “expansión seca” o sin condensación. Se presentan algunos diagramas T-s de los fluidos utilizados en los ORC sobre la Fig. 11[26].

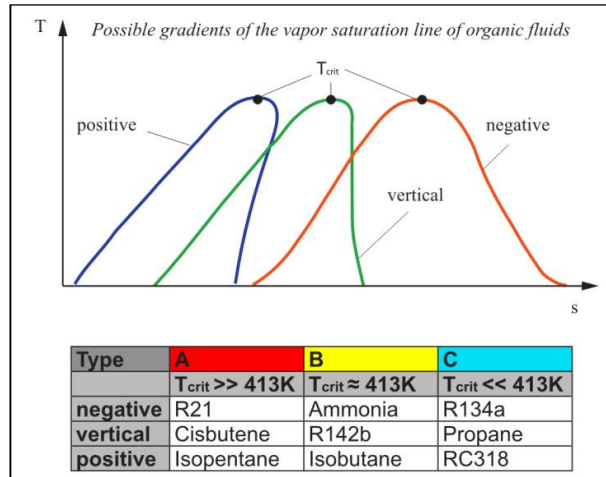


Fig.11 de las curvas de saturación de ciertos fluidos orgánicos más utilizados.

Actualmente existen varias ofertas comerciales para sistemas de media y de gran potencia. Una de las ofertas en Francia propone módulos de turbinas para potencias de 1 MW para temperaturas de fuente caliente de al menos 200 °C[27]. Pero para las pequeñas potencias los sistemas realmente disponibles comercialmente no son tan abundantes.

Los esfuerzos para la mejora de las máquinas térmicas microgeneración en ciclo ORC o en ciclo de Rankine son importantes, tanto por parte de los laboratorios académicos como empresas y centros de investigaciones privados. La micro cogeneración pide el máximo aprovechamiento de cada uno de los métodos en las unidades de generación ya que aunque las irreversibilidades se reducen a algunos centenares de vatios, pueden perjudicar seriamente al rendimiento total de la máquina. Para optimizar el rendimiento térmico, las pérdidas a los intercambiadores debidas a los intercambios fluide-fluide deben reducirse. Eso depende más allá de la geometría de los intercambiadores, de la presión del ciclo y la elección de los fluidos. Recientemente Preibinger y AL[28] evaluaron los fluidos termoportadores y de trabajo para una turbina ORC en doble piso para la valorización de combustión de biomasa.

1.6.3 Motores a combustión interna y microcogénération

Existen numerosas propuestas comerciales de CHP o μ CHP a partir de motores alternativos a combustión interna, utilizando combustibles fósiles tradicionales, o combustibles resultantes de la biomasa.

Como ejemplo, el fabricante belga COGENGREEN[29] propone grupos electrógenos al aceite vegetal o con gas de villedo 8 a 30 kWe (kW eléctrico) y de 18 a 54 kWth (kW térmico) con rendimientos específicos de cerca de un 90%. Un sistema de esta empresa producido la energía

para el colegio Kioto de Poitiers, el único centro escolar en Francia (en 2012) al 0% de energía fósil. Uno de los prototipos mostrarse sobre el 12 de micro



Fig.12 de microgeneración de la empresa belga COGENGREEN. Los sistemas electrónicos de control y los intercambiadores térmicos colocados bajo el grupo electrógeno motor-generator no están presentes sobre esta figura

1.6.4 Las turbinas a vapor y los maquinas a vapor de agua

Las turbinas a vapor (de agua) se adaptan para las grandes y medias potencias. Deben trabajar en muy altas relaciones de presión y a menudo se asocian a turbinas a gas en ciclo Brayton (o Joule) para formar un ciclo combinado. Las realizaciones para las pequeñas potencias son bastante raras. La velocidad de rotación de las turbinas a vapor de pequeña potencia puede subir más allá de 100000 tpm lo que pide un equilibrado estático y dinámico muy fino y un local aislado debido a los problemas de ruido. Son máquinas que no pueden realizarse sino con la alta tecnología y en cualquier caso su rendimiento no sobrepasa un 10% al 12% debido a su pequeño tamaño. La más pequeña potencia producida por las SIEMENS (Alemania) es actualmente de 45 kWe. El fabricante ELLIOT[30] (los EE.UU readquirido por Japón) propone turbinas a vapor que producen 25 kWe. Se encontró a un único fabricante en los Países Bajos[31] que produce microturbinas que tienen para μ CHP de 1.2 kWe. La Fig13 en presente una fotografía. 4 los datos publicados por el fabricante GREENTURBINE.

Cuadro 4. Propiedades de la microturbina 1.2 kW de GREENTURBINE.

Velocidad de rotación	30000 tpm	HauteTemp	130 °C- 200 °C	Consumo vapor	14.5 kg/kWh
Alta Presión	5,2 bar	Baja Temperatura	40 °C	Diámetro	19 cm
Baja Presión	0.1 - 0.25bar	Generación	Trifásica	Anchura	28 cm
Potencia (élec)	1.2 kWe	Frecuencia	1000 Hz	Peso	9 kg

Incluso si proponen en perspectiva que los 80 millones de hogares en los Estados Unidos pueden dotarse con este tipo de sistema, sólo producen la turbina pero no venden aún sistemas integrados para las unidades residenciales.

**Fig.13.** Fotografía de la turbina de μ CHP de 1.2 kWe construida por GREENTURBINE.

No se comunica el precio. No existe aún a nuestro conocimiento de sistemas completos producidos por terceros que utilizan esta pequeña turbina.

Por el contrario industriales indios[32] utilizan máquinas volumétricas alternativas (pistón/cilindro) a vapor y proponen varios modelos de 2,5,8,10 y 16 CV para precios que van de 650 USD para el generador de 2 CV hasta 9000 USD para el generador de 10 Kva.

En Francia, una de las solas propuestas en este ámbito de las máquinas a vapor es la de la empresa EXOES que propone grupos electrógenos a pistón a partir de gránulo de madera, produciendo 2 kWe y 16 kWth. Proponen también un sistema para la recuperación de la energía de los gases de escape de los camiones y de otros yacimientos de calor[33].



Fig.14. Unidad doméstica de micro cogeneración EXOES a ciclo de Rankine a partir de gránulos de madera, produciendo 1.6 kWe y 16kWth.

1.6.5 Microturbinas a gas

En el microcogénération, Colombia no está a la vanguardia. La cogeneración de pequeñas potencias a partir de las turbinas a gas es aún una novedad [34] para el sector terciario superior y desconocido para el residencial. Eso aunque la kvh-gas vale menos de un tercio de la kvh (e) de las centrales térmicas de origen fósil. Para el sector primario, la cogeneración se utiliza, en particular, sobre explotaciones mineras que piden más 1MW de potencia eléctrica total (yacimientos de gas, petróleo, cemento, ferróníquel, etc) y esta potencia se produce casi exclusivamente con grandes turbinas a gas.

A escala mundial, se concibieron y se probaron varios prototipos de microturbinas a gas radiales, utilizando el ciclo de Joule, al principio del nuevo milenio. Por el contrario, la mayoría nunca ha conocido la producción industrial. La ventaja de los microturbinas a gas es el funcionamiento sin interrupción sin picos de temperatura, en comparación con los motores a combustión interna, lo que

reduce la producción de agentes gaseosos. Estas máquinas sólo cuentan una única parte móvil. Su inconveniente más importante está sin embargo vinculado a esta última ventaja: se trata del desgaste de los rodamientos, el rotor pudiendo volver a más de 30 KHZ lo que deteriora eje y rodamientos al menor desequilibrio dinámico. Investigadores rodamientos a aire abordaron este problema de los rodamientos algunos con (PowerMEMS). Por el contrario para aumentar los modestos rendimientos de los microturbinas a gas, es necesario equiparlos de intercambiadores recuperadores.

Las más pequeñas turbinas comerciales producen cerca de 30 kW. El proyecto PowerMEMS propone turbinas de 1 kW mientras que investigadores del MTI proponen incluso microturbinas de 100W[35]. Es necesario reconocer que los éxitos en los laboratorios de investigación no fueron seguidos por éxitos de resistencia en la comercialización y la producción. Hoy día, a nuestro conocimiento, ningún industrial propone un sistema completo de microcogeneración por microturbina a gas con potencias del orden de 1 kW.

1.6.6 El motor Stirling

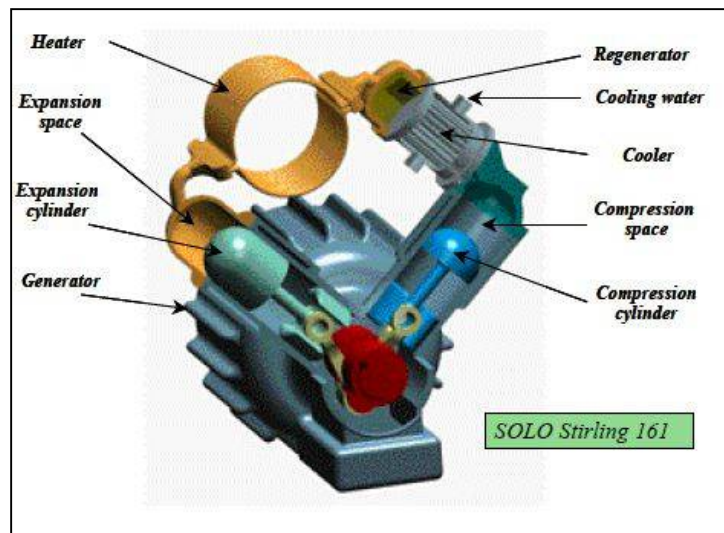


Fig. 15 del motor STIRLING 161 producido por la empresa SOLO.

<http://www.buildup.eu/system/files/Solo%20Stirling%202.jpg>

Es el más conocido de los motores llamados de aire caliente. En el dominio de los sistemas de conversión de energía solar termodinámica de baja potencia varios de estos motores térmicos han sido propuestos. [20] [36]. Se encuentran en efecto los ciclos Rankine Orgánicos[28][25] y las μ -turbinas [37]. Pero son los conjuntos *Dish-Stirling*[38][39] que son los más notables. Éstos asocian un concentrador parabólico a un motor Stirling[40],[41],[42]

a alta temperatura y a alta presión. Estos sistemas, de alto rendimiento y cuya potencia alcanza 25kW utilizan, a diferencia del motor Ericsson, tecnologías costosas. Se presenta un esquema de este tipo de instalación sobre la 17. Como el motor Stirling es un motor a contribución de calor externo, las partes internas no se someten a los desgastes y deterioros debidos a las “explosiones” o a un lubricante a las propiedades deterioradas debido a la contaminación por los gases de combustión.



Fig. 16. Foto del STIRLING SOLO 161 de 11 kWe.

<http://www.buildup.eu/system/files/SOLO%20Stirling.jpg>

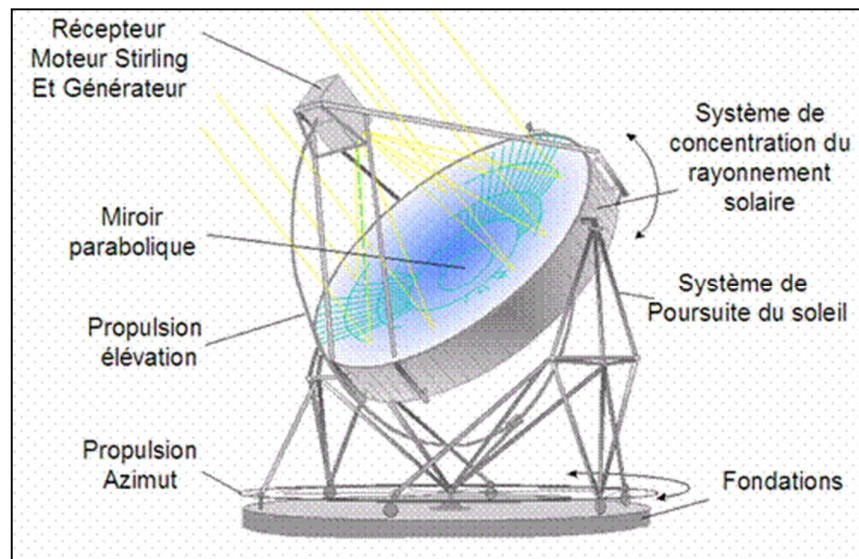


Fig.17. Esquema de los componentes principales de un sistema Dish-Stirling.

En 2010, una rama del constructor aeronáutico Mc Donnell Douglas - comprado por Boeing - proponía instalar varios centenares de unidades 4-95 Marco II en el desierto del sur de la California en los Estados Unidos. Se trataba de unidades de 25 kW cada una con una superficie de concentración de 87,7m² compuesto por 82 espejos esféricos de 3x4 pies o 1.115 el Sr.² el motor hace trabajar 4 cilindros de 95 C.C. de cilindrada y utiliza hidrógeno como fluido de trabajo a una

presión máxima de 200 bar. Eso constituía una de las 16 propuestas presentadas en respuesta a la llamada de la Comisión de la Energía de California para generar 24 GW por CSP. En 2013, el concurso parece ser adquirido por el proyecto IVANPAH basado en vueltas solares a concentración[43].

Aunque hoy una máquina Stirling de 1 kW_e puede costar más allá de 10000 USD, su precio podría descender hasta 1000 USD/kW para los años 2020 o 2030. Se preve por esta década una producción anual de entre 50000 a 60000 módulos al año. Inversiones de alrededor 2 billón USD por parte de distintos industriales, parecen en curso alguno de ellos en particular siendo vinculado a la industria del automóvil. Como además hay grandes proyectos de instalaciones principalmente en los Estados Unidos en el sur de la California, este precio no sería irrealista según los analistas de **solarpaces** en 2010[44]. Una de las iniciativas que pensaba desplegar millares de unidades Rankine y/o Dish-Stirling era el famoso proyecto energético DESERTEC entre Europa y África el Septentrional. Contaba con la cooperación entre estas dos zonas geográficas, cultural y económicamente diferentes y proponía un progreso común a nivel energético. Este proyecto aún no se concretó, en particular, a causa de la inestabilidad política que se desencadenó en esta zona.

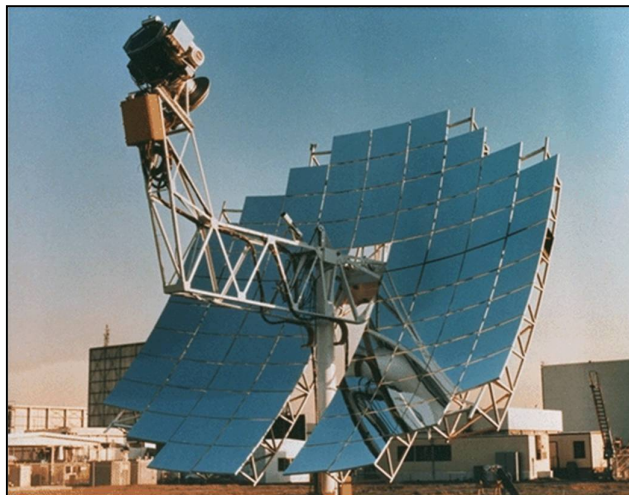


Fig.18 Dish/Stirling 4-95 Marco II de 25 kW para una irradiación de 1000W/m² construido por McDonnell Douglas instalado en la California del Sur.

Aunque desde los años 60 y 70 de los esfuerzos de investigación y construcción se han emprendido para desarrollar motores Stirling para la valorización de las fuentes renovables o no, esta tecnología a pesar de su excelente rendimiento exérgético, presenta elevados costes lo que en realidad una tecnología aún demasiado costosa para su utilización en zonas agrícolas de los países no industrializados e incluso en la mayoría de los países industrializados. En 2008 el coste del kW instalado está cerca 14.000 euros para el módulo Eurodish. Pero 4 años más tarde, la empresa

sueca RIPASSO Energy - salida de Kockums - considera que para lugares secos como el Oriente Medio y África el Septentrional, Sudáfrica o Chile, es posible producir electricidad con sus sistemas dish-stirling de 30 kW a un coste solamente de 0.1 €/kWh[45] para conjuntos de 30 MW. Su sistema dish/Stirling alcanzó un rendimiento total del 32% en enero de 2013, sin necesidad de agua de enfriamiento, lo que constituye una nueva marca mundial de conversión de energía solar en electricidad conectada a la red. Ver19.



Fig.19. Módulos parábola-motriz Stirling de 30 kW construidos por RIPASSO Energy. A la izquierda, funcionamiento, en la obtención de la marca mundial de conversión de energía solar en electricidad a Upington (Sudáfrica) en enero de 2013. A la derecha, técnicos comprueban las máquinas.

1.7 Conclusión

En este capítulo, presentamos el contexto en el cual se inscribe este trabajo de tesis: se trata, a largo plazo, de contribuir al desarrollo de sistemas energéticos de producción de electricidad de pequeña potencia para aplicaciones de microcogénration o electrificación rural en países en vías de desarrollo, a partir de biomasa o energía solar. Pusimos de manifiesto que tales sistemas pueden ser pertinentes, haciendo hincapié por una parte en las necesidades de electrificación rural para el desarrollo de Colombia, por otra parte sobre el interés que representa el microcogénration para los países desarrollados. Mencionamos a continuación el potencial que representa la valorización energética de la biomasa y la energía solar. Para este último, mostramos que el sector termodinámico a concentración (CSP) presente de los activos con relación al sector fotovoltaico. A continuación brevemente contabilizamos distintas tecnologías de motores térmicos, alternativas al motor Ericsson, permitiendo responder, al menos parcialmente, a los objetivos contemplados: para producir electricidad en lugar aislado, se puede recurrir a grupos electrógenos basados en motores a combustión interna, a ciclos ORC, a microturbinas a vapor o máquinas a vapor, a microturbinas a

gas o a motores Stirling. Sin embargo, todos los sistemas basados en estos distintos motores térmicos sólo responden parcialmente a los objetivos buscados, en particular, para el más pertinentes de ellos como los motores Stirling, en términos de coste y nivel de tecnología.

2. Motores alternativos a ciclo de Joule-Brayton: estado del arte

En este capítulo, comenzamos por definir lo que se entiende por el nombre “Motor Ericsson” y nosotros se situaremos estos motores con relación a sus prójimos padres, los motores Stirling. Haremos breves antecedentes de estos motores, luego presentaremos el estado del arte y los distintos trabajos realizados recientemente o en curso actualmente en el mundo y en Francia, y más concretamente al LaTEP.

2.1 El motor Ericsson: definición e interés

El motor Ericsson forma parte de la familia dicha de los “motores a aire caliente”. Las características siguientes pueden identificar a esta familia particular de motores térmicos:

- motores volumétricos alternativos (pistones/cilindro) a contribución de calor externa;
- a recintos de compresión y expansión distintos;
- generalmente equipados de un intercambiador interno regenerador o recuperador;
- funcionando con un fluido de trabajo monofásico en fase gaseosa[46].
- Estas características definen pues a la familia dicha de los “motores a aire caliente”[41], denominación aún utilizada hoy día, aunque el aire utilizado como fluido de trabajo en los motores de los XIX^e siglos a menudo se ha sustituido por hidrógeno o helio bajo fuerte presión, en Números motores modernos.

Se divide a la familia de los motores a aire caliente en dos subgrupos: los motores Stirling inventados en 1816, no tienen válvulas ni de válvulas. Se esquematizan en el 20[46], mientras que los motores Ericsson poseen órganos de cierre en torno a los cilindros. Se presentan sobre la figura 21 de un[46]. Los elementos y la nomenclatura se designan en el cuadro debajo de las figuras.

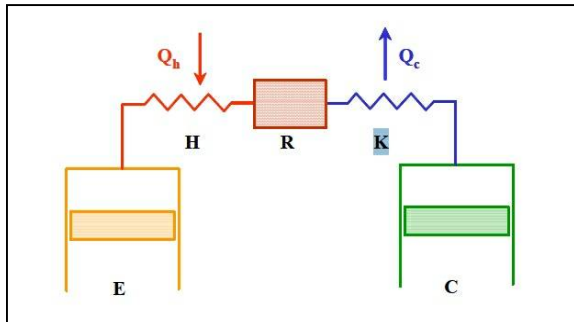


Fig.20 típico de un motor Stirling.

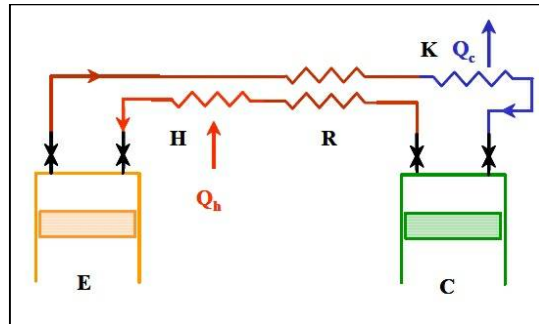
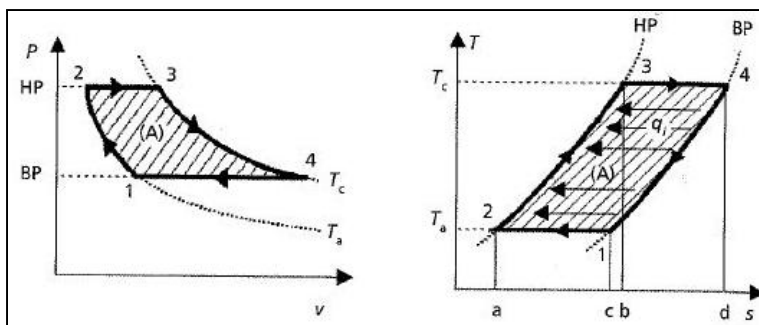


Fig.21 de un motor Ericsson con recuperación (ciclo cerrado).

E Cilindro de expansión	Qc Calor a baja temperatura retirada a los gases aflojados.
C Cilindro de compresión	Qh Calor a alta temperatura añadida al gas comprimido
R Recuperador o precalentador.	H Calentador
K Enfriador o salida-entrada atmosférica	(caso Ericsson en ciclo abierto)

Sobre el 22, se pueden ver los diagramas termodinámicos teóricos de los dos ciclos. El ciclo teórico de Ericsson incluye dos isotermos y dos isobaras. Eso pide calentarse durante la expansión y enfriarse durante la compresión. El ciclo de Joule o Brayton por el contrario supone cilindros adiabáticos e intercambiadores de calor a presión constante. ECLAIRCIER



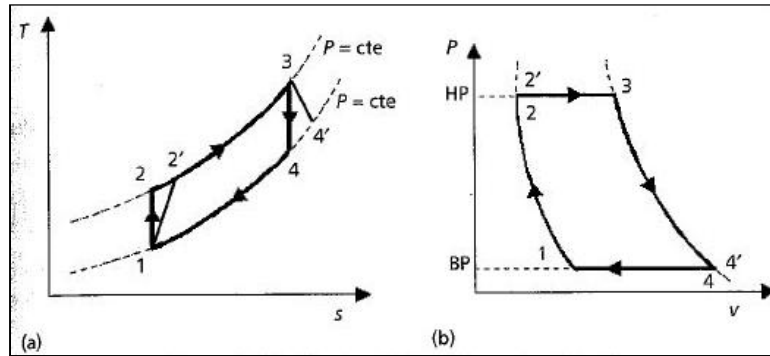


Fig.22. Ciclo teórico de Ericsson (en cumbre) y ciclo teórico Y REAL de Joule o Brayton (debajo).

El configuration de los motores Ericsson, con válvulas, presenta de números ventajas por relación a la configuration de la máquina a Stirling [47]. Lo que debe tenerse en cuenta, por ejemplo, que los intercambiadores térmicos del Ericsson son pasados volúmenes muertos, mientras que el conception de el intercambiador de calor de un Stirling se enfrenta a un equilibrio delicado: las superficies de transferencia de calor deben ser tan grandes como sea posible para que el volumen del intercambiador de calor sea lo más pequeño posible.

2.2 Breves antecedentes

El motor Ericsson es un motor a pistón a aire caliente es decir, a combustión externa parecido en la primera mitad de los XIX^o siglos. En 1833 John Ericsson presenta en Inglaterra el primer motor Ericsson - con recuperador - que utiliza el aire como fluido de trabajo. Una vez en los Estados Unidos construyó para equipar buques de guerra un motor de 220 kW que volvía a 6.5 tpm y un relación de compresión de 1.6. Se trataba de una unidad 3.5m y 4.3m de mandrilado para los cilindros de compresión y expansión respectivamente. El curso del pistón doble-efecto era de 1.8m. El 23 el dibujo original del motor "arrugar-Ericsson Motor" a ciclo de Joule creado en 1833. El 24 el mismo motor adaptado a una aplicación de bombeo.

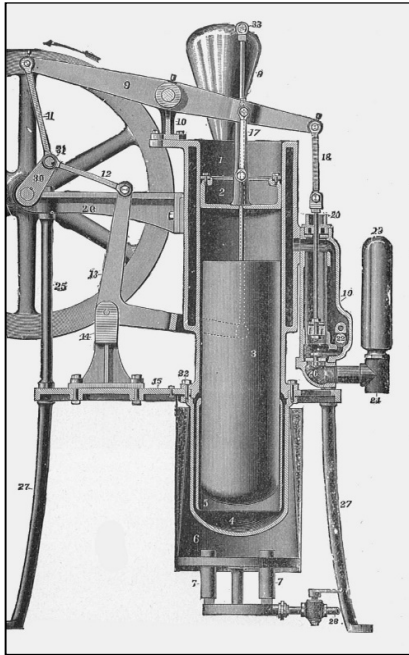


Fig.23. Schema du The Ride - Ericsson Hot-Air Motor.

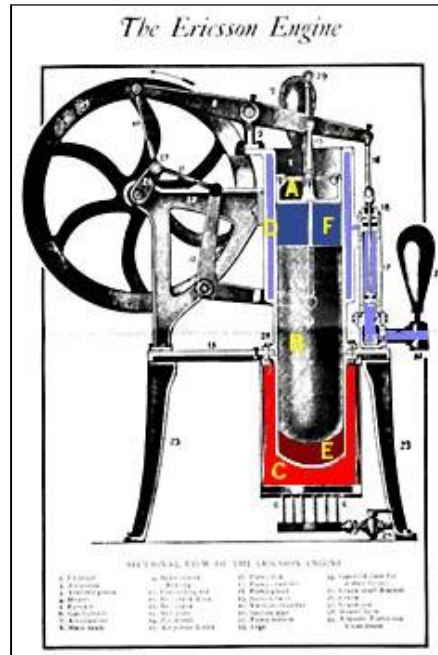


Fig.24 propio motriz adaptado para el bombeo de agua.

Los motores a aire caliente encontraron un importante éxito comercial durante los XIX^o siglos[40], pero han caído en desuso a principios de los XX^o siglos y fueron sustituidos por motores a combustión interna o motores eléctricos.

La renovación de interés para los motores Ericsson, y para alternativas que algunos investigadores estudian sobre configuraciones SCROLL[48], se debe a su gran compatibilidad con los distintos tipos de energía térmica y con las exigencias medioambientales, lo que constituye lo que está en juego a nivel importante en el contexto energético principalmente de los países industrializados. Se observa pues evolución para integrar un concentrador solar a un ciclo de Joule u otras energías renovables para la microgeneración[49].

2.3 Reciente evolución en el mundo

Durante los veinte últimos años, se simularon y/o se probaron varios prototipos de motores alternativos a ciclo de Joule-Brayton y a cilindros de compresión y expansión separados. Algunos prototipos recurren a una contribución de energía térmica en forma de una combustión en el gas de trabajo, pero fuera de los cilindros, en los conductos que los conectan. Esta es la razón por la que no hay consensos sobre su denominación: algunos investigadores consideran que estos prototipos

son a “combustión externa” ya que la habitación de combustión - o se coloca el quemador fuera de los cilindros; pero otros, considerando que la combustión pasa en el fluido de trabajo cuya composición química y producción de la masa varían pues en el motor, clasifican estas máquinas entre los motores a “combustión interna”. Consideramos efectivamente que, a hablar estrictamente, estos prototipos no responden a los criterios que mencionamos, por lo que se refiere a la contribución de calor externa. Estas máquinas no deberían pues considerarse como motores Ericsson. Sin embargo, mencionaremos a continuación la evolución que pudo realizarse sobre estas máquinas ya que pueden ser pertinentes para la concepción de los motores Ericsson.

Otros investigadores intentaron utilizar mecanismos *scroll* para sustituir a los sistemas pistón-cilindro sin muchos del éxito. Aunque basados en el mismo ciclo termodinámico, estos motores no responden tampoco a la definición de motor Ericsson en sentido. Se simularon varios prototipos de toda una pequeñas potencias con mecanismos scroll con resultados alentadores[50]. Pero, una vez realizados los prototipos, el problema de la estanqueidad entre parte móvil y estática de la máquina de expansión no pudo solucionarse de manera satisfactoria.

Entre los primeros investigadores que deben estudiarse un motor alternativo de escasa potencia a ciclo de Joule-Brayton, es necesario mencionar a Bjerkle y a Warren al final de los años 60[51]. Estos autores separaron los cilindros de compresión y expansión e instalaron una habitación de combustión “isobara” antes del cilindro de expansión. Eso es la configuración tradicional de las turbinas a gas cuando se sustituyen a los turbomotores por sistemas pistón se rueda. Según sus simulaciones numéricas, la reducción de consumo de combustible sería superiores al 20% así como la reducción de las emisiones contaminantes. Este motor se proponía para aplicaciones automóbiles que consumían combustibles fósiles y por otro lado habría tenido el interés en poder trabajar con una gran variedad de combustibles a distintos índices de cetano u octano. A pesar de las numerosas ventajas presentidas, no se tiene conocimiento que este motor haya conocido un desarrollo concreto. Bjerkle siguió trabajando sobre un sistema básico potencia de 3kW en ciclo Brayton a pistón libre[52], también para aplicación automóbil, pero, igualmente, no se conocen aplicaciones concretas de este tipo de motor

Smith, que trabajará algunos años más tarde con Kornhauser sobre los intercambios térmicos en régimen alternado [53], dirige en el MIT la tesis de Fryer [54] en 1976 sobre la concepción, la construcción y la prueba de un nuevo tipo de motor a gas. Retuvieron una configuración en ciclo cerrado, con un calentador, un recuperador y un refrigerador. Los resultados de simulación indicaban que el motor debía desarrollar su potencia máxima a 2000 de tr/min. Las características calculadas para 2000 de tr/min se presentan en **¡Error! La autoreferencia al marcador no es válida.** resultados medidos a 600 tpm comparados a los valores teóricos calculados se presentan en Cuadro6. La 25 el prototipo realizado y probado.

Cuadro5. Resultados calculados a potencia máxima (2000 de tr/min) del motor propuesto por Fryer y Smith.

PARÁMETRO	System anglais (d'origine)	system international
Condiciones de operación para la simulación		
Presión de entrada al Reductor de presión	1000 psi	68,94 bar
Presión de entrada al Compresor	500 psi	34,47 bar
Temperatura de entrada Reductor de presión	1500 F	815,5 C
Temperatura de entrada Compresor	100 F	37,7 C
Velocidad de rotación	2000 tr/min	33,3 tr/s
Resultado de los componentes		
Eficacia del intercambiador recuperador	85%	
Eficacia del intercambiador enfriador	97%	
Temperatura máxima del cartucho que calienta	1715 °F	935 °C
Rendimiento del compresor (con pérdidas a las válvulas)	90%	
Rendimiento del reductor de presión (con pérdidas a las válvulas)	92%	
Pérdidas de carga en fracción del trabajo al reductor de presión		
Refrigerador	0,4%	
Recuperador intercambiador	3,3%	
Calentador	0,9%	
Tubería	2,0%	
Total	6,6%	
Rendimiento global del Reductor de presión	85,4%	
Potencia indicada de salida	83400 BTU/h	24,44 kW

Calor consumido	211700 BTU/h	62,04 kW
Potencia de fricción a las juntas	4600 BTU/h	1,34 kW
Potencia perdida por otras fricciones	10550 BTU/h	3,09 kW
Pérdidas de calor	6000 BTU/h	1,90 kW
ENTRADA TOTAL de CALOR (Potencia)	217000 BTU/h	63,59 kW
POTENCIA TOTAL DE SALIDA (26, .8 CV)	68250 BTU/h	20,0 kW
RENDIMIENTO TOTAL	31,3%	

Cuadro6. Résultats mesurés des performances du moteur de Fryer et Smith à basse puissance (600 tpm).

Condiciones de operación de la prueba	Mesuré (réel)		Calculé (théorique)	
Presión de entrada al Reductor de presión	535 psi	36.8 bar	idem	
Presión de entrada al Compresor	245 psi	16.89 bar	idem	
Temperatura de entrada Reductor de presión	1205 °F	651 °C	idem	
Temperatura de entrada Compresor	73 °F	22.7 °C	idem	
Velocidad de rotación	600 tpm	6 tps	idem	
Resultado de los componentes	BTU/h	kW	BTU/h	kW
Entrada Total de Calor (Potencia)	43200	12,66	38700	11.34
Calor evacuado al refrigerador	18200	5,33	14950	4.38
Calor évacuado hacia la fuente fría	10350	3,03	3500	1.03

Calor perdido a través del aislamiento (calculada)	3150	0,92	2800	0.82
Potencia indicada al compresor	26300	7,71	14800	4.34
Potencia indicada al reductor de presión	34300	10,05	33000	9.67
Potencia indicada de salida	8000	2,34	18200	5.33
Potencia de fricción a las juntas	1050	0,31	750	.22
Potencia perdida a la transmisión	1450	0,42	1450	.42
Potencia al eje	5500	1,61	16000	4.69
Calor no tenido en cuenta	4550	1,33		
Rendimiento total del Motor	12,7 %		41.3%	

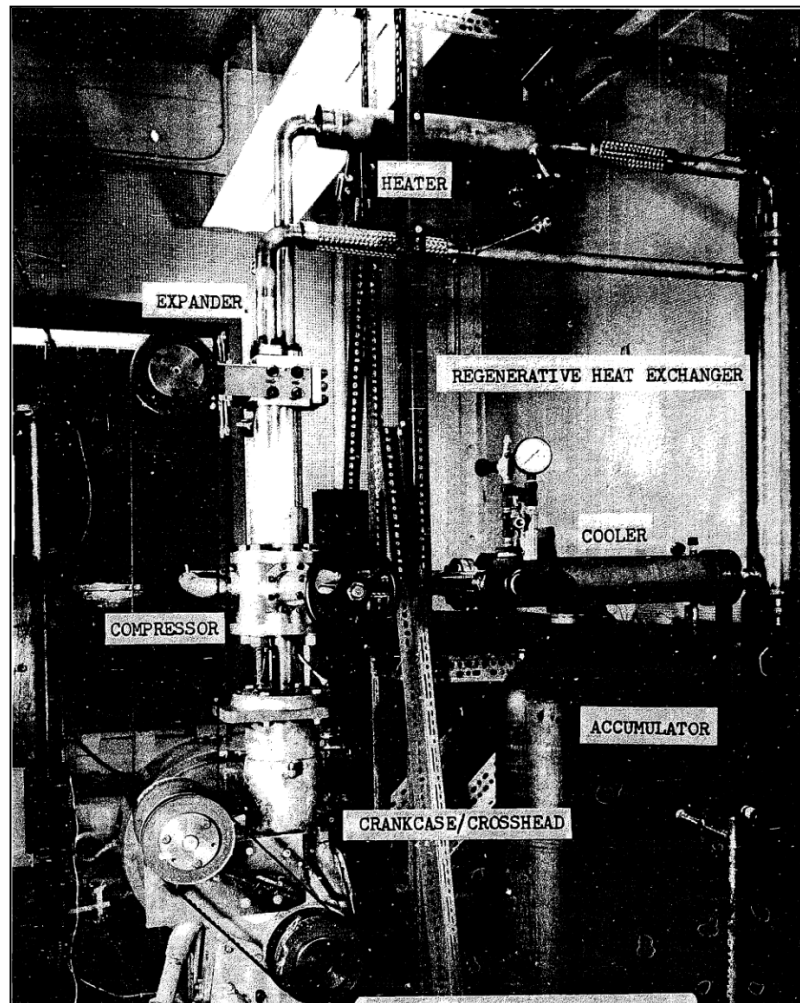


Fig.25. Motor en ciclo cerrado de Joule con contribución de calor eléctrica pero propuesto para hidráulico carbón.

Se pudo comprobar que los resultados del motor fueron reducidos por las fugas del compresor hacia la expansión debido a la falta de estanqueidad del pistón. Las pérdidas térmicas al pistón de expansión fueron también muy importantes. Estos dos efectos son la causa de un rendimiento casi de un cuarto de aquél que se había considerado por el modelo matemático.

Siempre en los Estados Unidos, se realizaron modelizaciones numéricas también sobre el mismo tema por Tsongas y White en 1989[55] y en 1996 por Craven y Clark[56]. Pero sin prototipo experimental no se pueden validar sus modelos teóricos ni comprobar los resultados reales.

En 1996 Bonito y AL[57] trabajaron sobre un motor de coche V8 adaptado al ciclo de Joule. A pesar de una descripción bastante puntiguda del modelo termodinámico del ciclo de Joule utilizado, los

resultados mostraron un rendimiento mediocre. Esperaba rendimientos cercanos de los un 33% para relaciones de presión 7.5 y una potencia eléctrica generada de alrededor 5kWe. Se ve el esquema del motor en ciclo de Joule con recuperador propuesto sobre el26 y el diagrama indicador teórico del compresor y el reductor de presión se muestran sobre el27 del.

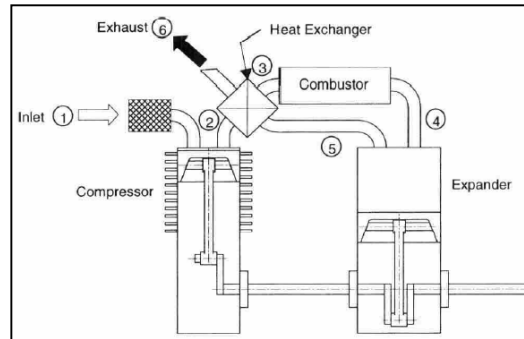


Fig.26 en ciclo de Joule a recuperación propuesto por Belio.

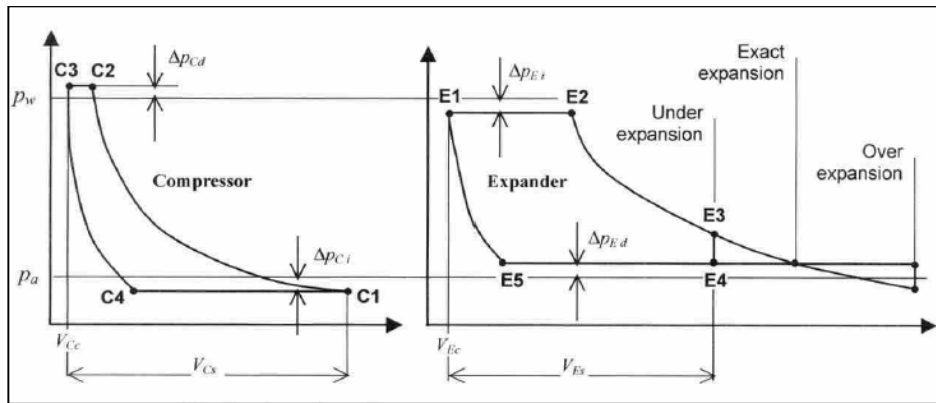


Fig.27 del ciclo teórico desarrollado parchaque rueda de la unidad propuesta por Belio.

En 1999 Holtzaple y Rabroker[58] obtiene la patente de un motor a pistón en ciclo de Brayton (Joule). Se trata de nuevo de un motor a combustión interno con recintos de compresión y expansión separados pero con una posibilidad de sustituir a los recintos por configuraciones rotatorias con posibilidad de variación del volumen muerto. Hacen mención explícita de la necesidad del tanque tampón entre la compresión y la expansión pero no se precisa si se trata de una manera de estabilizar el sistema o si hay otro objetivo. Como fue mostrado por los estudios anteriores del LaTEP[59, p. 42] los volúmenes muertos de los dos recintos, el relación de las temperaturas y el relación de presión definen el relación de los volúmenes de compresión y expansión para que la producción de la masa sea idéntica entre compresor y reductor de presión. Esta es la razón por la

que lo8 reloj la posibilidad de hacer variar estos volúmenes en los dos recintos (N° 239 y 240) y así controlar la presión y el relación de presión continuamente.

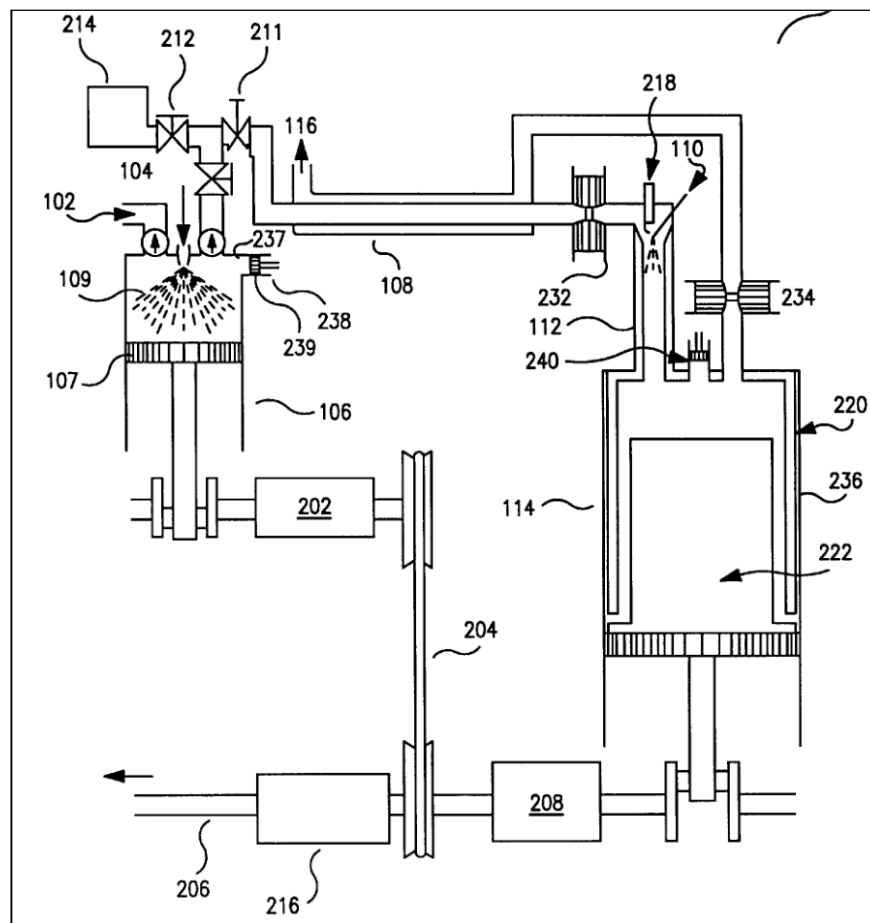


Fig.28. Esquema de una de las máquinas a pistón a combustión interno en ciclo de Brayton-Joule propuesto por Holtzaple y AL

Cuadro77. Elementos principales del motor para el transporte propuesto por Holtzaple y AL

Réferéncia	Componente	Réferéncia	Componente
106	Compresor	232	Válvula de entrada reductor de presión
109	Agua regada al compresor	110	Adicion de combustible
238 - 239	Pistón-cilindro del Variador de Volumen muerto del compresor	112	Habitación de combustión
204	Correa de transmisión	218	Bujía de encendido

114	Reductor de presión	208	Embrague del reductor de presión
222	Pistón reductor de presión	206	Eje de potencia a las ruedas
202	Embrague del compresor	108	Intercambiador de calor

Mosset AL en 2004[60] presentan los resultados de un motor a pistón en ciclo de Joule a combustión interna. Se puso de manifiesto que para pequeñas potencias los motores a pistón presentan mejores resultados y el relación de peso y potencia fuera también más ventajosos que para los turbomotores.

Este último propone un motor ERICSSON completa un ciclo a Ericsson para aplicaciones de las pequeñas potencias para la valorización de la irradiación solar. Realizó simulaciones numéricas para comprobar los resultados una unidad constituida por múltiples etapas de compresión y expansión con recuperadores entre ellas. De esta forma la compresión y la expansión son casi isotérmicas incluso a altas velocidades de rotación. Va de un motor Stirling conocido por su larga vida útil y elevado rendimiento. Pero observa los inconvenientes su vinculado a los intercambiadores como volúmenes muerta, la alta velocidad de rotación y su costosa tecnología de construcción. Se considera que para llegar a una compresión y una verdadera expansión isotérmicos sería necesario un millón de los pequeños pistones para una potencia indica de 1KWt.

Al UNAM, en México, el profesor Ernest Kossul propone acercarse a una compresión y una expansión “isotérmicos” partiendo las transformaciones termodinámicas en tres etapas de compresión y expansión enfriadas o calefacción entre los pisos. Una contribución interesante es la propuesta de sustituir a las válvulas de entrada y salidas de los cilindros por distribuidores que serían más fiables. Se presenta un esquema simplificado del motor propuesto sobre el29.

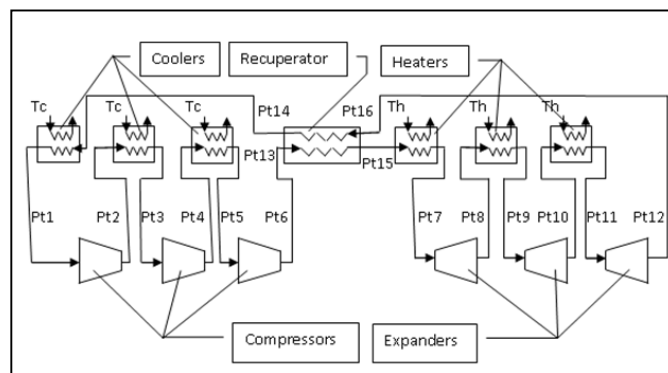


Fig.29. Esquema de principio de un motor Ericsson propuesto por Kossul.

Cuadro8. Resultados calculados del motor en función del número de pisos para una producción de 10 l/s.

Engine version	P1 (bar)	T _c (K)	T _h (K)	V ₁ (m ³ /s)	W (W)	η _{thermique}	η _{Carnot}	η _{therm/Carnot}
1	20	263	353	0.01	2889	0.186	0.255	0.73
2	20	263	353	0.01	1675	0.189	0.255	0.743
3	20	263	353	0.01	3740	0.174	0.255	0.682
4	20	263	353	0.01	2982	0.201	0.255	0.789
5	20	263	353	0.01	3030	0.207	0.255	0.814
6	20	300	673	0.01	12453	0.499	0.554	0.9
7	20	300	673	0.01	12567	0.515	0.554	0.93

VOIR SI W C'EST INDIQUE OU EFECTIF

Se trata de un ciclo cerrado con una presión a la entrada del compresor de $P_1=20$ bar. T_c y T_h designan las temperaturas de fuente fría y caliente respectivamente. Kossul propone relaciones de compresión en cada piso de 1,2 y la puesta en serie de varios pisos pistón-cilindro para llegar a relaciones de compresión más elevadas. Si se quiere llegar a una relación de compresión global de 3 se deben pues acoplar 6 pisos para garantizar una transformación alrededor isotérmica.

Sobre leCuadro8, se compara el rendimiento de Carnot para máquinas compuestas de 1 a 7 pisos para una producción volumétrica de 10 litros por segundo. El fluido termoportador que intercambia con el fluido de trabajo, entre cada piso de compresión y expansión a T_c y T_h es liquidePRECISER el FLUIDO.Por un conjunto de 7 pisos con un relación de presión total de 3.5, con $T_c=17$ °C y $T_h=400$ ° C, se puede llegar, a teoría, a producir 12,5 kW con un rendimiento del 93% del rendimiento teórico de Carnot.

Los pisos pistón-cilindro propuestos por Kossul tienen todos configuraciones geométricas similares, pero con variaciones de importancia según el piso. Esta configuración se presenta sobre el30.

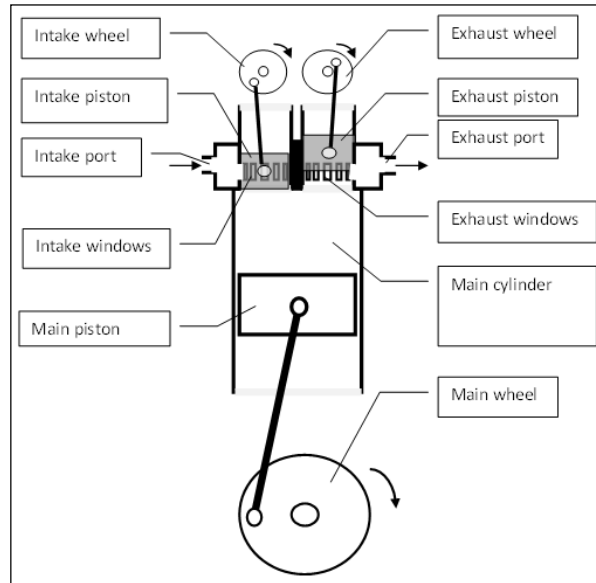


Fig.30. Esquema de compresor o reductor de presión propuesto por Kossul.

Puesto que las paredes del cilindro y los pistones casi tendrían la misma temperatura, se puede prescindir de segmentos de estanqueidad sobre los pistones, lo que reduce las pérdidas debidas a la fricción - sin perjudicar demasiado a la estanqueidad. Se mejora el rendimiento mecánico.

Esta propuesta sugiere algunas observaciones. La idea de una máquina gradual parece seductora en principio pero es necesario tener en cuenta la complejidad de los “n” sistemas de distribución y las bombas del líquido calentador y refrigerador. Por el contrario la idea de un líquido como fluido termoportador es positiva para la eficacia del intercambio. La sustitución de las válvulas tradicionales por mini sistemas pistón-biela-manivela sólo puede preverse si se reducen los esfuerzos radiales siempre que la biela sea suficientemente larga por relación la manivela.

2.4 Reciente evolución en Francia

Actualmente, en Francia, los trabajos conocidos sobre los motores Ericsson propiamente dichos, es decir, a combustión externa, son menéscar el laboratorio LAMIH de la Universidad de Valenciennes y el Hainaut-Cambrésis, el laboratorio FEMTOST de la Universidad de Franco Condado, y el LaTEP del UPPA en Francia.

Creyx y AL[61] de la Universidad de Valenciennes y el Hainaut-Cambrésis realizaron recientemente simulaciones para definir la mejor configuración de un motor Ericsson. ÉL ESTABLECIÓ QUE el CILINDRO de DETENTE, pour la valorización de la biomasa. Desarrollaron un modélisation dU

sistema pistón-cilindro la expansión considerando dos tipos de hipótesis por lo que se refiere a los intercambios térmicos: el caso adiabático o el caso isotérmico. Como el LaTEP, consideran un ciclo abierto, utilizando pues el aire como fluido de trabajo. Pero, a causa de la aplicación en cuestión, la configuración en cuestión y los relaciones de presión considerados son diferentes de los elegidos por el LaTEP. En efecto, Creyx trabaja sobre un motor desprovisto de intercambiador recuperador. La recuperación de la energía térmica del aire de escape no se realiza en el motor: a causa del sistema energético en cuestión, es mucho más simple y más pertinente utilizar este aire caliente como aire de combustión de la caldera a biomasa sobre la cual se va a venir a establecer el motor Ericsson. PRECISAR del mismo modo, a causa del contexto, Creyx elige maximizar la potencia mecánica del motor más bien que su rendimiento. Eso conduce naturalmente a relaciones de presión más elevadas.

El esquema del motor Ericsson sobre el cual tienen travailléés investigadores de la Universidad de Valenciennes[61] es pues similar al del LaTEP, excepto el recuperador (31 de).

