

**SIMULACIÓN INTEGRADA DEL DIAGRAMA INDICADOR CON EL
MODELO CINEMÁTICO DEL MECANISMO DE UN MOTOR DE VAPOR DE
EMBOLO RECIPROCANTE EN CONVENIO CON LAS UNIVERSIDADES ECCI
Y NACIONAL SEDE BOGOTÁ.**

JEFFERSON ALVAREZ ROJAS 34362

FRANCI LORENA PICO SALCEDO 32923

**PROYECTO DE GRADO PRESENTADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO**

UNIVERSIDAD ECCI

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ, D.C.

2019

**SIMULACIÓN INTEGRADA DEL DIAGRAMA INDICADOR CON EL
MODELO CINEMÁTICO DEL MECANISMO DE UN MOTOR DE VAPOR DE
EMBOLO RECIPROCANTE EN CONVENIO CON LAS UNIVERSIDADES ECCI
Y NACIONAL SEDE BOGOTÁ.**

JEFFERSON ALVAREZ ROJAS 34362

FRANCI LORENA PICO SALCEDO 32923

DIRECTOR: JOSÉ DAVID BARÓN PINILLA

CO- DIRECTOR: JORGE EDUARDO ARANGO GÓMEZ

UNIVERSIDAD ECCI

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ, D.C.

2019

Dedicatoria

Jefferson Álvarez Rojas:

Mi proyecto de grado lo dedico a mi hijo Samuel Álvarez Guamialamag, quien se ha convertido en mi motivación para seguir adelante, le agradezco por su inmenso amor, comprensión y carisma. Su sonrisa y cariño me inspiraron a seguir adelante con mis sueños.

A mi esposa, por apoyarme en los momentos más difíciles, por inculcarme el amor hacia mi familia, por anteponer mis sueños a los suyos y permitirme culminar mis estudios, por su constante sacrificio y por demostrarme que el trabajo en equipo puede superar cualquier obstáculo, gracias por ser mi fuente de inspiración.

A mis padres y hermanas quienes siempre me apoyaron y acudieron a mis llamados, gracias por siempre estar pendiente de mi integridad y de mi avance con este proyecto, por demostrarme su amor incondicional, y por convertirse en mi pilar para la construcción de mi vida profesional.

A todos ustedes infinitas gracias por su apoyo incondicional y su constante comprensión esto fue de vital importancia para culminar este trabajo de la mejor forma. Solo el tiempo retribuirá los sacrificios que todos hemos tenido que hacer para cumplir con este sueño.

Franci Lorena Pico Salcedo:

Este proyecto está dedicado primeramente a mis padres quienes siempre han velado por mi bienestar, educación y felicidad, me han brindado el apoyo necesario para culminar mi carrera, su compañía ha sido fundamental en mi proceso de construcción personal y profesional, me han dado su confianza, consejos y recursos necesarios para crecer y realizarme como ser humano y como ingeniera. A mi hermano quien ha sido un guía en este camino y con su experiencia y consejo me ha dado motivación para continuar.

A Sebastián, por alentarme a seguir adelante manteniendo vivo el espíritu de mejorar y no dejar desfallecer ante las adversidades del estudio y de la vida. A mi familia, compañeros y amigos los cuales de una u otra forma han contribuido para alcanzar y lograr mis objetivos.

Agradecimientos

Infinitas gracias a la vida y a Dios por sus bendiciones, por permitirnos ser parte de este proyecto donde pudimos fortalecer nuestros conocimientos en ingeniería mecánica, por permitirnos conocer personas con un gran corazón, conocimiento y entrega y especialmente por mantener unida nuestras familias en este camino que empezó hace 5 años.

Gracias al profesor José David Barón Pinilla de la Universidad ECCI sede Bogotá quien confió desde el primer momento en nosotros y sugirió una forma de trabajo para cumplir con los objetivos propuestos en este proyecto, gracias por su comprensión, conocimiento y retroalimentación en este trabajo.

Gracias al profesor Vladimir Hernandez de la Universidad ECCI sede Bogotá por motivarnos a seguir adelante justo cuando pensábamos renunciar a este proyecto debido a la dificultad del mismo, gracias por brindarnos su conocimiento y por darnos herramientas útiles y aplicables a este trabajo.

Gracias al profesor Jorge Eduardo Arango Gómez de la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá quien nos brindó todo su conocimiento y nos guio hacia el cumplimiento de los objetivos, gracias por su constante asesoría, por guiarnos y por demostrarnos su apoyo incondicional.

Gracias al ingeniero Gerardo Alarcón Rodríguez gerente técnico de Neocorp Hyundai, por su constante apoyo, por brindarnos su conocimiento y por compartir sus experiencias profesionales y personales las cuales ayudaron a formar mi carácter. Gracias por su paciencia.

Infinitas gracias a todos, cada uno aportó de diferentes formas a la construcción de este proyecto de grado.

Tabla De Contenido

	pág.
1. Introducción.....	24
2. Problema De Investigación.....	28
2.1. Descripción Del Problema.....	28
2.1.1. Escenario Mundial Y Nacional.....	28
2.1.2. Panorama desde el punto de vista de la ingeniería	31
3. Formulación Del Problema.....	33
4. Objetivos De La Investigación	34
4.1. Objetivo General.....	34
4.2. Objetivos Específicos	34
5. Justificación Y Delimitación De La Investigación	35
5.1. Justificación	35
5.2. Delimitación	37
6. Marco De Referencia De La Investigación.....	38
6.1. Marco Teórico	38
6.1.1. Clasificación Motores.....	38
6.1.2. Motor De Combustión Externa Alternativo.....	39
6.1.2.1. Motor De Vapor.....	39
6.1.3. Funcionamiento Motor De Vapor.....	42
6.1.4. Ciclos Termodinámicos.....	46
6.1.4.1. Diagrama Indicador Vapor Vivo.....	46
6.1.4.2. Diagrama Indicador Expansión.....	50
6.1.5. Dinámica De Motores.....	57
6.1.5.1. Cinemática Del Mecanismo De Biela-Manivela.....	58
6.1.6. Cálculo De Pérdidas De Presión.....	69
6.1.6.1. Pérdidas De Presión Por Fricción.....	69
6.1.6.2. Perdidas Por Válvulas Y Accesorios.....	73
6.2. Marco Histórico.....	73
7. Descripción Inicial Del MDV.....	77

7.1.	Configuración Del Sistema De Potencia	77
7.2.	Configuración Del Sistema De Distribución	80
7.3.	Configuración Del Sistema De Tuberías De Admisión.....	85
7.4.	Configuración Del Sistema De Tuberías De Escape	86
7.5.	Freno Prony	87
8.	Metodología.....	89
8.1.	Procesos Metrológicos.....	89
8.1.1.	Levantamiento De Planos.	89
8.1.2.	Procesos De Mejora Y Correcciones Metrológicas Sistema De Potencia..	91
8.1.2.1.	Eje Principal.....	91
8.1.2.2.	Equilibrio De Volúmenes Muertos	92
8.1.3.	Procesos De Mejora Y Correcciones Metrológicas Sistema De Distribución. 94	
8.1.3.1.	Carrete N.º 1 (Vapor Vivo).	94
8.1.3.2.	Carrete N.º 2 (Expansión).....	95
8.2.	Modelo Cinemático Y Cinético Simplificado.	108
8.2.1.	Plano De Referencia	108
8.2.2.	Determinación De La Velocidad Angular Y Tiempo.	109
8.2.3.	Comprobación Modelo Cinemático Y Cinético Simplificado:.....	111
8.3.	Modelo Cero-Dimensional Diagrama Indicador	119
8.3.1.	Configuración Vapor Vivo	120
8.3.1.1.	Determinación De Volúmenes	120
8.3.1.2.	Determinación De Presiones	123
8.3.1.3.	Construcción Diagrama Indicador Efecto Simple.....	123
8.4.	Integración Modelos Cero Dimensional, Cinemático Y Cinético Simplificado Vapor Vivo-Efecto Simple.	131
8.5.	Integración Modelos Cero Dimensional, Cinemático Y Cinético Simplificado Vapor Vivo-Efecto Doble.....	134
8.5.1.	Construcción Diagrama Indicador.	134
8.5.1.1.	Cálculo De Volúmenes.....	134
8.5.1.2.	Cálculo De Presiones.	135
8.5.1.3.	Cálculo De Pérdidas De Presión En Tubería De Admisión	135

8.5.1.4.	Cálculo De Pérdidas De Presión En Tubería De Escape.	154
8.5.1.5.	Determinación De Presiones.	167
8.5.2.	Modelo Cinético Simplificado Doble Efecto.....	173
8.6.	Integración Modelos Cero Dimensional, Cinemático Y Cinético Expansión. 175	
8.6.1.	Construcción Diagrama Indicador	175
8.6.1.1.	Cálculo De Pérdidas En Admisión.....	176
8.6.1.2.	Cálculo De Pérdidas De Presión En Tubería De Escape.	178
8.6.1.3.	Determinación De Presiones.	181
8.6.1.4.	Presiones Efecto Externo.	183
8.6.1.5.	Presiones Efecto Interno.....	187
9.	Resultados.....	191
9.1.	Levantamiento De Planos E Instrucción Para Ajustes De Posiciones Relativas Entre Sistema De Potencia Y Sistema De Distribución	191
9.2.	Simulación Integrada.....	192
9.2.1.	Datos De Simulación.	194
9.2.1.1.	Datos Para MDV Con Configuración De Carrete De Vapor Vivo (Con Vapor Sin Calentar Calidad Igual A 0,88, C1=11mA Y Avance Del Sistema De Distribución De 0°).....	195
9.2.1.2.	Datos Para MDV Con Configuración De Carrete De Vapor Vivo (Con Vapor Calentado Calidad Igual A 1 Y C1=9mA Y Avance Del Sistema De Distribución De 0°). 203	
9.2.1.3.	Datos Para MDV Con Configuración De Carrete De Vapor En Expansión (Con Vapor Calentado, Calidad Igual A 1, C1=9mA, Y Avance Del Sistema De Distribución De 0°).....	207
9.2.2.	Simulación Modelo Cinemático.	217
9.2.2.1.	Modelo Cinemático Sistema De Potencia.....	217
9.2.2.2.	Modelo Cinemático Sistema De Distribución.....	222
9.2.3.	Diagrama Indicador.	225
9.2.3.1.	Configuración Carrete De Vapor Vivo.	225
9.2.3.2.	Configuración Carrete De Expansión.	226
9.2.4.	Simulación Cinemática Simplificada.....	227

10.	Conclusiones.....	232
11.	Recomendaciones	235

Lista De Tablas

	pág.
Tabla 1. Requerimientos para modelo dinámico equivalente	65
Tabla 2. Requerimientos para equivalencia estática.....	67
Tabla 3. Viscosidad del agua y del vapor de agua, en centipoises (μ)	72
Tabla 4. Dimensiones generales Sistema de Potencia.....	79
Tabla 5. Dimensiones generales del Sistema de Distribución.....	82
Tabla 6. Volúmenes internos del Pistón.	94
Tabla 7. Distribución de acuerdo a la carrera de la válvula	97
Tabla 8. Porcentaje de apertura válvulas	98
Tabla 9. Estado de apertura válvulas	99
Tabla 10. Distribución de acuerdo a la carrera de la válvula diseño preliminar	102
Tabla 11. Porcentaje de apertura válvulas diseño preliminar carrete	103
Tabla 12. Iteraciones para mecanizado válvula admisión efecto interno	104
Tabla 13. Iteraciones para mecanizado válvula escape efecto interno	106
Tabla 14. Distribución de acuerdo a la carrera de la válvula diseño final.....	107
Tabla 15. Porcentaje de apertura válvulas diseño final carrete	108
Tabla 16. Parámetro de entrada Engine (Sistema de potencia)	112
Tabla 17. Parámetro de entrada Engine (Sistema de distribución).....	113
Tabla 18. Masas MVD sistema de potencia	117
Tabla 19. Parámetros iniciales sistema de potencia.	118

Tabla 20. Parámetros iniciales sistema de distribución.....	119
Tabla 21. Parámetros para cálculo de volúmenes.....	122
Tabla 22. Nomenclatura distancias (carrete en PEE).	127
Tabla 23. Nomenclatura posiciones.....	128
Tabla 24. Parámetros vapor vivo efecto simple sistema de potencia.	131
Tabla 25. Parámetros vapor vivo efecto simple sistema de distribución.....	132
Tabla 26. Perdidas por tubería sistema de admisión	140
Tabla 27. Longitud total tuberías de admisión.	143
Tabla 28. Rugosidad absoluta de tubería.....	146
Tabla 29. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal admisión	147
Tabla 30. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de admisión efecto externo.....	147
Tabla 31. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de admisión efecto interno	148
Tabla 32. Áreas de paso restringido para la válvula de carrete de vapor vivo	153
Tabla 33. Áreas de paso entrada y salida válvulas admisión.	153
Tabla 34. Pérdidas por tubería sistema de escape	157
Tabla 35. Longitud total tuberías de admisión	158
Tabla 36. Volumen desplazado	159
Tabla 37. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de escape efecto externo.....	162
Tabla 38. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de escape efecto interno	163
Tabla 39. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal de escape	163
Tabla 40. Áreas de paso restringido para la válvula de carrete de vapor vivo.	166
Tabla 41. Áreas de paso entrada y salida válvulas de escape.....	166
Tabla 42. Nomenclatura distancias (carrete en PEE) efecto doble.....	170

Tabla 43. Nomenclatura posiciones efecto doble.....	171
Tabla 44. Áreas de paso restringido para la válvula tipo carrete de vapor en expansión... 177	177
Tabla 45. Áreas de paso de entrada y salida válvulas admisión vapor en expansión.....	178
Tabla 46. Áreas de paso restringido para la válvula de carrete de expansión	180
Tabla 47. Áreas de paso entrada y salida válvulas de escape carrete de expansión.....	180
Tabla 48. Datos para el cálculo de presión efecto externo tiempo de escape antes de PMI	185
Tabla 49. Datos para el cálculo de presión efecto interno tiempo de admisión antes de PMI	188
Tabla 50. Parámetros sistema de potencia simulación 1	195
Tabla 51. Parámetros sistema de distribución carrete para vapor vivo.	196
Tabla 52. Parámetros para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión simulación 1	197
Tabla 53. Parámetros para cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión simulación 1.	198
Tabla 54. Parámetros para el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería admisión efecto interno y efecto externo simulación 1.	198
Tabla 55. Parámetros para cálculo flujo másico sistema de escape simulación 1	200
Tabla 56. Parámetros para cálculo de pérdidas de presión escape por fricción en (manguera de caucho) simulación 1	200
Tabla 57. Parámetros para cálculos de pérdida de presión sistema de escape efecto interno y externo simulación 1.....	201
Tabla 58. Parámetros sistema de potencia simulación 2.	203

Tabla 59. Parámetros para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión simulación 2.	203
Tabla 60. Parámetros para cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión simulación 2	204
Tabla 61. Parámetros para el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería admisión efecto interno y efecto externo simulación 2.	205
Tabla 62. Parámetros para cálculo flujo másico sistema de escape simulación 2.....	205
Tabla 63. Parámetros para cálculo de pérdidas de presión escape por fricción en (manguera de caucho) simulación 2.	206
Tabla 64. Parámetros para cálculos de pérdida de presión sistema de escape efecto interno y externo simulación 2.....	206
Tabla 65. Parámetros sistema de potencia simulación 3.	208
Tabla 66. Parámetros sistema de distribución carrete de expansión	208
Tabla 67. Parámetros para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión simulación 3.	210
Tabla 68. Parámetros para cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión simulación 3.	211
Tabla 69. Parámetros para el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería admisión efecto interno y efecto externo simulación 3.	211
Tabla 70. Parámetros para cálculo flujo másico sistema de escape simulación 3.....	213
Tabla 71. Parámetros para cálculo de pérdidas de presión escape por fricción en (manguera de caucho) simulación 3.	213

Tabla 72. Parámetros para cálculos de pérdida de presión sistema de escape efecto interno y externo simulación 3.....	214
Tabla 73. Cálculo de masa de admisión y masa remante	216
Tabla 74. Cálculo constante de expansión politrópica efecto interno.	216
Tabla 75. Cálculo constante de expansión politrópica efecto externo.	217
Tabla 76. Torque máximo por efecto	229
Tabla 77. Torque medio y potencia.	230

Lista De Gráficas

	pág.
Gráfica 1. Relación entre la posición del pistón y los grados del cigüeñal	218
Gráfica 2. Posición desde PMS efecto externo.....	219
Gráfica 3. Posición desde PMI efecto externo	220
Gráfica 4. Velocidad del pistón	221
Gráfica 5. Aceleración pistón	222
Gráfica 6. Posición carrete.....	223
Gráfica 7. Velocidad del carrete.	224
Gráfica 8. Aceleración carrete.	224
Gráfica 9. Diagrama indicador efecto interno configuración carrete de vapor vivo.	225
Gráfica 10. Diagrama indicador efecto externo configuración carrete de vapor vivo.	226
Gráfica 11. Diagrama indicador efecto interno configuración carrete de expansión.	226
Gráfica 12. Diagrama indicador efecto interno configuración carrete de expansión	227
Gráfica 13. Torque total vapor.	228
Gráfica 14. Torque de inercia.	228
Gráfica 15. Torque total (instantáneo).....	229
Gráfica 16. Comprobación modelo	231

Lista De Figuras

	pág.
Figura 1. Acceso a la electricidad en los países en desarrollo como porcentaje de la población, 2011	28
Figura 2. Mapa departamental del índice de cobertura año 2012.....	30
Figura 3. Disposición vertical.....	40
Figura 4. Disposición horizontal	40
Figura 5. Motor de vapor de doble efecto	42
Figura 6. Conductos de entrada y salida de vapor en un MDV	44
Figura 7. Funcionamiento motor de vapor doble efecto.....	45
Figura 8. Diagrama P-V vapor vivo	47
Figura 9. Apertura válvula de admisión (vapor vivo)	48
Figura 10. Cierre válvula de admisión (vapor vivo).....	48
Figura 11. Apertura válvula de escape (vapor vivo)	49
Figura 12. Cierre válvula de escape (vapor vivo).....	50
Figura 13. Diagrama P-V Teórico configuración carrete expansión.....	51
Figura 14. Apertura válvula de admisión (expansión)	52
Figura 15. Tiempo admisión (expansión).....	52
Figura 16. Cierre válvula admisión (expansión)	53
Figura 17. Apertura válvula de escape (expansión)	55
Figura 18 Escape máximo (expansión)	56
Figura 19. Cierre válvula de escape.....	57

Figura 20. Mecanismo de biela manivela y corredera de cuatro barras	58
Figura 21. Geometría del mecanismo biela manivela	58
Figura 22. Geometría del motor	59
Figura 23. Diagrama de cuerpo libre	63
Figura 24. Modelo dinámico de masa concentrada	66
Figura 25. Modelo de masa concentrada estáticamente equivalente de una manivela.....	67
Figura 26. Diagrama P-V de una máquina vapor (izq.) y de un MCIA (der.)	74
Figura 27. Esquema de la máquina de Newcomen 1712.....	76
Figura 28. Componentes principales del Sistema de Potencia.	79
Figura 29. Componentes principales del Sistema de Distribución.....	82
Figura 30. Puntos extremos válvula tipo carrete	85
Figura 31. Tubería de admisión.....	86
Figura 32. Tubería de escape.....	87
Figura 33. Componentes del freno Prony	88
Figura 34. Eje principal inicial	91
Figura 35. Eje mecanizado	92
Figura 36. Pistón en PMS efecto externo	93
Figura 37. Solidos de volúmenes cuando el pistón se ubica en PMS del efecto externo	93
Figura 38. Solidos de volúmenes cuando el pistón se ubica en PMI del efecto externo.....	94
Figura 39. Posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución.....	97
Figura 40. Posición carrete desde PEI (0mm)	100
Figura 41. Posición carrete desde PEI (11,7mm).....	101
Figura 42. Posición carrete desde PEI (23,4mm).....	101

Figura 43. Posición carrete desde PEI (35,1mm).	101
Figura 44. Posición carrete desde PEI (46,8mm).	102
Figura 45. Plano de referencia sistema de potencia.....	109
Figura 46 Plano de referencia sistema de distribución	109
Figura 47. Masas sistema de potencia.	118
Figura 48. Volumen muerto efecto externo.....	121
Figura 49. Distancias conductos de entrada y salida al punto de referencia.	125
Figura 50. Distancia válvulas (carrete en PEE).....	125
Figura 51. Nomenclatura de posiciones sistema de distribución efecto simple	126
Figura 52. Ángulo de desfase entre sistema de distribución y potencia en PMS.	130
Figura 53. Esquema general instalación para prueba del MDV	137
Figura 54. Presiones en sistema de admisión	138
Figura 55. Vista superior sistema de admisión.....	142
Figura 56. Vista frontal y lateral sistema de admisión.	142
Figura 57. Pérdidas en válvula de admisión efecto externo vapor vivo.	149
Figura 58. Pérdidas en válvula de admisión efecto interno vapor vivo.....	150
Figura 59. Áreas de paso sistema de admisión efecto externo vapor vivo.....	150
Figura 60. Posición de referencia inicial.	151
Figura 61. Posición de apertura máxima.	152
Figura 62. Áreas de paso restringido	152
Figura 63. Presiones en sistema de escape	155
Figura 64. Vista frontal sistema de escape	158
Figura 65. Pérdidas en válvula de escape efecto interno vapor vivo.....	164

Figura 66. Pérdidas en válvula de escape efecto externo vapor vivo.	165
Figura 67. Áreas de paso sistema de escape efecto externo.	165
Figura 68. Distancias conductos de entrada y salida doble efecto vapor vivo.	168
Figura 69. Distancias válvulas doble efecto vapor vivo.	168
Figura 70 Nomenclatura de posiciones sistema de distribución efecto doble	169
Figura 71. Pérdidas en válvula de admisión efecto externo vapor expansión.	176
Figura 72. Pérdidas en válvula de admisión efecto interno vapor expansión.	177
Figura 73. Pérdidas en válvula de escape efecto interno vapor en expansión.	179
Figura 74. Pérdidas en válvula de escape efecto externo vapor en expansión.	179
Figura 75. Ángulo de desfase entre el sistema de potencia y sistema de distribución carrete de expansión.	182
Figura 76. Distancias válvulas doble efecto (carrete expansión).	182
Figura 77. Ensamblajes planos 3D motor de vapor.	192
Figura 78. Código de colores para identificación de parámetros.	194

Lista De Anexos

- Anexo 1. Comprobación modelo cinemático y cinético simplificado con programa Engine.
..... (Formato digital)
- Anexo 2. MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo..... (Formato digital)
- Anexo 3. MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo.....(Formato digital)
- Anexo 4. MDV modelo integrado efecto doble expansión. (Formato digital)
- Anexo 5. Planos MDV..... (Formato digital)
- Anexo 6. Instructivo para ajustes de posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución del MDV..... (Formato digital)
- Anexo 7. Diagramas de fase de distribución valvular..... (Formato digital)

Resumen

Este trabajo presenta el desarrollo de la integración de los modelos cero dimensional del diagrama indicador, cinemático y cinético simplificado de un motor de vapor (MDV) monocilíndrico de doble efecto, ubicado en las instalaciones de la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá con el fin de simular la entrega del torque instantáneo y torque medio. Se realiza la integración de los modelos para dos configuraciones del sistema de distribución, la primera de ellas para un carrete de vapor vivo, y la otra para un carrete que presenta una fase de expansión después de la admisión.

Se efectúan tres simulaciones a diferentes condiciones de entrada de vapor y un ángulo de avance de 0° para el sistema de distribución. Las condiciones a variar son la calidad del vapor, el flujo másico y la presión de entrada de vapor al cilindro. Para alimentar los modelos mencionados, se procede con la caracterización, reconocimiento de los componentes y el levantamiento metrológico de los planos de cada una de las piezas del equipo con el fin de construir el modelado en sistema CAD del MDV. Mediante el análisis de estos planos se obtienen las posiciones relativas de avance 0° entre el sistema de potencia y el sistema de distribución, esto permite establecer la correcta configuración entre estos sistemas para el funcionamiento óptimo del motor.

Las simulaciones se alimentan con los datos de las pruebas experimentales realizadas en la Universidad Nacional de Colombia, dentro de la tesis de maestría en ingeniería mecánica

titulada (Estudio de la influencia de la regulación del sistema de distribución del motor a vapor de émbolo recíprocante perteneciente al laboratorio de energías renovables y plantas térmicas de la Universidad Nacional de Colombia, sede Bogotá, con simulación integrada de los modelos cinemático y térmico). Mediante este trabajo se comprueba que la integración de los modelos constituye una herramienta de simulación que permite obtener de forma aproximada las entregas de torque instantáneo y torque medio del motor de vapor con respecto a la operación real.

PALABRAS CLAVE: MOTOR DE VAPOR, CINEMÁTICA, CINÉTICA, DIAGRAMA INDICADOR, MODELO 3D, VAPOR VIVO, VAPOR EN EXPANSIÓN.

Simulación Integrada Del Diagrama Indicador Con El Modelo Cinemático Del Mecanismo De Un Motor De Vapor De Embolo Reciprocante En Convenio Con Las Universidades ECCI Y Nacional Sede Bogotá.

1. Introducción

Hoy en día, el suministro de energía se ha convertido en una de las necesidades primarias para las personas, un recurso que está presente en casi todas las actividades que realiza el ser humano, muchas personas aún no cuentan con este servicio básico por lo que se deben buscar alternativas para suplir esta necesidad como la adaptación de motores pequeños (portátiles) capaces de mover un generador eléctrico. Para determinar si un motor puede cumplir con los requerimientos en una aplicación determinada, se usa el torque y la potencia generados por el mismo, estos dependen de la cinemática, cinética y termodinámica del motor.

Este trabajo hace parte de un proyecto conjunto entre la Universidad ECCI y la Universidad Nacional de Colombia, en él se analiza el desempeño de un motor de vapor de émbolo reciprocante de doble efecto ubicado en el laboratorio de plantas térmicas y energías renovables de la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá, bajo la dirección del profesor Jorge Eduardo Arango Gómez Docente de esta institución. El proyecto está principalmente articulado por la tesis de maestría en ingeniería mecánica de la Universidad Nacional de Colombia titulada (Estudio de la influencia de la regulación del sistema de distribución del motor a vapor de émbolo reciprocante perteneciente al laboratorio de energías renovables y plantas térmicas de la Universidad Nacional de Colombia, sede

Bogotá, con simulación integrada de los modelos cinemático y térmico), que surgió como una segunda fase posterior al proyecto 701 financiado por Colciencias. Desde el año 2018 se han articulado un grupo de proyecto aplicado a ingeniería (PAI) conformado por estudiantes de esta institución (a cargo del aseguramiento metrológico del equipo, pruebas experimentales y adaptación de diseño) y el presente trabajo de grado.

El trabajo presentado en este documento se limita a la construcción del diagrama indicador (cálculo de pérdidas de presión en sistema de admisión y escape y construcción del diagrama presión generada por el vapor vs volumen dentro del cilindro), desarrollo de los modelos de la cinemática (cálculos de posición, velocidad y aceleración del pistón y de la válvula tipo carrete) y de la cinética simplificada del motor (cálculos de fuerza de vapor, torque de inercia, torque de vapor, torque instantáneo y torque medio), su correspondiente integración para las configuraciones del sistema de distribución de vapor vivo y vapor en expansión, simulación en las configuraciones establecidas para vapor sin calentar (mezcla de vapor) y vapor calentado (vapor saturado) y por último la construcción de los planos tridimensionales del motor.

Este proyecto se alimenta de los datos de las pruebas experimentales del MDV suministrados por el grupo de PAI (Proyectos Aplicados a Ingeniería) bajo la supervisión de la tesis de maestría de ingeniería mecánica.

Para la construcción de los planos tridimensionales se usa el programa SolidWorks y para la integración de los modelos se usa el programa Excel, el modelo cinemático y cinético se basan en las fórmulas establecidas en los capítulos 13 y 14 del libro Diseño de Máquinas de Robert Norton el cual incluye un CD con un software de simulación “Engine”.

El motor de vapor, está compuesto por dos sistemas principales (sistema de potencia y sistema de distribución) además de los sistemas de admisión y escape. Debido al análisis realizado, este trabajo se divide en 4 etapas descritas a continuación:

En la primera etapa, se construye el modelo cinemático y cinético simplificado del sistema de potencia, y el modelo cinemático del sistema de distribución para un motor monocilíndrico de efecto simple con el fin de comparar los resultados con los obtenidos en el programa Engine. Este modelo, usa la presión suministrada por el programa mencionado para el cálculo de la fuerza de vapor, torque de vapor, torque instantáneo y torque medio. El análisis se realiza para 720° de giro de la manivela del sistema de potencia.

En la segunda etapa se usa los modelos ya comprobados y se integra el diagrama indicador para un MDV de simple efecto y una configuración de vapor vivo con el fin de remplazar la presión suministrada por el programa Engine, por la presión dentro del cilindro del motor. En esta etapa se asumen las presiones de escape y de admisión.

En la tercera etapa se construye un modelo para un motor de vapor de embolo reciprocante, pero de doble efecto con una configuración valvular de vapor vivo, en esta etapa se realiza la simulación con datos reales suministrados por las pruebas experimentales para vapor saturado y mezcla de vapor, se calculan las pérdidas de presión en el sistema de admisión y en el sistema de escape con el fin de obtener un resultado muy cercano a la realidad.

En la cuarta etapa, se construye un modelo para un motor de vapor de embolo reciprocante de doble efecto, pero para una configuración valvular de vapor en expansión, en esta etapa se realiza la simulación con datos reales suministrado por las pruebas

experimentales para vapor saturado, se calculan las pérdidas de presión en el sistema de admisión y en el sistema de escape.

2. Problema De Investigación

2.1. Descripción Del Problema

2.1.1. Escenario Mundial Y Nacional.

En la actualidad dentro del contexto mundial el panorama es preocupante, según un informe “Más de 1300 millones de personas en el mundo todavía no disponen de acceso a electricidad, de las cuales más del 95% se hallan ubicadas en el África subsahariana y en países en desarrollo de Asia” (Naciones Unidas, 2014, pág. 3), la Figura 1 muestra el porcentaje de cobertura de electricidad en países en vía de desarrollo para el año 2011.

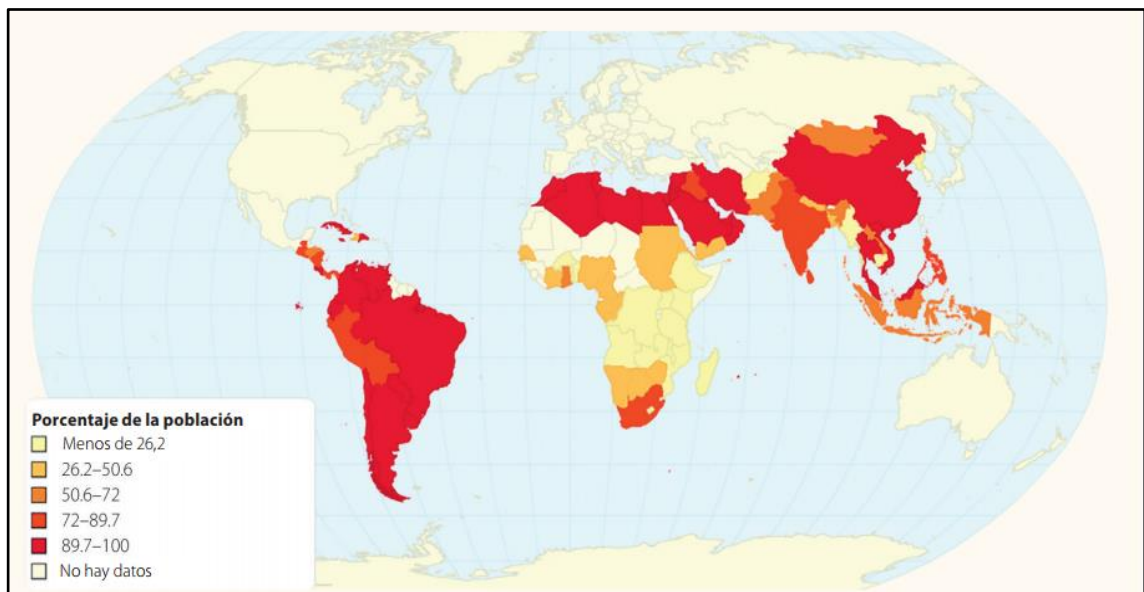


Figura 1. Acceso a la electricidad en los países en desarrollo como porcentaje de la población, 2011

Fuente: NACIONES UNIDAS. Informe de las Naciones Unidas sobre el desarrollo de los recursos Hídricos en el mundo 2014. Perugia: UNESCO. 2014. p.2.

Adicionalmente se pronostican que “A nivel mundial, se espera que la demanda de electricidad se incremente aproximadamente en un 70 % de aquí al 2035” (Naciones

Unidas, 2014, pág. 4), sin lugar a duda, se deben buscar soluciones energéticas que permitan llegar a una cobertura del 100% a nivel mundial.

La Figura 1 muestra que los escenarios más preocupantes se encuentran en países ubicados en África y Asia donde existen naciones con porcentaje de cobertura menores al 26,2%, el panorama del continente americano es mejor que el de los continentes ya nombrados, a excepción de Perú y algunos países centroamericanos, todos los países del nuevo continente tienen una cobertura mayor al 89,7%, aunque es un porcentaje grande, se debe garantizar una cobertura total.

El contexto colombiano no es indiferente a esta problemática, un gran porcentaje de zonas rurales alejadas presentan problemas relacionados con este suministro, o lo que es peor no cuentan con este servicio, este es un gran inconveniente teniendo en cuenta que este servicio complementa escenarios relacionados con la comunicación, productividad, seguridad, confort, entretenimiento, actualidad, educación, entre otros.

Estos lugares a los cuales no llega la energía eléctrica a través del sistema interconectado nacional reciben el nombre de Zonas no interconectadas (ZIN), UPME nos presenta la siguiente información “a diciembre de 2012, 470.244 viviendas no contaban con el servicio de energía eléctrica. Para llevarles este servicio, se requieren aproximadamente \$4.3 billones” (UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA, 2014, pág. 16).

El gobierno colombiano debe garantizar los servicios básicos al 100% de la población del país por lo cual se realizan planes para aumentar el porcentaje de cobertura y disminuir las viviendas sin servicio (VSS), UPME nos dice que “de las 470.244 VSS totales a nivel nacional, aproximadamente 55.809 viviendas sin servicio no son interconectables”

(UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA, 2014, pág. 114). Es decir, se deben buscar alternativas diferentes.

La Figura 2 muestra el mapa de Colombia donde se dividen los departamentos y se muestra el porcentaje de cobertura para el año 2012, San Andrés, Bogotá, Quindío, Atlántico y Risaralda tienen una tasa del 100% mientras que, Vaupés, Vichada, Putumayo, y Amazonas aparecen con porcentajes por debajo del 66%.

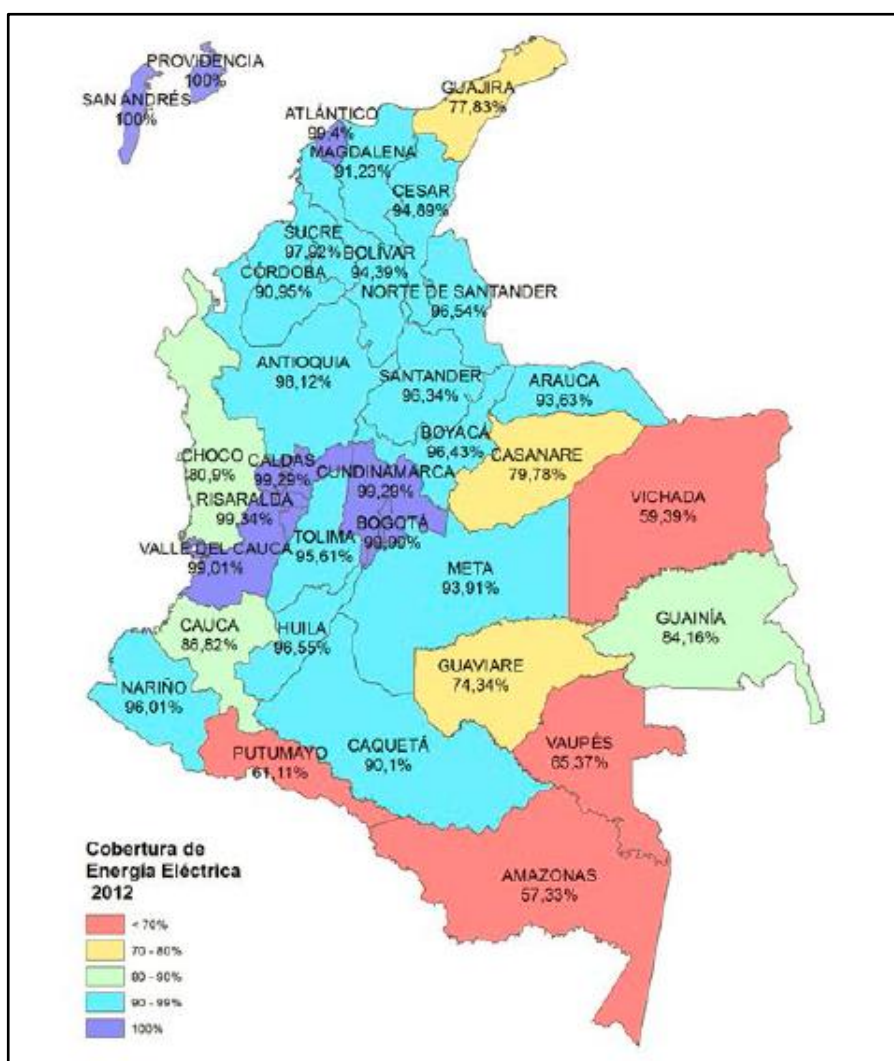


Figura 2. Mapa departamental del índice de cobertura año 2012

Fuente: UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA, Plan indicativo de expansión de cobertura de energía eléctrica 2012-2017. Colombia: UPME. 2014.p.51.

2.1.2. Panorama desde el punto de vista de la ingeniería

Los motores tanto de combustión interna como de combustión externa, funcionan convirtiendo algún tipo de energía en energía mecánica, los motores de combustión interna aprovechan la energía química del combustible para convertirla en energía mecánica utilizable, mientras que los motores de combustión externa como el motor de vapor ubicado de la Universidad Nacional de Colombia con convenio ECCI utilizan la energía térmica almacenada en el vapor para generar movimiento, en este caso se genera un movimiento alternativo que luego gracias al sistema de biela-manivela se convierte en un movimiento de rotación, este último se puede aprovechar para generar electricidad a través de un generador.

Cada tipo de motor tiene características diferentes basadas en los parámetros de diseño del mismo tales como: (relación biela-manivela, relación de compresión, cilindrada, diámetro del cilindro, carrera, entre otros), para establecer si el motor de vapor puede usarse como fuente de movimiento para que se le instale un generador de corriente, es conveniente saber que torque genera. Para ello se requiere usar un modelo cinemático que permita determinar la posición, velocidad y aceleración del pistón y un modelo cinético simplificado para calcular el torque instantáneo y el torque medio generado, estos últimos se obtienen a partir del torque de inercia y el torque generado por la presión del vapor, por tal motivo se debe integrar a estos modelos el diagrama indicador, el cual permite determinar la presión dentro del cilindro.

Tanto para los motores de combustión interna como para los de combustión externa, el diagrama indicador representa un punto de referencia que muestran el comportamiento

de un sistema por medio de gráficas de presión vs volumen, estas detallan cada proceso que conforma al ciclo de funcionamiento, suministran información muy importante como el trabajo efectivo, y características de cada proceso, además debido a que la presión se relaciona con el volumen, se puede usar un modelo que corresponda la presión dentro del cilindro con el ángulo de giro de la manivela.

No se puede emplear el ciclo de Carnot para construir el diagrama indicador del motor de vapor, puesto que las condiciones de funcionamiento son muy diferentes, Severns, Degler y Miles nos presentan la siguiente definición “La máquina de vapor es una máquina que recibe el fluido motriz en condiciones determinadas y que lo evacua a una presión definida; teóricamente interesa que la expansión sea isoentrópica. Generalmente, se emplea al ciclo Rankine para representar el funcionamiento ideal de una máquina o turbina de vapor trabajando en combinación con otros elementos” (Severns, Degler, & Degler, 1982, pág. 253).

Aunque el ciclo Rankine describe de mejor forma el ciclo de funcionamiento del motor de vapor, esta máquina no sigue las líneas que componen este ciclo debido a los componentes que se incluyen, por tal motivo se debe construir el diagrama indicador (P-V) teórico de funcionamiento a partir de recolección de datos reales, de la cinemática del sistema de distribución para establecer el estado de apertura o cierre de las válvulas y de la cinemática del sistema de potencia para el cálculo de volumen que son una función de la posición del pistón.

3. Formulación Del Problema

¿El motor de vapor de embolo reciprocante ubicado en la Universidad Nacional de Colombia en la ciudad de Bogotá con convenio ECCI puede llegar a ser una alternativa de solución para llevar energía eléctrica a las zonas no interconectadas del país?

Para determinar si el motor de vapor de embolo reciprocante ubicado en la Universidad Nacional de Colombia en la ciudad de Bogotá con convenio ECCI puede llegar a ser una alternativa de solución para llevar energía eléctrica a las zonas no interconectadas del país se debe analizar el desempeño del motor a partir del análisis desde el punto de vista de la ingeniería. Para lo cual se deben responder las siguientes incógnitas:

¿Qué desempeño (torque medio entregado) se obtiene con las condiciones de salida de vapor dadas en el laboratorio?

Para la capacidad definida del motor y su caracterización a partir de parámetros de entrada y salida, ¿Es posible evaluar por medio de software, la mejora del desempeño (torque entregado) por medio de diferentes configuraciones del sistema de distribución?

Teniendo en cuenta el cambio del torque entregado, ¿se debería calentar el vapor, para mejorar el desempeño del MDV?

4. Objetivos De La Investigación

4.1. Objetivo General

Realizar la simulación integrada del diagrama indicador y la cinemática de un motor de vapor para diferentes configuraciones del sistema de distribución y condiciones de alimentación, en convenio con las Universidades ECCI y Nacional sede Bogotá.

4.2. Objetivos Específicos

- Efectuar el levantamiento de planos tridimensionales de la instalación de motor de vapor de embolo reciprocante en sistema CAD, con configuraciones del sistema de distribución en vapor vivo y en expansión, e instrucción para ajustes de posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución.
- Construir el modelo 0-Dimensional del diagrama indicador en función de las condiciones de suministro del vapor y configuraciones establecidas del sistema de distribución e integrarlo a la simulación cinemática y cinética simplificada del motor de vapor de émbolo reciprocante.
- Obtener el torque instantáneo y medio de entrega del motor de vapor a partir de simulaciones cinemáticas para las configuraciones establecidas del sistema de distribución y bajo diferentes condiciones de entrada del vapor.

5. Justificación Y Delimitación De La Investigación

5.1. Justificación

La electricidad se obtiene a partir de la transformación de algún tipo de energía, la forma más común es generar un movimiento de rotación que luego se transmite a un generador para obtener la corriente eléctrica, este movimiento puede obtenerse de diferentes motores, como en este caso el motor de vapor. Para determinar si el MDV de la Universidad Nacional de Colombia ubicado en el laboratorio de energías renovables cumple con las características necesarias para ser utilizado como generador motriz para el alternador, se debe realizar el análisis cinemático, cinético simplificado, construcción de diagrama indicador y simulación para diferentes condiciones de entrada de vapor y diferentes configuraciones del sistema de distribución.

Es conveniente construir el diagrama indicador del motor de vapor ubicado en la Universidad Nacional con convenio ECCI para determinar la presión en función del volumen, se debe entender que el volumen es función de la posición del cilindro y esta última es función de la longitud de la biela, el radio y ángulo de giro de la manivela del sistema de potencia, donde la longitud de la biela y el radio de la manivela son constantes. Estos datos integrados con la cinemática y cinética simplificada del motor permiten construir un diagrama de torque en función del ángulo de giro.

A partir de experimentación para la investigación que se realizará por parte del profesor José David Barón Pinilla, de la instalación del freno Prony y de dispositivos de medida se obtendrá Información del prototipo del motor de vapor como:

Torque

Velocidad angular

Presiones de entrada

Temperaturas de entrada

Flujo másico de entrada

Con el análisis de estos datos, la construcción de los diagramas indicador y el modelo cinemático y cinético simplificado del motor, se puede determinar la viabilidad del mismo como fuente de movimiento para la generación de corriente eléctrica.

5.2. Delimitación

Las limitaciones de tiempo, espacio y recursos de la investigación se describen a continuación:

El tiempo disponible para realizar pruebas o recolectar datos, es una de las mayores limitantes puesto que el motor de vapor pertenece a la Universidad Nacional y esta entidad educativa dispone de días hábiles para el préstamo de sus laboratorios, los integrantes del grupo trabajan y estudian lo que disminuye el tiempo para obtener la información requerida. La limitación de espacio se resume en que todas las pruebas se deben realizar dentro del campus de la universidad Nacional.

El motor de vapor presenta varias pérdidas mecánicas que no le permiten tener continuidad en su ciclo de funcionamiento por lo que es necesario realizar modificaciones para disminuir estas pérdidas y de esta forma poder recolectar datos confiables a partir de un ciclo continuo de funcionamiento. Estas modificaciones están a cargo del profesor José David Barón Pinilla.

Los recursos económicos son limitados por lo que no se cuenta con una licencia de software de diseño ni un computador que la soporte, por lo que la integración del modelo cinemático, cinético simplificado y diagrama indicador, se realizan en Microsoft Excel.