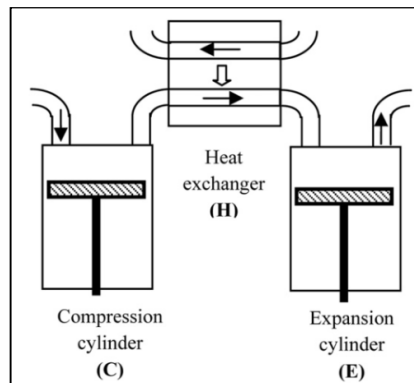


Fig.31 de funcionamiento del motor Ericsson propuesto por Creyx y AL

Los auteursdéveloppent un modelo complejo que tiene en cuenta los siguientes parámetros:

- Paso de los ciclos de compresión y expansión.
- Presión y temperatura atmosférica y a la salida del calentador.
- Volúmenes muertos del compresor y el reductor de presión.
- Volumen máximo del reductor de presión.
- Velocidad de rotación.

El paso de los ciclos de compresión y expansión es afectado por:

- Los intercambios térmicos.
- La duración y el calado de la apertura y el cierre de las válvulas de los cilindros.

Los dos pistones se suponen subidos sobre el mismo cigüeñal. La producción de la masa es la variable que vincula los procesos en los dos cilindros. Él dépendnotamment del relación de los volúmenes muertos. Los resultados issusde la simulación son: las transferencias térmicas, indicado trabajo, potencia térmica y mecánica, indicada presión media, acopló rendimiento térmico teórico y rendimiento exérgétique.

El modelo présenténe no hace referencia a los efectos acústicos ni a las particularidades de la apertura y cierre de las válvulas (ley de las válvulas) consustancial a los moteursalternatifs. Las válvulas se consideran en funcionamiento binario. Las comercializaciones de airà la entrada y al sortiedes cilindros se supone adiabáticos. Los intercambios térmicos en los cilindros son cuantificados no por correlaciones empíricas de coeficientes de transferencia consustanciales a los sistemas pistón ruedan, sino por la fijación de coeficientes politròpicos binarios (o adiabáticos, o isotérmicos) para chaquecylindre.

Los autores razonan en términos de ciclos globales y no de los componentes de ciclo: la compresión y la expansión son descritas por el mismo coeficiente politròpicok. En la práctica, se podría imaginar que la compresión sea isotérmica (o enfriada) mientras que la expansión sea adiabática (o menos enfriada o incluso calefacción), lo que es posible en la concepción.

Para validar su modelo, los autores presentan un cuadro (9) donde comparan sus resultados de simulación con los resultantes de différentespublications y prototipos, incluso los de Belio y MOS que son relativas a la combustión interna en ciclo de Joule, y los issusdes trabajos al LaTEP-UPPA de Lontsi y Touré sobre el prototipo Ericsson.

Cuadro99. Comparación de resultados relativos a motores alternativos en ciclo de Joule, presentada por Creyx y AL

Investigadores	Condición de la prueba o la simulación	Resultados de referencia	Resultados de simulación (Creyx y AL)
Wojewoda et al. [11]	$P_h/P_{min} = 95/20$ $T_h = 1273 \text{ K}$ $N = 3000 \text{ rpm}$	$q_m = 0.2 \text{ kg/s}$ $P_i = 28 \text{ kW}$ $\eta_{\tau\eta} = 32\%$	$q_m = 0.2 \text{ kg/s}$ $P_i = 28.4 \text{ kW}$ $\eta_{\tau\eta} = 33.5\%$
Moss et al. [12]	$P_h/P_{atm} = 7.5$ $N = 1000 \text{ rpm}$	$P_i = 5 \text{ kW}$ $P_{th} = 8.12 \text{ kW}$ $\eta_{\tau\eta} > 40\%$	$P_i = 5.0 \text{ kW}$ $P_{th} = 12.1 \text{ kW}$ $\eta_{\tau\eta} = 41.5\%$
Bell et al. [13]	$P_h/P_{atm} = 7$ $T_h = 1300 \text{ K}$	$W_i = 250 - 300 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{\tau\eta} = 40-50\%$	$W_i = 287 \text{ kJ/kg}$ $\eta_{\tau\eta} = 36.59\%$
Lontsi et al. [14]	$P_h/P_{atm} = 3.6$ $T_h = 873 \text{ K}$ $N = 480 \text{ rpm}$	$\eta_{\tau\eta} = 27\%$ $q_m = 0.0165 \text{ kg/s}$	$\eta_{\tau\eta} = 28\%$ $q_m = 0.02 \text{ kg/s}$
Touré [15]	$P_h/P_{atm} = 2.5$ $T_h = 873 \text{ K}$ $N = 950 \text{ rpm}$	$q_m = 0.005 \text{ kg/s}$ $P_{i,e} = 1.1 \text{ kW}$	$q_m = 0.005 \text{ kg/s}$ $P_{i,e} = 1.1 \text{ kW}$

Los resultados obtenidos por los autores ponen de manifiesto que el trabajo indicado es mayor cuando la compresión es enfría que cuando es adiabática pero que el rendimiento térmico es superior cuando la compresión es adiabática. Optan para que la compresión sea adiabática.

En paralelo a sus trabajos de modelización, los autores desarrollan un prototipo de motor destinado a ser acoplado a una caldera a biomasa.

Por otra parte, en colaboración con la sociedad ASSYSTEM, el laboratorio FEMTOST de la Universidad de Franco Condado desarrolla un prototipo de motor alternativo, destinado a funcionar o sobre la base de una expansión isotérmica, o en expansión adiabática[62]. ¿La originalidad de la concepción de este prototipo en curso de desarrollo es la utilización de fuelles metálicos en lugar y? lugar tradicional del montaje pistón-cilindro.

2.5 Los trabajos al LaTEP

2.5.1 Los primeros trabajos de modelización

El prototipo construido al LaTEP de la Universidad de Pau y los Países del Adour se realizó a la iniciativa de P. Stouffs que antes había trabajado sobre los motores Stirling a la Universidad de Nantes. Ya se había expresado la renovación de interés para los motores Ericsson en 2002[47] cuando se señalaba las numerosas ventajas de este tipo de motor entre las cuales, el hecho de que los intercambiadores de calor no sean volúmenes muertos y en consecuencia pueden calcularse las dimensiones solamente sobre consideraciones de transferencia térmica. Se destacaba también la posibilidad de acoplar un motor Ericsson con un concentrador parabólico cilindro más simple, más ligero y menos costoso que el concentrador parabólico de los sistemas Dish-Stirling.

Los trabajos de Sébastien Gorro[84] y Muriel Alaphilippe[64] permitieron preparar el terreno para la construcción del primer prototipo del cilindro de expansión Ericsson. Éste a été realizado por el ingeniero Luc Dando en 2009 gracias a la financiación de France Telecom y el programa PIE del CNRS. [63]

En 2005, a la buena mitad de la década se caracterizada por la firma del protocolo de Kioto, S. Gorro se había propuesto en su tesis, además del estudio de un pequeño motor Stirling, la dimensión inicial de un motor Ericsson para una aplicación microgeneración. Este último, que debía funcionar en ciclo de Joule, debía ser capaz de producir 11 kW acoplado a un quemador de gas natural. Se realizó el estudio energético, exergético y exergoeconómico del conjunto. La 32 muestran el esquema del prototipo modelado.

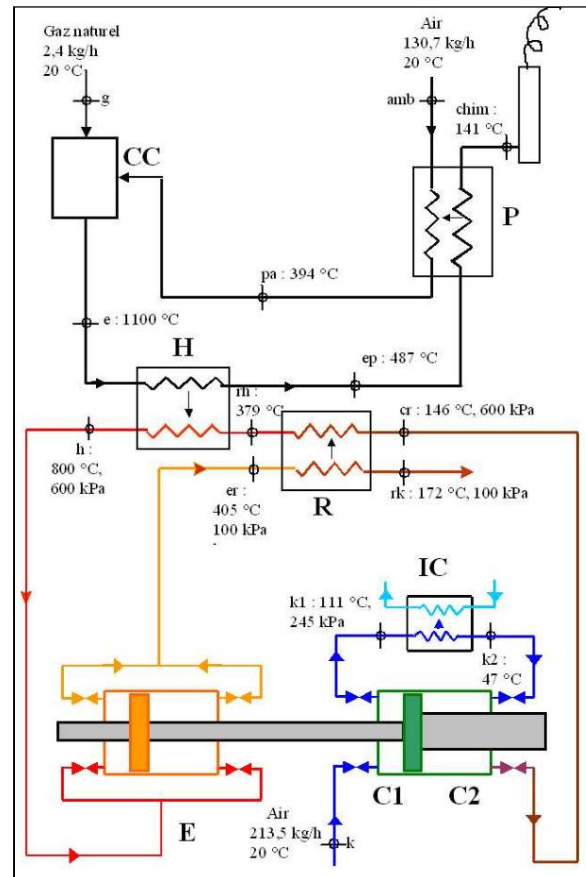


Fig.32. Esquema del motor Ericsson propuesto por S GORRO.

S. gorro recuerda en primer lugar los principales resultados del análisis termodinámico clásico del ciclo de Joule a recuperación. El Fig. 33 el paso del rendimiento en función del relación de presión por distintos valores del número de unidades de transferencia (NTU) del intercambiador recuperador, y por dos valores diferentes del relación de las temperaturas extremas del ciclo. Para una temperatura de entrada del cilindro de expansión dada, todas las curvas convergente para un relación de presión como la temperatura a la salida del cilindro de compresión son iguales a la temperatura a la salida del cilindro de expansión, volviendo inútil el intercambiador recuperador. Para relaciones de presión más escasas, los rendimientos térmicos se vuelven muy importantes y pueden alcanzar valores del orden de un 50% para un relación de temperatura de 3 y un número de unidades de transferencia de 10.

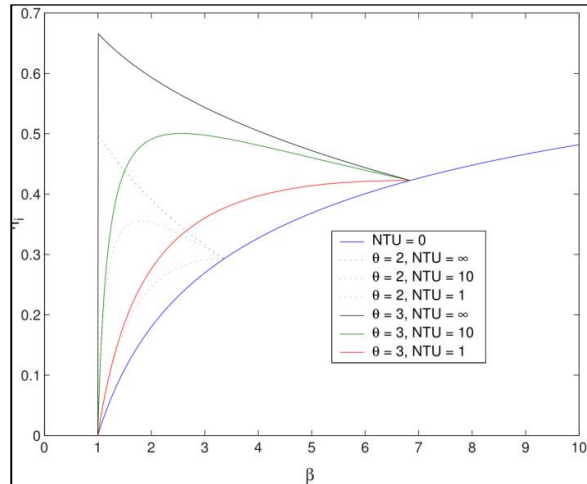


Fig. 33. Rendimiento INDICADO de un motor Ericsson en función del relación de presión β .

El programa de cálculo realizado por S. Gorro tiene en cuenta las pérdidas mecánicas, por medio de un rendimiento mecánico, y de las pérdidas de carga en los intercambiadores. Permite determinar las cilindradas del motor, los rendimientos indicado, neto y global. Se realizó un análisis de sensibilidad sobre los intercambiadores para distinta eficacia y flujos de funcionamiento.

El programa de cálculo desarrollado permitió también calcular las dimensiones de los intercambiadores tubos - calandre (calentador, recuperador y precalentador) y de fijar el número y el diámetro de los tubos.

El sistema elegido puede ocupar un espacio al suelo de 1m. El Cuadro 10 presenta las dimensiones encontradas para los intercambiadores del prototipo Ericsson de 11kW abastecido por gas natural. La eficacia del calentador se colocó igual al 85% y la de los otros intercambiadores al 80%.

Cuadro 10. Características 10dimensionales de los intercambiadores presentados por Gorro.

	$D_{calandre}$	D_{tubes}	nombre tubes	long. tubes
	mm int/ext	mm int/ext	-	m
Calentador	90/110	7/10	54	3.4
Recuperador	100/110	4/6	126	5.9
Precalentador	90/100	10/12	33	3.93

Alaphilippe[64] se había propuesto la tarea de buscar un medio distinto de las células fotovoltaicas y los sistemas Dish-Stirling para la valorización de la energía solar para la producción de energía eléctrica. Las potencias eléctricas consideradas eran inferiores a 50 kW. El sistema energético que debe concebirse debía ser tan capaz de funcionar bajo las condiciones particulares de los lugares aislados de los países no desarrollados, de ser relativamente barato y tecnológicamente simple. Pues se realizaron simulaciones a partir de los datos de insolación en Francia y Argelia.

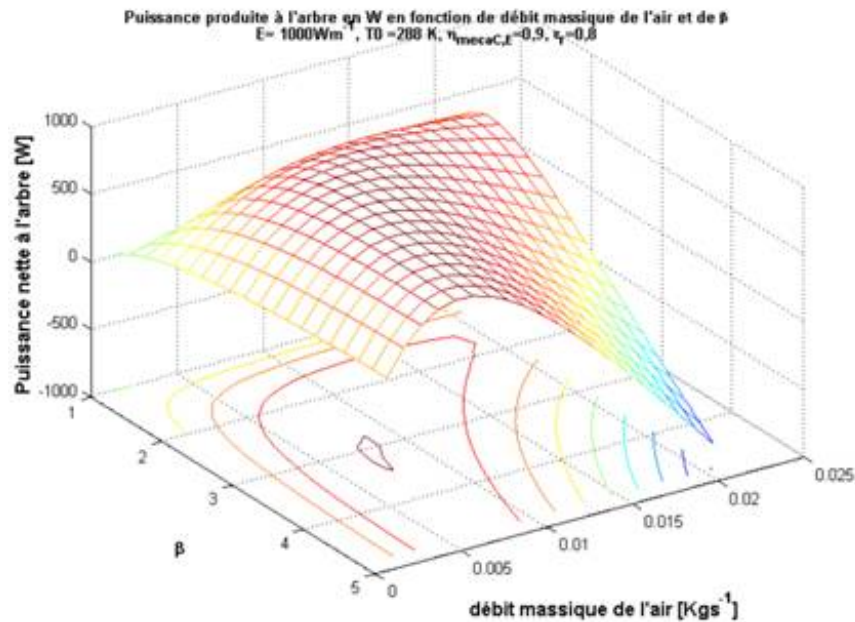


Fig.34. Potencia del sistema fotograbadotermodinámico según la modelización de Alaphillipe y AL

Después de un estudio de los distintos tipos de paneles solares y máquinas térmicas que van con, presenta un estado del arte a escala mundial sobre el tema. Los motores Ericsson y sus alternativas se introducen así como un sistema energético global original. El estudio puso de manifiesto que el captador cilindro-parabólico cuyo prototipo se construyó en UPPA (35[64, p. 191]) era la mejor opción de opinión del rendimiento y el precio para la aplicación sobre una máquina térmica accesible a los países del sur. La 34[65] muestran la potencia en función de la relación de compresión y la producción de la masa del motor en ciclo de Joule acoplado a un captador parabólico cilindro. Se retuvo esta última configuración. Se observa que el punto de rendimiento máximo se encuentra alrededor de una relación de compresión de 3.3 y de una producción de la masa de 7 g/s de aire. Es necesario observar que este estudio no considera los intercambios térmicos en los cilindros ni durante la compresión ni durante la expansión, dado que se consideró estos cilindros como adiabáticos.



Fig.35. Banco de pruebas del panel solar rueda parabólico-vapor construye al LaTEP.

Alaphilippe previo la opción de almacenamiento térmico que recurría a materiales a cambio de fase. Constató que eso afecta excesivamente a los resultados del sistema a pesar de la ventaja de permitir el funcionamiento sin interrupción del motor lo que es favorable por el período de tiempo de vida del sistema en cuestión. Con un captador parabólico cilindro de 15m de longitud, calcula que el motor Ericsson que le es acoplado produce las 22,3 kvh al día por término medio para un rendimiento anual del 10.1%, para las condiciones de Tamanrasset en Argelia. Por fin, los trabajos de Alaphillipeont puesto de manifiesto que el motor Ericsson puede ser a ciclo termodinámico fijo es decir, con calados y tiempo de apertura y cierre de las válvulas fijas lo que contribuye a la simplicidad de la máquina.

Sobre el tema de la concentración solar, el estado del arte que se puso de relieve dresséa el recalentamiento del aire a temperaturas superiores a 450 °C se había obtenido aún nunca con concentradores parabólicos cilindro. En la época - 2007 - seules hornos solares abastecidos por cientos de heliostatos subían superficies sólidas a temperaturas superiores a 1000 °C.

Récemmentdes investigadores asiáticos consiguió superar el límite máximo de los 450 °C con colectores solares tubulares. Yen CheanSooToo y AL[66] pudo hacer subir la temperatura del aire comprimido a 5 bar de 400°C hasta 800°C para una producción de 10g/s. Esta producción va más allá de los valores considerados y medidas realizadas sobre el prototipo Ericsson del LaTEP. Ils trabajaron con el aire, el CO₂ y el helio. 11[66] indica las propiedades de los gases utilizados.

Cuadro1111. Propiedades de los fluidos termoportadores utilizados entre 400 °C y 800 °C.

Propriétés [unités]	Air	CO ₂	He
ρ [kg/m ³]	3.11-1.95	4.73 – 2.79	0.43 – 0.27
C_p [J/Kg-K]	1068-1154	1112 – 1250	5793
k [W/m-K]	0.05-0.07	0.046 – 0.073	0.264 – 0.378
μ 10 ⁻⁶ [kg/m-s]	32.61- 43.62	30.61 – 43.54	34.58 – 48.68
C_p/C_v	1.4	1.28	1.66

Sobre el Fig. 33[66] se puede ver el comportamiento del intercambiador radiación solar - aire. Se puede leer la longitud que debe alcanzar el intercambiador solar para alcanzar una temperatura de aire de 800 °C para distintos tipos de tubos largueros o sellados.

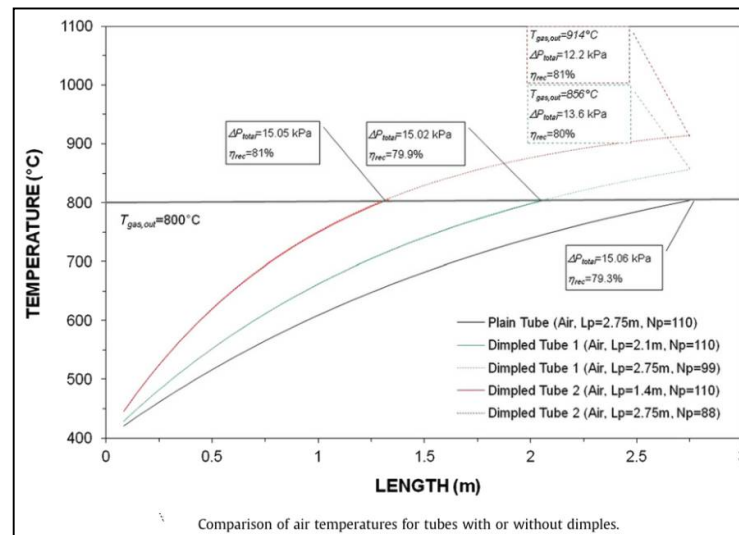


Fig.36 del aire en función de la longitud del intercambiador solar y el tipo de estampado de los tubos.

Se observa que la mejor configuración es la de 1.4m con 110 tubos sellados. Este configuration no sufre de pérdidas viscosas demasiado importantes a pesar de los obstáculos internos. Para tener resultados térmicos similares, un sistema con el mismo número de tubos pero sin generadores de turbulencia interna debe tener un longueur' alrededor 2.80m. Las distintas configuraciones internas de los tubos del intercambiador se presentan sobre el37[66].

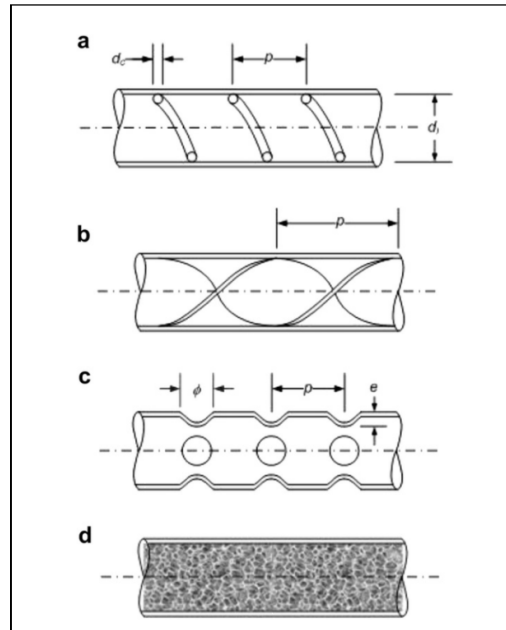


Fig.37. tienen) enrollamiento helicoidal b) cinta torcida c) tubo sellado d) espuma porosa

En paralelo con los trabajos de Alaphilippe al LaTEPsur la construcción y la prueba de un captador parabólico cilindro que debe acoplarse con un motor Ericsson, el ingeniero Luc Dando construyó un sistema de heliostatos que debe acoplarse a un motor Stirling básico potencia. Este último está constituido por 121 miroirsqui recogen la insolación sobre una superficie total de 4 m² para llegar un tipo de concentración de 220. Sobre el38 se puede ver una fotografía del prototipo. Se consiguió hacer fundir algunas aleaciones y del plomo al hogar de este concentrador.

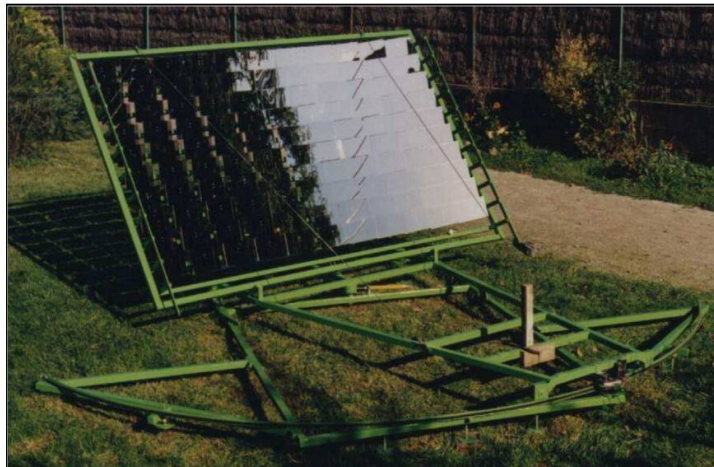


Fig.38. Heliostato de cerca de 4kW para un motor Stirling construido por Luc Dando.

2.5.2 Los trabajos de F. LONTSI

En sus trabajos de tesis, Lontsi comienza por poner de manifiesto que, para los países no desarrollados en los medios rurales donde la biomasa está abundante y disponible, el motor Ericsson es competitivo para las bajas potencias. Hoy - en Camerún como en Colombia - grupos electrógenos proporcionan la energía eléctrica de los lugares aislados en general los tradicionales aunque el combustible es en exceso costoso. Eso pone de relieve el interés del motor Ericsson para los dos países como ya lo había señalado en el capítulo 1 de esta tesis.

Por un enfoque de modelización dinámica, Lontsi estudió la estabilidad de funcionamiento del prototipo en construcción durante su tesis. Para la realización del modelo del motor, Lontsi se inspiró en el análisis adiabático del motor Stirling, en la ley de las válvulas de los motores a combustión interna y de la relación de Santo-Venir. Por ello determinó las posiciones angulares y el tiempo optimo de apertura y cierre de las válvulas para cada cilindro. El esquema de modelización del motor en ciclo abierto se presenta sobre el 39 de.

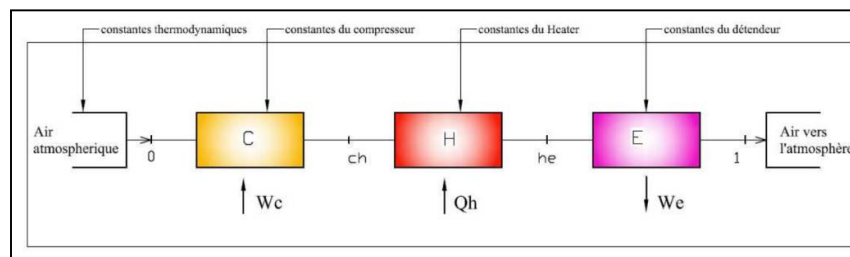


Fig.39 de modelización del motor Ericsson introducido por Lontsi.

En un segundo enfoque, integra las pérdidas de carga en los intercambiadores y considera las transferencias térmicas en el cilindro de compresión. Hace la hipótesis de una expansión adiabática ya que a diferencia del compresor cuya camisa y tronco del pistón se enfría, se aísla el cilindro de afloja. La modelización de los cilindros considera que no hay fugas a través de la segmentación o las válvulas. Pero en las experiencias de Touré en 2010 las fugas, alrededor de la válvula de admisión, se mostraron no desdeñables. Como podrá verlo en el capítulo 4, hasta en 2014 de las modificaciones importantes se han aportado al sistema de distribución para corregir de manera definitiva las fugas.

El calado obtenido para la apertura y el cierre de las válvulas para el cilindro de expansión se muestra sobre el 40.

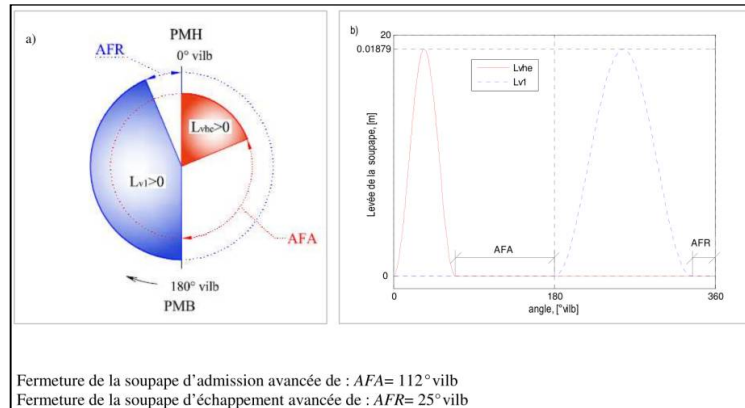


Fig.40. Ángulos de apertura y cierre de las válvulas para el cilindro de expansión.

Hay que señalar que así sobre la parte b) de 40 el paso del levantamiento de las válvulas se considera como un segmento de senoide, no es el caso todavía. Sobre el prototipo actual existe fases de subida y pendiente ajustables que son alrededor sinusoidales, pero hay también la posibilidad de meseta a plena apertura que tener en cuenta para la precisión del futuro modelo matemático del ciclo.

Los valores de los sistemas pistón rueda utilizados para las simulaciones de F Lontsi se presentan en el cuadro 12[67, p. 66].

Cuadro 12.12. Especificaciones de los cilindros de expansión y compresión del modelo de F Lontsi.

Parámetros	Cilindro de expansión	Parámetros	Cilindro de compresión
Volumen de la cilindrada	$3.77 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	Volumen de la cilindrada	$2.262 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Volumen muerto	8% volumen cilindrada	Volumen muerto	11% volumen cilindrada
Mandrilado	0.1565 m	Mandrilado	0.12 m
Rayo de la manivela	0.0978 m	Rayo de la manivela	0.10 m
Cociente rayo biela/manivela	3	Cociente rayo biela/manivela	3
Velocidad de rotación del motor	480 tr/min	Velocidad de rotación del motor	3.2m/s
		Relación VE/VC	1.665

Los valores relativos al prototipo Ericsson efectivamente construido y probado a LaTEPseront presentadas al capítulo 4.

La presión máxima de trabajo para las simulaciones se fijó en torno a 4 bar abs. Sobre el Fig. 33 se pudo observar que la gama de presión óptima para el ciclo de Joule a recuperación es en torno a tres bares para un buen recuperador y de alrededor 5 bar para un recuperador menos potente, para un relación de temperatura de 3.

El modelo dinámico desarrollado por Lontsi permitió comprobar que el motor encuentra un régimen de funcionamiento estable después de haber sufrido distintas perturbaciones como: caída brutal de presión a la admisión del compresor, cae de temperatura al calentador, modificación del calado de las válvulas,... en todos los casos, el motor se estabiliza sobre un nuevo punto de funcionamiento en menos de 10 segundos.

Por lo que se refiere a los intercambios térmicos - que abordarán en el capítulo 3 de nuestro trabajo - lo reprecisa 3 de la tesis de Lontsi presente las ecuaciones para el cálculo de las transferencias térmicas en el cilindro de compresión, dado por enfriado. Para el compresor, escribe la ecuación del balance de la energía de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_c - P_c \frac{dV_c}{dt} = C_v(T_c) \frac{dT_c}{dt} M_c + C_v(T_c) \frac{dM_c}{dt} T_c + T_c M_c \frac{dC_v}{dt} + (C_p(T_{ch}) \dot{m}_{ch} T_{ch} - C_p(T_0) \dot{m}_0 T_0) \quad (2-1)$$

dónde el término del calor intercambiado entre el aire dentro del compresor y las paredes del cilindro es dado continuamente por:

$$\dot{Q}_c = h_c S_c (T_{pc} - T_c) \quad (2-2)$$

où h_c hace referencia dado que se descuidó a fenómeno de convección, la conducción y la radiación aire-pared.

Lontsi calculó el coeficiente de convección forzada dentro del cilindro recurriendo a la una de las correlaciones empíricas derivadas de la aplicación del teorema de Buckingham que producen resultados del tipo:

$$Nu = \Sigma C Re^\alpha Pr^\beta \quad (2-3)$$

Para el caso en cuestión adopta los valores de $C=0.6$; $\alpha=0.8$ et $\beta=0.6$.

$$h_c = \frac{K_c}{D_{pc}} N_U = \frac{K_c}{D_{pc}} 0,6 Re_c^{0,8} Pr_c^{0,6} \quad (2-4)$$

Para el cálculo del Re se asimila la velocidad instantánea del fluido a la del pistón lo que sólo es válido hasta que las válvulas están abiertas. En general se puede considerar si las válvulas son cerradas que la velocidad del fluido es la mitad de la del pistón.

Para el balance del cilindro de expansión la ecuación es similar a la del compresor pero Lontsi considera el calor intercambiado y el coeficiente de intercambio como nulos.

Para la consideración de los intercambios térmicos en el cilindro de compresión, el modelo considerado requiere una única correlación. Ahora bien las modelizaciones de las transferencias en los sistemas pistón ruedan sin combustión utilizan a menudo varias correlaciones sin que ninguna puede reconocerse como válida para los distintos regímenes y las distintas fases de funcionamiento del compresor. Del misma forma investigadores consideran que el nombre de Re_n es el único parámetro pertinente previo al cálculo del coeficiente de convección h : existe fenómenos vinculados al perfil de velocidades de la superficie que n es siempre desdéniable[53].

Lontsi a obtenidos valores de los coeficientes de convección que van de $h=10,98 \text{ W/mK}^2$ a $h=21,74 \text{ W/mK}^2$ cuando el motor vuelve en régimen estabilizado a $P=3,835_{max}$ bar. Se ha puesto de manifiesto también que la presencia del precalentador permite aumentar el rendimiento térmico cuando la compresión es enfriada. Lontsi pudo concluir que las altas velocidades afectan al rendimiento del motor en configuración de ciclo abierto.

2.5.3 El tesis de Touré

El trabajo de Touré allí al[59] fue el primero dedicarse al estudio de un prototipo (parcial) de motor Ericsson propiamente desde los trabajos en Sudáfrica[68] en los años 2000. Trabajó sobre el cilindro de expansión del motor construido por el ingeniero Luc DANDO para el LaTEP de la Universidad de Pau y sobre el modelo teórico adimensional del conjunto del motor. Su trabajo pues se dividió entre una parte teórica donde el modelo termodinámico se propuso y una segunda parte donde hizo un estudio experimental del cilindro de expansión del motor Ericsson.

En su modelo, Touré consideró para los dos cilindros que los intercambios térmicos eran nulos y pues adoptaron la hipótesis de una compresión y una expansión isentrópicos. La modelización mostró la mejora de los resultados debida a la recompresión del volumen muerto del cilindro de expansión. Como lo muestra la Fig de 41, cerrar la válvula de rechazo antes del punto muerto arriba para recomprimir el aire presente en el volumen muerto permite mejorar significativamente el

rendimiento térmico. El relación de presión óptimo es más elevado en caso de recompresión del volumen muerto.

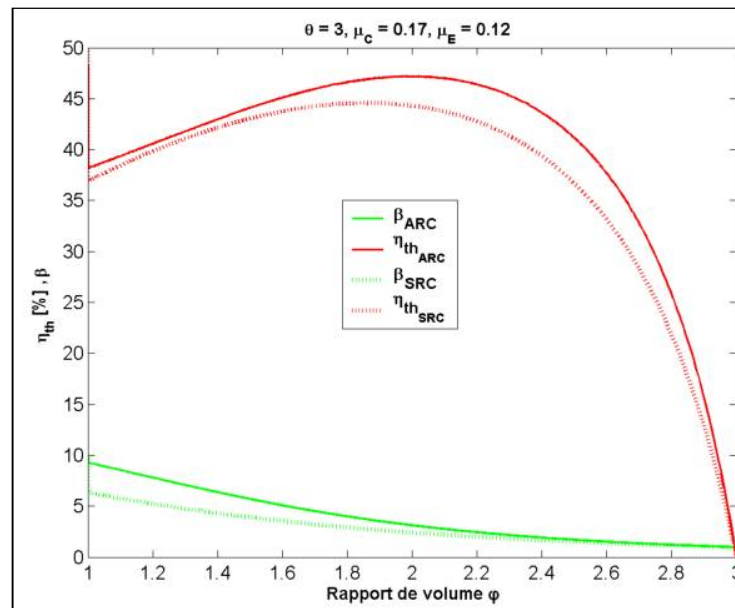


Fig.41.Comparasion de 41rendimientos termodinámicos con y sin recompresión del volumen muerto del cilindro de expansión, para $\theta = 3$, $\mu_C = 0,17$ y $\mu_E = 0,12$

En la parte experimental dedicada al cilindro de expansión, la medida de temperatura instantánea en el cilindro no fue posible debido a la fragilidad de los termopares construidos. Como las válvulas no eran hermeticas, la obtención de la masa instantánea para cada ciclo motriz no fue si no muy muy aproximada. Igualmente para la determinación de la température instantánea.

Para medir las potencias disipadas vinculadas a las fricciones secas y viscosas de este cilindro, Touré llevó una campaña experimental en motor implicado a la cual los distintos mecanismos se acoplaban o no, midiendo la potencia requerida. También destacó los diagramas indicadores y la potencia al árbol para concluir que a pesar de los problemas de estanqueidad de las válvulas de admisión y rechazo, los resultados del cilindro de expansión se ajustaban al pliego de condiciones inicial y que las pérdidas mecánicas seguían siendo aceptables excepto a alta velocidad (900 tr/min).

A pesar del trabajo completo realizado sobre el cilindro de expansión, el cálculo o la estimación de los intercambios térmicos aire pared no fue ni posible, ni considerados por el modelo. Además una condición clave para la determinación de la temperatura instantánea no era a le vuelven le: el estanqueidad del cilindro es indispensable párrafo calculerprécisément lo temperatura internó.

3. Transferencias térmicas no estacionario en el cilindro: bibliografía.

Como se lo mostrará más lejos, las transferencias térmicas nas estacionario entre el fluido de trabajo y las paredes del cilindro que las contiene desempeñan un papel importante y complejo sobre los resultados de un motor Ericsson. Para evaluar este impacto, es indispensable disponer de modelos que permiten evaluar estas transferencias térmicas. El objeto de este capítulo es examinar las relaciones disponibles en la literatura.

3.1 Los trabajos es de los motores a combustión interna.

El motor Ericsson está constituido entre otras cosas por dos máquinas pistón-cilindro que presentan algunas semejanzas con los cilindros de las dos grandes familias de motores alternativos a combustión interna (MCI): encendido encargado (Otto) o encendido espontáneo (Diesel).

En las transferencias térmicas en los cilindros, la diferencia esencial entre el MCI y los motores Ericsson es el fenómeno de la combustión que se produce en el cilindro del MCI, mientras que es ausente en los motores Ericsson. Esta diferencia se manifiesta en la manera dontla combustión retira del calor que el fluido de trabajo transmite a las paredes. En el caso de los motores a encendido encargado, la contribución de calor se realiza principalmente al PMH (punto muerto arriba) de la habitación de combustión. En el ciclo Bonito de Rochas (u Otto) en efecto, la contribución de calor se considera a volumen constante dado que la chispa enciende la mezcla muy rápidamente. En el caso de los motores diesel, la contribución de calor se considera principalmente a presión constante aunque la inyección se desencadena antes del PMH. Se considera entonces a veces un ciclo a combustión de tipo mixto es decir, que comienza a volumen constante y termina a presión constante.

Para calcular los intercambios térmicos entre la pared y el fluido en los sistemas pistón-cilindro, existe varias correlaciones empíricas que han sido propuestas, en particular, por los motoristas de las máquinas utilizadas para el transporte terrestre[69][70][71][72]. Los fabricantes de los motores alternativos a combustión interna a encendido encendido o espontáneo consagraron de enormes recursos humanos y materiales a partir de la segunda mitad de los XX^e siglos para calcular el coeficiente global de transferencia y mejorar los resultados de sus productos. La mayoría de ellos llevó el análisis de los intercambios térmicos dividiendo el estudio en dos partes distintas, antes y después del paso del frente de combustión. Los modelos resultantes de este enfoque se conocen como modelos a dos zonas, la primera de las declinaciones de los modelos de tipo multizone presentados sobre13. Esta distinción es justificada no sólo por el cambio importante de temperatura sino también de velocidad y el paso de la comercialización del fluido dentro del cilindro antes y después del frente de llama.

Alexandre y Tomaselli[73] proponen una clasificación en varios subconjuntos de los modelos para el estudio de la contribución de calor en el MCI. La primera subdivisión distingue por una parte los modelos “orientados pedido” y del otro los “modelos físicos”. Entre estos últimos, existe los “modelos dimensionales” y los “modelos termodinámicos”. Entre éstos, se encuentran los modelos “a una zona” o los modelos “multizones” que permiten hacer el análisis y la predicción. EL Cuadro 13 presenta esta clasificación.

Cuadro13. Clasificación de los modelos de combustión para el MCI

Modelos de Combustión Físicos		Dimensionales	Modelos Orientados control
Termodinámicas - Cero Dimensión f (t)			
Una zona	Multizonas		
Análisis	Profético		
Profético			

Para la modelización térmica del motor Ericsson, se decidió para el modelo termodinámico cero dimensional porque, por una parte, no hay combustión dentro de los cilindros y del otro, el modelo dimensional vinculado a las ecuaciones de Navier-Stokes y a la ecuación de conservación de la energía pide importantes medios de cálculo que sean convenientes para la concepción de las habitaciones de combustión, de las geometrías de inyección y los tubos de admisión y rechazo necesarios para el MCI pero no para los motores Ericsson. Por ello, nos concentramos en este estudio bibliográfico sobre los modelos cero dimensión de una zona. En estos modelos, el

estado termodinámico del fluido cambia en función del tiempo pero no de la posición. Se considera pues que el gas de trabajo dentro del cilindro es homogéneo en términos presión, temperatura y masa volumétrica. El modelo a una zona supone pues un medio isotrópico, y en consecuencia no frente de llama separando dos medios diferentes.

Sobre el esquema de modelización termodinámico de un motor a combustión interno (Diesel) presentado sobre en la 42. se pueden observar algunas diferencias con relación al motor Ericsson. Por ejemplo el calor de combustión Q esta disociado de la producción de la masa admitida y vuelve a entrar por medio del inyector del combustible. Se pierde una fracción de este calor a través de las paredes y la culata del cilindro. La geometría del reductor de presión Ericsson presentada sobre la Fig43 evidencia la semejanza de la culata de los dos motores. En el caso del motor Ericsson, la producción de la masa de aire procedente del calentador se lleva el calor que se convertirá parcialmente en trabajo durante la expansión. En los dos casos, se observa una expansión a presión constante y luego una expansión isentrópica. La única y grande diferencia está vinculada a la naturaleza de la combustión interna para el caso del Diesel y la contribución de calor externa para el caso del motor Ericsson. La expansión isobara se produce en del MCI debido a la combustión del chorro de combustible que está pulverizado durante el curso del pistón después del PMH. Para el MCE la expansión isobara está vinculada a la entrada del aire caliente y a presión, también al principio del curso del pistón del PMH hacia PMB la semejanza geométrica de las dos máquinas no debe hacer olvidar las diferencias de funcionamiento. En el caso del MCI, el sistema se considera cerrado, a masa constante durante todo el curso del PMH hacia PMB, mientras que en el caso del cilindro de expansión del motor Ericsson, la primera parte del curso del PMH hacia PMB corresponde a la aspiración isobara del fluido comprimido caliente. Del mismo modo, mientras que en uno MCI, todo un curso desde PMB hasta el PMH corresponde a una compresión de un sistema a masa constante, en el cilindro de compresión de un motor Ericsson, el final de este curso se consagra al rechazo isobara del fluido comprimido. Las condiciones termohidráulicas pueden pues ser sensiblemente diferentes entre el cilindro de uno MCI y los cilindros de compresión y expansión de un motor Ericsson.

Para nuestro estudio de los motores Ericsson, solamente las partes de los modelos del MCI consagradas a los intercambios fluido-pared en el cilindro nos interesan. Eso implica que no se consideró el bajo modelos de combustión, turbulencia, disociación y transferencia de masa (en caso de que se considera que los segmentos del pistón no son apretados). Un submodelo de turbulencia, nos explica a Guibert[74] sólo se justifica

para conocer la intensidad de la turbulencia en el marco el bajo modelo de combustión. Se debe por el contrario recurrir a bajo modelo cinemático que describe el volumen instantáneo de los dos cilindros ya que los intercambios gas-pared se depende. REF 75

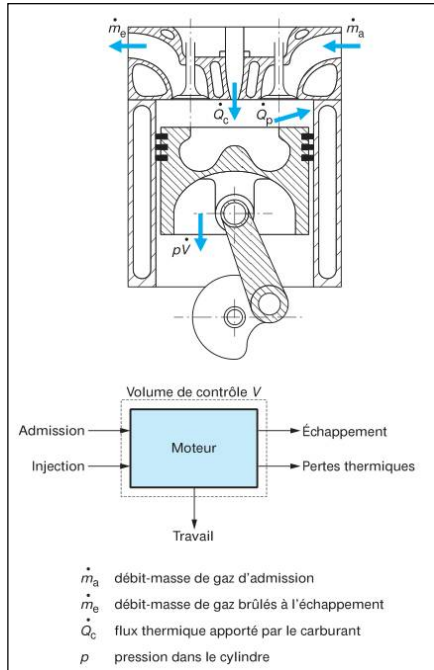


Fig.42. Modelización térmica de un motor a combustión interno.

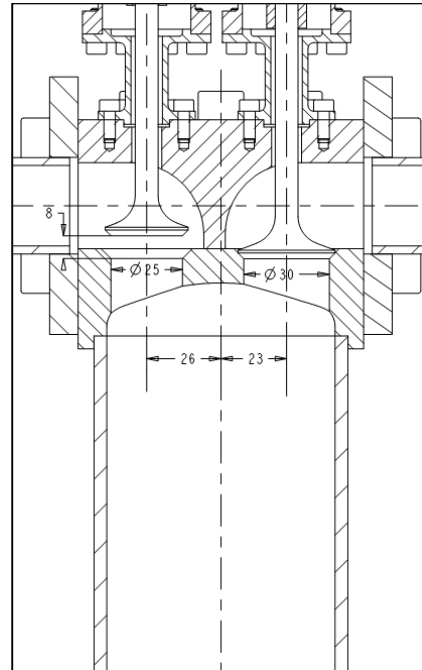


Fig.43. Geometría y dimensiones de las válvulas del reductor de presión del motor Ericsson al LaTEP

Para el MCI, las transferencias térmicas a las paredes son especialmente importantes en el balance energético de la habitación de combustión, puesto que constituyen aproximadamente 30 al 40% de las energías puestas pendientes[75]. Las temperaturas de gas pueden alcanzar alrededor de 2800 K y el flujo de calor inducido puede alcanzar varias decenas de megavatios por metro cuadrado para algunos motores. Para un motor a encendido encargado dos tiempos de pequeño tamaño (125 cm^3), utilizado en millones de motocicletas, investigadores italianos[97] constataron que se convierten aproximadamente 50% de la energía del combustible en pérdidas térmicas a las paredes. En este contexto, no es aceptable considerar que la expansión es adiabática y el conocimiento de las leyes que regulan las transferencias térmicas en los cilindros del MCI es una condición sine qua non para una modelización válida. El balance

hecho por Guibert[96, p. 11] con relación al calor logrado por el combustible de uno MCI.

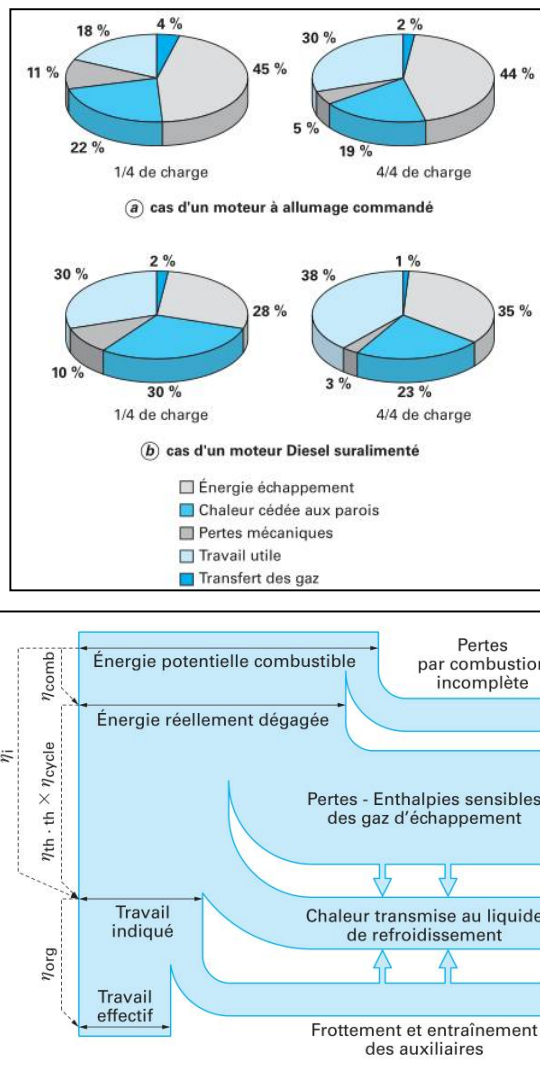


Fig.44. Distribución de la energía lograda por la combustión en trabajo mecánico y en calor a la izquierda) y diagrama de Sankey energético y rendimiento asociado (a la derecha).

Las correlaciones empíricas para cuantificar los intercambios térmicos conocieron varias evoluciones según la hipótesis básica elegida para el establecimiento de cada correlación. Al final de los años 30, **Eichelberg**[72], uno de los pioneros de los estudios de transferencias térmicas en los cilindros, coloca la hipótesis de la convección natural. La correlación que propone es la siguiente:

$$h = 7.67 * 10^{-3} v_p^{\frac{1}{3}} (PT)^{1/2} \quad (3-1)$$

Los investigadores que lo siguieron consideran por el contrario que el tipo de régimen y comercialización dentro de los cilindros del MCI modernos merece la hipótesis de convección forzada. Pero en los dos casos, es el fenómeno de la convección que se reconoce como el que transporta la parte preponderante de la transferencia térmica con relación a los otros métodos como la conducción y la radiación. Los intercambios de calor gas-paredes en los motores a combustión interna son de naturaleza convectivos y radiativos. En los motores a encendido encendido, descuidarse las transferencias radiativas pueden ya que no representan hasta del 3 al 4% de la transferencia de calor total[98]. Por el contrario para los motores diesel donde las transferencias radiativas pueden llegar hasta un 10% de los intercambios térmicos, los intercambios radiativos deben tenerse en cuenta. Algunas correlaciones pueden ajustarse recurriendo a factores multiplicadores superiores pero próximos a la unidad para tener en cuenta las transferencias de tipo radiativo, en particular, sobre los motores a encendido por compresión (Diesel)[75, Sect. 4.1].

Dado que los intercambios térmicos en los motores a combustión interna a encendido encendido son principalmente convectivos, las correlaciones empíricas elaboradas por los investigadores se concentran sobre este método. Eso fue explicado por Boust en 2006[78, p. 142]: “En las habitaciones de combustión, las pérdidas térmicas parietales tienen principalmente por origen la conducción de los gases quemados hacia la pared. La radiación de los gases calientes y partículas representa una contribución no desdeñable en algunas aplicaciones como los motores diesel, donde es objeto de estudios específicos. Para los motores en ciclo OttoBonito de Rochas, solamente se considera la contribución convectiva. En efecto, este método de transferencia térmico a las paredes es preponderante en el caso de la combustión de mezcla previa, lo que cubre un gran número de aplicaciones como los motores a encendido encendido.” Este método de transferencia es obviamente el que es también preponderante en los cilindros de los motores Ericsson. Las correlaciones establecidas en el caso de los motores a encendido encendido pueden pues utilizarse - mutatis mutandis y con precauciones - para describir las transferencias térmicas en los cilindros de los motores Ericsson. Compilaciones de las principales correlaciones establecidas para el MCI y generalmente aceptadas en los medios industriales y académicos fueron realizadas por Trapy, Borman y Nishiwaki[100] y también por Guibert en 2005[75, p. 17]. Este último es el más reciente. Se va a servirse para este capítulo.

Se va siempre de la relación de Newton para expresar las transferencias entre los gases y la pared:

$$dQ_e/dt = h_c A (T - T_p) \quad (3-2)$$

Lo que pasa a ser, para el conjunto del sistema pistón rueda:

$$dQ_{parois}/dt = \sum_i h_i A_i (T - T_{pi}) \quad (3-3)$$

Dónde Q_{parois} representa el calor intercambiado entre el aire y cada superficie (culata, pistón, camisa, válvula) A es la superficie en contacto con los gases y h_c agrupa el conjunto de los distintos fenómenos de transferencia térmica de los gases hacia la pared. Puesto que estos fenómenos son complejos, la manera más rigurosa de tratarlos consistiraiten la Resolución de las ecuaciones de Navier Almacenar sobre el conjunto del volumen por cada momento. Se exige el recurso a los programas informáticos de CFD. Incluso en ese caso, validarse los distintos modelos para calcular las transferencias térmicas a las paredes deben ya que no existe un método définitivepour los días MCI[80].

Por contresi se puede descuidar la influencia de los campos de velocidad y las características geométricas sobre las transferencias, como eso fue probado por experiencias, se pueden describir las transferencias térmicas por una relación que vincula los números Nusselt, Reynolds y Prandtl de este tipo:

$$Nu = a Re^m Pr^n = h_c \frac{D}{\lambda} = a (\rho U D / \mu)^m \quad (3-4)$$

a et m siendo constantes a determinar.

Annand fue el primero en proponer este análisis en 1963. Propone una de las primeras correlaciones para determinar el número de Nusselt Nu y el coeficiente de convección h dentro de un motor a encendido encargado[81]. Considera que el coeficiente de convección sólo depende de la velocidad media del pistón. A partir de esta velocidad, define el número de Reynolds Re basado sobre las propiedades termodinámicas instantáneas del gas. Este Número Reynolds se convierte en el parámetro más importante para la determinación del número de Nusselt. Luego, en 1980, presentará un nuevo artículo donde ajusta su correlación con coeficientes y expositores

convenientes para cada parte del curso del pistón[92]. Su correlación básica para el coeficiente global de transferencia es la siguiente:

$$h = \lambda * \frac{Nu}{D} = a * \lambda * \frac{Re^{0.7}}{D} \quad (3-5)$$

Annand observa que el coeficiente *dañado* mucho según el tipo de motor en cuestión. Así pues, $da = 0,76$ para un motor a dos tiempos, y $tiene = 0,26$ para un motor a cuatro tiempos. Observa por el contrario que el expositor *b del* número de Reynolds depende poco de la máquina en cuestión. Annand propone también tener en cuenta la influencia de la radiación de la siguiente manera:

$$q = \frac{a\lambda}{D} Re^{0.7} (T - T_w) + c(T^4 - T_w^4) \quad (3-6)$$

Dónde:

$0.38 < a < 0.8$ según las condiciones aerodinámicas y $c = 3 \cdot 10^{-9}$ [W/m.K²⁴] tan motor diesel o $c = 4 \cdot 3 \cdot 10^{-9}$ [W/m.K²⁴] si motor a encendido encendido.

Annand realiza que su expresión no puede tener en cuenta el defasaje entre el flujo de calor y el gradiente de temperatura, pero tenía el sentimiento que este defasaje tenía escasa.

En 1967, **Woschni** propone una ecuación universal para determinar los intercambios térmicos instantáneos para los motores a combustión interna[71]. Para él, lo que es determinante para el número de Nusselt, es la velocidad media del gas de trabajo así como su presión y su temperatura instantánea. Propone por primera vez una correlación que distingue las distintas fases de funcionamiento del motor: 1. Compresión; 2. Combustión; 3. Expansión. Considera desdeñables las pérdidas térmicas a las paredes durante la admisión y el rechazo.

$$h = C_0 [D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T_g^{-0.53} \cdot (C_1 \cdot C_m + C_2 \cdot C_u T_{pmb} \cdot (P - P_{ent}) / (P_{pmb} \cdot V_{pmb}))^{0.8}] \quad (3-7)$$

Dónde T_{pmb} [K], P_{pmb} [bar] et V_{pmb} [m³] son los parámetros medidos a PMB y P_{ent} la presión medida para la misma posición angular en régimen de motor implicado sin

combustión. Los constantes C_1 y C_2 y las unidades de cada una de las variables se definen sobre le Cuadro 14.

Cuadro14. Parámetros de la correlación de Woschni.

Valores de los constantes	Condición motriz	Variables y unidades	
$C_1 = 6.18. C_2 = 0$	Admisión y rechazo	$P = [MPa]$	$d = [m]$
$C_1 = 2.28 C_2 = 3.24 \cdot 10^{-3}$	Combustión y expansión zona quemada	$v_p = [m/s]$	$T = [K]$
$C_1 = 2.28 C_2 = 0$	Compresión o expansión (zona) no quemada	$V = [m^3]$	$h = [kW/m^2K]$

Esta correlación propuesta por Woschni también se encuentra en la literatura expresada de la siguiente forma:

$$h_G = 0.013 D^{-0.2} P^{0.8} T^{0.53} v^{0.8} \left[\frac{W}{m^2K} \right] \textbf{(3 -8)}$$

avecP [bar], T [K], D [m] y v velocidad característica otorgada por:

$$v = C_1 \bar{v}_p + C_2 V_c T_1 / P_1 V_1 (P - P_0) \textbf{(3 -9)}$$

Dónde:

V_c es la cilindrada unitaria en m^3

$T_1, P_1, V_1 = \Rightarrow$ estado del gas [K, bar, m^3] al principio de la compresión. \bar{v}_p es la velocidad media del pistón (m/s)

P_0 = Presión atmosférica [bar]

Cuadro15 de los factores C_1 y C_2 la correlación de Woschni.

Fase	C_1	C_2
Admisión - escape	6.18	0
compresión	2.28	0
Combustión expansión	2.28	3.24e-3

Más tarde, Woschni[82] modificará el constante C_1 vinculada con la velocidad del pistón para tener en cuenta el efecto del "swirl". Pero ya en su primer forma, la correlación tenía en cuenta los efectos de la convección y la radiación. Para esta segunda correlación, los constantes C_1 pasan a ser:

Para el barrido:

$$C_1 = 6.18 + 0.417 (C_r/C_m) \quad (3 -10)$$

Para la compresión y la expansión

$$C_1 = 2.28 + 0.308 (C_r/C_m) \quad (3 -11)$$

con

$$C_r = \pi D \omega_{swirl} \quad (3 -12)$$

ω_{swirl} es la velocidad de rotación de la carga gaseosa (rad/s)

A principios de los años, 1990 de Woschni et AL[83] publican una correlación para los motores a escasa carga, cuyos que se puede pensar se adapta más al prototipo de motor Ericsson del LaTEP, cuya presión de trabajo no sobrepasa 4 bar. Esta correlación hace referencia a la Presión Media Efectiva (PME) de la siguiente forma:

$$h = 0.1279 D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T_g^{-0.53} \cdot (C_1 u_{gaz})^{0.8} \quad (3-13)$$

con

$$u_{gaz} = C_m \left(1 + 2 \left(\frac{V_m}{V} \right)^2 PME^{-0.2} \right) \text{ si } C_2 \Delta P \geq 2 C_1 C_m 2 \left(\frac{V_m}{V} \right)^2 PME^{-0.2} \quad (3-14)$$

dónde

$$u_{gaz} = C_m + \frac{\Delta PC_2}{C_1} \text{ si } C_2 \Delta P < 2 C_1 C_m 2 \left(\frac{V_m}{V} \right)^2 PME^{-0.2} \quad (3-15)$$

y

$$\Delta P = VT_{pmb} \cdot (P - P_{ent}) / (P_{pmb} \cdot V_{pmb}) \quad (3-16)$$

V siendo el volumen de la habitación y V_m el volumen muerto en m^3 , PYME en bar y ΔP el aumento de la presión debida al aumento de temperatura.

Hohenberg, que trabajó para Daimler Benz, propone un enfoque para el cálculo de las transferencias térmicas en 1979[69]. A partir de un modelo a dos zonas que se asemeja al primero propuesto por Woschni, comienza por tener en cuenta la influencia de la turbulencia, a través de la introducción de un constante que corrige la velocidad del pistón. Además para el cálculo del coeficiente de convección, corrige el mandrilado del motor por el diámetro de una esfera del mismo volumen instantáneo que el cilindro.

$$h = 130 \cdot P^{0.8}_{cyl} \cdot (v_p + 1.4)^{0.8} / (V_{inst}^{0.06} \cdot T_{cyl}^{0.4}) \quad (3-17)$$

3.2 Los trabajos referentes a los compresores a pistón

Las correlaciones para el cálculo de los intercambios térmicos en los compresores alternativos se desarrollaron también después de la mitad de los XX^e siglos principalmente. Hay tantos enfoques que de investigadores que se interesaron por los

fenómenos térmicos y termodinámicos en los compresseurs alternatifs. Algunos fueron de las ecuaciones de conservación de la masa, la energía y la cantidad de movimiento para llegar a modelos unidimensionales[84][85]. Otros investigadores prefirieron modelar el ciclo a partir del análisis del refrigerante y así medir los intercambios térmicos[86]. Duprez y de AL[87] que trabajó también sobre los scroll eligió la vía del análisis termodinámico del compresor mientras que Castaing-Lasvignottes y Gibout[88] presentaron una simulación dinámica de los compresores que se basaba en las comparaciones de los rendimientos isentrópicos y volumétricos reales e ideales durante el ciclo.

Las últimas modelizaciones basadas en el CFD se realizan para determinar los intercambios térmicos y el comportamiento dinámico del fluido dentro de los compresores. Estos sistemas presentan comportamientos térmicos complejos no estacionarios pulsados de una comercialización compresible y turbulenta en tres dimensiones. Los primeros modelos numéricos que recurrían a la dinámica de los fluidos numérica o CFD para evaluar los intercambios térmicos datan años 80. Hacia la mitad de los años 90, Kornhausser[89], Cyclis[90] y mi y AL[91] utilizaron el CFD, el primero para calcular el coeficiente local de convección, el segundo para determinar la comercialización alrededor de las válvulas y el último para incluir la expansión de una comercialización pulsada. Las recientes correlaciones que se establecieron de esta forma pueden ser pertinentes para nuestro estudio.

El Cuadro 16 presenta una compilación[92] de las correlaciones para calcular los intercambios térmicos dentro de los compresores alternativos.

Cuadro16. Principales correlaciones para evaluar los intercambios térmicos en los compresores alternativos.

Auteur et année	Corrélation	Explicación
Adair <i>et al.</i> (1972)	$Nu = 0.053 Re^{0.8} Pr^{0.6} = \frac{hDe}{\lambda} \quad \text{(3-18)}$ <p style="text-align: center;"><i>et</i></p>	La velocidad en el número de Reynolds es proportionnelle à la velocidad de rotación

	$Re = \rho \frac{De^2 \omega_g}{2\mu} et De = \left(\frac{3}{2}\right) \pi D^2 z / \left(\pi D z + \frac{D^2 \pi}{2}\right)$ <p style="text-align: center;">(3-19)</p> $\omega_g = 2\omega(1.04 + \cos 2\varphi) \text{ si } -90^\circ < \varphi < 90^\circ$ <p style="text-align: center;">(3-20)</p> $et = \omega(1.04 + \cos 2\varphi) \quad \textbf{(3-21)}$ <p>sinon ; z la course et φ l'angle du vilebrequin</p>	
Later, Broket al. (1980)	$\omega_g = 2\omega(1.04 + a \cos 2\varphi) \text{ si } -90^\circ < \varphi < 90^\circ$ <p style="text-align: center;">(3-22)</p> $et = \omega(1.04 + a \cos 2\varphi) \quad \textbf{(3-23)}$ <p>sinon ; a = 0.5 , z la course et φ l'angle du vilebrequin</p>	Modificación del anterior
Liu and Zhou (1984)	$Nu = 0.75 Re^{0.8} Pr^{0.6} \quad \textbf{(3-24)}$	Modificación del constante de proporcionalidad de Adair y AL
Hsieh and Wu (1996)	$Nu = C_1 Re_1 + C_2 Re^{C_3} \left(\frac{\mu}{\mu_0}\right)^{C_4} \quad \textbf{(3-25)}$	Cambio el Pr para la viscosidad para hacer hincapié en la presión TEMPERATURA del gas. Añada los constantes y añade $C_1 Re_1$. Los valores de los parámetros se definen para cada parte del curso.

Fagottiet <i>al.</i> (1994)	Considèrent la corrélation d'ANNAND 1963 la plus correcte et critiquent celle de Liu et Zhou	Para pequeños compresores herméticos
Pereira <i>et al.</i> (2010)	Considèrent que les corrélation négligent le flux à travers les soupapes alors qu'il est important.	CFD
Disconziet <i>al.</i> (2010)	$Nu = aRe^b Pr^c \quad (3-26)$	Adoptan el enfoque de Mohammadi y Yaghoubi[114] para encontrar constantes y consideran expresiones diferentes para cada etapa del ciclo dentro del cilindro.

La correlación de Disconzi se desarrolló a partir de una modelización CFD para determinar los intercambios térmicos dentro de los compresores herméticos que vuelven en torno a 3000 tr/min y cuyo fluido de trabajo era el R134a bajo las condiciones ASHRAE LBP de los sistemas de refrigeración (Temperatura de evaporación $T_e = -23.3$ °C, temperatura de condensación $T_c = 54.4$ °C, presión de evaporación $P_e = 115$ kPa, presión de condensación $P_c = 1470$ kPa). El corrélationà probada para velocidades de rotación que van de 1500 a 4500 tpm y también con el fluido R600 siempre bajo condiciones ASHRAE LBP, MBP y HBP para los ciclos frigoríficos. Los resultados obtenidos son satisfactorios. A observar que las condiciones MBP y HBP para el R600a (Isobutano) corresponden a relaciones de presión entre 2.5 y 5 lo que se acerca relacións a compresión de 2.5... 3.5 en cuestión para el prototipo de motor 'Ericsson. Esta correlación, que se basa en un número de Reynolds adaptado para cada etapa del ciclo dentro del sistema pistón-cilindro se resume sobre 17.

Cuadro17 propuesto por Disconzi y AL

Etapa del ciclo	Numeros Reynolds	Constantes del Nu (3-26)
Compression	$Re = \rho D \bar{V}_p / \mu$ (3-27)	$a = 0.08; b = 0.8; c = 0.6$
Refoulement	$Re = \rho D (\bar{V}_p + \bar{V}_p^{0.8} V_c^{0.2}) / \mu$ (3-28)	$a = 0.08; b = 0.8; c = 0.6$
Détente	$Re = \rho D \bar{V}_p / \mu$	$a = 0.12; b = 0.8; c = 0.6$
Admission	$Re = \rho D (\bar{V}_p + 2 \bar{V}_p^{-0.4} V_c^{1.4}) / \mu$ (3-29)	$a = 0.08; b = 0.9; c = 0.6$
<p>Avec :</p> $\bar{V}_p = 2Lf; V_c = \frac{ \dot{m} }{\rho A_c}; A_c = \frac{\pi D^2}{4}; L = \text{course}; \rho, \mu =$ <p>masse volumique et viscosité instantanées</p> <p>(3-30); (3-31); (3-32)</p>		

3.3 Los trabajos es de los resortes gaseosos (Nu complejo)

Además de los trabajos consagrados a las transferencias térmicas en los cilindros del MCI y de los compresores a pistón, conviene también mencionar los estudios referentes a los resortes gaseosos (espacio tampón, o *bounce space*) utilizados en algunos sistemas energéticos, en particular, en los motores Stirling a pistón libre. Se pudo observar que, si, en algunas condiciones, el coeficiente de convección es dominado por la diferencia de temperatura gas-pared; existe un término de la potencia térmica transferida por el gas que depende también de la derivada con relación al tiempo de esta diferencia. Este comportamiento se observó por primera vez en

comercializaciones oscilantes dentro de los intercambiadores y regeneradores de los motores Stirling, pero se observó posteriormente también en resortes gaseosos.

El comportamiento de las transferencias térmicas dentro de los conductos cilíndrico es muy diferente según que la comercialización sea estacionaria o no. El primer caso se documenta bien: corresponde a comercializaciones en régimen establecido para las cuales, a pesar de las variaciones de velocidad inducidas por la turbulencia, la velocidad media resto constante.

En el caso de los motores Stirling, de los compresores a pistón y de la más parte de los motores alternativos, se tiene asunto a un régimen variable con el tiempo en que los intercambios térmicos no dependen exclusivamente de la diferencia de la temperatura entre el gas (T_g) y la pared (T_w). Hay importantes diferencias entre un regenerador y el interior de un sistema pistón rueda. Dentro de los intercambiadores, no hay frontera sólida móvil sino una masa de fluido compresible que cambia de sentido. Para un compresor o reductor de presión alternativo, el movimiento del pistón fuerza el desplazamiento del fluido a cada momento y condiciona los perfiles de velocidad. Tanto en el caso de las comercializaciones oscilantes en los intercambiadores de los motores Stirling, o de los movimientos de fluido en los cilindros de los sistemas alternativos como los resortes gaseosos, los perfiles de velocidad instantánea pueden tener un paso básicamente diferente de la que prediría un enfoque cuasiestacionario. Estos perfiles particulares de velocidad instantánea de la comercialización son la causa del componente del intercambio térmico vinculado a la derivada temporal de la divergencia de temperatura entre el gas y la pared[94].

Al estudiar la transferencia térmica dentro de un cilindro donde la presión y la comercialización oscilan, **Pfreim**[95] en 1940, luego **Lee**[96] en 1983 constatan un desfase entre la transferencia térmica y la diferencia de temperatura ($T-T_{gw}$). Los otros investigadores como **Eichelberg**[94] que al final de los años 30 estudió los intercambios térmicos dentro del MCI, no habían observado este defasaje. **Lee** se dio cuenta después de estudiar los intercambios térmicos y las pérdidas vinculadas a la histéresis en un medio incompresible. Para simplificar el sistema, él propoede considerar el trabajo de compresión como una fuente de calor. Propone la correlación siguiente para determinar el flujo de calor intercambiado.

$$q \left[\frac{W}{m^2} \right] = - \left(\frac{\lambda T_a}{L} \right) z \operatorname{Tanh}(z). \quad (3-33)$$

$$z = \frac{(1+i)l}{\delta} \quad (3-34)$$

$$\delta = \sqrt{2\alpha/\omega} \quad (3-35)$$

Con ω la velocidad angular y α la difusividad térmica otorgada por:

$$\alpha = \lambda/\rho C_p \quad (3-36)$$

L es la distancia entre la pared y el plan medio del volumen de compresión $D/4h$. Para el caso del compresor Ericsson con su espacio de compresión anular pues:

$$D_h = 4 \frac{V}{A} = D_{ext} - D_{int} \quad \text{et donc} \quad (3-37)$$

$$l = \frac{D_{ext} - D_{int}}{4} = .005m \quad (3-38)$$

A partir de la solución de la ecuación de la energía para una partícula de fluido situada sobre el eje del cilindro, obtiene también una ecuación de forma compleja, para determinar las pérdidas vinculadas à l' histéresis. Propone la correlación siguiente para determinar el flujo de calor intercambiado.

$$W_{perdu}/(P_o V_o) = \frac{\pi}{2} (P_{ins}/P_o)^2 (\gamma - 1)/\gamma (1/\gamma) ((\cosh(y) \sinh(y) - \sin(y) \cos(y))/(\cosh^2(y) - \sin^2(y))) \quad (3-39)$$

Con

$$y = l\sqrt{\omega/2\alpha} = \sqrt{Pe_\omega/8} \quad (3-40)$$

En estas expresiones, $1P_o$ y V_o son la presión respectivamente y el volumen medios y l es la distancia entre las paredes y el plan medio del recinto de compresión, que vale $D/4h$. D_h es el diámetro hidráulico. Es indispensable considerar el diámetro hidráulico en nuestro caso porque el recinto de compresión posee una forma anular y no circular como en la mayoría de estos sistemas. Aunque la mayoría de los investigadores se refirieron estrictamente entre Reynolds como parámetro independiente para determinar las pérdidas, **Kornhauser** y **Smith**[97, p. 70 - 75] definieron en 1993, para un resorte pneumático, el número de Peclet "rotatorio" para determinar estas pérdidas debidas a la histéresis.

$$Pe_\omega = \omega D_h^2 / 4\alpha \quad (3-41)$$

A pesar del hecho de que validen en gran parte el trabajo de Lee, estos investigadores proponen corregir el parámetro *allí* de la siguiente manera para precisar el cálculo de las pérdidas.

$$y = 0.49(Pe_\omega/8)^{0.43} \quad (3-42)$$

Lawton[98] en sus trabajos sobre el MCI propone en 1987 una correlación eq3.43 y 3.44 siguientes para determinar el flujo de calor. Determina el término al PMH en el volumen muerto entre el pistón y la culata e informa a continuación entre las transferencias relativas a las otras posiciones del pistón con relación a este primero. Hay que tener en cuenta que esta correlación se valida solamente para altas frecuencias.

$$q \left[\frac{W}{m^2} \right] = \frac{\lambda}{d} [0.28 Re^{0.7} (T_{ins} - T_w) - 2.75LT_w] \quad (3-43)$$

Avec

$$L = \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{dV}{dt} t_o \quad (3-44)$$

El Constante de tiempo es dado por [118] $t_o = \sqrt{D_h^3 / (\alpha_0 \bar{V}_p)}$ avec

D_h el diámetro hidráulico, α_0 la difusividad térmica del aire a la admisión y \bar{V}_p la velocidad media del pistón.

En 1994 **Kornhauser y Smith**[89] sacó sus propias conclusiones sobre las transferencias térmicas cuando trabajan sobre un resorte neumático. Calculan el flujo sobre la base del trabajo requerido para hacer funcionar la maquinado y la variación de la energía interna determinada por la derivación temporal de la temperatura del fluido. A continuación aplican la relación de los menores cuadrados sobre la expresión de la densidad de flujo de calor con el fin de determinar los componentes reales (Nu_r) e imaginarios (Nu_i) del número de Nusselt que explican la mejor transferencia térmica. Sugieren que el término real sea el Nusselt tradicional vinculado a diferencia de temperatura entre el fluido y la pared mientras que el término imaginario está vinculado a la derivada temporal de la temperatura del gas. Colocan pues la expresión siguiente:

$$q = \lambda / D_h (Nu_r (T_{ins} - T_{paroi}) + \frac{Nu_i}{\omega} \left(\frac{dT}{dt} \right)) \quad (3-45)$$

Pour déterminer les expressions des composantes réelle et imaginaire du nombre de Nusselt complexe, ils minimisent à chaque instant l'écart $\sum (q_i - q)^2$ entre valeurs calculées et valeurs expérimentales. Ils obtiennent les expressions suivantes :

$$Nu_r = Nu_i = 0.56 Pe^{0.69} \quad \text{pour } Pe > 100 \quad (3-46)$$

Para valores de $Pe_\omega > 100$ o Pe_ω se calcula según la ecuación (3-41) Esta correlación parece ser hoy la aceptada para calcular el defasaje entre los dos tipos de las transferencias térmicas.

3.4 Conclusion

Las transferencias térmicas nas estacionario entre el fluido de trabajo y las paredes del cilindro que las contiene desempeñan un papel importante y complejo sobre los resultados de un motor Ericsson. Para evaluar este impacto, es indispensable disponer de modelos que permiten evaluar estas transferencias térmicas. No existe trabajos específicamente consagrados a las transferencias térmicas en los cilindros de los motores Ericsson. Esta es la razón por la que examinamos los estudios consagrados a sistemas cercanos, y cuyos resultados pueden aplicarse al motor Ericsson. En primer lugar consideramos los trabajos llevados sobre las transferencias térmicas en los cilindros de los motores a combustión interna. Algunas correlaciones, como las de Annand, Eichenberg, Hohenberg o Woschni pueden utilizarse para evaluar las transferencias térmicas en el prototipo del LaTEP. En el ámbito de los compresores a pistón, se llevaron otros estudios conduciendo al establecimiento de nuevas correlaciones. La mas apropiada es aquella de Disconzi *et al.* Por fin, trabajos realizados sobre los .intercambio termicos no estacionarios oscilantes en los intercambiadores de los motores Stirling o en los resortes gaseosos sugieren que la transferencia de calor entre el fluido y la pared del cilindro no dependía solamente de la diferencia de temperatura entre el fluido y la pared, sino también de la derivada de la temperatura del fluido. Kornhauser y AL proponen utilizar un número de Nusselt complejo para modelar las transferencias térmicas y dan una expresión establecida a partir de sus resultados experimentales.

En el capítulo siguiente, compararemos los resultados de las simulaciones basadas en estos distintos enfoques.

4. Modelizaci3n

4.1 Introducci3n

El motor Ericsson es una m1quina t3rmica motriz a aire caliente[41] que funciona con cilindros de compresi3n y expansi3n diferenciados y separados por v1lvulas. La contribuci3n de calor puede ser realizada por la combusti3n que implica el fluido de trabajo - combusti3n interna - o por calefacci3n externa del fluido de trabajo por medio de un intercambiador de calor. Es este 3ltimo caso que es objeto de estudio de esta tesis. El motor modelado es el prototipo del LaTEP.

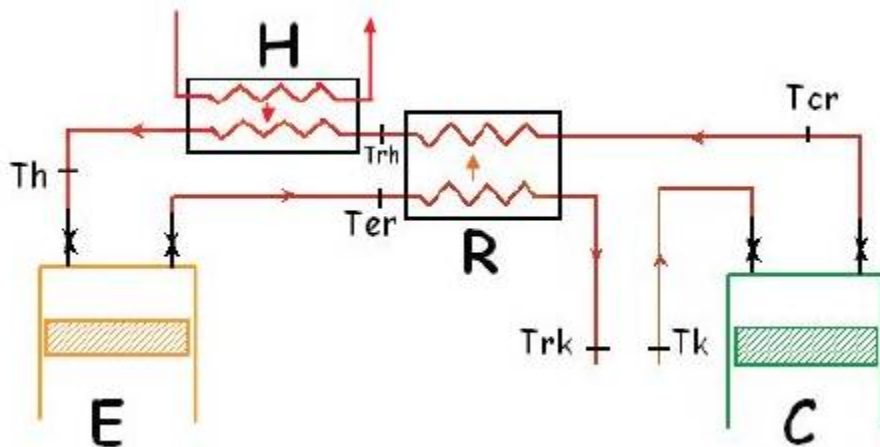


Fig.45. Configuraci3n b1sica del motor Ericsson con recuperaci3n (ciclo abierto).

La polivalencia de esta configuraci3n le permite producir trabajo y del calor a partir de distintas fuentes primarias como la radiaci3n solar, la biomasa, y/o los combustibles f3siles,

a condición de poder transmitir suficientemente calor hacia el fluido de trabajo en el intercambiador calentador (H) sobre el45.

El prototipo Ericsson sobre el cual se trabaja en el LaTEP efectúa un ciclo abierto que incorpora de la recuperación de calor (Q_r) sobre la energía térmica presente en los gases ya aflojados. Como fuente caliente, se utiliza una resistencia eléctrica de una potencia máxima de 8 kW que representa y sustituye la contribución de calor de otras fuentes de energías convencionales o no que el prototipo podrá valorizar. La configuración básica del motor en ciclo cerrado se presenta exactamente después el**21 de un**. La misma configuración pero en ciclo abierto se presenta aquí arriba sobre el45 ya que eso son el caso del prototipo al LaTEP

John Ericsson concibió el motor Ericsson para funcionar bajo el ciclo termodinámico que lleva su nombre. Este ciclo está formado por dos adiabáticos y dos isoterms. No obstante este ciclo exige a la compresión como a la expansión una temperatura constante; esta condición representa un reto tecnológico aún hoy día. Por el contrario el motor puede abordarse con una tecnología más simple y menos costosa si funciona en ciclo de Joule-Brayton. Este ciclo sustituye la compresión y a la expansión isotérmica por transformaciones adiabáticas reversibles. La 46 traen de nuevo los diagramas Ts y PHV de estos dos distintos ciclos.

Para que el ciclo real se acerca a uno de los ciclos presentados más arriba, el motor debe adaptarse tecnológicamente. Por ejemplo, un ciclo con una expansión isotérmica exige que el cilindro de expansión calefacción el gas de trabajo muy a lo largo de este último. Por el contrario una compresión adiabática exige un cilindro aislado que impida al menos todo intercambio térmico. Además respecto un ciclo a recuperación, es importante evaluar los esfuerzos para consagrar para aumentar la eficacia del intercambiador por lo que se refiere a la mejora del rendimiento del conjunto. Puesto que no se puede hacerlo todo sobre un motor a coste reducido, es necesario poder situar los ajustes de concepción que serán los más pertinentes.

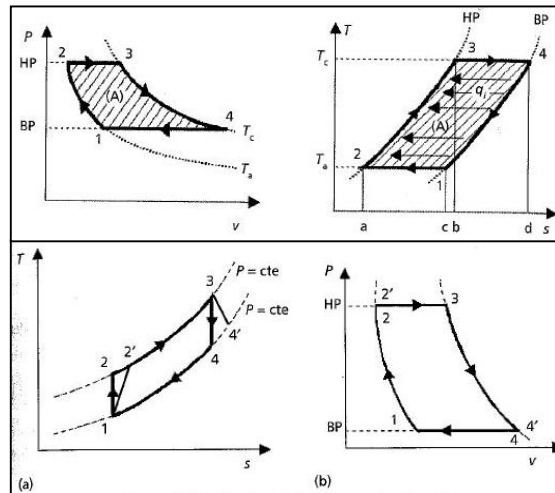


Fig.46. Ciclo Ericsson con recuperación (en cumbre) vs Ciclo Joule-Brayton (abajo).

4.2 Las transferencias térmicas y la destrucción del exergía.

El objetivo de todo motor térmico consiste en convertir del calor en trabajo útil, este último siendo una forma de energía más noble. El trabajo máximo que se puede extraer, en ausencia de irreversibilidades, de una determinada cantidad de calor en virtud de la diferencia de temperatura con el medio circundante, se llama exergie.

Cuando de un ciclo termodinámico se obtiene menos trabajo útil que el máximo posible, dado por el rendimiento de Carnot, sea porque se destruyó del exergie a través de distintos tipos de irreversibilidades presentes en varios o la totalidad de las transformaciones que forman parte del ciclo. En el caso del prototipo Ericsson del LaTEP, **A. Touré** efectuó la evaluación de las pérdidas de trabajo debidas a la fricción seca y viscosa de uno de los cilindros del motor[59]. Encontró que la amplitud de estas pérdidas no es significativa, aunque aumentan con la velocidad de rotación de la máquina. Como estaba previsto, las pérdidas son proporcionales a la velocidad - o aún al cuadrado de la velocidad - de rotación del motor, por lo tanto - al cuadrado - de la velocidad lineal del pistón.

Por lo que se refiere a las irreversibilidades vinculadas a las transferencias de calor no se tenía ninguna evaluación previa. Ahora bien, esta evaluación es necesaria para optimizar la concepción del motor y la construcción de un nuevo prototipo de una mayor potencia.

Es necesario efectuar pues un estudio paramétrico de la compresión, la expansión y la eficacia del intercambiador para reconocer dónde y cómo era el más conveniente modificar el prototipo para aumentar el rendimiento térmico. Para realizar esta evaluación se realizó una **modelización térmica y termodinámica global**. Se obtendrá la definición del tipo de ciclo termodinámico adaptado al motor y al máximo aprovechamiento térmico de este último. A continuación se expondrá la influencia de las transferencias térmicas en los cilindros sobre el rendimiento termodinámico del motor.

Un segundo tipo de enfoque, “intraciclo”, va a permitir evaluar los tamaños instantáneos en los cilindros. Este enfoque va a tener en cuenta la geometría particular del motor, el ajuste de las válvulas, la velocidad de rotación y la divergencia de presión máxima y permitirá simular los intercambios previstos por las correlaciones empíricas de las transferencias térmicas. Se va a simular no sólo los diagramas indicadores del compresor y reductor de presión sino también el diagrama (T, s) todo el ciclo. Se llamó esta modelización una **modelización térmica y termodinámica “intra ciclo”**. En este último modelo, se va a probar no sólo las correlaciones tradicionales resultantes del MCI y de los compresores alternativos, sino también, correlaciones complejas del Nu que preven defasajes entre las transferencias térmicas y la diferencia de temperatura entre el gas y la pared.

4.3 Modelización termodinámica global

4.3.1 Compresión y expansión politrópicos del aire

Durante la compresión y la expansión de los gases en sistemas pistón-cilindro, es necesario colocarse sobre el diagrama (T, s) y comprobar la trayectoria real de una compresión o de una expansión con relación a una transformación dicha **politrópico**. En las transformaciones reales, la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y las paredes que la contienen, cambia generalmente de señal[99]. Eso se debe al hecho de que el aire bajo el efecto de la compresión y la expansión, sufre variaciones de temperatura. Por otra parte la inercia térmica de las paredes del cilindro, mantiene la temperatura de las paredes casi constante durante las fracciones de segundo que dura un ciclo completo. A 900 tr/min

los pistones efectúan un ciclo completo en 1/15 s y las transformaciones de compresión y expansión del gas duran como máximo, la mitad de este tiempo, es decir, alrededor de 0.033 s.

La 47 ponen de manifiesto que las trayectorias irreversibles reales durante la compresión y la expansión son irregulares ya que de las veces el fluido aporta del calor a la pared y las veces es el revés. Pero se puede siempre calcular un coeficiente politrópico global - características continuas-que permiten adjuntar los Estados iniciales y finales de la transformación de compresión y/o expansión. Sin embargo, por este enfoque, se pierden los detalles - características discontinuas de los intercambios térmicos instantáneos si esta evaluación se realiza sobre decenas de grados de rotación.

Los intercambios térmicos que se simplifican por el enfoque del coeficiente politrópico global pueden presentar un digno comportamiento de interés en este tipo de motor. La diferencia del MCI, dónde la combustión es tan dominante que los otros fenómenos térmicos son casi desdeñables, sobre Ericsson se pueden interesarse y evaluar estos comportamientos gracias a la ayuda de los microtermocuplas.

Puesto que el recinto de compresión del motor es enfriado y podido incluso refrigerarse, se puede esperarse que la temperatura final de la transformación de compresión sea inferior a la de una compresión ordinaria en un sistema pistón rueda. El estado final para una compresión adiabático-isentrópica estaría en cumbre sobre la vertical en un diagrama (T, s), mientras que una compresión ordinaria se colocaría en cumbre y a la derecha del inicio. En la medida en que se enfría la compresión debido a las transferencias gas-pared la entropía del gas es reducida y el apartado 2 puede encontrarse a la izquierda del punto de la salida. La condición donde el inicio se encuentra sobre horizontal del apartado 1 es la condición de compresión isotérmica. Al límite puede ser encontrar el apartado 2 a la izquierda y abajo del apartado 1 si la compresión muy es enfriada mucho pero eso no es realista en nuestro caso de estudio.

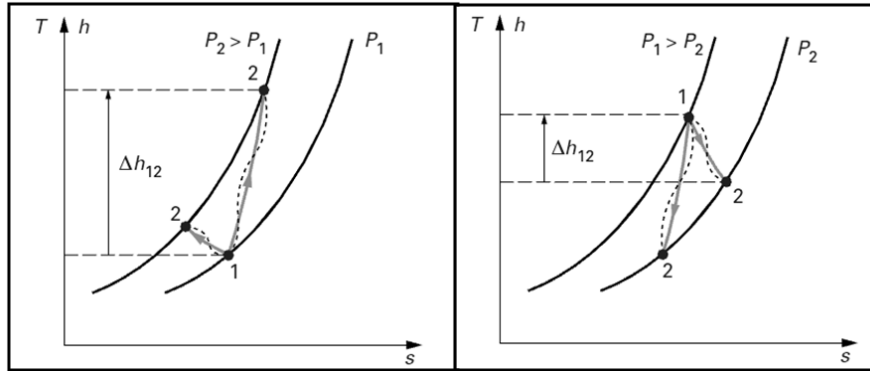


Fig.47. Compresión (izquierda) y expansión (derecha): enfoque politrópico (línea continua) vs trayectoria real (tratan discontinuos).

Stouffs y AL [94] observaron que, para los sistemas pistón-cilindro, el enfoque politrópico simplifica la trayectoria real y las variaciones debidas a los intercambios térmicos entre el fluido y las paredes del cilindro. Pusieron de manifiesto que estos intercambios térmicos generan un ciclo receptor para el fluido contenido en el volumen muerto. Este fenómeno es perjudicial a los resultados energéticos de la máquina.

Para el caso ordinario donde la máquina en la cual se efectúa la transformación se tiene un diferente rendimiento isentrópico de la unidad, la entropía aumenta durante la transformación. En el caso isentrópico el rendimiento vale 1et el coeficiente politrópico $k=1.4$ para el aire a temperatura ambiente. Pero si se llega a retirarse del calor a lo largo de la transformación, la entropía del gas disminuye y el coeficiente politrópico está como $1 < k < 1.4$.

En conclusión, sobre la 47, la línea discontinua representela trayectoria real del gas durante las dos transformaciones. La línea continua que conecta los apartados 1 y 2 representa la trayectoria teórica definida por un coeficiente polytropico asociado a la compresión y otro asociado a la expansión. Es necesario observar que tanto la expansion como la compresión de un gas, en nuestro caso el aire, pueden conseguir mayores o menores niveles de entropía según el caso particular de estudio y que todo alejamiento significativo de la vertical implica intercambios térmicos fluido-pared.

4.3.2 Descripción de la modelización Enfoque global

Para la realización del estudio paramétrico, se considera que el fluido de trabajo está del aire que se implica como un gas perfecto a calor específico constante, y que las transformaciones en los intercambiadores de las ramas baja presión (5-6-1, Fig. 48) y alta presión (2-3-4, Fig. 48) son isobaras. Se da también un valor determinado a la eficacia del intercambiador recuperador R. Esta eficacia (ϵ) se es dado por (Fig. 45 y 48):

$$\epsilon = \frac{T_3 - T_{2c}}{T_{2e} - T_{2c}} \tag{4 -1}$$

Los coeficientes politròpicos asociados a cada cilindro de compresión o distensión definen el tipo de curso según los intercambios térmicos entre el aire y las paredes. La relación entre el valor de los coeficientes politròpicos y el tipo de transformación termodinámico se recuerda en 18.

Cuadro 1818. Coeficiente politròpico en función del tipo de transformación de compresión o distensión.

Type.de transformación.	Isobara	Isotermo	Isentrope	Isocoro
Coeffpolytk	$k = 0$	$k = 1$	$k = \gamma = 1.4$	$k = \infty$

El 48 presentan un ciclo genérico constituido de dos politròpicos cualesquiera y de dos isobaras. Se supone que, en un motor Ericsson, una masa constante de gas sufre tal consecuencia de transformaciones a lo largo del ciclo y, en particular, en los cilindros. Esto equivale a descuidar la influencia de las variaciones de presión en las fases de admisión y rechazo a través de las válvulas y a considerar que el fluido atrapado en los volúmenes muertos de los cilindros tiene una influencia desdeñable sobre los resultados del ciclo. La masa de gas que sufre un ciclo termodinámico está vinculada a las cilindradas de compresión y distensión por las relaciones:

$$m_n = m = cte = \rho_{air} * \pi D^2 C / 4 \tag{4 -2}$$

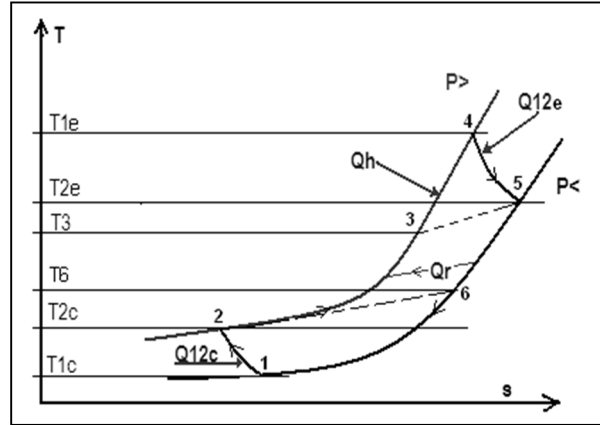


Fig.48. Diagrama genérico del ciclo de potencia con recuperación del motor Ericsson.

Para relaciones de presión dados $\beta = P_{max} / P_{min}$ y un relación de temperatura entre la entrada compresión y la entrada distensión $\theta = T / T_{1e1c}$, es posible calcular un número infinito de trayectorias termodinámicas para la compresión y/o para la distensión. Eso depende exclusivamente del coeficiente politrópico asociado (K) a cada transformación que depende del calor recibido o evacuado por los gases durante dicha transformación.

Toda transformación politrópico puede trazarse sobre el diagrama (T, s) una vez definido k sabiendo que para un gas perfecto:

$$\Delta s_{12} = C_p \ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right) - r \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (4-3)$$

O también:

$$ds = C_p \frac{dT}{T} - r \frac{dP}{P} \quad (4-4)$$

r que son el constante de los gases perfectos y C_p el calor específico del aire a presión constante. Para el caso politrópico tenemos que:

$$Pv^k = cte \quad (4-5)$$

y que:

$$k \left(\frac{dT}{T} - \frac{dP}{P} \right) + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (4-6)$$

O, teniendo en cuenta la ley de los gases perfectos:

$$\frac{dT}{T} = \frac{d\rho}{\rho} \frac{(k-1)}{k} \quad (4-7)$$

ds pasa a ser entonces:

$$ds = Cp \frac{dT}{T} - r \frac{dT}{T} (k/(k-1)) \quad (4-8)$$

O aún:

$$ds = Cp \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{k}{(k-1)}\right) \frac{dT}{T} \quad (4-9)$$

Así la función que conecta las transformaciones politrópicos de compresión y distensión sólo es dependiente C_v , C_p y k . Si se integra esta última relación entre el estado inicial 1 y final 2, se obtiene:

$$s_2 - s_1 = Cp \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{k}{(k-1)}\right) \ln \left(\frac{T_2}{T_1}\right) \quad (4-10)$$

Al aislar T se encuentra pues:

$$T = T_0 \exp \left((s - s_0) / Cp \left(1 - \frac{\gamma-1}{\gamma} \frac{k}{(k-1)}\right) \right) \quad (4-11)$$

Quién es la función que conecta los puntos 1 a 2 y 4 a 5 sobre el diagrama (T, s).

Para calcular el rendimiento termodinámico del ciclo es necesario conocer el trabajo total proporcionado por el motor, y el calor total requerido. El trabajo es la adición del trabajo de la compresión - negativo y del trabajo de la distensión - positivo -. Para una transformación politrópico reversible se tiene que el trabajo es dado por:

$$W_{12} = \frac{k}{k-1} * r * T_1 * \left(\beta^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \quad (4-12)$$

El calor total proporcionado por la fuente caliente es la suma del calor intercambiado durante la distensión y de la requerida en el calentador para llegar a T_4 desde T_3 . los gases una vez comprimidos suben de T_2 a T_3 en el intercambiador recuperador. El calor total $Q_t = Q_e + Q_h$ es pues:

$$Q_h = C_p(T_4 - T_3) \quad (4-13)$$

$$Q_e = r(k_e - \gamma)(T_{2e} - T_{1e}) / ((\gamma - 1)(k_e - 1)) \quad (4-14)$$

El calor Q_c eventualmente intercambiado durante la compresión se da por gratuita y/o perdida para el ciclo ya que se intercambia a baja temperatura. Se sabe que calefacción una compresión está el contra sentido pero a menudo inevitable ya que la fricción de los segmentos del pistón sobre la camisa del cilindro calienta las paredes y en consecuencia el aire por convección.

El rendimiento termodinámico es pues:

$$\eta_{th.pol} = W_t / Q_t \quad (4-15)$$

4.3.3 Resultados del modelo global

Los resultados obtenidos se presentan a las figuras siguientes. Para el trazado de estas figuras, excepto indicación contraria, la eficacia del recuperador se fijó en 85%, correspondiendo a la eficacia del prototipo. El prototipo del LaTEP se concibe para trabajar en 650°C pues $\theta = 3$. El relación de compresión β se eligió entre 2 y los 3 porque el estudio realizado por A. Touré[59] puso de manifiesto que valores de β que presentan el mejor rendimiento se encuentran entre 2 y 3.

Por el contrario, este estudio no tiene en cuenta los intercambios térmicos en los cilindros de compresión y distensión.

Estas figuras ponen de manifiesto que los intercambios térmicos desempeñan un papel muy importante y que su influencia no puede descuidarse.

El49, trazada para un recuperador perfecto ($\varepsilon = 100\%$) evidencian un rendimiento térmico η del 54% para los dos cilindros aislados con $k=e$ $k=c$ 1.4 mientras que se llega hasta un rendimiento del 68%, correspondiendo al rendimiento de Carnot, para una distensión y una compresión isotérmica ($k=e$ $k=c$ 1.0).

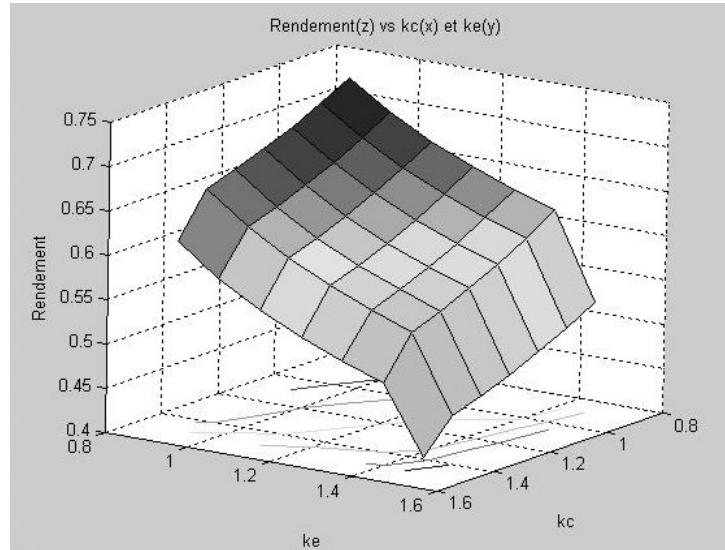


Fig.49 térmico vs k_c y k_e para $\beta=3$ y $\varepsilon = 100\%$.

Sobre el50, para una eficacia de recuperador de $\varepsilon = 85\%$, se observa que la compresión isotérmica requiere poco calor suplementario al calentador. Por el contrario para garantizar una distensión isotérmica, es necesario pedir cerca de un 20% de más calor para ganar menos de 3 puntos de rendimiento.

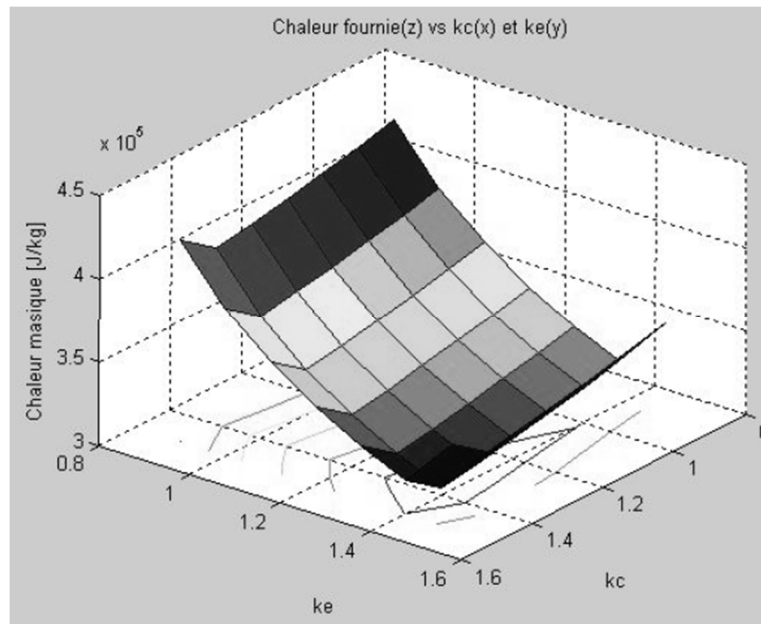


Fig.50. Calor proporcionado por la fuente caliente para $\beta=3$ y $\varepsilon = 85\%$.

Sobre el51, se ve muy claramente que la ganancia de rendimiento entre “el *todo isoterma*” y solamente la distensión o la compresión isotérmica con la otra transformación adiabática sólo es del 1,9%. Es necesario pretender enfriar la compresión permitiendo la evacuación del calor del cilindro de compresión. La contribución de calor durante la distensión demanda de las modificaciones principales de la máquina y aunque se ganan casi un 16% en potencia es necesario añadir más de un 16% de calor a la distensión. Se favorecerá la compresión sobre la distensión isotérmica.

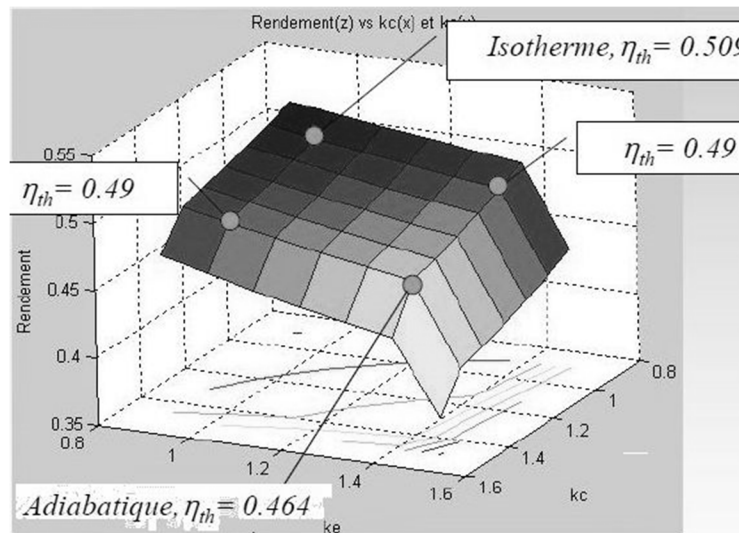


Fig.51. η vs k_c et que pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 85\%$.

Si la eficacia del recuperador cae por debajo de un 70%, el mejor punto de funcionamiento se convierte en $k=k=1.4_{ce}$ es decir, el ciclo de Joule. Se pierde el calor añadido a la distensión ya que el recuperador no llega a servirse para calentar el aire comprimido. En el52, se ve que el ciclo Ericsson $k_c=k_e$ no gana un 1% con relación al ciclo de Joule. Es incluso desfavorable enfriar la compresión. Se recomienda pues garantizar la eficacia del recuperador y limpiar en cuanto necesario este intercambiador a riesgo de pasar del 49% al 38% de rendimiento si la eficacia cae de $\varepsilon = 85\%$ a $\varepsilon = 65\%$.

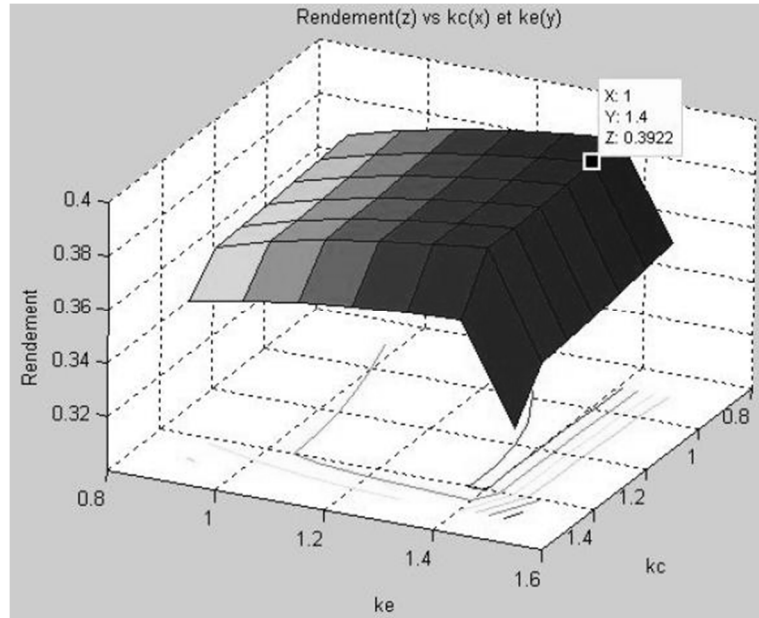


Fig.52. η pour $\beta = 3$ et $\epsilon = 65\%$.

EI49,5152 ponen de relieve también la caída vertiginosa del rendimiento cuando se permite o calentar la compresión o enfriar la distensión o los dos, el caso más desfavorable siendo la pérdida de calor a la distensión. Si se pierden un 10% del calor a la distensión, se pierden un 6% de rendimiento.

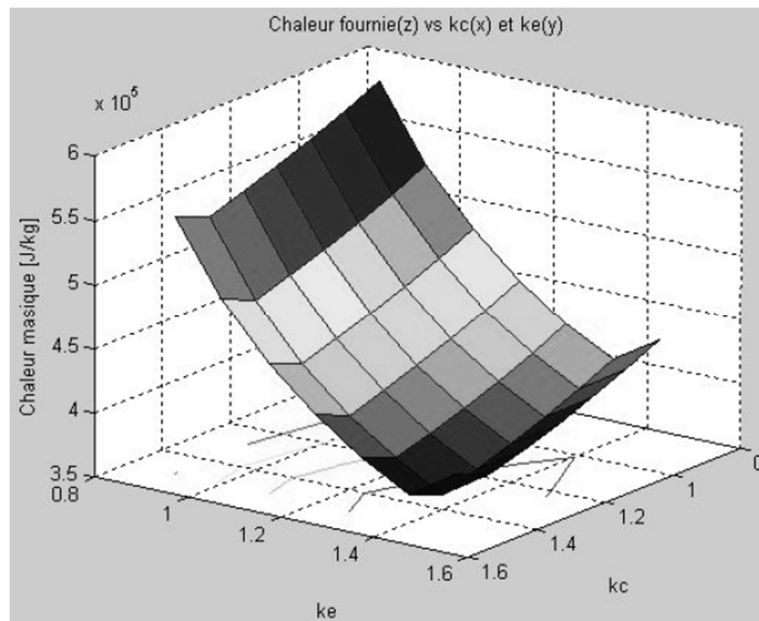


Fig.53. Calor proporcionado por la fuente caliente pour $\beta = 3$ et $\epsilon = 65\%$.