6. Marco De Referencia De La Investigación

6.1. Marco Teórico

Un motor es una máquina capaz de transformar algún tipo de energía en trabajo útil. El motor de vapor pertenece al grupo de los motores térmicos, estos transforman la energía calorífica generada por una combustión en energía mecánica aprovechable (trabajo útil), estos motores se pueden clasificar en dos grandes familias principalmente según donde ocurre la combustión, motores de combustión interna y motores de combustión externa.

El calor se obtiene a partir de la energía química presente en los diferentes combustibles, esta energía puede ser aprovechada para mover un pistón directamente (motores de combustión interna) o para elevar la temperatura del agua y obtener trabajo a través de la expansión del vapor (motores de combustión externa).

6.1.1. Clasificación Motores.

A continuación, se muestra la clasificación de los motores térmicos, teniendo en cuenta como primer criterio el lugar donde ocurre la combustión (combustión interna, combustión externa), y como segundo criterio el tipo de movimiento (alternativo o rotativo).

- **Primer criterio:** Lugar donde ocurre la combustión

Motores de combustión interna: Son aquellos motores donde la combustión se realiza dentro del motor y donde la energía liberada del combustible produce el movimiento del mecanismo para generar trabajo.

Motores de combustión externa: La combustión en este tipo de motores se realiza fuera del motor, la energía liberada por el combustible es transmitida a un fluido el cual genera el trabajo. Un ejemplo claro de este tipo de motores es el motor de vapor.

- **Segundo criterio:** Tipo de movimiento

Movimiento alternativo: Son aquellos motores compuestos por un pistón con movimiento lineal, de arriba hacia abajo y de abajo hacia arriba en disposición vertical o de un lado a otro en disposición horizontal.

Movimiento Rotativo: Son los motores que actúan sobre mecanismos que giran como las turbinas.

6.1.2. Motor De Combustión Externa Alternativo

6.1.2.1. Motor De Vapor.

El motor ubicado en la Universidad Nacional de Colombia con convenio ECCI, es un motor que funciona con vapor cuya combustión se realiza por fuera del motor, se utiliza una caldera para generar calor y elevar la temperatura y presión del agua con el fin de obtener vapor, el motor está provisto con un pistón que se mueve de un lado a otro, por lo tanto, es un motor con combustión externa alternativo, a continuación, se detalla la clasificación del motor y se describe el funcionamiento y características principales del mismo.

- **Tercer criterio:** Según la disposición del pistón (disposición vertical y disposición horizontal).

Disposición vertical: El pistón tiene un movimiento alternativo se mueve de arriba hacia abajo y de abajo hacia arriba, los puntos muertos son llamados (PMI) punto muerto inferior y (PMS) punto muerto superior. La Figura 3 muestra la disposición vertical del motor y los puntos PMS y PMI.

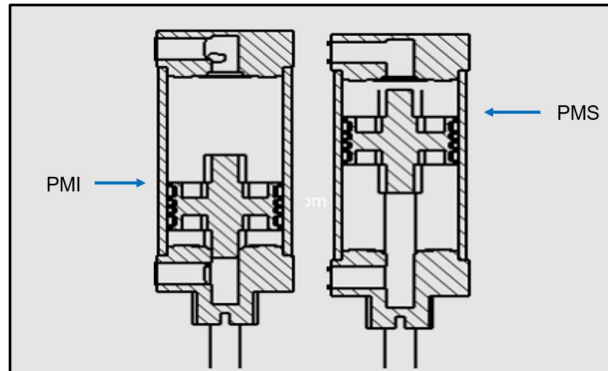


Figura 3. Disposición vertical
Fuente: Elaboración Propia

Disposición horizontal: El pistón tiene un movimiento alternativo se mueve de un lado al otro, los puntos muertos son llamados PMS y PMI. La **Figura 4.** Disposición horizontal. La Figura 4 muestra los puntos muertos de un motor de vapor de disposición horizontal de doble efecto.

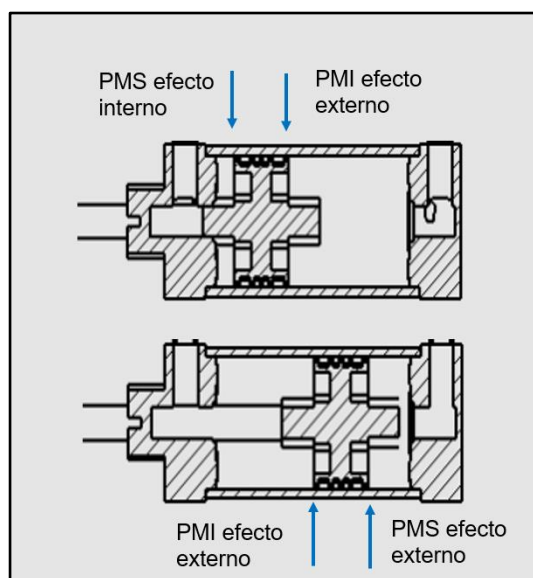


Figura 4. Disposición horizontal

Fuente: Elaboración Propia

El motor de vapor de doble efecto, cuenta con dos cámaras de combustión, por tal motivo cuando el pistón se ubica en el PMS del efecto externo estará ubicado en el PMI del efecto interno y viceversa. Cuando el motor, se ubica en PMS del efecto externo el volumen de la cámara de efecto externo es mínimo mientras que el volumen de la cámara del efecto interno es máximo. Este punto se refiere a la posición del pistón más alejada del volante de inercia, mientras que cuando el pistón se ubica en PMS del efecto interno el volumen de esta cámara es mínimo y el volumen de la cámara del efecto externo es máximo. Este punto se refiere a la posición del pistón más cercana al volante de inercia.

- **Cuarto criterio:** Número de cilindros

Monocilíndrico: 1 cilindro

Policilíndrico: 2 o más cilindros

- **Quinto criterio:** Por la forma en cómo se expulsa el vapor

Motor con condensación: El sistema está compuesto por un condensador que recibe el vapor de escape.

Motor sin condensación: En este tipo de motores los vapores de escape son expulsados a la atmosfera directamente.

- **Sexto Criterio:** Tipo de válvulas

Los tipos de válvulas Según Severns, Howard y Degler pueden ser: “Válvula de corredera, tipo Corliss, y de Seta. Las válvulas de corredera pueden ser: de forma D o Planas, equilibradas, de lumbreras múltiples, y de émbolo.” (Severns, Degler, & Degler, 1982, pág. 5). Teniendo en cuenta los criterios previamente explicados, se realiza la

descripción completa de la clasificación del MDV: El motor de vapor ubicado en la Universidad Nacional con convenio ECCI es un motor de combustión externa con movimiento alternativo, disposición horizontal, de doble efecto (dos tiempos de trabajo por cada giro del volante), mono cilíndrico, sin condensación, con válvula tipo corredera tipo D (carrete tipo válvula). La Figura 5 muestra la vista superior en corte del motor de vapor de doble efecto, en la imagen se puede ver las partes básicas del motor, el efecto interno se ubica al lado izquierdo del pistón, mientras que el efecto externo se ubica al lado derecho del pistón, se realizará una descripción más detalla en el capítulo 7.

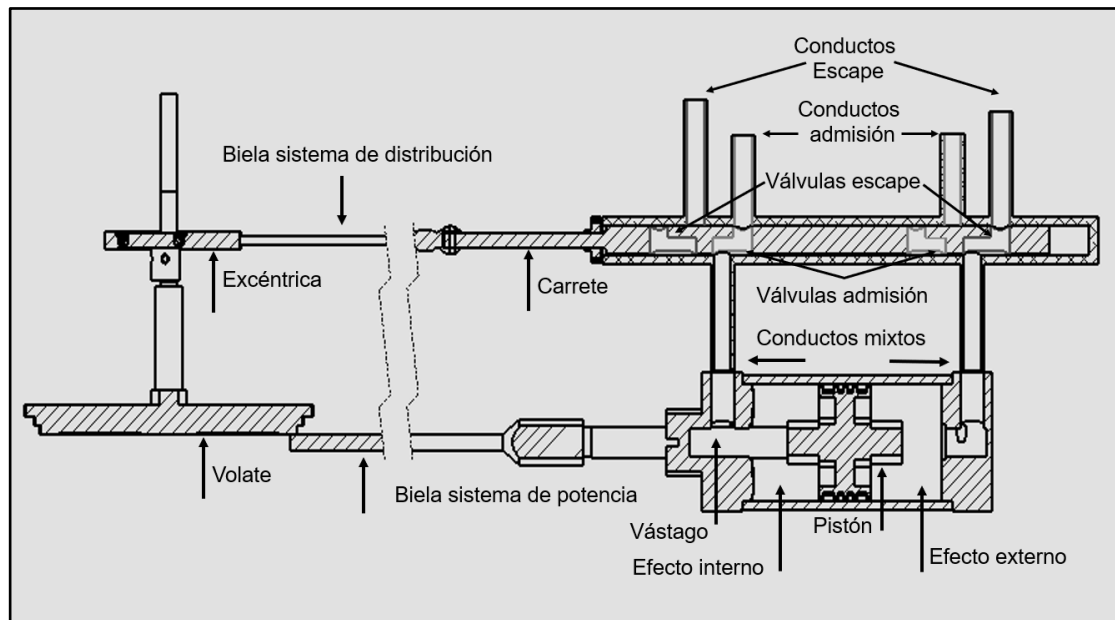


Figura 5. Motor de vapor de doble efecto

Fuente: Adaptado de SEVERNS William, DEGLER Howard y DEGLER John. La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. Barcelona: REVERTE, 1982, p239

6.1.3. Funcionamiento Motor De Vapor.

La función de un motor de vapor es convertir la energía térmica del vapor en energía mecánica aprovechable (trabajo mecánico), el sistema está compuesto

principalmente por una caldera o fuente de vapor, y un motor de vapor. Se genera una combustión por fuera del cilindro, la energía liberada del combustible en el horno de la caldera se utiliza en primer lugar para evaporar el agua en una caldera y luego el vapor así producido se hace actuar sobre el pistón del motor de vapor, la presión sobre el pistón genera una fuerza para que el motor se mueva.

Dependiendo de la configuración del sistema de distribución puede generarse una expansión o no dentro del cilindro. Esta condición depende del porcentaje de apertura de la válvula de admisión, (se puede trabajar con vapor saturado o sobrecalentado dependiendo del suministro de la caldera), luego del trabajo realizado por el vapor, este se expulsa a la atmósfera o se recolecta con la ayuda de un condensador.

La Figura 6 muestra la entrada de vapor para el efecto externo del cilindro (lado derecho del pistón) y la salida del vapor que ya realizó trabajo para el efecto interno (lado izquierdo del pistón). El vapor entra al cilindro debido al movimiento de una válvula tipo corredera (carrete) que permite el paso o no del vapor hacia el cilindro, el carrete está provisto de 4 orificios (válvulas), 2 para cada efecto.

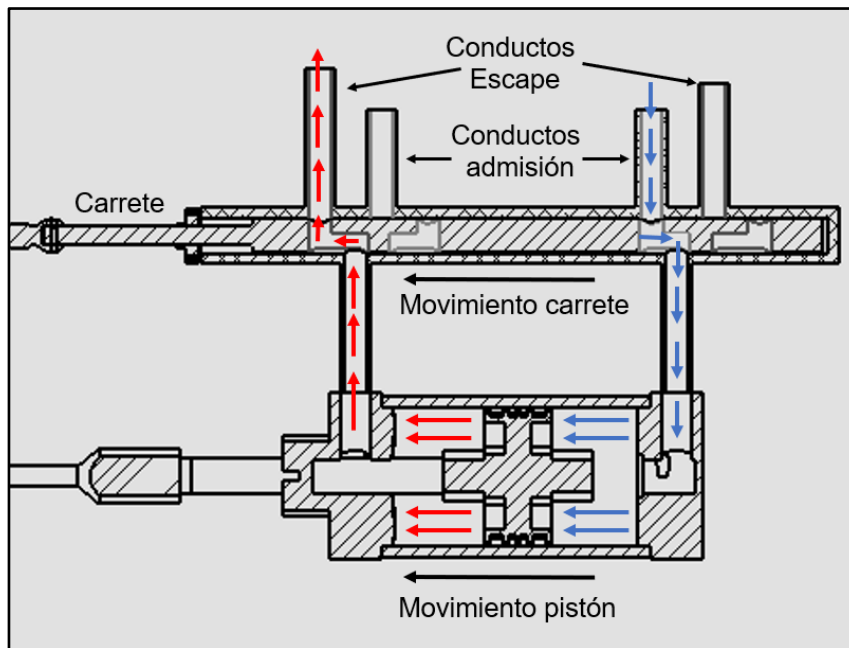


Figura 6. Conductos de entrada y salida de vapor en un MDV

Fuente: Adaptado de SEVERNS William, DEGLER Howard y DEGLER John. La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. Barcelona: REVERTE, 1982, p239.

La posición de las válvulas y el movimiento del carrete definen la entrada o salida del vapor, el vapor entra a una presión y temperatura alta cuando el pistón está en PMS, la presión del vapor empuja el cilindro al otro extremo (PMI) y la energía térmica se convierte de este modo en energía mecánica.

Como el movimiento del pistón es alternativo, el vapor ingresa por otro orificio gracias al movimiento de la válvula tipo corredera, y genera trabajo en el pistón para que se mueva ahora en el otro sentido, de este modo hay un movimiento horizontal de vaivén, este movimiento se convierte luego en un movimiento rotatorio gracias al conjunto biela-manivela, el sistema biela-manivela entrega el movimiento de rotación al volante de inercia.

La Figura 7 muestra el funcionamiento básico de un motor de vapor, cuando en un lado del cilindro se está admitiendo vapor, el otro lado está expulsando el vapor que ya generó trabajo, (de este modo por cada vuelta del cigüeñal se generan dos tiempos de trabajo), todo esto gracias a la válvula de tipo corredera que le debe su movimiento a la excéntrica situada en el eje donde están instalados el volante de inercia, en este mismo eje se ubica una polea para transmitir el movimiento al generador de electricidad.

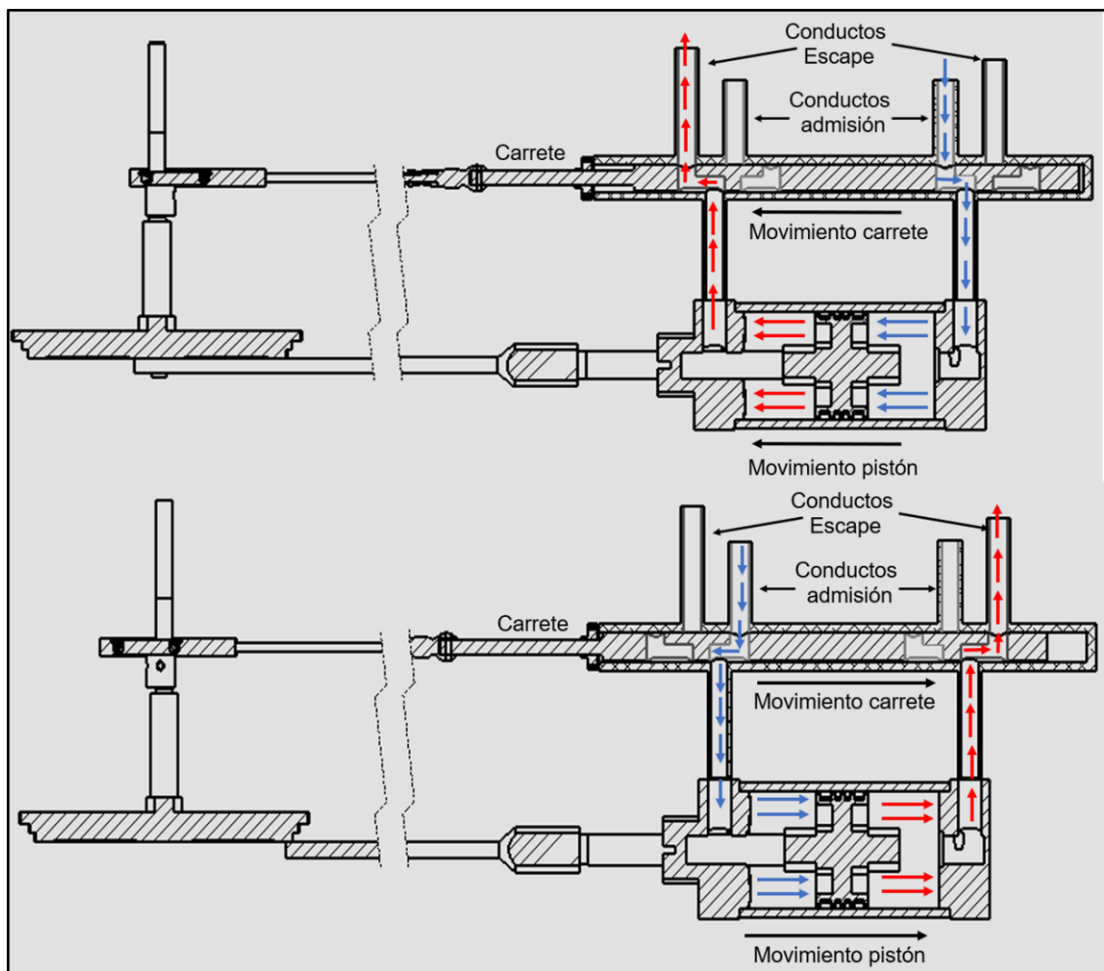


Figura 7. Funcionamiento motor de vapor doble efecto

Fuente: Adaptado de SEVERNS William, DEGLER Howard y DEGLER John. La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. Barcelona: REVERTE, 1982, p239.

6.1.4. Ciclos Termodinámicos.

Un ciclo termodinámico está constituido por varios procesos que describen el funcionamiento de una máquina, teóricamente el punto de inicio del ciclo es el mismo que el punto de finalización, los ciclos termodinámicos se pueden representar por diagramas de presión vs volumen y entropía vs temperatura, el ciclo de funcionamiento de un motor de vapor está constituido por los tiempos de admisión, expansión, escape y compresión.

Un diagrama presión vs volumen (diagrama indicador) por ejemplo se construye a partir de la información obtenida de presión y volumen en todos los puntos por el que se desplaza el pistón, es por este motivo que se debe analizar la información en cada instante que compone un proceso, las propiedades de presión, volumen, cambian con relación al movimiento de vaivén del pistón.

Existe un ciclo termodinámico teórico que describe el comportamiento y funcionamiento del motor de vapor, este ciclo representa los procesos y cambios de propiedades sin tener en cuenta ninguna pérdida energética por lo que es un ciclo ideal de funcionamiento. Para la construcción del diagrama se debe entender que la configuración del sistema de distribución determina el tiempo que dura cada proceso.

6.1.4.1. Diagrama Indicador Vapor Vivo.

La Figura 8, muestra el diagrama indicador para un motor de vapor que funciona con una configuración del sistema de distribución para vapor vivo, a continuación se relacionan los procesos que componen este ciclo de funcionamiento, notese que para este

caso no existe expansión del vapor ni compresión debido al cierre y apertura de las válvulas de admisión y escape en los puntos muertos.

Admisión: A-B Proceso isobárico (presión constante)

Escape: B-C Proceso isocórico (volumen constante)

Escape: C-D Proceso isobárico (presión constante)

Admisión: D-A Proceso isobárico (volumen constante)

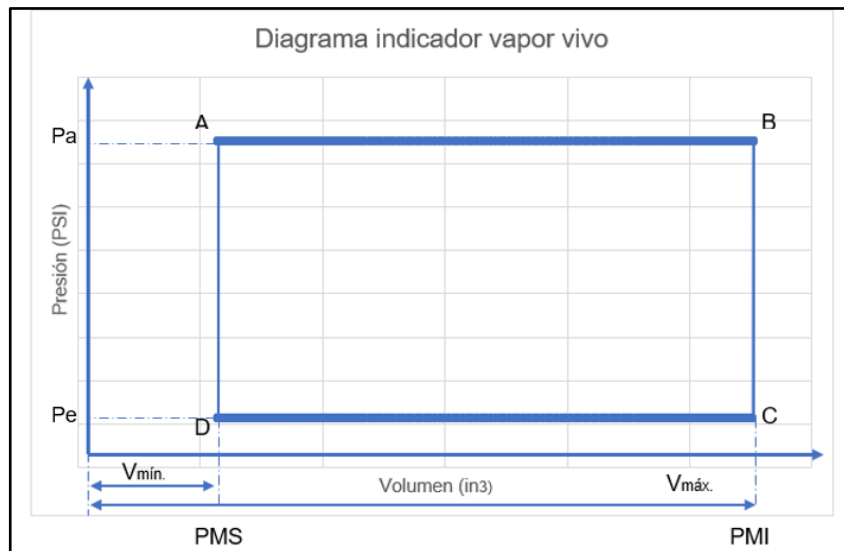


Figura 8. Diagrama P-V vapor vivo

Fuente: Elaboración propia

- **Tiempo de admisión:**

El tiempo de admisión inicia en PMS del pistón, la válvula de admisión abre en el punto D del diagrama indicador (ver Figura 8), la presión sube instantáneamente a volumen constante hasta el punto (A), la presión en este punto es igual a la presión de admisión (P_{adm}), teóricamente esta es igual a la presión de caldera debido a que no se contemplan

perdidas, la Figura 9 muestra el inicio de admisión para el efecto externo, el carrete se mueve de izquierda a derecha. La presión del vapor empuja el pistón de PMS a PMI, donde la válvula de admisión se cierra (punto (B)) este proceso se hace a presión constante, la Figura 10 muestra el pistón en PMI, y la válvula de admisión completamente cerrada, el carrete se mueve de derecha a izquierda.

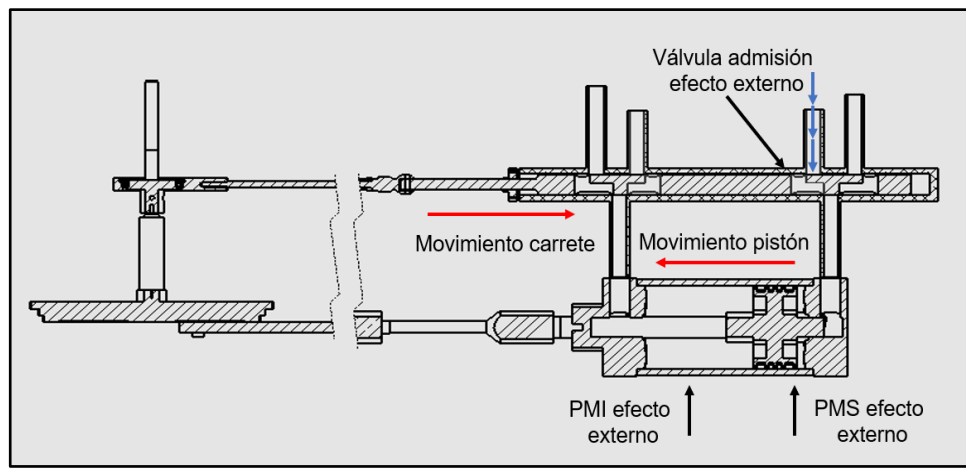


Figura 9. Apertura válvula de admisión (vapor vivo)
Fuente: Elaboración propia

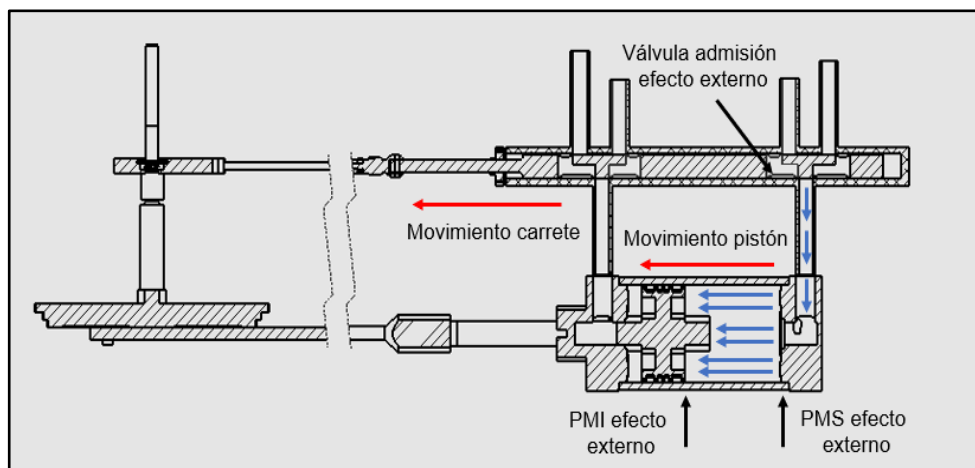


Figura 10. Cierre válvula de admisión (vapor vivo)
Fuente: Elaboración propia

- **Tiempo de escape:**

En este tiempo la válvula permite el escape del vapor que ya generó trabajo sobre el pistón, el carrete se mueve de derecha a izquierda para permitir la salida del vapor por la válvula de escape del efecto externo. La válvula de escape abre en el punto (B), la presión del vapor desciende hasta el valor de la presión de escape (P_{esc}) a volumen constante punto (C), para un ciclo teórico esta puede tomar el valor de la presión de condensación para un motor equipado con condensador, en caso contrario se usa la presión atmosférica. la Figura 11 muestra el inicio del tiempo de escape.

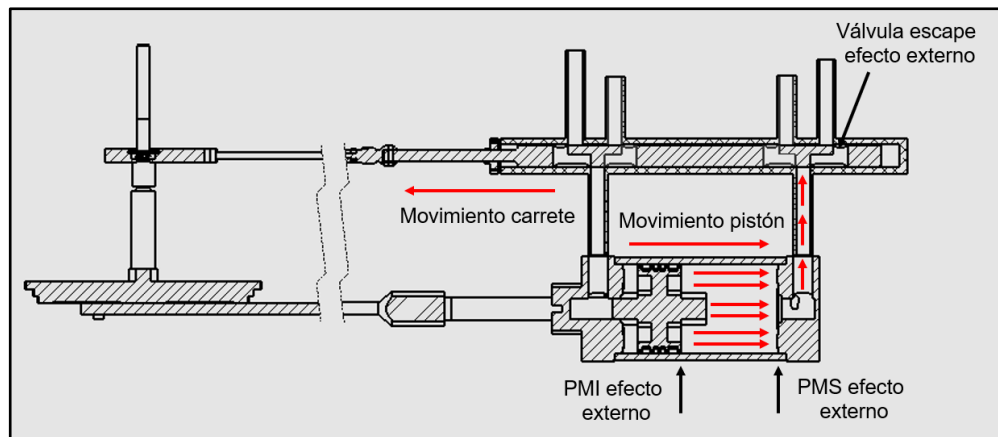


Figura 11. Apertura válvula de escape (vapor vivo)

Fuente: Elaboración propia

En PMI el pistón inicia su carrera hasta PMS empujando todo el vapor de escape hacia el condensador o la atmósfera, la válvula de escape permanece abierta hasta el final de la carrera (punto (D)), este proceso se realiza a presión constante, la Figura 12 muestra el final de la carrera de escape.

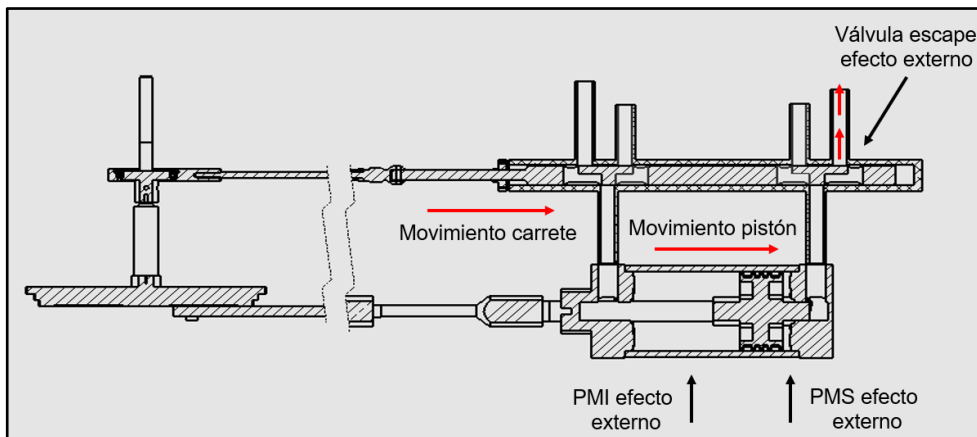


Figura 12. Cierre válvula de escape (vapor vivo)

Fuente: Elaboración propia

6.1.4.2. Diagrama Indicador Expansión.

La Figura 13, muestra el diagrama indicador para un motor de vapor que funciona con una configuración del sistema de distribución con corte en admisión (expansión), a continuación se relacionan los procesos que componen este ciclo de funcionamiento.

Admisión: F-A	Proceso isocórico (volumen constante)
Admisión: A-B	Proceso isobárico (presión constante)
Expansion: B-C	Proceso adiabático (Sin intercambio de calor)
Escape: C-D	Proceso isocórico (volumen constante)
Escape: D-E	Proceso isobárico (presión constante)
Compresión: E-F	Proceso adiabático (Sin intercambio de calor)

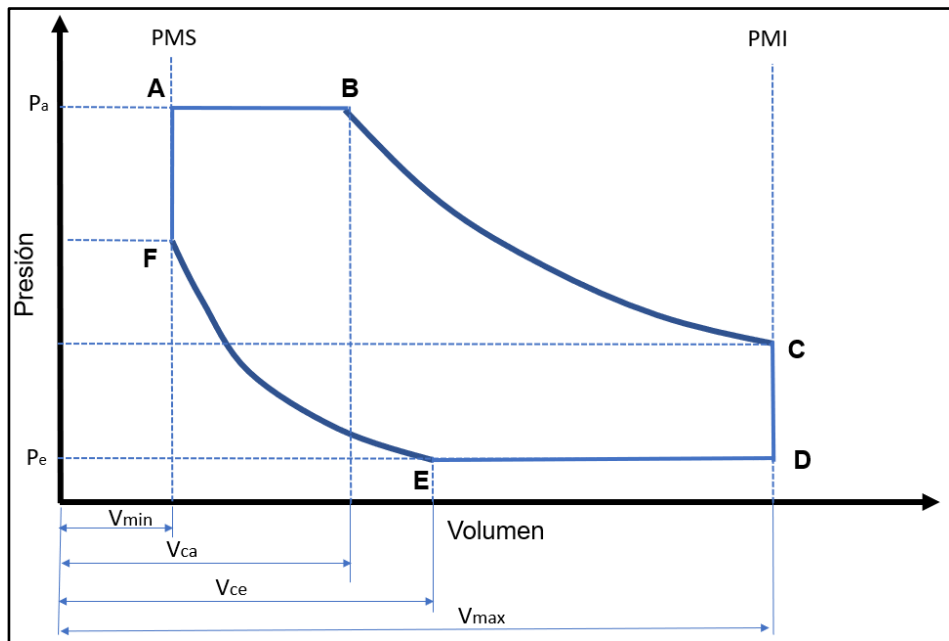


Figura 13. Diagrama P-V Teórico configuración carrete expansión

Fuente: Adaptado de PATEL Late & KARAMCHANDANI Late. Elements of heat engines. Vadodara: Acharya publications, 1997. p. 247.

- **Tiempo de admisión:**

El tiempo de admisión inicia en PMS donde la válvula de admisión se abre (punto F), la presión del cilindro sube hasta la presión de admisión (P_{adm}), la Figura 14 muestra el inicio de admisión, el carrete se mueve de izquierda a derecha. La Figura 15 muestra el pistón en carrera de PMS a PMI, la presión de vapor entra al cilindro empujando el pistón, la válvula se sitúa en el punto de apertura máxima.

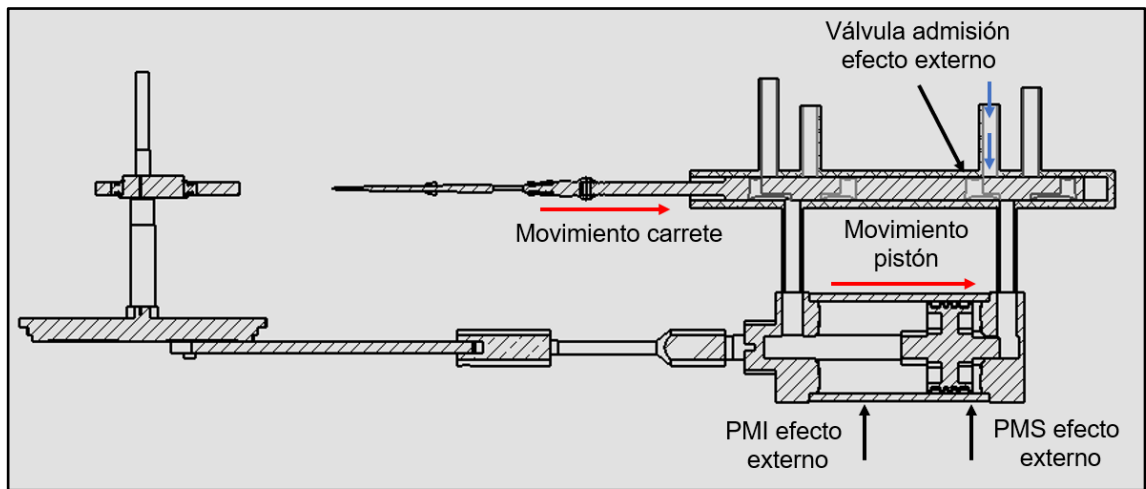


Figura 14. Apertura válvula de admisión (expansión)

Fuente: Elaboración propia

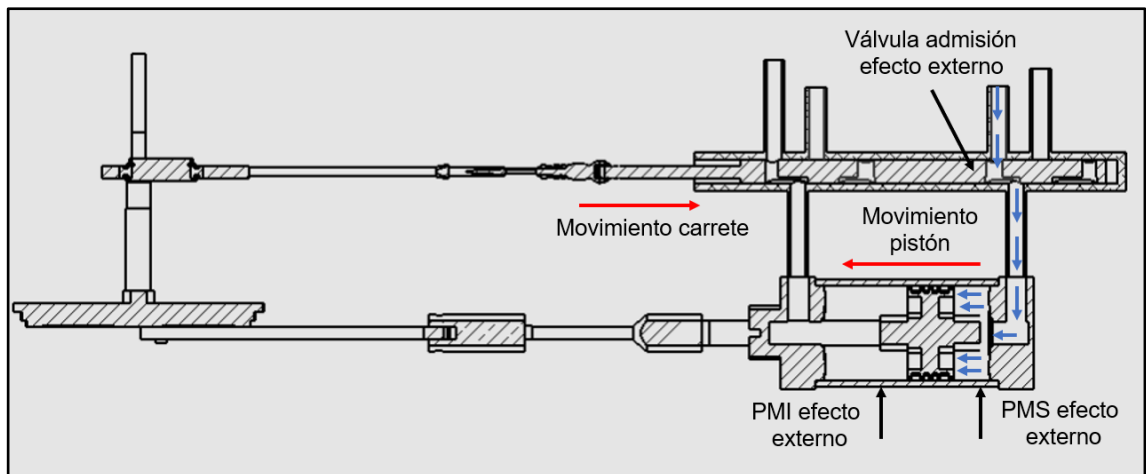


Figura 15. Tiempo admisión (expansión)

Fuente: Elaboración propia

La presión de admisión se mantiene constante hasta el cierre de la válvula (punto B), la Figura 16 muestra el corte de admisión el cual está representado por el porcentaje de volumen del cilindro en el instante en que cierra la válvula de admisión con relación al volumen total, el carrete se mueve de derecha a izquierda y el pistón sigue su carrera hacia PMI, en este mismo punto inicia el tiempo de expansión.

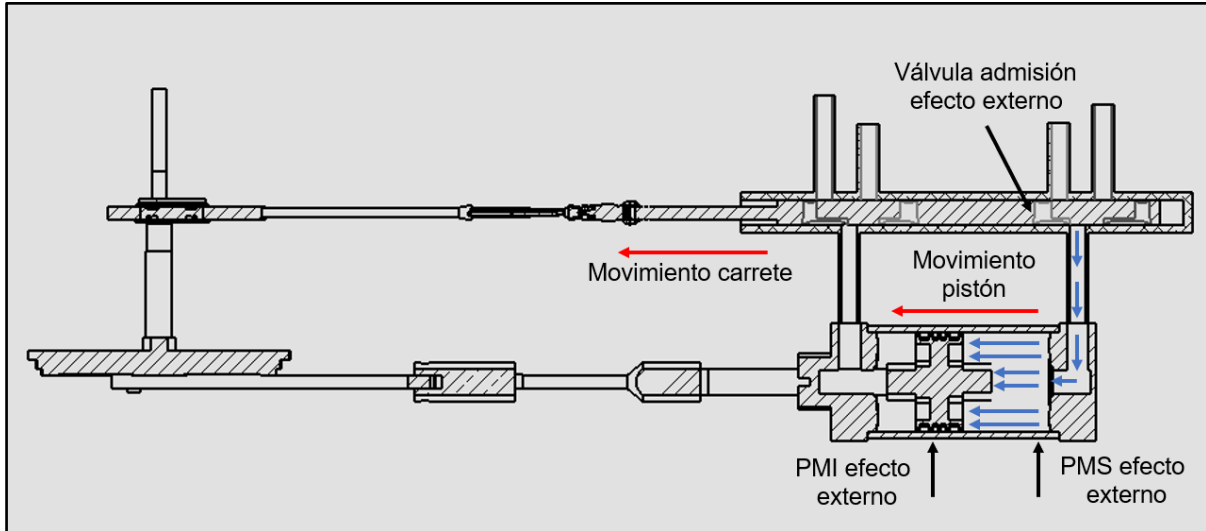


Figura 16. Cierre válvula admisión (expansión)

Fuente: Elaboración propia

- **Tiempo de expansión:**

Aunque el ciclo teórico establece la curva de expansión como un ciclo adiabático, este proceso se acerca más a un proceso politrópico. Los procesos politrópicos “son característicos de los ciclos reales, donde no se producen procesos adiabáticos reversibles” (Alvarez & Callejón, 2002, pág. 70). A continuación, se describe el proceso de expansión politrópica.

El vapor admitido genera trabajo sobre el pistón, la presión del vapor empuja el pistón hasta PMI, esta decae debido al aumento del volumen y a que el vapor entrega su energía al pistón, el proceso descrito sigue la curva B-C. “Si un dispositivo de pistón-cilindro contiene un gas, con frecuencia la presión disminuye al aumentar el volumen, y aumenta al disminuir el volumen del gas. Se dice que la presión varía inversamente con el volumen” (ROLLE, 2006, pág. 186), la ecuación (1) es una relación de la anterior

afirmación y describe el comportamiento de la curva B-C determinada por un proceso politrópico.

$$p = \frac{c}{V^n} \quad (1)$$

La anterior ecuación “se le llama ecuación politrópica; en ella, (n) es el exponente politrópico y C es una constante de proporcionalidad” (ROLLE, 2006, pág. 186). El valor de n varía dependiendo del vapor usado. “Zeuner estableció la conocida ecuación (2) en donde X1 es la calidad inicial del vapor” (Morales, 1979, pág. 28).

$$n = 1,035 + 0,1X_1 \quad (2)$$

La anterior ecuación es usada para establecer el coeficiente politrópico para un motor que trabaja con mezcla saturada, para vapor sobrecalentado “Callender estableció experimentalmente que cuando el vapor se expande en la condición de vapor recalentado la relación entre p y v está dada por la ecuación (3), en esta ecuación $b = - 0.0028$ pies³/lb normalmente este valor de b es tan pequeño que la expresión anterior puede escribirse como se muestra en la ecuación (4)” (Morales, 1979, pág. 28)

$$p(v - b)^{1.3} = c \quad (3)$$

$$pv^{1.3} = c \quad (4)$$

- **Tiempo de Escape:**

En este tiempo el sistema de distribución permite el escape del vapor que ya genero trabajo sobre el cilindro, la Figura 17 muestra la apertura de la válvula de escape, el carrete se mueve de derecha a izquierda, la válvula de escape abre en el punto (C) (ver Figura 13),

el pistón se ubica en PMI para iniciar su carrera hacia PMS, la presión del vapor desciende hasta el valor de la presión de condensación para motores equipados con condensador, para motores con escape al ambiente la presión usada es la atmosférica este proceso se realiza a volumen constante y está representado por la línea C-D.

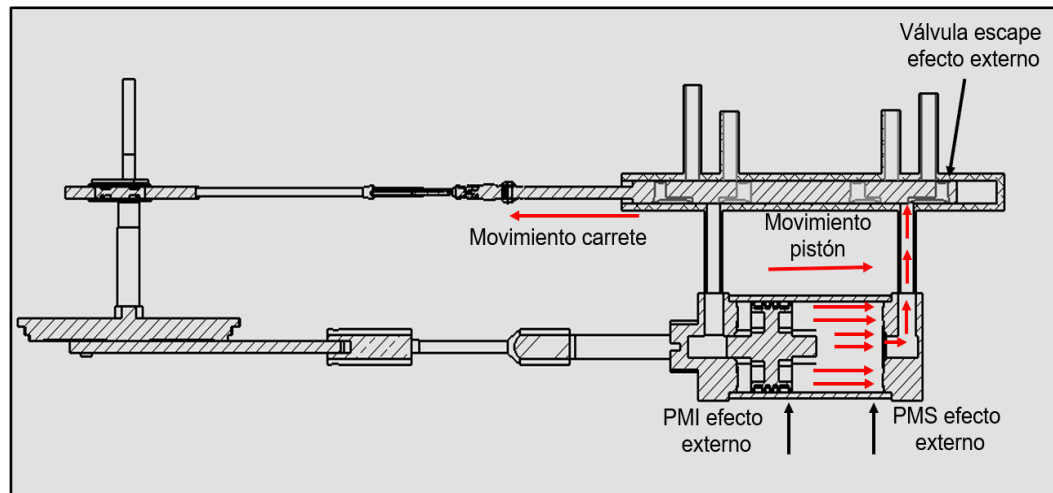


Figura 17. Apertura válvula de escape (expansión)

Fuente: Elaboración propia

El pistón inicia su carrera de PMI a PMS empujando el vapor por la tubería de escape, la Figura 18 muestra la apertura máxima de la válvula de escape donde el carrete llega a punto extremo interno (PEI) punto del carrete más cercano a la excéntrica, el volumen en el cilindro disminuye a medida que el pistón se mueve de izquierda a derecha. El escape termina en el punto (E) (Ver Figura 13).

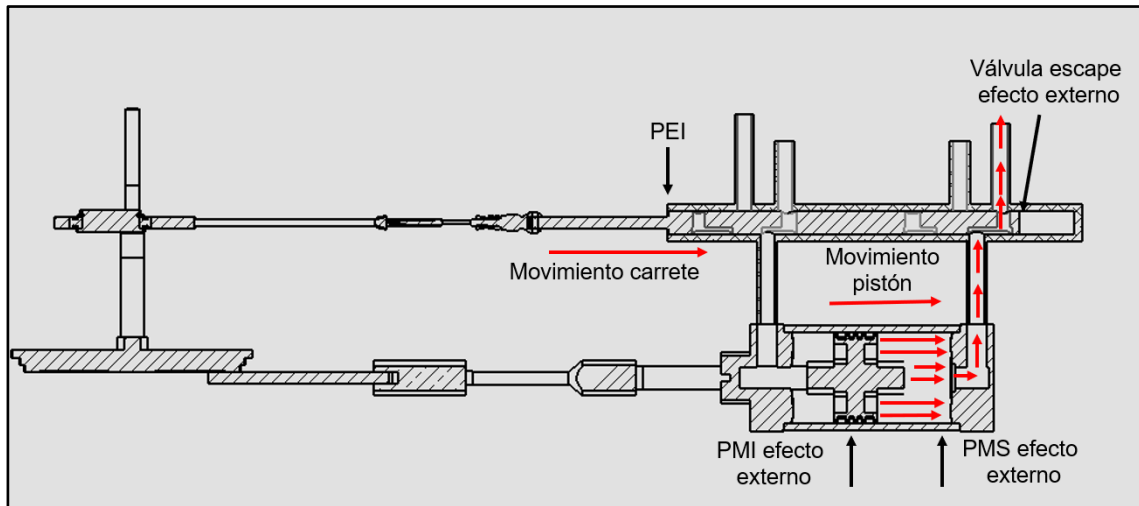


Figura 18 Escape máximo (expansión)

Fuente: Elaboración propia

- **Tiempo de compresión:**

La válvula de escape cierra y en este instante las dos válvulas están completamente cerradas, la Figura 19 muestra el final del tiempo de escape e inicio del tiempo de compresión, el pistón sigue su recorrido hacia PMS del efecto externo, debido al cierre de la válvula de escape antes de PMS una pequeña cantidad de vapor queda atrapado en el cilindro y a medida que el pistón completa su recorrido, la masa de vapor remanente se comprime y el volumen del cilindro disminuye hasta su valor mínimo, este proceso está representado por la línea E-F.

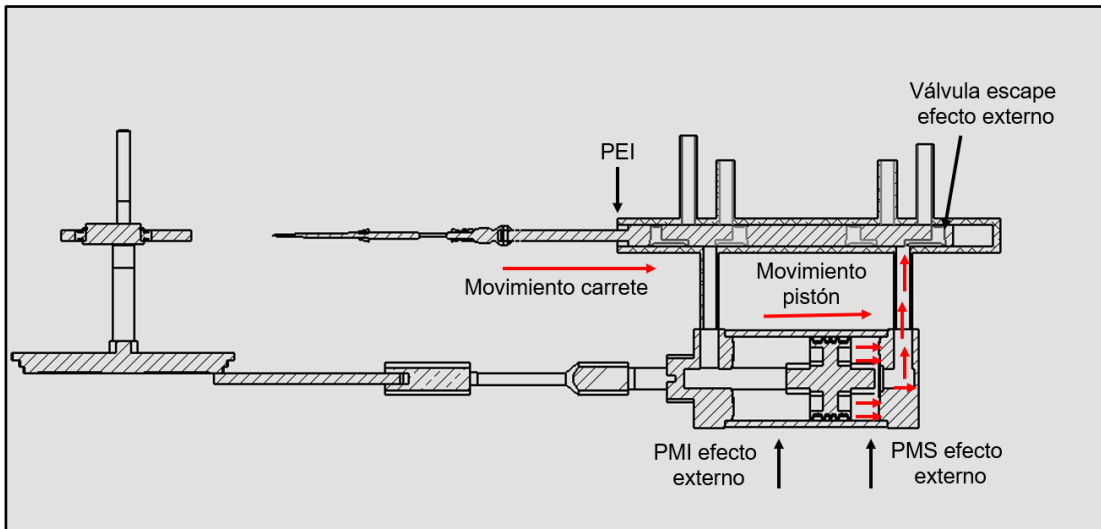


Figura 19. Cierre válvula de escape

Fuente: Elaboración propia

La relación entre el volumen y la presión para el tiempo de compresión se estiman como una compresión politrópica, ver ecuación (1).