EI50 y53 permiten cuantificar el calor que debe añadirse para compensar la disminución de eficacia del recuperador ε del 85% al 65%. Para un ciclo de Joule, se debe añadir un 19% de más calor para obtener el mismo trabajo indicado. Para un ciclo Ericsson es necesario añadir más de un 33%.

EI54 presentan el caso donde ε es nulo (ausencia de recuperador). El mejor rendimiento no llega al 26% para el caso muy adiabático (Joule) y cualquier otra adición o evacuación del calor no puede sino reducirlo.

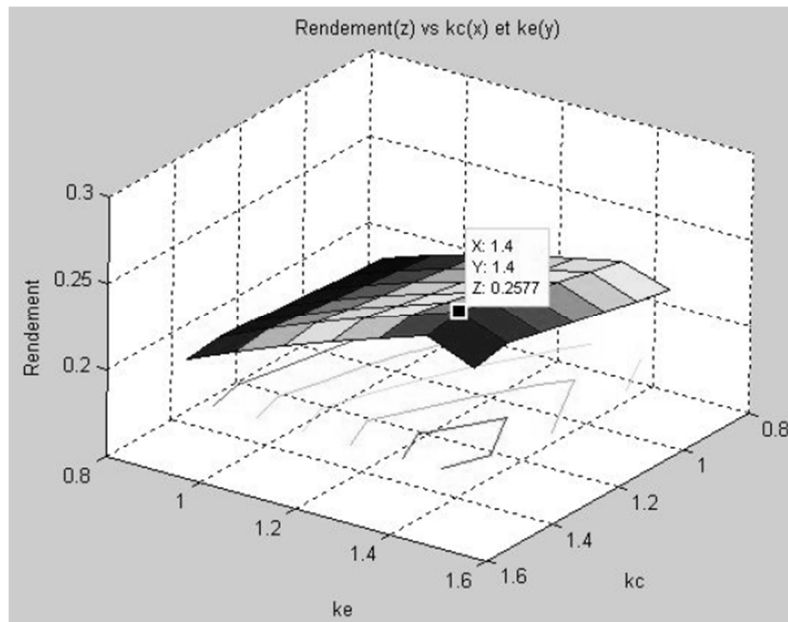


Fig.54. η pour $\beta = 3$ et $\varepsilon = 0\%$.

Dado que el trabajo sólo depende de la relación de compresión β esta función no varía con k_c y/o k_e . EI55 muestran el paso de esta función. Pero si se fijan algunos valores de k_c y k_e , se puede trazar la evolución del rendimiento en función de la presión de trabajo. Esto permite concebir un motor que tiene el mejor relación de presión β . Cuando la compresión y la distensión son toda una dos isoterms, se observa un crecimiento continuo del rendimiento en función de la relación de presión, con comportamiento asintótico hacia un valor inferior a la del rendimiento de Carnot, debido a la imperfección del recuperador.

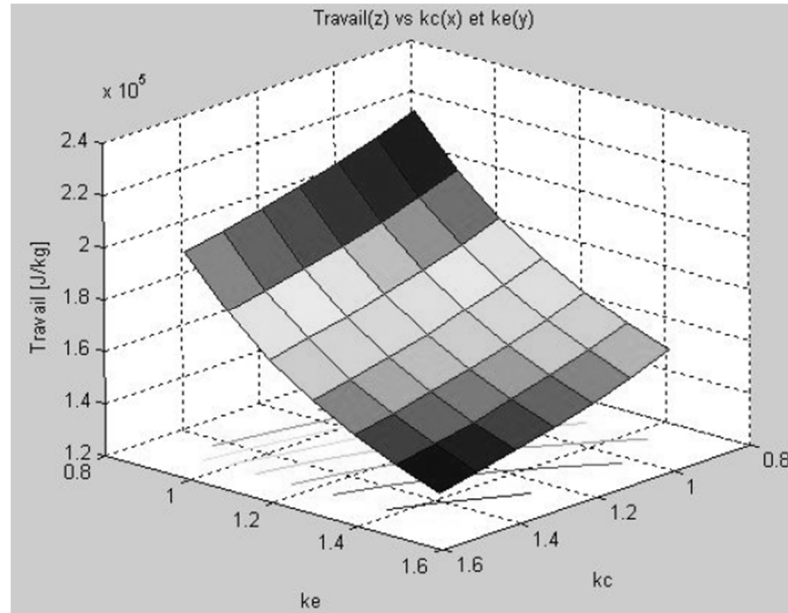


Fig.55. Trabajo para $\beta = 3$ y $\varepsilon = 85\%$.

El caso del ciclo de Joule puro (compresión y distensión adiabática), en cuestión para la concepción del prototipo del LaTEP, se encuentra claramente en estas figuras. Se observa que el relación de compresión más adaptado se sitúa en torno a $\beta=3$. Se obtiene en ese caso un rendimiento termodinámico de cerca de un 46%, de acuerdo con los resultados previos. Por el contrario si se quiere trabajar con un ciclo mixto que comprende una compresión isotérmica y una distensión adiabática, se llega a rendimientos más elevados y a relaciones de presión óptimos comprendidos entre 6 y 7. A potencia producida igual, este ciclo permite reducir la velocidad de rotación del motor, o la cilindrada de los recintos de compresión y distensión, lo que reduce las irreversibilidades vinculadas a la fricción. El56 resumen los resultados obtenidos para algunos casos modelo.

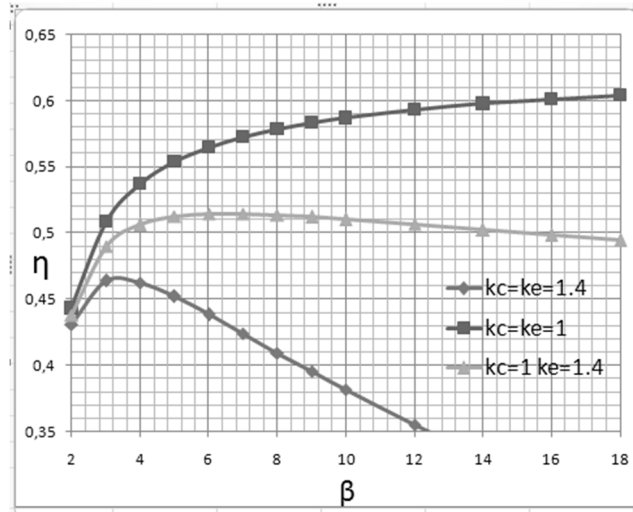


Fig.56. η en fonction de β pour $\varepsilon = 85\%$.

4.3.4 Conclusiones del modelo global

El motor Ericsson es una máquina térmica original para valorizar las fuentes primarias renovables o no. Hasta ahora, los modelos matemáticos propuestos para estudiar este tipo de motor daban las transformaciones en los cilindros por isentrópicos y adiabáticos y permitían concluir que el relación de presión de funcionamiento óptimo es de 3 alrededor, para un relación de temperatura de 3, correspondiendo al prototipo en curso de desarrollo. Pero los efectos de los posibles intercambios térmicos en los cilindros deben tenerse en cuenta para permitir mejorar la concepción de un prototipo más potente.

El modelo matemático aquí propuesto, aunque simple, ya pone de manifiesto que, si la eficacia del recuperador es suficiente, los resultados del motor Ericsson pueden considerablemente aumentarse si se favorecen intercambios térmicos negativos en la compresión (compresión enfriada) y que se aísla la distensión (distensión adiabática). El rendimiento puede aún mejorarse en algunos casos si calefacción la distensión para acercarse a una transformación isotérmica pero este tipo de exigencia puede ser tecnológicamente costoso y difícil a aplicar; en la práctica, calefacción la distensión no se justifica vista la escasa ganancia de rendimiento.

Así pues, para un ciclo mixto entre el ciclo de Ericsson de dos isoterms y el ciclo de Joule a dos adiabáticos, se ganan cerca de un 5% de rendimiento y se puede reducir el tamaño

de la máquina ya que el relación de compresión óptimo pasa de 3 a 7 alrededor, para un relación de temperatura de 3, conduciendo a un motor produciendo más trabajo por unidad de masa de fluido.

Más allá de su efecto sobre el rendimiento, las transferencias térmicas en los cilindros tienen también efectos importantes sobre el trabajo producido por ciclo.

Estos resultados nos animan pues a que se estudie de manera más detallada las transferencias térmicas en los cilindros, con un análisis en el cual las evoluciones del fluido de trabajo en los cilindros se modelen en función del ángulo del cigüeñal. Este enfoque, basado en correlaciones de transferencia térmica generalmente aceptadas en el ámbito de los motores a combustión interna, nos permitirá cuantificar la importancia que se podrá dar a las transferencias en los cilindros.

4.4 Modelización “intracycle” de las transferencias instantáneas

4.4.1 Introducción general del modelo

Se concibió y se realizó un primer prototipo de motor Ericsson, utilizando del aire en ciclo abierto, (57). Los resultados del cilindro de distensión de este prototipo se midieron[59]. En la concepción de este motor, la elección se hizo de un único cilindro para la compresión y la distensión (58). La cara superior del pistón con doble efecto delimita el espacio de distensión (E), mientras que la cara inferior delimita el espacio de compresión (C). Esta configuración maximiza el rendimiento mecánico del motor, la potencia transmitida al embielado siendo la potencia mecánica neta, es decir, la potencia producida por el cilindro de distensión reducida de la potencia consumida por la compresión.

Debido a que la cilindrada del espacio de compresión debe ser más escasa que la del cilindro de distensión, esta disposición requiere un tronco de pistón de diámetro importante en el espacio de compresión (58). Además la elección se hizo de tener un curso importante,

ésta siendo igual a 122 mm. mientras que el mandrinado del cilindro es de 80 mm. Por razones de comportamiento de la segmentación, a la vez la parte inferior de la camisa del cilindro, el tronco del pistón así como la cara inferior del pistón se enfrían por una circulación de agua. El espacio de compresión es pues un espacio que tiene una relación superficie/volumen de cilindrada importante, y cuyas paredes se mantienen a baja temperatura.

Se puede pensar que un enfriamiento eficaz del recinto de compresión reducirá la energía de compresión necesaria, se permitirá una mejor recuperación en el intercambiador recuperador, pero pedirá una mayor potencia térmica a proporcionar por la fuente caliente (H). Además se sabe, en particular,[94] que en las máquinas volumétricas alternativas, las transferencias térmicas alternadas a las paredes de los cilindros pueden constituir una pérdida de energía. En efecto, la masa de fluido atrapada en el volumen muerto de un cilindro no devuelve, en su distensión, toda la energía acumulada en su compresión. Por consiguiente, es posible que los intercambios térmicos entre el fluido de trabajo y las paredes del cilindro puedan tener una influencia no desdeñables sobre los resultados del motor. El objetivo de este trabajo consiste en evaluar esta influencia para el prototipo en curso de desarrollo.



Fig.57 parcial del prototipo de motor Ericsson desarrollado al LaTEP.

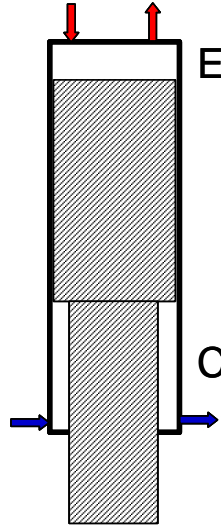


Fig.58. Principio del pistón doble efecto (E: distensión; C: compresión).

4.4.2 Modelización de los cilindros

El fluido de trabajo está del aire atmosférico considerado como un gas perfecto a calor másico que depende de la temperatura. El modelo de los cilindros de distensión (E) y de compresión (C) se construye a partir de las ecuaciones de balance de masa (4-16) y energía (4-17) escritas sobre el volumen de control que constituye cada cilindro.

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \dot{m}_j \quad (4-16)$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta(\dot{m}h) + \frac{d(mu)}{dt} \quad (4-17)$$

Los volúmenes de los cilindros son caracterizados por la posición angular θ *del* cigüeñal (4-18):

$$V = \frac{V_c}{2} \left(1 + \lambda - \cos \theta - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta} \right) \quad (4-18)$$

La geometría del motor Ericsson tenida en cuenta en el modelo se da en 19. Se consideran algunas válvulas clásicas, similares a las utilizadas en los motores alternativos a combustión interna,[100]. La producción de aire a través de una válvula es dada por la relación (4-19):

$$\dot{m} = A C_d P \left(\frac{2\gamma}{(\gamma-1)rT} \left(R^{\frac{2}{\gamma}} - R^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4-19)$$

La sección de paso A *del* aire depende del valor del levantamiento instantáneo de la válvula. Los levantamientos de cada una de las válvulas de admisión y rechazo son modelados por secciones de cosinoides, los ángulos de apertura y cierre de cada una de las válvulas de los cilindros que son parámetros del modelo (19). El relación de presión R (éq.44- 19) es limitado por el relación de presión crítico, que determina la velocidad máxima posible del fluido al paso de la válvula, igual a la velocidad local del sonido. El conjunto de las ecuaciones diferenciales que describen un cilindro se soluciona numéricamente.

4.4.3 Modelización de las transferencias térmicas en los cilindros

La potencia térmica transferida por las paredes al fluido de trabajo en un cilindro es modelada por la relación:

$$\dot{Q} = h S_{ech} (T_w - T) \quad (4 - 20)$$

En el ámbito de los motores a combustión interna, cinco correlaciones se benefician actualmente de la mayor aceptación de la comunidad científica para modelar el coeficiente de transferencia[101]. Se trata de los modelos de Hohenberg, Woschni, Stikel, Annand y Eichelberg. En este trabajo, sólo se retendrán los modelos que ofrecen coeficientes adaptados para la compresión y la distensión sin combustión. En 1939, Eichelberg[72] propone la siguiente relación:

$$h = 7,67 \cdot 10^{-3} v_p^{\frac{1}{3}} (PT)^{\frac{1}{2}} \quad (4 - 21)$$

Woschni[71] tiene en cuenta el aumento de la turbulencia de los gases a raíz de la combustión, lo que hizo avanzar la comprensión del término de los motores a combustión interna, pero lo que no es pertinente en nuestro caso. Esta relación, adaptada a las fases de compresión y distensión (sin combustión) se escribe[102]:

$$h = 3,26 D^{-0,2} \left(\frac{P}{1000} \right)^{0,8} T^{-0,53} (2,28 v_p)^{0,8} \quad (4 - 22)$$

En 1979, Hohenberg[69] propone la siguiente correlación:

$$h = 130 V^{-0,06} \left(\frac{P}{10^5} \right)^{0,8} T^{-0,4} (v_p + 1,4)^{0,8} \quad (4 - 23)$$

Estas tres correlaciones se compararán en el presente estudio.

4.4.4 Modelización global del motor. Método de Resolución

El procedimiento de Resolución es el siguiente. Se se fija una presión P_H en el calentador. Esta presión permite calcular todas las características relativas a los ciclos de compresión y distensión, en particular, las flujos dados cuenta sobre un ciclo que cruzan cada uno de los cilindros. Se utiliza entonces un procedimiento iterativo para determinar la presión al calentador que iguala las flujos de los cilindros de distensión y compresión. Los resultados globales del ciclo pueden entonces evaluarse, teniendo en cuenta una eficacia dada del intercambiador recuperador, y descuidando las pérdidas de carga en el recuperador y el calentador. Los principales datos relativos al prototipo y en cuestión aquí se resumen en

el cuadro 19. Los angulos fueron escogidos para optimizar el diagrama indicador de cada uno de los cilindros.

Cuadro19 principales del modelo.

$C = 122 \text{ mm.}$	$OA=C 36^\circ$	$OA=E -8^\circ$	$T_{\square} = 923 \text{ K}_H$	$T_{\square} = 850 \text{ K}_{w,E}$
$D = 80 \text{ mm.}$	$FA=C 180^\circ$	$FA=E 82^\circ$	$T_{\square} = 300 \text{ K}_K$	$T_{\square} = 300 \text{ K}_{w,C}$
$B_C = 55,8 \text{ mm.}$	$OE=C 287^\circ$	$OE=E 170^\circ$	$P_K = 10^5 \text{ PA}$	$E_R = 0,85$
$n = 900 \text{ tr/min}$ excepto mención contraria		$FE=C 362^\circ$	$FE=E 345^\circ$	

4.4.5 Resultados para los cilindros adiabáticos

El59 y60 presentan los diagramas indicadores de los cilindros de compresión y distensión, obtenidos considerando estos cilindros adiabáticos. Los momentos de principio de apertura y final de cierre de las válvulas se indican en estos diagramas, que se recorren en el sentido opuesto de las agujas de un reloj para el cilindro de compresión (energía mecánica consumida) y en el sentido de las agujas de un reloj para el cilindro de distensión.

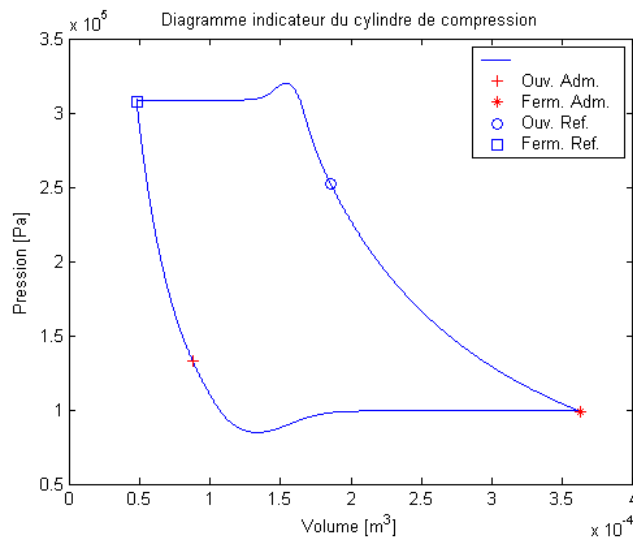


Fig.59 indicador del cilindro de compresión (caso adiabático)

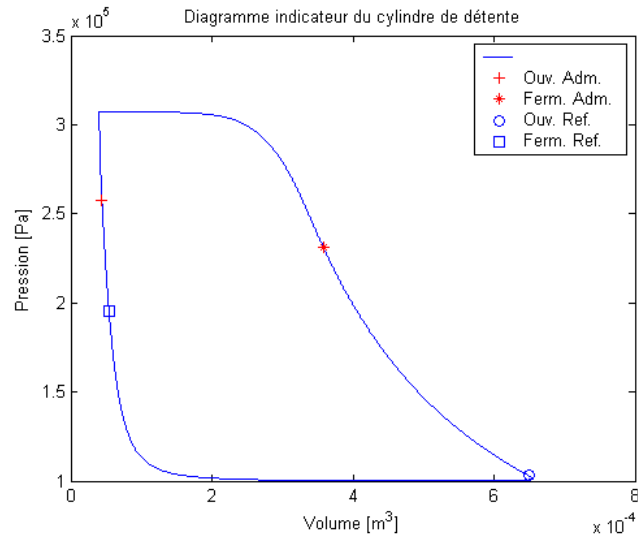


Fig.60 indicador del cilindro de distensión (caso adiabático)

El **Fig. 62** presentan las flujoes obtenidas a través de las válvulas para cada uno de los cilindros. Se observará que, para los ajustes en cuestión, bajas flujoes negativas pueden obtenerse brevemente a todo principio de apertura de válvula.

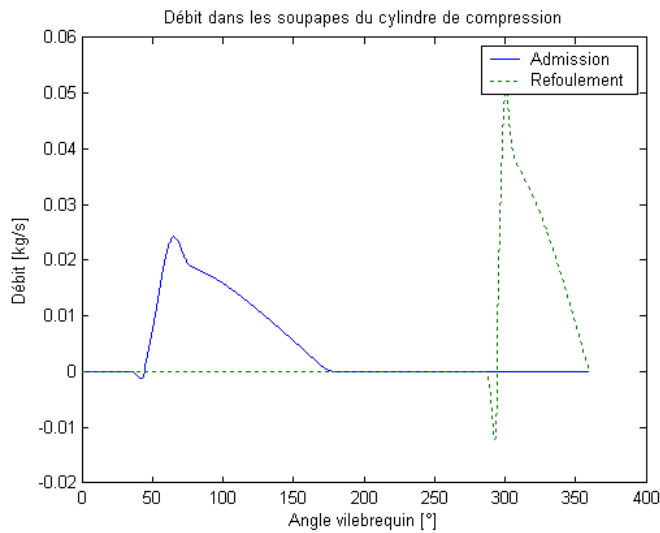


Fig.61. Flujo a través de las válvulas del cilindro de compresión (caso adiabático)

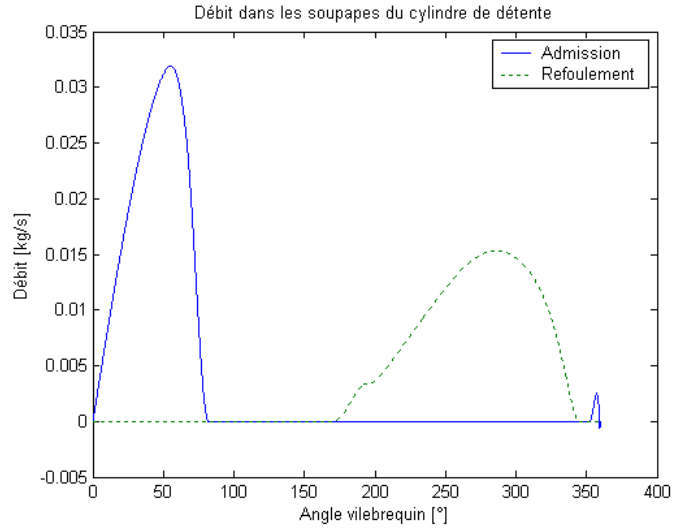


Fig. 62. Flujo a través de las válvulas del cilindro de distensión (caso adiabático)

Ella es tener en cuenta que, contrariamente a esto que preve la modelización global desarrollada por Touré[103] nuestros resultados de simulación dan características de ciclo termodinámico que difieren en función de la velocidad de rotación. Esto se debe a la consideración, en nuestro modelo, del efecto de las válvulas sobre el ciclo termodinámico.

Con el fin de ilustrar este punto, efectuamos simulaciones cuando los cilindros sean adiabáticos, para distintas velocidades de rotación, y para dos diámetros de las válvulas de los cilindros de compresión y distensión: los diámetros nominales y de los diámetros más importantes ($1,5 \times D_{nom}$). El 63 de la y 64 de los resultados obtenidos para la presión al calentador y la masa de aire aspirada y Flujoé por ciclo.

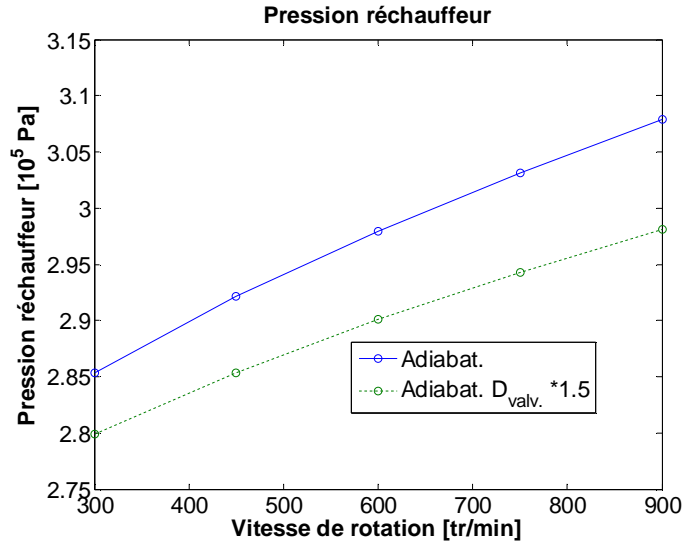


Fig.63 de la presión al calentador en función de la velocidad de rotación, para dos diámetros de válvula (caso adiabático)

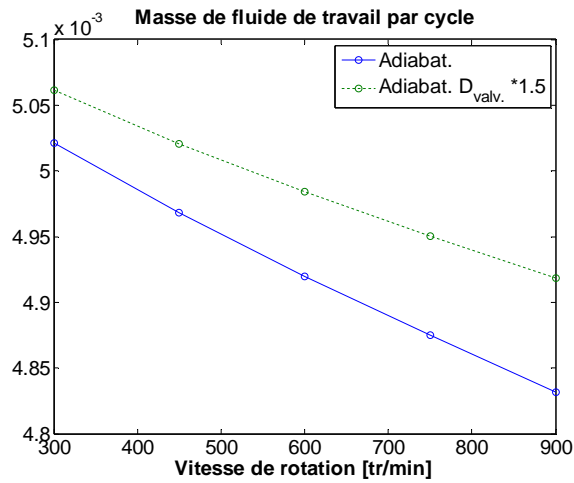


Fig.64 de la masa de fluido de trabajo Flujoée por ciclo en función de la velocidad de rotación, para dos diámetros de válvula (caso adiabático)

Se observa claramente el impacto de las válvulas en el funcionamiento del motor. A causa de las dificultades que generan las válvulas sobre las comercializaciones que las cruzan, una velocidad de rotación mayor, o un diámetro de las válvulas más bajo conducen a una presión de equilibrio al calentador más elevado, y a una masa de fluido de trabajo por ciclo más escaso. Cuando la velocidad de rotación disminuye, las divergencias entre los resultados obtenidos para distintos diámetros de válvula se reducen lógicamente. Así pues,

como se lo verá sobre las figuras posteriores, las características del ciclo termodinámico (en particular, las temperaturas en final de compresión o en final de distensión) dependen de la velocidad de rotación, incluso en el caso adiabático. Una velocidad de rotación mayor, o un diámetro de las válvulas más bajo conducen a un aumento de la temperatura en salida de compresor y a una disminución de la temperatura en salida de distensión. Hay que tener en cuenta que todas las simulaciones que se efectuaron el estuvieron con el mismo calado de las válvulas de admisión y rechazo de los cilindros de compresión y distensión. Como tanto la velocidad de rotación como las transferencias térmicas en los cilindros modifican las características del ciclo, idealmente, los calados deberían modificarse para optimizar el paso de los diagramas indicadores de los cilindros de compresión y distensión. Sin embargo, estas modificaciones siendo minúsculos, preferimos conservar los calados iniciales.

4.4.6 Resultados detallados para $n = 900$ tr/min: correlaciones resultantes de los estudios sobre los motores a combustión interna

El65 de y66 de presentan las evoluciones de los coeficientes de transferencia instantáneos en los cilindros de compresión y distensión, para los 4 casos en cuestión, adiabático (en característica continua), transferencias modeladas por la correlación de Hohenberg (en punteados), Eichelberg (en característica parada) o Woschni (en característica mixta). Las 3 correlaciones en cuestión dan evoluciones así mismo paso, pero vuelv a poner verticalmente. Para el cilindro de compresión, es la correlación de Hohenberg que da los mayores coeficientes de transferencia, mientras que es la correlación de Eichelberg para el cilindro de distensión, para el cual las divergencias entre los resultados otorgados por las correlaciones son más importantes. ES NECESARIO COMENTAR MEJOR ESTAS FIGURAS 65 Y 66 DECIR QUE LOS DIGRAMAS; ; ; TRAZAR TAMBIÉN EL DIAGRAMA PHV DECIR QU4 ELLOS ETAIENT TRES CERCANOS. MOSTRAR LEFFET DEL H SOBRE LAS PHV

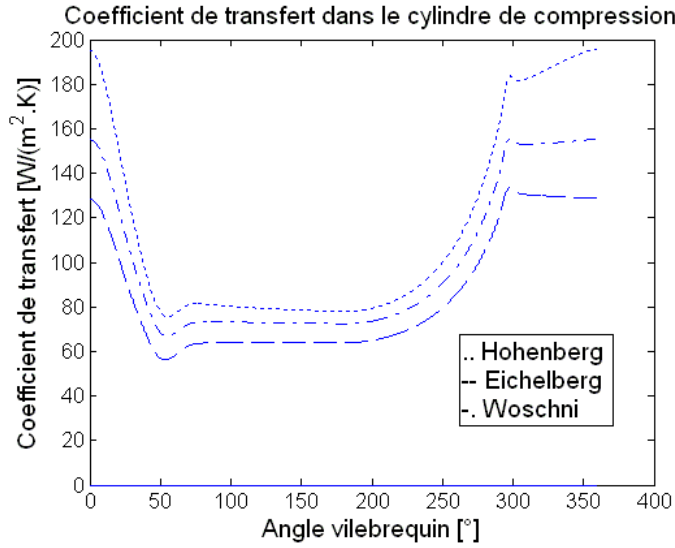


Fig.65 de transferencia instantánea en el cilindro de compresión.

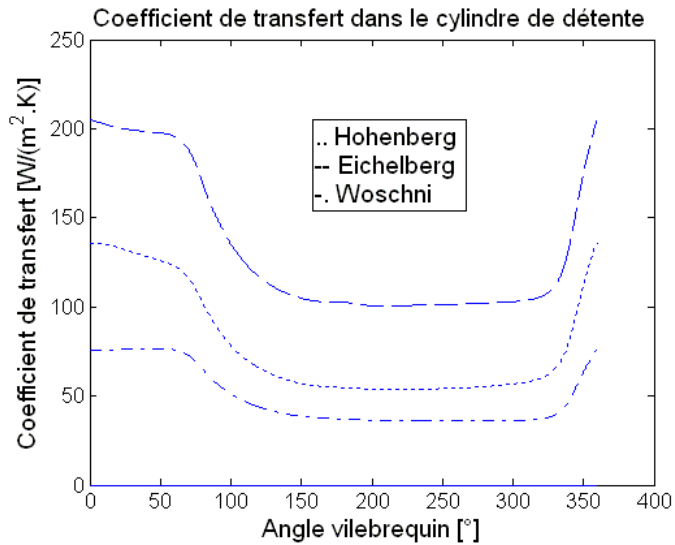


Fig.66 de transferencia instantánea en el cilindro de distensión.

El67 y68 las evoluciones de la temperatura instantánea del fluido en los cilindros de compresión y distensión. Para el cilindro de compresión, las 3 correlaciones dan evoluciones de temperatura bastante cercanas, pero bastante diferentes del caso adiabático. Para el cilindro de distensión, las evoluciones son bastante diferentes durante la fase de rechazo según la correlación en cuestión.

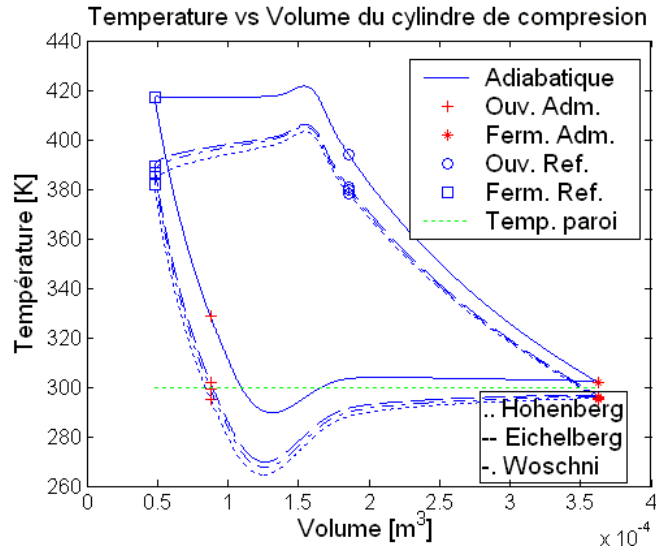


Fig.67 instantánea en el cilindro de compresión.

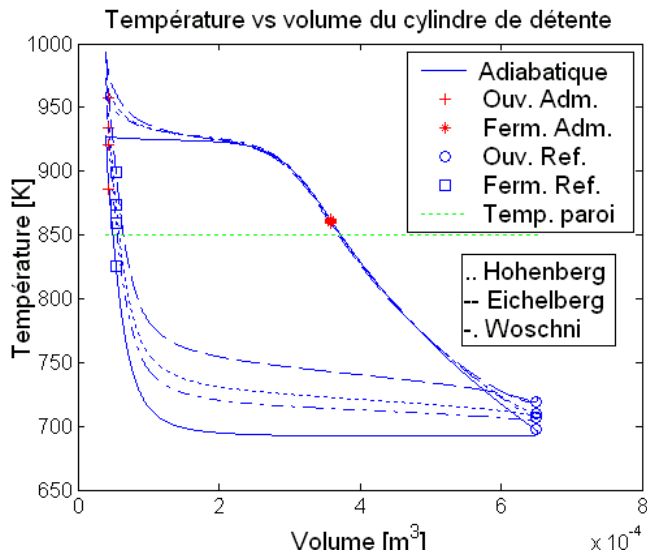


Fig.68 instantánea en el cilindro de distensión.

El69 y70 el diagrama entrópico del estado del fluido en los cilindros de compresión y distensión para cada uno de los 4 casos en cuestión. Se observa que este diagrama se reduce a una derecha vertical en el caso adiabático, si no es un pequeño cierre debido a la mezcla en la fase de admisión (a baja temperatura para el cilindro de compresión,67 y a alta temperatura para el cilindro de distensión,68). Se observa también que el enfriamiento de las paredes del cilindro de compresión evidencia un ciclo consumidor de energía mecánica para el cilindro de compresión: en la distensión del volumen muerto, la

energía devuelta es inferior a la consumida en la compresión, a causa del enfriamiento del fluido por las paredes. Este efecto negativo del volumen muerto es el señalado cuando se tiene en cuenta la correlación de Hohenberg. Lo mismo sucede para el cilindro de distensión, donde las transferencias térmicas alternadas crean un “cierre negativo” en el diagrama entrópico. Esta vez, es la correlación de Eichelberg que conduce a la pérdida de energía mecánica más importante.

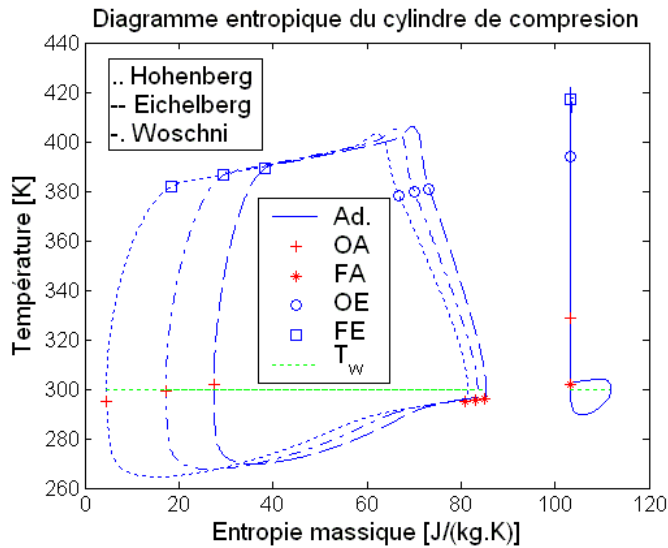


Fig.69 entrópico del cilindro de compresión.

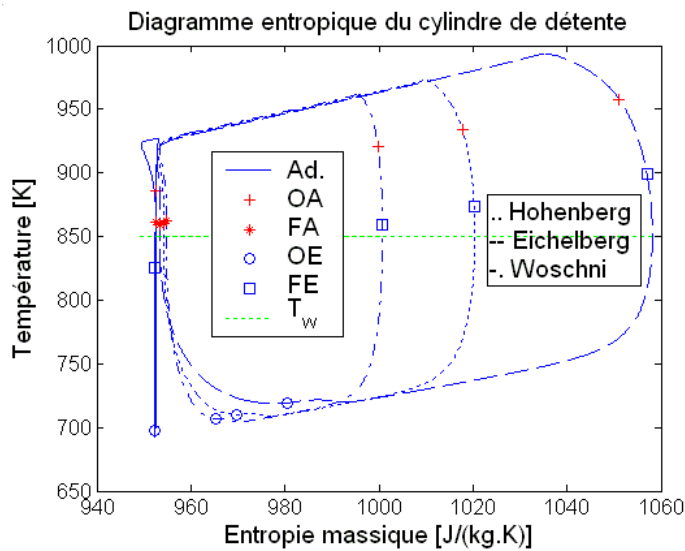


Fig.70 entrópico del cilindro de distensión

Por fin lo71 presentan el diagrama entrópico global del ciclo en los 4 casos en cuestión, dado que se calculó₂ las temperaturas T en final de compresión₅ y T en final de distensión a partir de la media sobre el ciclo del Flujo de entalpía que sale del cilindro en cuestión. Se constata que el paso del diagrama bastante poco es modificado por las correlaciones en cuestión, en particular la presión al calentador P_H no es afectado casi por las transferencias térmicas. Por el contrario, las temperaturas a los terminales del recuperador varían mucho bastante.

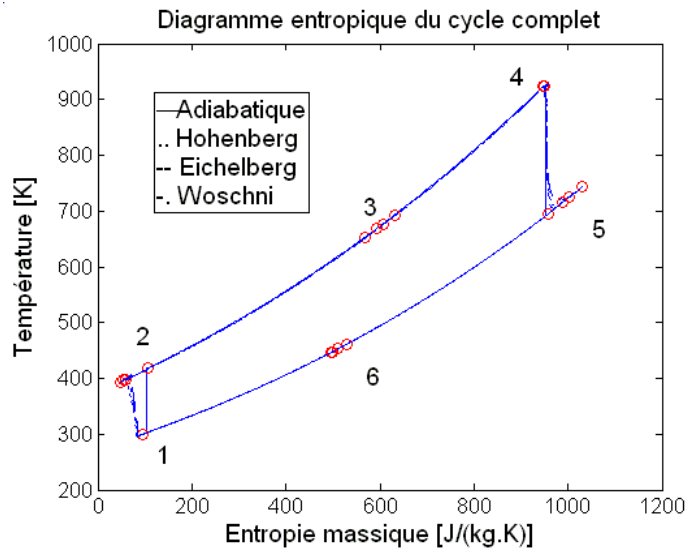


Fig.71 entrópico del ciclo completo.

4.4.7 Resultados detallados para $n = 900$ tr/min: correlación resultante de los estudios sobre los compresores alternativos

EI72 de presentan los coeficientes de transferencia obtenidos en las mismas condiciones de simulación que anteriormente, pero considerando la correlación de Disconzi para evaluar los coeficientes de transferencias en los cilindros. Si se compara esta figura a65 de y66 de, se constata que los pasos obtenidos para los coeficientes de transferencia a partir de la correlación de Disconzi son bastante sensiblemente diferentes de las obtenidas a partir de las correlaciones desarrolladas para los motores a combustión interna. Se observa también un máximo del coeficiente de transferencia en el cilindro de distensión

durante la fase de admisión alrededor de tres veces más elevado si se utiliza la correlación de Disconzi. Sin embargo, globalmente, los coeficientes predichos por Disconzi son más escasos que los predichos por las relaciones resultantes de los estudios sobre los motores a combustión interna.

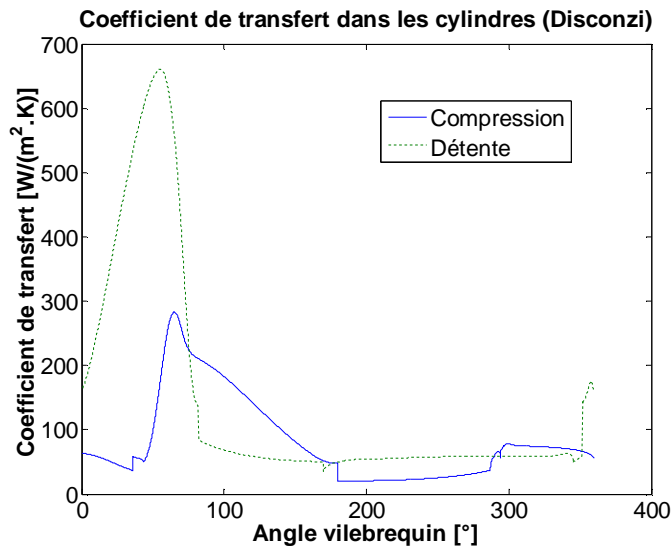


Fig.72 de transferencia para la correlación de Disconzi y AL

Sin embargo, estas diferencias señaladas sobre las evoluciones de los coeficientes de transferencia no conducen a divergencias importantes sobre los ciclos. El73 y74 presentan los digramas (T , V) de los cilindros de compresión y distensión y deben acercarse de las figuras correspondientes67 y68 obtenidas con las correlaciones resultantes de los estudios sobre los motores a combustión interna. No hay notable diferencia en los pasos y los niveles de temperatura instantánea obtenidos.

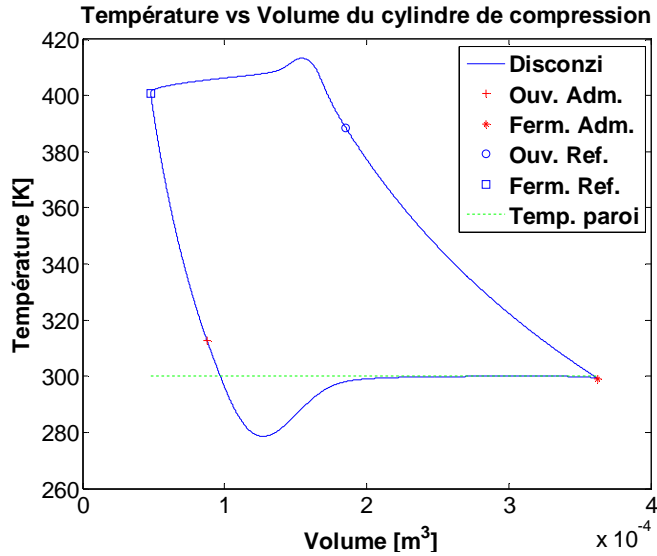


Fig.73 instantánea en el cilindro de compresión. Correlación de Disconzi.

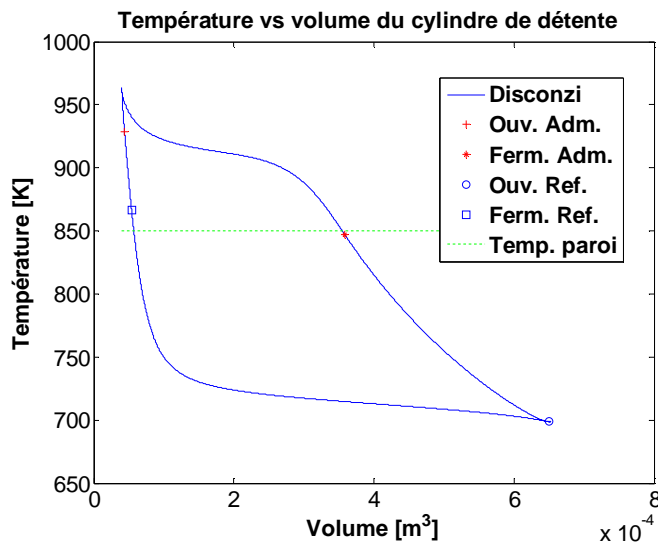


Fig.74: Temperatura instantánea en el cilindro de distensión. Correlación de Disconzi.

Del mismo modo, los 75 y 76 presentan los diagramas (T, s) de los cilindros de compresión y distensión y deben acercarse de las figuras correspondientes 69 y 70 obtenidas con las correlaciones resultantes de los estudios sobre los motores a combustión interna. Allí aún, no hay notable diferencia en los pasos obtenidos. Sin embargo, se constata que las superficies de los ciclos obtenidas tanto para los cilindros de compresión como de distensión son más escasas en el caso del recurso a la correlación de Disconzi que a las de los motores a combustión interna. Esto se debe al hecho de que globalmente, los

coeficientes de transferencia son más escasos en el caso de la correlación de Disconzi. La correlación de Disconzi predice pues un consumo de energía mecánica más escaso para comprimir el volumen muerto. Del mismo modo, el “cierre negativo” tiene una superficie reducida en el cilindro de distensión con relación a las obtenidas con las correlaciones de los motores a combustión interna.

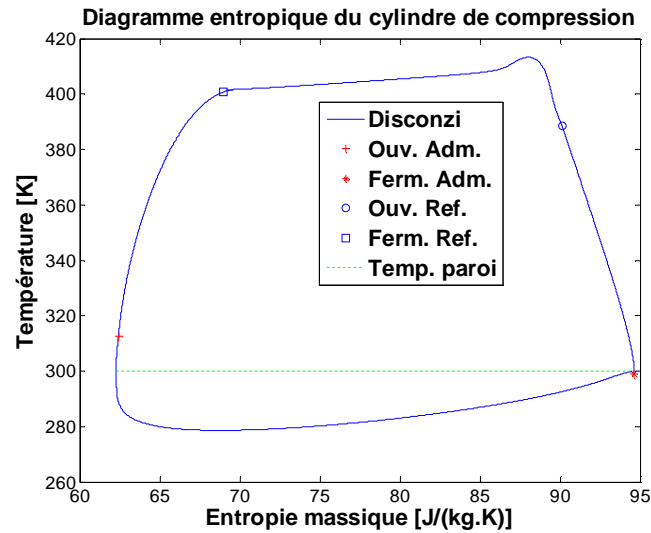


Fig.75. Diagrama entrópico del cilindro de compresión. Correlación deDisconzi.

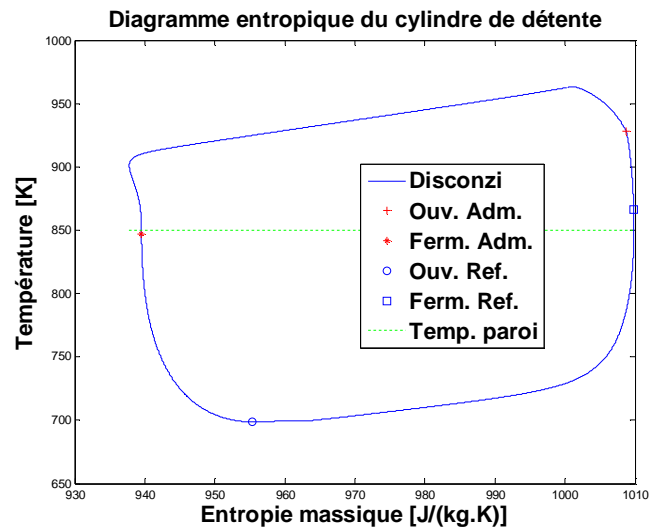


Fig.76. Diagrama entrópico del cilindro de distensión. Correlación deDisconzi.

El 77 el diagrama entrópico global del ciclo cuando las transferencias sean calculadas por la correlación de Disconzi. Debe el acercarse de 71 con las correlaciones para los motores a combustión interna.

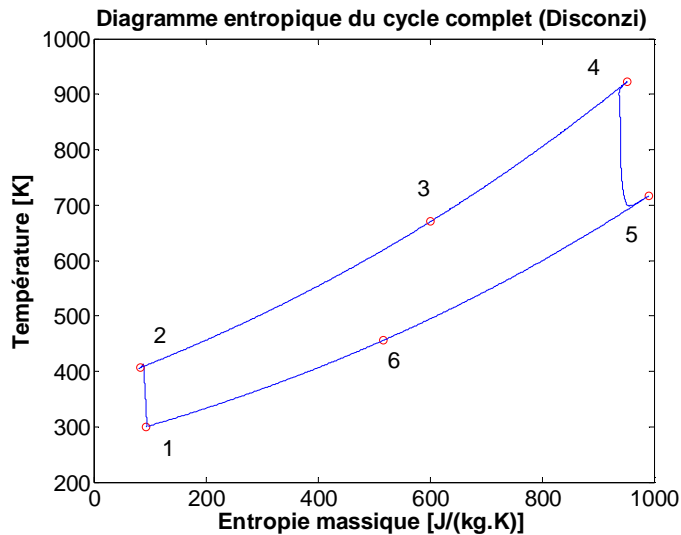


Fig.77 entrópico del ciclo completo. Correlación de Disconzi.

4.4.8 Resultados detallados para $n = 900$ tr/min: correlación resultante de los estudios sobre los resortes gaseosos

En el caso de la correlación de Kornhauser, no es ya posible presentar el coeficiente de transferencia, puesto que las transferencias térmicas tienen un componente que depende de la divergencia de temperatura entre el fluido y la pared (componente “real”) y un componente que depende de la derivada de la temperatura del fluido (componente “imaginario”). El 78 presentan los pasos de las potencias térmicas instantáneas intercambiadas entre el fluido y la pared en los cilindros y el 79 en presente el detalle de los distintos componentes. Se constata aún que estos pasos son sensiblemente diferentes de las obtenidas anteriormente para los coeficientes de transferencia.

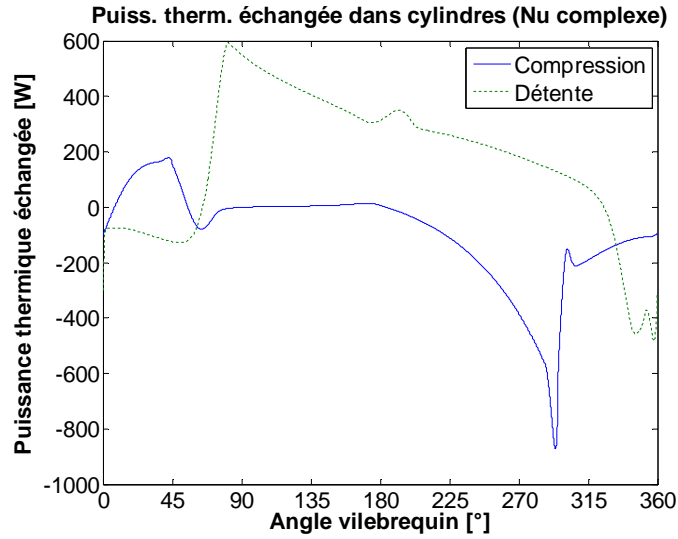


Fig.78. Potencia térmica intercambiada en los dos cilindros. Correlación de Kornhauser.

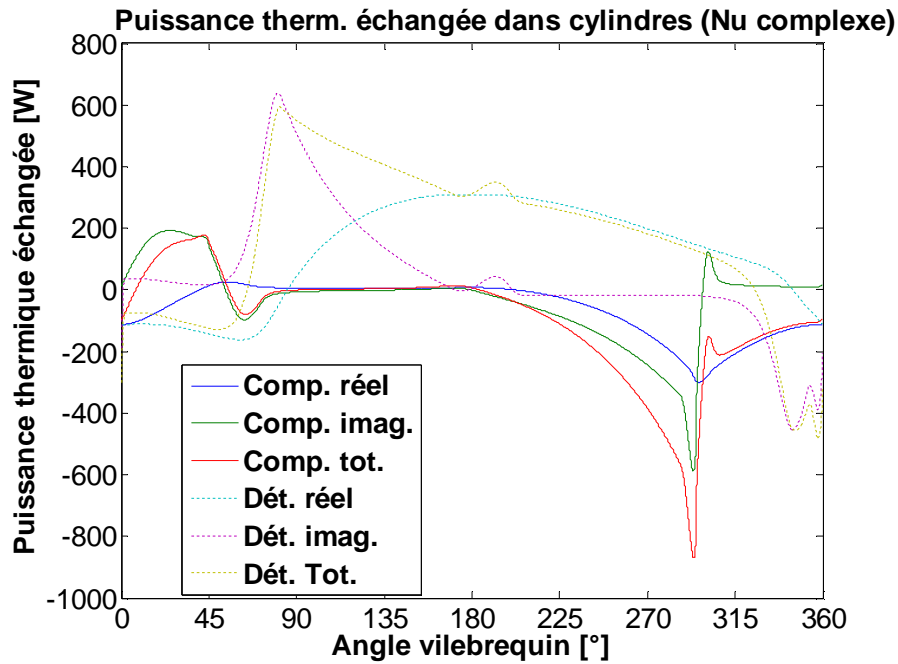


Fig.79 reales e imaginaires de las potencias térmicas intercambiadas.

El80 y81 presentan los diagramas (T, V) de los cilindros de compresión y distensión obtenidos considerando la correlación de Kornhauser y deben ponerse en correspondencia con el6768 (MCI), y73 y74 (compresores alternativos).

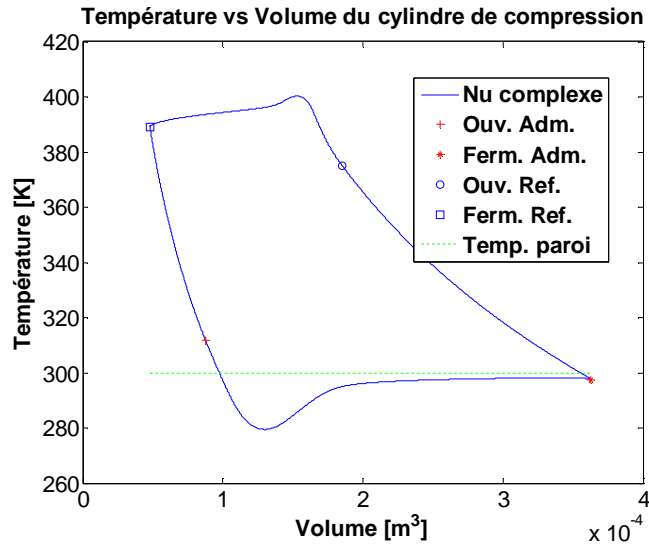


Fig.80 instantánea en el cilindro de compresión. Correlación de Kornhauser.

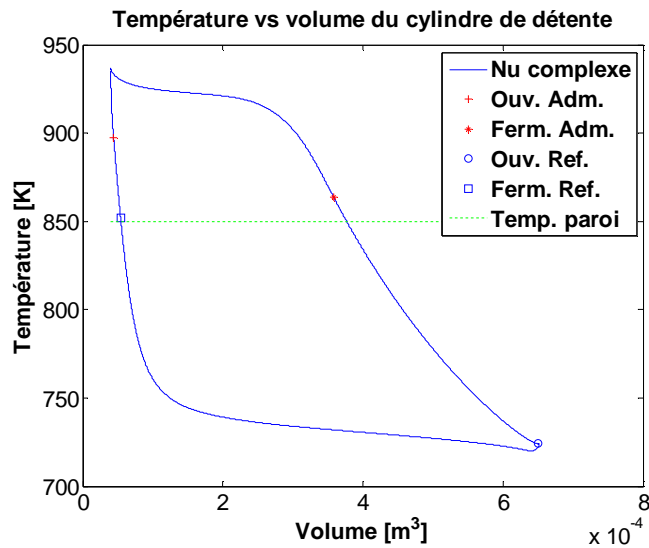


Fig.81 instantánea en el cilindro de distensión. Correlación de Kornhauser.

El82 y83 presentan los diagramas (T, s) de los cilindros de compresión y distensión obtenidos considerando la correlación de Kornhauser y deben ponerse en correspondencia con el69 y70 (MCI), y75 y76 (compresores alternativos). Los pasos obtenidos por la correlación de Kornhauser son sensiblemente diferentes de las obtenidas anteriormente.

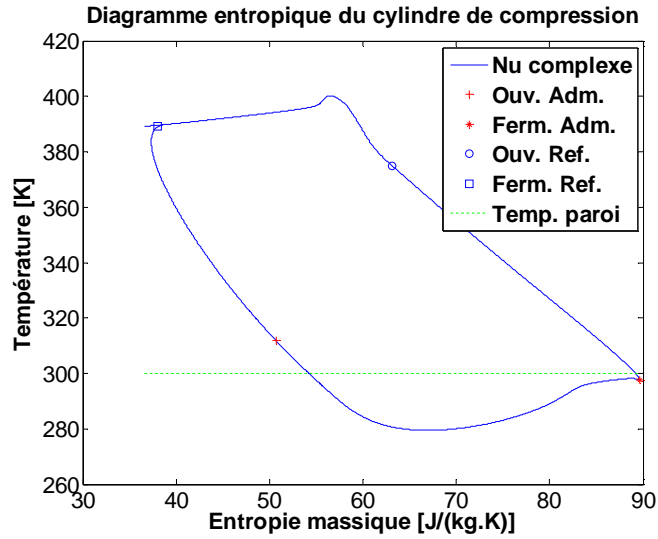


Fig.82. Diagrama entrópico del cilindro de compresión. Correlación de Kornhauser.

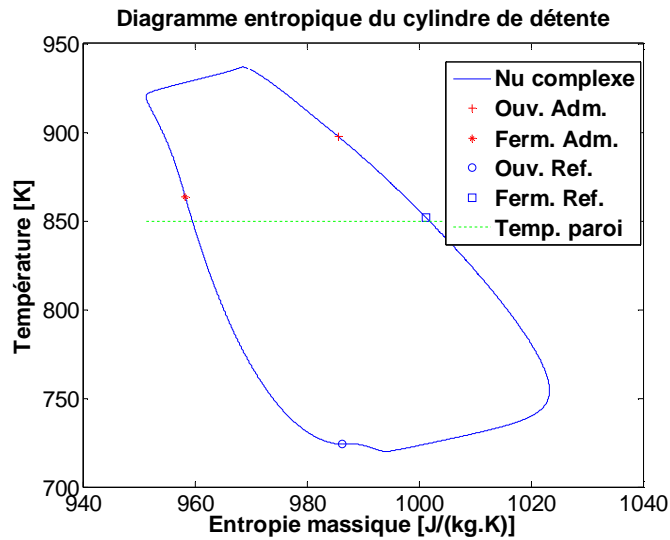


Fig.83. Diagrama entrópico del cilindro de distensión. Correlación de Kornhauser.

Por fin, lo84 presentan el diagrama entrópico global del ciclo cuando las transferencias sean calculadas por la correlación de Kornhauser. Debe el acercar de7177 obtenidas con las correlaciones para los motores a combustión interna y los compresores alternativos.

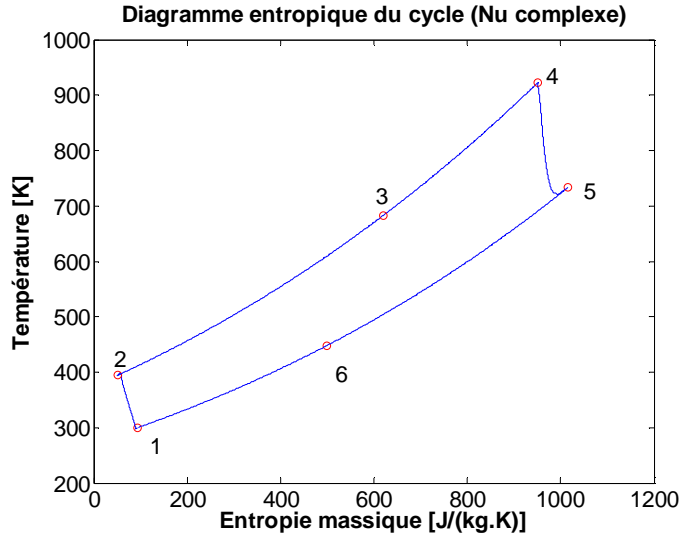


Fig.84 entrópico del ciclo completo. Correlación de Kornhauser.

4.4.9 Resultados globales para $n = 900$ tr/min.

20 presenta los resultados globales del ciclo en los 6 casos en cuestión. La presión en la rama alta presión (calentador) y el Flujo de aire en el motor no son afectadas casi por las transferencias térmicas. Es el caso adiabático que presenta el rendimiento más elevado. Por lo que se refiere a la potencia indicada neta, los resultados obtenidos con la correlación de Kornhauser (Nu complejo) sobrepasan poco muy de los obtenidos en el caso adiabático. Hay que señalar que la potencia indicada calculada al considerar la correlación de Disconzi es 5,4% más escasa que la obtenida en el caso adiabático. Es la mayor divergencia observada para todas las correlaciones en cuestión.

No parece pues deseable de pretender favorecer las transferencias térmicas a las paredes de un motor Ericsson. Esta afirmación merece sin embargo matizarse: la temperatura de pared en cuestión para el cilindro de distensión conduce a una transferencia neta positiva de las paredes hacia el fluido de trabajo. Esta transferencia, que PENALIZA el rendimiento, no conduce sin embargo a una mayor potencia de distensión. En el caso en cuestión, con una eficacia de recuperador del 85%, parece pues que no es deseable calefacción la distensión. Por lo que se refiere a la compresión, se constata que la reducción de la potencia mecánica consumida a causa del enfriamiento del fluido por las paredes es

desdeñable, cualquiera que sea la correlación en cuestión, excepto quizá la de Kornhauser.

Puede ser sorprendente constatar que la influencia de las transferencias térmicas sobre el Flujo de fluido de trabajo es diferente según las correlaciones en cuestión: el Flujo calculado es mayor que en el caso adiabático para las correlaciones de Eichelberg y Disconzi y más pequeño para las correlaciones de Hohenberg, Woschni y Kornhauser.

Las potencias térmicas intercambiadas en los cilindros no son desdeñables, cualesquiera que sean las correlaciones en cuestión. Son aproximadamente de 80 W... 100 W en el cilindro de compresión (excepto Disconzi: alrededor de 40 de W), cuya superficie de intercambio con el fluido es importante y cuya temperatura de pared se mantiene a la temperatura de admisión del fluido, lo que representa 300 K. sin embargo, a pesar de este intercambio de calor, y la reducción concomitante de la temperatura en final de compresión, la reducción de la potencia mecánica de compresión es muy escasas. Distintos fenómenos pueden alegarse para explicar este punto: la potencia térmica intercambiada en el cilindro de compresión lo está principalmente en la fase de rechazo, lo que no reduce el trabajo de compresión. Además el intercambio de calor en el cilindro aumenta la superficie del cierre negativo en el diagrama (T, s) (69,75,82): la energía consumida para comprimir el fluido atrapado en el volumen muerto del cilindro más bien ya se recupera en la distensión de este volumen muerto que los intercambios térmicos con las paredes son importantes.

En el cilindro de distensión, cuyas paredes se mantienen a una temperatura de 850 K, inferior a la del aire comprimido admitido de 923 K, él constatan que en todos los casos, las transferencias de calor tienen un efecto negativo: cualesquiera que sean las correlaciones en cuestión, cuando se consideran las transferencias de calor, la potencia indicada proporcionada por el cilindro de distensión es siempre inferior a la potencia indicada obtenida en el caso adiabático. Así pues, al mismo tiempo que globalmente, la potencia térmica proporcionada por las paredes al fluido de trabajo en el cilindro de distensión es positiva, el efecto negativo de la pérdida de calor en la fase de admisión es preponderante por lo que se refiere a la potencia mecánica. Se puede deducir que una distensión calefacción sólo puede tener interés si se es capaz de mantener las paredes del cilindro a una temperatura muy vecina de la del aire admitido, lo que parece difícil a asegurar a alta temperatura.

Por fin, este cuadro permite constatar que el impacto más importante de las transferencias térmicas debe buscarse no sobre los resultados globales del motor, finalmente bastante poco afectados por las transferencias, cualesquiera que sean las correlaciones en cuestión, pero por supuesto los niveles de temperatura observados en final de compresión y en final de distensión, que difiere sensiblemente bastante de los obtenidos considerando los cilindros adiabáticos, y de los que los valores dependen mucho bastante de la correlación utilizada.

Cuadro 20. Principales resultados y resultados para las correlaciones presentadas.

	Adiabático	Hohenberg	Eichelberg	Woschni	Disconzi	Nu complejo
η_{th}	0,4462	0,4297	0,4251	0,4345	0,4265	0,4393
\dot{W} [W]	573,7	562,2	559,5	567,9	542,8	577,8
P_H [10^5 PA]	3,079	3,050	3,039	3,062	3,021	3,032
\dot{m} [10^{-3} kg.s $^{-1}$]	4,349	4,348	4,362	4,348	4,365	4,331
\dot{w}_c [W]	-518,4	-513,8	-512,42	-515,0	-511,7	-499,7
\dot{w}_E [W]	1092	1076	1072	1083	1054	1077
\dot{Q}_C [W]	0	-102,5	-80,90	-91,10	-41,4	-89,9
\dot{Q}_E [W]	0	120,8	202,5	88,58	57,9	167,5
\dot{Q}_H [W]	1286	1187	1114	1219	1215	1148
T_2 [K]	418,1	394,1	398,3	397,0	406,9	394,2
T_5 [K]	695,4	724,5	743,2	716,2	716,7	733,4

4.4.10 Influencia de la velocidad de rotación

En todos los casos, un aumento de la velocidad de rotación conduce a una disminución del rendimiento indicado (85). En el caso adiabático, eso se justifica por el efecto negativo de las válvulas. Cuando las transferencias térmicas se tienen en cuenta, los rendimientos son más escasos que en el caso adiabático (véase explicación supra) y las cuestas de las curvas de rendimiento son similar a la del caso adiabático, lo que parecería significar que la influencia global de la velocidad de rotación sobre las transferencias térmicas en los cilindros es escasa y no puede detectarse a partir del único rendimiento térmico.

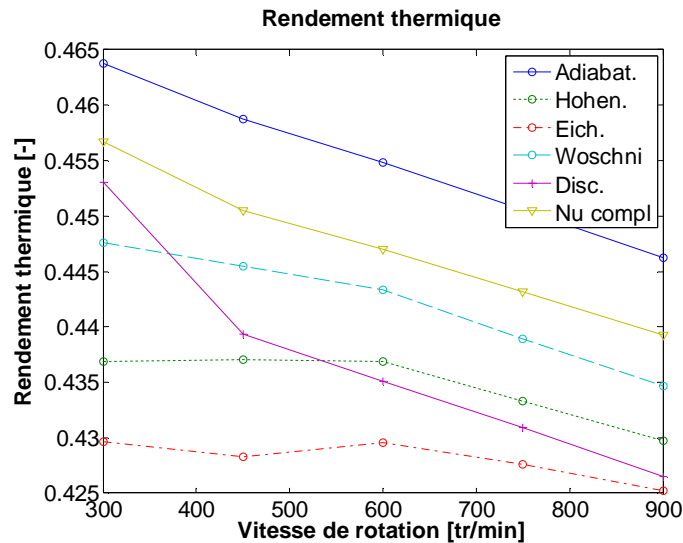


Fig. 85. Rendimiento térmico en función de la velocidad para las seis correlaciones estudiadas.

Lo mismo sucede por lo que se refiere a la presión al calentador (86): en todos los casos, las presiones son inferiores al caso adiabático y las cuestas de las curvas son similar.

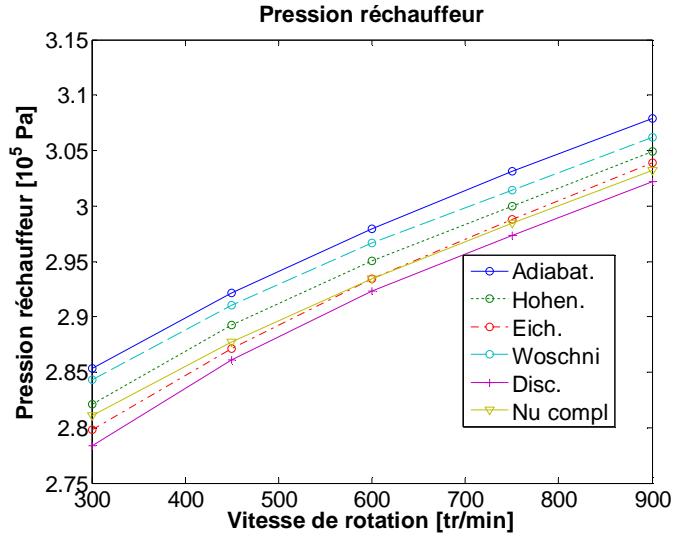


Fig. 86. Presión del calentador en función de la velocidad para las seis correlaciones estudiadas.

Las curvas del Flujos de la masa en función de la velocidad de rotación (87) parecen lineales y confundidas. Sin embargo, cuando se considera la masa de fluido de trabajo por ciclo (87), se constata una disminución de esta masa cuando la velocidad de rotación aumenta. Tal como mencionado anteriormente, según la correlación en cuestión, las transferencias térmicas pueden conducir tanto a un aumento como a una disminución de la masa por ciclo, con relación al caso adiabático. Es interesante tener en cuenta que la cuesta de la curva relativa al caso adiabático es más escasa que las cuestas de los 5 casos restantes. Así las curvas relativas a las correlaciones de Woschni y Hohenberg cruzan las del caso adiabático.

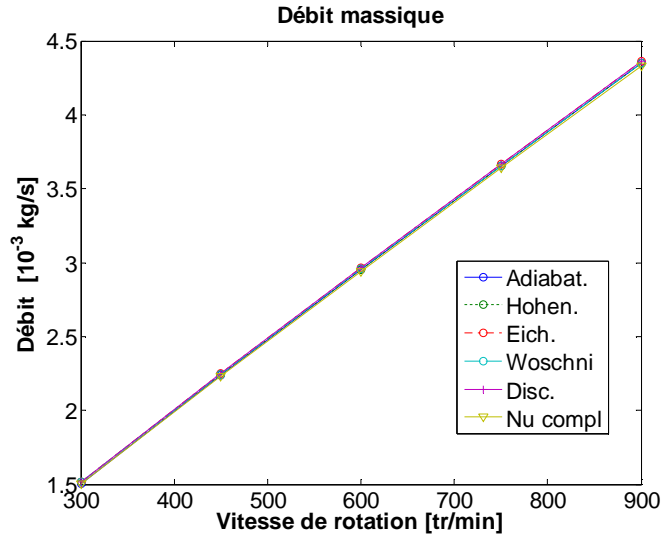


Fig. 87. Flujo de la masa en función de la velocidad y la correlación térmica.

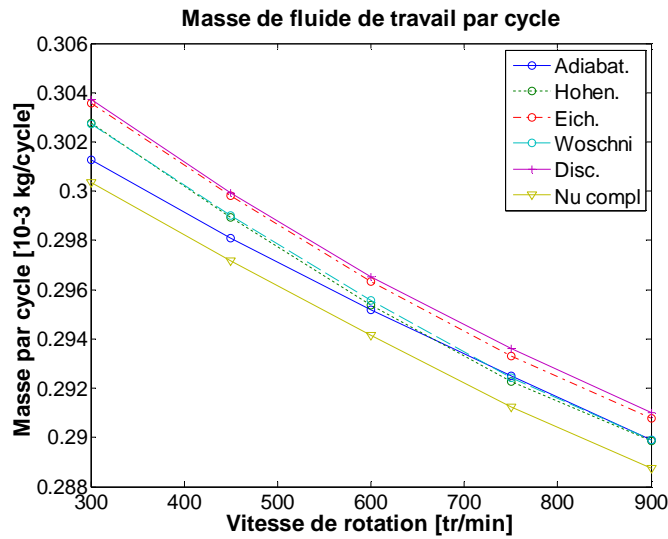


Fig. 88. Masa por ciclo en función de la velocidad y la correlación térmica.

El89 presentan la evolución de las potencias indicadas en función de la velocidad de rotación. Los resultados relativos a la correlación de Kornhauser conducen a una potencia indicada siempre ligeramente superior a la del caso adiabático. Para las otras correlaciones, las potencias indicadas son inferiores, cualquiera que sea la velocidad de rotación. Las potencias más escasas se obtienen con la correlación de Disconzi.

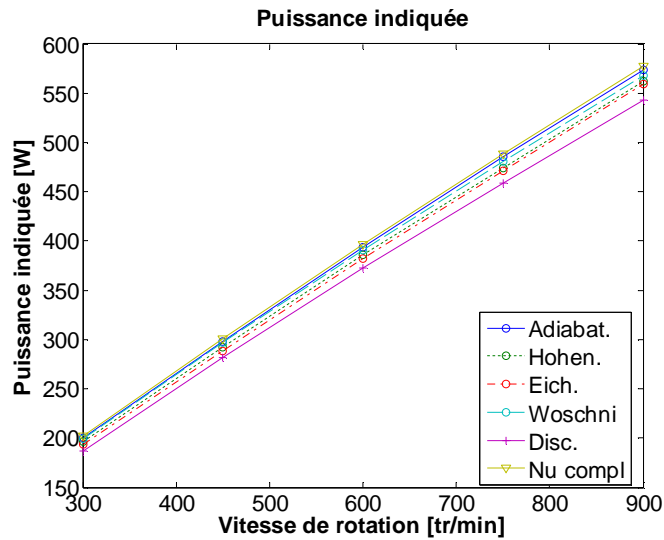


Fig. 89 indicada en función de la velocidad y la correlación térmica.

El 90 presentan el trabajo indicado neto. Este trabajo indicado es inferior al caso adiabático para las correlaciones de Hohenberg, Eichelberg, Woschni y Disconzi. Es superior al caso adiabático para la correlación de Kornhauser, pero, en ese caso, la masa de fluido de trabajo por ciclo es inferior. Como se menciona anteriormente, el producto de estos dos tamaños conduce a una potencia indicada muy ligeramente superior al caso adiabático para la correlación de Kornhauser. Hay que señalar que en todos los casos, incluido el caso adiabático, las curvas de trabajo indicado parecen presentar un máximo, muy plano, para una velocidad de rotación en torno a 600 tr/min. Investigaciones complementarias deberían llevarse para determinar si la razón es una insuficiencia del calado de las válvulas en función de las velocidades de rotación.

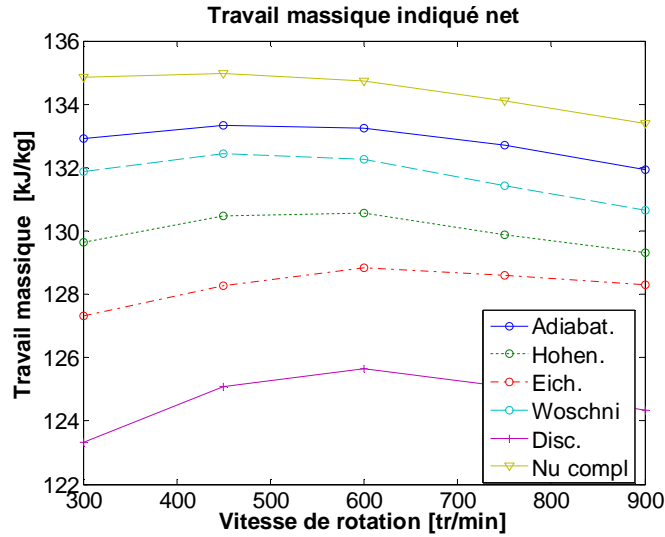


Fig. 90 de la masa indicado en función de la velocidad y la correlación térmica.

El91 presentan la evolución de las potencias indicadas de compresión en función de la velocidad de rotación. En valor absoluto, la potencia mecánica consumida por el compresor aumenta con la velocidad de rotación. En todos los casos, las curvas son casi paralelas, y, en valor absoluto, la potencia de compresión es la más importante en el caso adiabático. Las transferencias térmicas en el compresor tienen pues bien un efecto (ligeramente) beneficioso de reducción de la potencia consumida por el cilindro de compresión.

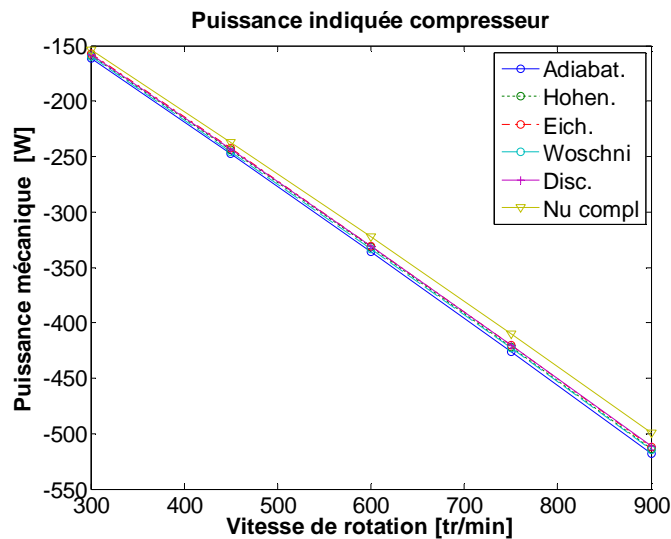


Fig. 91 indicada de la compresión en función de la velocidad y la correlación térmica.

EI92 presentan el trabajo de compresión por kg de fluido que transita en el cilindro a cada ciclo. Se constata aún que en valor absoluto, es en el caso adiabático que la compresión consume más el de trabajo por kg de fluido. En todos los casos, un aumento de la velocidad de rotación conduce a un aumento (en valor absoluto) del trabajo de la masa consumido.

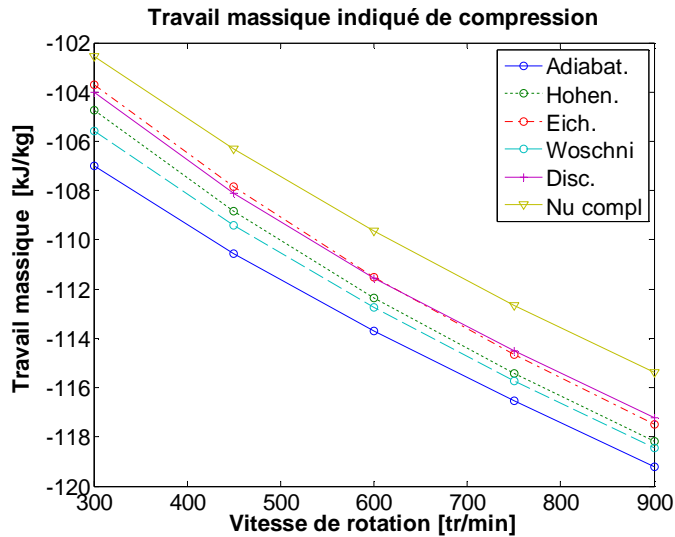


Fig. 92. Trabajo de la masa indica de la compresión en función de la velocidad y la correlación térmica.

EI93 presentan la evolución de las potencias indicadas proporcionadas por el cilindro de distensión en función de la velocidad de rotación. La potencia adiabática entregada por el cilindro de distensión es cada vez mayor en el caso adiabático. Como se menciona anteriormente, el hecho de imponer una temperatura de pared del cilindro de distensión un poco inferior a la del fluido admitido conducido para que las transferencias térmicas en el cilindro tienen un papel globalmente negativo.

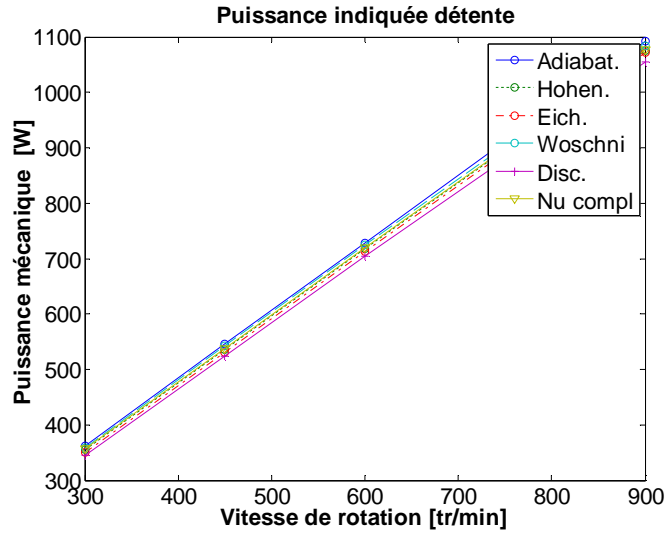


Fig. 93. Potencia indicada del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.

El94 ponen de manifiesto que el trabajo indicado de distensión por unidad de masa es cada vez mayor en el caso adiabático. En todos los casos, un aumento de la velocidad de rotación conduce a un aumento del trabajo de la masa indicado de distensión. Este resultado, que podría parecer paradójico, podría ser explicado por el aumento de la presión al calentador con la velocidad de rotación (86).

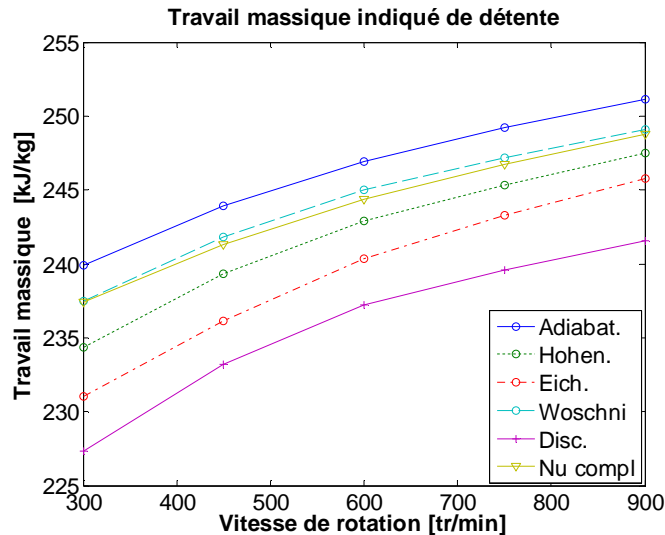


Fig.94. Trabajo de la masa indicada del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.

El95 y96 presentan la potencia térmica y la energía térmica por kg proporcionadas por el calentador (heater). La potencia al calentador aumenta lógicamente con la velocidad de rotación en todos los casos. Las energías por unidad de masa proporcionadas por el calentador son siempre inferiores al caso adiabático cuando se consideran las transferencias térmicas. Esto se debe a un aumento de la potencia térmica transferida en el recuperador, a causa de una temperatura de salida del cilindro de distensión más elevada. El fluido de trabajo vuelve a entrar pues a una temperatura más elevada en el calentador, lo que reduce la energía térmica que éste debe proporcionar para conducirlo a la temperatura nominal de 923 K. en realidad, se desplaza una parte de la energía térmica proporcionada por la fuente caliente del calentador hacia el cilindro de distensión.

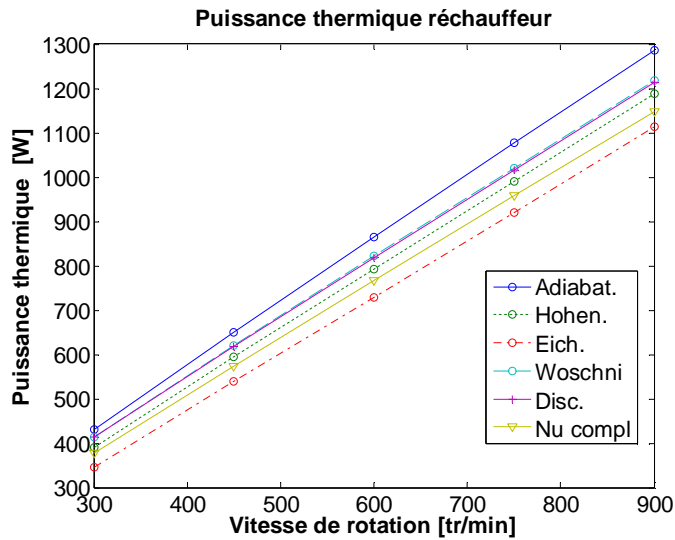


Fig.95. Potencia térmica del calentador en función de la velocidad y la correlación térmica.

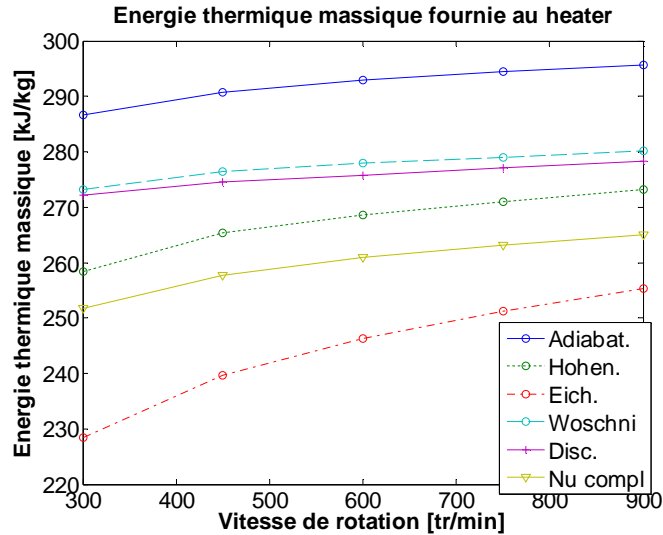


Fig.96 térmico de la masa proporcionado en función de la velocidad y la correlación térmica.

El97 y 98 presentan la potencia térmica y la energía térmica por kg extraída del fluido por las paredes del cilindro de compresión. Estos valores son obviamente nulos para todas las velocidades de rotación en el caso adiabático. Cuando las transferencias térmicas se tienen en cuenta, las potencias térmicas extraídas del cilindro de compresión son, en valor absoluto, lógicamente tanto más mayores cuanto que la velocidad de rotación aumenta, pero hay que señalar que la energía térmica extraída por kg de fluido disminuye (en valor absoluto) en todos los casos en función de la velocidad de rotación. Un aumento de la velocidad de rotación tiene dos efectos contrarios sobre el calor intercambiado en el cilindro: una reducción del tiempo de estancia del fluido en el cilindro, y un aumento del coeficiente de transferencia, a causa de velocidades más elevadas. Este último efecto es manifiestamente menos importante que el relativo al tiempo de estancia del fluido en el cilindro.

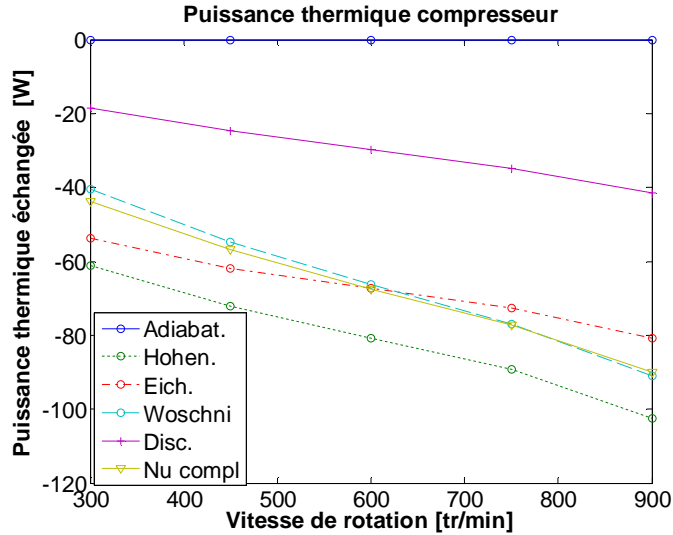


Fig.97. Potencia térmica del compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.

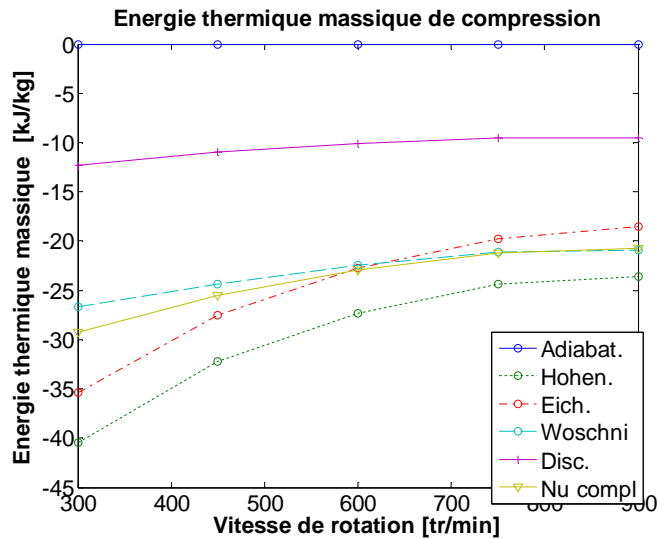


Fig.98. Energía térmica de la masa del compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.

Hay que señalar que la relación de Disconzi es la que conduce a los valores de los intercambios térmicos más escasos. Ahora bien, es la que corresponde mejor a la descripción de los fenómenos de transferencia en el cilindro de compresión puesto que esta correlación se estableció a partir de estudios sobre un compresor alternativo.

El99 y100 presentan la potencia térmica y la energía térmica por kg proporcionada al fluido por las paredes del cilindro de distensión. Estos valores son obviamente también nulos para todas las velocidades de rotación en el caso adiabático. Para las correlaciones de Eichelberg, Hohenberg y Kornhauser, la energía térmica transferida por las paredes a cada kg del fluido de trabajo disminuye con la velocidad de rotación. El efecto del tiempo de la disminución del tiempo de estancia triunfa pues sobre el aumento del coeficiente de transferencia para estas correlaciones. Para la correlación de Woschni, y para la correlación de Disconzi de alta velocidad de rotación, el calor intercambiado con las paredes por kg de fluido parece independiente de la velocidad de rotación. Los dos efectos contrarios de la velocidad de rotación sobre las transferencias de calor parecen pues compensarse casi.

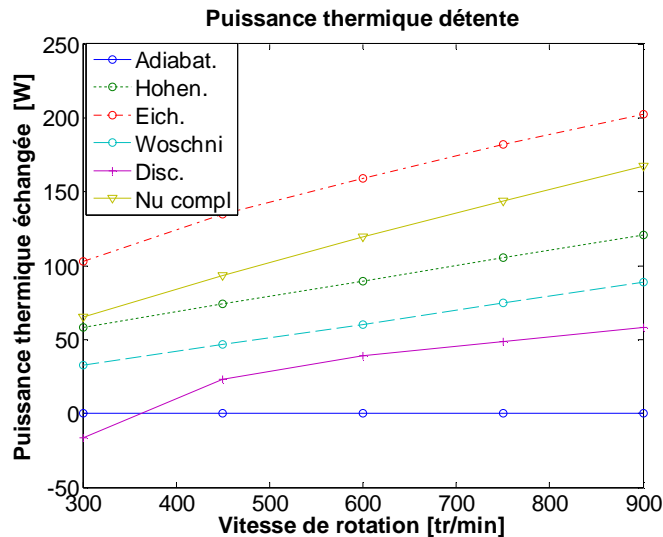


Fig.99. Potencia térmica del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.

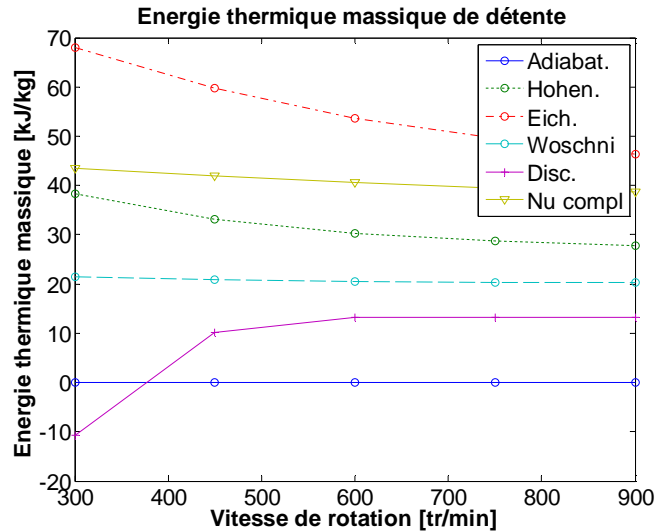


Fig.100. Energía térmica de la masa del reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.

A muy baja velocidad de rotación, la correlación de Disconzi parece poner de manifiesto que es globalmente de la energía térmica que se extrae del cilindro, y no de la energía que se proporciona: la cantidad de calor extraído del cilindro durante la fase de aspiración y el principio de la distensión, cuando el fluido es más caliente que la pared, es más importantes que el calor proporcionado por la pared en final de distensión y durante el rechazo. En todos los casos, las paredes del cilindro proporcionan más calor al fluido de trabajo que no extraen. Sin embargo, es necesario destacar que, por una parte, la precisión de los cálculos obtenida con la correlación de Disconzi es bastante escasa para esta velocidad de rotación, y que por otra parte, la relación de Disconzi no se validó para máquinas alternativas de distensión. Es necesario pues considerar este resultado particular con mucha precaución.

El101 y102 presentan las temperaturas en final de compresión y en final de distensión. Las temperaturas en final de compresión son siempre significativamente más bajas cuando se tienen en cuenta las transferencias de calor en el cilindro de compresión. La correlación de Disconzi, que es la más conveniente para el compresor, es la que preve la reducción más escasa de esta temperatura con relación al caso adiabático. Las temperaturas en final de distensión son más elevadas significativamente cuando se tiene en cuenta las transferencias en el cilindro de distensión. ¡A pesar de una temperatura de pared inferior a la temperatura de admisión del fluido, las divergencias pueden llegar hasta 50 °C a 70 °C cuando se considera la correlación de Eichelberg!

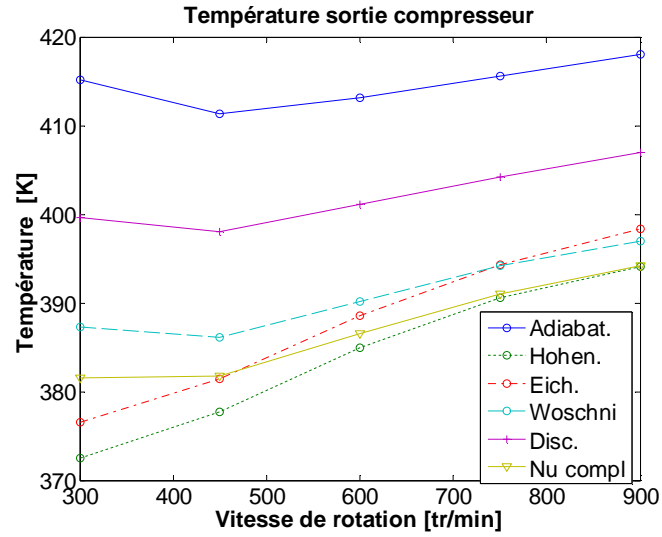


Fig. 101 salida compresor en función de la velocidad y la correlación térmica.

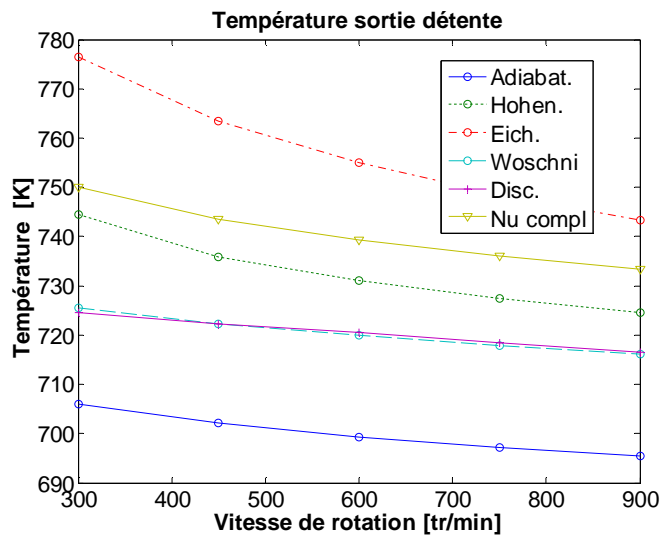


Fig. 102 salida reductor de presión en función de la velocidad y la correlación térmica.

4.4.11 Conclusión general sobre el modelo “intracycle” de las transferencias instantáneas

La influencia de las transferencias térmicas a las paredes de los cilindros de distensión y compresión de un motor Ericsson se estudió considerando 3 correlaciones diferentes para los coeficientes de transferencia salidas de los estudios sobre los motores a combustión interna, y considerando también la correlación de Disconzi establecida para los compresores alternativos, y la correlación de Kornhauser, basada en un número de Nusselt complejo, establecido para los resortes gaseosos. Ningunos de estas correlaciones corresponden completamente a las condiciones encontradas en los cilindros de los motores Ericsson. Resulta de las simulaciones efectuadas que las transferencias térmicas a las paredes pueden modificar significativamente las temperaturas a los terminales del intercambiador recuperador, pero que afectan bastante poco el Flujo, a la presión a la entrada del cilindro de distensión, a la potencia neta y al rendimiento del motor. En las condiciones de simulación en cuestión, con una temperatura de pared del cilindro de distensión de 850 K mientras que la temperatura del aire admitido en este cilindro es de 923 K, no parece pertinente de favorecer los intercambios de calor en el cilindro de distensión. Por lo que se refiere al cilindro de compresión, cuya temperatura de pared se supone mantenida a la temperatura del aire admitido, lo que representa 300 K, aunque la potencia térmica transferida por el fluido a la pared es no desdeñable (aproximadamente de 8 al 20% de la potencia indicada de compresión, según las correlaciones en cuestión), el impacto en la reducción de la potencia mecánica de compresión es muy escaso (inferior al 3,7% en el mejor de los casos!). En las condiciones de simulación en cuestión, el rendimiento indicado no es mejorado por las transferencias térmicas, y la potencia indicada es reducida (de 5,4% en el caso de la correlación de Disconzi a 900 tr/min) para todas las correlaciones, excepto para la de Kornhauser (Nusselt acompleja) dónde aumenta un 0,7%.

Resulta de estos resultados que no es juicioso probablemente pretender favorecer las transferencias térmicas en los cilindros de compresión y distensión de un motor Ericsson, en las condiciones en cuestión en este trabajo.

5. Presentación del prototipo y el banco de pruebas

5.1 El prototipo de motor Ericsson

El prototipo Ericsson que se estudia en esta tesis fue concebido y sido construido por el ingeniero Luc DANDO por la cuenta y a partir de un pliego de condiciones del LaTEP. Se trata de una extensión de un primer prototipo sólo que incluye el cilindro de distensión del motor. Este prototipo del motor completo (103) se suministró en noviembre de 2010 en.



Fig.103. El prototipo de motor Ericsson.

El prototipo se concibió para funcionar a una presión máxima de 300 kPa y a una temperatura máxima de 650 °C. Como el relación de presión es escaso, el trabajo neto producido por el motor, es decir, la diferencia entre el trabajo producido por el cilindro de distensión y el trabajo consumido por el cilindro de compresión, es pequeño con relación al trabajo del cilindro de distensión. Es pues fundamental obtener un excelente rendimiento mecánico. Esta es la razón por la que se eligió una configuración con un único pistón con doble efecto, para minimizar el vínculo mecánico entre la distensión y la compresión. La cara inferior del pistón ejerce la compresión, mientras que la cara superior producido la distensión. Así pues, solamente el trabajo neto se transfiere al árbol. El sistema cinemático elegido es un doble cigüeñal contrarrotatorio (dicho de Lancaster) a la vez por razones de rendimiento mecánico y con el fin de evitar los esfuerzos laterales del pistón sobre la camisa. El103 una vista general del prototipo, mientras que lo104 una fotografía del pistón doble efecto.

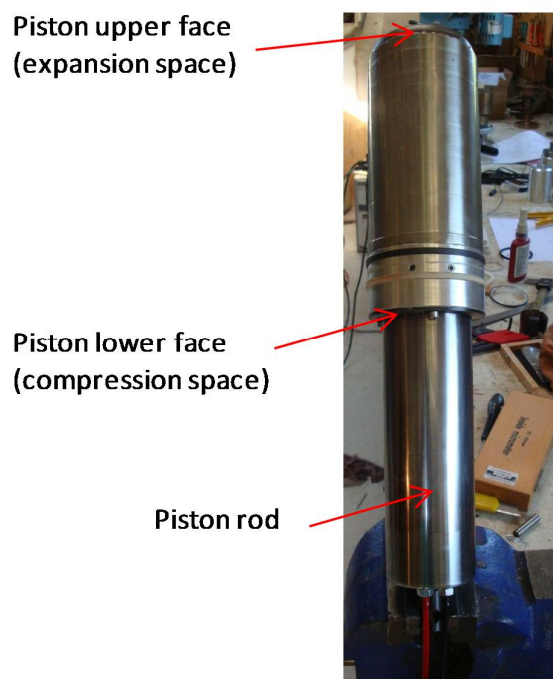


Fig.104. El pistón doble efecto.

Las dimensiones y características principales del prototipo Ericsson se presentan sobre21.

Cuadro21. Características principales del prototipo Ericsson del LaTEP.

	Cilindro de Compresión	Cilindro de distensión
Cilindrada [C.C.]	332,5 (648-315)	648,2
Mandrilado [cm]	8.0	8.0
Vuelo muerto [C.C.]	48	40
Volumen Máximo [C.C.]	380,5	688,2
Diámetro del tronco [cm]	5.58	0
Curso [cm]	12.9	12.9
Biela = 17.4 [cm]	Manivela = 6.1 [cm]	Ángulo PMH->PMB=165.2°

El curso de subida y pendiente del pistón no es simétricos dando el doble cigüeñal contrarrotatorio. Así el curso de pendiente (compresión y distensión) se extiende sobre 165.2° de cigüeñal, mientras que la de subida es más lenta y más dura 194.8°. La distensión en la parte superior del cilindro y la compresión en la parte inferior se desarrolla sobre el curso corto (pistón en movimiento hacia abajo) y se realizan la admisión compresor y el rechazo reductor de presión así como la compresión o la distensión de los volúmenes muertos sobre el curso largo o de aumento del pistón.

El sistema de distribución permite regular el ángulo y la duración del apertura-cierre de cada una de las 4 válvulas gracias a levas ajustables (105 y106). Del mismo modo, las precompresiones de los resortes que mantienen los rodillos de los balancines en contacto con la leva son ajustables. Las potencias requeridas para la impulsión de la distribución, la compresión y la distensión casi simultánea, la admisión y el rechazo de los dos cilindros para una rotación del cigüeñal piden un volante de inercia (en rojo) casi de 80 kg que permita reducir la vibración y estabilizar la velocidad de rotación.



Fig.105. Levas ajustables: vista externa

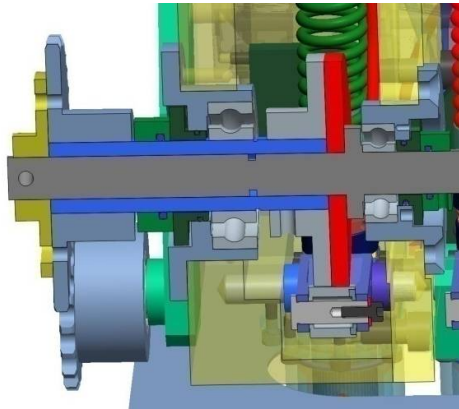


Fig.106. Levas ajustables: corte sobre el eje

Las primeras pruebas que se realizaron con el prototipo revelaron un defecto de estanqueidad de las válvulas del cilindro de distensión. Se introdujeron entonces algunas modificaciones para hacer más rígido la dirección de los troncos de válvula gracias a jaulas a bolas (107) y para evitar el ligero movimiento pendular transmitido por el balancín, gracias a la inserción de un cuchillo entre el balancín y el anillo de la válvula (108). BUSCAR QUE PQSSE PQR QUE PASA

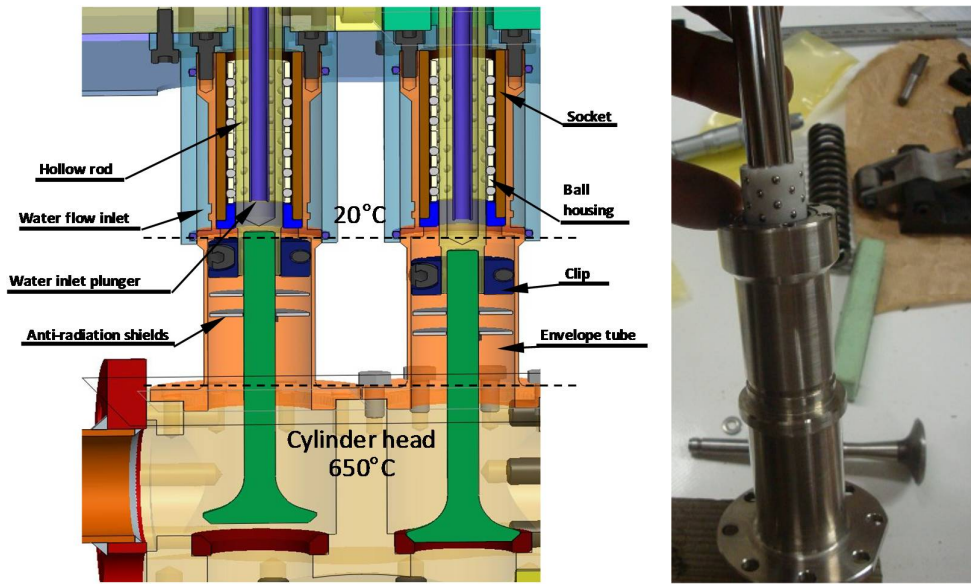


Fig.107. Dirección de las válvulas del cilindro de distensión.