6.1.5. Dinámica De Motores.

Para calcular el torque instantáneo y el torque medio del motor de vapor ubicado en la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá, se debe realizar el análisis cinemático y cinético del conjunto biela-manivela- pistón, a continuación, se detalla el modelo propuesto por Robert Norton en su libro Diseño de Maquinaria.

El mecanismo básico que compone un motor de vapor monocilíndrico consta de un sistema biela-manivela y un pistón que recibe la fuerza generada por la expansión del vapor en el cilindro, en la Figura 20 se muestra este tipo de sistema y la terminología de sus partes básicas, la fuerza transmitida al pistón da movimiento a la manivela que conecta a la biela para convertir el movimiento horizontal en un movimiento rotativo y generar de esta manera el torque necesario para mover el alternador por medio de una correa.

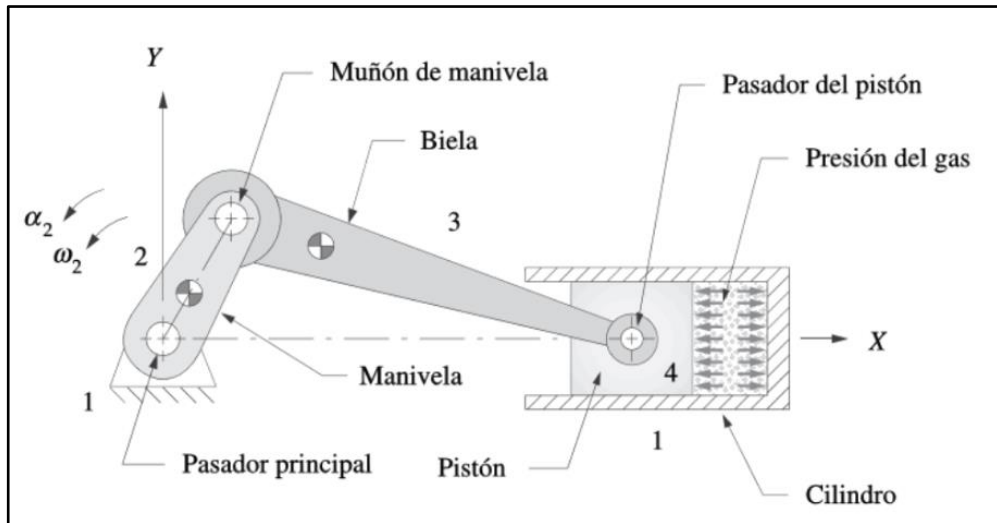


Figura 20. Mecanismo de biela manivela y corredera de cuatro barras
Fuente: NORTON, Robert. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4ta edición. México: Mc Graw Hill, 2009. p 571.

6.1.5.1. Cinemática Del Mecanismo De Biela-Manivela.

Para el análisis cinemático del mecanismo, se emplean ecuaciones para calcular la posición, velocidad y aceleración, éstas se basan en la geometría simple del conjunto (pistón, biela y manivela), se pueden usar ecuaciones en función del ángulo de giro de la manivela. La **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** muestra la geometría del mecanismo.

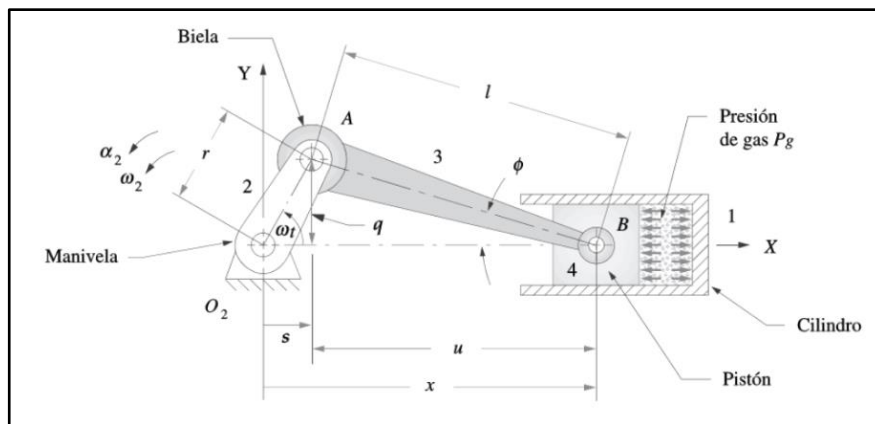


Figura 21. Geometría del mecanismo biela manivela

Fuente: NORTON, Robert. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4ta edición. México: Mc Graw Hill, 2009. p 573.

Donde:

r = Radio de la manivela

l = Longitud de la biela

$\theta = \omega t$ Ángulo de la manivela

ϕ = Ángulo de la biela con respecto al eje X

ω = Velocidad angular de la manivela

A partir de la Figura 22 se construyen los triángulos rectángulos rqs y lqu mostrados en la Figura 22.

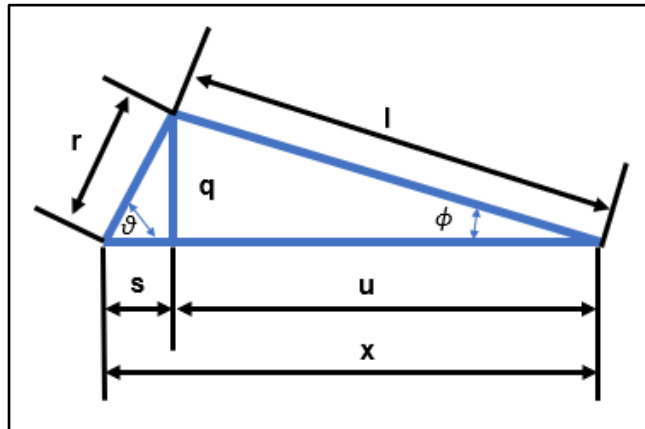


Figura 22. Geometría del motor

Fuente: Adaptado de NORTON, Robert. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4ta edición. México: Mc Graw Hill, 2009. p 573.

- **Ecuaciones fundamentales:**

A partir de los triángulos mostrados en la Figura 22 y las identidades trigonométricas se obtienen las siguientes ecuaciones.

$$= r \operatorname{sen} \theta = l \operatorname{sen} \phi \quad (5)$$

$$\theta = \omega t \quad (6)$$

$$\operatorname{sen} \phi = \frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t \quad (7)$$

$$s = r \cos \omega t \quad (8)$$

$$u = l \cos \phi \quad (9)$$

$$x = s + u = r \cos \omega t + l \cos \phi \quad (10)$$

Usando la identidad trigonométrica $\cos \phi = \sqrt{1 - \operatorname{sen}^2 \phi}$ y usando las ecuaciones (7) y (10) obtenemos:

$$x = r \cos \omega t + l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2} \quad (11)$$

La ecuación (11) representa la posición exacta del pistón. Se utiliza el teorema binomial de la ecuación (12) para expandir el radical de la ecuación (11) y obtener una expresión más sencilla con un porcentaje de error mínimo.

$$(a + b)^n = a^n + n a^{n-1} b + \frac{n(n-1)}{2!} a^{n-2} b^2 + \frac{n(n-1)(n-2)}{3!} a^{n-3} b^3 + \dots \quad (12)$$

Donde:

$$a = 1 \quad b = -\left(\frac{r}{l} \operatorname{sen} \omega t\right)^2 \quad n = \frac{1}{2}$$

El radial es igual a:

$$1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \operatorname{sen}^2 \omega t + \left(\frac{r^4}{8l^4}\right) \operatorname{sen}^4 \omega t - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right) \operatorname{sen}^6 \omega t + \dots \quad (13)$$

Al sustituir el radical por los dos primeros términos de la sumatoria de la ecuación (13) y al usar la identidad trigonométrica de la ecuación (14) se obtiene la expresión aproximada (15) con la cual se puede calcular la posición del pistón, al derivar esta ecuación se obtiene la velocidad (ecuación (16)) y al volver a derivar se obtiene la ecuación (17) para el cálculo de la aceleración.

$$\text{sen}^2 wt = \frac{1 - \cos 2wt}{2} \quad (14)$$

Posición con w constante

$$x \cong l - \left(\frac{r^2}{4l}\right) + r \left(\cos wt + \frac{r}{4l} \cos 2wt\right) \quad (15)$$

Velocidad con w constante

$$\dot{x} \cong -rw \left(\text{sen} wt + \frac{r}{2l} \text{sen} 2wt\right) \quad (16)$$

Aceleración con w constante

$$\ddot{x} \cong -rw^2 \left(\cos wt + \frac{r}{l} \cos 2wt\right) \quad (17)$$

- **Fuerza del gas y pares de torsión del gas**

La fuerza del gas está dada por el área del pistón y la presión que genera el gas sobre la cara del mismo, “la presión de gas P_g en esta expresión es una función del ángulo de la manivela (wt) y está definida por la termodinámica del motor” (Norton, 2009, pág. 580).

$$F(g) = \frac{\pi}{4} P(g) B^2 \quad (18)$$

$F(g)$ = Fuerza del gas

$P(g)$ = Presión del gas

B = Diámetro interno del cilindro

La fuerza del gas que actúa en un brazo de momento con respecto al centro de la manivela genera un par de torsión del gas, “La fuerza del gas distribuida en la superficie del pistón se convirtió en una sola fuerza que actúa a través del centro de masa del eslabón 4 en los diagramas de cuerpo libre” (Norton, 2009, pág. 580). La Figura 23 muestra el diagrama de cuerpo libre del sistema.

Nótese que en el centro de masa del eslabón B están aplicadas las fuerzas F_g , F_{g34} y F_{g14} , estas fuerzas se representan en el triángulo de vectores mostrado en la parte superior derecha de la Figura 23. A partir del triángulo se obtiene:

$$F_{g14} = F_g \tan \phi \hat{j} \quad (19)$$

$$F_{g34} = -F_g \hat{i} - F_g \tan \phi \hat{j} \quad (20)$$

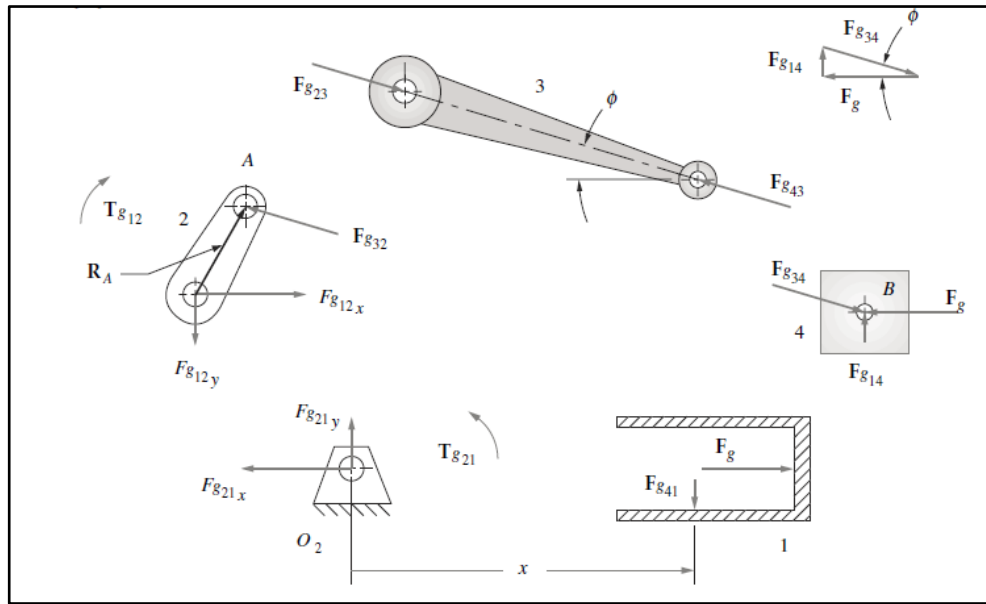


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre

Fuente: NORTON, Robert. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4ta edición. México: Mc Graw Hill, 2009. p 576.

La fuerza del gas $F_{32} = -F_{34}$ “El par de torsión motriz T_{g21} en el eslabón (2) generado por la fuerza de gas puede determinarse a partir del producto cruz del vector de posición al punto A y la fuerza en el punto A” (Norton, 2009, pág. 581).

$$T_{g21} = R_A \times F_{g32} \quad (21)$$

El par de torsión se puede escribir en términos de F_{g14} y x

$$T_{g21} = F_{g14} \cdot x \hat{k} \quad (22)$$

Remplazando por las ecuaciones (19) y (15) se obtiene:

$$T_{g21} = (F_g \tan \phi) \left(l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos wt + \frac{r}{4l} \cos 2wt \right) \right) \hat{k} \quad (23)$$

Utilizando la relación trigonométrica de la tangente, remplazando $\cos \phi$, al expandir el radical, y al simplificar la expresión y eliminar los términos de relación (r/l) que estén

elevados a cualquier potencia mayor a 1 se obtiene la ecuación (24) para calcular el torque generado por la fuerza del gas.

$$Tg_{21} = Fg r \text{sen}wt \left(1 + \frac{r}{l} \cos wt\right) \quad (24)$$

La expresión (24) se usa para calcular el torque instantáneo para un motor monocilíndrico, en el caso de los motores Policilíndrico se debe tener en cuenta el torque generado por cada pistón, “el par de torsión de gas combinado de todos los cilindros debe ser la suma de las contribuciones de los n cilindros, con cada fase desplazada en su ángulo de carrera de potencia Ψ_i ” (Norton, 2009, pág. 622).

Ψ_i es el ángulo de carrera de potencia para cada cilindro, Norton afirma: “El ángulo de carrera de potencia delta se define de manera diferente para cada ciclo. Para el motor de dos tiempos se obtiene a partir de la ecuación (25)” (Norton, 2009, pág. 622), donde n es el número de cilindros.

$$\Delta\Psi_{dos\ tiempos} = \frac{360}{n} \quad (25)$$

El toque del gas para un motor policilíndrico se calcula con la ecuación (26).

$$Tg_{21} = Fg r \sum_{i=1}^n \left\{ \text{sen}(wt - \Psi_i) \left(1 + \frac{r}{l} \cos(wt - \Psi_i)\right) \right\} \quad (26)$$

- **Masas equivalentes**

Para el cálculo del torque de inercia, es preciso establecer la masa concentrada en la unión de la biela y la manivela (mB). Norton afirma que “En el caso de este mecanismo de manivela-corredera, la manivela está en rotación pura y el pistón en traslación pura. Si

supone algunas geometrías y materiales razonables es posible aproximar sus parámetros dinámicos. Sus movimientos cinemáticos son fáciles de determinar” (Norton, 2009, pág. 582). La

Tabla 1 muestra los requerimientos para un modelo dinámico equivalente.

Tabla 1. Requerimientos para modelo dinámico equivalente

1	La masa del modelo debe ser igual a la del cuerpo original.
2	El centro de gravedad debe estar en el mismo lugar que el del cuerpo original.
3	El momento de inercia de masa debe ser igual al del cuerpo original.

Fuente: NORTON, R. (2009) Diseño de maquinaria.

La Figura 24 muestra la biela original y los modelos dinámicos, las ecuaciones (27), (28) y (29) se construyen teniendo en cuenta los requerimientos para el modelo dinámico equivalente de la

Tabla 1.

$$m_p + m_t = m_3 \quad (27)$$

Primer requerimiento

m_3 = Masa modelo original

m_t = masa numero 1 modelo de dos masas genérico

m_p = masa numero 2 modelo de dos masas genérico

$$m_p l_p = m_t l_t \quad (28)$$

Segundo requerimiento

L_p = Distancia de m_p al centro de gravedad modelo de dos masas genéricas

L_t = Distancia de m_t al centro de gravedad modelo de dos masas genéricas

$$m_p l_p^2 + m_t l_t^2 = I_{G3} \quad (29)$$

Tercer requerimiento.

I_{G3} = Momento de inercia de masa original

Se escoge la distancia $l_t = l_b$ y se obtiene la relación:

$$l_p = \frac{I_{G3}}{m_3 l_b} \quad (30)$$

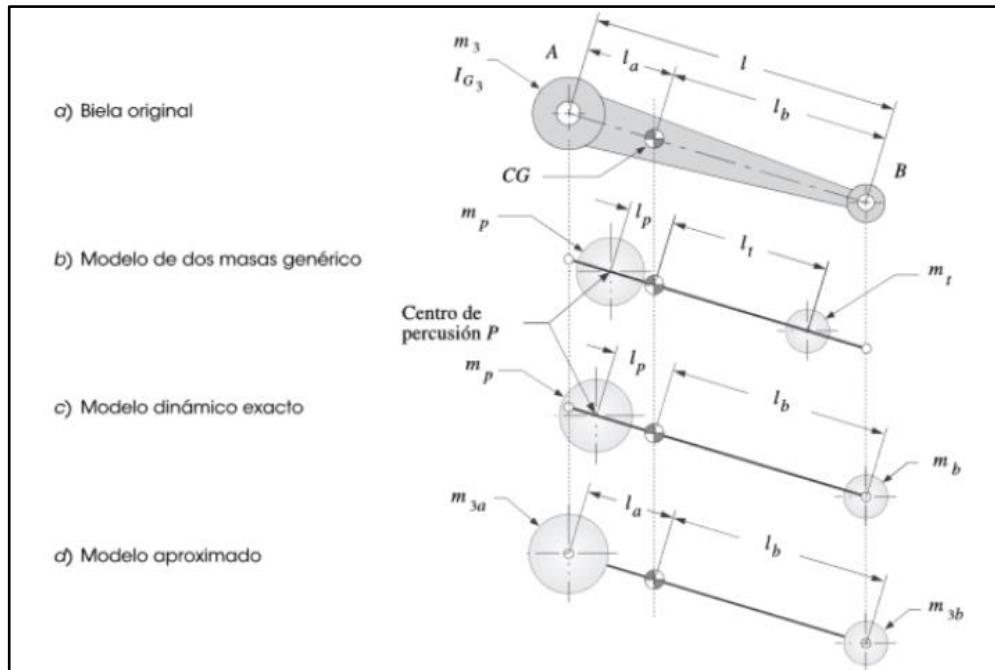


Figura 24. Modelo dinámico de masa concentrada

Fuente: NORTON, Robert. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4ta edición. México: Mc Graw Hill, 2009. p 578.

- **Modelo estáticamente equivalente**

Norton afirma que “un modelo estáticamente equivalente sólo necesita tener una masa equivalente y primeros momentos equivalentes, no es necesario que los momentos de inercia sean iguales.” (Norton, 2009, pág. 585). Los requerimientos para este modelo se muestran en la

Tabla 2.

Tabla 2. Requerimientos para equivalencia estática

-
- 1 La masa del modelo debe ser igual que la del cuerpo original.
 - 2 El centro de gravedad debe estar en el mismo lugar que el del cuerpo original.
-

Fuente: NORTON, R. (2009) Diseño de maquinaria.

La Figura 25 muestra el modelo de masa concentrada estáticamente equivalente de una manivela, los centros de masa están ubicados en el punto A y en el centro de giro O2.

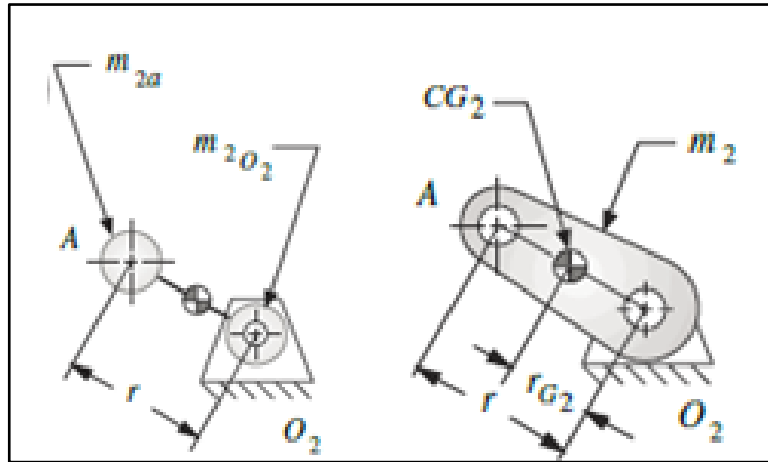


Figura 25. Modelo de masa concentrada estáticamente equivalente de una manivela
Fuente: NORTON, Robert. Diseño de maquinaria: Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. 4ta edición. México: Mc Graw Hill, 2009. p 584.

Escribiendo las ecuaciones según los requerimientos de la tabla 2 se obtiene:

$$m_2 = m_{2a} + m_{2o2} \quad (31)$$

$$m_{2ar} = m_2 r_{G2} \quad (32)$$

$$m_{2a} = m_2 \frac{r_{G2}}{r} \quad (33)$$

En el punto A aparecen dos masas m_{2a} y m_{3a} , y en el punto B aparecen m_{3b} y m_4 .

Sumando las masas en cada punto se obtiene:

Suma de masas en el punto A

$$m_A = m_{2a} + m_{3a} \quad (34)$$

Suma de masas en el punto B

$$m_B = m_{3b} + m_4 \quad (35)$$

- **Pares de torsión de inercia**

El par de torsión de inercia es:

$$T_{i_{21}} = (F_{i_{41}} \cdot x)\hat{k} = (-F_{i_{14}} \cdot x)\hat{k} \quad (36)$$

Al sustituir Fi14 y a la posición (x) se obtiene la ecuación (37).

$$T_{i_{21}} = -(-mB \ddot{x} \tan \phi) \left(l - \frac{r^2}{4l} + r \left(\cos wt + \frac{r}{4l} \cos 2wt \right) \right) \hat{k} \quad (37)$$

Al sustituir la aceleración (ecuación (17)) y al reemplazar la tangente del ángulo de la biela ($\tan \phi$) y expandir su radical, se obtiene la expresión (38):

$$T_{i21} = mB \left(-rw^2 \left(\cos wt + \frac{r}{l} \cos 2wt \right) \right) \left(\frac{r}{l} \sin wt \left(1 + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2 wt \right) \right) \left(l - \left(\frac{r^2}{4l} \right) + r \left(\cos wt + \frac{r}{4l} \cos 2wt + \right) \right) \quad (38)$$

Nortón afirma “si se desarrolla esta ecuación y luego se eliminan todos los términos que contienen coeficientes r/l elevados a potencias mayores que uno, se obtiene la siguiente ecuación aproximada para el par de torsión de inercia, con w del eje constante” (Norton, 2009, pág. 588), (ver ecuación (39)).

$$T_{i21} = \frac{1}{2} mB r^2 w^2 \left(\frac{r}{2l} \sin wt - \sin 2wt - \frac{3r}{2l} \sin 3wt \right) \hat{k} \quad (39)$$

El par de torsión total (torque instantáneo) es igual a la suma del par de torsión del gas y el par de torsión de inercia.

$$T_T = T_{i21} + T_{g21} \quad (40)$$

Las formulas de la (5) a la (40) son tomadas del capítulo 13 y 14 de (Norton, 2009).

6.1.6. Cálculo De Pérdidas De Presión.

6.1.6.1. Pérdidas De Presión Por Fricción.

Los cálculos de pérdida de presión están basados en las ecuaciones que aparecen en el libro flujo de fluidos de Crane. Estas ecuaciones contemplan las pérdidas por fricción en tuberías y las pérdidas generadas por válvulas y accesorios. “La ecuación general de la pérdida de presión, conocida como la fórmula de Darcy y que se expresa en metros de fluido, es: $hL = fLv^2/D2gn$. Esta ecuación también puede escribirse para obtener la pérdida de presión en newton por m² (Pascales) sustituyendo las unidades correspondientes” (Crane, 1992, pág. 16). (Ver ecuación (41)).

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{2D} \quad (41)$$

Dónde:

ΔP = Pérdida de presión

f = Factor de fricción

ρ = Densidad

V = Velocidad

D = diámetro interno

Para calcular el factor de fricción (f), se debe determinar si el flujo es turbulento o laminar, Crane afirma: “El factor de fricción para otros tipos de tubería puede determinarse utilizando el número de Reynolds calculado” (Crane, 1992, pág. 77).

$$R_e = 354 \frac{w}{D\mu} \quad (42)$$

Dónde:

w= Flujo másico

D= Diámetro interno

μ = Viscosidad dinámica

Crane afirma: “Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2000 Y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4000. Entre estos dos valores está la zona denominada "crítica" donde el régimen de flujo es impredecible.” (Crane, 1992, pág. 14)

Para el cálculo del flujo volumétrico los Anexos (3) y (4) usan la ecuación(43):

$$Q = \frac{w}{\rho} \quad (43)$$

La densidad se calcula con la ecuación (44), según Crane “La unidad correspondiente en el sistema internacional para volumen específico v ; que es el inverso de la densidad, es el metro cúbico por kilogramo” (Crane, 1992, pág. 12).

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (44)$$

La viscosidad dinámica del vapor (μ) varía con forme al cambio de temperatura, esta se obtiene a partir de la Tabla 3.

Tabla 3. Viscosidad del agua y del vapor de agua, en centipoises (μ)

Temp. °C	Presión, Bar absoluto														
	1	5	10	25	50	75	100	150	200	300	400	500	600	700	800
0	1.750	1.750	1.750	1.750	1.750	1.750	1.750	1.740	1.740	1.740	1.730	1.720	1.720	1.710	1.710
50	.544	.544	.544	.544	.545	.545	.545	.546	.546	.547	.548	.549	.550	.551	.552
100	.012	.279	.279	.280	.280	.280	.281	.282	.283	.285	.287	.289	.291	.293	.295
150	.014	.181	.181	.182	.182	.183	.183	.184	.186	.188	.190	.192	.194	.197	.199
200	.016	.016	.016	.134	.135	.135	.136	.137	.138	.140	.143	.145	.148	.150	.152
250	.018	.018	.018	.018	.107	.108	.108	.110	.111	.113	.116	.118	.121	.123	.126
300	.020	.020	.020	.020	.020	.020	.090	.092	.093	.095	.098	.101	.103	.106	.108
350	.022								.073	.078	.082	.085	.087	.089	.091
375	.023	.023	.023	.024	.024	.024	.025	.026	.029	.066	.072	.076	.079	.082	.085
400	.024	.024	.024	.025	.025	.025	.026	.027	.029	.046	.063	.069	.074	.077	.080
425	.025	.025	.025	.026	.026	.026	.027	.028	.029	.034	.050	.061	.067	.071	.075
450	.026	.026	.026	.027	.027	.027	.028	.028	.030	.033	.041	.052	.060	.065	.069
475	.027	.027	.027	.028	.028	.028	.029	.029	.030	.033	.038	.046	.053	.060	.064
500	.028	.028	.028	.029	.029	.029	.029	.030	.031	.033	.037	.042	.048	.054	.060
550	.030	.030	.030	.031	.031	.031	.031	.032	.033	.035	.037	.040	.044	.048	.053
600	.032	.032	.033	.033	.033	.033	.033	.034	.034	.036	.038	.040	.043	.046	.049
650	.034	.034	.035	.035	.035	.035	.035	.036	.036	.038	.039	.041	.043	.045	.048
700	.036	.037	.037	.037	.037	.037	.037	.038	.038	.039	.041	.042	.044	.046	.048

Fuente: CRANE. (1992) Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías.

Se afirma “En la zona de flujo laminar, para valores por debajo de 2000, f se obtiene de la ecuación (45)” (Mott, 2006, pág. 259)

$$f = \frac{64}{R_e} \tag{45}$$

Para el flujo turbulento “La ecuación siguiente, permite el cálculo directo del factor de fricción para flujo turbulento, la desarrollaron P. K. Swamee y A. K. Jain” (Mott, 2006, pág. 259)

$$f = \frac{0,25}{\left(\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5,74}{R_3^{0.9}} \right) \right)^2} \tag{46}$$

Donde ε es la rugosidad absoluta promedio.

6.1.6.2. Perdidas Por Válvulas Y Accesorios.

Otra pérdida de presión que se debe calcular es la generada por las válvulas o accesorios, según Crane “El flujo por una válvula o accesorio en una línea de tubería causa también una reducción de la altura estática, que puede expresarse en función de la altura de velocidad. El coeficiente de resistencia K en la ecuación

(47), se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio.”

$$h_L = k \frac{v^2}{2g_n} \quad (47)$$

Para el cálculo del coeficiente de resistencia k se usan las tablas A-46 a la A49 del libro de (Crane, 1992).

6.2. Marco Histórico

Se sabe que la electricidad es una forma de energía, y que a través de los años se convirtió en una necesidad para el ser humano, incluso en la actualidad existen varios métodos para generar corriente eléctrica, desde fuentes naturales hasta invenciones del ser humano, pero la corriente eléctrica no es el único tipo de energía que requiere el ser humano. Otro tipo necesaria es la energía mecánica, pero esta estaba limitada a la capacidad de un sistema natural, “las máquinas de vapor se pueden considerar los primeros ingenios capaces de producir, con rendimientos aceptables, energía mecánica no natural, entendiendo como tal la que no procede del aprovechamiento de energías existentes en la naturaleza, como la hidráulica o la eólica. Todos los motores térmicos actuales se derivan, en mayor o menor medida de las máquinas de vapor” (Pairy & Desantes, 2011, pág. 3).

Esta afirmación nos ayuda a comprender la importancia de la máquina de vapor para el desarrollo de la industria, de hecho, si revisamos los procesos que componen un ciclo de la máquina de vapor con los procesos que componen el ciclo de un motor de combustión interna alternativo, y graficamos los procesos en un diagrama P-V. Encontramos que los ciclos son muy similares.

La Figura 26 muestra dicha relación, donde se puede ver con mayor claridad la similitud de los ciclos, sin que estos sean iguales, de hecho, lo que se quiere mostrar es la importancia en la parte evolutiva que marcó la pauta en la historia la invención de la máquina de vapor. Pero la máquina de vapor no apareció de la noche a la mañana, los datos históricos hablan de invenciones previas que permitieron luego llegar a este invento revolucionario.

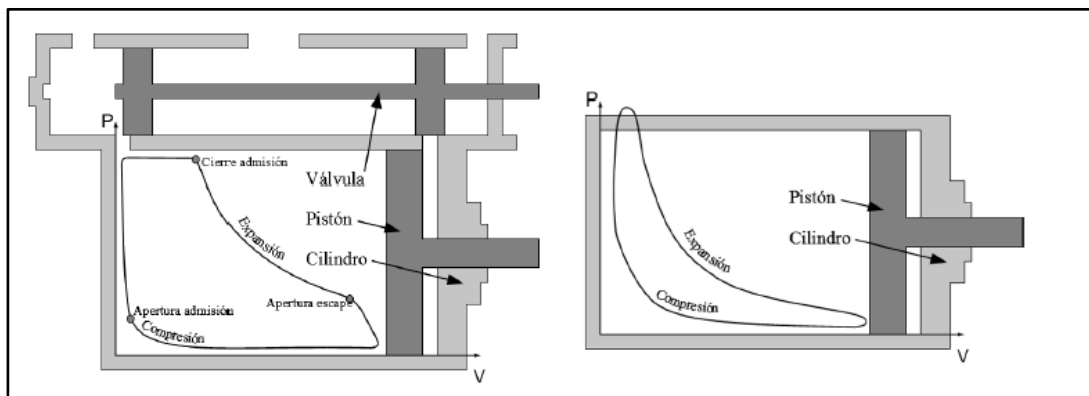


Figura 26. Diagrama P-V de una máquina vapor (izq.) y de un MCI (der.)

Fuente: PAYRI, Francisco & DESANTES José. Motores de combustión interna alternativos. Valencia: Universidad politécnica de Valencia editorial, 2011. p.3

“Los primeros antecedentes de las máquinas de desplazamiento positivo se remontan al siglo XVII y estaban basados en el funcionamiento del cañón. El científico holandés Christiaan Huygens construyó en 1673 un cilindro en el interior del cual se desplazaba un pistón accionado por los gases procedentes de una explosión de pólvora”

(Pairy & Desantes, 2011, pág. 4). En esta invención el trabajo era hecho por el pistón que se movía por la energía liberada por la explosión de la pólvora, los gases escapan por unas lumbreras y el pistón es empujado a su posición inicial por acción de la presión atmosférica.

En 1690 Denis Papin introdujo un modelo donde el pistón se movía por acción de la expansión del vapor de agua, la refrigeración provocaba la condensación del vapor y por ende un vacío que generaba que el pistón se devolviera a su posición inicial. En 1698 Thomas Savery patentó para extraer agua de las minas de carbón, pero esta invención no tuvo un gran éxito comercial.

En 1712 Newcomen introduce una máquina para extraer agua de las minas mejorando el modelo de Savery, la Figura 27 muestra el esquema de la máquina de Newcomen, la máquina está constituida por una bomba que se mueve de arriba hacia abajo gracias al movimiento de un balancín producido por el pistón, “la carrera de trabajo se realizaba durante el movimiento descendente del émbolo, debido al vacío generado al condensar el vapor dentro del cilindro por mezcla con agua líquida; el movimiento ascendente tenía lugar gracias a la acción de un contrapeso” (Pairy & Desantes, 2011, pág. 5).

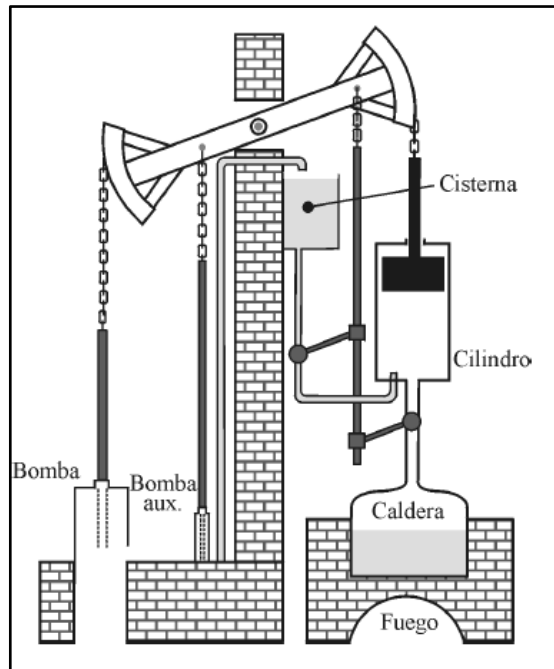


Figura 27. Esquema de la máquina de Newcomen 1712.

Fuente: PAYRI, Francisco & DESANTES José. Motores de combustión interna alternativos. Valencia: Universidad politécnica de Valencia editorial, 2011. p.5.

En 1782 James Watt patentó la máquina de doble efecto. Watt fue el propulsor de la revolución industrial gracias a las mejoras que le realizó a la máquina de Newcomen, a Watt se le atribuye la invención de la máquina de vapor, pero no se debe desconocer los avances previos que se realizaron.

7. Descripción Inicial Del MDV

El MDV es un mecanismo que aprovecha la energía del vapor, para convertirla en energía mecánica y posteriormente en energía eléctrica. El MDV ubicado en las instalaciones de la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá, se presenta con la distribución de sus componentes en dos sistemas principales, sistema de potencia, sistema de distribución y dos subsistemas conectados a los anteriores, los cuales son los sistemas de tubería de admisión y escape.

7.1. Configuración Del Sistema De Potencia

El sistema de potencia, es el encargado de transformar la energía del vapor en energía mecánica. A continuación, se describe la configuración actual de este sistema, la cual es usada en los cálculos de los Anexos (2), (3) y (4). La Figura 28, muestra un plano en 3D de la configuración final del MDV para el sistema de potencia y señala las partes más importantes del mismo. Se presenta una descripción de cada una de ellas:

1. **Eje principal:** Transmite el movimiento de rotación del sistema de potencia, al sistema de distribución y a la polea que transmite el movimiento al generador.
2. **Volante:** Disco macizo de acero, la distancia entre el centro del volante y el Pin que conecta a la biela con el volante constituye el radio de manivela del sistema de potencia.
3. **Biela:** Pieza rectangular con dos perforaciones donde se encuentran alojados dos rodamientos de agujas, para permitir el giro libre en los dos puntos de giro, está unida al volante y a la cruceta.

4. **Cruceta:** Cilindro con rosca interna y un pasador perpendicular a su eje, que funciona como articulación para la biela.
5. **Pin:** Une la cruceta en bronce a la biela, funciona como rotula lo que permite que el movimiento lineal del vástago se convierta en movimiento radial en la manivela.
6. **Extensor del vástago:** Eje roscado que se acopla al vástago del pistón para lograr una mayor longitud.
7. **Vástago:** Embolo móvil que trasmite el movimiento generado por la fuerza de vapor. Se conecta al extensor del vástago.
8. **Cilindro:** Compuesto por 2 tapas y una camisa, esta pieza está unida a la mesa de trabajo, internamente se mueve el vástago (pistón) en él.

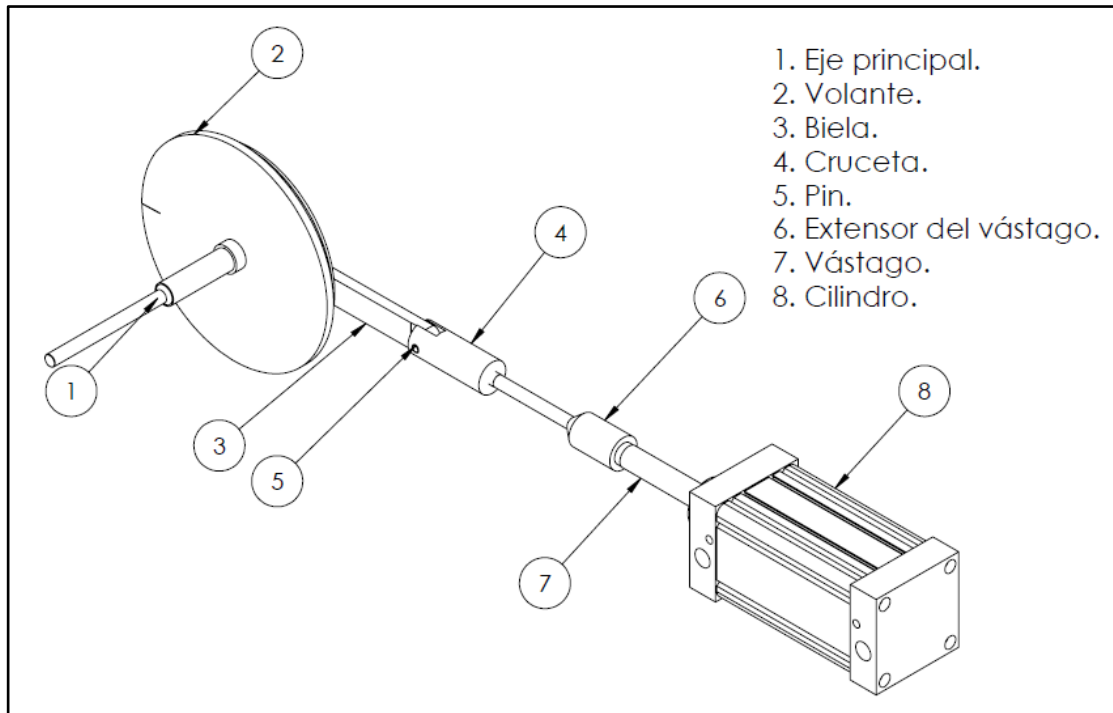


Figura 28. Componentes principales del Sistema de Potencia.

Fuente: Elaboración propia.

A continuación, se presentan las medidas generales del sistema de potencia, para mayor información, ver el Anexo 5. (Planos MVD).

Tabla 4. Dimensiones generales Sistema de Potencia

Pieza	Parámetro	Dimensión
Volante	Diámetro mayor	257 mm
	Diámetro interno	25,2 mm
	Diámetro de manivela	97,4 mm
Biela	Longitud entre centros	287,95 mm
Cruceta	Diámetro	37,5 mm
	Longitud	98 mm

	Diámetro de pasador	9 mm
Extensor del vástago	Diámetro mayor	38 mm
	Diámetro menor	14 mm
	Longitud	207,3 mm
Cilindro	Diámetro Interno	100 mm
	Longitud de la cámara	187 mm
Cilindro	Diámetro del vástago	25 mm
	Carrera total	120 mm
	Carrera Usada	97,4 mm

Fuente: Elaboración propia

7.2. Configuración Del Sistema De Distribución

El sistema de distribución, es el encargado de distribuir de forma adecuada el vapor a las cámaras de compresión para generar el movimiento del pistón, de igual forma el sistema permite la evacuación del gas que ya generó trabajo sobre el pistón, la Figura 29 muestra las partes del sistema de distribución. A continuación, se presenta una descripción de cada una de ellas:

1. **Camisa de distribución:** Parte fija con 2 conductos mixtos los cuales se conectan al cilindro para distribuir el vapor a cada efecto, y otros 4 que se conectan a los sistemas de admisión y escape, en esta se apoya el carrete de distribución.
2. **Válvula de carrete:** Parte móvil con 4 orificios, 2 para el efecto externo y dos para el efecto interno, estos orificios conectan los sistemas de admisión y escape con el

cilindro, permitiendo de esta forma la entrada de vapor (válvula de admisión) y la salida del mismo (válvula de escape).

3. **Conector de carrete:** Permite la conexión entre el pasador roscado y el carrete.
4. **Pasador roscado:** Tornillo que funciona como conector entre la válvula de carrete y el acople tipo rótula. Permite el grado de libertad necesario para transformar el movimiento circular en movimiento lineal.
5. **Acople roscado:** cuerpo compuesto por un extremo roscado y un eje liso con una perforación de 5mm y una ranura donde embona la cabeza de la válvula.
6. **Biela:** Esta pieza es un eje roscado el cual permite junto al acople roscado ajustar la longitud de la biela.
7. **Carcasa externa para excéntrica:** Platina mecanizada con ajuste a rodamiento que soporta el cuerpo de la excéntrica y transmite el movimiento a la varilla.
8. **Excéntrica:** Pieza móvil la cual transmite el movimiento de rotación del sistema de potencia a la manivela del sistema de distribución.
9. **Eje principal:** Este eje es el transmisor de movimiento entre el sistema de distribución y el sistema de potencia.

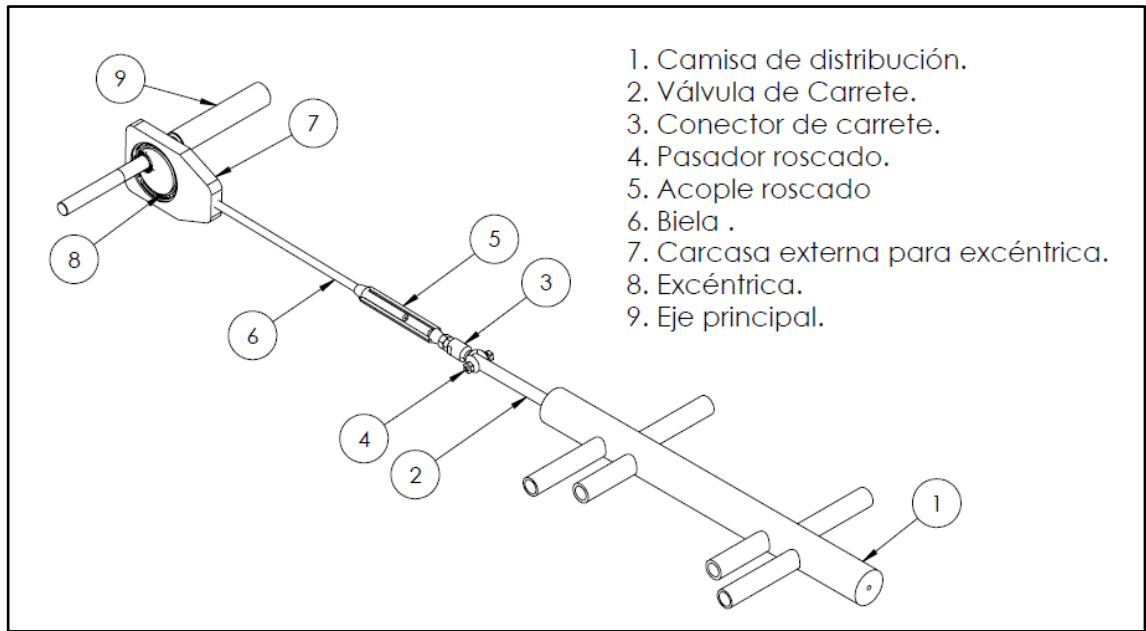


Figura 29. Componentes principales del Sistema de Distribución

Fuente: Elaboración propia

La Tabla 5 muestra las medidas generales del sistema de potencia, para mayor información, ver el Anexo 5. (Planos MDV).

Tabla 5. Dimensiones generales del Sistema de Distribución

Pieza	Parámetro	Dimensión
Camisa de distribución	Diámetro externo	39 mm
	Diámetro interno	24,4 mm
	Longitud Total	442,5 mm
Válvula tipo carrete No. 1 (vapor vivo)	Diámetro	23,5 mm
	Longitud	539,8 mm
	Diámetro de pasador	5 mm
Válvula tipo carrete No. 2 (Expansión)	Diámetro	23,6 mm

	Longitud total	521,6 mm
	Diámetro de pasador	5 mm
Conector del carrete	Diámetro mayor	17 mm
	Diámetro menor	M8
	Longitud	76 mm
	Diámetro de pasador	5 mm
Biela sistema de distribución vapor vivo	Longitud	452,36mm
Biela sistema de distribución vapor en expansión	Longitud	451,65mm
Carcasa externa de excéntrica válvula 1 vapor vivo	Largo	120 mm
	Ancho	80 mm
	Espesor	15 mm
	Diámetro Interno	65 mm
Excéntrica de válvula 1 vapor vivo	Diámetro de Rodamiento	50 mm
	Ancho	12 mm
	Diámetro de la excéntrica	32,4 mm
	Diámetro Buje soldado	25 mm
	Long. Buje soldado	27 mm
Carcasa externa de excéntrica válvula 2 expansión	Largo	145 mm
	Ancho	110 mm
	Espesor	13 mm
	Diámetro Interno	90 mm

Excéntrica de válvula 2 Expansión	Diámetro de Rodamiento	65 mm
	Ancho	23,2 mm
	Diámetro de la excéntrica	46,8 mm
	Diámetro Buje soldado	24 mm
	Long. Buje soldado	30mm

Fuente: Elaboración propia.

La Figura 30, muestra la válvula tipo carrete, los puntos extremos (PEE y PEI) y las válvulas. A continuación, se describe el significado de cada sigla.

PEE: Punto Extremo Externo, este es el punto más alejado de la excéntrica.

PEI: Punto Extremo Interno, este es el punto más cercano a la excéntrica.

VEI: Válvula de escape efecto interno.

VAI: Válvula de admisión efecto interno.

VAE: Válvula de admisión efecto externo.

VEE: Válvula de escape efecto externo.

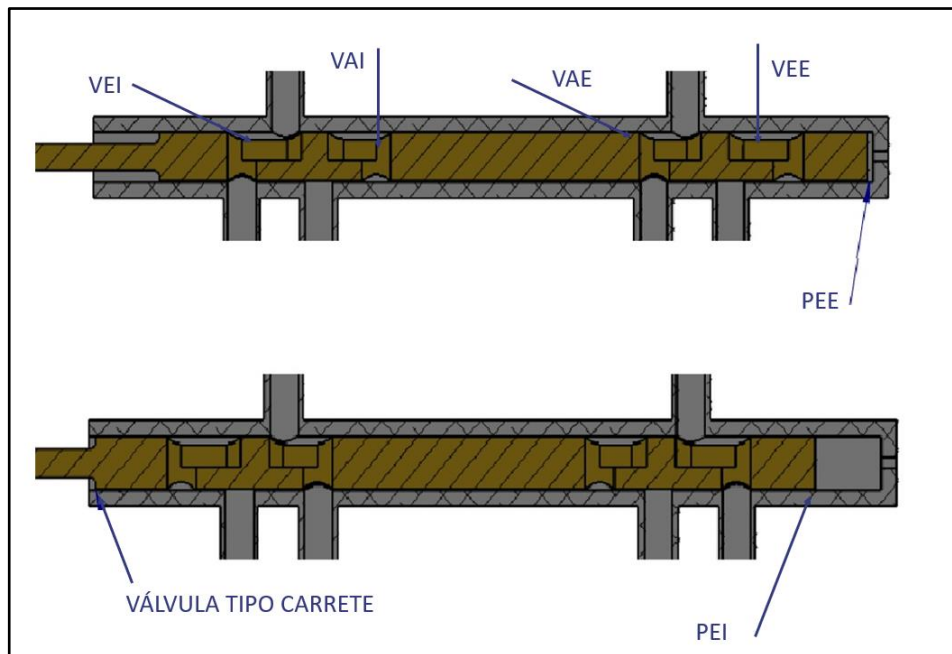


Figura 30. Puntos extremos válvula tipo carrete
Fuente: Elaboración propia.

7.3. Configuración Del Sistema De Tuberías De Admisión

El sistema de admisión, es el encargado de transportar el vapor que sale de la caldera al sistema de distribución del MDV, la Figura 31 muestra la disposición y las partes que lo conforman. El vapor sale de la caldera, y es transportado al tanque acumulador en tubería de acero al carbono de ½ pulgada, este tanque funciona como un pulmón debido a que acumula y mantiene la presión estable con el fin de abastecer los picos de demanda hacia el MDV.

La válvula tipo bola se usa para cortar o permitir el suministro de vapor hacia el tanque acumulador.

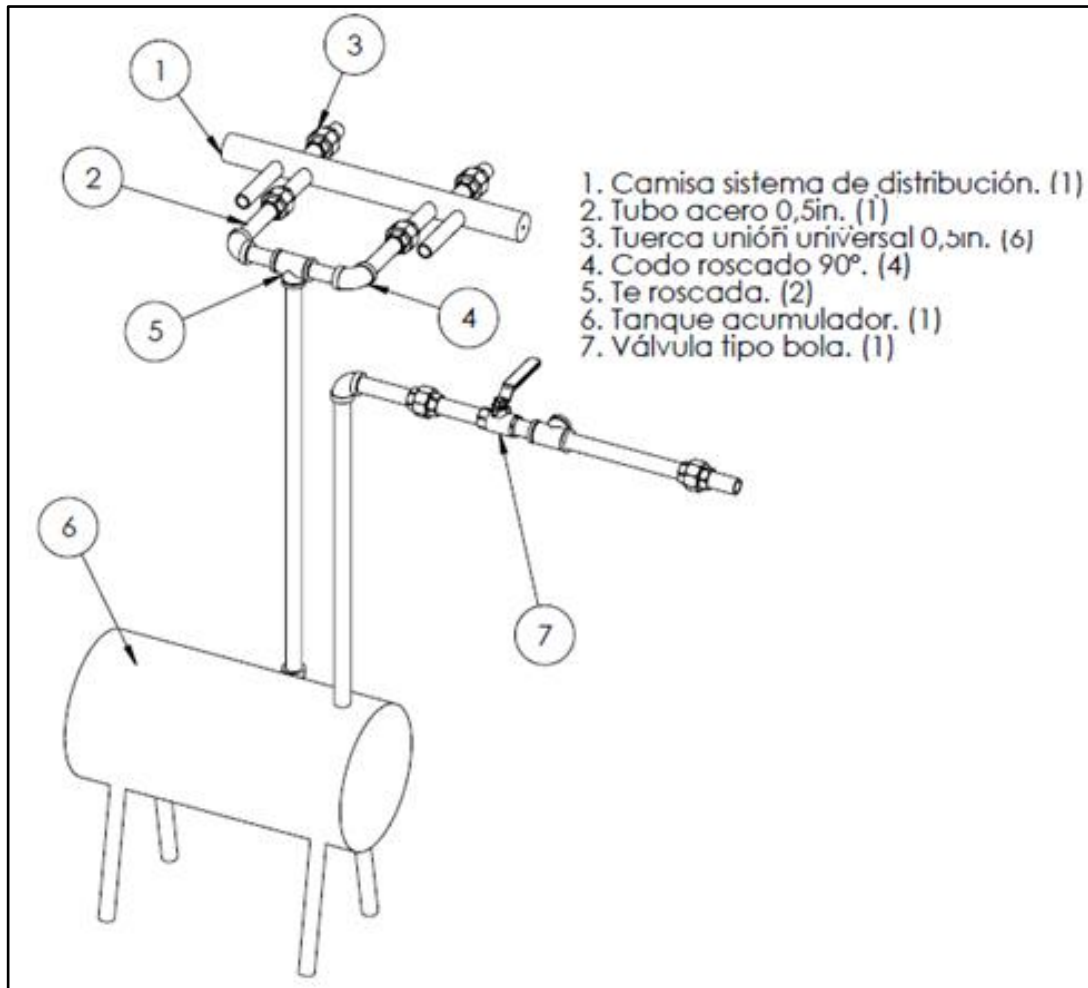


Figura 31. Tubería de admisión.

Fuente: Elaboración propia.

7.4. Configuración Del Sistema De Tuberías De Escape

El sistema de escape, es el encargado de evacuar el vapor que generó trabajo en el MDV, la Figura 32 muestra la disposición y las partes que lo conforman. El vapor sale del motor y entra en la camisa del sistema de distribución, y es transportado hacia la atmósfera en tubería de acero al carbono de ½ pulgada y una manguera de caucho de 20,3m de longitud.

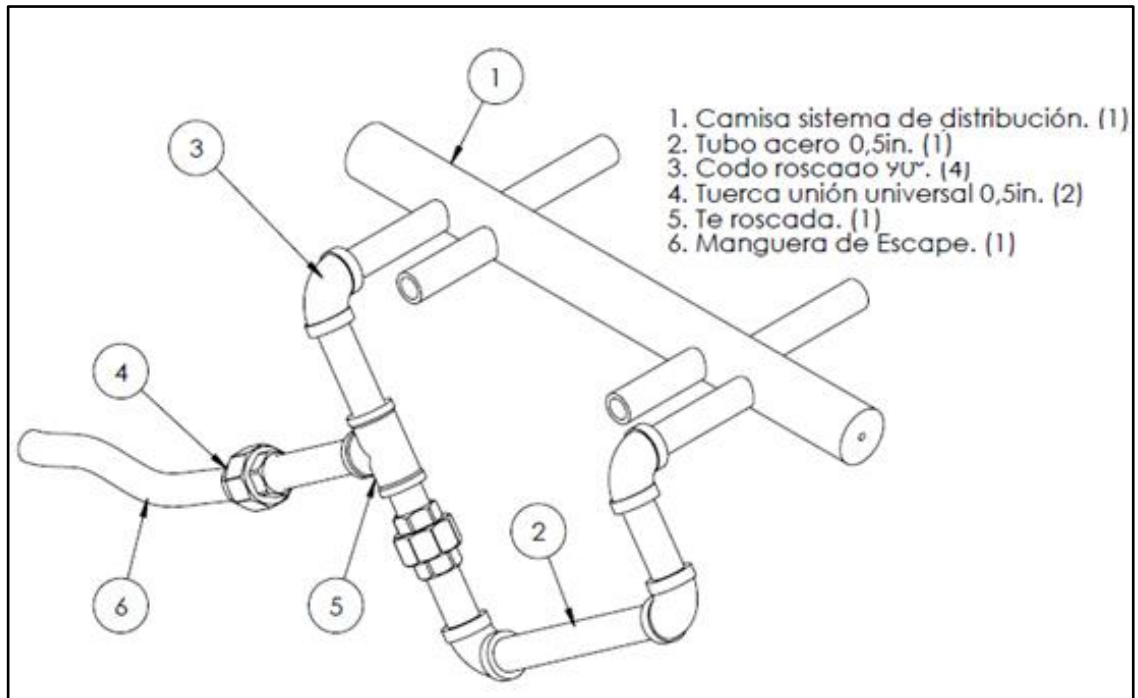


Figura 32. Tubería de escape.

Fuente: Elaboración propia.

7.5. Freno Prony

El sistema de freno Prony mostrado en la Figura 33, se usa para medir el torque de salida del MDV por medio de dos balanzas dinamométricas sujetas a una correa de cuero la cual, por medio de la fuerza de fricción, se acopla al volante del freno Prony que está sujeto al eje principal por medio de un acople.

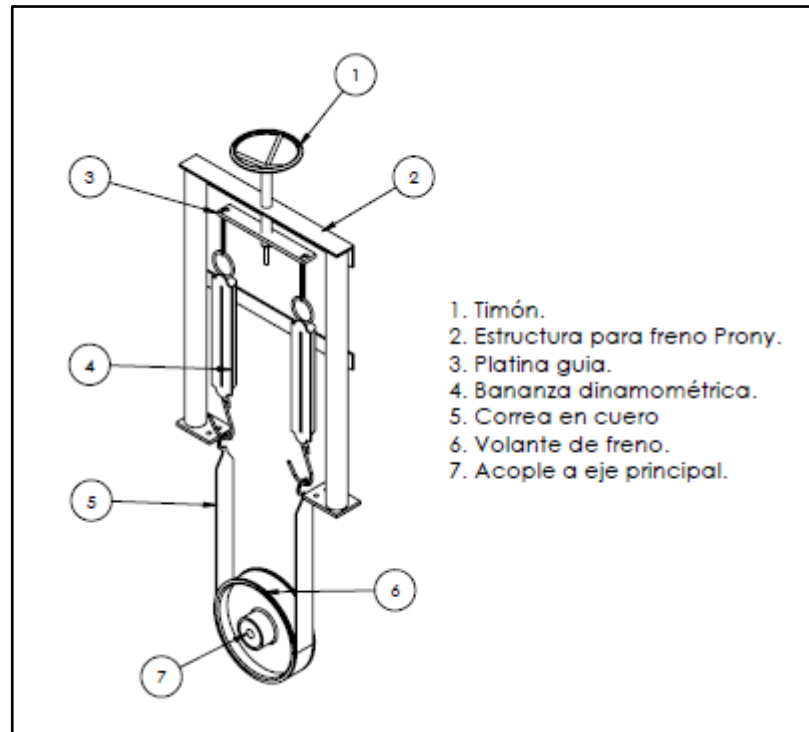


Figura 33. Componentes del freno Prony

Fuente: Elaboración propia.

8. Metodología

El diseño metodológico usado para cumplir con los objetivos propuestos en el proyecto, se basa en el uso de las ecuaciones cinemáticas y cinéticas planteadas en el libro Diseño de Maquinaria de Robert L. Norton, donde se realiza el análisis en un motor a gasolina de un cilindro, por lo que se efectuaron los ajustes necesarios para adecuar las ecuaciones al motor de vapor de doble efecto. Luego, se integra el modelo cero dimensional del diagrama indicador, el cual permite relacionar la presión y el volumen para cada grado de giro de la manivela con el fin de obtener el torque instantáneo y el torque medio. Se realiza análisis para 2 configuraciones del sistema de distribución (vapor vivo y expansión).

Se efectúa el levantamiento de planos en 3D y aseguramiento metrológico del motor de vapor, para cada configuración del sistema de distribución con el software de diseño SolidWorks, el cual permite obtener los parámetros de diseño del motor para realizar la simulación integrada de la cinemática, cinética simplificada y modelo cero dimensional del diagrama indicador. A continuación, se especifica el paso a paso:

8.1. Procesos Metrológicos

8.1.1. Levantamiento De Planos.

El proceso metrológico es punto clave para obtener los resultados esperados en este proyecto, esto debido a que los modelos integrado de la cinemática, de la cinética y del diagrama indicador requieren del uso de parámetros exactos. La toma de medidas se realizó en las instalaciones de la Universidad Nacional de Colombia donde se encuentra el equipo. El MDV se desensambló por completo para realizar la medición independiente de cada parte, se usaron los siguientes instrumentos y herramienta:

- Pie de rey Digital de 150mm.
- Pie de rey convencional de 200mm.
- Flexómetro.
- Escuadra metálica patronada.
- Galga de roscas.
- Goniómetro.
- Nivel de burbuja.
- Juego de llaves Bristol.
- Destornilladores de pala y estrella.
- Juego de llaves de boca fija.

A continuación, se describe el proceso metrológico general el cual se llevó a cabo con todas las piezas del MDV:

- a. Reconocimiento de los componentes principales del motor.
- b. Desensamble de las piezas.
- c. Se observa que hay piezas comerciales en el equipo, y se toma nota de las referencias. Ver Anexo 5 (Planos MDV)
- d. Limpieza de los componentes para eliminar impurezas que pudieran interferir con la toma de medidas.
- e. Se inicia la toma de medidas de las piezas utilizando un pie de rey, para los datos de mayor dimensión se utilizó un flexómetro.
- f. Registro de las medidas en dibujos a mano alzada.
- g. Levantamiento de planos en 3D (SolidWorks) individuales.

- h. Ensamble 3D MDV (SolidWorks)
- i. Con el ensamble 3D se verifican las medidas del equipo y las posiciones relativas de cada pieza.

8.1.2. Procesos De Mejora Y Correcciones Metrológicas Sistema De Potencia

Las siguientes piezas presentaron procesos adicionales en el diseño, con el fin de mejorar el funcionamiento del MDV.

8.1.2.1. Eje Principal

Este eje se encontraba flectado, además de esto presentaba fallas en los ajustes con respecto al volante y a la excéntrica. Se fabricó un nuevo eje en acero 4140 mejorando los acabados y reduciendo los puntos de concentración de esfuerzos. La Figura 35 muestra el eje mecanizado.

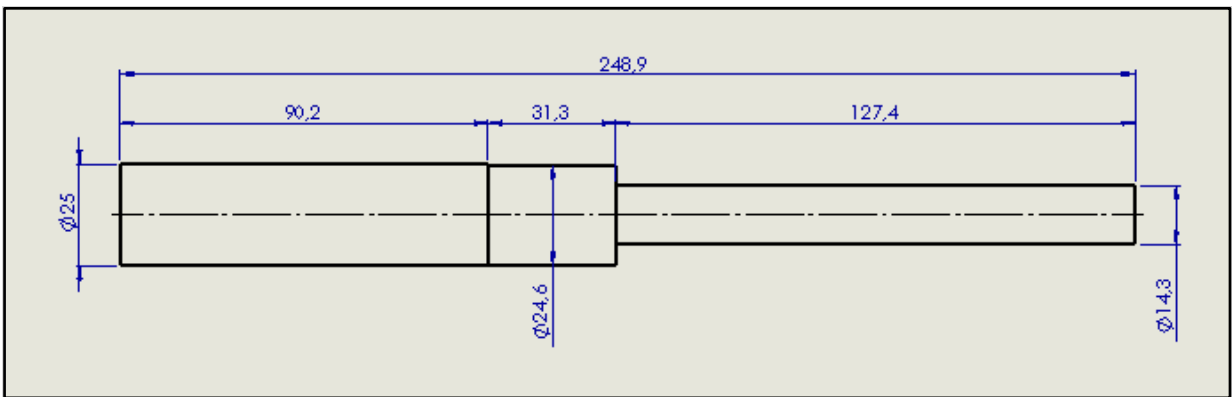


Figura 34. Eje principal inicial

Fuente: Elaboración propia.

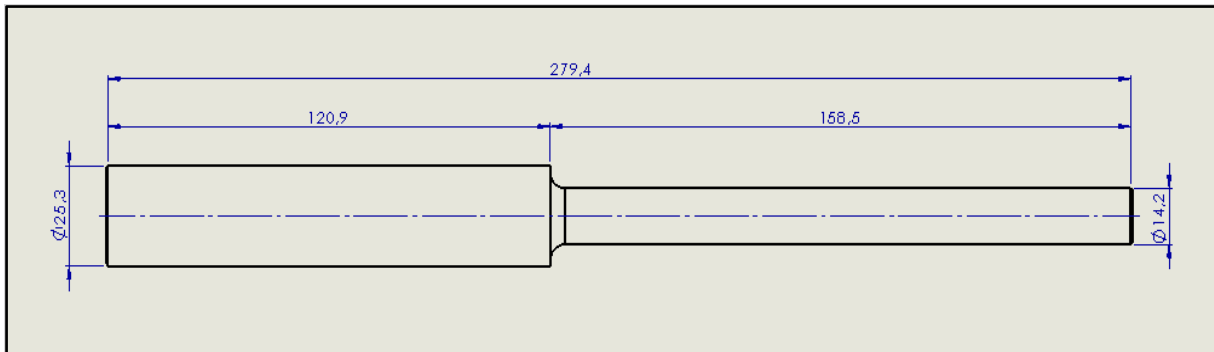


Figura 35. Eje mecanizado

Fuente: Elaboración propia.

8.1.2.2. Equilibrio De Volúmenes Muertos

Con el fin de ingresar la misma cantidad de vapor al cilindro para cada efecto en el tiempo de admisión, se deben igualar los volúmenes muertos, esto permite un movimiento más homogéneo del sistema de potencia. Para igualar los volúmenes muertos tanto para el efecto externo como el interno, se considera la carrera útil del pistón, la cual depende de la relación biela-manivela y de su ángulo de giro, esto debido a que el volumen es función del desplazamiento del pistón.

Se construyen dos piezas en SolidWorks las cuales representan el volumen muerto para cada cámara, se considera toda la geometría del pistón, el vástago y las paredes del cilindro, se revisan las propiedades físicas del sólido las cuales permiten obtener el volumen de cada pieza. Para igualar los volúmenes muertos se modifica la posición del pistón hasta encontrar un punto donde los volúmenes mínimos sean iguales.

Para el ajuste en el motor, se debe soltar el PIN que une la cruceta con la biela (ver Figura 28), esta última permite ajustar la posición del pistón por medio del roscado. Para mayor detalle revise el Anexo 6 (Instructivo para ajustes de posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución del MDV). La Figura 36 muestra la posición

del pistón para obtener el volumen muerto del efecto externo y el volumen máximo del efecto interno. La Tabla 6 muestra los volúmenes muertos de cada efecto (volumen mínimo) y además muestra los volúmenes máximos. Los sólidos para estos volúmenes, se muestran en la Figura 37 y la Figura 38.

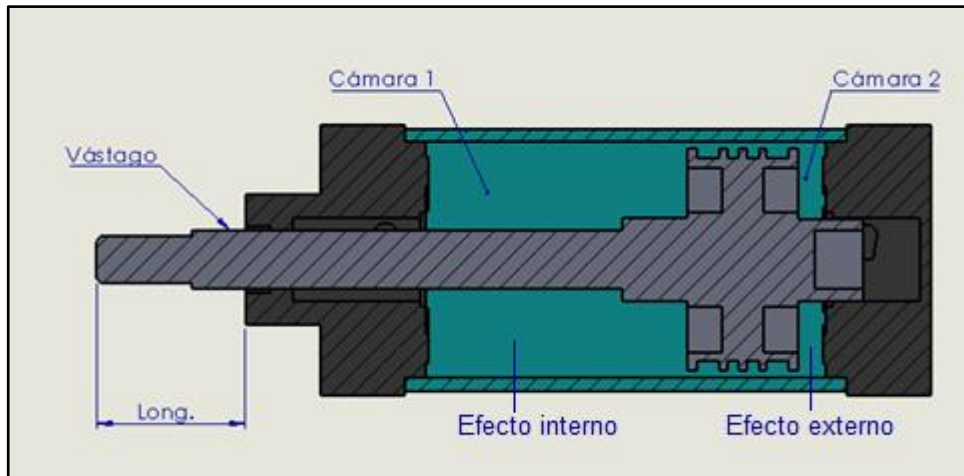


Figura 36. Pistón en PMS efecto externo
Fuente: Elaboración propia.

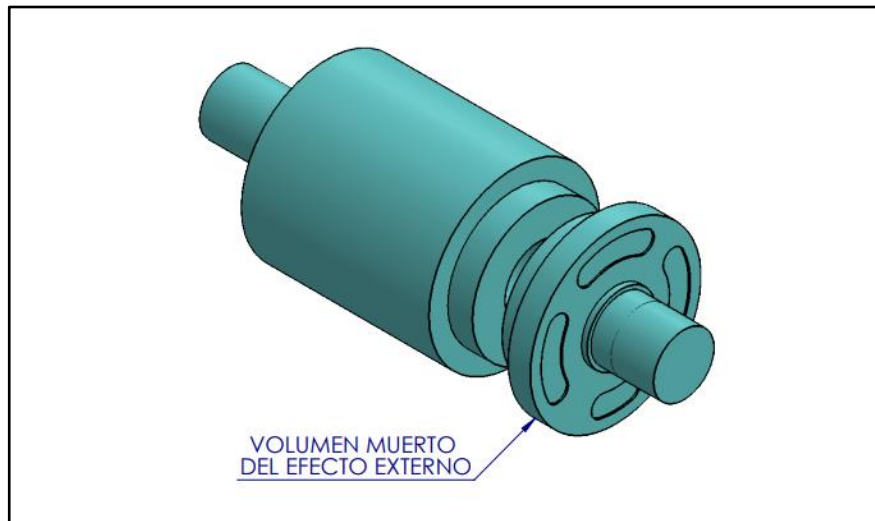


Figura 37. Sólidos de volúmenes cuando el pistón se ubica en PMS del efecto externo
Fuente: Elaboración propia.

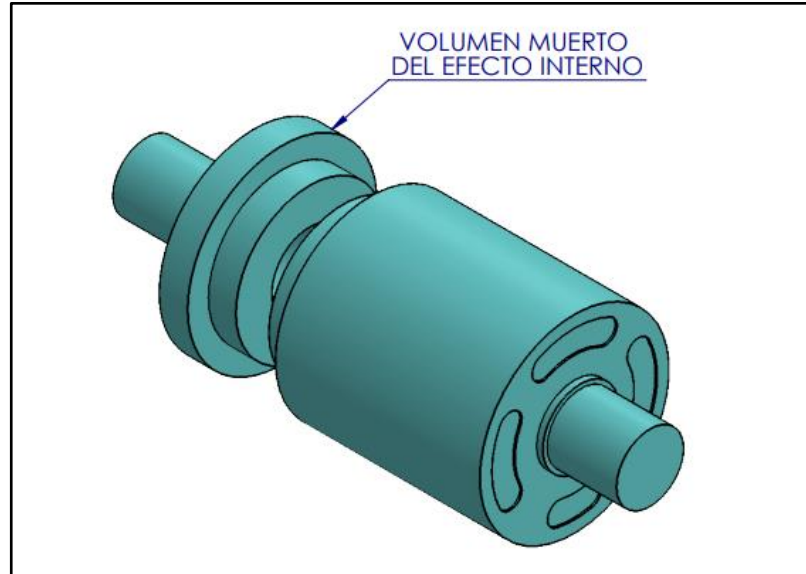


Figura 38. Solidos de volúmenes cuando el pistón se ubica en PMI del efecto externo.
Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6. Volúmenes internos del Pistón.

Volumen	Efecto interno	Efecto externo
Volumen muerto	165,443 cm ²	165,443 cm ²
Volumen máximo	882,606698 cm ²	930,417811 cm ²

Fuente: Elaboración propia.

8.1.3. Procesos De Mejora Y Correcciones Metrológicas Sistema De Distribución.

8.1.3.1. Carrete N.º 1 (Vapor Vivo).

Esta válvula tipo carrete fue diseñado para una carrera de 42mm, pero la excéntrica disponible permite un recorrido de 32,4mm. El carrete presenta desgaste en las cámaras que permiten la entrada y salida de vapor, lo cual generaba fallas en el ciclo de funcionamiento

del MDV. Además, la válvula presentaba desgaste excesivo producto del roce entre las paredes internas de la camisa del sistema de distribución y las paredes del carrete.

El grupo de PAI (Proyecto Aplicado de Ingeniería) de la Universidad Nacional de Colombia sede Bogotá, diseñó otro carrete con distribución de vapor vivo para la excéntrica disponible, el carrete se fabricó en bronce SAE 40, este material es de menor coeficiente de fricción en comparación al anterior, esta propiedad permite un mejor deslizamiento de la válvula, menores pérdidas por fricción y por ende un mejor aprovechamiento de la energía del vapor.

Esta configuración fue adoptada y es la usada en el modelo integrado del diagrama indicador, modelo cinemático y cinético simplificado del MDV. Para ver la configuración de esta válvula tipo carrete, revise la Figura 68 y la Figura 69.

8.1.3.2. Carrete N.º 2 (Expansión).

Esta válvula tipo carrete se fabricó para un desplazamiento de 50mm, pero no se contaba con un sistema biela manivela para este mecanismo, por lo que se realizó un estudio de factibilidad para seleccionar un rodamiento que cumpliera con las características de funcionamiento de la válvula tipo carrete, se seleccionaron los siguientes rodamientos:

- Rodamiento 1: las dimensiones del cojinete son las siguientes: (diámetro interno: 75mm, diámetro externo: 95mm, ancho 10mm, masa: 0,15kg con referencia SKF 61815). Con este rodamiento es posible fabricar la excéntrica con un diámetro inicial de diseño de la manivela de 50mm

- Rodamiento 2: (diámetro interno: 65mm diámetro externo: 90mm, ancho: 13mm, masa: 0,22kg con referencia SKF 61913). Con este rodamiento es necesario reducir el diámetro de la manivela a 46,8mm.

Se eligió el rodamiento 2 por ser de más fácil acceso en el mercado lo que disminuye su costo considerablemente en comparación con el rodamiento 1 y éste cumple con las características que permiten fabricar una excéntrica que proporcione una carrera de 46,8mm. Debido al cambio de rodamiento para la excéntrica, se debe comprobar si la válvula tipo carrete cumple con las siguientes condiciones:

- Carrera de 46,8mm
- Corte de admisión del 50%
- Corte de escape del 50%
- Simetría entre los dos efectos.

Para comprobar el carrete, se monta la válvula en el ensamble 3D de SolidWorks y se comprueba el porcentaje de apertura de la válvula con relación al volumen del cilindro. La Figura 39 muestra los datos necesarios para obtener el porcentaje de apertura de las válvulas con relación al volumen del cilindro.

A: Carrera del carrete.

B: Carrera del pistón.

C: Ángulo de giro manivela sistema de potencia.

D: Ángulo de giro manivela sistema de distribución.

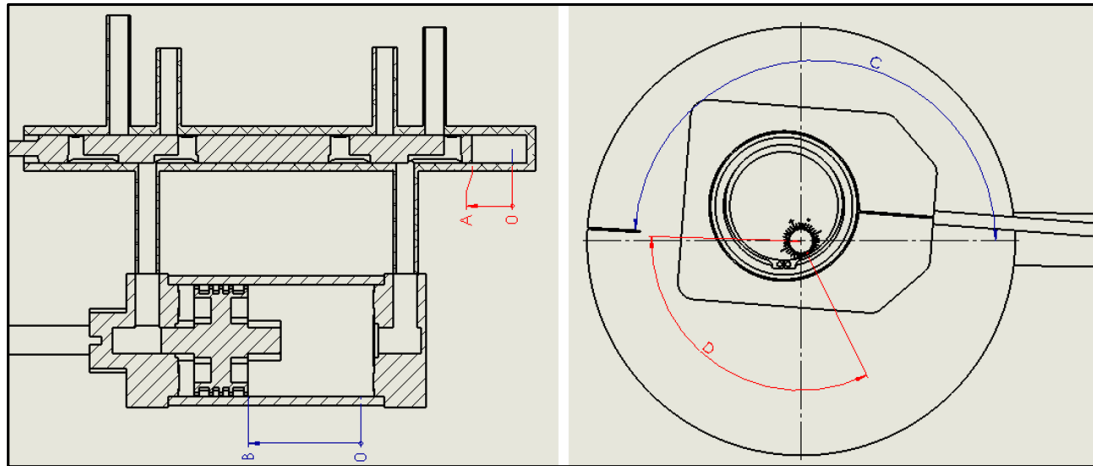


Figura 39. Posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución.
Fuente: Elaboración propia.

Debido a que el volumen en el cilindro es una función de la posición del pistón, se recopilan los datos A, B, C y D para el inicio de apertura, apertura máxima y cierre para cada válvula, con el fin de obtener el recorrido del pistón para cada tiempo (admisión, expansión, escape y compresión). Los datos obtenidos se muestran en la

Tabla 7 .

Tabla 7. Distribución de acuerdo a la carrera de la válvula

Condición Externo	Válvula			Pistón		
	A (mm)	D (°)	Recorrido total	B (mm)	C (°)	Recorrido total
Inicio de admisión	11,7	301,308	0	0	0	0
Máxima apertura	0	360	11,7	26,415	58,691	26,415
Fin de admisión	11,7	58,79	23,4	74,433	117,482	74,433

Inicio de escape	34,85	117,91	11,45	97,328	176,601	22,895
Máxima apertura	46,82	180	11,97	77,028	238,691	20,444
Fin de escape	34,85	242,01	23,94	26,894	300,704	70,578
Condición Efecto	Válvula			Pistón		
	Interno	A (mm)	D (°)	Recorrido total	B (mm)	C (°)
Inicio de admisión	35,1	118,621	0	97,355	177,313	0
Máxima apertura	46,82	180	11,72	77,028	238,691	20,417
Fin de admisión	35,1	241,299	23,44	27,462	299,99	69,983
Inicio de escape	11,95	300,612	23,15	0,004	359,304	27,458
Máxima apertura	0	360	11,95	26,415	58,691	26,419
Fin de escape	11,95	59,484	23,9	74,913	118,175	74,917

Fuente: Elaboración propia.

El recorrido total del pistón y la válvula para los tiempo de admisión y escape aparecen resaltados en color azul en la

Tabla 7, y el porcentaje de apertura de las válvulas se muestra en la Tabla 8.

Tabla 8. Porcentaje de apertura válvulas

Efecto	Tiempo	Recorrido pistón (mm)	Porcentaje de apertura (%)
Externo	Admisión	74,433	76,4
	Escape	70,578	72,5
Interno	Admisión	69,983	71,9







	Escape	74,917	76,9
--	--------	--------	------

Fuente: Elaboración propia.

Los datos obtenidos muestran que el carrete no cumple con los requerimientos establecidos por lo que es necesario realizar un nuevo diseño. Para cumplir con las exigencias y no incurrir en gastos adicionales, se analiza el carrete en SolidWorks con el fin de remanufacturar los conductos de admisión y escape y usar el carrete ya fabricado. Debido a que la excéntrica gira a la misma velocidad angular del volante, se puede establecer un diseño preliminar basado en el movimiento lineal del carrete.

Para obtener un corte de admisión y de escape del 50% y una simetría entre los dos efectos, se debe asegurar que tanto la válvula de admisión como la de escape permanezcan abiertas la mitad de la carrera del carrete, para cumplir con este requerimiento se divide la carrera en 4 partes iguales (11,7mm), lo que implica que la válvula de admisión y la de escape deben permanecer abiertas 23,4mm del total del recorrido, la Tabla 9 muestra el estado de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape para cada efecto con relación a la posición del carrete. Las áreas sombreadas indican la apertura de la válvula.

Tabla 9. Estado de apertura válvulas

Movimiento carrete	Posición carrete respecto a PEI	Efecto interno		Efecto externo	
		Válvula escape	Válvula admisión	Válvula admisión	Válvula escape
	0mm	Cerrada	Apertura máxima	Cerrada	Apertura máxima
	11,7mm	Cerrada	Fin admisión	Cerrada	Fin escape
	23,4mm	Cerrada	Cerrada	Cerrada	Cerrada
	35,1mm	Inicio escape	Cerrada	Inicio admisión	Cerrada
	46,8mm	Apertura máxima	Cerrada	Apertura máxima	Cerrada
	35,1mm	Cierre escape	Cerrada	Cierre admisión	Cerrada
	23,4mm	Cerrada	Cerrada	Cerrada	Cerrada
	11,7mm	Cerrada	Inicio admisión	Cerrada	Inicio escape

Fuente: Elaboración propia.

Las siguientes figuras muestran un diseño de carrete que cumple con los requerimientos previamente establecidos, por ejemplo la Figura 41 muestra la posición del carrete en 11,7mm con respecto al PEI, cuando el carrete se mueve de derecha a izquierda y se sitúa en el punto mostrado la válvula de admisión del efecto interno abre, el carrete sigue su recorrido hasta PEI donde se produce la apertura máxima (ver Figura 40), el carrete ha recorrido 11,7mm hasta ese punto, se inicia el movimiento de izquierda a derecha hasta recorrer 11,7mm donde se produce el cierre de la válvula de admisión, en total el recorrido del carrete fue de 23,4mm, lo que indica que el diseño cumple con el requerimiento establecido para la válvula de admisión del efecto interno (50% de apertura). Este procedimiento se efectuó con las otras válvulas.

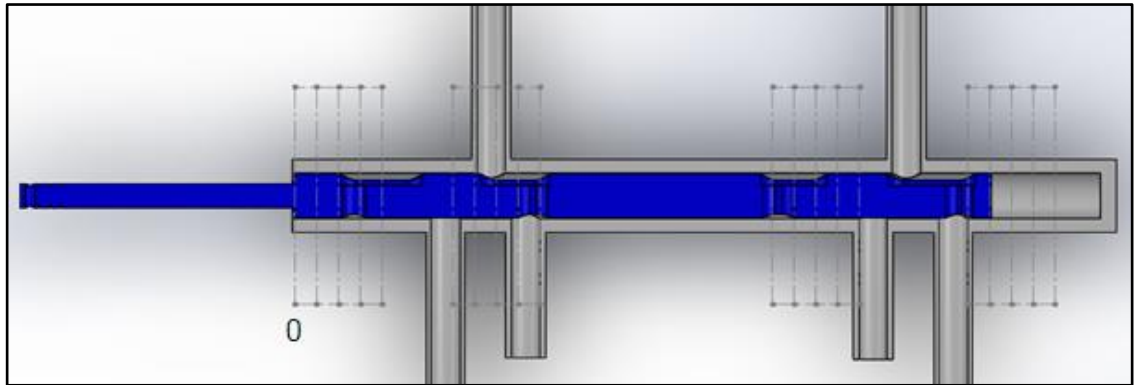


Figura 40. Posición carrete desde PEI (0mm)
Fuente: Elaboración propia.

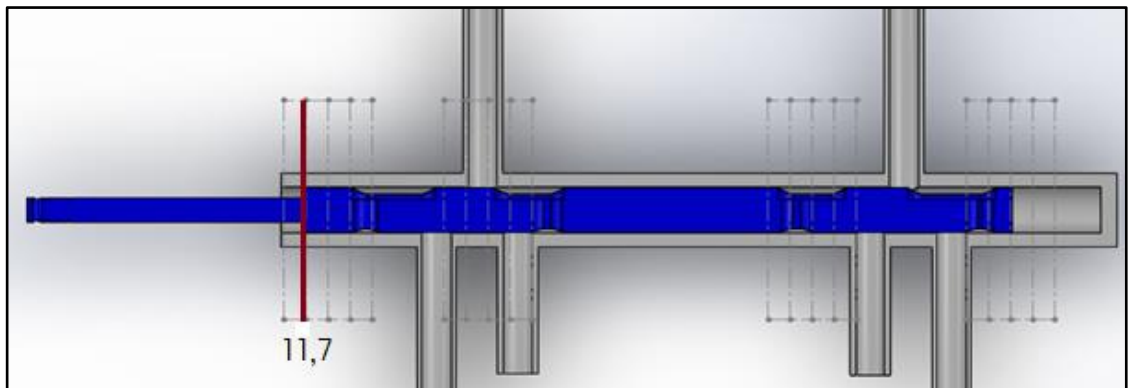


Figura 41. Posición carrete desde PEI (11,7mm).
Fuente: Elaboración propia.

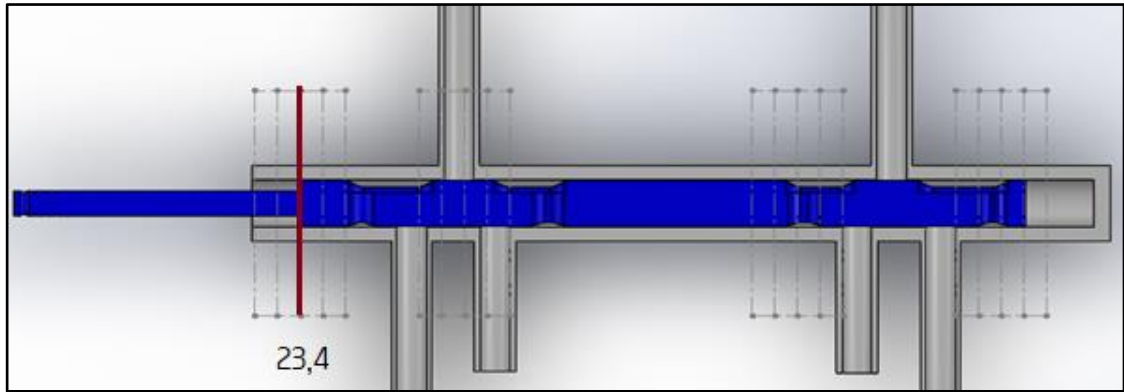


Figura 42. Posición carrete desde PEI (23,4mm).
Fuente: Elaboración propia.

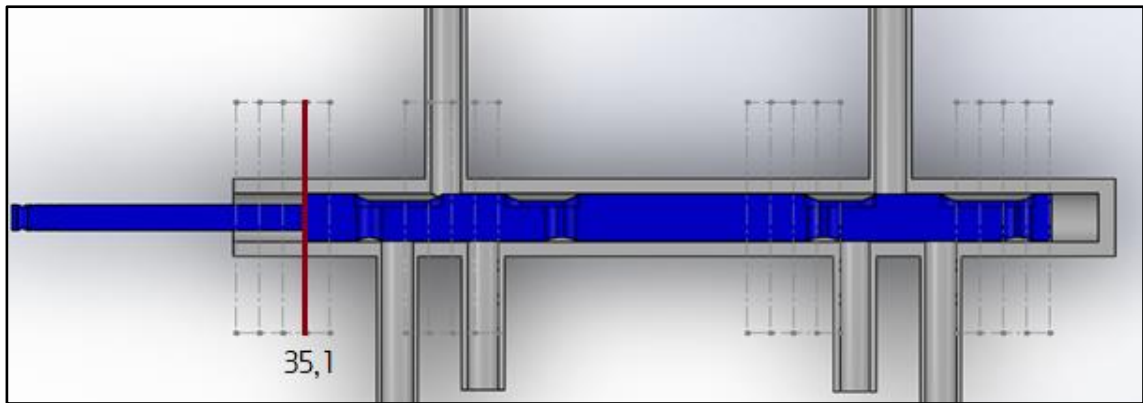


Figura 43. Posición carrete desde PEI (35,1mm).
Fuente: Elaboración propia.

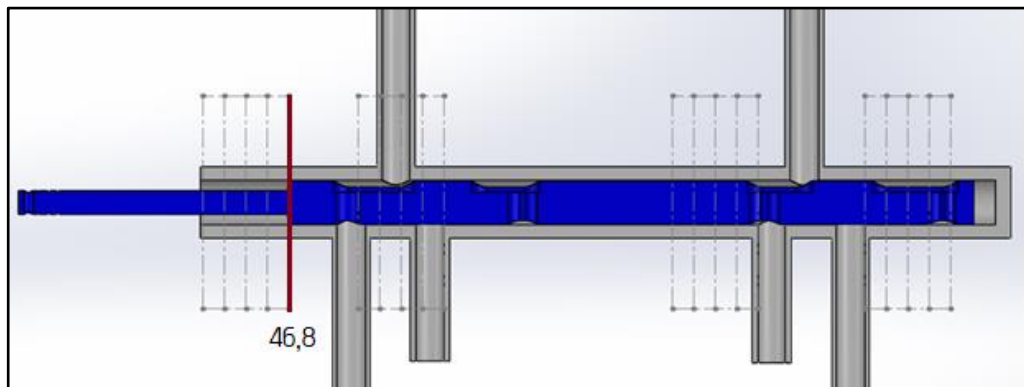


Figura 44. Posición carrete desde PEI (46,8mm).
Fuente: Elaboración propia.

Los datos A, B, C y D mostrados en la Figura 39 para el inicio de apertura, apertura máxima y cierre para cada válvula, del nuevo diseño preliminar del carrete se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10. Distribución de acuerdo a la carrera de la válvula diseño preliminar

Condición efecto externo	Válvula		Pistón		
	A (mm)	D(°)	B (mm)	C (°)	Recorrido total
Inicio de admisión	312,2824	40,15000	0,000000	22,57700	0,000000
Máxima apertura	0,000000	48,16116	47,717556	40,775300	18,198300
Fin de admisión	47,84289	40,15000	95,560500	80,104760	57,527760
Inicio de escape	123,7818	11,30000	171,49945	119,531980	96,954980
Máxima apertura	180,0000	1,340000	227,71750	106,304700	14,117320
Fin de escape	236,1247	11,30000	283,84202	63,534790	56,887230
Condición efecto interno	Válvula		Pistón		
	A (mm)	D(°)	B (mm)	C (°)	Recorrido total
Inicio de admisión	128,6300	9,750000	176,34726	119,894770	0,000000
Máxima apertura	180,0000	1,340000	227,71756	106,304770	13,754460
Fin de admisión	231,264	9,750000	278,98161	67,720370	52,338860
Inicio de escape	300,5956	36,20000	348,31320	23,755630	96,139140
Máxima apertura	0,000000	48,16116	47,717560	40,775300	19,376930

Fin de escape	300,4983	36,20000	107,21917	89,475640	68,077270
----------------------	----------	----------	-----------	-----------	-----------

Fuente: Elaboración propia.

El recorrido total del pistón y la válvula para los tiempo de admisión y escape del diseño preliminar del carrete, aparecen resaltados de color azul en la Tabla 10, y el porcentaje de apertura de las válvulas se muestra en la Tabla 11.

Tabla 11. Porcentaje de apertura válvulas diseño preliminar carrete

Efecto	Tiempo	Recorrido pistón (mm)	Porcentaje de apertura (%)
Externo	Admisión	57,527760	59,1
	Escape	56,887230	58,4
Interno	Admisión	52,338860	53,7
	Escape	68,077270	69,9

Fuente: Elaboración propia.

Los datos obtenidos muestran que el carrete no cumple con los requerimientos previamente establecidos debido al ángulo de desfase entre el sistema de potencia y el sistema de distribución. Con el fin de reutilizar el carrete y no incurrir en gastos adicionales, se realizan iteraciones para mecanizar los agujeros tanto de admisión y de escape para cumplir con el requerimiento de simetría entre los dos efectos y la carrera de 46,8mm. Las iteraciones realizadas para mecanizar la válvula de admisión del efecto interno se muestran en La Tabla 12, para determinar la distancia a mecanizar, se utiliza el

programa SolidWorks, se efectúan los cambios en el carrete (distancia a mecanizar) y se comprueban las distancias de inicio y fin de admisión para calcular el recorrido total de admisión, para cumplir con el requerimiento de simetría entre los dos efectos se calcula la diferencia entre el dato obtenido y el recorrido total de la válvula de admisión del efecto externo (57,527760). La Tabla 13 muestra las iteraciones para la válvula de escape del efecto externo.