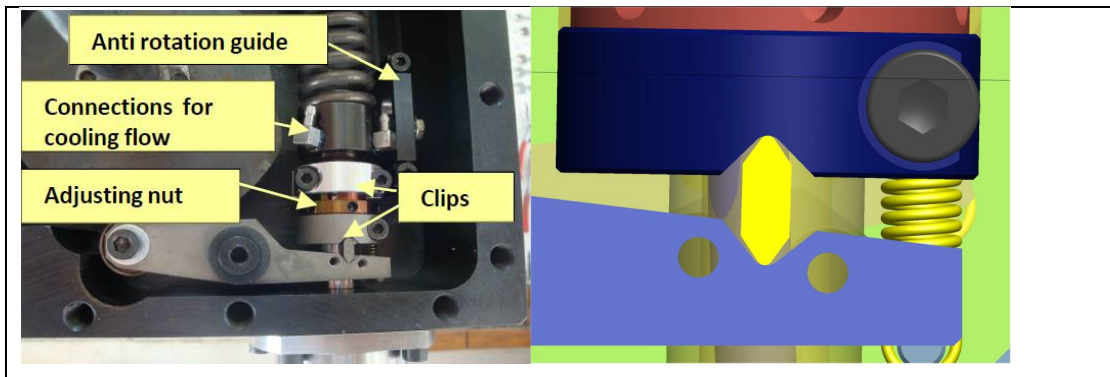


Fig.108. Cuchillo entre el balancín y el anillo de válvula.

Se realiza una circulación de agua en el tronco del pistón y en la parte inferior de la camisa del cilindro, a la vez para mejorar la transformación termodinámica de compresión y aumentar la duración de vida del segmento de estanqueidad (109). La parte superior del cilindro (de la parte de la distensión) es cubierta por material aislante para evitar toda pérdida térmica.

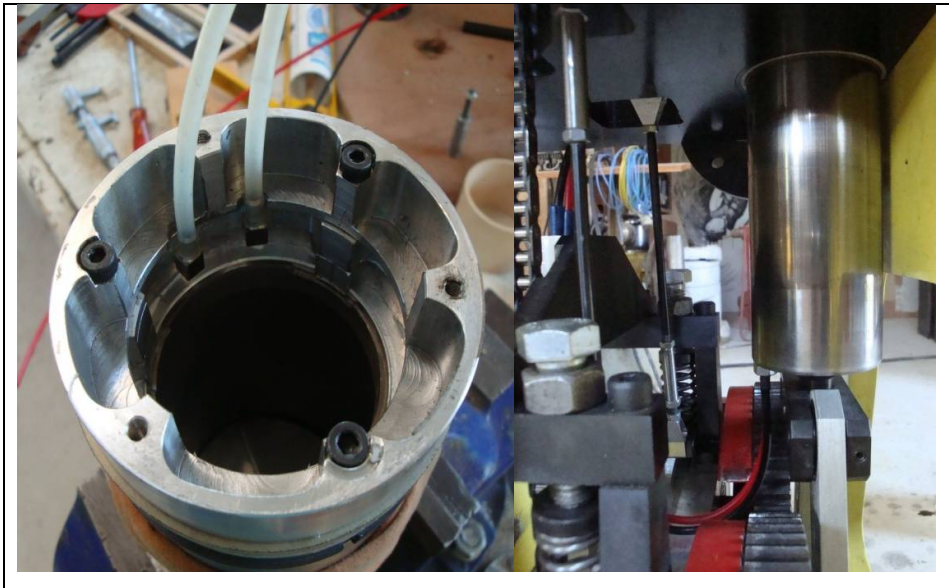


Fig.109. Circulación de agua en la parte inferior de la camisa y en el tronco del pistón.

Se colocan distintos tanques tampones en el circuito de aire del motor, en particular, más abajo de las válvulas de admisión del cilindro de distensión. En efecto, para probar el prototipo, la fuente caliente está constituida por un cartucho que calienta a filamento de marca SYLVANIA de una potencia de 8 kW. Este cartucho, bastante frágil, no puede funcionar sino en presencia de un Flujo de aire mínimo y suficientemente constante. El tanque tampón permite pues reducir las oscilaciones de Flujo generadas por la válvula de admisión.

5.2 El banco de pruebas

El110 del presentan el sistema completo con los distintos elementos del circuito del motor, los componentes del banco de pruebas y la posición de los puntos de medida. Las leyendas de las notaciones que figuran en este esquema se dan en22.

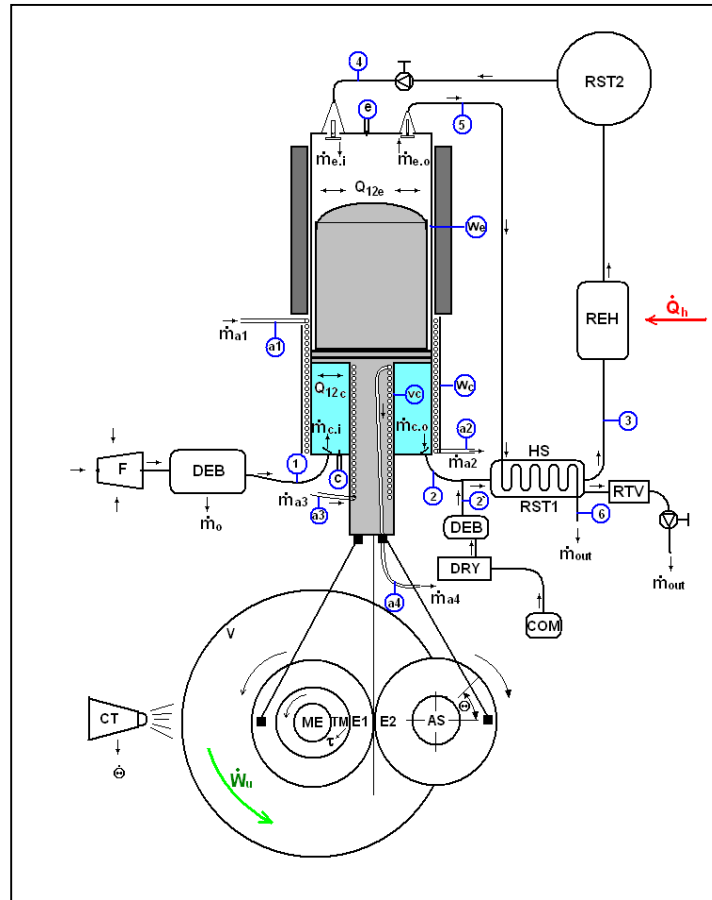


Fig.110 del motor completo con los puntos de medida y las referencias de los componentes.

Cuadro22. Elementos que componen el banco de pruebas.

Ref.	Descripción preñada, órgano o equipamiento	Medida	Unidades y precisión
F	Filtro de aire		
DEB	Flujómetro	\dot{m} (aire)	g/s
C	Cilindro de compresión motriz Ericsson		
HS-RST1	Recuperador intercambiador el Tanque Tampón 1		
REH	Calentador eléctrico. Entrada de calor a alta temperatura.	ΔT	
RST2	El tanque Tampón 1.	ΔT	
E	Cilindro de Distensión motriz Ericsson.	P, T	Bar/100 et °C/10

RTV	REH + RST2		
DRY	Extractor de humedad y aceite del aire comprimido.		
COM	Compresor externo hasta 10 bar.		
Ct	Cuentarrevoluciones óptico.	$\dot{\theta}$	Tps
ME	Implantación motriz eléctrica asincrónica o freno tiene polvo. Entrada o salida de potencia al árbol.		
TM	Dinamómetro numérico.	τ	Nm
AS	Captador Angular.	θ	Grado del volante
V	Volando de inercia		

El aire a presión ambiente se filtra (F) y su Flujo de la masa medido (DEB). Entra por la válvula de admisión (1) en le cylindre de compresión (C). Una vez comprimido y enfriado por las paredes del cilindro, es rechazado por la válvula de rechazo (2) para ser préchauffépar el recuperador (RST1). El aire presurizado y precalentado pasa entonces en el calentador eléctrico (REH) donde alcanza el nivel máximo de energía antes de pasar por el tanque tampón (RST2) y de admitirse por la válvula de admisión (4) en el cilindro de distensión (e).



Fig.111. Filtro a aire y Flujomètre de la masa a la aspiración del cilindro de compresión.

El111 el filtro a aire y el Flujómetro de la masa a la aspiración del cilindro de compresión. Se puede regular el método de medida sobre la caja de mando del Flujómetro según que se quieran medir el Flujo de la masa o la masa acumulada que cruza el aparato sobre un plazo de tiempo dado. La Resolución temporal del Flujómetro está del segundo; la lectura del Flujómetro pues no es efectuada por la central de adquisición rápida. Se observan manualmente los valores medidos e indicados sobre la caja de mando.

La medida de la velocidad del motor se hace por la lectura de un tacómetro óptico dirigido sobre el volante de inercia. La precisión está del décimo de tr/min. Estas lecturas no recuperan por la central de adquisición y debieron ser notéespour cada prueba. Un cronómetro numérico desarrollado localmente y conectado a la central de adquisición permitió automatizar esta medida en las últimas campañas. El motor puede acoplarse o a un freno dinamométrico, o a un motor eléctrico cuando se quiere probar el prototipo en motor implicado. El112 el prototipo acoplado a su motor eléctrico de impulsión. La velocidad de rotación del motor eléctrico de impulsión es regulada manualmente por su cuadro de control. La potencia al árbol transmitida entre el motor asíncrono o el freno y el motor Ericsson se mide gracias al couplemètreinséré entre el eje del volante de inercia y el eje del motor eléctrico o el freno. Se almacena esta potencia se mide y sobre el fichero de datos que la central de adquisición envía al ordenador al final de cada prueba.

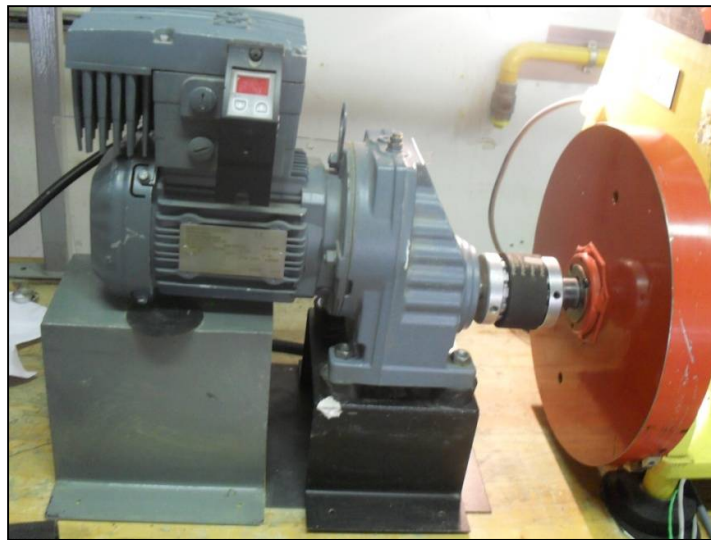


Fig.112 asíncrono acoplado al motor Ericsson en una prueba en motor implicado.

La temperatura de agua de enfriamiento que pasa a través de la camisa y el tronco del pistón del prototipo Ericsson puede controlarse entre 0 °C a 50 °C. El113 de la central de reglamento del agua de enfriamiento. Los segmentos del motor no se conciben para resistir a más de 50 °C; las pruebas se realizaron por lo tanto con una temperatura de pared máxima de 35 °C. El Flujos de agua de

enfriamiento en la camisa de compresión y el tronco del pistón pueden ser ajustados por tornillos de ajuste. Durante las pruebas, pretendimos obtener el a Flujo más grande posible para garantizar que la temperatura de superficie del tronco y la camisa compresor sea similar a la del agua. Pues se quiso reducir lo más posible la divergencia de temperatura del agua entre la entrada y la salida del tronco y el pistón.



Fig.113 de refrigeración del agua de enfriamiento de las paredes del cilindro de compresión y el tronco del pistón.

La posición angular del volante y en consecuencia la del pistón es medirá por un codificador angular instalado sobre uno de los dos piñones del cigüeñal contrarrotatorio (114). Este codeur está conectado a la central de adquisición de datos. Es su señal que desencadena la adquisición de las distintas medidas por la central todos los grados de cigüeñal.



Fig.114. Codificador angular.

23 los distintos elementos del banco de pruebas. El115 presenta una vista completa.

Cuadro23. Síntesis de los elementos del banco y la instrumentación.

Referencia del Instrumento o el equipamiento.	Gama de medida, unidades y Precisión	Variable que debe medirse (RefSchema)
Compresseur Worthington-Creysensac Model DNX 550 PRO	Probado hasta 30mà ³ 11 bar	Por manómetro analógico después del tanque de almacenamiento mide P _{COM} (COM)
Secadero por refrigeración <i>Masteria</i> model MPE 004		(DRY) Ajuste del punto de rocío
Captador de Flujo de la masa. BROOKS instrumento, modelo MF53S	Medida y control hasta 10 g/s. Escala 100 a 1000 l/min. Precisión de 1lt/min de N2 equivalente	$m_a \left[\frac{l}{s} \right]$ ou $\dot{v}_a \left[\frac{l}{min} \right]$ (DEB) corregir

Cartucho que calienta. Osram Sylvania modèle SureHeat JET 074719	Potencia térmica 8kWe. Tmax 770°C, a 330 SLPM	El armario de pedido indica la temperatura de salida T_{REH} . (REH)
Freno tiene polvo FP332. Langlois de 3kW	Velocidad y par max de 1500 tpm y 145 Nm.	Se puede regular la potencia de frenado y medir el par.
Captador de coupler rotatif. Sensel Measurement SM50U	Sobre el principio del puente de Wheatstone; vuelve una tensión que debe convertirse en Nm. 10V->10Nm. Precisión 0.2%	τ_i (TM)
Termopar modelo K	Precisión 0.1 C. Diámetro 0.2 y 0.5 mm. Vuelve valores de MV que deben convertirse en °C o K	T_i
μ Termocouple Tipo K.	Soldados con autógena localmente o comprados. Hijo Chromelallumel de 0,00002 mm. tiempo de respuesta de 0.01s alrededor con el aire.	T_e, T_c
Captador de presión KELLER-DRUK PR23S allí 23SY	Escala de medida de 0,2 tiene 10 bar (relativo), señal de salida de 4 a 20mA. Precisión 0.25%.	P_i
Codificador angular incremental; modèle Baumer GI355	Vmax = 10000 tpm, hasta 6000 lecturas por vuelta.	$\dot{\theta}$

Cronómetro construcción local	Resolución de 1/10000 s	T
Central de adquisición de datos Nacional Instrumentos modelo NI cDAQ 9172	5 modules 2x NI9215, 2x NI9215 y 1 x 9401.	Se recuperan lecturas de presión y temperatura 360 veces por vuelta. No <i>m</i>

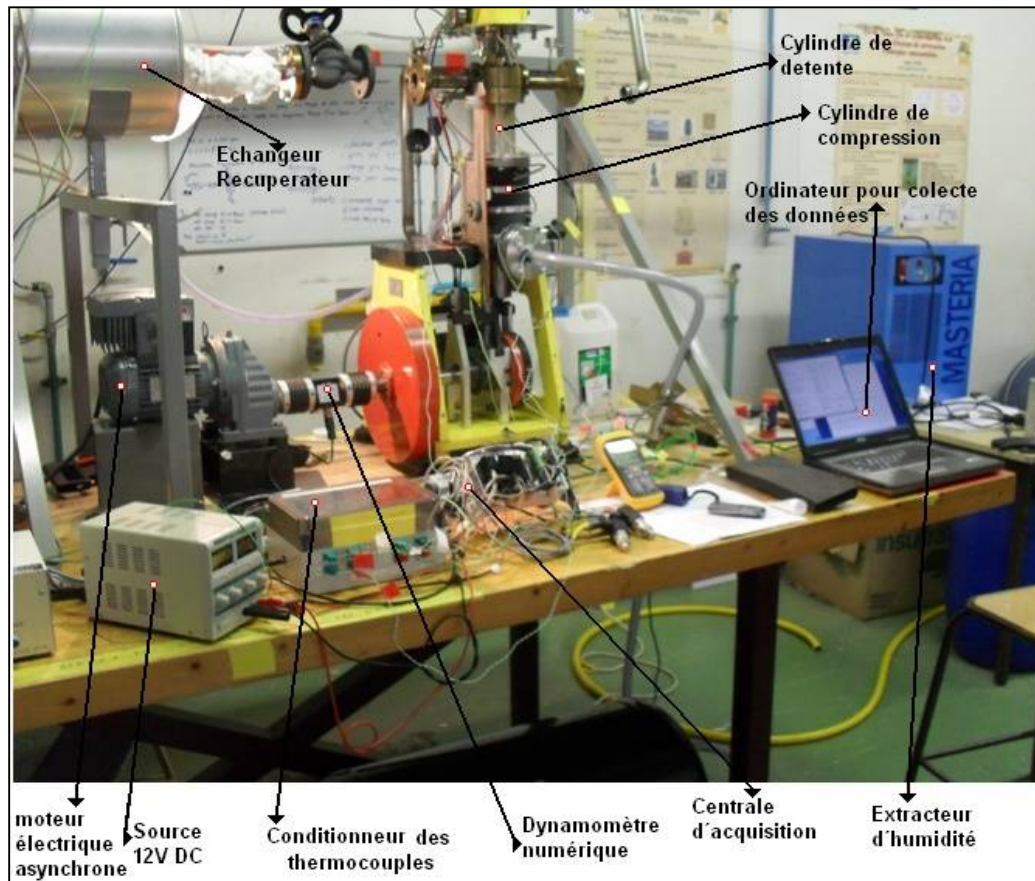


Fig.115. Fotografía del conjunto del banco de pruebas del prototipo de motor Ericsson.

5.3 La adquisición de datos

Los datos de temperatura, presión, posición, y couplesont registrados mediante una central de adquisición Nacional Instrumento (115) sobre un ordenador DELL Latitud D830 por el puerto USB. La central es encargada por el programa “Ericsson” desarrollado por el ingeniero Eric NORMANDIN. En efecto, el programa informático Labview que debía desempeñar esta tarea no permite recuperar los datos a la velocidad requerida.

Cuando se lanza una adquisición, se registran todos los datos durante 100 vueltas de cigüeñal, en razón de una adquisición de todos los tamaños medidos en cada grado de cigüeñal. Los ficheros de datos cuentan con pues 36000 líneas. Es fácil realizar medias de fase sobre los 100 ciclos adquiridos para reducir drásticamente la dispersión. La experiencia puso de manifiesto que para todos los tamaños medidos, una media de fase efectuada sobre 100 ciclos es de sobra suficiente.

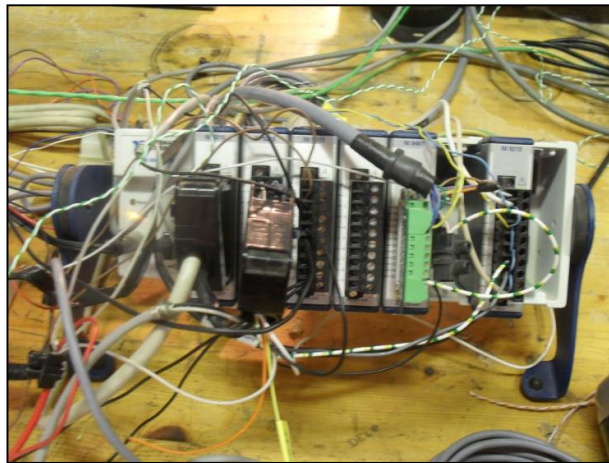


Fig. 116. Central de adquisición y cableado para lecturas de presión, temperatura y posición angular.

La central así como el acondicionador de los termopares se abastecen en 12V C.C. por la fuente ajustable hasta 20V y 3 A.

24. Lista de los puntos de medidas.

Estación	Referencia	Estación	Referencia
A1	Entrada del agua de enfriamiento a la camisa.	4	Antes de la entrada admisión rueda de distensión.
A2	Salida del agua de enfriamiento a la camisa.	e	Interior rueda de distensión.

a3	Entrada del agua de enfriamiento al tronco.	5	Salida válvula de rechazo cilindro de distensión.
A4	Salida del agua de enfriamiento al tronco.	6	Rechazo atmosférico después de recuperador de calor.
1	Antes de la válvula admisión rueda de compresión.	WC	Pared externa del cilindro de compresión
c	Interior rueda de compresión	we	Pared externa del cilindro de distensión.
2	Después de válvula rechazo rueda de compresión.		
3	Salida recuperador de calor.		

5.4 Las distintas campañas de medición

El prototipo completo se suministró en noviembre de 2010. El montaje y la instalación sobre el banco de pruebas para la primera campaña de mediciones se terminaron en diciembre del mismo año. La primera campaña de pruebas - sin medida instantánea de temperatura - se desarrolló de enero a febrero de 2011. Elleamontre que el motor completo es decir, con los cilindros de compresión y distensión operativos, no llegaba a funcionar autónomamente. En efecto puso de relieve problemas de falta de estanqueidad en la válvula de admisión del cilindro de distensión. Las pruebas de medida de temperatura instantánea sobre el compresor comenzaron a finales de junio de 2012 después de varias pruebas y modificaciones introducidas al cilindro de distensión para corregir las fugas. Una tercera campaña de medición pudo efectuarse durante el verano 2013. Se encontraron Números problemas técnicos durante las pruebas, que a menudo requirieron varios meses de inmovilización del prototipo para reparación. En junio de 2015, un nuevo daño se produjo sobre la guía del pistón.

Elabora la lista de los puntos de medida para el montaje de junio-Joule de 2012 y siete 2013 durante la tercera campaña de pruebas.

Cuadro 24. Lista de los puntos de medidas.

Estación	Referencia	Estación	Referencia
A1	Entrada del agua de enfriamiento a la camisa.	4	Antes de la entrada admisión rueda de distensión.
A2	Salida del agua de enfriamiento a la camisa.	e	Interior rueda de distensión.
a3	Entrada del agua de enfriamiento al tronco.	5	Salida válvula de rechazo cilindro de distensión.
A4	Salida del agua de enfriamiento al tronco.	6	Rechazo atmosférico después de recuperador de calor.
1	Antes de la válvula admisión rueda de compresión.	WC	Pared externa del cilindro de compresión
c	Interior rueda de compresión	we	Pared externa del cilindro de distensión.
2	Después de válvula rechazo rueda de compresión.		
3	Salida recuperador de calor.		

5.5 Las distintas campañas de medición

El prototipo completo se suministró en noviembre de 2010. El montaje y la instalación sobre el banco de pruebas para la primera campaña de mediciones se terminaron en diciembre del mismo año. La primera campaña de pruebas - sin medida instantánea de temperatura - se desarrolló de enero a febrero de 2011. Elleamontre que el motor completo es decir, con los cilindros de compresión y distensión operativos, no llegaba a funcionar autónomamente. En efecto puso de relieve problemas de falta de estanqueidad en la válvula de admisión del cilindro de distensión. Las pruebas de medida de

temperatura instantánea sobre el compresor comenzaron a finales de junio de 2012 después de varias pruebas y modificaciones introducidas al cilindro de distensión para corregir las fugas. Una tercera campaña de medición pudo efectuarse durante el verano 2013. Se encontraron Números problemas técnicos durante las pruebas, que a menudo requirieron varios meses de inmovilización del prototipo para reparación. En junio de 2015, un nuevo daño se produjo sobre la guía del pistón.

6. Medida de la Temperatura Instantánea

6.1 Introducción

El objetivo consiste en medir la temperatura instantánea del aire en los cilindros de compresión y distensión durante el ciclo con el fin de cuantificar las transferencias térmicas fluido - pared y validarlas o no las correlaciones de coeficientes de transferencia propuestas en la literatura.

Para la medida instantánea de temperatura varios métodos pueden utilizarse, en particular, de los métodos ópticos como la termografía infrarroja, o de los métodos intrusivos como los termómetros a hilo caliente, el Pt100 o los microtermocuplas.

Los métodos ópticos no se adaptan para la medida de la temperatura del gas en los cilindros. El método más conveniente es el de la inserción de un microtermoacoplamiento. Sin embargo, este método sufre de Números inconvenientes por lo que se refiere a nuestra aplicación:

- Con el fin de tener tiempo de respuesta aceptable, los microtermocuplas deben ser muy finos; son pues difíciles de realizar y eminentemente frágiles.
- A pesar de su finura, su inercia térmica pide generalmente recurrir a métodos de compensación para remontarse al valor 'la física verdadera' de la temperatura de gas que se quiere medir.
- La temperatura de la unión del termopar es afectada no sólo por el fenómeno de transferencia convectivo con el gas en el cual baña, sino también por la transferencia conductora a lo largo de los hijos del termopar y la transferencia radiativa de las paredes muy cercanas.
- La medida es específica e intrusiva. A causa del paso del pistón en el cilindro, los microtermocuplas no pueden insertarse sino en los espacios muertos, no barridos por el pistón, ni por las válvulas o las válvulas. A causa de la especificidad de estos espacios, no

es cierto que la temperatura local del gas al lugar de la inserción del microtermoacoplamiento sea de verdad representativa de la temperatura instantánea del fluido en el cilindro.

- Por la misma razón tecnológica, los microtermocuplas no pueden colocarse sino muy cerca de las paredes, y, en particular, de los tubos de admisión o rechazo de fluido de trabajo, cuyas temperaturas pueden ser sensiblemente diferentes de la de la pared del propio cilindro. Morriesen y AL[104] pusieron de relieve las condiciones singulares de la medida de temperatura instantánea cerca de los tubos de un compresor alternativo. Las temperaturas de pared son “extremas” cerca de los tubos y las sedes de las válvulas o válvulas. Así pues, el tubo de admisión del cilindro de distensión y el tubo de rechazo del cilindro de compresión son generalmente más calientes que el resto del recinto. Las lecturas de temperatura van pues a ser afectadas por esta situación singular pero la geometría interna de los dos sistemas pistón-cilindro no permite colocar los captadores diferentemente que cerca de los tubos.

A pesar de estas dificultades, se le ha decidido realizar medidas por microtermocuplas en los cilindros del prototipo de motor Ericsson. El117 del la implantación de un captador a microtermoacoplamiento (en yema de huevo) en el cilindro de distensión cerca de la válvula de admisión (en verde). El118 del la implantación de un captador a microtermocuplas (en blanco) en el cilindro de compresión en el volumen muerto de la válvula de rechazo (naranja). En el marco de este trabajo, resultados de medida sólo se obtuvieron para el cilindro de compresión.



Fig.117 del sensor de temperatura (yema de huevo) en el cilindro de distensión cerca de la válvula de admisión (verde).

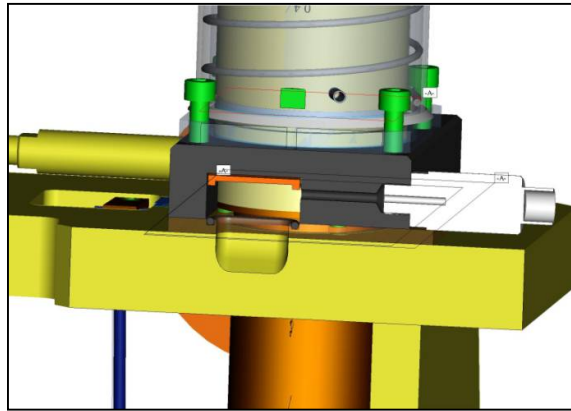


Fig.118 del sensor de temperatura (blanco) cerca de la válvula de rechazo (naranja) del cilindro de compresión.

6.2 Fabricación de los captadores a microtermocuplas

La temperatura instantánea de abordé medida por la instalación de microtermocuplas (μ TC) modelo K de 25 micrones. Pero los métodos de compensación no permitieron obtener resultados explotables de las medidas recuperadas. Los métodos de compensación de temperatura propuestos por Lanzetta y AL,[105] se basan en la adquisición de datos sobre - casi un mismo punto de medida por dos microtermocuplas de tipo K hechos, cada uno, con dos hijos de diámetros diferentes. El Profesor François Lanzetta aportó la tecnología y los “conocimientos técnicos” para la fabricación de μ TC de nuestro estudio de la Universidad de Franco Condado en Belfort. Su laboratorio posee el todo matérielet los conocimientos técnicos necesarios para la elaboración de μ TC hasta diámetros tan finos que $5\mu\text{m}$. La 119 presentan los elementos de un sensor de temperatura de este tipo realizado al laboratorio FEMTO (Belfort) y lo 120 a presentan el captador armado, antes de la inserción en el cilindro.

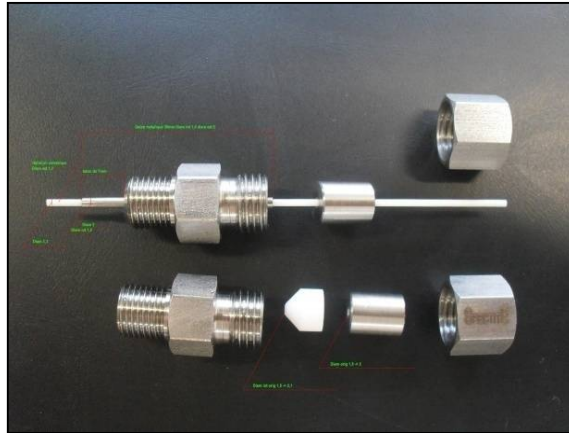


Fig.119 captadores a μ TC.

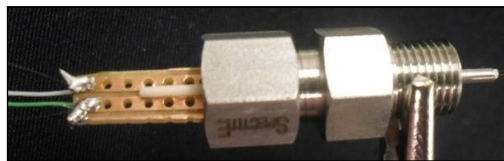


Fig.120 a μ TC armado, antes de la inserción.

Se construyó localmente en Colombia un circuito electrónico artesanal, para permitir la soldadura de los hijos de μ TC por descarga microcondensadores. El 121 presenta este circuito que permitió la elaboración de una media docena de captadores.

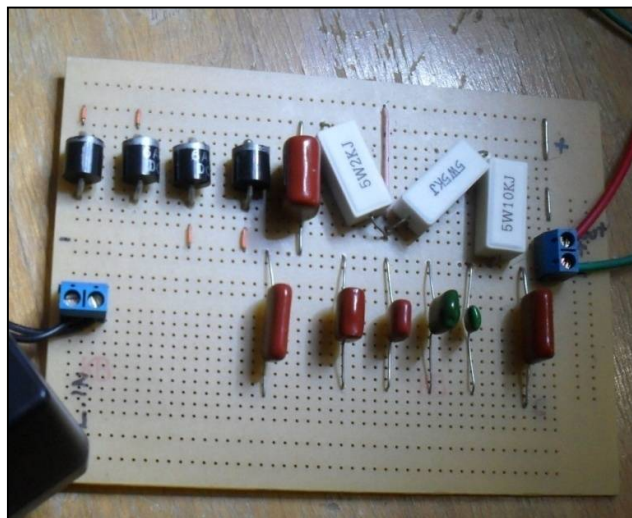


Fig.121. Circuito para la soldadura de μ TC por descarga de condensadores.

Por el contrario a la hora de las pruebas, las delicadas soldaduras superficiales - sin contribución de materia entre los hijos de Chromel y de Aleación de níquel y aluminio, no resistieron a las vibraciones del motor, ni sobre todo a la fuerza de rastro de fluido de trabajo que se ejerce de manera alternada a cada apertura de la válvula de rechazo en el caso del compresor. Las soldaduras realizadas en Belfort nunca han resistido a velocidades de más de 350 tr/min y las realizadas localmente no llegaron a 300 tr/min. Ningunos de estos μ TC nunca han podido ser reparados ya que la soldadura por descarga eléctrica cubre a los hijos de una ligera capa de oxidación que empêche de realizar unenouvelle soldadura duradera en las tentativas de reparación.

Por lo tanto, se hizo localmente sobre Pau de las sondas a μ TC dobles 25 y de 12.5 μ m para las últimas campañas de pruebas. Para dar de la solidez a estos μ TC dobles, se hizo confianza a la empresa OMEGA que propone comercialmente uniones Modelo K construidas con hijos de diámetro 25 μ m y de 12.5 μ m. Sin embargo, su técnica de soldadura recurre al apportde materia lo que permite ganar en solidez, en detrimento del tiempo de respuesta debido de sin tener en cuenta el aumento la inercia. Se pudo comprobar que la soldadura de un μ TC de 12.5 μ m con contribución de materia vendida por OMEGA tiene una respuesta similar a la de un μ TC de 25 μ m hecho sin contribución de materia. Para una misma velocidad de rotación y las mismas condiciones de presión y temperatura de pared, las evoluciones de las temperaturas medidas con del dos μ TCsont casi idénticos

El122 de la y123 de la presentan fotografías de un mismo captador, realizadas con un microscopio electrónico con una ampliación de 40x. La primera fotografía se tomó con enfoque sobre la soldadura hecha sobre los hijos 25 μ m del captador, mientras que la segunda fotografía se concentra sobre la soldadura sobre los hijos de 12,5 μ m.

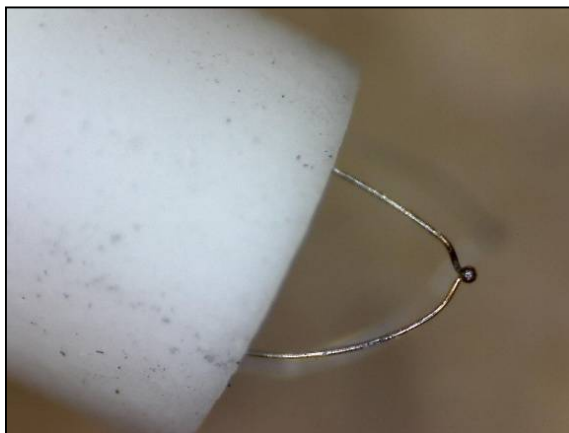


Fig.122 de la unión de los hijos 25 μ m de uno de los captadores hechos.

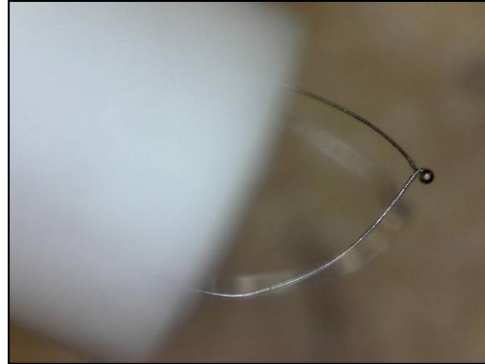


Fig.123 de la unión de los hijos de 12.5 μm del mismo captador.

Distintas sondas a dos μTC de diámetros diferentes se realizaron así a partir de los μTC vendidos por OMEGA. Como el diámetro de la unión de los todos μTC no puede asimilarse al de los hijos, es necesario determinar las características de estas sondas. El número de Prueba biológica mayor que aquél relativo a sondas realizadas sin contribución de materia. El constante de tiempo de cada μTC debe determinarse.

6.3 Estimación del tiempo de respuesta

El tiempo de respuesta de un termopar depende del tamaño de la unión, su conductividad y el tipo de convección al cual se somete. En nuestro caso, termopares se bañan en una comercialización na estacionario. Las condiciones de convección son pues siempre variables.

Un generador eléctrico se establece cuando un circuito formado por dos hijos de dos materiales diferentes es soudéaux dos extremidades. El F.E.M producida es proporcional al ΔT entre los dos puntos de soldadura. Uno de los puntos de soldadura, más fino, si se quiere reducir la inercia térmica, colocarse en el medio cuya temperatura quiere conocerse. Cuando la temperatura del fluido varía en el tiempo, la temperatura del fluido - aire en nuestro caso - es diferente la de la unión o termopar. La inercia térmica genera un defasaje de la temperatura del termopar T con relación_{th} a la temperatura real del gas T . Boutrif_g y Thelliez [106]proponen el balance siguiente para conectar las dos temperaturas:

$$T_g = T_{th} + \frac{\tau \partial T_{th}}{\partial t} + \frac{\lambda_{th} d_{th}^2}{4Nu\lambda_g} \frac{\partial T_{th}}{\partial x^2} + \sum_{paroi} \frac{\epsilon \sigma}{h} (T_{paroi}^4 - T_{th}^4) \quad (6-1)$$

o d_{th} el diámetro de la unión, ϵ el coeficiente de emisividad de la unión, σ el constante de Stephan Boltzmann, λ la conductividad térmica, τ el constante de tiempo de la unión y Nu es el número de Nusselt que caracteriza las transferencias convectivas entre el hilo y el gas que lo rodea.

En la ecuación se tienen en cuenta los tres métodos de transferencia para el balance energético sobre la unión así:

$$\frac{\tau \partial T_{th}}{\partial t} \quad (6.02)$$

representa la respuesta temporal vinculada a la inercia térmica.

$$\frac{\lambda_{th} d_{th}^2}{4Nu\lambda_g} \frac{\partial T_{th}}{\partial x^2} = \alpha \frac{\partial T_{th}}{\partial x^2} \quad (6.03)$$

represente las transferencias conductoras entre la unión y los hijos que componen el termopar, y

$$\sum_{paroi} \frac{\epsilon \sigma}{h} (T_{paroi}^4 - T_{th}^4) \quad (6.04)$$

represente las transferencias radiativas entre la unión y el ambiente que supone la misma temperatura para los elementos circundantes.

De après Gouldin y Millas[107], las transferencias conductoras pueden descuidarse si la relación entre una longitud dicha "fría" y lo distancia entre la unión y el tronco de cerámica es superior a 10. La longitud fría puede calcularse según la ecuación 6-5

$$l_{fr} = \sqrt{\tau \alpha_{th}} \quad (6.05)$$

con:

$$\alpha_{th} = \lambda_{th} / \rho_{th} C_p \quad (6.06)$$

En nuestro caso, las propiedades de los dos termopares Modelo K realizados a partir de los hijos de 12.5 μ m y 25 μ m de Cromel - Alumel telles que dadas por el productor del material se presentan sobre 25 de los.

Cuadro 25 de los hilos de los microtermocuplas.

Materia	Masa volumétrica (g/cm ³)	Calor específico a 20 °C (cal/g °C)	Conductividad térmica a 100 °C (cal.cm/s cm°C ²)	Composición Química %
Cromel	8.73	0.107	0.046	90Ni, 10Cr
Aleación de níquel y aluminio	8.60	0.125	0.071	95Ni, 2Al, 2Mg

Lanzetta[108] explica que un captador no puede caracterizarse desde un punto de vista temporal sino en la situación de su aplicación. 26 presenta las características dinámicas de los microtermopares, es decir, las constantes de tiempo (el tiempo requerido para alcanzar un 63% del nivel de respuesta requerido) así como las frecuencias de corte correspondientes (banda de transmisión) obtenidas en medio ambiente convectivo libre y puramente radiativo (calefacción láser).

Cuadro 26 dinámicas de las microtermocuplas.

Tipo	diámetro (μm)	Medio ambiente radiativo		Medio ambiente convectivo libre	
		Constante de tiempo τ	Frecuencia de corte (Hz)	Constante de tiempo τ	Frecuencia de corte (Hz)
K	53	80 ms	2	110 ms	1.5
	25.4	30 ms	5	30 ms	5
	12.7	8 ms	20	10 ms	16
	7.6	3 ms	53	5 ms	32

Para nuestros μTC, se considerará un medio ambiente en convección libre y los valores relativos a un diámetro de 25.4 μm para los μTC de 12,5 μm y de 53 μm para los μTC de 25 micrones dado el

tamaño de las soldaduras. En nuestro caso el valor preciso de un constante de tiempo es especialmente difícil de obtener ya que el medio ambiente de los termopares colocados cerca de la culata es no estacionario o no estacionario. El coeficiente de convección depende siempre variable de la velocidad y la turbulencia generada por la comercialización del gas. En nuestro caso el constante de tiempo no es pues constante, sino variable según la apertura o cierre de las válvulas y válvulas. No se establece la compensación de este tipo de situación. **Tagawa un** especialista japonés en la medida de temperatura instantánea - después de su experiencia-a de sugerido la implantación de μ TC de $5\mu\text{m}$ para acercar la temperatura real en el punto de medida y evitar toda compensación.

7. Resultados experimentales

7.1 Tipos de pruebas posibles

Si no había Números problemas tecnológicos que implicaron Números meses de inmovilización del prototipo, uno de los objetivos de este trabajo, además del estudio de las transferencias térmicas en los cilindros, habría sido medir los resultados energéticos globales del motor Ericsson y las de sus distintos constituyentes. Para eso, es posible realizar pruebas según tres métodos diferentes de impulsión. Para incluir los trayectos que sigue el fluido de trabajo según cada uno de estos métodos, es necesario referirse al esquema de 124.

Tipo A o Neumático: Por alimentación con aire comprimido del compresor externo COM tomando como referencia lo 124 el aire a presión sigue la trayectoria

$$\text{DRY} \rightarrow \text{DEB} \rightarrow \text{RST1} \rightarrow \text{REH} \rightarrow \text{RST2} \rightarrow \text{e} \rightarrow \text{5} \rightarrow \text{HS} \rightarrow \text{6} \rightarrow \text{atm.}$$

El aire a presión calefacción o no, suministra trabajo en el cilindro de distensión, lo que hace funcionar el motor en su conjunto. Se puede medir la potencia \dot{W}_{uy} según los sistemas desconectados se puede medir la potencia consumida por la distribución del cilindro de compresión \dot{W}_{dc} consumida por la compresión \dot{W}_c .

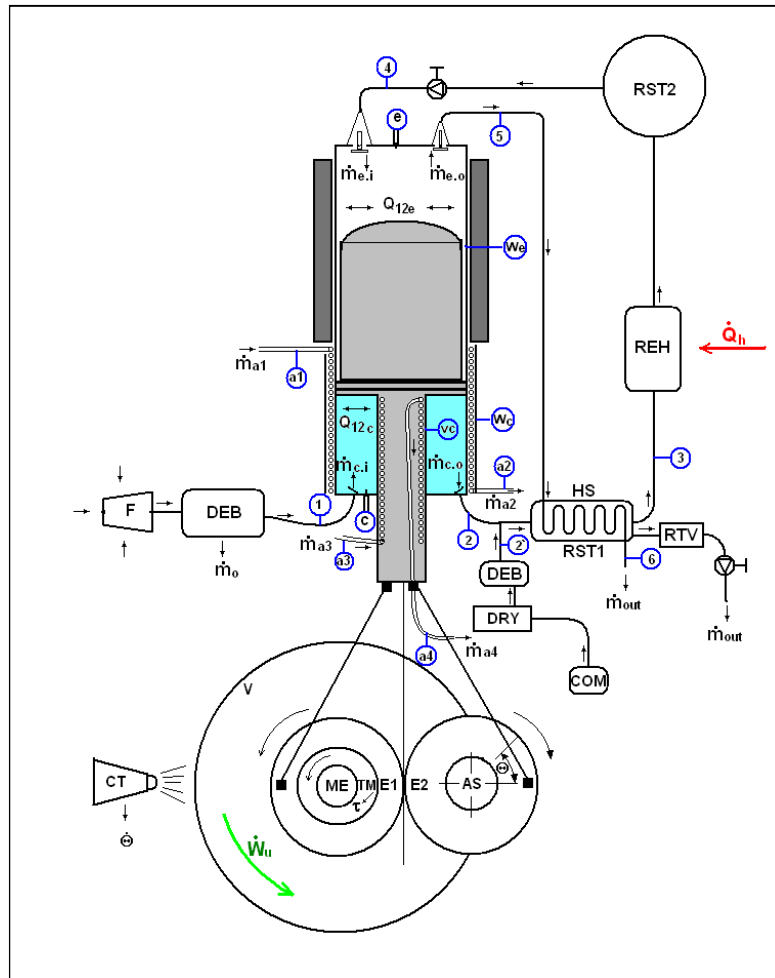


Fig.124. Esquema del prototipo de motor Ericsson.

Tipo B o Mecánica: por impulsión por motor eléctrico acoplado al volante de inercia del prototipo, con el fin de medir por ejemplo la potencia consumida por fricción por el pistón o la distribución del cilindro de compresión \dot{W}_{dc} o de distensión \dot{W}_{de} . Al tomar como base lo124, el fluido de trabajo sigue la trayectoria siguiente si todos los subsistemas requeridos están en comunicación a través de la manipulación de las válvulas:

$F \rightarrow DEB \rightarrow a1 \rightarrow c \rightarrow a3 \rightarrow RST1 \rightarrow a2 \rightarrow REH \rightarrow RST2 \rightarrow e \rightarrow a4 \rightarrow HS \rightarrow \text{válvula} \rightarrow \text{válvula} \rightarrow ATM.$

Para la tercera campaña de pruebas, se pretendió medir la potencia térmica intercambiada en el cilindro de compresión. Con este fin, se desconectó la cadena de distribución del cilindro de distensión, dejando las válvulas de admisión y escape del cilindro completamente abiertas. En esta configuración el cilindro de distensión realiza solamente el trabajo de relleno y purga del cilindro a

partir de la presión atmosférica. Para esta prueba el fluido de trabajo que lo interesa (cilindro de compresión) sigue la siguiente trayectoria:

F → DEB →  → c →  → RST1 → RTV →    

Para esta prueba activó el sistema de control de temperatura del agua destilada de enfriamiento de la camisa WC y del tronco vc. Para este último tipo de prueba se considera el sistema en condición estacionaria cuando la temperatura de pared T_{a1} no varía de más $\pm 1^\circ\text{C}$. Se pudieron realizar medidas con temperaturas de paredes del cilindro de compresión de casi 20°C bajo la temperatura ambiente.

Tipo C o Térmico: cuando el motor funcionará en ciclo completo y que solamente la contribución de calor Q_h será necesaria (124) para obtener la rotación del motor una vez éste empezado. Este tipo de funcionamiento no fue posible con el prototipo dada la ruptura en abril de 2014 del anillo de guidagede el tronco del pistón.

7.2 Plan de experiencias

Aunque existe varias teorías que proponen planes de experiencia para reducir el número de pruebas, la mayoría de entre ellas pide el conocimiento previo del sistema por el experimentador. Tal es el caso del modelo de Taguchi[109] para la selección de los cuadros ortogonales que sugiere. Existe también modelos con permutación de objetos o bloques aleatorios incompletos lo que no se aplica en ese caso.

Nos concentramos sobre los intercambios térmicos en el cilindro de compresión. Aunque considerarse puede que su funcionamiento se asemeja el de los compresores alternativos tradicionales, se prefiere colocar una concepción de experiencias íntegra con base en metodología del plan de experiencias completas a dos niveles 2^k [127], k siendo el número de variables a manejar.

Esto va a permitir comprobar si existe efectos poco significativos y si las interacciones entre estos últimos deben o no tenerse en cuenta de manera más objetiva. Se decidió trabajar con 3 variables, cada una ellas con dos niveles - arriba y bajo - y se define la función objetivo que es el trabajo requerido por el ciclo de compresión. Este trabajo se obtiene del diagrama indicador del ciclo. 27 presenta las variables y la fila de cada una de estas variables.

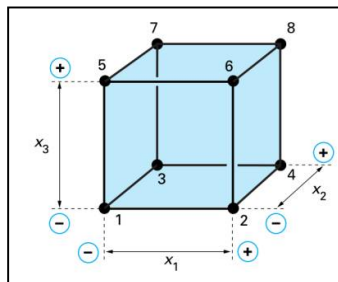
Cuadro27. Valores de referencia del ámbito experimental propuesto.

	Tamaño y unidad	Min (-)	Max (+)
A1	T_{Wc} [°C]	5	25
A2	P_2 [bar-ABS]	1	2,5
A3	$\dot{\theta}$ [tr/min]	300	700

Las variables deben ser todos los alcances a sus datos centrados reducidos donde x para cada caso se encuentra entre -1 y 1 . Esto se hace aplicando la siguiente conversión:

$$x = \frac{A - A_0}{P_{as}} \quad (7.01)$$

Esto permite definir un ámbito tridimensional que será la base o el ámbito de la función objetivo, que en nuestro caso puede ser el trabajo neto por ciclo, el rendimiento o el calor intercambiado en el cilindro de compresión. El 125 la parametrización del ámbito de experimentación en caso de que $k=3$.

**Fig.125** Representación geométrica de una concepción de experiencia a 3 variables y dos niveles.

La función correlación o "objetivo" experimental se expresa del siguiente modo:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + a_{12}x_1x_2 + a_{13}x_1x_3 + a_{123}x_1x_2x_3 \quad (7.02)$$

28 presenta la matriz de cálculo de los efectos.

Cuadro28. Matriz de cálculo de los efectos.

Número de ensayo	a0	a1	a2	a3	a12	a13	a23	a123	y _i
1	+	-	-	-	+	+	+	-	y ₁
2	+	+	-	-	-	-	+	+	y ₂
3	+	-	+	-	-	+	-	+	y ₃
4	+	+	+	-	+	-	-	-	y ₄
5	+	-	-	+	+	-	-	+	y ₅
6	+	+	-	+	-	+	-	-	y ₆
7	+	-	+	+	-	-	+	-	y ₇
8	+	+	+	+	+	+	+	+	y ₈

La somme de la colonne correspondante des réponses divisée par le nombre d'essais (dans ce cas 8) donnera valeur de l'effet:

$$a_i = \frac{1}{n} [\pm y_1 \pm y_2 \pm y_3 \pm y_4 \pm y_5 \pm y_6 \pm y_7 \pm y_8] \quad (7.01)$$

Les signes sont choisis selon le Cuadro précédent pour chaque essai. Le but de l'obtention des corrélations entre les variables par cette méthode est de trouver quelles sont les influences plus ou moins significatives pour continuer à centrer l'essai en variant seulement ces variables-là. Si un effet est nul, cela signifierait qu'il n'existe pas de corrélation entre les variables liées par ce dernier.

7.3 Dificultades encontradas

Como eso se mencionó anteriormente, tanto el cilindro de distensión como el cilindro de compresión se equipó para medir temperaturas instantáneas. Las primeras medidas se realizaron sobre el cilindro de distensión. Sin embargo, rápidamente resultó que, a pesar de las modificaciones introducidas al prototipo tras los trabajos de tesis de Abdou Touré, a las válvulas de admisión y rechazo de este cilindro no eran apretados todavía, y su fuga difícilmente cuantificable. La

interpretación de las medidas de temperatura instantánea realizadas en esta época en este cilindro no era pues posible. Esta es la razón por la que sólo estarán presentes de las pruebas efectuadas sobre el cilindro de compresión.

Se introdujeron numerosas modificaciones al prototipo durante la tesis, que tienen toda necesidad de Números meses de inmovilización del prototipo: mencionemos entre otras cosas un primer paro para intentar volver apretados las válvulas del cilindro de distensión, un segundo paro para reparar una avería debida a la salida del anillo de guía del pistón de su alojamiento, un tercer paro para realizar una modificación pesada de la dirección de las válvulas del cilindro de distensión por jaulas a bolas, un cuarto paro para reparar una avería debida a un recalentamiento de estas mismas jaulas a bolas a raíz de una mala maniobra, por fin, un paro a raíz de un nuevo problema de dirección del pistón...