Tabla 12. Iteraciones para mecanizado válvula admisión efecto interno

Distancia a mecanizar	Condición	C(°)	Diferencia con válvula efecto externo
1 mm	Inicio admisión	119,69077	-2,251730
	Fin admisión	64,9872	
	Recorrido total	55,276030	
2 mm	Inicio admisión	119,37933	0,675630
	Fin admisión	62,37128	
	Recorrido total	58,203390	
1,5 mm	Inicio admisión	119,54771	-0,786740
	Fin admisión	63,66527	
	Recorrido total	56,741020	
1,6 mm	Inicio admisión	119,51601	-0,494070
	Fin admisión	63,4043	
	Recorrido total	57,033690	

1,7 mm	Inicio admisión	119,48332	-0,201500
	Fin admisión	63,14442	
	Recorrido total	57,326260	
1,75 mm	Inicio admisión	119,4666	-0,055260
	Fin admisión	63,0149	
	Recorrido total	57,472500	
1,8 mm	Inicio admisión	119,44963	0,090970
	Fin admisión	62,8 8564	
	Recorrido total	57,6 18730	

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 13. Iteraciones para mecanizado válvula escape efecto interno

Distancia a mecanizar	Condición	C(°)	Diferencia con válvula efecto externo
2 mm	Inicio escape	118,709740	5,356480
	Fin escape	58,523470	
	Recorrido total	62,720790	
4 mm	Inicio escape	117,551280	-0,436960
	Fin escape	53,888490	

	Recorrido total	68,514230	
3,9 mm	Inicio escape	117,616450	-0,148230
	Fin escape	54,112050	
	Recorrido total	68,225500	
3,8 mm	Inicio escape	117,680890	0,140590
	Fin escape	54,336430	
	Recorrido total	67,936680	
3,85 mm	Inicio escape	117,648760	-0,003840
	Fin escape	54,224130	
	Recorrido total	68,081110	

Fuente: Elaboración propia.

Las distancias a mecanizar seleccionadas son: 1,8mm para la válvula de admisión del efecto interno y 3,85 mm para la válvula de escape del efecto externo. La comprobación del diseño final se muestra en la Tabla 14 y en la Tabla 15.

Tabla 14. Distribución de acuerdo a la carrera de la válvula diseño final

Condición efecto	Válvula		Pistón		
	A (mm)	D(°)	B (mm)	C (°)	Recorrido total
Inicio de admisión	312,28244	40,15000	0,000000	22,57700	0,000000
Máxima apertura	0,000000	48,16116	47,717556	40,77530	18,198300
Fin de admisión	47,842890	40,15000	95,560500	80,10476	57,52776
Inicio de escape	112,80722	15,15000	160,52478	117,64876	95,071760

Máxima apertura	180,00000	1,340000	227,71750	106,3047	16,000540
Fin de escape	247,13027	15,15000	294,84783	54,22413	68,08111
Condición efecto interno	Válvula		Pistón		
	A (mm)	D(°)	B (mm)	C (°)	Recorrido total
Inicio de admisión	123,02804	11,55000	170,74560	119,4496	0,000000
Máxima apertura	180,00000	1,340000	227,71756	106,3047	14,199600
Fin de admisión	236,88060	11,55000	284,59816	62,88564	57,61873
Inicio de escape	300,59564	36,20000	348,31320	23,75563	95,694000
Máxima apertura	0,000000	48,16116	47,717560	40,77530	19,376930
Fin de escape	300,4983	36,2000	107,21917	89,475640	68,07727

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 15. Porcentaje de apertura válvulas diseño final carrete

Efecto	Tiempo	Recorrido pistón (mm)	Porcentaje de apertura (%)
Externo	Admisión	57,52776	59,1
	Escape	68,08111	69,9
Interno	Admisión	57,61873	59,2
	Escape	68,07727	69,9

Fuente: Elaboración propia.

Los datos obtenidos demuestran que el diseño final del carrete cumple con los requerimientos de simetría entre los dos efectos y con la carrera de 46,8 mm.

8.2. Modelo Cinemático Y Cinético Simplificado.

8.2.1. Plano De Referencia

Se deben establecer los planos de referencia tanto para el sistema de potencia, como para el sistema de distribución. El plano de referencia del sistema de potencia se muestra en la Figura 45, en la posición mostrada el ángulo de giro de la manivela del sistema de potencia es igual a cero grados “0°”, el pistón se ubica en PMS de efecto externo. Por su lado, la Figura 46 muestra el plano de referencia para el sistema de distribución, en la posición mostrada el ángulo de giro de la manivela de distribución es igual a cero grados “0°” el carrete se ubica en PEE.

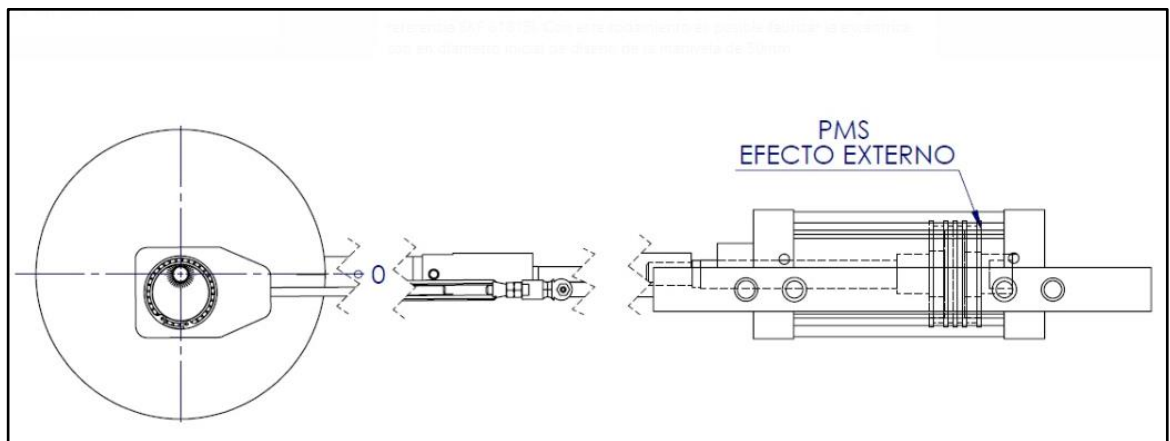


Figura 45. Plano de referencia sistema de potencia.

Fuente: Elaboración propia.

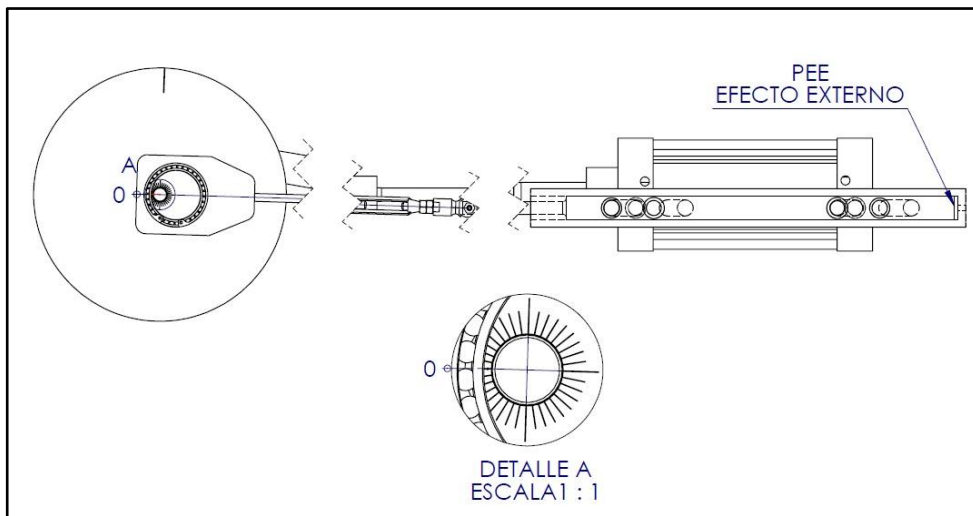


Figura 46 Plano de referencia sistema de distribución

Fuente: Elaboración propia.

8.2.2. Determinación De La Velocidad Angular Y Tiempo.

En el modelo cinemático y cinético propuesto por Robert Norton, se usan las ecuaciones (15), (16), (17), (24), (39), y (40) para obtener la posición, velocidad, aceleración, torque de gas, torque de inercia y torque total respectivamente. Estas ecuaciones usan la velocidad angular (ω) y el tiempo (t) para realizar los cálculos en cada grado de giro de la manivela. A continuación, se describe el procedimiento para obtener estos valores.

La velocidad angular (ω) se obtiene a partir de pruebas experimentales realizadas por el candidato a maestría de la Universidad Nacional de Colombia José David Barón Pinilla en conjunto con el grupo (PAI) Proyecto aplicado a ingeniería, donde se miden las RPM con un tacómetro con referencia MDT-2238A de propiedad de la Universidad

Nacional sede Bogotá, el modelo convierte el valor de RPM a rad/s. A través del siguiente ejemplo se demuestra el cálculo realizado por el modelo.

Ejemplo:

$$952 \frac{rev}{min} \times \frac{1 min}{60 s} \times \frac{2\pi}{1 rev} = 99,6932 \frac{rad}{s}$$

El tiempo que tarda la manivela en dar un giro completo (t_c), se determina a partir de la ecuación (48).

$$t_c = \frac{\theta}{w} \quad (48)$$

Ejemplo:

$$t_c = \frac{\theta}{w} = \frac{1 rev}{952 rev/min} = 0,001050420168 min \frac{60 s}{min} = 0,06302521 s$$

Para obtener el tiempo por grado de giro (t_g), se divide el tiempo por ciclo (t_c) entre 360° .

$$t_g = \frac{0,06302521 s}{360} = 0,000175 s$$

Para determinar el tiempo (t) para un grado de giro específico, se multiplica el grado de giro (x°) deseado por (t_g). Por ejemplo, si se desea saber el tiempo transcurrido para un grado de giro de la manivela de 50° se usa la ecuación (49).

$$t = (t_g)(x^\circ) \quad (49)$$

$$t = (0,000175 s)(50^\circ) = 0,00875 s$$

Las simulaciones en Excel de los Anexos (1), (2), (3), y (4) calculan el tiempo para los 720 grados de giro del cigüeñal equivalente a dos revoluciones del motor y 4 tiempos de trabajo.

8.2.3. Comprobación Modelo Cinemático Y Cinético Simplificado:

El libro, “Diseño de Maquinaria de Norton” incluye un programa de computadora personalizado llamado Engine, el cual permite realizar una simulación cinemática y cinética bajo unos límites preestablecidos de velocidad angular y presión máxima dentro del cilindro. Además, incluye una curva de fuerza generada por el gas. El programa proporciona los datos para cada grado de giro de la manivela. El software Engine se usó con el fin de verificar la simulación realizada en Microsoft Excel.

En el Anexo 1 (Comprobación modelo cinemático y cinético simplificado con programa Engine) en la hoja número (1), se recopilan los datos obtenidos por el programa Engine tanto para el sistema de potencia como para el sistema de distribución, en la hoja número (2) se incluye el modelo cinemático y cinético simplificado, y en la hoja número (3) se realiza la comparación del modelo Excel con los datos obtenidos por el programa Engine. El programa usa el sistema inglés para efectuar los cálculos. Los parámetros de entrada usados para realizar la simulación en el software son los siguientes:

Tabla 16. Parámetro de entrada Engine (Sistema de potencia)

Parámetros de entrada	Sistema ingles	Sistema internacional
Volumen del cilindro (in ³) (cm ³)	46,681864	764,978693
Diámetro del cilindro (in) (mm)	3,93701	100,000054
Carrera del pistón (in) (mm)	3,834646	97,4000084
Relación l/r	5,91273051	
% de longitud del CG de la manivela	0,5	
% de longitud del CG de la biela	0,5	
Velocidad mínima (RPM)	820	
Velocidad máxima (RPM)	1084	
Masa manivela (lbm) (kg)	22,2733	10,10299069
Masa biela (lbm) (kg)	2,096596	0,950999173
Masa Pistón (lbm) (kg)	6,468363	2,93399771
Presión máx. (psi) (Pa)	600	4136856

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 17. Parámetro de entrada Engine (Sistema de distribución)

Parámetros de entrada	Sistema ingles	Sistema internacional
Carrera del pistón (in) (mm)	1,273239	32,3402706
Relación l/r	27	

Velocidad mínima (RPM)	820
Velocidad máxima (RPM)	1084

Fuente: Elaboración propia.

El programa Engine presenta limitaciones, para verificar el modelo se deben usar presiones dentro del cilindro y velocidades angulares diferentes a las reales. La longitud de biela (l), y el radio de la manivela (r) tanto para el sistema de potencia como para el sistema de distribución difieren de los reales debido a las configuraciones realizadas.

Al realizar la comparación del modelo Excel con el programa Engine, se encontraron diferencias en la aceleración y el torque de inercia por lo que las ecuaciones propuestas en el libro son aproximadas y además usan únicamente los 2 primeros términos del radical obtenidos de la expansión binomial (ver ecuación (13)).

Para obtener un valor más cercano al arrojado por el programa Engine en cada grado de giro de la manivela. El modelo propuesto incluye el tercer término de la expansión binomial, al realizar los cálculos, se encontró un error en la ecuación (13), donde el tercer término cambia de signo obteniendo el siguiente radical:

$$1 - \left(\frac{r^2}{2l^2}\right) \text{sen}^2 wt - \left(\frac{r^4}{8l^4}\right) \text{sen}^4 wt - \left(\frac{r^6}{16l^6}\right) \text{sen}^6 wt + \dots \quad (50)$$

Las ecuaciones obtenidas para la posición, velocidad y aceleración agregando el tercer término y realizando la corrección anteriormente descrita son las siguientes:

Posición

$$x = l - \left(\frac{r^2}{4l}\right) - \left(\frac{r^4}{32l^3}\right) + r \left(\cos wt + \frac{r}{4l} \cos 2wt + \left(\frac{r^3}{16l^3}\right) (\cos 2wt) - \left(\frac{r^3}{32l^3}\right) (\cos^2 2wt) \right) \quad (51)$$

Velocidad

$$\dot{x} = -rw \left(\text{sen} wt + \frac{r}{2l} \text{sen} 2wt + \frac{r^3}{8l^3} \text{sen} 2wt - \frac{r^3}{16l^3} \text{sen} 4wt \right) \quad (52)$$

Aceleración

$$\ddot{x} = -rw^2 \left(\cos wt + \frac{r}{l} \cos 2wt + \frac{r^3}{4l^3} \cos 2wt - \frac{r^3}{4l^3} \cos 4wt \right) \quad (53)$$

Al igual que la ecuación propuesta por Norton, para determinar el torque generado por la presión de gas (Tg) se usa la ecuación (24), debido a que la fuerza de vapor (Fv) es la responsable del movimiento del motor, se renombra la ecuación como torque de vapor (Tv) (ver ecuación (54)). El modelo Excel del Anexo 1 (Comprobación modelo cinemático y cinético simplificado con programa Engine) utiliza los valores de fuerza predeterminados

por el programa Engine, para calcular el torque generado por la presión de vapor para poder comprobar el modelo.

Torque vapor

$$T_v = F_v r \sin wt \left(1 + \frac{r}{l} \cos wt \right) \quad (54)$$

El libro, “Diseño de Maquinaria de Norton” usa la ecuación (39) para calcular el torque de inercia, esta ecuación es aproximada debido a que para llegar a ella se multiplica la masa concentrada en el punto B, la posición, la aceleración y la tangente del ángulo que forma la biela con el plano x ($\tan \phi$), estos tres últimos usan los dos primeros términos de la expansión binomial. Además, en el desarrollo de la ecuación se eliminan todos los términos que contienen relaciones (r/l) elevados a un exponente mayor a 1.

El modelo propuesto agrega el tercer término de la expansión binomial a la tangente del ángulo de la biela ($\tan \phi$), tal como se hizo con la posición, velocidad y aceleración, además para obtener una expresión más cercana a la usada por el programa Engine, no se eliminan los términos que contienen relaciones (r/l) elevados a un exponente mayor a 1, obteniendo la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
T_i = m_B \left(-r\omega^2 \left(\cos\omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t + \frac{r^3}{4l^3} \cos 2\omega t - \frac{r^3}{4l^3} \cos 4\omega t \right) \right) & \left(\frac{r}{l} \sin\omega t \left(1 \right. \right. \\
& \left. \left. + \frac{r^2}{2l^2} \sin^2\omega t + \frac{3r^4}{8l^4} \sin^4\omega t \right) \right) \left(l - \left(\frac{r^2}{4l} \right) - \left(\frac{r^4}{32l^3} \right) \right) \\
& + r \left(\cos\omega t + \frac{r}{4l} \cos 2\omega t + \left(\frac{r^3}{16l^3} \right) (\cos 2\omega t) - \left(\frac{r^3}{32l^3} \right) (\cos^2 2\omega t) \right) \left. \right) \quad (55)
\end{aligned}$$

La Tabla 18 muestra la masa total de la manivela (m2), de la biela (m3) y del pistón (m4) del sistema de potencia, para el cálculo de (m2) y (m4) se usan las ecuaciones (56) y (57), estos datos son usados para obtener la masa concentrada en el punto B (mB) la cual se calcula con la ecuación (35), para calcular el torque total, el modelo propuesto usa la ecuación (40).

$$m_2 = m_v + m_{pp} + m_{PB1} \quad (56)$$

$$m_4 = m_{PB2} + m_{CR} + m_{EP} + m_{PI} \quad (57)$$

Tabla 18. Masas MVD sistema de potencia

Pesos MVD sistema de potencia				
Partes	Nomenclatura	Parte	[kg]	[lb]
Manivela (m2)	m _v	Volante	10,056400	22,170541

	M _{pp}	Pin principal		
	m _{PB1}	Pin biela 1	0,046600	0,102735
	Total		10,103000	22,2733
Biela (m3)	Total		0,951000	2,096596
Pistón (m4)	m _{PB2}	Pin biela 2	0,019000	0,041888
	M _{cr}	Unión roscada en bronce	0,745000	1,642442
	m _{EP}	Extensor del pistón	0,620000	1,366864
	M _{PI}	Pistón	1,550000	3,417161
	Total		2,934000	6,468363

Fuente: Elaboración propia.

La Figura 47, muestra las masas del sistema de potencia requeridas para calcular la masa total de la biela, de la manivela y del pistón.

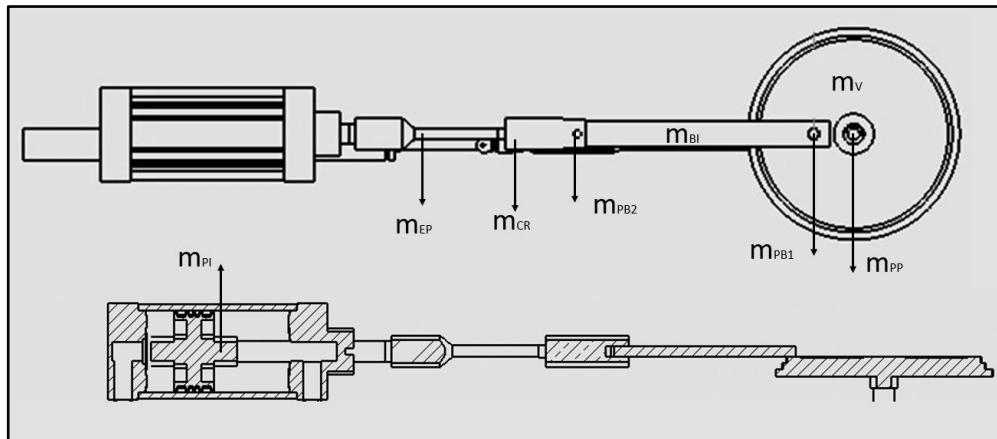


Figura 47. Masas sistema de potencia.

Fuente: Elaboración propia.

En la hoja (2) del Anexo 1 (Comprobación modelo cinemático y cinético simplificado con programa Engine) se usaron los parámetros de entrada de la Tabla 19. y la Tabla 20, para realizar la comparación del modelo Excel con los datos obtenidos desde el programa Engine. Se realizan los cálculos de cinemática y cinética simplificada para el sistema de potencia, y para el sistema de distribución se realiza los cálculos únicamente de cinemática.

Tabla 19. Parámetros iniciales sistema de potencia.

Parámetros iniciales	Sistema ingles	Sistema internacional
l (in) (mm)	11,336615	287,950021
r (in) (mm)	1,917323	48,7000042
Velocidad mínima. (RPM)	820	
Velocidad máxima. (RPM)	1084	
Masa manivela m2 (lbm) (kg)	22,2733	10,10299069

Masa biela m3 (lbm) (kg)	2,096596	0,950999173
Masa Pistón m4 (lbm) (kg)	6,468363	2,93399771

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 20. Parámetros iniciales sistema de distribución.

Parámetros iniciales	Sistema ingles	Sistema internacional
l (in) (mm)	17,188727	436,5936658
r (in) (mm)	0,63662	16,170148
Velocidad mínima. (RPM)	820	
Velocidad máxima. (RPM)	1084	

Fuente: Elaboración propia.

8.3. Modelo Cero-Dimensional Diagrama Indicador

Debido a que el programa Engine computa la fuerza ejercida sobre el pistón basado en una curva de presión preestablecida, se debe calcular la presión dentro del cilindro para cada grado de giro de la manivela, para tal fin se usó el diagrama indicador del motor de vapor, el cual relaciona la presión con el volumen dentro del cilindro, esto permite corresponder los valores de volumen con la posición del pistón y por ende relacionar la presión dentro del cilindro a cada grado de giro de la manivela, indispensable para realizar el cálculo del torque instantáneo y torque medio.

A continuación, se describe el paso a paso para obtener el diagrama indicador de las (2) configuraciones del sistema de distribución establecidas (vapor vivo y expansión).

8.3.1. Configuración Vapor Vivo

La configuración de vapor vivo, mantiene la válvula de admisión abierta durante todo el recorrido del pistón desde PMS a PMI, mientras la válvula de escape permanece cerrada, cuando el pistón inicia su carrera desde PMI a PMS, la válvula de escape abre durante todo el recorrido mientras que la válvula de admisión permanece cerrada, este postulado permite suponer que la presión dentro del cilindro depende de la apertura y cierre de las válvulas. Los cálculos para esta configuración se pueden revisar en el Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo).

8.3.1.1. Determinación De Volúmenes

Para determinar el volumen dentro del cilindro y relacionarlo con cada grado del cigüeñal, se utiliza el modelo CAD. El pistón se pone en PMS y se dibuja una figura geométrica de la cámara de compresión (ver Figura 48), SolidWorks calcula el volumen de la figura (volumen muerto efecto externo) el cual se convierte en un parámetro inicial para el modelo. Obteniendo $V(em) = (165,44) \text{ cm}^3 = 10,095761 \text{ in}^3$.

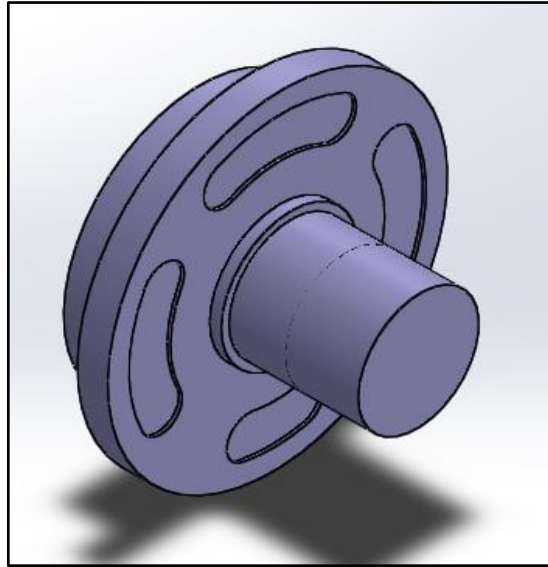


Figura 48. Volumen muerto efecto externo.

Fuente: Elaboración propia.

Para calcular el volumen dentro del cilindro ($V(x(\text{ref.}))$), basado en el ángulo de giro de la manivela, se debe establecer un punto de referencia el cual determinará el desplazamiento del pistón en el eje x . Para calcular este punto de referencia se usa la ecuación (58), los valores de r (radio manivela) y l (longitud biela) son valores fijos, mientras que el valor de x (posición), es un valor en función de (ωt) calculado por la ecuación (51). Este valor tiene como límite inferior a 0 y como límite superior a $2r$, y representa la posición del pistón vista desde el PMS del efecto externo.

$$X(pms) = r + l - x \quad (58)$$

Por su parte, la ecuación (59) representa la posición del pistón vista desde PMI del efecto externo. Nótese que las ecuaciones (58) y (59) permiten observar la carrera real del pistón.

$$X(pmi) = x - (l - r) \quad (59)$$

El volumen en función de X(ref.) (V(x(ref.))), se calcula multiplicando el área del pistón (Ap) por la posición de referencia (x(ref.)), a este producto se le suma el volumen muerto (Vmín) como se muestra en la ecuación (60).

$$V(x(ref)) = (x(pms))(Ap) + (Vmín) \quad (60)$$

La Tabla 21 muestra los parámetros de entrada del Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo) para el cálculo del volumen en función del desplazamiento del pistón.

Tabla 21. Parámetros para cálculo de volúmenes

Parámetros	Sistema ingles	Sistema internacional
Diámetro	3,937010 in	10 cm
Área del pistón efecto externo	12,173709 in ²	78,539816 cm ²
Volumen mín. Cámara	10,095761 in ³	165,44 cm ³

Fuente: Elaboración propia.

Para comprobar los cálculos realizados por el modelo Excel en el Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo), se pone el pistón en varios puntos y se comparan los valores obtenidos por SolidWorks con los del modelo en Microsoft Excel.

8.3.1.2. Determinación De Presiones

Uno de los parámetros más importantes para obtener el torque instantáneo y el torque medio es la presión dentro del cilindro, con este dato se puede calcular la fuerza que ejerce el vapor en la cara del pistón. El diagrama indicador obtenido en este trabajo es de tipo teórico, por tal motivo no se contemplan las pérdidas energéticas como pérdida por la apertura progresiva de las válvulas o pérdidas debido a la fricción, la única pérdida que se contempla es la generada por los conductos de admisión y de escape la cual se explicará más adelante.

8.3.1.3. Construcción Diagrama Indicador Efecto Simple

Para relacionar las presiones de admisión y de escape con el ángulo de giro de la manivela, se debe determinar en qué instante están abiertas las válvulas de escape y admisión. Para ello, se usa el modelo cinemático del sistema de distribución el cual permite calcular su posición, se usa la ecuación (58) para obtener una posición de referencia, este

valor tiene como límite inferior a (0) y como límite superior a (2r) y representa la carrera del carrete del sistema de distribución.

Nótese, que el límite inferior es igual al PEE, el carrete se ubicará en este punto cuando el ángulo de la manivela del sistema de distribución sea igual a 0° ($w_t=0$). De igual forma, el carrete alcanzará el límite superior PMI de (2r) cuando el ángulo de la manivela sea igual a 180° ($w_t=180$).

La Figura 49 y la Figura 50 muestran la configuración del carrete del sistema de distribución para efecto simple, se toma un punto de referencia marcado con 0, desde el cual se miden las distancias a los puntos extremos tanto de los conductos de entrada y salida de la camisa de distribución (Figura 49) como a los puntos extremos de las válvulas Figura 50. Para medir las distancias de las válvulas, se iguala el ángulo de la manivela a 0° para que el carrete se ubique en el PEE.

La Figura 49 muestra los conductos de admisión, escape y mixto, este último se conecta al motor y hay flujo de entrada y salida dependiendo del tiempo en el que se encuentre el MDV. Cada conducto tiene 2 puntos extremos por lo que el más cercano al punto de referencia se nombra con el número 1 mientras que el otro se nombra con el número 2.

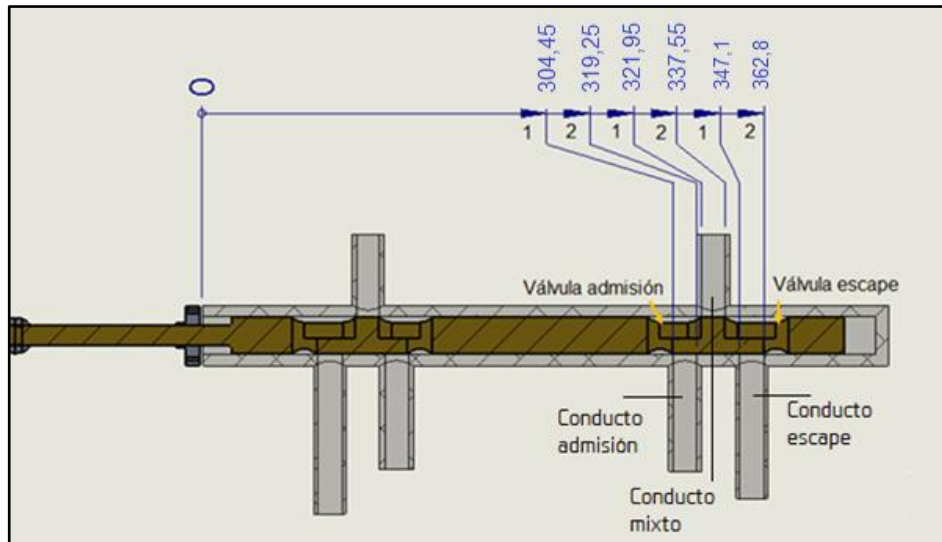


Figura 49. Distancias conductos de entrada y salida al punto de referencia.
Fuente: Elaboración propia.

Para la configuración de vapor vivo, la válvula tiene 3 puntos extremos por lo que el más cercano al punto de referencia se nombra con el número 1 mientras que el más lejano se nombra con el número 3.

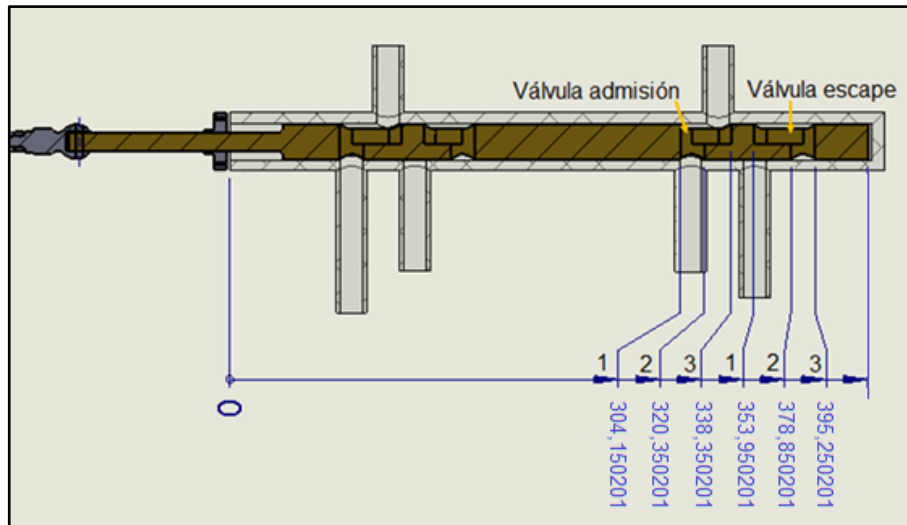


Figura 50. Distancia válvulas (carrete en PEE).
Fuente: Elaboración propia.

Para nombrar las distancias del punto de referencia (0) a los puntos extremos de las válvulas y de los conductos de entrada y salida mostrados en las anteriores figuras, se usa la siguiente nomenclatura para un MDV de simple efecto.

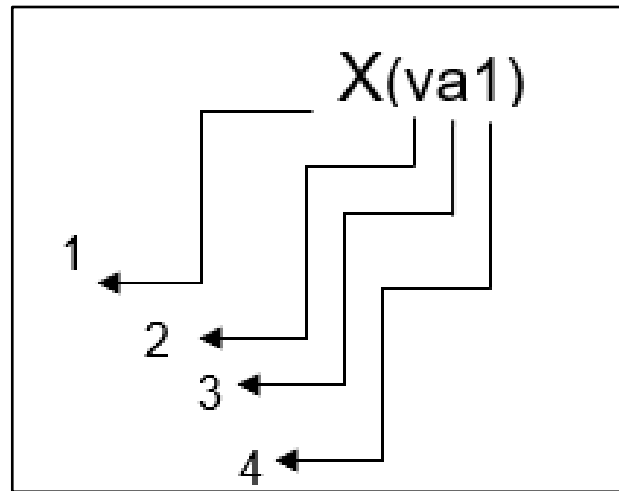


Figura 51. Nomenclatura de posiciones sistema de distribución efecto simple

Fuente: Elaboración propia

1 = (X) Distancia del punto de referencia al punto extremo (carrete en PMS).

(Y) Posición del punto de referencia al punto extremo (varía con el movimiento del carrete)

2 = (v) Válvula

(l) Conductos de entrada o salida

3 = (a) Admisión

(e) Escape

(m) Mixta

4 = (1) Uno

(2) Dos

(3) Tres

Nótese que a medida que cambia el ángulo de giro de la manivela del sistema de distribución, las posiciones de las válvulas cambian por lo que se usa la letra (Y) para denotar estas posiciones variables.

Las distancias fijas se marcan con la letra X. La Tabla 22, muestra la nomenclatura para las distancias desde el punto de referencia del sistema de distribución a cada uno de los puntos extremos de las válvulas y conductos cuando el carrete se ubica en PEE para efecto simple.

Tabla 22. Nomenclatura distancias (carrete en PEE).

Nomenclatura	Significado
X(va1)	Distancia a válvula de admisión 1
X(va2)	Distancia a válvula de admisión 2
X(va3)	Distancia a válvula de admisión 3
X(ve1)	Distancia a válvula de escape 1
X(ve2)	Distancia a válvula de escape 2
X(ve3)	Distancia a válvula de escape 3
X(la1)	Distancia a conducto admisión 1
X(la2)	Distancia conducto admisión 2

X(le1)	Distancia conducto escape 1
X(le2)	Distancia conducto escape 2
X(lm1)	Distancia a conducto mixto 1
X(lm2)	Distancia conducto mixto 2

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 23, muestra la nomenclatura para las posiciones desde el punto de referencia del sistema de distribución a cada uno de los puntos extremos de las válvulas, la magnitud de estas distancias cambia con forme el carrete se mueve.

Tabla 23. Nomenclatura posiciones

Nomenclatura	Significado
Y(va1)	Posición válvula de admisión 1
Y(va2)	Posición válvula de admisión 2
Y(va3)	Posición válvula de admisión 3
Y(ve1)	Posición válvula de escape 1
Y(ve2)	Posición válvula de escape 2
Y(ve3)	Posición válvula de escape 3

Fuente: Elaboración propia.

Para determinar el estado de apertura o cierre de las válvulas, se debe relacionar las distancias de la Tabla 23 con el ángulo de la manivela del sistema de distribución, para ello

se utiliza la ecuación (61), dónde (X_i) es la posición de los puntos extremos tanto de las válvulas como de los conductos cuando el carrete se ubica en PMS, mientras que (Y_i) es la posición de los puntos extremos a lo largo del recorrido del carrete de distribución y depende del ángulo de la manivela, $X_{(PEE)}$ es la posición del carrete vista desde PEE.

$$Y(i) = X(i) - X(PEE) \quad (61)$$

Finalmente, para determinar el estado de apertura de las válvulas se establecen que, la válvula de escape, se encontrará en estado abierto cuando se cumpla la siguiente relación:

$$\text{Si } Y(Ve2) < X(le2) \text{ y } Y(Ve1) < X(lm2) \Rightarrow \text{Válvula escape abierta}$$

Cuando se cumpla esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de escape ($P(esc)$). Por su parte la válvula de admisión se encontrará en estado abierto, cuando se cumpla la siguiente relación:

$$\text{Si } Y(Va2) > X(la1) \text{ y } Y(Va3) > X(lm1) \Rightarrow \text{Válvula admisión abierta}$$

Cuando se cumpla esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de admisión ($P(adm)$). Con los datos de volumen y presión calculados, se construye el diagrama indicador.

Estas presiones se deben relacionar con el ángulo de giro de la manivela del sistema de potencia, por lo que se debe relacionar la posición del sistema de distribución con la posición del sistema de potencia. Para ello, se debe determinar el ángulo de desfase entre los dos sistemas, se usaron los planos 3D dibujados en SolidWorks, cuando el pistón está en PMS el ángulo de la manivela del sistema de potencia es de 0° , mientras que el ángulo de la manivela del sistema de distribución es de $272,12^\circ$ (ver Figura 52). Estos datos son usados para correlacionar el volumen que es función de la posición del pistón con la presión dentro del cilindro que depende del estado de apertura o cierre de las válvulas.

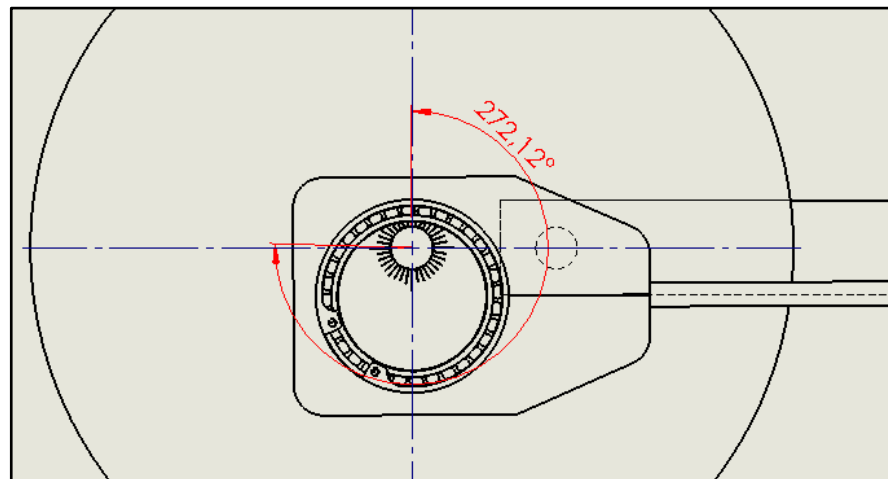


Figura 52. Ángulo de desfase entre sistema de distribución y potencia en PMS.

Fuente: Elaboración propia.

8.4. Integración Modelos Cero Dimensional, Cinemático Y Cinético Simplificado Vapor Vivo-Efecto Simple.

La integración del modelo cero dimensional con el modelo cinemático y cinético simplificado para un motor de efecto simple con configuración del sistema de distribución valvular (vapor vivo), se muestra en el Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo). Los parámetros para este modelo se pueden verificar en la Tabla 24 y la

Tabla 25 .

Tabla 24. Parámetros vapor vivo efecto simple sistema de potencia.

Parámetros	Sistema Ingles	Sistema Internacional
l (in) - (mm)	11,336614	287,950000
r (in) - (mm)	1,917323	48,700000
Diámetro pistón (in) - (cm)	3,937008	10,000000
Área pistón efecto externo (in ²) (cm ²)	12,173696	78,539816
Área pistón efecto interno (in ²) (cm ²)	11,412840	73,631078
Masa manivela (m2) (lbm) - (Kg)	22,273300	10,102991
Masa biela (m3) (lbm) - (Kg)	2,096596	0,950999
Masa Pistón (m4) (lbm) - (Kg)	6,468363	2,933998
Volumen mín. Cámara (in ³) - (cm ³)	8,590085	140,766381

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 25. Parámetros vapor vivo efecto simple sistema de distribución.

Parámetros	S. Ingles	S. International
l (in) - (mm)	17,781414	451,647924
r (in) - (mm)	0,637795	16,200000
X(ve3) (in) - (mm)	15,561032	395,250201
X(ve2) (in) - (mm)	14,915362	378,850201
X(ve1) (in) - (mm)	13,935047	353,950201
X(va3) (in) - (mm)	13,320874	338,350201
X(va2) (in) - (mm)	12,612213	320,350201
X(va1) (in) - (mm)	11,974417	304,150201
X(le2) (in) - (mm)	14,283465	362,800000
X(le1) (in) - (mm)	13,665354	347,100000
X(lm2) (in) - (mm)	13,289370	337,550000
X(lm1) (in) - (mm)	12,675197	321,950000
X(la2) (in) - (mm)	12,568898	319,250000
X(la1) (in) - (mm)	11,986220	304,450000

Fuente: Elaboración propia.

Esta integración consiste en incluir la presión encontrada en el modelo cero dimensional, la cual es función del volumen, este último depende de la posición del pistón,

esto permite relacionar la fuerza que actúa sobre la cara del pistón con el ángulo de giro de la biela. Esta fuerza se calcula por medio de la expresión (62), la cual se obtiene a partir de la ecuación (18).

$$F(V) = \frac{\pi}{4} P(V) B^2 \quad (62)$$

Con la fuerza de vapor, se puede calcular el torque de vapor y el torque total, los cuales en el Anexo 1 (Comprobación modelo cinemático y cinético simplificado con programa Engine) se habían calculado basado en la curva de presión preestablecida en el programa Engine para un motor a gasolina de un solo cilindro. El torque de vapor se calcula mediante la ecuación (54). Por su parte, el torque de inercia ($T(i)$) y el torque total instantáneo ($T(T)$), se calculan con las ecuaciones explicadas para el Anexo (1).

El torque medio ($T(m)$) es el promedio de los 720 datos obtenidos para el torque total instantáneo ($T(T)$), como se muestra en la ecuación (63).

$$T(m) = \frac{(\sum_{n=0}^{720} T_{Tn})}{720} \quad (63)$$

8.5. Integración Modelos Cero Dimensional, Cinemático Y Cinético Simplificado Vapor Vivo-Efecto Doble.

La integración del modelo cero dimensional con el modelo cinemático y cinético simplificado para un motor de efecto doble con configuración del sistema de distribución valvular (vapor vivo), se muestra en el Anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo). El modelo cinemático usado en esta integración es igual al usado en el Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo).

8.5.1. Construcción Diagrama Indicador.

8.5.1.1. Cálculo De Volúmenes.

El cálculo de volúmenes para el efecto externo es igual al usado en el Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo). Para el efecto interno se debe tener en cuenta el diámetro del vástago para el cálculo de los volúmenes. Las ecuaciones (64) y (65) se usan para el cálculo de los volúmenes del efecto externo y los del efecto interno respectivamente.

$$V_e(x(\text{ref})) = (x(\text{ref}))(A_p) + (V_{\text{míne}}) \quad (64)$$

$$V_i(x(\text{ref})) = (x(\text{ref}))(A_p) - (x(\text{ref}))(A_v) + (V_{\text{míni}}) \quad (65)$$

Dónde:

V_e = Volumen efecto externo

V_i = Volumen efecto interno

$X(\text{ref.})$ = Posición de referencia

A_p = Área del pistón

A_v = Área del vástago

$V_{\text{míne}}$ = Volumen muerto efecto externo

$V_{\text{míni}}$ = Volumen muerto efecto interno

8.5.1.2. Cálculo De Presiones.

Para la construcción del diagrama indicador, se deben agregar las presiones dentro del cilindro, debido a que no se cuenta con un sensor para medirlas, se debe realizar el cálculo de las pérdidas de presión tanto en el sistema de admisión como el sistema de escape.

8.5.1.3. Cálculo De Pérdidas De Presión En Tubería De Admisión

La Figura 53 muestra un esquema general de la instalación utilizada para pruebas del MDV, en ella se puede apreciar varios sensores que miden el flujo másico, la

temperatura y la presión manométrica en diferentes puntos del sistema de admisión. A continuación, se describe cada uno:

VR: Válvula auto reguladora de presión. La cual mantiene un valor de presión de suministro de flujo de vapor

P1: Manómetro que mide la presión antes de la válvula reguladora.

P2: Manómetro que mide la presión antes del flujómetro.

P3: Manómetro que mide la presión antes de la válvula de control.

P4: Manómetro que mide la presión antes del tanque acumulador.

P5: Manómetro que mide la presión en el tanque acumulador

F: Flujómetro alimentado por una fuente de 24V, esta entrega una señal de corriente entre 4-20mA(C2)

VC: Válvula de control la cual regula el flujo de vapor por medio de una corriente que varía entre 4-20mA(C1)

T6: Sensor que mide la temperatura después del tanque acumulador

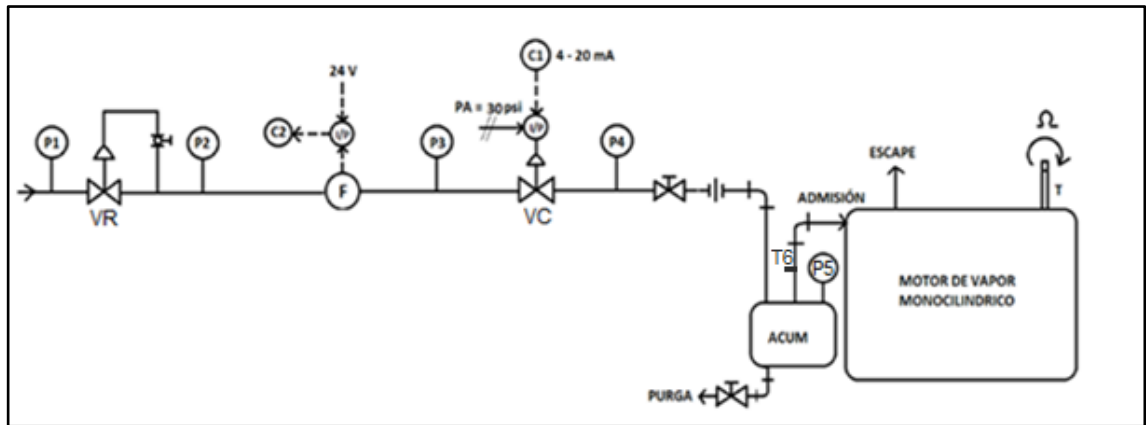


Figura 53. Esquema general instalación para prueba del MDV

Fuente: Suministrado el por grupo de PAI - UN

La presión P5 (presión manométrica en el tanque acumulador P(ta)), se usa para el cálculo de pérdidas. Se estima que la presión de admisión es igual a la presión en el tanque acumulador menos las pérdidas en tuberías, válvulas y accesorios del sistema de admisión. Ver ecuación (66). Las presiones usadas son absolutas.

$$P(\text{adm}) = (P(\text{ta})) - \Delta P_{\text{adm}} \quad (66)$$

Los Anexos (3) y (4) calculan las pérdidas de presión con la ecuación (41). Para el cálculo de pérdidas de presión en las tuberías se deben tener en cuenta las pérdidas por fricción (Pf) y las pérdidas generadas por válvulas y accesorios (Pva). (Ver ecuación (67)).

$$\Delta P = \Delta P_{f_{tp}} + \Delta P_{va} \quad (67)$$

La Figura 54 muestra la presión antes del tanque acumulador $P(ata)$, la presión en el tanque acumulador $P(ta)$, la presión de admisión del efecto interno $P(iadm)$ y la presión de admisión del efecto externo $P(eadm)$. La tubería principal de admisión termina en la T estándar, luego se divide en tubería de admisión del efecto externo y tubería de admisión del efecto interno.

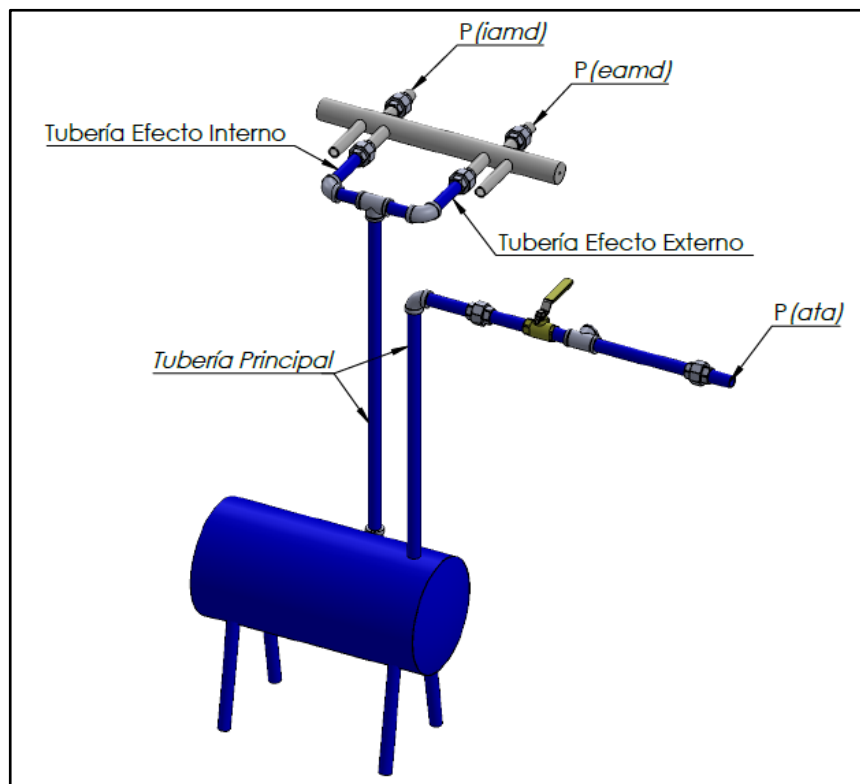


Figura 54. Presiones en sistema de admisión
Fuente: Elaboración propia.

Como se muestra en la Figura 54, se debe calcular las pérdidas tanto para el efecto externo $\Delta P_{(eadm)}$ (ver ecuación (68)) como las del efecto interno $\Delta P_{(iadm)}$ (ver ecuación (69)).

$$\Delta P_{(eadm)} = \Delta P_{tpaf} + \Delta P_{taef} + \Delta P_{tpava} + \Delta P_{taeva} \quad (68)$$

$$\Delta P_{(iadm)} = \Delta P_{tpaf} + \Delta P_{taif} + \Delta P_{tpava} + \Delta P_{taiva} \quad (69)$$

Dónde:

ΔP_{tpaf} = Perdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión.

ΔP_{taef} = Perdidas de presión por fricción en tubería de admisión efecto externo.

ΔP_{taif} = Perdidas de presión por fricción en tubería de admisión efecto interno.

ΔP_{tpava} = Perdidas de presión por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión.

ΔP_{taeva} = Perdidas de presión por válvulas y accesorios en tubería de admisión efecto externo.

ΔP_{taiva} = Perdidas de presión por válvulas y accesorios en tubería de admisión efecto interno.

La Tabla 26, muestra las perdidas tanto de fricción como las generadas por válvulas y accesorios en cada una de las tuberías del sistema de admisión.

Tabla 26. Perdidas por tubería sistema de admisión

Tubería	Perdida	Descripción
Tubería de admisión principal	$\Delta aP1$	Pérdida de fricción por tubería principal de admisión
	$\Delta aP2$	Pérdida por T flujo directo
	$\Delta aP3$	Pérdida por válvula tipo bola
	$\Delta aP4$	Pérdida por codo roscado 90°
	$\Delta aP5$	Pérdida salida al tanque acumulador
	$\Delta aP6$	Pérdida en el tanque acumulador
	$\Delta aP7$	Pérdida entrada del tanque acumulador
	$\Delta aP8$	Pérdida por codo roscado 90°
	$\Delta aP9$	Pérdida T flujo directo
	$\Delta aP10$	Pérdida T flujo desviado 90°
Tubería de admisión efecto externo	$\Delta aP10e$	Pérdida de fricción por tubería de admisión efecto externo
	$\Delta aP11e$	Pérdida codo admisión efecto externo
	$\Delta aP12e$	Pérdida por estrechamiento brusco entrada admisión efecto externo
	$\Delta aP13e$	Pérdida por ensanchamiento brusco entrada admisión efecto externo
	$\Delta aP14e$	Pérdida por escuadra 90° entrada admisión efecto externo
	$\Delta aP15e$	Pérdida por escuadra 90° salida admisión efecto externo
	$\Delta aP16e$	Pérdida por estrechamiento brusco salida admisión efecto externo
	$\Delta aP17e$	Pérdida por ensanchamiento brusco salida admisión efecto externo
	$\Delta aP18e$	Pérdida por salida al motor efecto externo
Tubería de admisión efecto interno	$\Delta aP10I$	Pérdida de fricción por tubería de admisión efecto interno
	$\Delta aP11I$	Pérdida codo admisión efecto interno
Tubería de admisión efecto interno	$\Delta aP12I$	Pérdida por estrechamiento brusco entrada admisión efecto interno
	$\Delta aP13I$	Pérdida por ensanchamiento brusco entrada admisión efecto interno
	$\Delta aP14I$	Pérdida por escuadra 90° entrada admisión efecto interno
	$\Delta aP15I$	Pérdida por escuadra 90° salida admisión efecto interno
	$\Delta aP16I$	Pérdida por estrechamiento brusco salida admisión efecto interno
	$\Delta aP17I$	Pérdida por ensanchamiento brusco salida admisión efecto

	interno
$\Delta aP18I$	Pérdida por salida al motor efecto interno

Fuente: Elaboración propia.

Los Anexos (3) y (4) usan las ecuaciones de las secciones ...6.1.6.1... Para calcular las pérdidas por fricción de tubería y la expresión de la sección ...6.1.6.2... Para efectuar el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios.

En la Figura 55 y la Figura 56 se muestran las vistas superior, frontal y lateral del MDV, en estas imágenes se pueden apreciar las longitudes de los diferentes tramos de tubo que componen el sistema de admisión. En el cálculo de pérdidas las uniones se consideran como longitud de tubería, estas miden 41mm. Según Crane “hay accesorios como conexiones y uniones que no son resistentes al flujo, motivo por el cual no se consideran” (Crane, 1992, págs. 2-2).

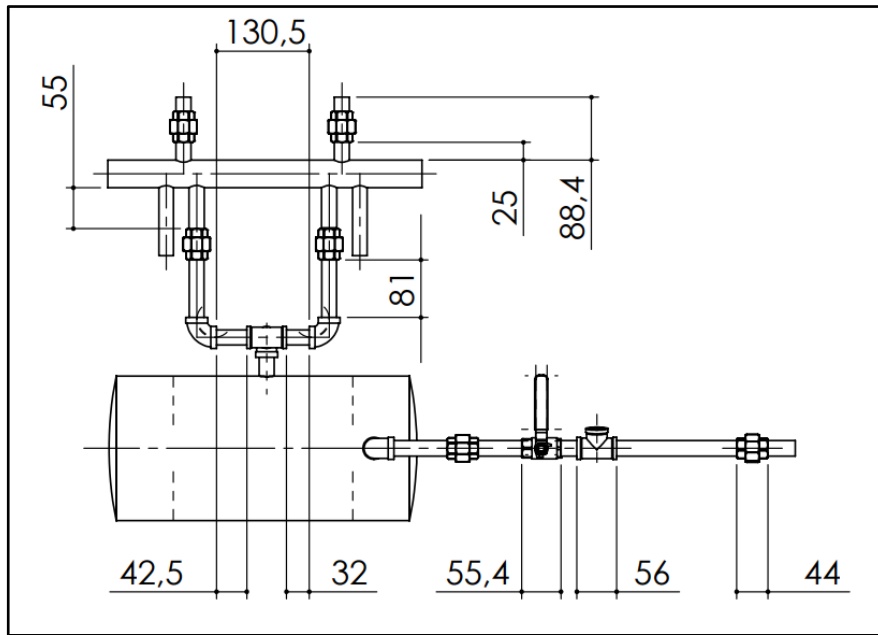


Figura 55. Vista superior sistema de admisión
Fuente: Elaboración propia.

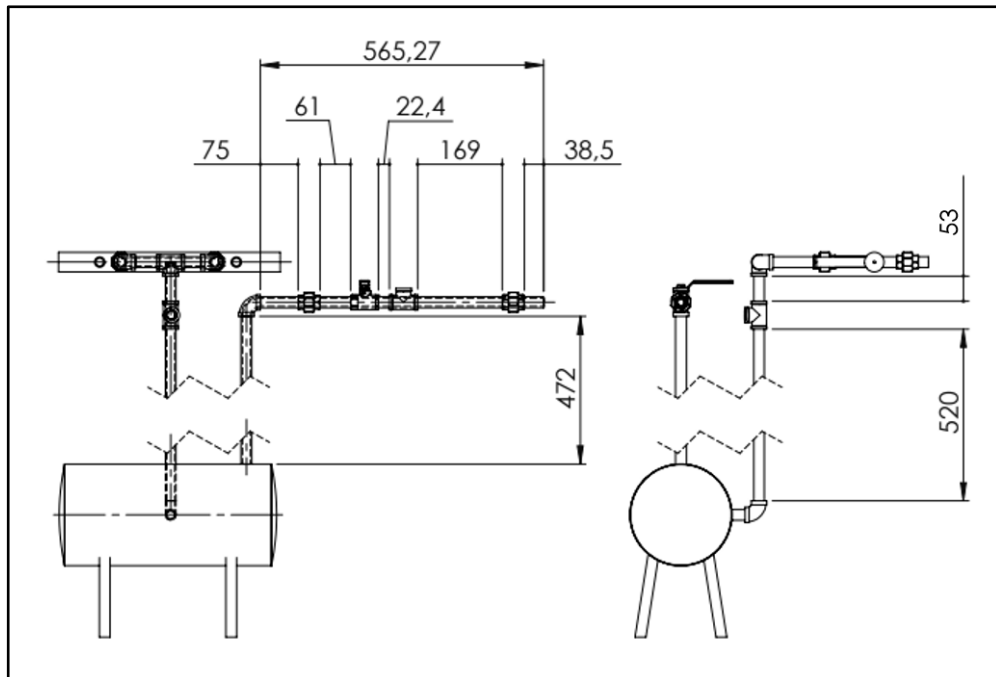


Figura 56. Vista frontal y lateral sistema de admisión.
Fuente: Elaboración propia.

Con las anteriores figuras se obtiene la Tabla 27, la cual muestra la longitud total de cada tubería, este valor se obtiene al sumar la longitud de los tramos de tubería y la longitud de las uniones (41mm c/u).

Tabla 27. Longitud total tuberías de admisión.

Longitud total	Sistema ingles	SI
Tubería de admisión efecto interno (ft) (m)	1,020013123	0,3109
Tubería de admisión efecto externo (ft) (m)	0,987204724	0,3009
Tubería principal (ft) (m)	4,9917979	1,5215

Fuente: Elaboración propia.

Debido a que se cuenta con un manómetro instalado en el tanque acumulador P5, se efectúa el cálculo de pérdidas desde la salida del tanque hasta la entrada del motor, por lo que para calcular de forma correcta las pérdidas por fricción en la tubería principal de admisión, se debe restar la longitud desde el inicio de la tubería hasta el tanque acumulador (Figura 56). De esta forma la longitud a usar es: (1,973753281ft 0,6016m).

El flujómetro instalado entre la válvula reguladora y la válvula de control, mide el flujo másico de la línea de admisión, el sensor envía una señal eléctrica de 4mA cuando el flujo másico es igual a 0lbm/h y envía una corriente 20mA, cuando el flujo másico es igual a 330lbm/h. Se usa la ecuación (70) en los Anexos (3) y (4) para convertir la señal enviada por el sensor (C2) a unidades de flujo másico.

$$w = \frac{(C2 - 4) * 330}{(20 - 4)} \quad (70)$$

Debido a que el sensor está calibrado para trabajar a una presión manométrica de 80psi, se debe efectuar una corrección basado en los volúmenes específicos a presión absoluta del flujómetro (90,82psi) y presión absoluta en P2 la cual representa la presión de trabajo real del sensor. La corrección se hace por medio de la ecuación (71). Para esta corrección se asume que el vapor es saturado con una calidad igual a 1.

$$w_{cor} = \frac{w_m * v_{p_c}}{v_{p_2}} \quad (71)$$

Dónde:

w_{cor} = Flujo másico corregido.

w_m = Flujo másico medido.

v_{p_c} = Volumen específico vg a presión absoluta de calibración del sensor (90,82psi). 0,3033 m³/kg. Valor reportado por el fabricante.

v_{p_2} = Volumen específico vg a presión absoluta en P2 (90,82psi).

La ecuación (71), permite calcular el flujo corregido el cual se usa para el cálculo del caudal (ecuación (43)), esté último permite obtener la velocidad del vapor necesaria para el cálculo de pérdidas. La viscosidad dinámica se obtiene de la Tabla 3 a la temperatura del tanque acumulador (Tta) y presión del tanque acumulador (Pta), para una

calidad igual a 1 se usa el volumen específico del gas v_g y para una calidad diferente a 1 se calcula el volumen específico con la ecuación (72).

$$v = v_f + x(v_g - v_f) \quad (72)$$

Donde

v = volumen específico a $T(ta)$

v_f = volumen específico del líquido a $T(ta)$

v_g = volumen específico del gas a $T(ta)$

x = Calidad

Los valores de v_f y v_g se obtienen de la tabla A4 (agua saturada. Tabla de temperaturas) de (Cengel & Boles, 2009) a (T_{ta}) temperatura del tanque acumulador. La rugosidad absoluta del acero oxidado se obtiene de la Tabla 28, para este caso se usa un valor medio entre los puntos extremos.

Tabla 28. Rugosidad absoluta de tubería

Surface material	Absolute roughness (m)
Aluminum, lead	$0.001-0.002 \times 10^{-3}$
Drawn brass, drawn copper	0.0015×10^{-3}
PVC, plastic pipes	0.0015×10^{-3}
Stainless steel	0.0015×10^{-3}
Steel, commercial pipes	$0.045-0.09 \times 10^{-3}$
Welded steel	0.045×10^{-3}
Rusted steel	$0.15-4 \times 10^{-3}$
Riveted steel	$0.9-9 \times 10^{-3}$
Galvanized steel	0.15×10^{-3}
Asphalted cast iron	0.012×10^{-3}
New cast iron	$0.25-0.8 \times 10^{-3}$
Worn cast iron	$0.8-1.5 \times 10^{-3}$
Smoothed cement	0.3×10^{-3}

Fuente: MACCHI Ennio y ASTOLFI Marco. Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems: Technologies and Applications. Amsterdam: ELSEVIER. 2017. p. 423.

El número de Reynolds, la densidad y el factor de fricción se calculan con las ecuaciones (42),(44) y (46) respectivamente.

Para el cálculo de pérdidas en válvulas y accesorios se usa la ecuación

(47), de esta se debe determinar el coeficiente de resistencia K para cada componente. La Tabla 29 muestra las pérdidas en válvulas y accesorios de la tubería principal de admisión, la

Tabla 30 muestra las pérdidas en válvulas y accesorios de la tubería de admisión del efecto externo y por último la Tabla 31 muestra las pérdidas por válvulas y accesorios en la

tubería de admisión del efecto interno, estas muestran las fórmulas para cada pérdida con su longitud equivalente o el coeficiente de resistencia K según corresponda. Estos valores se obtienen de la tabla A-24 (Tabla del factor “K”) de las páginas A-46 a la A-49 de (Crane, 1992), los valores de longitud equivalente para los codos roscados a 90° se obtienen de la figura 10.22 (Mott, 2006, pág. 296).

Tabla 29. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal admisión

Pérdida	Accesorio	Fórmula
ΔPa_7	Entrada del tanque acumulador (1)	$0,5*(v^2/2gn)$
ΔPa_8	Codo roscado a 90° (1)	$50fT*(v^2/2gn)$
ΔPa_9	T estándar flujo directo (1)	$20fT*(v^2/2gn)$
ΔPa_{10}	T estándar flujo desviado a 90° (1)	$60fT*(v^2/2gn)$

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 30. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de admisión efecto externo.

Pérdida	Accesorio	Cálculo
ΔPa_{11e}	Codo roscado 90° efecto externo	$50fT*(v^2/2gn)$
ΔPa_{12e}	Estrechamiento brusco entrada admisión efecto externo	$K_{a12e}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{13e}	Ensanchamiento brusco entrada admisión efecto externo	$K_{a13e}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{14e}	Escuadra 90° entrada admisión efecto externo	$60fT*(v^2/2gn)$
ΔPa_{15e}	Escuadra 90° salida admisión efecto externo	$60fT*(v^2/2gn)$
ΔPa_{16e}	Estrechamiento brusco salida admisión efecto externo	$K_{a16e}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{17e}	Ensanchamiento brusco salida admisión efecto externo	$K_{a17e}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{18e}	Salida al motor efecto externo	$1*(v^2/2gn)$

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 31. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de admisión efecto interno

Pérdida	Accesorio	Cálculo
ΔPa_{11i}	Codo roscado 90° efecto interno	$50f_T*(v^2/2gn)$
ΔPa_{12i}	Estrechamiento brusco entrada admisión efecto interno	$K_{12i}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{13i}	Ensanchamiento brusco entrada admisión efecto interno	$K_{13i}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{14i}	Escuadra 90° entrada admisión efecto interno	$60f_T*(v^2/2gn)$
ΔPa_{15i}	Escuadra 90° salida admisión efecto interno	$60f_T*(v^2/2gn)$
ΔPa_{16i}	Estrechamiento brusco salida admisión efecto interno	$K_{16i}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{17i}	Ensanchamiento brusco salida admisión efecto interno	$K_{17i}*(v^2/2gn)$
ΔPa_{18i}	Salida al motor efecto interno	$1*(v^2/2gn)$

Fuente: Elaboración propia.

El valor del factor de fricción por diámetro f_T se calcula con la ecuación (46). La válvula tipo carrete presenta pérdidas variables de presión debido a su movimiento longitudinal progresivo, para simplificar el cálculo de pérdidas se asume que la válvula se ubica a la mitad del recorrido longitudinal de cada tiempo (admisión y escape). En la Figura 57 se pueden revisar las pérdidas de este componente para el tiempo de admisión del efecto externo descritas en la

Tabla 30. Por otro lado, la Figura 58 muestra las pérdidas para el tiempo de admisión del efecto interno descritas en la Tabla 31. Se debe tener en cuenta que los cambios de sección generan pérdidas por ensanchamiento o por estrechamiento y las escuadras a 90° dentro de la válvula provocan pérdidas derivadas del cambio de dirección. A continuación, se presenta una breve descripción del flujo del vapor dentro de la válvula de admisión y las pérdidas de presión asociadas a este.

El vapor ingresa a la válvula por la tubería de admisión, se produce un estrechamiento brusco debido a la reducción del área entre la tubería de admisión y el área de paso restringido de entrada, el vapor ingresa a la válvula y sufre una pérdida debido a un ensanchamiento brusco, esta pérdida se debe a la expansión del vapor cuando este pasa del área de paso restringido de entrada al área de paso de entrada, el vapor sigue su recorrido y sufre dos pérdidas debidas al cambio de dirección de 90°. Finalmente, a la salida el vapor sufre dos pérdidas de presión una producida por estrechamiento brusco debido a la compresión del vapor desde el área de paso de salida, al área de paso restringido de salida y otra por ensanchamiento brusco debida a la expansión desde el área de paso restringido de salida al área de la tubería mixta que conecta al motor. La Figura 59 muestra las áreas de paso mencionadas.

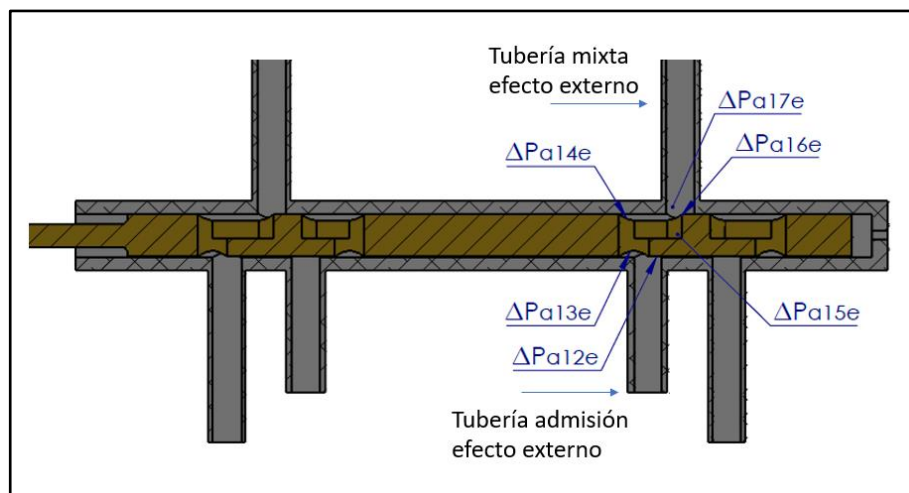


Figura 57. Pérdidas en válvula de admisión efecto externo vapor vivo.

Fuente: Elaboración propia.

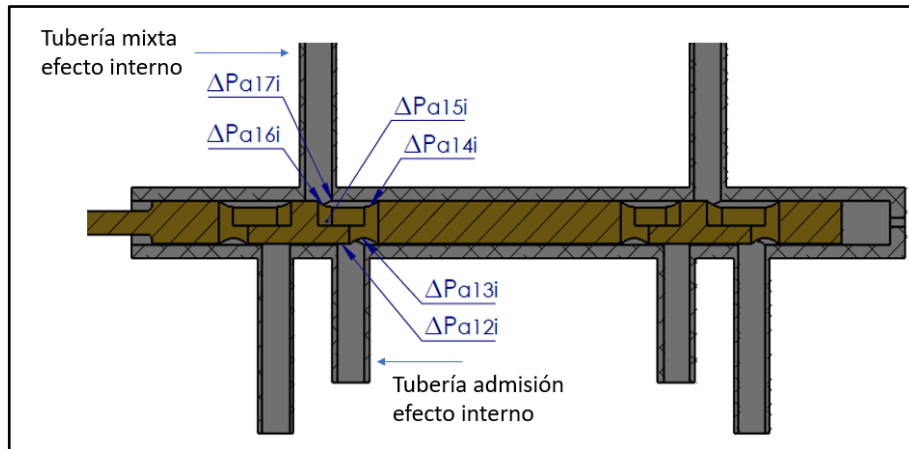


Figura 58. Pérdidas en válvula de admisión efecto interno vapor vivo
Fuente: Elaboración propia.

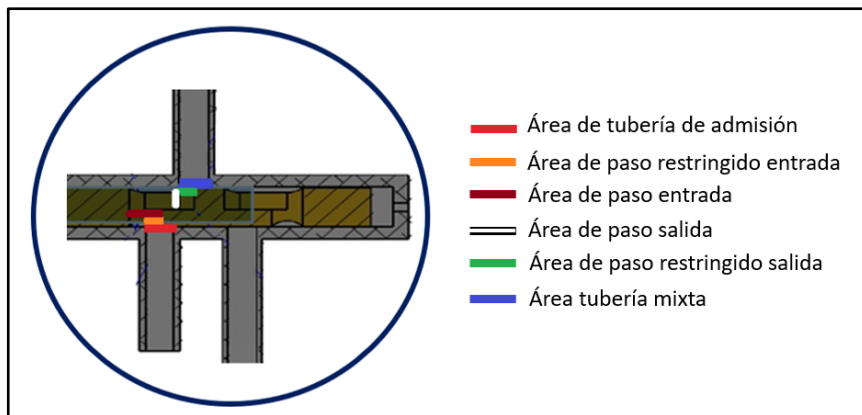


Figura 59. Áreas de paso sistema de admisión efecto externo vapor vivo.
Fuente: Elaboración propia.

El coeficiente de resistencia para estrechamiento brusco en válvulas con paso restringido, se calcula con la ecuación (73) y para ensanchamiento brusco se usa la expresión (74).

$$K_2 = \frac{0,5(1 - \beta^2) \sqrt{\text{sen} \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} \quad (73)$$

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} \quad (74)$$

Donde β es la relación entre el diámetro menor y el diámetro mayor, debido a que no se puede establecer una relación de diámetro entre las áreas de paso de la válvula, se usa la ecuación (75) en función del área de paso pequeña A_1 y el área de paso grande A_2 . Las ecuaciones (73), (74) y (75) se obtienen página A-46 de (Crane, 1992).

$$\beta = \sqrt{\frac{A_1}{A_2}} \quad (75)$$

Para hallar la mitad del recorrido longitudinal, se ubica la válvula al inicio de cada tiempo, se mide el extremo del cuerpo de la válvula contra la cara plana de la camisa, esto con el fin de obtener la longitud de referencia como se muestra en la Figura 60.

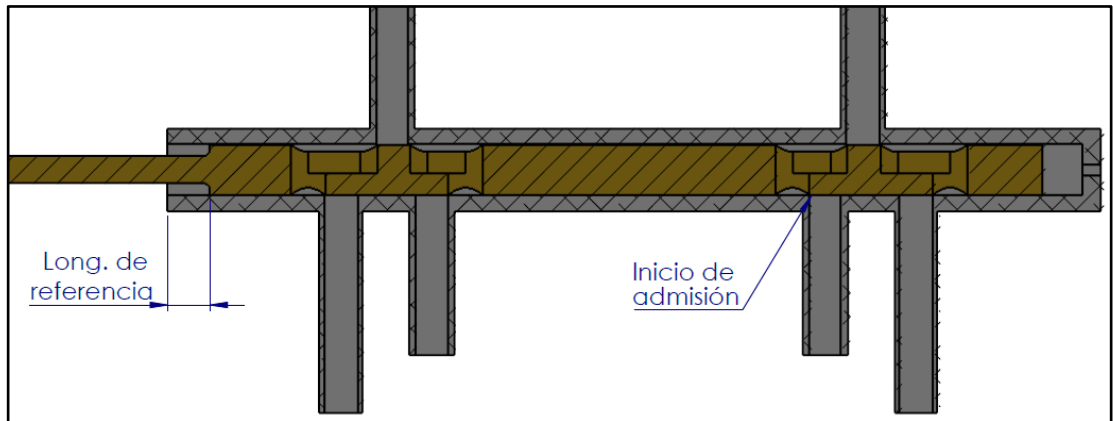


Figura 60. Posición de referencia inicial.

Fuente: Elaboración propia.

Luego, como se muestra en la Figura 61, se posiciona la válvula en el punto de apertura máxima y se toma la nueva medida de la longitud de referencia.

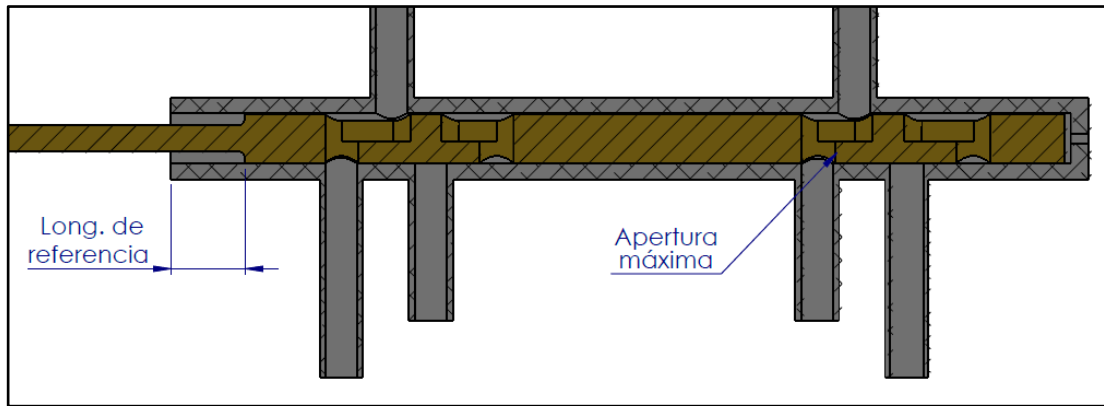


Figura 61. Posición de apertura máxima.
Fuente: Elaboración propia.

La diferencia de las dos medidas tomadas, da como resultado la longitud recorrida por la válvula. Este recorrido se divide en dos y esta magnitud se resta a la dimensión de la posición de máxima apertura, para finalmente conocer la posición de la válvula en la mitad del recorrido longitudinal. En esta posición se obtienen las áreas de paso restringido con ayuda del programa SolidWorks como se muestra en la Figura 62.

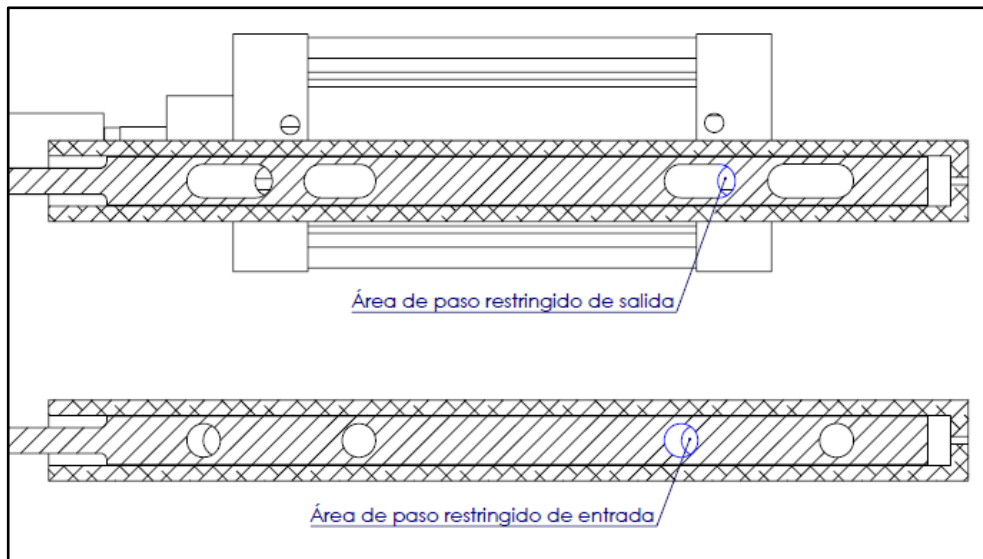


Figura 62. Áreas de paso restringido
Fuente: Elaboración propia.

Este procedimiento es igual para cada efecto y los datos obtenidos se registrados en la Tabla 32.

Tabla 32. Áreas de paso restringido para la válvula de carrete de vapor vivo

Admisión Efecto Externo	
Posición	Long. De referencia
Inicio de Admisión (mm)	20,05
Apertura máxima (mm)	35,95
Recorrido total (mm)	15,9
Mitad de recorrido (mm)	7,95
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,0000763
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,00008456
Admisión Efecto Interno	
Posición	Long. De referencia
Inicio de Admisión (mm)	19,35
Apertura máxima (mm)	3,54
Recorrido total (mm)	15,81
Mitad de recorrido (mm)	7,905
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,00008202
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,00007603

Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de paso de entrada y salida para las válvulas de admisión, se muestran en la Tabla 33, estas son de igual magnitud para las dos válvulas.

Tabla 33. Áreas de paso entrada y salida válvulas admisión.

Descripción	m²
Área de paso entrada	0,00020612
Área de paso salida	0,00020231

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 54, muestra la relación β entre el área menor y el área mayor de cada tramo y el coeficiente de resistencia K para cada pérdida de ensanchamiento o estrechamiento dentro de las válvulas de admisión para la configuración valvular de vapor vivo.

8.5.1.4. Cálculo De Pérdidas De Presión En Tubería De Escape.

Se estima que la presión de escape es igual a la presión de salida medida en el tubo de escape (presión atmosférica) más las pérdidas del sistema de escape en tuberías y accesorios. (Ver ecuación (76)).

$$P(\text{esc}) = (P(\text{atm})) + \Delta P_{\text{esc}} \quad 76)$$

La presión atmosférica en Bogotá es de 10,82psi (74601,3032Pa). La Figura 63 muestra la presión atmosférica P(atm), la presión de escape del efecto interno P(iesc) y la presión de escape del efecto externo P(eesc). La tubería principal de escape termina en la T estándar, luego se divide en tubería de escape del efecto externo y tubería de escape del efecto interno.

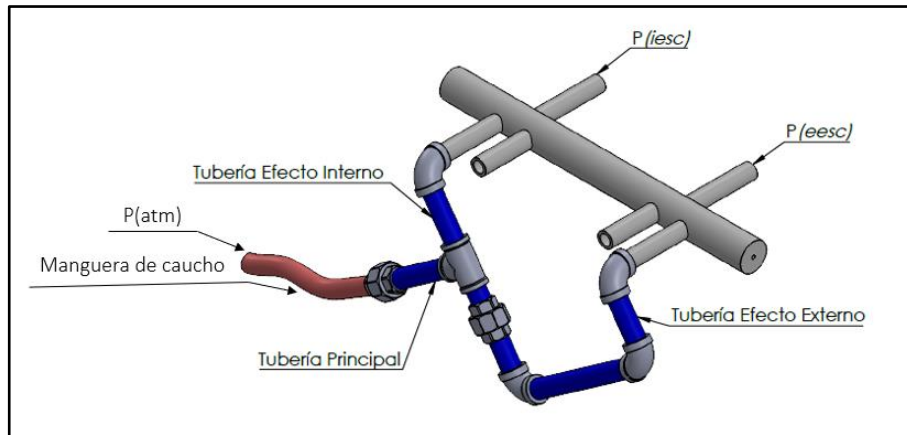


Figura 63. Presiones en sistema de escape
Fuente: Elaboración propia.

Como se muestra en la Figura 63, se debe calcular las pérdidas tanto para el efecto externo $\Delta P_{(eesc)}$ (ver ecuación (77)) como las del efecto interno $\Delta P_{(iesc)}$ (ver ecuación ((78)).

$$\Delta P_{(eesc)} = \Delta P_{mf} + \Delta P_{tpef} + \Delta P_{teef} + \Delta P_{tpeva} + \Delta P_{teeva} \quad (77)$$

$$\Delta P_{(iesc)} = \Delta P_{mf} + \Delta P_{tpef} + \Delta P_{teif} + \Delta P_{tpeva} + \Delta P_{teiva} \quad (78)$$

Dónde:

ΔP_{mf} = Pérdidas de presión por fricción en manguera de caucho de escape.

ΔP_{tpef} = Pérdidas de presión por fricción en tubería principal de escape.

ΔP_{teef} = Pérdidas de presión por fricción en tubería de escape efecto externo.

ΔP_{teif} = Pérdidas de presión por fricción en tubería de escape efecto interno.

ΔP_{tpeva} = Perdidas de presión por válvulas y accesorios en tubería principal de escape.

ΔP_{teeva} = Perdidas de presión por válvulas y accesorios en tubería de escape efecto externo.

ΔP_{teiva} = Perdidas de presión por válvulas y accesorios en tubería de escape efecto interno.

De esta forma la ecuación (76) se reescribe de la siguiente forma para encontrar la presión de escape en cada efecto:

Presión de escape efecto externo

$$P(\text{eesc}) = P_{atm} + \Delta P_{eesc} \quad (79)$$

Presión de escape efecto interno

$$P(\text{iesc}) = P_{atm} + \Delta P_{iesc} \quad (80)$$

La Tabla 34, muestra las perdidas tanto de fricción como las generadas por válvulas y accesorios en cada una de las tuberías del sistema de escape.

Tabla 34. Pérdidas por tubería sistema de escape

Tubería	Perdida	Descripción
Tubería de escape efecto externo	$\Delta Pe1e$	Pérdida de fricción por tubería de escape efecto externo
	$\Delta Pe2e$	Pérdida entrada del motor efecto externo
	$\Delta Pe3e$	Pérdida codo roscado 90° 1 escape efecto externo
	$\Delta Pe4e$	Pérdida codo roscado 90° 2 escape efecto externo
	$\Delta Pe5e$	Pérdida codo roscado 1 90° 3 escape efecto externo
	$\Delta Pe6e$	Pérdida por estrechamiento brusco entrada escape efecto externo
	$\Delta Pe7e$	Pérdida por ensanchamiento brusco entrada escape efecto externo
	$\Delta Pe8e$	Pérdida por escuadra 90° entrada escape efecto externo
	$\Delta Pe9e$	Pérdida por escuadra 90° salida escape efecto externo
	$\Delta Pe10e$	Pérdida por estrechamiento brusco salida escape efecto externo
	$\Delta Pe11e$	Pérdida por ensanchamiento brusco salida escape efecto externo
Tubería de escape efecto interno	$\Delta Pe1i$	Pérdida de fricción por tubería de escape efecto interno
	$\Delta Pe2i$	Pérdida por entrada del motor efecto interno
	$\Delta Pe3i$	Pérdida codo roscado 90° escape efecto interno
Tubería de escape efecto interno	$\Delta Pe4i$	Pérdida por estrechamiento brusco entrada escape efecto interno
	$\Delta Pe5i$	Pérdida por ensanchamiento brusco entrada escape efecto interno
	$\Delta Pe6i$	Pérdida por escuadra 90° entrada escape efecto interno
	$\Delta Pe7i$	Pérdida por escuadra 90° salida escape efecto interno
	$\Delta Pe8i$	Pérdida por estrechamiento brusco salida escape efecto interno
	$\Delta Pe9i$	Pérdida por ensanchamiento brusco salida escape efecto interno
Tubería principal de escape	$\Delta Pe12$	Pérdida de fricción por manguera de escape
	$\Delta Pe13$	Pérdida de fricción por tubería principal de escape
	$\Delta Pe14$	Pérdida T flujo desviado 90°

Fuente: Elaboración propia.

En la Figura 64 se muestran la vista frontal del sistema de escape del MDV, en esta imagen se puede apreciar las longitudes de los diferentes tramos de tubo que componen el sistema de escape.

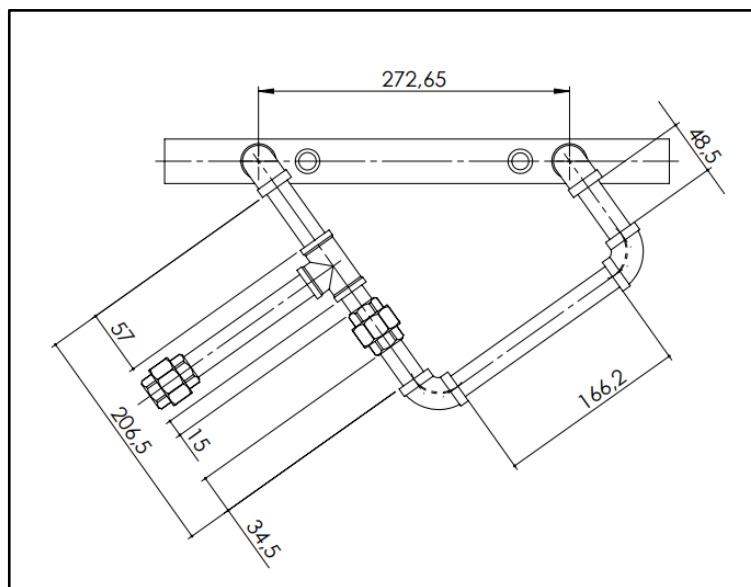


Figura 64. Vista frontal sistema de escape
Fuente: Elaboración propia.

La

Tabla 35 muestra la longitud total de cada tubería y de la manguera de caucho, estos valores se obtienen al sumar la longitud de los tramos de tubería y la longitud de las uniones (41mm c/u).

Tabla 35. Longitud total tuberías de admisión

Longitud total	Sistema Ingles	SI
Longitud tubería de admisión efecto interno (ft) (m)	0,746062992	0,2274
Longitud tubería de admisión efecto externo (ft) (m)	1,570209974	0,4786
Longitud tubería principal (ft) (m)	0,551181102	0,168
Longitud manguera (ft) (m)	66,60104987	20,3

Fuente: Elaboración propia.

Se asume que el flujo másico en la tubería de escape es igual al flujo másico de entrada al motor, para calcular el flujo másico de entrada al motor se usa la ecuación (81).

$$w(\text{esc}) = \frac{\frac{V_{ides}}{v_{P(iadm)}} + \frac{V_{edes}}{v_{P(eadm)}}}{\Delta t} \quad (81)$$

Dónde:

V_{ides} = Volumen desplazado efecto interno

V_{edes} = Volumen desplazado efecto externo

$v_{P(iadm)}$ = Volumen específico a presión absoluta de admisión efecto interno

$v_{P(eadm)}$ = Volumen específico a presión absoluta de admisión efecto externo

Δt = tiempo por ciclo

Los volúmenes específicos se obtienen de la tabla A5 del libro de termodinámica de (Cengel & Boles, 2009) a la presión indicada, el valor depende de la calidad del vapor. Por otro lado, los volúmenes desplazados se obtienen de la diferencia entre el volumen máximo y el volumen muerto de cada efecto, la Tabla 36 muestra los volúmenes desplazados.

Tabla 36. Volumen desplazado

Parámetro	Sistema ingles	SI
Volumen desplazado efecto interno (ft ³) - (m ³)	0,025327	0,000717
Volumen desplazado efecto externo (ft ³) - (m ³)	0,027015	0,000765

Fuente: Elaboración propia.

El cálculo de pérdidas en el sistema de escape se debe realizar en dos etapas, primero se calculan las pérdidas en la manguera de caucho y luego se calculan las pérdidas en la tubería de acero.

- **Primera etapa: Cálculo de pérdidas en manguera de caucho.**

Debido a que, al inicio de la manguera de escape no se conocen los datos para el cálculo de pérdidas (velocidad, temperatura, presión, volumen específico, densidad y viscosidad dinámica) se deben realizar iteraciones para encontrar un grupo de datos que cumplan con la siguiente condición.

$$P(m) - \Delta P_{mf} - P_{atm} = 0 \quad (82)$$

Dónde:

$P(m)$ = Presión absoluta inicial en la manguera de caucho.

El paso a seguir, es asumir una temperatura en la conexión entre la manguera y la tubería. Es decir, una temperatura al inicio de la manguera de escape. A este valor por interpolación se obtienen los datos de presión de saturación (Presión absoluta inicial en manguera de caucho $P(m)$) y volumen específico en la tabla A-4E de la página 961 del libro de termodinámica de (Cengel & Boles, 2009), la viscosidad dinámica se obtiene de la Tabla 3 a la temperatura indicada debido a que este valor no sufre cambio con la variación

de presión para el área de estudio, “la rugosidad absoluta del caucho es de 0.0003 in” (Granger, 1995, pág. 534). Con estos datos se calcula el flujo volumétrico, la velocidad del vapor, el número de Reynolds, el factor de fricción y las pérdidas de presión por fricción en la manguera de caucho ΔP_{mf} . Estas iteraciones se muestran en el Anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo) en la hoja (4). La anterior iteración se repite hasta encontrar un grupo de datos que cumpla con la condición de la ecuación (82).

- **Segunda etapa: Cálculo de pérdidas en tubería de acero.**

Al determinar la presión al inicio de la manguera de escape, se debe calcular las pérdidas en la tubería de acero para encontrar la presión de escape del efecto interno y la del efecto externo, a la salida del motor no se conocen los datos para el cálculo de pérdidas (velocidad, temperatura, presión, volumen específico, densidad y viscosidad dinámica) se deben realizar iteraciones para encontrar un grupo de datos que cumplan con las siguientes condiciones:

$$P(eesc) - \Delta P_{tpef} - \Delta P_{teef} - \Delta P_{tpeva} - \Delta P_{teeva} - P_{(m)} = 0 \quad 83)$$

$$P(iesc) - \Delta P_{tpef} - \Delta P_{teif} - \Delta P_{tpeva} - \Delta P_{teiva} - P_{(m)} = 0 \quad 84)$$

Se asumen temperaturas en las salidas del motor. Es decir, una temperatura al inicio de la tubería de escape del efecto interno y otra para el efecto externo. A estos valores por

interpolación se obtienen los datos de presiones de saturación (Presión absoluta escape efecto externo $P(eesc)$ y presión absoluta escape efecto interno $P(iesc)$) y volúmenes específicos en la tabla A-4E de (Mott, 2006, pág. 961). La viscosidad dinámica se obtiene de la Tabla 3 a las temperaturas indicadas, y se usa la rugosidad absoluta del acero oxidado. Con estos datos se calcula el flujo volumétrico, la velocidad del vapor, el número de Reynolds, el factor de fricción, las pérdidas de presión en el efecto interno y las pérdidas de presión en el efecto externo. Estas iteraciones se muestran en el Anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo) en la hoja (4). La Tabla 37 muestra las pérdidas en válvulas y accesorios de la tubería de escape efecto externo, la Tabla 38 muestra las pérdidas en válvulas y accesorios de la tubería de escape del efecto interno y por último la Tabla 39 muestra las pérdidas por válvulas y accesorios en la tubería principal de escape, estas muestran las fórmulas para cada pérdida con su longitud equivalente o el coeficiente de resistencia según corresponda. Estos valores se obtienen de la tabla A-24 (Tabla de factor “K”) de las páginas A-46 a la A-49 de (Crane, 1992), los valores de longitud equivalente para los codos roscados a 90° se obtienen de la figura 10.22 (codos de tubería) de (Mott, 2006, pág. 296).