A estas dificultades vinculadas al propio prototipo se añadieron de las dificultades vinculadas al tipo de medidas que se pretendía efectuar. Ya se mencionó la dificultad de realizar los microtermocuplas y la vinculada a su fragilidad. Se prestó un gran cuidado a la calibración de los microtermocuplas y de sus acondicionadores. Estos últimos se desarrollaron internamente al UPPA para tener tiempo de respuesta corren suficientemente para nuestra aplicación. Tras las primeras pruebas, sus circuitos integrados fueron sustituidos por los más potentes para obtener una mejor precisión sobre el valor absoluto de las temperaturas. A pesar de estas precauciones, como se va a verlo, los resultados de las medidas de temperaturas instantáneas en el cilindro de compresión son difíciles de interpretar, entre otras cosas debido a los inconvenientes vinculados a la medida por μ TC en los volúmenes muertos de los cilindros mencionados en introducción del capítulo anterior. Es también probable que la contribución de materia que los fabricantes de los dos microtermocuplas utilizaron para realizar la soldadura pueda tener un efecto importante sobre las medidas de temperatura, no sólo debido a la inercia térmica añadida sino también debido al efecto de perturbación térmica debida a la propagación de la señal de temperatura en la materia añadida, "insensible", antes de que esta señal alcance la unión " sensible" del termopar.

7.4 Resultados experimentales

7.4.1 Preparación de las pruebas

Todo el TC y los μ TC étéétalonnés antes de las pruebas para asegurarse de la fiabilidad de los datos recuperados. Los procedimientos de determinación de error se realizaron en estática y dieron respuestas aceptables con errores + de 1°C por término medio.

Dos sondas que contenían cada una un μ TC de 12.5 μ m y un μ TC 25 μ m se colocó en los espacios muertos del compresor, en posiciones diametralmente opuestas de la habitación anular de compresión, una dicha “culata”, cerca de la válvula de rechazo (véase el 118 del), otro dicha “tornillo”, cerca de la válvula de aspiración del cilindro de compresión.

Sólo presentaremos aquí los tamaños medidos por el captador de presión y las medidas por los 4 μ TC en diagramas donde estos tamaños se presentan en función de la posición angular del cigüeñal, o en función del valor instantáneo del volumen del cilindro. Recordemos que estos tamaños se adquieren todos los grados de cigüeñal, y que se efectúa una media de fase sobre 100 vueltas consecutivas.

7.4.2 Medidas a 600 rpm, con temperatura de pared a 15 °C

El Fig. 126 presentan los resultados de la medida de la presión instantánea en el cilindro de compresión cuando el prototipo es implicado por el motor eléctrico a una velocidad de rotación de 600 tr/min. La presión se da en función de la posición angular del cigüeñal, el 0° correspondiendo al PMH del compresor (pistón en posición “geométrica” baja, volumen mínimo de la parte del compresor). Se constata que las medidas de presión dan resultados coherentes él definen perfectamente la primera fase de distensión del aire residual encarcelado en el volumen muerto, a continuación la fase de aspiración a presión casi constante, luego la fase de compresión, luego la apertura de la válvula de rechazo, y el brusco reequilibrio de presión con el pleno de rechazo que resulta y por fin el rechazo a presión casi constante. Los efectos acústicos son también claramente visibles en la fase de rechazo, y en una menor medida en el momento del cierre de la válvula de aspiración.

La 127 presentan la misma presión instantánea, pero esta vez en función del volumen instantáneo, en forma de diagrama indicador. Allí aún, los pasos son clásicos y permiten distinguir las distintas fases y comprobar el calado “correcto” de las válvulas de admisión y rechazo.

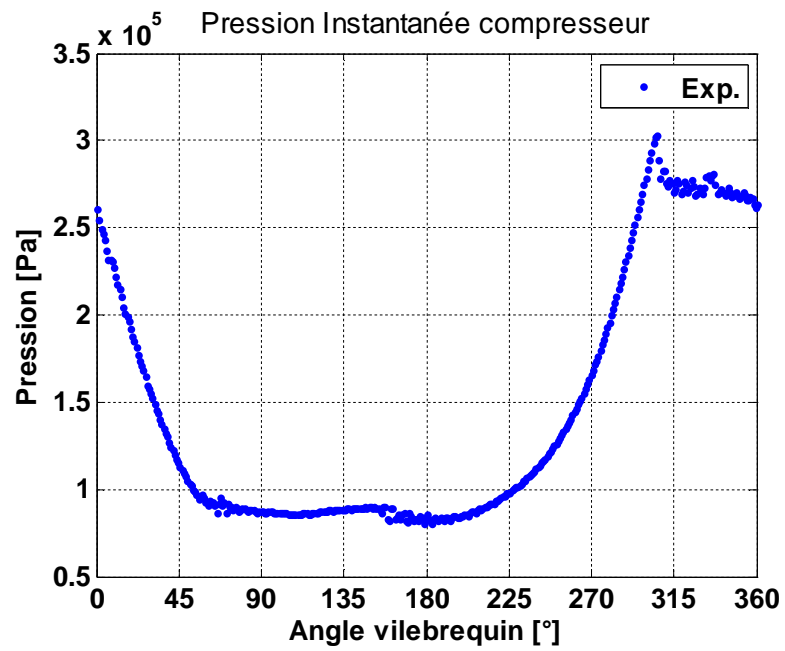


Fig. 126. Prueba compresor a 600tr/min, $T_{paroi}=15^\circ\text{C}$. Presión instantánea.

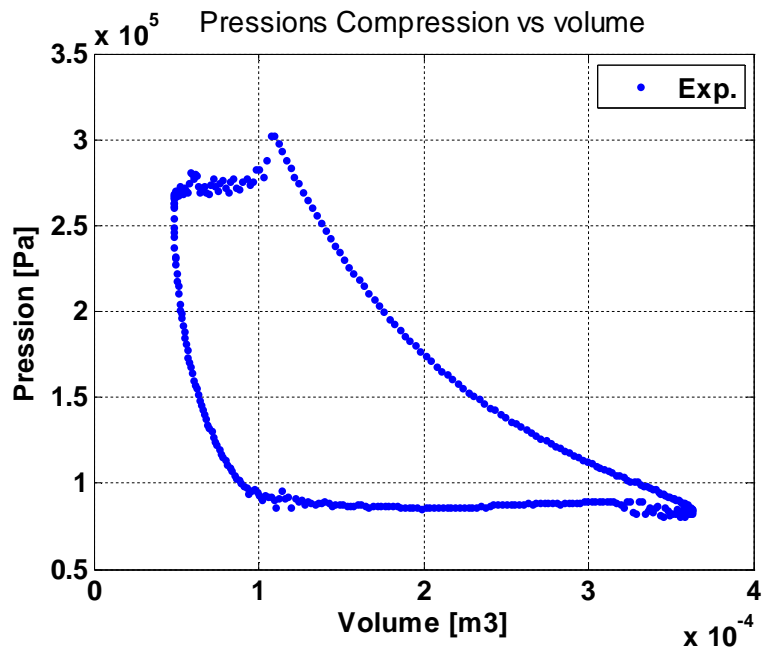


Fig.127. Prueba compresor 600 tr/min, $T_{paroi}=15^\circ\text{C}$. Diagrama indicador.

La 128 presentan las medidas de temperaturas instantáneas adquiridas por el 4 μ TC. Las curvas rojas y azules son relativas a los μ TC “culata”, de la parte del rechazo, mientras que las curvas verde y azul cielo son relativo a los μ TC “tornillo”, de la parte de la aspiración.

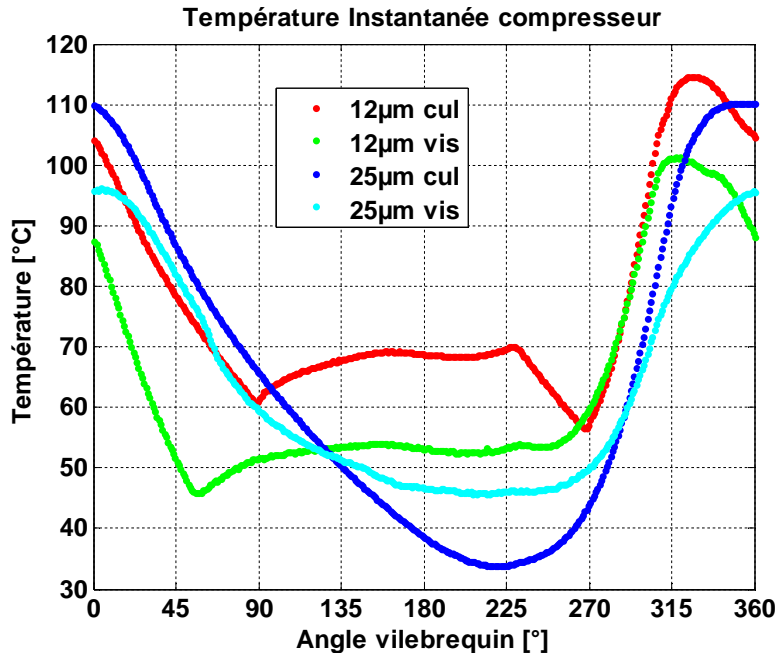


Fig.128. Prueba compresor a 600 tr/min, $T_{paroi}=15^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas.

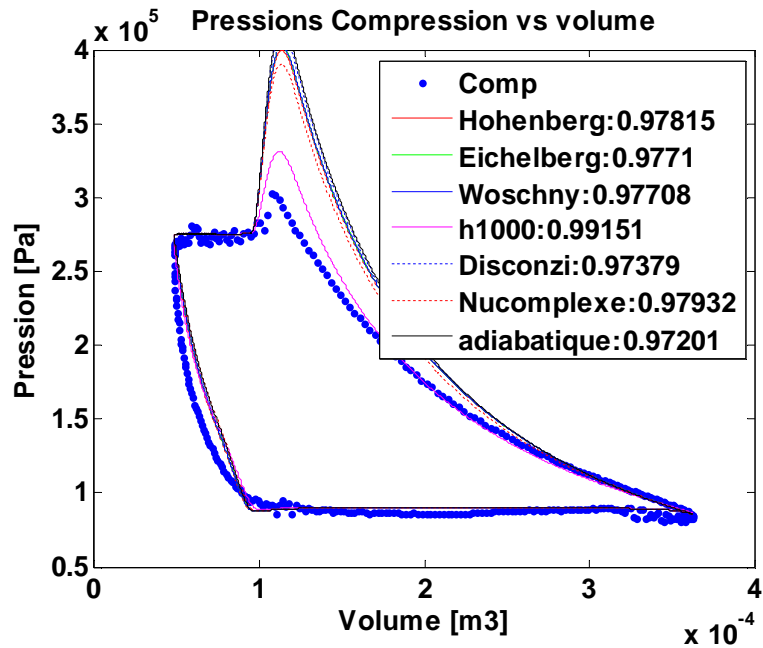
Sin sorpresa, los μ TC de la parte de la aspiración miden generalmente un nivel de temperatura globalmente más abajo que los μ TC de la parte del rechazo. Sin embargo, las evoluciones de las medidas de temperatura parecen difíciles a interpretar. En particular, cuando se considera el 2 μ TC relativos a una misma posición de medida. Así pues, los μ TC “culata” tienen evoluciones que son “contradictorias” durante algunas fases: en la aspiración por ejemplo, se ve la temperatura medida por el μ TC que tiene la mayor inercia térmica seguir cayendo mucho, mientras que la temperatura medida por el μ TC más rápido es casi constante. Las técnicas de compensación usuales no permiten explicar estos fenómenos y remontarse a un posible valor “físico” de la temperatura local del aire. Estas evoluciones particulares de las temperaturas medidas podrían deberse a la naturaleza de las soldaduras realizadas sobre los μ TC, con probable contribución de materia. Del mismo modo, es asombroso constatar que se puede estar incluido en las varias decenas de grados de divergencia entre las medidas de los μ TC situados a proximidad inmediata uno del otro (“tornillo” o “culata”). A causa de la naturaleza muy particular de la localización de las medidas, a proximidad inmediata de paredes no thermostatées y cerca de las válvulas de las cuales hay fenómenos

aérauliquesparticuliers, parece difícil remontarse a una temperatura instantánea media del aire en el cilindro a partir de estos resultados de medida.

La 129 compresor a 600 tr/min, $T_{paroi}=15^{\circ}\text{C}$. Presión instantánea teóricos y experimentales.

Se constata por una parte que todos los modelos dan pasos muy similares para la presión, excepto cuando se considera un enorme coeficiente de transferencia, en cuyo caso la presión máxima es más baja. Se constata también que tanto durante la fase de compresión como durante la fase de distensión, todos los resultados de cálculos predicen valores de la presión más importantes que los valores medidos. Esto nos lleva que piense que cuando las dos válvulas del cilindro de compresión son cerradas, el cilindro podría no ser completamente apretado, fugas pudiendo existir o en las válvulas, o en la segmentación. Recuerdan que la configuración particular del cilindro de compresión hace que se provee de dos segmentos de grandes diámetros: un segmento sobre el tronco de pistón, separando el recinto de compresión del medio ambiente exterior, y un segmento sobre el propio pistón, separando el recinto de compresión de la de distensión. En las pruebas, la cara superior del pistón, de la parte de la distensión, se mantenía a presión atmosférica. En funcionamiento real del motor Ericsson, la presión de la parte de la distensión será obviamente, por término medio, más importante, y la diferencia de presión entre las dos caras del pistón será más escasa. La fuga sobre el segmento de pistón será pues globalmente más escasa.

ElFig130 presentan los diagramas indicadores teóricos y experimental. Se se hace obviamente la misma comprobación por lo que se refiere a la probabilidad de no estanqueidad del compresor.



presentan la presión instantánea experimental sobre la cual se superpusieron las distintas curvas de presión instantáneas teóricas obtenidas a partir de los distintos modelos de transferencias térmicas presentados anteriormente: Hohenberg, Eichelberg, Woschny, Disconzi, et Kornhauser (Nusselt a compleja). Se superpusieron los resultados calculados a partir de un modelo adiabático, y las calculadas considerando un coeficiente de transferencia muy grande y constante ($h = 1000 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}^2)$).

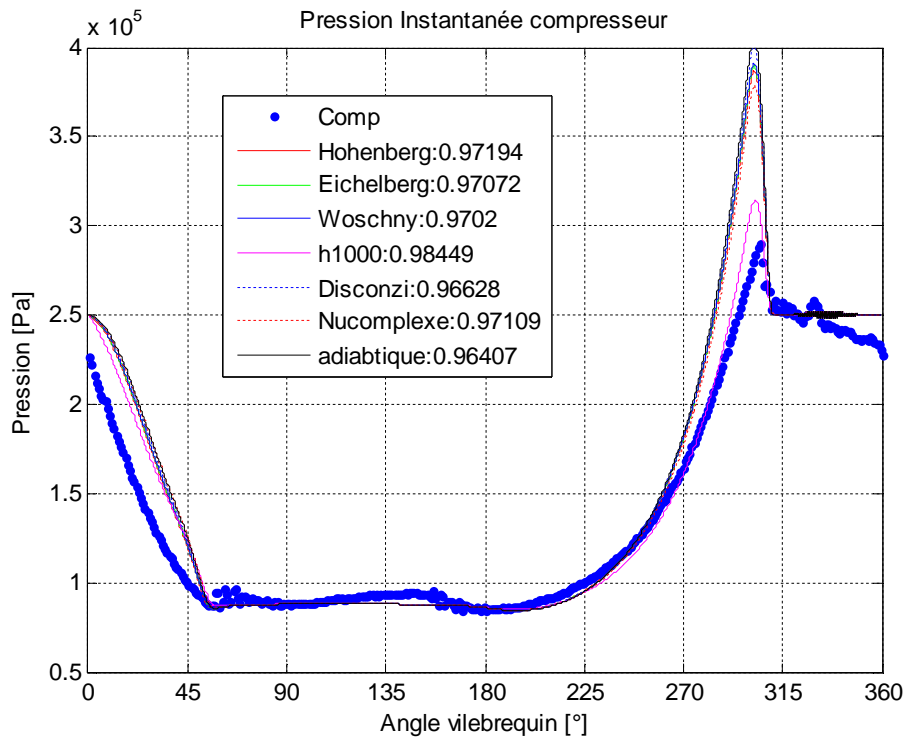


Fig. 129 compresor a 600 tr/min, $T_{paroi}=15^{\circ}\text{C}$. Presión instantánea teóricos y experimentales.

Se constata por una parte que todos los modelos dan pasos muy similares para la presión, excepto cuando se considera un enorme coeficiente de transferencia, en cuyo caso la presión máxima es más baja. Se constata también que tanto durante la fase de compresión como durante la fase de distensión, todos los resultados de cálculos predicen valores de la presión más importantes que los valores medidos. Esto nos lleva que piense que cuando las dos válvulas del cilindro de compresión son cerradas, el cilindro podría no ser completamente apretado, fugas pudiendo existir o en las válvulas, o en la segmentación. Recuerdan que la configuración particular del cilindro de compresión hace que se provee de dos segmentos de grandes diámetros: un segmento sobre el tronco de pistón, separando el recinto de compresión del medio ambiente exterior, y un segmento sobre el propio pistón, separando el recinto de compresión de la de distensión. En las pruebas, la cara superior del pistón, de la parte de la distensión, se mantenía a presión atmosférica. En funcionamiento real del motor Ericsson, la presión de la parte de la distensión será obviamente, por término medio, más importante, y la diferencia de presión entre las dos caras del pistón será más escasa. La fuga sobre el segmento de pistón será pues globalmente más escasa.

El Fig130 presentan los diagramas indicadores teóricos y experimental. Se se hace obviamente la misma comprobación por lo que se refiere a la probabilidad de no estanqueidad del compresor.

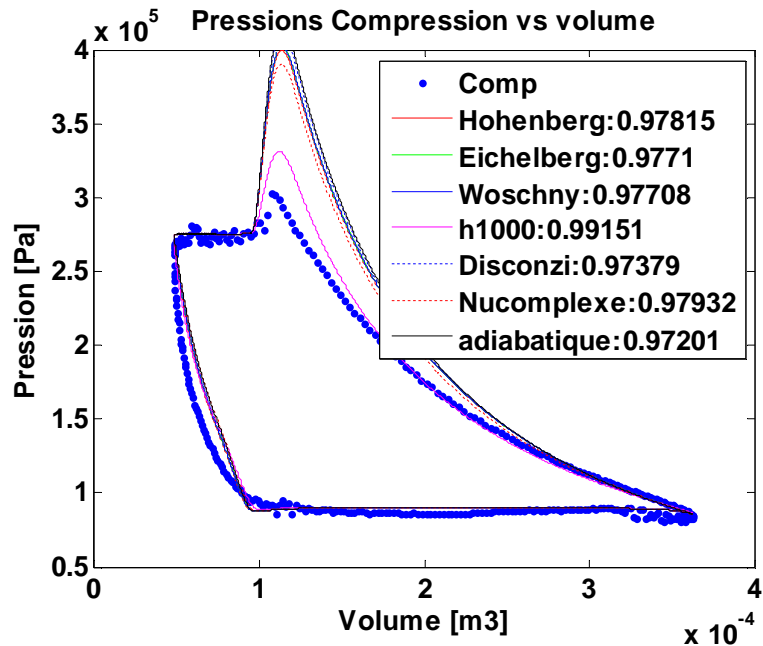


Fig.130.Essai130compresseur à 600 tr/min, $T_{paroi}=15^{\circ}C$. Diagramas indicadores teóricos y experimental.

Este inétanchéité puede ser la causa comercialización de fugas local que pueden producir defortes heterogeneidades de temperaturas alrededor de los puntos de medida.

ElFig131 presentan loa valores de cansancio temperaturas instantáneas teóricas allí experimentales. Se constató que aunque loa pasos teóricos tienen un parecido de semejanza tonto algunas de loa pasos experimentales, cansancio diferenció su importantes. Cansancio amplitudes de cansancio evoluciones teóricas su bien superiores, entre otras cosas porque cansancio amplitudes de cansancio variaciones de presión teóricas su bien superiores también.

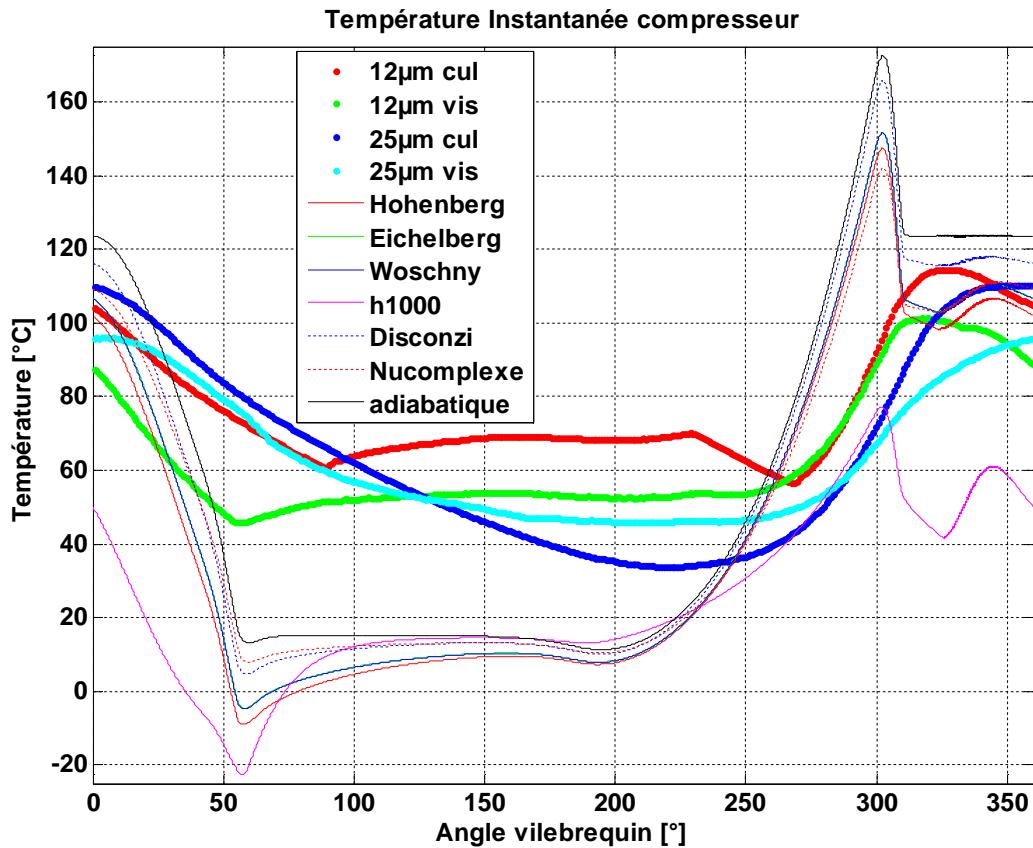


Fig.131.Essai131compresseur à 600 tr/min, $T_{paroi}=15^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas teóricas y experimentales.

7.4.3 Influencia de la velocidad de rotación

El Fig132 presentan la evolución de la presión experimental para una velocidad de rotación de 500 tr/min, mientras que lo Fig133 la misma evolución medida para una velocidad de rotación de 350 tr/min. Se constata claramente que el máximo de presión instantánea en el cilindro disminuye cuando la velocidad de rotación disminuye, lo que acredita la tesis de no estanqueidad de las válvulas y/o segmentos del compresor.

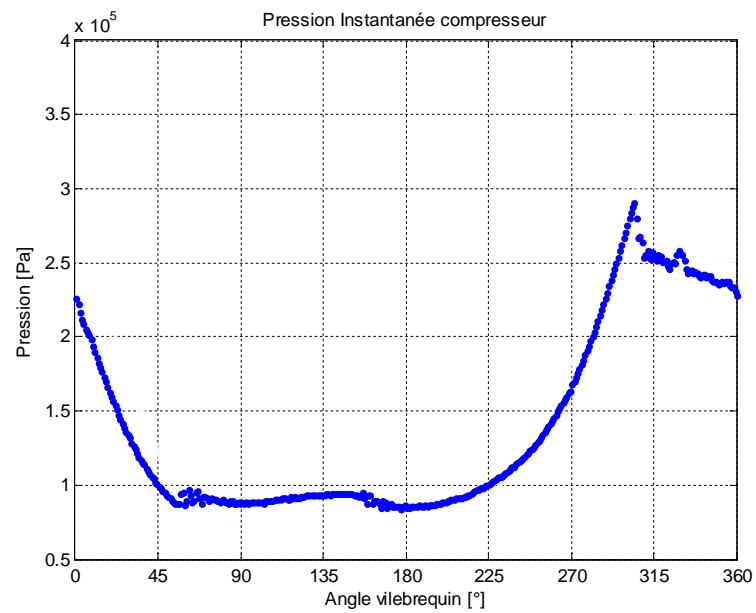


Fig.132.Essai132compresseur à 500 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15^\circ\text{C}$. Presión instantánea.

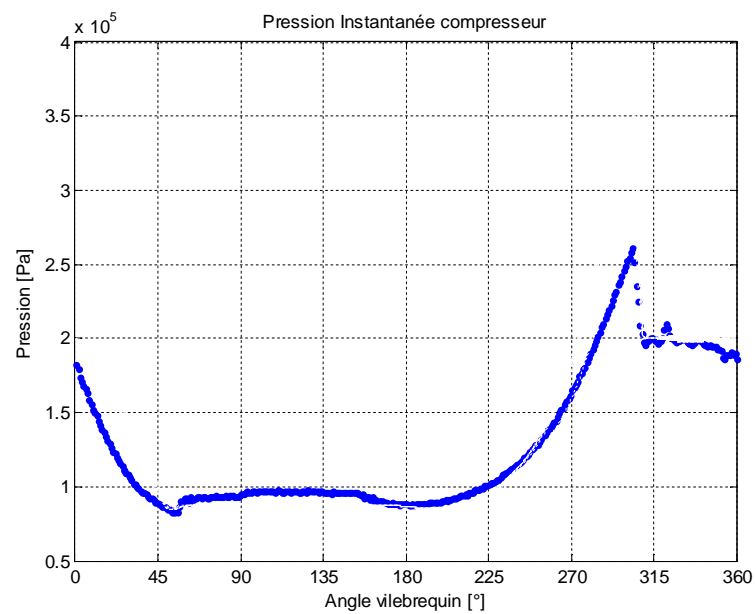


Fig.133.Essai133compresseur à 350 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15^\circ\text{C}$. Presión instantánea.

El134 presentan la evolución de las temperaturas experimentales para una velocidad de rotación de 500 tr/min, mientras que lo135 presentan estas mismas evoluciones medidas para una velocidad de rotación de 350 tr/min.

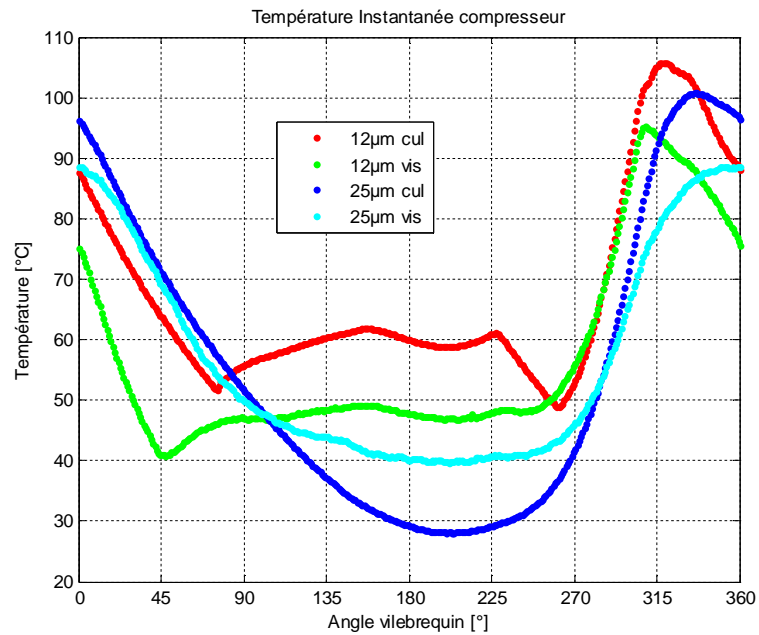


Fig.134 compresseur à 500 tr/min, $T_{\text{paroi}}=15^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas.

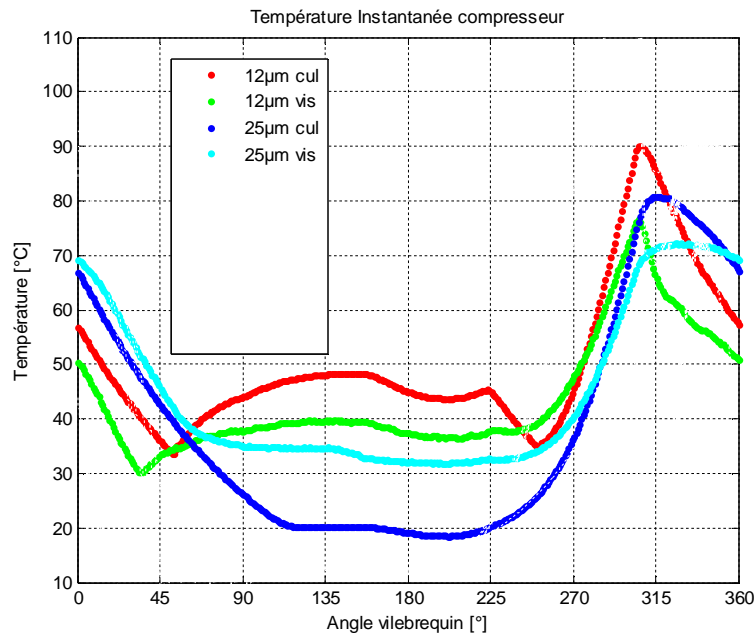


Fig.135. Prueba compresor a 350 tr/min, $T_{paroi}=15^{\circ}\text{C}$. Temperaturas instantáneas.

Se constata claramente que los pasos de las evoluciones de las temperaturas instantáneas son bastante similares, pero que los valores absolutos de estas temperaturas disminuyen mucho cuando la velocidad de rotación disminuye. Tres explicaciones pueden avanzarse para esta observación: la primera es que la presión máxima en el cilindro disminuye a causa de las fugas, cuando la velocidad de rotación disminuye; es pues lógico que la temperatura disminuya. La segunda razón es que los resultados teóricos obtenidos anteriormente (véase 101) predicen que la temperatura en el cilindro disminuye, cuando la velocidad de rotación disminuye. La tercera explicación, probablemente preponderante, es que las temperaturas de las paredes locales alrededor de los puntos de medida son tanto más importantes cuanto que la velocidad de rotación es elevada, a causa de las fricciones mecánicas. Recordemos que las paredes no se enfrían alrededor de los volúmenes muertos, a proximidad inmediata de los puntos de medida. Sólo la camisa y el tronco del pistón son enfriados por una circulación de agua.

7.4.4 Influencia de la temperatura de pared

E136 presentan la evolución de la presión experimental para una velocidad de rotación de 450 tr/min y una temperatura de pared de 10°C . E137 las evoluciones correspondientes de las temperaturas.

Si la influencia de la temperatura de las paredes sobre la presión instantánea es bastante difícilmente perceptible, es visible claramente sobre los valores de las temperaturas instantáneas, que son más bajas cuando la temperatura de pared es más baja. El paso particular de la medida otorgada por el termopar de 12 μm "tornillo", y los valores bastante elevados de temperatura que indica, no pudo explicarse.

EI138 presentan la evolución de la presión experimental para una velocidad de rotación de 450 tr/min y una temperatura de pared de 43 °C. EI139 presentan las evoluciones correspondientes de las temperaturas. Se observa en la presión un paso casi idéntico a la obtenida con la pared más fría pero bastante naturalmente, el máximo de presión en el cilindro es ligeramente superior en el caso de la pared más caliente. Por el contrario las medidas de temperatura dieron resultados significativamente diferentes en función de la temperatura de pared. Los μTC de 25 μm que descendían hasta valores inferiores a 30 °C o 20 °C según su posición, para el caso de 10 °C; no se alejan que de algunos grados a la parte y a la parte inferior de 40 °C para el caso de la pared calentada. Eso muestra pues una influencia no desdeñable de la temperatura de pared sobre el nivel de la temperatura local para los dos sitios. A priori aunque la velocidad de rotación no es la más reducida, el hecho de enfriar la pared, llega a enfriar el aire durante la fase de admisión especial, sino también durante todo el ciclo de compresión. Las evoluciones de los μTC de 12 μm son también sensibles a la temperatura de pared. El colocado cerca del rechazo da una temperatura media más elevada de cerca de 15 °C durante todo el ciclo cuando la temperatura de pared pasa de 10 °C a 43 °C. Para el conjunto de las medidas de temperatura, el aumento de la temperatura medida al final de la fase de compresión es manifiesto.

Sabiendo que todas las medidas realizadas producen una señal cuya amplitud se reduce con relación al valor físico real de la temperatura del aire en el cilindro a causa del efecto de la inercia térmica no desdeñable de las uniones con contribución de materia, se afecta se pueden pensar que las evoluciones de la temperatura media representativa del volumen de compresión de manera significativa por la temperatura de pared. Es así mismo paradójico observar que, como para todas las demás medidas efectuadas, durante la fase de admisión, para las dos temperaturas de pared, de los μTC el fin se registran más de los perfiles convexos mientras que el más grande reparto un paso cóncavo, probablemente siempre a causa de la naturaleza particular de las soldaduras de estos μTC .

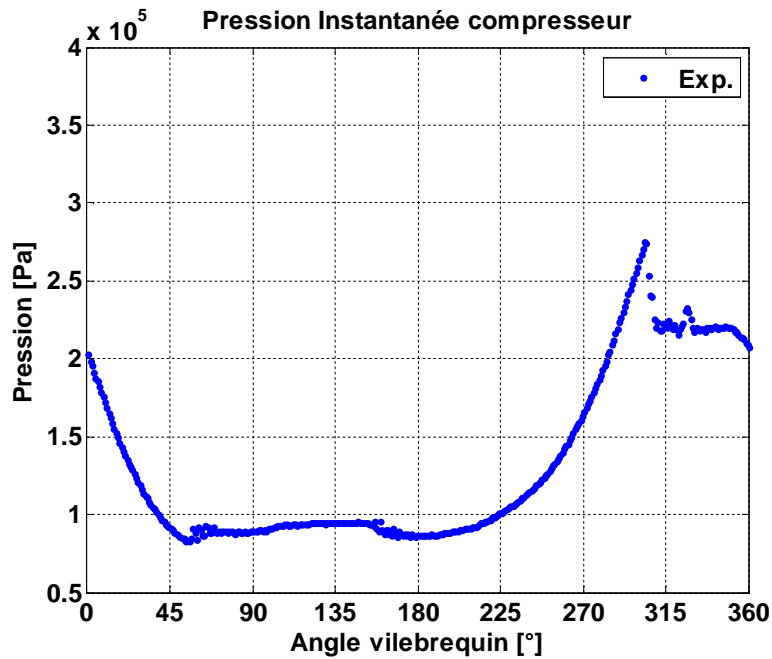


Fig.136 compresor a 450 tr/min, $T_{paroi}=10$ °C. Presión instantánea.

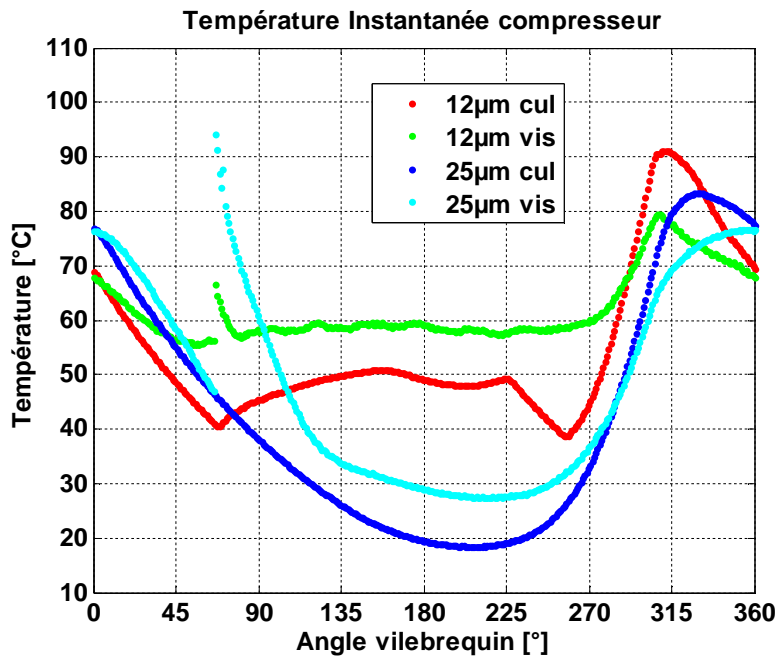


Fig.137 compresor a 450 tr/min, $T_{paroi}=10$ °C. Temperaturas instantáneas.

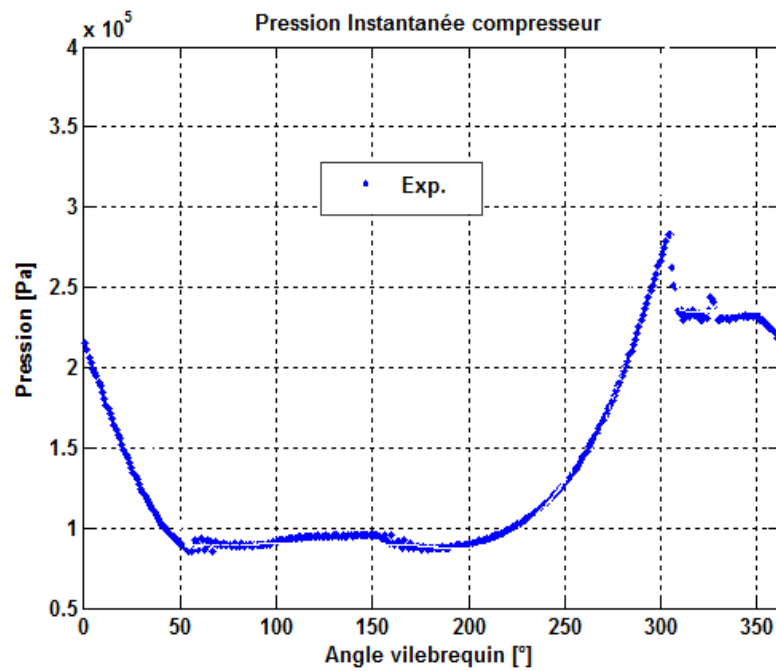


Fig.138 compresseur à 450 tr/min, $T_{paroi}=43$ °C. Presión instantánea.

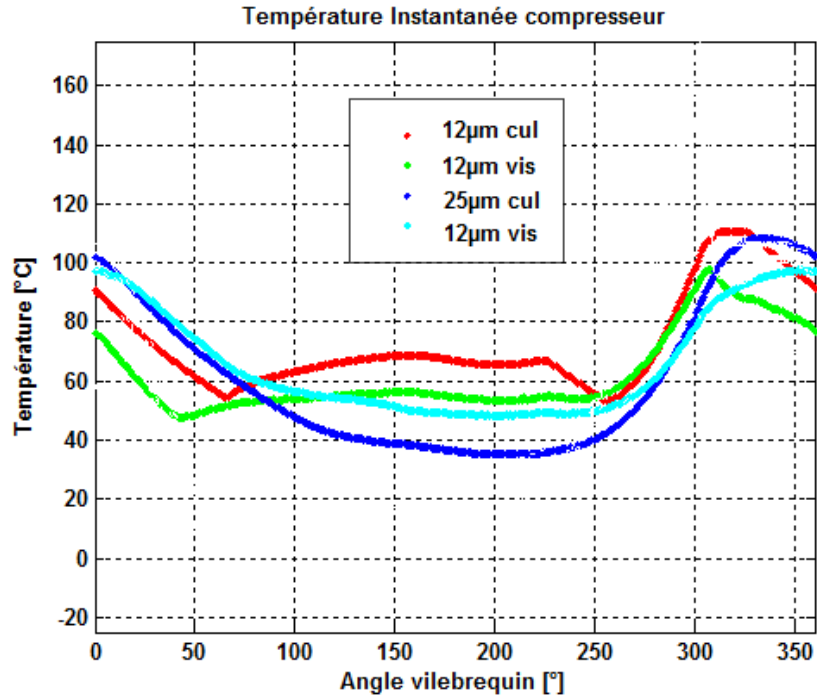


Fig.139. Prueba compresor 450 tr/min, $T_{paroi}=43$ °C. Temperaturas instantáneas.

7.5 Conclusión de las pruebas

Se consagraron una atención especial y mucho tiempo a la realización de medidas de temperaturas instantáneas en el cilindro de compresión. Los resultados obtenidos permitieron obtener información interesante. Sin embargo, a causa de los inétanchéités sospechados del compresor por una parte, heterogeneidades de las temperaturas del conjunto de las paredes del compresor por otra parte, sino también de las localizaciones inadecuadas de las sondas de temperatura y la naturaleza de las soldaduras realizadas por el fabricante sobre los μ TC proporcionados, no resultó posible extraer información precisa sobre una temperatura instantánea global del aire en el cilindro que permitiría determinar la cual correlaciones de transferencia describirían los mejor fenómenos de transferencia térmica en el cilindro.

A pesar de esta situación, las pruebas efectuadas con distintas temperaturas de pared generan efectos que van en el mismo sentido sobre las temperaturas medidas por los μ TC. El enfriamiento o la calefacción de la camisa y el tronco del compresor influencia de manera evidente lo températuredu gas dentro del compresor.

8. Conclusiones y perspectivas

Este trabajo se consagró a un estudio teórico y experimental de un prototipo de motor Ericsson. Este prototipo funciona con el aire como fluido de trabajo sobre la base de un ciclo de Joule a recuperación, en ciclo abierto. Este tipo de motor se da por pertinente para distintas aplicaciones de producción de electricidad de pequeña potencia (como máximo algunos kW o algunas decenas de kW) a partir de distintas fuentes de energía primaria térmica, renovable o no. En particular, este motor se integraría bien en sistemas energéticos sobre electrificación rural a partir de biomasa o energía solar. El primero reprende de este trabajo contabiliza las necesidades de sistemas de conversión de energía de este tipo y las soluciones tecnológicas actuales para responder a estas necesidades. El segundo reprende presenta un estado del arte sobre los motores Ericsson, haciendo hincapié más concretamente en los trabajos actualmente realizados en Francia en este ámbito.

El objetivo principal de este trabajo consiste en evaluar el impacto de las transferencias térmicas en los cilindros de compresión y distensión en los resultados energéticos del motor Ericsson. Hasta ahora, los modelos matemáticos propuestos para estudiar este tipo de motor daban las transformaciones en los cilindros por isentrópicos y adiabáticos y permitían concluir que el relación de presión de funcionamiento óptimo es de 3 alrededor, para un relación de temperatura de 3, correspondiendo al prototipo en curso de desarrollo. Con el fin de determinar si los intercambios de calor en los cilindros pueden tener un efecto significativo - positivo o negativo - se utiliza un doble enfoque, teórico y experimental.

Para abordar la modelización de estas transferencias térmicas, el tercero capítulo contabiliza los trabajos realizados en este ámbito sobre tres tipos de sistemas alternativos que pueden más o menos vincularse con el motor Ericsson: los motores a combustión interna, los compresores a pistón y los resortes gaseosos.

El cuarto reprende presente el desarrollo y los resultados de dos tipos de modelos, un modelo dicho "global", basado en un coeficiente politrópico asociado a cada uno de los cilindros, y un modelo dicho "intracycle" basado en la modelización de las transferencias instantáneas en los cilindros durante el ciclo. El primer modelo, global, aunque simple, ya pone de manifiesto que, si la eficacia del

recuperador es suficiente, los resultados del motor Ericsson pueden considerablemente aumentarse si se favorecen intercambios térmicos negativos en la compresión (compresión enfriada) y que se aísla la distensión (distensión adiabática). El rendimiento puede aún mejorarse en algunos casos si calefacción la distensión para acercarse a una transformación isotérmica pero este tipo de exigencia puede ser tecnológicamente costoso y difícil a aplicar; en la práctica, calefacción la distensión no se justifica vista la escasa ganancia de rendimiento. Más allá de su efecto sobre el rendimiento, las transferencias térmicas en los cilindros tienen también efectos importantes sobre el trabajo producido por ciclo.

El segundo modelo, dicho "intracycle" se desarrolló considerando 3 correlaciones diferentes para los coeficientes de transferencia salidas de los estudios sobre los motores a combustión interna, y considerando también la correlación de Disconzi establecida para los compresores alternativos, y la correlación de Kornhauser, basada en un número de Nusselt complejo, establecido para los resortes gaseosos. Ningunos de estas correlaciones corresponden completamente a las condiciones encontradas en los cilindros de los motores Ericsson. Resulta de las simulaciones efectuadas que las transferencias térmicas a las paredes pueden modificar significativamente las temperaturas a los terminales del intercambiador recuperador, pero que afectan bastante poco el Flujo, a la presión a la entrada del cilindro de distensión, a la potencia neta y al rendimiento del motor. En las condiciones de simulación en cuestión, con una temperatura de pared del cilindro de distensión de 850 K mientras que la temperatura del aire admitido en este cilindro es de 923 K, no parece pertinente de favorecer los intercambios de calor en el cilindro de distensión. Por lo que se refiere al cilindro de compresión, cuya temperatura de pared se supone mantenida a la temperatura del aire admitido, lo que representa 300 K, aunque la potencia térmica transferida por el fluido a la pared es no desdeñable (aproximadamente de 8 al 20% de la potencia indicada de compresión, según las correlaciones en cuestión), el impacto en la reducción de la potencia mecánica de compresión es muy escaso (inferior al 3,7% en el mejor de los casos!). En las condiciones de simulación en cuestión, el rendimiento indicado no es mejorado por las transferencias térmicas, y la potencia indicada es reducida (de 5,4% en el caso de la correlación de Disconzi a 900 tr/min) para todas las correlaciones, excepto para la de Kornhauser (Nusselt a compleja) dónde aumenta un 0,7%.

Resulta de estos resultados que no es juicioso probablemente pretender favorecer las transferencias térmicas en los cilindros de compresión y distensión de un motor Ericsson, en las condiciones en cuestión en este trabajo.

La segunda parte de este trabajo intenta comprobar experimentalmente estos resultados teóricos. El capítulo 5 presenta el banco de pruebas y el prototipo objeto de este estudio mientras que lo reprende 6 describe el método de medida de temperatura por microtermoacoplamiento retención, a

falta de algo mejor, para esta parte experimental. Se destacan los distintos inconvenientes inherentes a esta técnica de medida. Por fin, lo reprende los 7 presente resultados de las medidas de temperaturas instantáneas en el cilindro de compresión e intenta ponerlos respecto a los valores predichos por los modelos. Resulta mientras que las condiciones particulares en las cuales las pruebas pudieron llevarse, con sondas de temperatura colocadas a proximidad inmediata de las válvulas y paredes no enfriadas por una parte, en un compresor incluida la estanqueidad seriamente se ponen en duda por otra parte, no permitieron extraer información realmente cuantitativamente explotable de las medidas de temperatura instantáneas efectuadas.

Las perspectivas que se retiran de este trabajo son distintas. Gracias a la experiencia práctica obtenida durante los trabajos realizados en el marco de esta tesis, está previsto no sólo reparar, sino también aportar numerosas mejoras al prototipo. Se trata en primer lugar de realizar un nuevo sistema de dirección del pistón, más rígido, más eficaz y más fiable. Se trata a continuación de sustituir a las válvulas rotatorias del compresor, que mostraron sus límites, por válvulas clásicas. Se trata por fin de reducir los inétanchéités del compresor.

Los resultados experimentales de temperatura instantánea adquiridos sobre el cilindro de compresión piden aún interpretarse mejor e incluirse. Una nueva campaña de mediciones sistemáticas sería probablemente útil en cuanto el prototipo será de nuevo operativo. Para esta campaña, sería ciertamente útil utilizar otros μ TC, cuyas soldaduras se realizarían sin contribución de materia, a reserva de que los diámetros de hijo son más elevados. En paralelo, sería ventajoso realizar medidas similares sobre el cilindro de distensión. Un enfoque CFD de la comercialización y las transferencias térmicas puede también permitir aclarar el comportamiento particular de las medidas registradas por los μ TC actuales.

Sin embargo, desde el punto de vista teórico, los resultados de esta tesis ponen de manifiesto que por lo que se refiere a los aspectos energéticos de un motor Ericsson a ciclo de Joule a recuperación, las consideraciones sobre las transferencias térmicas no son de verdad preponderantes. Por el contrario, los aspectos relativos a la estanqueidad de los cilindros de compresión y distensión son muy importantes. Sería pues especialmente útil desarrollar modelos que tienen en cuenta las fugas, en particular, a la segmentación, para guiar al diseñador de un motor en sus elecciones tecnológicas: en efecto, la estanqueidad, tanto en la segmentación como en la distribución, puede mejorarse al precio de un aumento de las pérdidas mecánicas. Hay pues un grado que encontrar.

Por fin, se puede pensar que después de las importantes modificaciones que está previsto realizar a raíz de la última avería, el LaTEP dispondrá de un motor operativo. Las medidas de temperatura instantánea deberían poder acoplarse a medidas que permiten una evaluación de los resultados

energéticos globales del motor. Las deberían permitir comprobar experimentalmente el interés de esta tecnología para aplicaciones de producción de electricidad de pequeña potencia.

A. ANNEXE

La transition énergétique en France

Après le séisme (tsunami) de 2011 de la côte Pacifique du Tōhoku et ses retombées sur la centrale nucléaire de Fukushima, il est apparu à une partie de la population que l'énergie nucléaire impliquait de véritables risques pour la société, spécialement la société française. La France comptait, en 2012, 58 réacteurs dans 19 centrales réparties sur l'ensemble de l'hexagone [1]. En même temps, la France n'est pas un pays exempt de risque sismique [2] et sa petite taille par rapport à sa densité humaine, ne lui permettrait pas d'évacuer aisément les populations en cas de fuite radioactive (due à un accident nucléaire). La Fig. 140 **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**[113] muestra les zones sismiques en France en 2011.

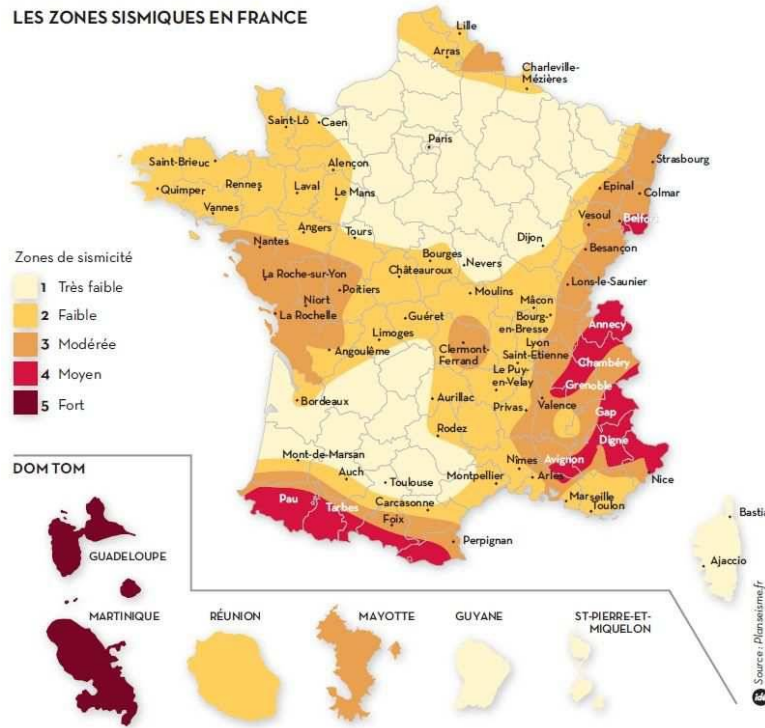


Fig. 140. Zones sismiques en France.

La Fig. 141[1] muestra la carte des centrales nucléaires en France en 2012.