Tabla 37. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de escape efecto externo

Pérdida	Accesorio	Cálculo
ΔPe_{2e}	Pérdida entrada del motor efecto externo	$0.5 \cdot (v^2/2g_n)$
ΔPe_{3e}	Pérdida codo roscado 1 escape efecto externo	$50fT \cdot (v^2/2g_n)$
ΔPe_{4e}	Pérdida codo roscado 2 escape efecto externo	$50fT \cdot (v^2/2g_n)$
ΔPe_{5e}	Pérdida codo roscado 3 escape efecto externo	$50fT \cdot (v^2/2g_n)$
ΔPe_{6e}	Pérdida por estrechamiento brusco entrada escape efecto externo	$K_{6e} \cdot (v^2/2g_n)$

ΔPe_{7e}	Pérdida por ensanchamiento brusco entrada escape efecto externo	$K_{7e} \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{8e}	Pérdida por escuadra 90° entrada escape efecto externo	$60fT \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{9e}	Pérdida por escuadra 90° salida escape efecto externo	$60fT \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{10e}	Pérdida por estrechamiento brusco salida escape efecto externo	$K_{10e} \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{11e}	Pérdida por ensanchamiento brusco salida escape efecto externo	$K_{11e} \cdot (v^2/2gn)$

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 38. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería de escape efecto interno

Pérdida	Accesorio	Cálculo
ΔPe_{2i}	Pérdida por entrada del motor efecto interno	$0.5 \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{3i}	Pérdida codo roscado esc. efecto interno	$50fT \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{4i}	Pérdida por estrechamiento brusco entrada esc. efecto interno	$K_{4i} \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{5i}	Pérdida por ensanchamiento brusco entrada esc. efecto interno	$K_{5i} \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{6i}	Pérdida por escuadra 90° entrada esc. efecto interno	$60fT \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{7i}	Pérdida por escuadra 90° salida esc. efecto interno	$60fT \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{8i}	Pérdida por estrechamiento brusco salida esc. efecto interno	$K_{8i} \cdot (v^2/2gn)$
ΔPe_{9i}	Pérdida por ensanchamiento brusco salida escape efecto interno	$K_{9i} \cdot (v^2/2gn)$

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 39. Pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal de escape

Pérdida	Accesorio	Fórmula
ΔPe_{14}	T estándar flujo desviado a 90° (1)	$60fT \cdot (v^2/2gn)$

Fuente: Elaboración propia.

Al igual que para las válvulas de admisión, para simplificar el cálculo de pérdidas en las válvulas de escape, se asume que la válvula se ubica a la mitad del recorrido longitudinal para este tiempo. En la Figura 65, se pueden revisar las pérdidas de este componente para el tiempo de escape del efecto interno descritas en la Tabla 38. Por otro lado, la Figura 66 muestra las pérdidas para el tiempo de escape del efecto externo descritas

en la Tabla 37. A continuación, se presenta una breve descripción del flujo del vapor dentro de la válvula de escape y las pérdidas de presión asociadas a este.

El vapor ingresa a la válvula por la tubería mixta, se produce un estrechamiento brusco debido a la reducción del área entre la tubería mixta y el área de paso restringido de entrada, el vapor ingresa a la válvula y sufre una pérdida debido a un ensanchamiento brusco, esta pérdida se debe a la expansión del vapor cuando este pasa del área de paso restringido de entrada al área de paso de entrada, el vapor sigue su recorrido y sufre dos pérdidas debidas al cambio de dirección de 90°. Finalmente, a la salida el vapor sufre dos pérdidas de presión una producida por estrechamiento brusco debido a la compresión del vapor desde el área de paso de salida, al área de paso restringido de salida y otra por ensanchamiento brusco debida a la expansión desde el área de paso restringido de salida al área de la tubería de escape. La Figura 67 muestra las áreas de paso mencionadas para el sistema de escape.

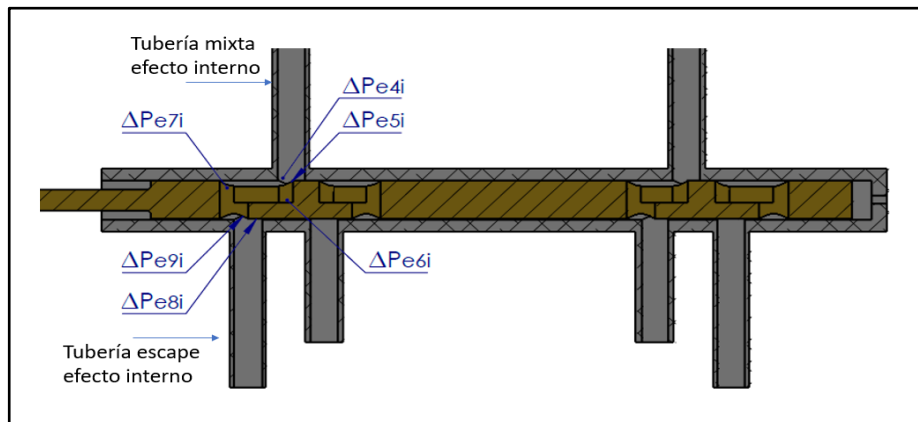


Figura 65. Pérdidas en válvula de escape efecto interno vapor vivo.
Fuente: Elaboración propia.

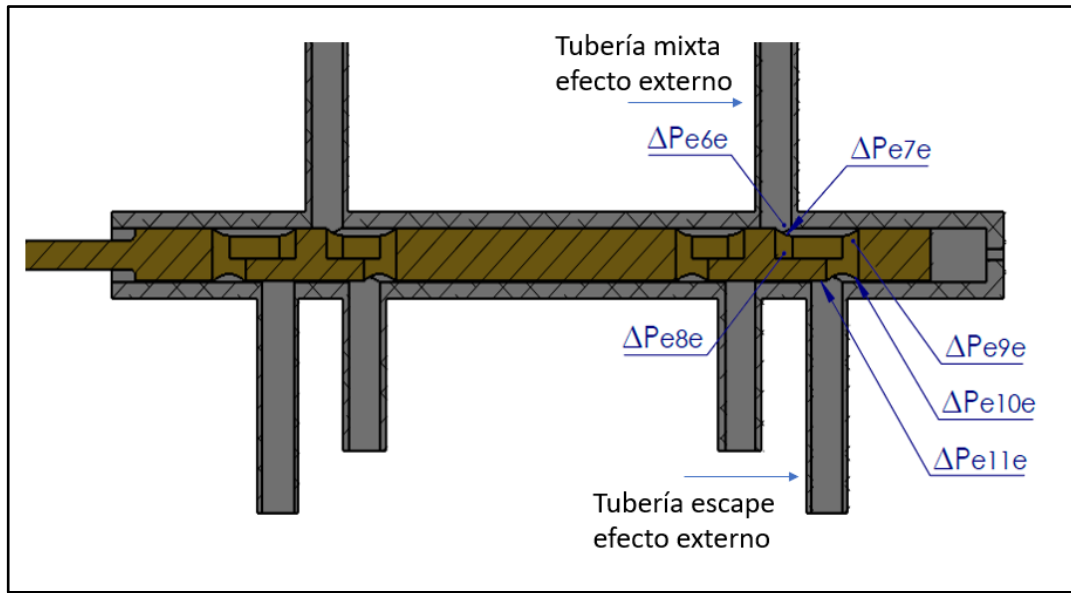


Figura 66. Pérdidas en válvula de escape efecto externo vapor vivo.
Fuente: Elaboración propia.

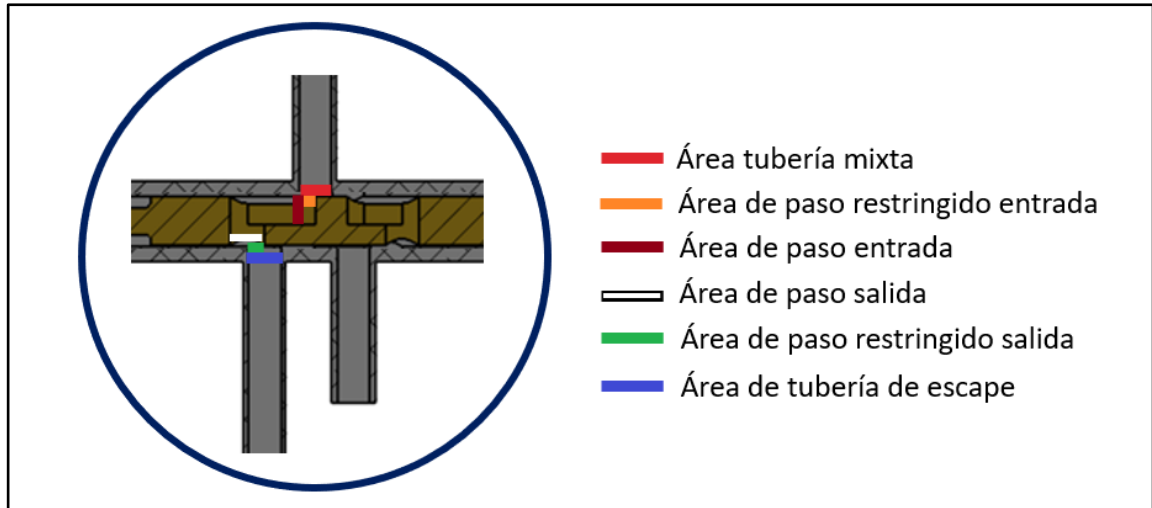


Figura 67. Áreas de paso sistema de escape efecto externo.
Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de paso restringido de las válvulas de escape, se determinan de igual forma que las de admisión. La Tabla 40 muestra las áreas de paso restringido de las válvulas de escape.

Tabla 40. Áreas de paso restringido para la válvula de carrete de vapor vivo.

Escape Efecto Externo	
Posición	Long. De referencia
Inicio de Escape	19,55
Apertura máxima	3,54
Recorrido total	16,01
Mitad de recorrido	8,005
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,00008368
Área de paso restringido de salida (m ²)	0.00007863
Escape Efecto Interno	
Posición	Long. De referencia
Inicio de Escape	19,7
Apertura máxima	35,95
Recorrido total	16,25
Mitad de recorrido	8,125
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,00008107
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,00008034

Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de paso de entrada y de salida para las válvulas de escape se muestran en la Tabla 41, estas son de igual magnitud para las dos válvulas.

Tabla 41. Áreas de paso entrada y salida válvulas de escape.

Descripción	Dimensión(m²)
Área de paso entrada	0,00020231
Área de paso salida	0,00020612

Fuente: Elaboración propia.

Para revisar la relación β entre el área menor y el área mayor de cada tramo y el coeficiente de resistencia K para cada pérdida de ensanchamiento o estrechamiento dentro de las válvulas de escape para una configuración de vapor vivo, revisar la Tabla 57.

Con los coeficientes de resistencia K, el factor de fricción y la longitud equivalente según corresponda, se buscan un grupo de datos que cumpla con la condición de la ecuación (83) para el efecto externo y otro grupo de datos que cumpla con la condición de la ecuación (84) para el efecto interno.

8.5.1.5. Determinación De Presiones.

Debido a que el motor genera dos tiempos de trabajo por cada revolución, se debe tener en cuenta las posiciones del pistón tanto para el efecto externo, como para el efecto interno, cuando el ángulo de la manivela del sistema de potencia es igual a 0° el cilindro estará en PMS del efecto externo, al mismo tiempo estará ubicado en el PMI del efecto interno.

Las posiciones de las válvulas del efecto externo, son las mismas a las usadas en el modelo de efecto simple, para el efecto interno se deben agregar las posiciones de las válvulas, lo que permitirá determinar su estado de apertura o cierre. La Figura 68 muestra las distancias de los puntos extremos de los conductos del carrete con respecto al punto de referencia para un motor de vapor de efecto doble, mientras que la Figura 69 muestra las

distancias de los puntos extremos de las válvulas con respecto al punto de referencia para un motor de vapor de doble efecto y una configuración de vapor vivo.

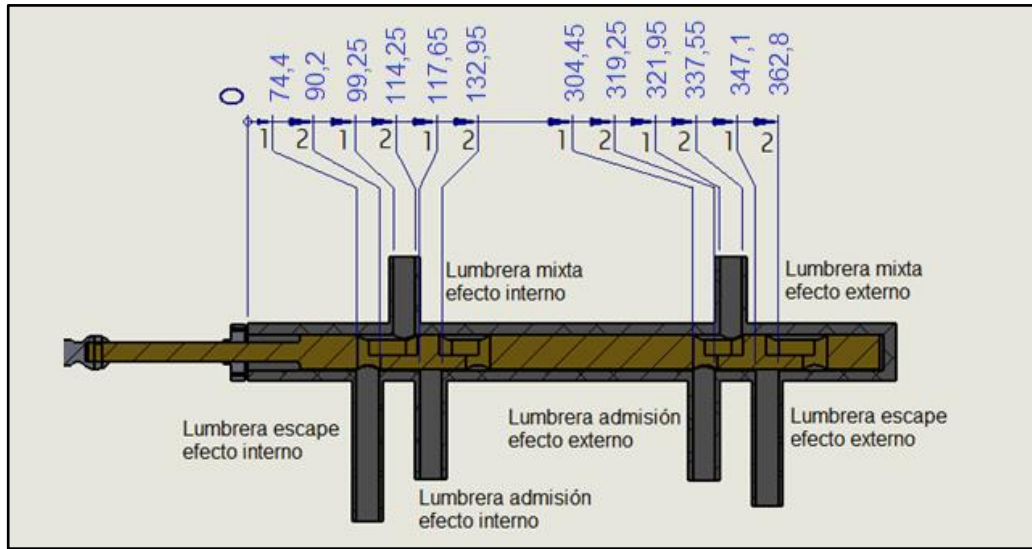


Figura 68. Distancias conductos de entrada y salida doble efecto vapor vivo.
Fuente: Elaboración propia.

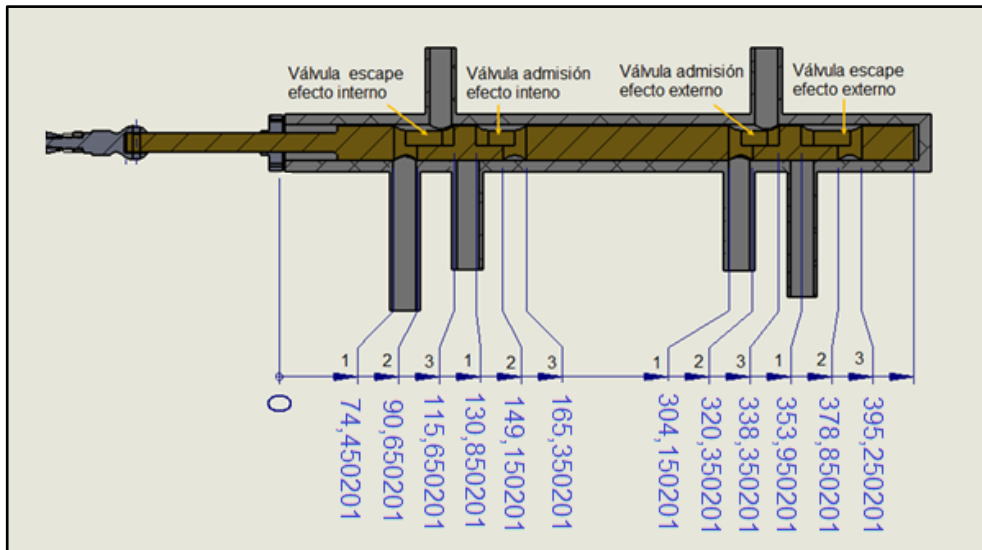


Figura 69. Distancias válvulas doble efecto vapor vivo.
Fuente: Elaboración propia.

Se usa la siguiente nomenclatura para nombrar las distancias de los puntos extremos de las válvulas y conductos para cada efecto.

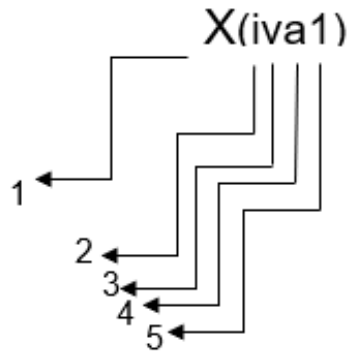


Figura 70 Nomenclatura de posiciones sistema de distribución efecto doble
Fuente: Elaboración propia

1 = (X) Distancia del punto de referencia al punto extremo (carrete en PMS).

(Y) Posición del punto de referencia al punto extremo.

2 = (i) Efecto interno.

(e) Efecto externo.

3 = (v) Válvula.

(l) Conducto.

4 = (a) Admisión.

(e) Escape.

(m) Mixta

5 = (1) Uno

(2) Dos

(3) Tres

(4) Cuatro

La Tabla 42, muestra la nomenclatura para las distancias desde el punto de referencia del sistema de distribución a cada uno de los puntos extremos de las válvulas y conductos cuando el carrete se ubica en PEE para un MDV de efecto doble.

Tabla 42. Nomenclatura distancias (carrete en PEE) efecto doble

Nomenclatura	Significado
X(iva1)	Distancia válvula de admisión 1 efecto interno
X(iva2)	Distancia válvula de admisión 2 efecto interno
X(iva3)	Distancia válvula de admisión 3 efecto interno
X(ive1)	Distancia válvula de escape 1 efecto interno
X(ive2)	Distancia válvula de escape 2 efecto interno
X(ive3)	Distancia válvula de escape 3 efecto interno
X(ila1)	Distancia lumbrera admisión 1 efecto interno
X(ila2)	Distancia lumbrera admisión 2 efecto interno
X(ile1)	Distancia lumbrera escape 1 efecto interno
X(ile2)	Distancia lumbrera escape 2 efecto interno
X(ilm1)	Distancia a lumbrera mixta 1 efecto interno
X(ilm2)	Distancia lumbrera mixta 2 efecto interno
X(eva1)	Distancia válvula de admisión 1 efecto externo
X(eva2)	Distancia válvula de admisión 2 efecto externo
X(eva3)	Distancia válvula de admisión 3 efecto externo
X(eve1)	Distancia válvula de escape 1 efecto externo
X(eve2)	Distancia válvula de escape 2 efecto externo
X(eve3)	Distancia válvula de escape 3 efecto externo
X(ela1)	Distancia lumbrera admisión 1 efecto externo
X(ela2)	Distancia lumbrera admisión 2 efecto externo
X(ele1)	Distancia lumbrera escape 1 efecto externo
X(ele2)	Distancia lumbrera escape 2 efecto externo
X(elm1)	Distancia a lumbrera mixta 1 efecto externo
X(elm2)	Distancia lumbrera mixta 2 efecto externo

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 43, muestra la nomenclatura para las posiciones desde el punto de referencia del sistema de distribución a cada uno de los puntos extremos de las válvulas y conductos para un motor de efecto doble. Para determinar la posición de cada punto mostrado con respecto al ángulo de giro de la excéntrica, se usa la ecuación (61).

Tabla 43. Nomenclatura posiciones efecto doble

Nomenclatura	Significado
Y(iva1)	Posición válvula de admisión 1 efecto interno
Y(iva2)	Posición válvula de admisión 2 efecto interno
Y(iva3)	Posición válvula de admisión 3 efecto interno
Y(ive1)	Posición válvula de escape 1 efecto interno
Y(ive2)	Posición válvula de escape 2 efecto interno
Y(ive3)	Posición válvula de escape 3 efecto interno
Y(eva1)	Posición válvula de admisión 1 efecto externo
Y(eva2)	Posición válvula de admisión 2 efecto externo
Y(eva3)	Posición válvula de admisión 3 efecto externo
Y(eve1)	Posición válvula de escape 1 efecto externo
Y(eve2)	Posición válvula de escape 2 efecto externo
Y(eve3)	Posición válvula de escape 3 efecto externo

Fuente: Elaboración propia.

Para ver los diagramas de distribución valvular de la configuración de vapor vivo, revisar el Anexo 7 (Diagramas de fase de distribución valvular).

- **Presiones efecto externo**

Para determinar el estado de apertura de las válvulas se establecen que, la válvula de escape del efecto externo, se encontrará en estado abierto cuando se cumpla la siguiente relación:

Si $Y(\text{eve}2) < X(\text{ele}2)$ y $Y(\text{eve}1) < X(\text{elm}2) \Rightarrow$ Válvula escape efecto externo abierta

Cuando se cumpla esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de escape ($P(\text{eesc})$). Por su parte la válvula de admisión del efecto externo se encontrará en estado abierto, cuando se cumpla la siguiente relación:

Si $Y(\text{eva}2) > X(\text{ela}1)$ y $Y(\text{eva}3) > X(\text{elm}1) \Rightarrow$ Válvula admisión efecto externo abierta

Cuando se cumpla esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de admisión ($P(\text{eadm})$).

- **Presiones efecto interno**

La válvula de escape del efecto interno, se encontrará en estado abierto cuando se cumpla la siguiente relación:

Si $Y(\text{ive}2) > X(\text{ile}1)$ y $Y(\text{ive}3) > X(\text{ilm}1) \Rightarrow$ Válvula escape efecto interno abierta

Cuando se cumpla esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de escape ($P(\text{iesc})$). La válvula de admisión del efecto interno se encontrará en estado abierto, cuando se cumpla la siguiente relación:

Si $Y(1va1) < X(ilm2)$ y $Y(iva2) < X(ila2) \Rightarrow$ Válvula admisión interno abierta

Cuando se cumpla esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de admisión ($P(iadm)$). Con los datos de volumen y presión calculados, se construye los diagramas de presión vs volumen para efecto doble el cual se muestra en el capítulo de resultados.

8.5.2. Modelo Cinético Simplificado Doble Efecto.

Al determinar las presiones dentro del cilindro, se calcula la fuerza de vapor ejercida en la cara del pistón del efecto externo $F(ev)$ y la fuerza ejercida en la cara del pistón del efecto interno $F(iv)$, basados en la ecuación (62) se obtienen las expresiones (85) y (86).

Fuerza vapor efecto externo

$$F(eV) = \frac{\pi}{4} P(ev) B^2 \quad (85)$$

Dónde:

$P(ev)$ = Presión vapor efecto externo

Fuerza vapor efecto interno

$$F(iV) = \frac{\pi}{4} P(iV) (B^2 - d^2) \quad (86)$$

Dónde:

$P(iv)$ = Presión vapor efecto interno

D = diámetro vástago.

El torque de vapor para efecto externo ($T(ev)$) se calcula con la expresión (51), mientras que el torque de vapor del efecto interno ($T(iv)$) se calcula con la ecuación (87). Nótese que la expresión resta el producto de la velocidad angular y el tiempo cuando la manivela está ubicada a los 180° , esto debido a que el pistón llegará a PMS del efecto interno para esta condición.

$$T_v = F_v r \text{sen}(wt - wt(180^\circ)) \left(1 + \frac{r}{l} \cos(wt - wt(180^\circ)) \right) \quad (87)$$

El torque de vapor es la suma de los torques previamente mencionados como se indica en la ecuación (88).

$$T(v) = T(ev) + T(iv) \quad (88)$$

El torque de inercia, el torque total instantáneo y el torque medio, se calculan con las expresiones usadas para el Anexo 2 (MDV modelo integrado efecto simple vapor vivo), ecuaciones (40), (55) y (63).

8.6. Integración Modelos Cero Dimensional, Cinemático Y Cinético Expansión.

La integración del modelo cero dimensional con el modelo cinemático y cinético simplificado para un motor de efecto doble con configuración del sistema de distribución valvular para un corte de admisión al 59,1%, se muestra en el Anexo 4 (MDV modelo integrado efecto doble expansión). El modelo cinemático y cinético simplificado usados en esta integración son igual a los usados en el Anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo). La diferencia principal está en el diagrama indicador debido a que el corte de admisión antes de PMI (cierre válvula de admisión) genera una expansión politrópica, y el cierre de la válvula de escape antes de PMS genera una compresión politrópica.

8.6.1. Construcción Diagrama Indicador

Los volúmenes se calculan con las mismas ecuaciones usadas para el Anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo), para determinar las presiones al igual que los anteriores modelos, se debe calcular las pérdidas en las tuberías de admisión y de escape. Además, se debe establecer en qué momento está abierta la válvula de admisión y en qué momento está abierta la válvula de escape y determinar el movimiento del pistón desde PMS a PMI o de PMI a PMS para identificar los tiempos de compresión y expansión.

8.6.1.1. Cálculo De Pérdidas En Admisión.

El cálculo de pérdidas de presión en el sistema de admisión para una configuración valvular en expansión es igual al desarrollado en la sección ...8.5.1.3... La única diferencia está en las pérdidas de estrechamiento y ensanchamiento dentro de la válvula tipo carrete, las cuales presenta valores diferentes debido a las áreas de paso restringido. En la Figura 71 se pueden revisar las pérdidas de este componente para el tiempo de admisión del efecto externo, y en la Figura 72 se muestra las pérdidas para el tiempo de admisión, pero para el efecto interno.

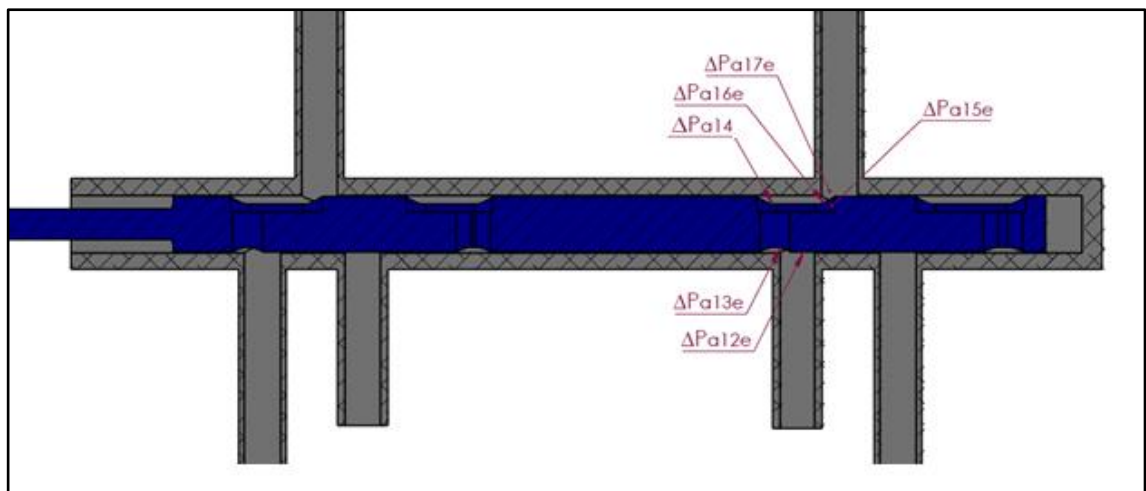


Figura 71. Pérdidas en válvula de admisión efecto externo vapor expansión.

Fuente: Elaboración propia.

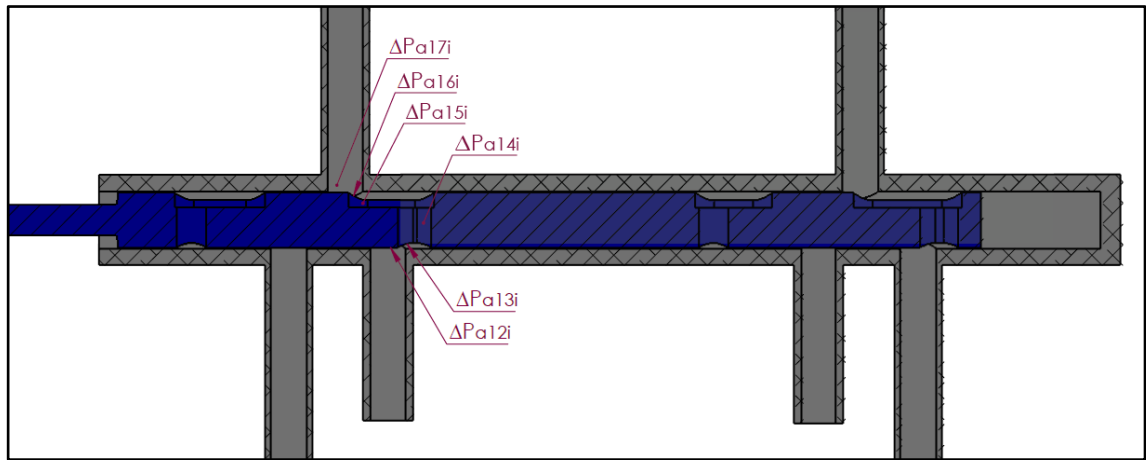


Figura 72. Pérdidas en válvula de admisión efecto interno vapor expansión.

Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de paso restringido para la configuración de vapor en expansión se asumen como la mitad del área total de admisión cuando la válvula se ubica en el punto de máxima apertura. La Tabla 44 muestra las áreas de paso restringido para la válvula de carrete de vapor en expansión.

Tabla 44. Áreas de paso restringido para la válvula tipo carrete de vapor en expansión.

Admisión Efecto Externo	
Posición	Long. De referencia
Área de entrada apertura máxima (m ²)	0,00007136072816
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,0000356803641
Área de salida apertura máxima (m ²)	0,00010464783079
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,0000523239154
Admisión Efecto Interno	
Posición	Long. De referencia
Área de entrada apertura máxima (m ²)	9,9602E-05
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,000049801106
Área de salida apertura máxima (m ²)	0,000152173
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,0000760862997

Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de paso de entrada y salida para cada válvula de admisión, se muestran en la Tabla 45, a diferencia del carrete de vapor vivo donde las áreas son las mismas para las dos válvulas, para el carrete de expansión las áreas son diferentes.

Tabla 45. Áreas de paso de entrada y salida válvulas admisión vapor en expansión

Área de paso	Magnitud (m ²)
Área de paso admisión efecto externo entrada	0,0000713607
Área de paso admisión efecto interno entrada	0,00009,96022
Área de paso admisión efecto externo salida	0,00012668
Área de paso admisión efecto interno salida	0,00014954

Fuente: Elaboración propia.

Por su parte, la Tabla 69 muestra la relación β entre el área menor y el área mayor de cada tramo y el coeficiente de resistencia K para cada pérdida de ensanchamiento o estrechamiento dentro de las válvulas de admisión del carrete de expansión.

8.6.1.2. Cálculo De Pérdidas De Presión En Tubería De Escape.

El cálculo de pérdidas de presión en el sistema de escape para una configuración valvular en expansión, es igual al desarrollado en la sección ...8.5.1.4... La única diferencia está en las pérdidas de estrechamiento y ensanchamiento dentro de la válvula tipo carrete, las cuales presenta valores diferentes debido a las áreas de paso restringido. En la Figura 73, se pueden revisar las pérdidas de este componente para el tiempo de escape

del efecto interno mientras que la Figura 74 muestra las pérdidas para el tiempo de escape del efecto externo.

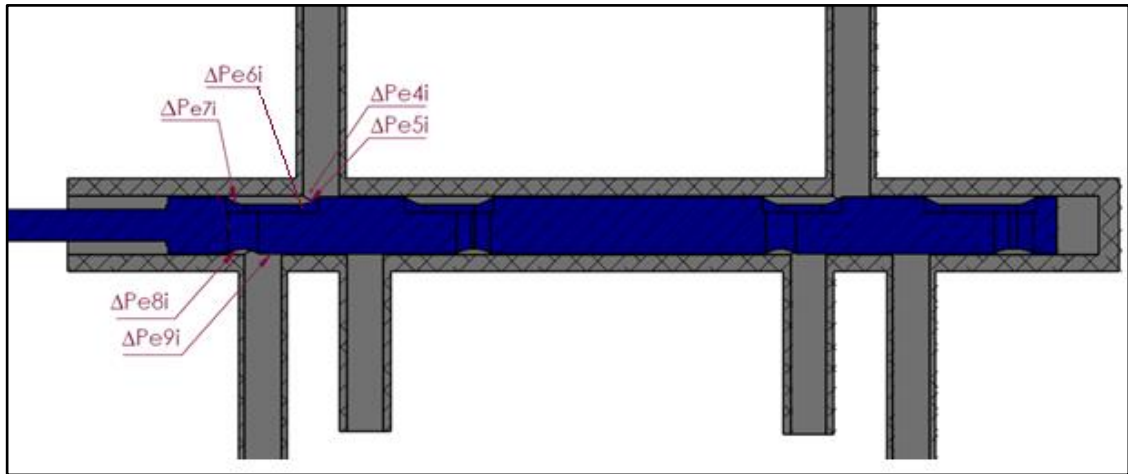


Figura 73. Pérdidas en válvula de escape efecto interno vapor en expansión.
Fuente: Elaboración propia.

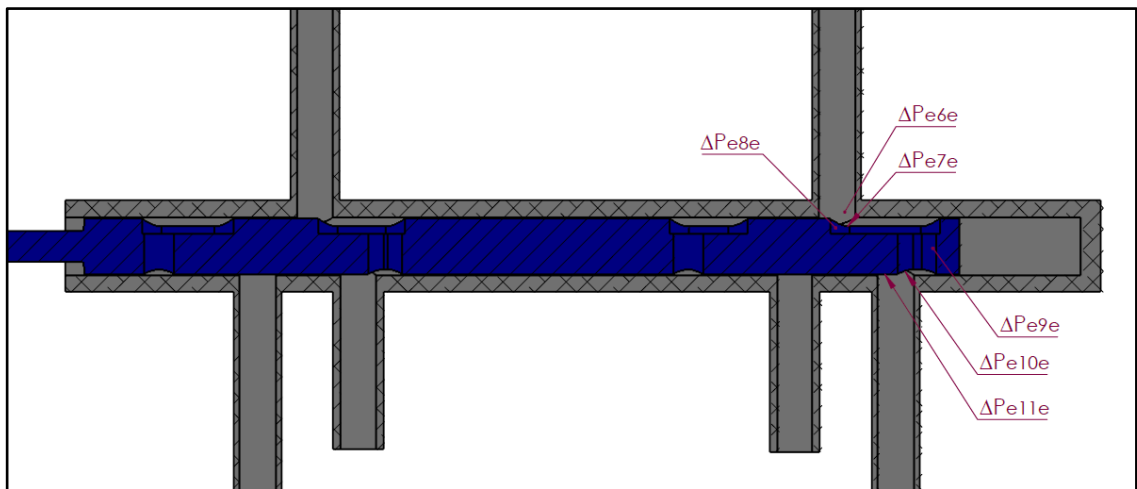


Figura 74. Pérdidas en válvula de escape efecto externo vapor en expansión.
Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 46 muestra las áreas de paso restringido de las válvulas de escape para el carrete de expansión.

Tabla 46. Áreas de paso restringido para la válvula de carrete de expansión

Escape Efecto Externo	
Posición	Long. De referencia
Área de entrada apertura máxima (m ²)	0,000191134
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,00009557
Área de salida apertura máxima (m ²)	0,000145756
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,000072878
Escape Efecto Interno	
Posición	Long. De referencia
Área de entrada apertura máxima (m ²)	0,000143217
Área de paso restringido de entrada (m ²)	0,00007161
Área de salida apertura máxima (m ²)	0,000120997
Área de paso restringido de salida (m ²)	0,00006050

Fuente: Elaboración propia.

Las áreas de paso de entrada y de salida para las válvulas de escape se muestran en la Tabla 47.

Tabla 47. Áreas de paso entrada y salida válvulas de escape carrete de expansión.

Área de paso	m²
Área de paso escape efecto externo entrada	0,00017557
Área de paso escape efecto interno entrada	0,00012668
Área de paso escape efecto externo salida	0,000145756
Área de paso escape efecto interno salida	0,000120997

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 72 muestra la relación β entre el área menor y el área mayor de cada tramo y el coeficiente de resistencia K para cada pérdida de ensanchamiento o estrechamiento dentro de las válvulas de escape para el carrete de expansión.

Al igual el modelo usado en el Anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo), con los coeficientes de resistencia K, el factor de fricción y la longitud equivalente según corresponda, se buscan un grupo de datos que cumpla con la condición de la ecuación (83) para el efecto externo y otro grupo de datos que cumpla con la condición de la ecuación (84) para el efecto interno. Cuando la calidad del vapor es diferente a 1, se usa la ecuación (72) para determinar el volumen específico.

8.6.1.3. Determinación De Presiones.

Las presiones se deben relacionar con el ángulo de giro de la manivela del sistema de potencia, por lo que se debe relacionar la posición del sistema de distribución con la posición del sistema de potencia, cuando el pistón está en PMS del efecto externo para una configuración del carrete en expansión el ángulo de la manivela del sistema de potencia es de 0° , mientras que el ángulo de la manivela del sistema de distribución es de $312,28^\circ$ (ver Figura 75).

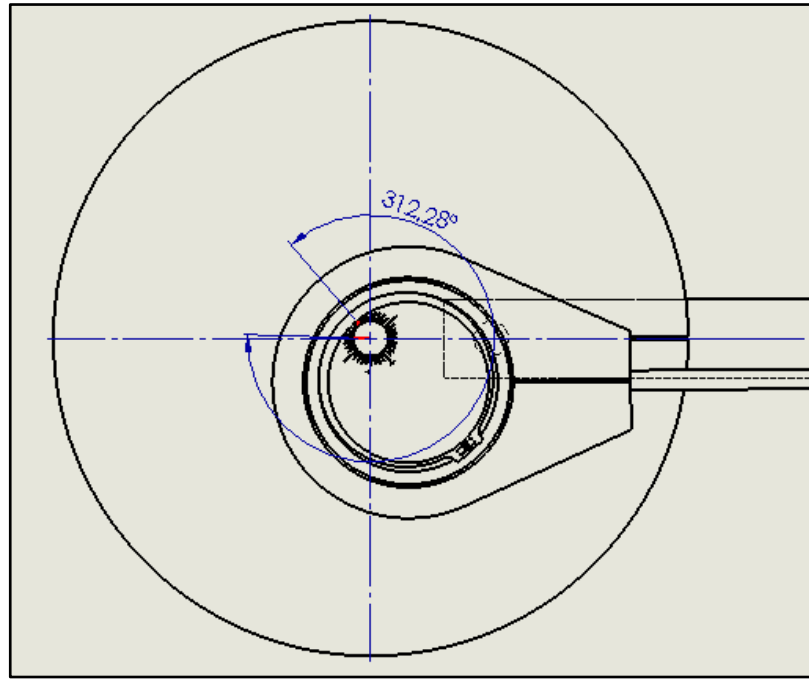


Figura 75. Ángulo de desfase entre el sistema de potencia y sistema de distribución carrete de expansión.

Fuente: Elaboración propia.

Las distancias de los puntos extremos de las válvulas para el carrete de expansión con corte de admisión al 59.1% se muestran en la Figura 76.

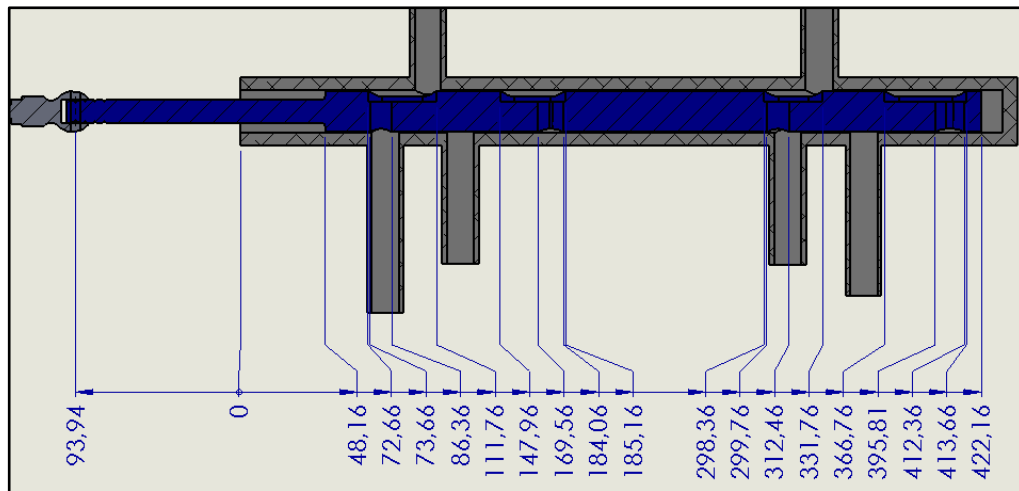


Figura 76. Distancias válvulas doble efecto (carrete expansión).

Fuente: Elaboración propia.

La Figura 13 representa el diagrama P-V para una MDV con corte de admisión y escape, como se explicó en el marco teórico el ciclo está compuesto por cuatro tiempos (admisión, expansión, escape y compresión), para poder construir el diagrama indicador se debe establecer una relación entre el ángulo de giro de la manivela del sistema de potencia y los tiempos que componen el ciclo de funcionamiento del MDV, el modelo del Anexo 4 (MDV modelo integrado efecto doble expansión) determina en que tiempo se encuentra el motor basado en el movimiento del pistón y el estado de apertura o cierre de las válvulas y lo asocia al ángulo de giro de la manivela, a continuación se explica el desarrollo del modelo para la construcción del diagrama P-V para cada efecto.

Para ver los diagramas de distribución valvular de la configuración de expansión, revisar el Anexo 7 (Diagramas de fase de distribución valvular).

8.6.1.4. Presiones Efecto Externo.

- **Tiempo de admisión:**

Para determinar si el efecto externo se encuentra en tiempo de admisión, se verifica el estado de apertura o cierre de la válvula de admisión, esta estará abierta cuando se cumpla lo siguiente:

Si $Y(\text{eva}3) > X(\text{ela}1)$ y $Y(\text{eva}4) > X(\text{elm}1) \Rightarrow$ Válvula admisión efecto externo abierta

Si se cumple esta condición la presión dentro del cilindro será igual a la presión de admisión (P_{eadm}).

- **Tiempo de expansión:**

El tiempo de expansión se genera después del cierre de la válvula de admisión, este se caracteriza porque el pistón se mueve de PMS a PMI y las válvulas permanecen cerradas. Cuando estas condiciones se cumplen el modelo calcula la presión dentro del cilindro con la ecuación (1), debido a que se produce una expansión politrópica.

El exponente politrópico (n) para vapor sobrecalentado es de 1,3 mientras que para vapor saturado es de 1,135 según las ecuaciones (2) y (4). El modelo calcula la constante (c) de la ecuación (1) con las condiciones de presión y vapor al inicio de expansión. Debido a que se conoce el exponente politrópico (n), la constante (c) y el volumen para cada grado de giro de la manivela, se puede calcular la presión en cada punto de la curva.

- **Tiempo de escape antes de PMI:**

El tiempo de escape para un ciclo teórico inicia a los 180° de giro de la manivela. Es decir, cuando el pistón está en PMI, la configuración del carrete de expansión permite una apertura de la válvula de escape antes de PMI a los $160,52^\circ$ de giro de la manivela, por lo que la presión dentro del cilindro sigue una línea recta desde la apertura de la válvula hasta

PMI, si esta condición se cumple el modelo calcula la presión dentro del cilindro con la ecuación (89).

$$P = mV + b \quad (89)$$

El valor de (m) se calcula con la ecuación general de la pendiente.

$$m = \frac{P_2 - P_1}{V_2 - V_1} \quad (90)$$

La Tabla 48 muestra los parámetros para el cálculo de la pendiente de la curva Presión vs Volumen para el tiempo de escape antes de PMI.

Tabla 48. Datos para el cálculo de presión efecto externo tiempo de escape antes de PMI

Dato	Valor
V1 (in ³)	55,601024
V2 (in ³)	56,777571
P1 (PSI)	16,014969
P2 (PSI)	15,610838
M	-0,343489
B	35,113328

Fuente: Elaboración propia.

- **Tiempo de escape:**

Para determinar si el efecto externo se encuentra en tiempo de escape, se verifica el estado de apertura o cierre de la válvula de escape, esta estará abierta cuando se cumpla lo siguiente:

Si $Y(\text{eve1}) < X(\text{elm2})$ y $Y(\text{eve2}) < X(\text{ele2}) \Rightarrow$ Válvula escape efecto externo abierta

Si el pistón se mueve de PMI a PMS y se cumple la condición mostrada la presión dentro del cilindro será igual a la presión de escape ($P(eesc)$).

- **Tiempo de compresión:**

El tiempo de compresión se genera después del cierre de la válvula de escape, este se caracteriza porque el pistón se mueve de PMI a PMS y las válvulas permanecen cerradas. Cuando estas condiciones se cumplen se debe tener en cuenta la cantidad de masa remanente (masa dentro del cilindro en el instante que la válvula de escape cierra) para determinar si el tiempo de compresión sigue la trayectoria de la ecuación (1) debido a una compresión politrópica o sigue una trayectoria diferente.

El modelo calcula la constante (c) de la ecuación (1) con las condiciones de presión y vapor al inicio de la compresión. Debido a que se conoce el exponente politrópico (n), la constante (c) y el volumen para cada grado de giro de la manivela, se puede calcular la presión en cada punto de la curva.

Si la presión final de compresión determinada por la curva de compresión politrópica con un coeficiente para líquido saturado de 1,035 es mayor a la presión de admisión y además la masa remanente en el efecto externo $m(eren)$ es pequeña en comparación con la masa de admisión del efecto externo $m(eadm)$ (masa dentro del cilindro en el instante en que la válvula de admisión cierra), se asume que el tiempo de compresión sigue una trayectoria recta a presión de escape hasta la apertura de la válvula de admisión.