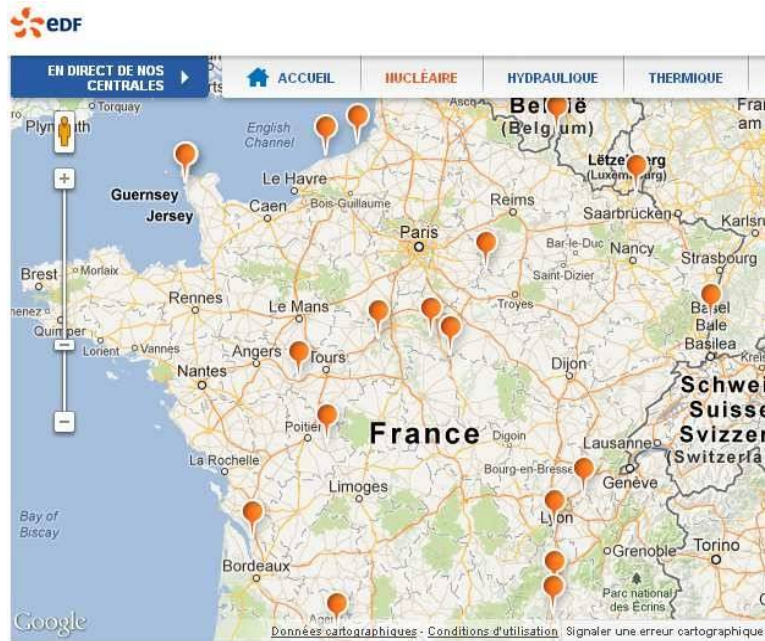


Fig. 141 Réacteurs nucléaires en France en 2012.

Certaines villes sont situées près des centrales nucléaires placées sur des zones de risque sismique. C'est le cas de Mulhouse, Belfort, Grenoble ou encore Valence. Si l'on considère la carte du Bureau de Recherches Géologiques et Minières – BRGM cité sur le site Actualix [4] – Poitiers, Lyon et même Genève sont à la limite des zones à risque de séisme majeur - « modéré », - près des centrales nucléaires.



Fig. 142. Communes avec un risque de séisme majeur.

Depuis les événements survenus au Japon, de plus en plus de français considèrent que le prix à payer, en cas de catastrophe, serait trop élevé; pour ne pas avoir voulu remplacer partiellement ou définitivement l'énergie nucléaire lorsqu'il en était encore temps.

Depuis 2013 l'état français a ouvert le débat sur la transition énergétique (<http://www.transition-energetique.gouv.fr>). Il en ressort que la société française est dorénavant plus ouverte quant à l'utilisation d'autres sources d'énergie pour satisfaire les besoins énergétiques et réduire la dépendance tant de l'énergie nucléaire que des carburants fossiles. Même si des efforts de réduction de la facture énergétique doivent aussi être faits, la France a des ressources renouvelables pas toujours bien gérées, ou tout au moins sous utilisées. Elle peut, par exemple, avoir recours à une utilisation raisonnable de ses énormes réserves de bois – la troisième plus grande ressource d'Europe, voir Fig. 143 [5] – et de la biomasse issue de la production agricole et en même temps profiter de l'ensoleillement disponible, notamment sur la côte méditerranéenne et les Pyrénées, comme le muestra la Fig. 144 [6]. Ces trois sources d'énergies renouvelables peuvent être

valorisées à travers l'hybridation (solaire-biomasse) d'un moteur Ericsson, comme celui étudié dans cette thèse.

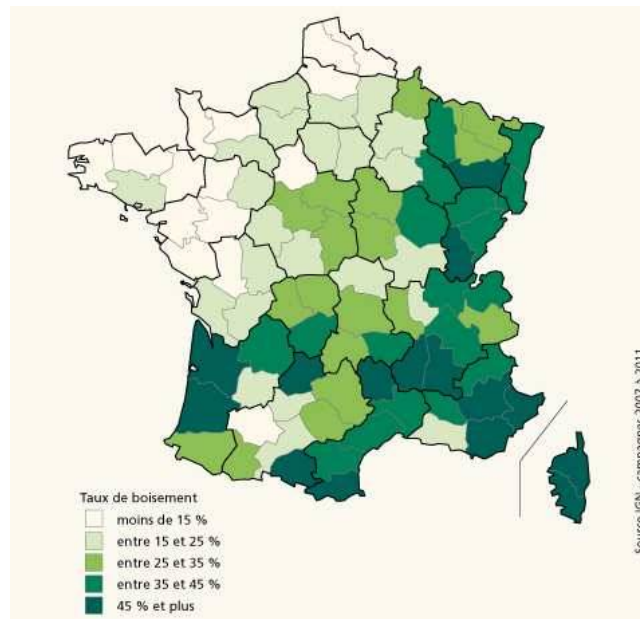


Fig. 143 Taux de boisement des départements français 2007-2011.

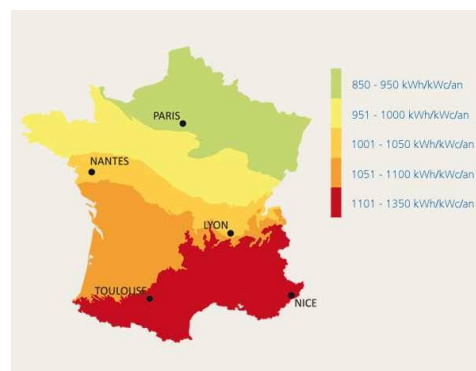


Fig. 144 Heures d'ensoleillement par an en France.

B. De l'énergie pour le développement rural en Colombie

La Colombie, comme beaucoup de pays non industrialisés, présente des grandes étendues du territoire sans couverture électrique ou avec précarité énergétique. Cela correspond à 2% de la population, c'est à dire près d'un million de personnes [7, p. 4.11] occupant 66% du territoire. Cela peut s'expliquer par trois raisons principales : soit car le système d'interconnexion national n'arrive pas jusqu'aux zones rurales reculées, soit parce que, s'il arrive, les foyers n'ont pas les ressources suffisantes pour en payer la facture ou parce que la puissance fournie est insuffisante. Les campagnes abritent aussi une grande partie de la population vivant sous le seuil de pauvreté en raison du manque de développement rural. L'énergie électrique – pour les enclos du bétail ou pour garantir la chaîne du froid des produits agroalimentaires, par exemple – mécanique – pour le pompage d'eau, par exemple – et thermique – pour la déshydratation ou la cuisson journalière des produits de la récolte – manque cruellement pour le développement agro-industriel des zones reculées du pays. Le faible coût de l'énergie est l'une des conditions sine qua non pour le développement de projets agro-industriels. C'est donc une cible à atteindre si l'on veut développer les campagnes et améliorer les conditions de vie de la paysannerie. La Fig. 145 muestra les différentes zones du pays qui sont reconnues par l'état comme des sites isolés ou des Zones Non Interconnectées (ZNI).

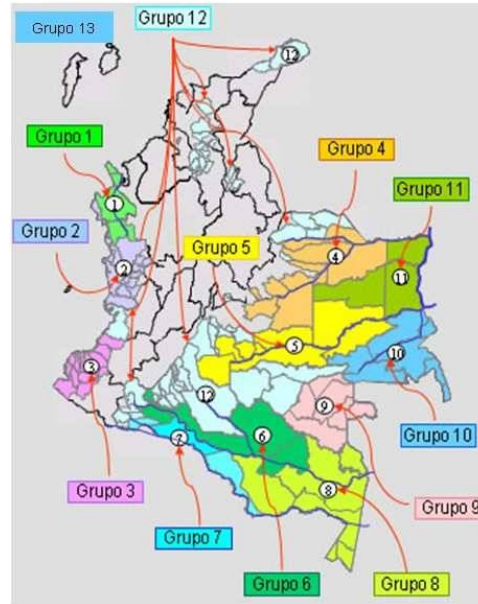


Fig. 145. Distribution des zones non interconnectées (ZNI) au système électrique national (SIN) en Colombie en 2009.

Les principales caractéristiques des ZNI donnent une idée de leur ampleur géographique, de leur poids politique et des possibilités de développement pour le pays. Ces 12 zones sont constituées selon l'IPSE (Instituto de Planificación y Promoción de Soluciones Energéticas para las Zonas no Interconectadas) par :

1. 91 municipalités
2. 44 têtes de municipalités
3. 16 départements (totalement ou partiellement)
4. 4 capitales de départements
5. 13 groupes territoriaux
6. 1200 localités
7. 118000 foyers (familles)
8. 91 entreprises de services publics (électricité)

9. 118 MW de puissance installée.

10. 66% de l'ensemble du territoire

La plupart des centrales électriques de ces zones sont des systèmes électrogènes diesel. Ils représentent 92% de la production en 2009 [8, p. 12] et seulement les 8% restant sont générés à partir des PCHs (Petites Centrales Hydroélectriques), de la biomasse ou à partir des panneaux photovoltaïques. Alors que la disponibilité en ressources énergétiques renouvelables est très importante et que le prix du gazole sur place peut doubler voire même tripler dans certains de ces endroits à cause du coût du transport.

Lors de son discours d'investiture [9], le 7 août 2010, devant les indigènes Arawaks de la Sierra Nevada de Santa Marta, le président Juan Manuel SANTOS s'est exprimé comme suit :

“En este nuevo amanecer nuestro país se destacará en los temas más importantes para la humanidad, como el uso sostenible de la biodiversidad, **las energías limpias**, la seguridad alimentaria, el desarrollo tecnológico y las industrias creativas.”

Traduction: Danscette nouvelle ère, notre pays va briller sur les questions les plus importantes pour l'humanité, telles que la gestion durable de la biodiversité, l'énergie propre, la sécurité alimentaire, le développement technologique et les industries créatives.

En 2013 le pays attend encore ce grand « bond en avant » dans le champ des énergies renouvelables pour appuyer le développement social et économique des zones rurales et des sites isolés. Il semblerait qu'il y ait enfin/ finalement une volonté politique pour développer des solutions énergétiques alternatives. Cela ne concerne pas seulement les sites isolés mais aussi les lieux où le potentiel disponible est élevé. Il paraîtrait qu'enfin l'état regarde vers de nouvelles solutions comme la micro-cogénération et/ou la génération distribuée de petites puissances. Dans ce sens-là, les systèmes comme le moteur Ericsson, sont partie prenante de la réponse.

Le développement agricole, notamment des zones isolées du pays, va de pair avec la fin de la guerre civile que vit le pays depuis la moitié du siècle dernier. Il n'est donc pas surprenant que la politique de développement agricole intégrale soit le premier des points à la table des négociations de paix

entre l'état colombien et la guérilla des FARC [10] à La Havane, Cuba qui se tient depuis le 19 novembre 2013.

L'énergie est un des éléments principaux pour donner de l'élan à la production agroindustrielle et la demande ne cessera d'augmenter. Notamment si l'état colombien assume stratégiquement cette tâche difficile d'améliorer le niveau de vie des citoyens issus des milieux ruraux, il évitera de pires confrontations dans le futur. D'autant plus qu'il y a, depuis juin 2010, un nouveau cadre légal [11] qui cherche enfin à stimuler l'utilisation des énergies renouvelables pour résoudre en partie la demande électrique des ZNI mais aussi du système électrique national. Dans cette résolution 180919 sont énumérés les objectifs à atteindre concernant la partie du marché électrique en tant que valorisation des énergies renouvelables. Il est nécessaire de rappeler que la puissance électrique (produite/consommée) totale en Colombie est de près de 14,361 GW en 2012 [12, p.115]. La Cuadro 29 [121, Chap. 7] résume les objectifs énergétiques attendus par les énergies renouvelables jusqu'à 2020.

Cuadro 29. Cibles des énergies de sources renouvelables pour les sites isolés (ZNI) et pour le réseau électrique national (SIN) en Colombie.

Part des énergies Renouvelables	Pour les ZNI (Puissance totale ~120M W)	Pour le SIN (Puissance totale ~14G W)
2015	20%*	3,5%
2020	30%	6.5%

*Des 20% fixés pour 2015 des énergies des sources non conventionnelles ou renouvelables, déjà 8% ont été atteints en 2010. Il ne reste donc plus que 12% (de plus) pour l'année 2015. En mai 2014, lorsque la fin du premier mandat du président Santos touchait à sa fin, la loi 1715 de 2014 [13] a enfin été publiée. Elle ne signale pas des puissances minimales comme la résolution 180919 (Proura) de 2010, mais elle propose la vente des excédents de la génération électrique et les prix d'achat pour la génération des petites puissances. Cette nouvelle loi [13] promet de donner de l'élan à la valorisation des énergies renouvelables.

Elle régleme enfin la petite production électrique – de moins de 5MW alors que, précédemment elle était limitée à 20 MW – et les conditions dans lesquelles cette génération distribuée peut se raccorder au réseau. Il faut remarquer que ce pas en avant que fait la Colombie en 2014 a été réalisé par la plupart des pays du G20 juste après la signature du protocole de Kyoto au départ du nouveau millénaire.

C. Le pic pétrolier, un enjeu global

Pour certains le manifeste contre la vieille conception de l'économie classique qui prône une croissance illimitée de la consommation, est le livre publié par quatre scientifiques du MIT « Halte à la croissance » [14] écrit en 1972. Quelques décennies avant la parution du livre du MIT, King Hubbert était l'un des premiers scientifiques, presque en solitaire, à mettre ce problème sur la table. Sa théorie du pic pétrolier est proposée une première fois en 1949 [15]. Il avait prévu avec une précision de 30 ans le déclin de la production aux Etats-Unis en 1970. En 2015 la production du pétrole et du gaz naturel est en plein essor grâce à la fracturation hydraulique mais la thèse des ressources fossiles épuisables n'a toujours pas été démentie.

Hubbert avait pu muesttrar au milieu du XX^e siècle que les ressources énergétiques d'origine fossile n'étaient pas infinies et qu'il était même possible de prévoir leur épuisement. Malgré le fait qu'il connaissait très bien le secteur pétrolier, puisqu'il y avait travaillé pendant des décennies, ses idées ont été reçues avec beaucoup de méfiance et même de mépris par une bonne partie des experts industriels et académiques nord-américains. Les graphiques de la Fig. 146 lui ont servi pour se faire comprendre.

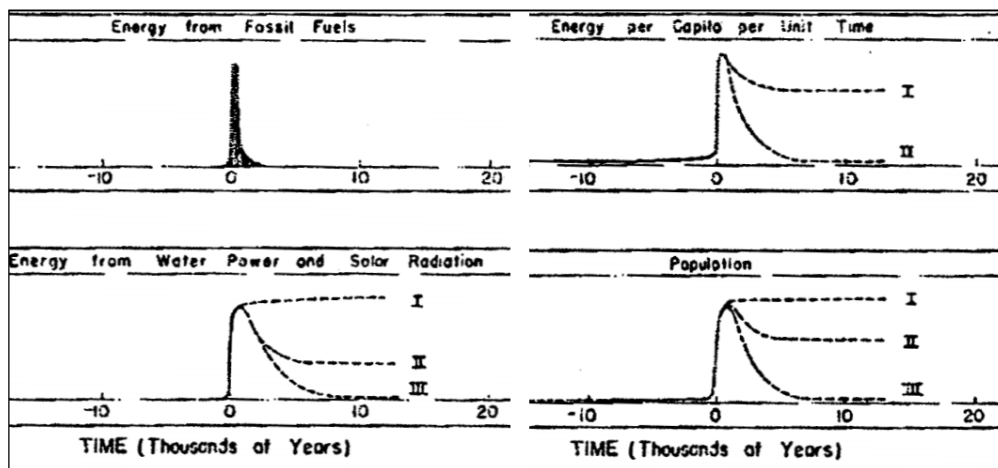


Fig. 146. Perspective des ressources énergétiques et évolution de la population humaine d'après plusieurs scénarios (temps en milliers d'années).

Il propose trois scénarios. Le premier scénario considère qu'avant l'arrivée du pic de production des carburants fossiles, les pouvoirs développent les technologies et mettent en place les infrastructures nécessaires pour remplir le vide que laissera la disparition des ressources énergétiques non renouvelables. A l'époque, l'auteur ne parlait que de l'énergie hydraulique et solaire comme sources alternatives renouvelables. La réduction d'énergie per capita serait importante mais resterait acceptable à condition de garder un faible taux d'augmentation de la population. En résumé le premier scénario consiste à ce que la plupart des nations décide (peut être à l'encontre des intérêts du lobby pétrolier) de prendre des mesures quant à l'épuisement des ressources fossiles, avant qu'elles ne se raréfient, ce qui permettrait la transition énergétique vers une société dépendante des ressources renouvelables. Ce scénario permet une disparition progressive de la ressource fossile tout en garantissant une quantité d'énergie adéquate au progrès social..

Dans un deuxième scénario, les pouvoirs et la société ne se préparent pas à l'épuisement des carburants fossiles. Ils attendent la pénurie pour commencer à mettre en place un plan de substitution de l'énergie fossile par des énergies renouvelables. L'humanité subira un choc et l'énergie per capita chutera de façon brutale car l'ensemble des énergies fossiles qui devait préparer la transition énergétique vers les sources renouvelables a été gaspillé. La mortalité serait très élevée mais arriverait à se stabiliser après la perte d'une partie importante de la population dans les quelques siècles qui suivent le pic.

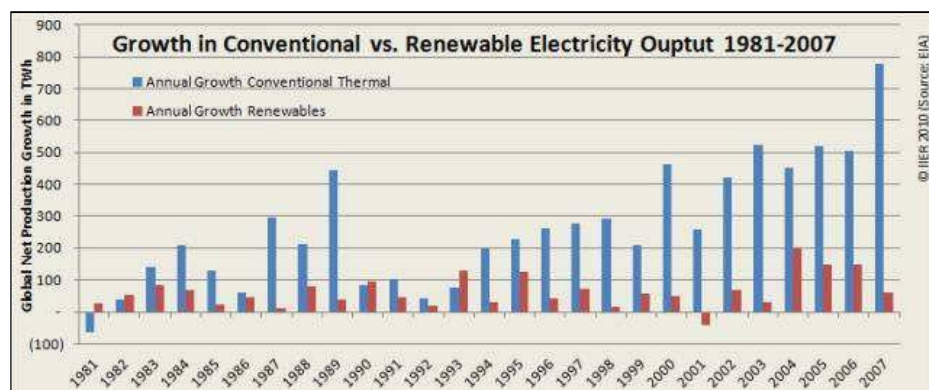


Fig. 147. Croissance de la génération thermique traditionnelle vs génération à partir de sources renouvelables, période 1981-2007.

Le troisième scénario paraît être celui qui se vérifie. D'après le site 2015 de l'AIE, en 2009 seulement 13,1 % de l'énergie consommée sur l'ensemble de la planète était de source renouvelable dont seulement 3 % pour de l'énergie requise pour le transport. Avant la crise financière de 2008, en plein apogée du protocole de Kyoto, la croissance de la production électrique à partir des ressources fossiles était presque 10 fois celle d'origine renouvelable (voir Fig. 147 [16]). En 2012, le remplacement des énergies fossiles est si lent qu'on n'arrive pas à freiner le changement climatique [17]. Rappelons qu'un pic pétrolier a été atteint en 2006 et que la surproduction actuelle n'est que le résultat de la fracturation hydraulique, une pratique dont les conséquences sur les nappes phréatiques et l'environnement n'est pas sans danger.

Ce troisième scénario de Hubbert suggère que les infrastructures massives et suffisantes de production énergétique à partir des énergies renouvelables qui auraient dû être construites pendant ce court délai où nous avons vécu « l'eldorado » des énergies fossiles, n'existent pas à la fin de cette période. A cause de la précarité énergétique dans l'agriculture et le transport, la population de la planète serait presque anéantie en quelques siècles. L'énergie hégémonique des survivants serait à nouveau celle de la biomasse et du muscle humain ou animal. La stratégie de la plupart des pays est de ne pas réagir avec détermination au pic énergétique, de rester avec les mêmes infrastructures et de se concentrer sur la recherche de toujours plus de carburant fossile malgré les timides normes que certains ont mis en place depuis la signature du protocole de Kyoto [18]. Encore aujourd'hui trop d'hommes politiques du G8 considèrent comme du « catastrophisme » ce scénario et laissent pour plus tard le débat de la transition énergétique mondiale. L'évidence de la non arrivée du pic pétrolier à la date proposée par Hubert a été instrumentalisée pour nier le fait de l'épuisement des carburants fossiles. Mais la plupart des chercheurs indépendants sont convaincus de l'arrivée du pic, la discussion portant sur les décennies qui nous restent avant son arrivée [19], [20], [21, p. 70].

L'une des critiques les plus récurrentes à l'encontre de la théorie de Hubbert, consiste à dire qu'il n'est pas possible de prédire à une décennie près l'épuisement des ressources car la technologie et les techniques d'exploration et d'exploitation des gisements évoluent tous les jours et donc l'état des réserves connues évolue aussi tous les ans. Alors d'autres scientifiques ont fait un suivi statistique des découvertes des gisements des derniers siècles. Ainsi ils ont estimé, avec une marge d'erreur acceptable, une quantité de réserves totales restante. Etant donné que la consommation énergétique suit une croissance exponentielle la différence de temps pour que se déclenche chacun de ces scénarios peut être juste de quelques décennies même si les réserves estimées doublent.

Est-ce du catastrophisme? Si l'on réalise que l'intégralité de l'industrie minière, de manufacture et même l'agriculture sont dépendants du pétrole et du gaz, les sociétés qui ne pourront pas se les procurer sont condamnées. On voit déjà aujourd'hui des pays qui entrent peu à peu dans le chaos, comme c'est déjà le cas de la Somalie tandis que les guerres pour le saccage des ressources fossiles sont évidentes. Le cas de l'Irak est le plus parlant : un pays envahi sous fausses 'preuves' pour s'approprier ses réserves de pétrole. La Libye, la Syrie, l'Iran et d'autres sans doute vont suivre. Le Moyen-Orient est l'enjeu stratégique énergétique majeur pour les Etats-Unis et d'autres pays industrialisés.

L'énergie fossile était aussi au cœur de la deuxième guerre mondiale. Il y a déjà soixante-dix ans, la tentative d'appropriation du pétrole du Caucase et du golfe persique fut à l'origine de la défaite des nazis à Stalingrad. Paradoxalement ce sont les allemands qui aujourd'hui, avec l'Espagne et des pays du nord de l'Europe mustrant des résultats d'avant-garde au niveau de la transition énergétique : en juin 2012 ils ont pu produire jusqu'à 50% de leurs besoins énergétiques à partir de l'énergie solaire [22].

Le fait de doubler les réserves ne change guère l'occurrence du pic que de quelques décennies. Campbell et Laherrère [23] qui ont testé l'approche de Hubbert, ont prédit en 1998 que le pic du pétrole mondial arriverait avant 2010. Et en effet, cela s'est vérifié en 2006 si l'on enlève les gisements de gaz et pétrole exploités sous la méthode de la fracturation hydraulique. La Fig. 148 [23] muestra la production mondiale en 1998 et la prédiction pour les années à venir avec un pic de production dans la première décennie du deuxième millénaire. On peut voir les chutes de production des années 1973 et 1979 dues aux problèmes avec l'OPEP. Les lignes fines sont l'application de la théorie de Hubbert. Le pic pour les pays de l'ancienne URSS a été atteint en 1987 et pour les pays du golfe persique, vers la fin des années 1990. Les estimations les plus optimistes prévoient le deuxième pic de Hubbert vers 2030.

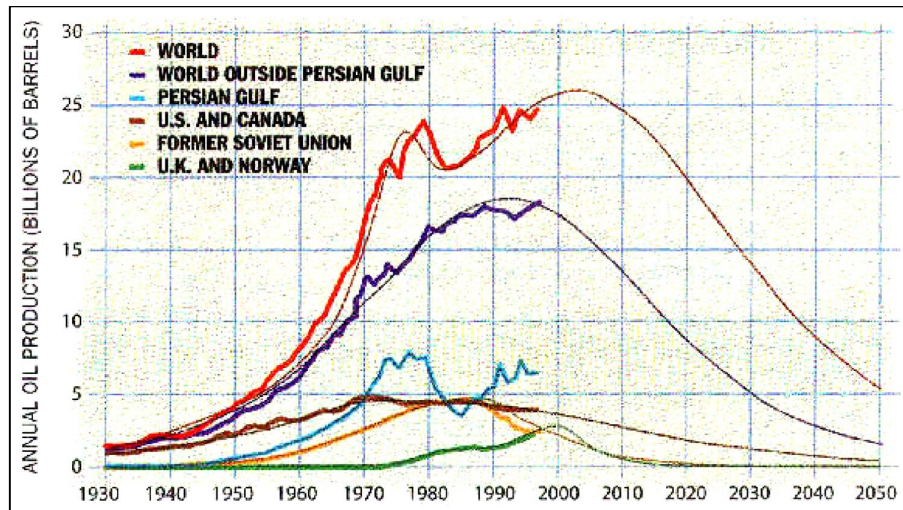


Fig. 148. Production globale de pétrole conventionnel et non conventionnel.

En partant de l'analyse de Hubbert mais aussi de Meadows [14] [25], A. Valero et al [24] ont montré que l'épuisement des ressources minières peut être analysé à partir du concept de l'exergie et ils généralisent ce concept non seulement pour les ressources fossiles mais pour tout type de matière première d'origine minérale. D'après le suivi de la consommation et les réserves estimées on peut, de façon similaire à celle qu'Hubbert a utilisée pour les combustibles fossiles, estimer l'année où le pic de production sera atteint pour les différents minéraux.

La Fig. 149[24] muestra l'allure typique en cloche de la courbe de production et d'épuisement d'une ressource finie dans un contexte de demande croissante. Si l'on double les estimations de minerais disponibles connues en 2011, le pic de production ne se déplace que de 15 à 30 ans pour chaque type de minerais.

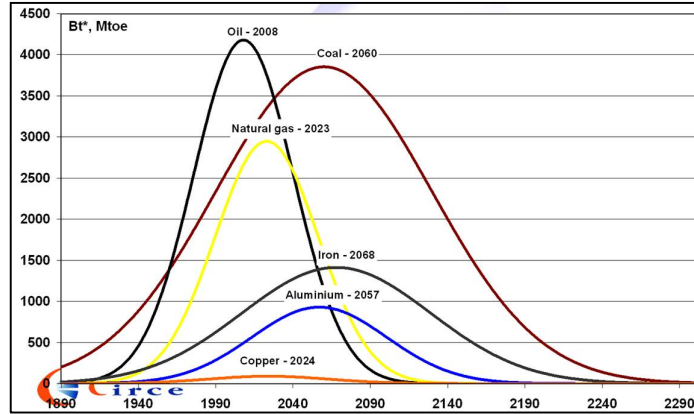


Fig. 149. Généralisation de l'analyse de Hubbert.

En France la question de la transition énergétique commence à être évoquée depuis peu. Le débat sur la transition énergétique, ouvert avec l'arrivée de François Hollande à la présidence française, pose enfin le problème de la dépendance aux énergies d'origine fossile comme le centre du problème énergétique français [26]. Dans ces pays reconnus comme démocratiques et de populations cultivées, on aurait pu penser que l'opinion publique aurait pu remettre en question le dogme de la croissance « éternelle ». Mais même en France on ne parle que de retrouver la croissance et la consommation. Einstein disait qu'on ne peut changer de résultat que si l'on change la procédure que l'on met en place pour l'obtenir.

Seule une initiative citoyenne pourrait remettre en question le principe de la consommation toujours croissante comme moteur de l'économie, et pourrait mettre en place des initiatives politiques, économiques, culturelles et sociales qui pourront corriger la dérive des deux derniers siècles.

Les machines thermiques valorisant l'énergie solaire et la biomasse sont une option énergétique cohérente avec le concept de développement durable, plus encore que leurs concurrents, les panneaux photovoltaïques actuels [27].

Bibliographie

- [1] M. Dentice d'Accadia, M. Sasso, S. Sibilio, et L. Vanoli, « Micro-combined heat and power in residential and light commercial applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 23, n° 10, p. 1247-1259, juill. 2003.
- [2] K. Bernotat et T. Sandberg, « Biomass fired small-scale CHP in Sweden and the Baltic States: A case study on the potential of clustered dwellings », *Biomass Bioenergy*, vol. 27, n° 6, p. 521-530, 2004.
- [3] R. Gicquel, *Systèmes énergétiques.*, vol. vol1, 3 vol. Paris: Presses de l'École des Mines, 2001.
- [4] Projet RESTMAC, « Cogeneration at Small Scale Simultaneous Production of Electricity and Heat », EREC European Renewable Energy Council, Brussels, 2007.
- [5] M. De Paepe, P. D'Herdt, et D. Mertens, « Micro-CHP systems for residential applications », *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, n° 18-19, p. 3435-3446, nov. 2006.
- [6] K. Alanne et A. Saari, « Sustainable small-scale CHP technologies for buildings: the basis for multi-perspective decision-making », *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 8, n° 5, p. 401-431, oct. 2004.
- [7] U. Desideri, F. Zepparelli, V. Morettini, et E. Garroni, « Comparative analysis of concentrating solar power and photovoltaic technologies: Technical and environmental evaluations », *Appl. Energy*, vol. 102, p. 765-784, févr. 2013.
- [8] C. Zamfirescu, I. Dincer, M. Stern, et W. R. Wagar, « Exergetic, environmental and economic analyses of small-capacity concentrated solar-driven heat engines for power and heat cogeneration », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 3, p. 397-408, mars 2012.
- [9] unfccc, « PROTOCOLO DE KYOTO DE LA CONVENCION MARCO DE LAS NACIONES UNIDAS SOBRE EL CAMBIO CLIMÁTICO ». diciembre de-1997.
- [10] GTZ, « Modèle d'électrification rurale pour localités de moins de 500 habitants au Sénégal ». .
- [11] CONGRESO DE LA REPÚBLICA, *LEY 1607 DE 2012 (diciembre 26)*. .
- [12] « Barometre de biomasse solide ». .
- [13] « Key World Energy Statistics 2012 - kwes.pdf ». .
- [14] « Project "Energy Visions 2030 for Finland" - 051124_e2050_mikko_kara.pdf ». .
- [15] Warren Gretz, *Wheelabrator biomass electric plant in Anderson, California*. 1991.
- [16] « NREL: Concentrating Solar Power Projects Home Page ». .
- [17] L. Dong, H. Liu, et S. Riffat, « Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled CHP systems – A literature review », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, n° 11-12, p. 2119-2126, août 2009.
- [18] « Community Power Corporation ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.gocpc.com/>. [Consulté le: 05-oct-2014].
- [19] I. C. Gouvernement du Canada, « OPIC - Base de données sur les brevets canadiens ». [En ligne]. Disponible sur: <http://brevets-patents.ic.gc.ca/opic-cipo/cpd/fra/brevet/2669322/sommaire.html>. [Consulté le: 15-sept-2014].

- [20] P. Saneipoor, « Thermodynamic Performance Evaluation and Experimental Study of a Marnoch Heat Engine », University of Ontario Institute of Technology, 2009.
- [21] « Moteurs Stirling & maquettes, en provenance directe du fabricant - Böhm Stirling-Technik ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.fr.boehm-stirling.com/>. [Consulté le: 15-sept-2014].
- [22] « Die größte Auswahl an preiswertesten Stirling Modell Motoren ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.stirlingmotor.com/complete_Stirling.htm. [Consulté le: 15-sept-2014].
- [23] « Low-cost, electricity generating heat engines for rural areas », *Nottingham University*, 02-avr-2012. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.nottingham.ac.uk/lmh/index.aspx>. [Consulté le: 06-mai-2013].
- [24] « Score Project. » [En ligne]. Disponible sur: <http://www.score.uk.com/default.aspx>. [Consulté le: 28-sept-2014].
- [25] G. Pei, J. Li, et J. Ji, « Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, n° 8-9, p. 998-1004, juin 2010.
- [26] « Evaluation of suitable working fluids for single ORC by the concept of power maximization.pdf ». .
- [27] « Microsoft Word - 12_03_11_Dossier de presse Enertime - dossier_de_presse_enertime_2012_0.pdf ». .
- [28] M. Preißinger, F. Heberle, et D. Brüggemann, « Thermodynamic analysis of double-stage biomass fired Organic Rankine Cycle for micro-cogeneration », *Int. J. Energy Res.*, p. n/a-n/a, févr. 2012.
- [29] « Cogénération : micro cogénération : la gamme - cogengreen : la cogénération verte en Belgique ! » [En ligne]. Disponible sur: http://www.cogengreen.com/cogeneration_belgique/cogeneration_technique.htm. [Consulté le: 17-juin-2013].
- [30] « Power Generation ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.elliott-turbo.com/Power_Generation.asp. [Consulté le: 22-juin-2013].
- [31] « Green Turbine ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.greenturbine.eu/en/home.php>. [Consulté le: 22-juin-2013].
- [32] « Mini Steam Powered Generating Sets | Claverton Group ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.claverton-energy.com/mini-steam-power-plant-of-10-kw-with-18-hp-steam-engine-3kw-steam-power-plant-with-8-hp-steam-engine-to-run-on-renewable-energy.html>. [Consulté le: 22-juin-2013].
- [33] « Accueil - Exoès ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.exoes.com/FR>. [Consulté le: 17-juin-2013].
- [34] « Capstone Turbine Corporation | Camara colombiana de la infraestructura. » [En ligne]. Disponible sur: <http://www.capstoneturbine.com/news/video/view.asp?video=bogota-colombia>. [Consulté le: 27-juin-2013].
- [35] A. H. Epstein, « Millimeter-Scale, MEMS Gas Turbine Engines », p. 669-696, janv. 2003.
- [36] J. Wojewoda et Z. Kazimierski, « Numerical model and investigations of the externally heated valve Joule engine », *Energy*, vol. 35, n° 5, p. 2099-2108, mai 2010.
- [37] P. J. Mago et R. Luck, « Energetic and exergetic analysis of waste heat recovery from a microturbine using organic Rankine cycles », *Int. J. Energy Res.*, p. n/a-n/a, févr. 2012.
- [38] Peter Heller, « EURODISH-THE NEXT MILESTONE TO DECREASE THE COSTS OF DISH/STIRLING SYSTEMS TOWARDS COMPETITIVENESS », in *solarpaces*, Sydney, 2000.
- [39] F. Nepveu, « Production décentralisée d'électricité et de chaleur par système Parabole/Stirling : Application au système EURODISH », Université de Perpignan, Odeillo, France, 2008.
- [40] Kolin I, *Stirling Motor*. Zagreb Univ. Publications Ltd, Zagreb, 1991.
- [41] T. Finkelstein, *Air engines*. Suffolk: Professional engineering publishing, 2001.
- [42] R. Benchrif, « Potentiel de l'introduction de la technologie Dish / Stirling au Maroc », in *Forum international sur les énergies renouvelables 8-10 mai 2002 Tétouane - Maroc*, Tétouane - Maroc, 2002.
- [43] « Ivanpah Solar Power Facility - Wikipedia, the free encyclopedia ». [En ligne]. Disponible sur: http://en.wikipedia.org/wiki/Ivanpah_Solar_Power_Facility. [Consulté le: 08-nov-2013].
- [44] « solar_dish.pdf (Objet application/pdf) ». .

- [45] « Ripasso_Energy_Release_15Jan_2013.pdf ».
- [46] P. Stouffs, « Le moteur Ericsson, un moyen de valorisation de l'énergie thermique à réhabiliter? », *Entropie*, vol. 241, p. 26-32, 2002.
- [47] P. Stouffs, « Does the Ericsson engine deserve more consideration than the Stirling engine? », *Proc. European Stirling Forum ECOS*. 2002.
- [48] H. Kim, W. Kim, H. Kim, et S. Kim, « Applicability of scroll expander and compressor to an external power engine: Conceptual design and performance analysis », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 3, p. 385-396, mars 2012.
- [49] W. G. le Roux, T. Bello-Ochende, et J. P. Meyer, « Thermodynamic optimisation of the integrated design of a small-scale solar thermal Brayton cycle », *Int. J. Energy Res.*, vol. 36, n° 11, p. 1088-1104, 2012.
- [50] D. Mikielewicz, J. Mikielewicz, et J. Wajs, « Experiences from operation of different expansion devices for application in domestic micro CHP », *Arch. Thermodyn.*, vol. 31, n° 4, p. 3-13, 2010.
- [51] G. B. Warren et J. W. Bjerklie, « Proposed Reciprocating Internal Combustion Engine with Constant Pressure Combustion - Combustion Chamber Separated from Cylinders (Modified Brayton Cycle) », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 690045, févr. 1969.
- [52] J. W. Bjerklie, « A Free Piston Brayton Cycle Engine for Low Power », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 719109, févr. 1971.
- [53] A. A. Kornhauser et J. L. Smith, « Heat transfer with oscillating pressure and oscillating flow », in *Energy Conversion Engineering Conference, 1989. IECEC-89., Proceedings of the 24th Intersociety*, 1989, p. 2347-2353 vol.5.
- [54] B. C. Fryer, « Design, construction, and testing of a new valved, hot-gas engine. », Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1973.
- [55] G. A. Tsongas et T. J. White, « A Parametric Analysis Microcomputer Model for Evaluating the Thermodynamic Performance of a Reciprocating Brayton Cycle Engine », *J. Eng. Gas Turbines Power USA*, vol. 111:1, janv. 1989.
- [56] K. K. Craven et N. N. Clark, « Ideal Computer Analysis of a Novel Engine Concept », SAE International, Warrendale, PA, 960080, févr. 1996.
- [57] Bell, M. A., and Partridge, « Thermodynamic design of a reciprocating Joule cycle engine. », *Power Energy*, vol. 217, p. 239-246, 2003.
- [58] M. T. Holtzaple et G. A. Rabroker, « Quasi-isothermal Brayton cycle engine », 6336317, 08-janv-2002.
- [59] A. Touré, « Étude théorique et expérimentale d'un moteur Ericsson à cycle de Joule pour conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou pour micro-cogénération. », Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau France, 2010.
- [60] R. W. Moss, A. P. Roskilly, et S. K. Nanda, « Reciprocating Joule-cycle engine for domestic CHP systems », *Appl. Energy*, vol. 80, n° 2, p. 169-185, févr. 2005.
- [61] M. Creyx, E. Delacourt, C. Morin, B. Desmet, et P. Peultier, « Energetic optimization of the performances of a hot air engine for micro-CHP systems working with a Joule or an Ericsson cycle », *Energy*, vol. 49, p. 229-239, janv. 2013.
- [62] M. Doubs et F. LANZETTA, « Experimental study of the use of metal bellows as an Ericsson Engine Expansion Chamber », présenté à PROCEEDINGS OF ECOS 2015 - THE 28TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON EFFICIENCY, COST, OPTIMIZATION, SIMULATION AND ENVIRONMENTAL IMPACT OF ENERGY SYSTEMS, PAU, FRANCE, 2015.

- [63] Sébastien Bonnet, « Moteurs thermiques à apport de chaleur externe: étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON », Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau France, 2005.
- [64] M. Tardieu-Alaphilippe, « Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance », Université de Pau et des Pays de l'Adour, Pau, France, 2007.
- [65] Muriel ALAPHILIPPE, Pascal STOUFFS, *Didier MARQUET, « PRODUCTION D'ENERGIE ELECTRIQUE POUR SITE ISOLE PAR SYSTEME HYBRIDE DE CONVERSION D'ENERGIE SOLAIRE », 2007.
- [66] Y. C. Soo Too et R. Benito, « Enhancing heat transfer in air tubular absorbers for concentrated solar thermal applications », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 50, n° 1, p. 1076-1083, janv. 2013.
- [67] F. Lontsi, « Modélisation dynamique des moteurs thermiques alternatifs à apport de chaleur externe à cycle de Joule (Moteurs Ericsson », thèse, UPPA, Pau France, 2010.
- [68] Joseph Hussey, « The development of a prototype External Heat engine based on the ericsson cycle. », University of Cape town, south africa, 2000.
- [69] G. F. Hohenberg, « Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations », SAE International, Warrendale, PA, 790825, févr. 1979.
- [70] Annand, W.J.D., Pinfeld, D., « HEAT TRANSFER IN THE CYLINDER OF A MOTORED RECIPROCATING ENGINE. », févr. 1980.
- [71] Woschni G, « A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine. », *SAE Pap. No 670931*, 1967.
- [72] Eichelberg, G, « Some new investigations on old combustion engine problems », vol. 148, p. 463 - 446 et 547 - 560, 1939.
- [73] L. TOMASELLI et A. ALEXANDRE, « Modélisation thermique des moteurs Modélisation de la combustion », *Tech. Ing. Combust. Dans Mot. Therm. Environ.*, vol. base documentaire : TIB166DUO., n° ref. article : bm2902, 2014.
- [74] GUIBERT Philippe, « Modélisation du cycle moteur Approche zérodimensionnelle », *Tech. Ing. Combust. Dans Mot. Therm. Environ.*, vol. base documentaire : TIB166DUO, n° ref. article : bm2510, janv. 2005.
- [75] P. GUIBERT, « Modélisation du cycle moteur - Moteurs à allumage commandé », *Techniques de l'Ingénieur*, 10janvier-2005.
- [76] A. Franco et L. Martorano, « Evaluations on the Heat Transfer in the Small Two-stroke Engines », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 980762, févr. 1998.
- [77] E. Ollivier, *Contribution à la caractérisation des transferts thermiques dans les moteurs à allumage commandé : application à la détection du cliquetis*. Nantes, 2006.
- [78] B. Boust, « Étude expérimentale et modélisation des pertes thermiques pariétales lors de l'interaction flamme-paroi instationnaire », THESE, Université de Poitiers, 2006.
- [79] K. N. Gary Borman, « Internal-combustion engine heat transfer », *Prog. Energy Combust. Sci.*, n° 1, p. 1-46, 1987.
- [80] C. D. Rakopoulos, G. M. Kosmadakis, et E. G. Pariotis, « Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in-cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation », *Appl. Energy*, vol. 87, n° 5, p. 1612-1630, mai 2010.
- [81] W.J.D. Annand, « Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines », *Proc Inst Mech Eng*, vol. 177 (36), p. 973 990, 1963.
- [82] K. Sihling et G. Woschni, « EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE INSTANTANEOUS HEAT TRANSFER IN THE CYLINDER OF A HIGH SPEED DIESEL ENGINE », SAE International, Warrendale, PA, SAE Technical Paper 790833, févr. 1979.
- [83] K. Huber, G. Woschni, et K. Zeilinger, « Investigations on heat transfer in internal combustion engines under low load and motoring conditions », in *23rd FISITA Congress, Torino, Italy, May, 1990*, p. 7-11.
- [84] C. D. Pérez-Segarra, J. Rigola, M. Sòria, et A. Oliva, « Detailed thermodynamic characterization of hermetic reciprocating compressors », *Int. J. Refrig.*, vol. 28, n° 4, p. 579-593, juin 2005.

- [85] J. Rigola, C. D. Pérez-Segarra, et A. Oliva, « Modeling and Numerical Simulation of the Thermal and Fluid Dynamic Behavior of Hermetic Reciprocating Compressors—Part 2: Experimental Investigation », *HVACR Res.*, vol. 9, n° 2, p. 237-249, avr. 2003.
- [86] S. Porkhial, B. Khastoo, et M. R. Modarres Razavi, « Transient characteristic of reciprocating compressors in household refrigerators », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 22, n° 12, p. 1391-1402, août 2002.
- [87] M.-E. Duprez, E. Dumont, et M. Frère, « Modelling of reciprocating and scroll compressors », *Int. J. Refrig.*, vol. 30, n° 5, p. 873-886, août 2007.
- [88] J. Castaing-Lasvignottes et S. Gibout, « Dynamic simulation of reciprocating refrigeration compressors and experimental validation », *Int. J. Refrig.*, vol. 33, n° 2, p. 381-389, mars 2010.
- [89] KORNHAUSER A. A., « Application of a complex Nusselt number to heat transfer during compression and expansion », vol. 116, no3, pp. 536-542 (ref 1994).
- [90] P. Cyklis, « CFD simulation of the flow through reciprocating compressor self-acting valves », 1994.
- [91] P. Ma, X. Li, et D. N. Ku, « Heat and mass transfer in a separated flow region for high Prandtl and Schmidt numbers under pulsatile conditions », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 37, n° 17, p. 2723-2736, nov. 1994.
- [92] « Disconzi-2012-Development_of_an_In-Cylinder_Heat_Transfer_Correlation-1342.pdf » .
- [93] A. Mohammadi et M. Yaghoubi, « Estimation of instantaneous local heat transfer coefficient in spark-ignition engines », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, n° 7, p. 1309-1317, juill. 2010.
- [94] P. Bouvier, P. Stouffs, et J.-P. Bardou, « Experimental study of heat transfer in oscillating flow », *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, n° 12, p. 2473-2482, juin 2005.
- [95] H. Pfriem, « Periodic Heat Transfer at Small Pressure Fluctuations », sept. 1943.
- [96] K. P. Lee, « A simplistic model of cyclic heat transfer phenomena in closed spaces », in *IECEC '83; Proceedings of the Eighteenth Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Volume 1*, 1983, vol. -1, p. 720-723.
- [97] A. A. Kornhauser et J. J. L. Smith, « The Effects of Heat Transfer on Gas Spring Performance », *J. Energy Resour. Technol.*, vol. 115, n° 1, p. 70-75, mars 1993.
- [98] B. Lawton, « Effect of Compression and Expansion on Instantaneous Heat Transfer in Reciprocating Internal Combustion Engines », *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J. Power Energy*, vol. 201, n° 3, p. 175-186, 1987.
- [99] P. Stouffs, M. Tazerout, et P. Wauters, « Thermodynamic analysis of reciprocating compressors », *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 40, n° 1, p. 52-66, janv. 2001.
- [100] J. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, International ed. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [101] M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, et M. Tazerout, « Investigation on heat transfer evaluation for a more efficient two-zone combustion model in the case of natural gas SI engines », *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, n° 2-3, p. 319-328, févr. 2011.
- [102] J. Troncoso, « Evaluation of the relative advantages of mechanical harvesting of wine grapes in Central Chile », *Agricultura Técnica*, CHile, abr-2002.
- [103] A. Touré et P. Stouffs, « Modeling of the Ericsson engine », *Energy*, vol. 76, p. 445-452, nov. 2014.
- [104] A. Morriesen et C. J. Deschamps, « An Assessment of Experimental Techniques for Measuring Fast Temperature Transients in Compressors », 2010.
- [105] F. Lanzetta, E. Gavignet, S. Amrane, et P. Baucour, « Microthermocouples Sensors for Velocity and Temperature Measurements in Gas Flow », p. 231-240, juill. 2012.

- [106] M. S. Boutrif et M. Thelliez, « Application of L.D.A. to measure instantaneous flow velocity field in the exhaust of a combustion engine », 1993.
- [107] K. V. Dandekar et F. C. Gouldin, « Temperature and Velocity Measurements in Premixed Turbulent Flames », *AIAA J.*, vol. 20, n° 5, p. 652-659, 1982.
- [108] F. Lanzetta, « mesure de température a l'aide de microthermocouples: principe, choix technologiques et modes d'implantations », présenté à Salon Mesureexpo Mesure de temperature, Paris - Expo, 17-oct-2006.
- [109] R. SABRE, « Plans d'expériences - Méthode de Taguchi ». Techniques de l'Ingénieur, 10-mars-2007.
- [110] Jacques GOUPY, « Plan d'expériences », *Techniques de l'ingénieur*, vol. P230, 10-sept-1997.
- [111] EDF France, « Carte des centrales nucléaires en France - EDF ». [En ligne]. Disponible sur: <http://energie.edf.com/nucleaire/carte-des-centrales-nucleaires-45738.html>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [112] « La carte des zones sismiques en France », *www.liberation.fr*. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.liberation.fr/terre/01012329264-la-carte-des-zones-sismiques-en-france>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [113] « Zonage sismique de la France - Le Plan Séisme ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.planseisme.fr/Zonage-sismique-de-la-France.html>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [114] « La carte des zones sismiques en France », *www.liberation.fr*, 04-avr-2011. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.liberation.fr/terre/01012329264-la-carte-des-zones-sismiques-en-france>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [115] « La surface forestière en France métropolitaine - INVENTAIRE FORESTIER ». .
- [116] « La carte de l'ensoleillement ou le rendement des panneaux solaires par région - EDF ENR ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.edfenr.com/le-photovoltaïque/rendement-des-panneaux-solaires-n800-1.aspx>. [Consulté le: 30-avr-2013].
- [117] consorcio energético CORPOEMA, « FORMULACIÓN DE UN PLAN DE DESARROLLO PARA LAS FUENTES NO CONVENCIONALES DE ENERGÍA EN COLOMBIA (PDFNCE) », Ministerio de energia de Colombia, Bogota, déc. 2010.
- [118] O. F. PRIAS CAICEDO, « Programa de Uso racional de Energia y Fuentes No Convencionales - PROURE », Bogota, Relación Final, de abril de 2010.
- [119] J. M. SANTOS, « Este es el discurso completo del presidente Santos », *elespectador*, 07-août-2010. [En ligne]. Disponible sur: <http://www.elespectador.com/articulo-217898-el-discurso-completo-del-presidente-santos>. [Consulté le: 01-mai-2013].
- [120] « 2012-09-04 (2) - Acuerdo General para la Terminación del Conflicto y la construcción de la paz estable y duradera ». .
- [121] MinMinas Colombia., *Resolucion Proure*. .
- [122] « ministerio de energia capacidad electrica instalada - Recherche Google ». [En ligne]. Disponible sur: https://www.google.com.co/search?q=ministerio+de+energia+capacidad+electric+instalada&ie=utf-8&oe=utf-8&aq=t&rls=org.mozilla:fr:official&client=firefox-a&channel=sb&gfe_rd=cr&ei=xmc3VLb5Hevd8gfoglGICA. [Consulté le: 10-oct-2014].
- [123] « Secretaria del Senado de la Republica de Colombia [LEY_1715_2014] ». [En ligne]. Disponible sur: http://www.secretariassenado.gov.co/senado/basedoc/ley_1715_2014.html. [Consulté le: 14-sept-2014].
- [124] D. Meadows, D. Meadows, et J. Randers, *Les limites à la croissance*. Rue de l'échiquier, 2012.
- [125] K. HUBBERT, « Energy from fossil fuels », *Science (New York, N.Y.)*, New York, NY, ETATS-UNIS, 04-févr-1949.
- [126] « 1. Electricity production in the world: general forecasts - 14e-inventaire-Chap01-Eng.pdf ». .
- [127] N. Chestney, « Clean energy progress too slow to limit global warming - report », *Reuters*, 17-avr-2013.
- [128] I. Chapman, « The end of Peak Oil? Why this topic is still relevant despite recent denials », *Energy Policy*, vol. 64, p. 93-101, janv. 2014.

- [129] K. Aleklett, M. Höök, K. Jakobsson, M. Lardelli, S. Snowden, et B. Söderbergh, « The Peak of the Oil Age – Analyzing the world oil production Reference Scenario in World Energy Outlook 2008 », *Energy Policy*, vol. 38, n° 3, p. 1398-1414, mars 2010.
- [130] D. B. Reynolds, « World oil production trend: Comparing Hubbert multi-cycle curves », *Ecol. Econ.*, vol. 98, p. 62-71, févr. 2014.
- [131] « The Coming Global Oil Crisis | Going nuclear-free, Germany smashes solar power world record ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.hubbertpeak.com/blog/post/2012/06/02/going-nuclear-free-germany-smashes-solar-power-world-record.aspx>. [Consulté le: 21-janv-2013].
- [132] C. J. Campbell et J. H. Laherrère, « The end of cheap oil », *Sci. Am.*, vol. 278, n° 3, p. 60-5, 1998.
- [133] Foucart Stéphane, « La croissance mondiale va s'arrêter », 28-mai-2012.
- [134] A. Valero, « From grave to cradle: An exergy approach for accounting mineral resource depletion in LCA », Université Paris Ouest Nanterre La Defense-, 2011.
- [135] « Débat national sur la transition énergétique | Bienvenue sur le site du Débat national sur la transition énergétique ». [En ligne]. Disponible sur: <http://www.transition-energetique.gouv.fr/>. [Consulté le: 05-mai-2013].