La masa de admisión del efecto externo se calcula con la ecuación (91) mientras que la masa remanente del mismo efecto se calcula con la ecuación (92).

$$m_{eadm} = V_{eca}\rho_{(eadm)} \quad (91)$$

$$m_{erem} = V_{ece}\rho_{(eesc)} \quad (92)$$

Dónde:

m_{eadm} = masa de admisión efecto externo

m_{erem} = masa remanente

V_{eca} = volumen corte de admisión efecto externo

V_{ece} = volumen corte de escape efecto externo

$\rho_{(eadm)}$ = densidad del vapor a presión absoluta de admisión efecto externo

$\rho_{(eesc)}$ = densidad del vapor a presión absoluta de escape efecto externo

8.6.1.5. Presiones Efecto Interno.

Las presiones para los tiempos de expansión y escape antes de PMI, se calculan de la misma manera que para el efecto externo (tener en cuenta los datos del efecto interno). A continuación, se presenta la descripción de los otros tiempos.

- **Tiempo de admisión antes de PMS**

El tiempo de admisión para un ciclo teórico inicia a los 0° de giro de la manivela cuando el pistón se ubica en PMS, debido a que el motor es de doble efecto el pistón se ubicará a en PMS del efecto interno cuando el grado de giro de la manivela sea de 180°. La configuración del carrete de expansión permite una apertura de la válvula de admisión antes de PMI a los 170, 75° de giro de la manivela, por lo que la presión dentro del cilindro sigue una línea recta desde la apertura de la válvula hasta PMS del efecto interno, si esta condición se cumple el modelo calcula la presión dentro del cilindro con la ecuación (89).

La Tabla 49 muestra los parámetros para el cálculo de la pendiente de la curva Presión vs Volumen para el tiempo de admisión antes de PMS.

Tabla 49. Datos para el cálculo de presión efecto interno tiempo de admisión antes de PMI

Dato	Valor
V1 (in ³)	10,095761
V2 (in ³)	10,372390
P1 (PSI)	24,784961
P2 (PSI)	15,112362
M	-34,965940
B	377,792728

Fuente: Elaboración propia.

- **Tiempo de admisión:**

Para determinar si el efecto interno se encuentra en tiempo de admisión, se verifica el estado de apertura o cierre de la válvula de admisión, esta estará abierta cuando se cumpla lo siguiente:

Si $Y(1va1) < X(ilm2)$ y $Y(iva2) < X(ila2) \Rightarrow$ Válvula admisión efecto interno abierta

Si se cumple esta condición y además el pistón se mueve de PMS a PMI, la presión dentro del cilindro será igual a la presión de admisión del efecto interno ($P(iadm)$).

- **Tiempo de escape:**

La válvula de escape del efecto interno, se encontrará en estado abierto cuando se cumpla la siguiente condición:

Si $Y(ive3) > X(ile1)$ y $Y(ive4) > X(ilm1) \Rightarrow$ Válvula escape efecto interno abierta

Cuando se cumpla esta condición y el pistón se mueva de PMI a PMS la presión dentro del cilindro será igual a la presión de escape del efecto interno ($P(iesc)$).

- **Tiempo de compresión:**

La masa de admisión del efecto interno se calcula con la ecuación (93) mientras que la masa remanente se calcula con la ecuación (94).

$$m_{iadm} = V_{ica}\rho_{(iadm)} \quad (93)$$

$$m_{irem} = V_{ice}\rho_{(iesc)} \quad (94)$$

Dónde:

m_{iadm} = masa de admisión efecto interno

m_{irem} = masa remanente efecto interno

V_{ica} = volumen corte de admisión efecto interno

V_{ice} = volumen corte de escape efecto interno

$\rho_{(iadm)}$ = densidad del vapor a presión absoluta de admisión efecto interno

$\rho_{(iesc)}$ = densidad del vapor a presión absoluta de escape efecto interno

Finalmente, la Tabla 66 muestra los parámetros iniciales para el sistema de distribución con configuración en expansión.

9. Resultados

Los resultados en este proyecto se presentan por cumplimiento de objetivos.

9.1. Levantamiento De Planos E Instrucción Para Ajustes De Posiciones Relativas Entre Sistema De Potencia Y Sistema De Distribución

El siguiente numeral muestra los resultados para el cumplimiento del objetivo número 1. “Efectuar el levantamiento de planos tridimensionales de la instalación de motor de vapor de embolo reciprocante en sistema CAD, con configuraciones del sistema de distribución en vapor vivo y en expansión, e instrucción para ajustes de posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución”. La Figura 77 muestra el ensamble de los planos 3D del MDV, se muestran los sistemas de potencia, distribución, admisión, escape y freno Prony. Para verificar los planos revisar el Anexo 5 (Planos MDV).

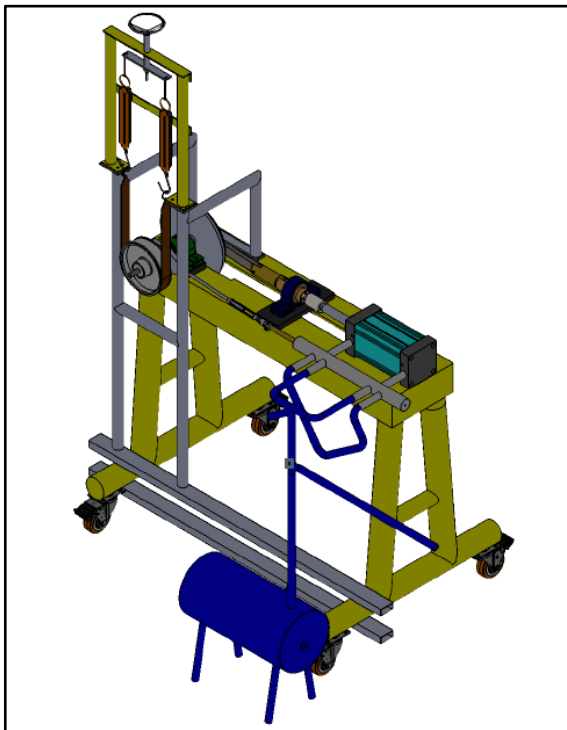


Figura 77. Ensamblajes planos 3D motor de vapor.

Fuente: Elaboración propia.

Ya que el montaje físico no contaba con un proceso estructurado para el ensamble del MDV y no se conocían los puntos de referencia para sincronizar las posiciones relativas entre el sistema de potencia y el sistema de distribución, se utiliza el modelo CAD para realizar un instructivo que permite ajustar dichas posiciones relativas. Para ampliar esta información consultar el Anexo 6 (Instructivo para ajustes de posiciones relativas entre sistema de potencia y sistema de distribución del MDV).

9.2. Simulación Integrada

El siguiente numeral muestra los resultados para el cumplimiento del objetivo número 2 “Construir el modelo 0-Dimensional del diagrama indicador en función de las condiciones de suministro del vapor y configuraciones establecidas del sistema de distribución e integrarlo a la simulación cinemática y cinética simplificada del motor de vapor de émbolo recíprocante” y objetivo número 3 “Obtener el torque instantáneo y medio de entrega del motor de vapor a partir de simulaciones cinemáticas para las configuraciones establecidas del sistema de distribución y bajo diferentes condiciones de entrada del vapor”.

Para ver el desarrollo de la integración de los modelos cero dimensional, cinemático y cinético simplificado para un MDV de doble efecto con configuración del sistema de distribución de vapor vivo refiérase a la sección ...8.5... y para ver la Integración de los modelos cero dimensional, cinemático y cinético para un MDV de doble efecto con una

configuración del sistema de distribución de vapor en expansión refiérase a la sección ...8.6...

Para la configuración de vapor vivo se efectúan 2 simulaciones a diferentes condiciones de entrada de vapor. La primera de ellas con vapor calentado calidad 1 para una señal de la válvula de control de flujo (C1) igual a 9mA, la segunda para vapor sin calentar calidad igual a 0,88 y señal de la válvula de control de flujo (C1) 11mA. Estas simulaciones se hacen en el modelo integrado del anexo 3 (MDV modelo integrado efecto doble vapor vivo) el cual se presenta como un resultado para el cumplimiento de los objetivos 2 y 3.

Para la configuración del carrete en expansión se efectúa la simulación con vapor calentado calidad igual a 1 y señal de la válvula de control de flujo (C1) de 9mA, estas simulaciones se realizan con un ángulo de avance del sistema de distribución de 0°, es decir cuando el pistón del efecto externo está en PMS y la válvula de admisión inicia su apertura. Esta simulación se hace en el modelo integrado del Anexo 4 (MDV modelo integrado efecto doble expansión) el cual se presenta como un resultado para el cumplimiento de los objetivos 2 y 3.

Estas simulaciones se realizan con los datos suministrados según pruebas experimentales en MDV. A continuación, se muestran los datos usados para estas simulaciones.

9.2.1. Datos De Simulación.

La Figura 78 muestra el código de colores usado para identificar el tipo de parámetro en las siguientes tablas.

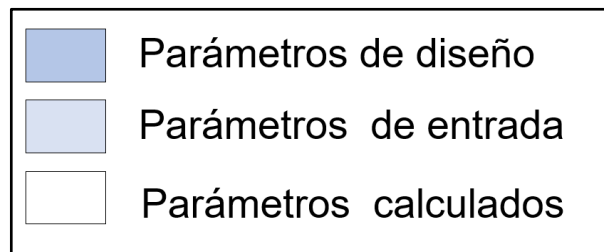


Figura 78. Código de colores para identificación de parámetros.

Fuente: Elaboración propia.

Los parámetros de diseño se refieren a aquellos datos que dependen de la geometría del MDV por lo que son parámetros fijos en la simulación, los parámetros de entrada son los datos experimentales suministrados y los parámetros calculados son datos que se obtienen a partir de fórmulas y son necesarios para completar la simulación.

9.2.1.1. Datos Para MDV Con Configuración De Carrete De Vapor Vivo (Con Vapor Sin Calentar Calidad Igual A 0,88, C1=11mA Y Avance Del Sistema De Distribución De 0°).

A continuación, se muestran los parámetros de entrada, parámetros de diseño y parámetros calculados para la simulación integrada modelos cero dimensional del diagrama indicador, cinemático y cinético simplificado MDV-efecto doble- carrete de vapor vivo (para vapor sin calentar con calidad igual a 0,88, c1 igual a 11mA y avance del sistema de distribución de 0°).

Tabla 50. Parámetros sistema de potencia simulación 1

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
l (in) - (mm)	11,336614	287,950000
r (in) - (mm)	1,917323	48,700000
r/l=	0,169127	0,169127
r/2l	0,084563	0,084563
r/4l	0,042282	0,042282
r ² /4l	0,081068	2,059116
Velocidad angular w mín. (RPM)	120	
Velocidad angular w máx. RPM)	108	
Velocidad angular w promedio (RPM)	114	
Velocidad angular w promedio (rad/s)	11,938052	
w ²	142,517088	
Tiempo/ciclo (s)	0,526316	
Tiempo por grados	0,001462	
Diámetro pistón (in) - (cm)	3,937008	10,000000
Diámetro vástago (in) - (cm)	0,984251969	2,50000
Área del pistón efecto externo (in ²) (cm ²)	12,173696	78,539816
Área del pistón efecto interno (in ²) (cm ²)	11,412840	73,631078

Área del vástago (in ²) - (cm ²)	0,760855993	4,91
Masa manivela (m ₂) (lbm) - (Kg)	22,2733	10,10299
CG ₂ (in) - (mm)	0,958661	24,350000
Masa biela (m ₃) (lbm) - (Kg)	2,096596	0,950999173
CG ₃ (in) - (mm)	5,668307087	143,97500
Masa Pistón (m ₄) (lbm) - (Kg)	6,468363	2,93
La [pul] - [mm]	5,668307087	143,97500
Lb [pul] - [mm]	5,668307087	143,98
RG ₂ [pul] - [mm]	0,958661	24,350000
m _{2a} (lbm) - (Kg)	11,136650	5,051495
m _{3a} (lbm) - (Kg)	1,048298	0,475500
m _{3b} (lbm) - (Kg)	1,048298	0,475500
m _A (lbm) - (Kg)	12,184948	5,526995
m _B (lbm) - (Kg)	7,516661	3,409497
Volumen muerto efecto externo (in ³) - (cm ³)	10,095768	165,440000
Volumen muerto efecto interno (in ³) - (cm ³)	10,095768	165,440000

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 51. Parámetros sistema de distribución carrete para vapor vivo.

Parámetro	Sistema Inglés	Sistema Internacional
l [pul] - [mm]	17,781414	451,647924
r [pul] - [mm]	0,6377952755905	16,200000
r/l=	0,035869	0,035869
r/2l	0,017934	0,017934
r/4l	0,008967	0,008967
r ² /4l	0,005719	0,145268
X(eve3) (in) - (mm)	15,561032	395,250201
X(eve2) (in) - (mm)	14,915362	378,850201
X(eve1) (in) - (mm)	13,935047	353,950201
X(eva3) (in) - (mm)	13,320874	338,350201
X(eva2) (in) - (mm)	12,612213	320,350201
X(eva1) (in) - (mm)	11,974417	304,150201
X(iva3) (in) - (mm)	6,509850	165,350201
X(iva2) (in) - (mm)	5,872055	149,150201
X(iva1) (in) - (mm)	5,151583	130,850201
X(ive3) (in) - (mm)	4,553158	115,650201
X(ive2) (in) - (mm)	3,568906	90,650201

X(ive1) (in) - (mm)	2,931110	74,450201
X(ele2) (in) - (mm)	14,283465	362,800000
X(ele1) (in) - (mm)	13,665354	347,100000
X(elm2) (in) - (mm)	13,289370	337,550000
X(elm1) (in) - (mm)	12,675197	321,950000
X(ela2) (in) - (mm)	12,568898	319,250000
X(ela1) (in) - (mm)	11,986220	304,450000
X(ila2) (in) - (mm)	5,234252	132,950000
X(ila1) (in) - (mm)	4,631890	117,650000
X(ilm2) (in) - (mm)	4,498031	114,250000
X(ilm1) (in) - (mm)	3,907480	99,250000
X(ile2) (in) - (mm)	3,551181	90,200000
X(ile1) (in) - (mm)	2,929134	74,400000

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 52. Parámetros para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión simulación 1

Parámetros	Sistema Ingles	Sistema Internacional
Pabs antes de la válvula de la regulación P1 (psi) (Pa)	96,02	662034,8552
Pabs antes del flujómetro P2 (psi) (Pa)	72,82	502076,4232
Pabs antes de la válvula de control P3 (psi) (Pa)	70,82	488286,9032
Pabs antes del tanque acumulador P4 (psi) (Pa)	55,82	384865,5032
Presión en el tanque acumulador P5 @ T5 (psi) (Pa)	39,305	270998,5
Temperatura tanque acumulador T5 (°F) (°C)	266,000	130
Corriente válvula reguladora C1 (mA)	11,0	
Corriente sensor flujo másico C2 (mA)	11,87	
Flujo másico @ 90,82 psia (lbm/h) (kg/h)	162,31875	73,62654651
Volumen específico vg @ 90.82 psia (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	4,858400	0,303300
Volumen específico vg @ P2 (ft ³ /kg) (m ³ /kg)	5,9870888	0,373761744
Flujo másico corregido (lbm/h) (kg/h)	131,7183412	59,74643457
Flujo volumétrico (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,345860462	0,009793686
Gravedad (ft/s ²) (m/s ²)	32,16	9,802370
Viscosidad dinámica @ T5 y P5 (centipoises)	0,01332	
Calidad X	0,88	
Volumen específico vg @ T5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	10,7394	0,670439387
Volumen específico vf @ T5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,017134	0,001069642

Volumen específico @ T5 y X5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	9,45272808	0,590115017
Densidad del vapor @ T5 (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,105789566	1,694584904
Diámetro interno tubería (ft) (mm)	0,052083333	15,875
Área (ft ²) (m ²)	0,002130529	0,000197933
Rugosidad absoluta acero oxidado (ft) (m)	0,006807743	0,002075
Velocidad (ft/s) (m/s)	162,3354963	49,47989964
Número de Reynolds	100022,4059	
Flujo laminar	0,000639857	
Flujo turbulento	0,118959871	
Factor de fricción	0,118959871	
Longitud tubería principal (ft) (m)	1,973753281	0,6016
Longitud tubería efecto interno (ft) (m)	1,020013123	0,3109
Longitud tubería efecto externo (ft) (m)	0,987204724	0,3009
Pérdidas por fricción tubería principal admisión (ft) (m)	1847,036288	562,977597
Pérdidas por fricción tubería admisión efecto interno (ft) (m)	954,5272306	290,9403838
Pérdidas por fricción tubería admisión efecto externo (ft) (m)	923,8251646	281,5823786

Nota: Pabs Presión Absoluta

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 53. Parámetros para cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión simulación 1.

Parámetros	Sistema Ingles	Sistema Int.
Factor de fricción por diámetro	0,118959871	
Entrada del tanque acumulador (1)	0,5	
Coefficiente de resistencia K Codo roscado a 90° (1)	5,947993573	
T estándar flujo directo (1)	2,379197429	
T estándar flujo desviado a 90° (1)	7,137592288	
K total	15,96478329	
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal (ft) (m)	6540,99588	1993,69886
Pérdidas totales tubería principal admisión (ft) (m)	8388,03217	2556,67646
Perdida de presión total tubería principal admisión (psi) (Pa)	6,15958	42468,82028

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 54. Parámetros para el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería admisión efecto interno y efecto externo simulación 1.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
K Codo roscado a 90° (1)	5,947993573	
K Curvas en escuadra 90° (2)	14,27518458	

K Salida al motor (1)	1	
Área de paso (entrada o salida) (ft ²) (m ²)	0,002218656	0,00020612
Área de paso (salida o entrada) (ft ²) (m ²)	0,002177647	0,00020231
Apr efecto externo admisión entrada (ft ²) (m ²)	0,000821286	0,0000763
Apr efecto externo admisión salida (ft ²) (m ²)	0,000910196	0,00008456
Apr efecto interno admisión entrada (ft ²) (m ²)	0,000882856	0,00008202
Apr efecto interno admisión salida (ft ²) (m ²)	0,00081838	0,00007603
Relación β_{a12e} para estrechamiento brusco 1	0,620874173	
Relación β_{a13e} para ensanchamiento brusco 1	0,608418364	
Relación β_{a16e} para estrechamiento brusco 2	0,646507864	
Relación β_{a17e} para ensanchamiento brusco 2	0,653617712	
Relación β_{a12i} para estrechamiento brusco 1	0,643726233	
Relación β_{a13i} para ensanchamiento brusco 1	0,630811972	
Relación β_{a16i} para estrechamiento brusco 2	0,613032953	
Relación β_{a17i} para ensanchamiento brusco 2	0,619774667	
Ka12e estrechamiento brusco 1 efecto externo admisión	2,067703678	
Ka13e ensanchamiento brusco 1 efecto externo admisión	2,894899055	
Ka16e estrechamiento brusco efecto externo admisión	1,665782601	
Ka17e ensanchamiento brusco efecto externo admisión	1,797572161	
Ka12i estrechamiento brusco 1 efecto interno admisión	1,70521249	
Ka13i ensanchamiento brusco 1 efecto interno admisión	2,289303073	
Ka13i ensanchamiento brusco 1 efecto interno admisión	2,289303073	
Ka16i estrechamiento brusco efecto interno admisión	2,209794797	
Ka17i ensanchamiento brusco efecto interno admisión	2,570727364	
K total efecto externo	29,64913564	
K total efecto interno	29,99821587	
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería admisión efecto externo (ft) (m)	12147,66719	3702,615118
Pérdidas total tubería admisión efecto externo (ft) (m)	13071,49235	3984,19750
Perdida de presión total tubería admisión efecto externo (psi) (Pa)	9,5987778	66181,29835
Presión absoluta admisión efecto externo P(eadm) (psi) (Pa)	23,54665	162348,42317
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería admisión efecto interno (ft) (m)	12290,69026	3746,208623
Perdidas total tubería admisión efecto interno (ft) (m)	13245,21749	4037,14901
Perdida de presión total tubería admisión efecto interno (psi) (Pa)	9,726349232	67060,87314
Pabs admisión efecto interno P(iadm) (psi) (Pa)	23,41907	161468,84838

Nota: K - Coeficiente de resistencia, Pabs - Presión Absoluta; Apr – Área de paso restringido

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 55. Parámetros para cálculo flujo másico sistema de escape simulación 1

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Δt ciclo (s)	0,526315789	
Volumen máximo efecto interno (in ³) - (cm ³)	53,859965	882,606698
Volumen máximo efecto externo (in ³) - (cm ³)	56,7775784	930,417811
Volumen desplazado efecto interno (ft ³) - (m ³)	0,025327	0,000717
Volumen desplazado efecto externo (ft ³) - (m ³)	0,027015	0,000765
Volumen específico vg @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	17,5040802	1,092742729
Volumen específico vg @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	17,40747662	1,086711972
Volumen específico vf @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	0,016891543	0,001054503
Volumen específico vf @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	0,168938397	0,010546467
Volumen específico @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	15,405618	0,961740
Volumen específico @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	15,338852	0,957572
Flujo másico sistema de escape (lbm/h) - (kg/h)	23,291487	10,564854

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 56. Parámetros para cálculo de pérdidas de presión escape por fricción en (manguera de caucho) simulación 1

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Flujo volumétrico sistema de escape(ft ³ /s) (m ³ /s)	0,18774585	0,005316365
Velocidad (ft ³ /s) (m ³ /s)	88,1217119	26,85946832
Temperatura inicial manguera T(im) (°F) (°C)	201,10	93,94444444
Presión atmosférica local (psi) (Pa)	10,82	74601,3032
Volumen específico vg @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	32,97335	2,058454287
Volumen específico vf @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,0166377	0,001038655
Volumen específico @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	29,0185445	1,811564411
Densidad del vapor (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,03446072	0,552009078
Viscosidad dinámica (centipoises)	0,012022	
Rugosidad absoluta caucho (ft) (m)	0,000025000	0,00000762
Número de Reynolds	19596,39955	
Flujo laminar	0,003265906	
Flujo turbulento para manguera de caucho	0,027091197	
Factor de fricción para manguera de caucho	0,027091197	
Longitud manguera caucho escape(ft) (m)	66,6010498	20,3

Pérdidas por fricción manguera de caucho escape (ft) (m)	4182,444688	1274,806384
Pérdidas de presión manguera de caucho (psi) (Pa)	1,000466407	6897,973806
Presión absoluta inicial manguera P(im) (psi) (Pa)	11,82378	81522,12539
Presión de descarga (psi) (Pa)	10,82	74624,15

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 57. Parámetros para cálculos de pérdida de presión sistema de escape efecto interno y externo simulación 1.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Int.
Temperatura de escape efecto interno (Tiesc) (°F) (°C)	205,2	96,1944444
Temperatura de escape efecto externo (Teesc) (°F) (°C)	206,45	96,9166666
Volumen específico vg @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	30,618275	1,91143209
Volumen específico vf @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,01666605	0,00104042
Volumen específico @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	26,9460819	1,68218509
Volumen específico vg @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	29,862325	1,86423978
Volumen específico vf @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,01667515	0,00104099
Volumen específico @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	26,2808470	1,64065593
Densidad del vapor de escape efecto interno (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,03711114	0,59446490
Densidad del vapor de escape efecto externo (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,03805052	0,60951231
Viscosidad dinámica vapor de escape efecto interno (centipoises)	0,012103	
Viscosidad dinámica vapor de escape efecto externo (centipoises)	0,0121269	
Flujo volumétrico efecto interno (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,17433731	0,00493667
Flujo volumétrico efecto externo (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,17003333	0,00481480
Velocidad efecto interno (ft/s) (m/s)	81,8281863	24,9412038
Velocidad efecto externo (ft/s) (m/s)	79,8080423	24,3254646
Número de Reynolds efecto interno	19465,24956	
Número de Reynolds efecto externo	19426,88696	
Flujo laminar efecto interno	0,003287911	
Flujo laminar efecto externo	0,003294403	
Flujo turbulento para tubería de acero efecto interno	0,120183803	
Flujo turbulento para tubería de acero efecto externo	0,120186623	
Factor de fricción efecto interno	0,120183803	
Factor de fricción efecto externo	0,120186623	
Longitud tubería acero principal escape (ft) (m)	0,55118110	0,168
Longitud equivalente T estándar flujo desviado 90° (1)	60	
Longitud equivalente tubería de acero principal	70,58267717	

Longitud tubería escape efecto interno (ft) (m)	0,74606299	0,2274
Longitud tubería escape efecto externo (ft) (m)	1,57020997	0,4786
Longitud equivalente codo roscado a 90° (1)	50	
Longitud equivalente curvas en escuadra 90° (2)	120	
Coefficiente de resistencia K entrada del motor (1)	0,5	
Apr efecto externo entrada (ft ²) (m ²)	0,00090072	0,00008368
Apr efecto externo salida (ft ²) (m ²)	0,00084636	0,00007863
Apr efecto interno escape entrada (ft ²) (m ²)	0,00087266	0,00008107
Apr efecto interno escape salida (ft ²) (m ²)	0,00086478	0,00008034
Relación β_{e4i} para estrechamiento brusco 1	0,640001474	
Relación β_{e5i} para ensanchamiento brusco 1	0,633039739	
Relación β_{e8i} para estrechamiento brusco 2	0,624320866	
Relación β_{e9i} para ensanchamiento brusco 2	0,637102239	
Relación β_{e6e} para estrechamiento brusco 1	0,650207779	
Relación β_{e7e} para ensanchamiento brusco 1	0,643135023	
Relación β_{e10e} para estrechamiento brusco 2	0,617638248	
Relación β_{e11e} para ensanchamiento brusco 2	0,630282811	
Ke4i estrechamiento brusco 1 efecto interno escape	1,759507287	
Ke5i ensanchamiento brusco 1 efecto externo escape	2,236184765	
Ke8i estrechamiento brusco 2 efecto interno escape	2,008294965	
Ke9i ensanchamiento brusco 2 efecto interno escape	2,14231663	
Ke6e estrechamiento brusco 1 efecto externo escape	1,614768009	
Ke7e ensanchamiento brusco 1 efecto externo escape	2,009767032	
Ke10e estrechamiento brusco 2 efecto externo escape	2,12514772	
Ke11e ensanchamiento brusco 2 efecto externo escape	2,302095476	
K total efecto externo	8,551778237	
K total efecto interno	8,646303647	
Longitud equivalente efecto interno	184,3244094	
Longitud equivalente efecto externo	300,1480315	
Cálculo de pérdidas de presión efecto interno (ft) (m)	4089,3414	1246,42859
Pérdidas de presión efecto externo (ft) (m)	5259,1122	1602,97394
Perdida de presión efecto interno (psi) (Pa)	1,0534320	7263,14499
Perdida de presión efecto externo (psi) (Pa)	1,3890626	9577,23275
Pabs de escape efecto interno (Piesc) (psi) (Pa)	12,877212	88785,2703
Pabs de escape efecto externo (Peesc) (psi) (Pa)	13,2128426	91099,358

Nota: K - Coeficiente de resistencia, Pabs - Presión Absoluta; Apr – Área de paso restringido

Fuente: Elaboración propia.

9.2.1.2. Datos Para MDV Con Configuración De Carrete De Vapor Vivo (Con Vapor Calentado Calidad Igual A 1 Y C1=9mA Y Avance Del Sistema De Distribución De 0°).

A continuación, se muestran los parámetros de entrada y parámetros calculados para la simulación integrada modelos cero dimensional del diagrama indicador, cinemático y cinético simplificado MDV-efecto doble- carrete de vapor vivo (para vapor calentado con calidad igual a 1 C1 igual a 9mA avance del sistema de distribución de 0°). Los parámetros de diseño y algunos parámetros calculados no se muestran en las siguientes tablas debido a que son los mismos a los usados en la sección ...9.2.1.1...

Tabla 58. Parámetros sistema de potencia simulación 2.

Parámetros	Dimensiones
Velocidad angular w mín. (RPM)	106
Velocidad angular w máx. RPM)	100
Velocidad angular w promedio (RPM)	103
Velocidad angular w promedio (rad/s)	10,786135
w^2	116,340703
tiempo/ciclo (s)	0,582524
tiempo por grados	0,001618

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 59. Parámetros para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión simulación 2.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Pabs antes de la válvula de la regulación de presión P1 (psi) (Pa)	96,02	662034,8552
Pabs antes del flujómetro P2 (psi) (Pa)	74,82	515865,9432

Presión absoluta antes de la válvula de control P3 (psi) (Pa)	72,82	502076,4232
Pabs antes del tanque acumulador P4 (psi) (Pa)	46,82	322812,6632
Presión en el tanque acumulador P5 @ T5 (psi) (Pa)	30,82	212496,5
Temperatura tanque acumulador T5 (°F) (°C)	251,768	122,0932222
Corriente válvula reguladora C1 (mA)	9,0	
Corriente sensor flujo másico C2 (mA)	9,7	
Flujo másico @ 90,82 psia (lbm/h) (kg/h)	117,5625	53,325453
Volumen específico vg @ 90.82 psia (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	4,858400	0,303300
Volumen específico vg @ P2 (ft ³ /kg) (m ³ /kg)	5,8307688	0,364003005
Flujo másico corregido (lbm/h) (kg/h)	97,95717558	44,43262743
Flujo volumétrico (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,366046896	0,010365302
Viscosidad dinámica @ T5 y P5 (centipoises)	0,01303536	
Calidad X	1	
Volumen específico vg @ T5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	13,4524992	0,839812775
Volumen específico vf @ T5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,017014144	0,001062159
Volumen específico @ T5 y X5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	13,4524992	0,839812775
Densidad del vapor @ T5 (lmb/ft ³) (kg/m ³)	0,07433563	1,190741592
Velocidad (ft/s) (m/s)	171,8103429	52,36783524
Número de Reynolds	76009,60812	
Flujo laminar	0,000841999	
Flujo turbulento	0,119061967	
Factor de fricción	0,119061967	
Pérdidas por fricción tubería principal admisión (ft) (m)	2070,711606	631,1539474
Pérdidas por fricción tubería admisión efecto interno (ft) (m)	1070,120077	326,173142
Pérdidas por fricción tubería admisión efecto externo (ft) (m)	1035,700004	315,6818863

Nota: Pabs - Presión Absoluta.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 60. Parámetros para cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión simulación 2

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Factor de fricción por diámetro	0,119061967	
Entrada del tanque acumulador (1)	0,5	
Coefficiente de resistencia K Codo roscado a 90° (1)	5,953098347	
T estándar flujo directo (1)	2,381239339	
T estándar flujo desviado a 90° (1)	7,143718016	

K total	15,9780557	
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal (ft) (m)	7332,91079	2235,07492
Pérdidas totales tubería principal admisión (ft) (m)	9403,62240	2866,22888
Perdida de presión total tubería admisión (psi) (Pa)	4,85222	33454,8804

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 61. Parámetros para el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería admisión efecto interno y efecto externo simulación 2.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
K Codo roscado a 90° (1)	5,953098347	
K Curvas en escuadra 90° (2)	14,28743603	
K Salida al motor (1)	1	
K total efecto externo	29,66649187	
K total efecto interno	30,0155721	
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería admisión efecto externo (ft) (m)	13615,03193	4149,868636
Pérdidas perdidas total tubería admisión efecto externo (ft) (m)	14650,73193	4465,55052
Perdida de presión total tubería admisión efecto externo (psi) (Pa)	7,55969506	52122,30605
Pabs admisión efecto externo P(eadm) (psi) (Pa)	18,40809	126919,31674
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería admisión efecto interno (ft) (m)	13775,23754	4198,699387
Cálculo de perdidas total tubería admisión efecto interno (ft) (m)	14845,35762	4524,87253
Pabs de presión total tubería admisión efecto interno (psi) (Pa)	7,660120816	52814,71784
Pabs admisión efecto interno P(iadm) (psi) (Pa)	18,30766	126226,90495

Nota: K - Coeficiente de resistencia, Pabs - Presión Absoluta.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 62. Parámetros para cálculo flujo másico sistema de escape simulación 2.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Δt ciclo (s)	0,582524272	
Volumen específico v_g @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	53,859965	882,606698
Volumen específico v_g @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	56,7775784	930,417811
Volumen específico v_f @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	0,025327	0,000717
Volumen específico v_f @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	0,027015	0,000765

Volumen específico @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	22,19285547	1,38545305
Volumen específico @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	22,06824193	1,37767369
Flujo másico sistema de escape (lbm/h) - (kg/h)	14,617895	6,630574

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 63. Parámetros para cálculo de pérdidas de presión escape por fricción en (manguera de caucho) simulación 2.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Flujo volumétrico sistema de escape (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,139186468	0,003941318
Velocidad (ft ³ /s) (m ³ /s)	65,32953838	19,91242145
Temperatura inicial manguera T(im) (°F) (°C)	199,09	92,82777778
Volumen específico vg @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	34,277937	2,139896807
Volumen específico vf @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,01662454	0,001037834
Volumen específico @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	34,277937	2,139896807
Densidad del vapor (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,029173284	0,467312254
Viscosidad dinámica (centipoises)	0,0119818	
Número de Reynolds	12340,09653	
Flujo laminar	0,005186345	
Flujo turbulento para manguera de caucho	0,030173236	
Factor de fricción para manguera de caucho	0,030173236	
Pérdidas por fricción manguera escape (ft) (m)	2560,219697	780,3532761
Pérdidas de presión manguera (psi) (Pa)	0,5184543	3574,617018
Presión absoluta inicial manguera P(im) (psi) (Pa)	11,338864	78178,75078

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 64. Parámetros para cálculos de pérdida de presión sistema de escape efecto interno y externo simulación 2.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Temperatura de escape efecto interno (Tiesc) (°F) (°C)	201,2	93,99444444
Temperatura de escape efecto externo (Teesc) (°F) (°C)	201,86	94,36666667
Volumen específico vg @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	32,921015	2,055187127
Volumen específico vf @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,0166384	0,001038699
Volumen específico @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	32,921015	2,055187127
Volumen específico vg @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	32,53141	2,030864937
Volumen específico vf @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,01664302	0,001038987
Volumen específico @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	32,53141	2,030864937

Densidad del vapor de escape efecto interno (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,030375734	0,486573698
Densidad del vapor de escape efecto externo (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,030739522	0,492401036
Viscosidad dinámica vapor de escape efecto interno (centipoises)	0,0120238	
Viscosidad dinámica vapor de escape efecto externo (centipoises)	0,0120372	
Flujo volumétrico efecto interno (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,13367665	0,003785297
Flujo volumétrico efecto externo (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,132094649	0,0037405
Velocidad efecto interno (ft/s) (m/s)	62,74341169	19,1241709
Velocidad efecto externo (ft/s) (m/s)	62,0008724	18,89784517
Número de Reynolds efecto interno	12296,99168	
Número de Reynolds efecto externo	12283,30248	
Flujo laminar efecto interno	0,005204525	
Flujo laminar efecto externo	0,005210325	
Flujo turbulento para tubería de acero efecto interno	0,120995496	
Flujo turbulento para tubería de acero efecto externo	0,1209979	
Factor de fricción efecto interno	0,120995496	
Factor de fricción efecto externo	0,1209979	
Cálculo de pérdidas de presión efecto interno (ft) (m)	2416,936843	736,6807567
Cálculo de pérdidas de presión efecto externo (ft) (m)	3192,032365	972,929361
Perdida de presión efecto interno (psi) (Pa)	0,509613411	3513,654427
Perdida de presión efecto externo (psi) (Pa)	0,681103578	4696,035371
Pabs de escape efecto interno (Piesc) (psi) (Pa)	11,84847811	81692,40521
Pabs de escape efecto externo (Peesc) (psi) (Pa)	12,01996828	82874,78615

Nota: Pabs - Presión Absoluta.

Fuente: Elaboración propia.

9.2.1.3. Datos Para MDV Con Configuración De Carrete De Vapor En Expansión

(Con Vapor Calentado, Calidad Igual A 1, C1=9mA, Y Avance Del Sistema De Distribución De 0°).

A continuación, se muestran los parámetros de entrada, parámetros de diseño y parámetros calculados para la simulación integrada modelos cero dimensional del diagrama indicador, cinemático y cinético simplificado MDV-efecto doble- carrete de expansión

(para vapor calentado con calidad igual a 1 C1 igual a 9mA y avance del sistema de distribución de 0°).

Tabla 65. Parámetros sistema de potencia simulación 3.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
l (in) - (mm)	11,336614	287,950000
r (in) - (mm)	1,917323	48,700000
r/l=	0,169127	0,169127
r/2l	0,084563	0,084563
r/4l	0,042282	0,042282
r ² /4l	0,081068	2,059116
Velocidad angular w mín. (RPM)	155	
Velocidad angular w máx. RPM)	153	
Velocidad angular w promedio (RPM)	154	
Velocidad angular w promedio (rad/s)	16,126842	
w ²	260,075042	
tiempo/ciclo (s)	0,389610	
tiempo por grados	0,001082	
Diámetro pistón (in) - (cm)	3,937008	10,000000
Diámetro vástago (in) - (cm)	0,984251969	2,50000
Área del pistón efecto externo (in ²) (cm ²)	12,173696	78,539816
Área del pistón efecto interno (in ²) (cm ²)	11,412840	73,631078
Área del vástago (in ²) - (cm ²)	0,760855993	4,91
Masa manivela (m ₂) (lbm) - (Kg)	22,2733	10,10299
CG ₂ (in) - (mm)	0,958661	24,350000
Masa biela (m ₃) (lbm) - (Kg)	2,096596	0,950999173
CG ₃ (in) - (mm)	5,668307087	143,97500
Masa Pistón (m ₄) (lbm) - (Kg)	6,468363	2,93
m _A (lbm) - (Kg)	12,184948	5,526995
m _B (lbm) - (Kg)	7,516661	3,409497
Volumen muerto efecto externo (in ³) - (cm ³)	10,095768	165,440000
Volumen muerto efecto interno (in ³) - (cm ³)	10,095768	165,440000

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 66. Parámetros sistema de distribución carrete de expansión

Parámetro	Sistema Inglés	Sistema Internacional

l [pul] - [mm]	17,809276	452,355616
r [pul] - [mm]	0,921260	23,400000
r/l=	0,051729	0,051729
r/2l	0,025865	0,025865
r/4l	0,012932	0,012932
r ² /4l	0,011914	0,302616
X(eve4) (in) - (mm)	16,285872	413,661160
X(eve3) (in) - (mm)	16,234691	412,361160
X(eve2) (in) - (mm)	15,583117	395,811160
X(eve1) (in) - (mm)	14,439416	366,761160
X(eva4) (in) - (mm)	13,061463	331,761160
X(eva3) (in) - (mm)	12,301620	312,461160
X(eva2) (in) - (mm)	11,801620	299,761160
X(eva1) (in) - (mm)	11,746502	298,361160
X(iva4) (in) - (mm)	7,289809	185,161160
X(iva3) (in) - (mm)	7,246502	184,061160
X(iva2) (in) - (mm)	6,675636	169,561160
X(iva1) (in) - (mm)	5,825243	147,961160
X(ive4) (in) - (mm)	4,400046	111,761160
X(ive3) (in) - (mm)	3,400046	86,361160
X(ive2) (in) - (mm)	2,900046	73,661160
X(ive1) (in) - (mm)	2,860676	72,661160
X(ele2) (in) - (mm)	14,283465	362,800000
X(ele1) (in) - (mm)	13,665354	347,100000
X(elm2) (in) - (mm)	13,289370	337,550000
X(elm1) (in) - (mm)	12,675197	321,950000
X(ela2) (in) - (mm)	12,568898	319,250000
X(ela1) (in) - (mm)	11,986220	304,450000
X(ila2) (in) - (mm)	5,234252	132,950000
X(ila1) (in) - (mm)	4,631890	117,650000
X(ilm2) (in) - (mm)	4,498031	114,250000
X(ilm1) (in) - (mm)	3,907480	99,250000
X(ile2) (in) - (mm)	3,551181	90,200000
X(ile1) (in) - (mm)	2,929134	74,400000

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 67. Parámetros para el cálculo de pérdidas de presión por fricción en tubería principal de admisión simulación 3.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Pabs antes de la válvula de la regulación de presión P1 (psi) (Pa)	96,02	662034,8552
Pabs antes del flujómetro P2 (psi) (Pa)	90,82	626182,1032
Pabs antes de la válvula de control P3 (psi) (Pa)	88,82	612392,5832
Pabs antes del tanque acumulador P4 (psi) (Pa)	49,82	343496,9432
Presión en el tanque acumulador P5 @ T5 (psi) (Pa)	38,82	267654,5832
Temperatura tanque acumulador T5 (°F) (°C)	265,339	129,6328222
Corriente válvula reguladora C1 (mA)	9,0	
Corriente sensor flujo másico C2 (mA)	8,97	
Flujo másico @ 90,82 psia (lbm/h) (kg/h)	102,50625	46,49605288
Volumen específico vg @ 90.82 psia (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	4,858400	0,303300
Volumen específico vg @ P2 (ft ³ /kg) (m ³ /kg)	4,857184	0,303224091
Flujo másico corregido (lbm/h) (kg/h)	102,5319113	46,50769264
Flujo volumétrico (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,309072082	0,008751954
Gravedad (ft/s ²) (m/s ²)	32,16	9,802370
Viscosidad dinámica @ T5 y P5 (centipoises)	0,01330678	
Calidad X	1	
Volumen específico @ T5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	10,8518361	0,677458549
Volumen específico vf @ T5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,017128051	0,00106927
Volumen específico @ T5 y X5 (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	10,8518361	0,677458549
Densidad del vapor @ T5 (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,092150304	1,476105072
Diámetro interno tubería (ft) (mm)	0,052083333	15,875
Área (ft ²) (m ²)	0,002130529	0,000197933
Rugosidad absoluta acero oxidado (ft) (m)	0,006807743	0,002075
Velocidad (ft/s) (m/s)	145,068244	44,21683685
Número de Reynolds	77936,58012	
Flujo laminar	0,000821181	
Flujo turbulento	0,119051577	
Factor de fricción	0,119051577	
Longitud tubería principal (ft) (m)	1,973753281	0,6016
Longitud tubería efecto interno (ft) (m)	1,020013123	0,3109
Longitud tubería efecto externo (ft) (m)	0,987204724	0,3009

Pérdidas por fricción tubería principal admisión (ft) (m)	1476,140911	449,9284982
Pérdidas por fricción tubería admisión efecto interno (ft) (m)	762,8527416	232,5179024
Pérdidas por fricción tubería admisión efecto externo (ft) (m)	738,3158248	225,0390377

Nota: Pabs – Presión absoluta

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 68. Parámetros para cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería principal de admisión simulación 3.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Factor de fricción por diámetro	0,119051577	
Entrada del tanque acumulador (1)	0,5	
Coeficiente de resistencia K Codo roscado a 90° (1)	5,952578858	
T estándar flujo directo (1)	2,381031543	
T estándar flujo desviado a 90° (1)	7,14309463	
K total	15,97670503	
Cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios tubería principal (ft) (m)	5227,400646	1593,31436
Pérdidas totales tubería principal admisión (ft) (m)	6703,54156	2043,24287
Perdida de presión total tubería principal admisión (psi) (Pa)	4,28794	29564,3513

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 69. Parámetros para el cálculo de pérdidas por válvulas y accesorios en tubería admisión efecto interno y efecto externo simulación 3.

Parámetro	Sistema Inglés	Sistema Internacional
K Codo roscado a 90° (1)	5,952578858	
K Curvas en escuadra 90° (2)	14,28618926	
K Salida al motor (1)	1	
Área de paso admisión efecto externo entrada (ft ²) (m ²)	0,00076812	0,000071360
Área de paso admisión efecto interno entrada (ft ²) (m ²)	0,001072109	0,000099602
Área de paso admisión efecto externo salida (ft ²) (m ²)	0,001363572	0,00012668000
Área de paso admisión efecto interno salida (ft ²) (m ²)	0,001609635	0,000149540

Apr efecto externo admisión entrada (ft ²) (m ²)	0,00038406	0,000035680
Apr efecto externo admisión salida (ft ²) (m ²)	0,00056321	0,000052323
Apr efecto interno admisión entrada (ft ²) (m ²)	0,000536055	0,000049801
Apr efecto interno admisión salida (ft ²) (m ²)	0,000818986	0,000076086
Relación β_{a12e} para estrechamiento brusco 1	0,424576511	
Relación β_{a13e} para ensanchamiento brusco 1	0,707106781	
Relación β_{a16e} para estrechamiento brusco 2	0,642681931	
Relación β_{a17e} para ensanchamiento brusco 2	0,514151897	
Relación β_{a12i} para estrechamiento brusco 1	0,501603802	
Relación β_{a13i} para ensanchamiento brusco 1	0,707106781	
Relación β_{a16i} para estrechamiento brusco 2	0,71330381	
Relación β_{a17i} para ensanchamiento brusco 2	0,620004094	
Ka12e estrechamiento brusco 1 efecto externo	12,61303247	
Ka13e ensanchamiento brusco 1 efecto externo	1,000000000	
Ka16e estrechamiento brusco efecto externo	1,720260045	
Ka17e ensanchamiento brusco efecto externo	7,744156865	
Ka12i estrechamiento brusco 1 efecto interno	5,910943479	
Ka13i ensanchamiento brusco 1 efecto interno	1,000000000	
Ka16i estrechamiento brusco efecto interno	0,94869832	
Ka17i ensanchamiento brusco efecto interno	2,564553895	
K total efecto externo	44,316217495	
K total efecto interno	31,66296381	
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería admisión efecto externo (ft) (m)	14499,77474	4419,538691
Pérdidas total tubería admisión efecto externo (ft) (m)	15238,09056	4644,57773
Perdida de presión total tubería admisión efecto externo (psi) (Pa)	9,747096252	67203,91892
Pabs efecto externo P(eadm) (psi) (Pa)	24,78496	170886,31292
Pérdidas por válvulas y accesorios tubería admisión efecto interno (ft) (m)	10359,7705	3157,663301
Pérdidas total tubería admisión efecto interno (ft) (m)	11122,62324	3390,18120
Perdida de presión total tubería admisión efecto interno (psi) (Pa)	7,114623639	49053,64407
Pabs efecto interno P(iadm) (psi) (Pa)	27,41743	189036,58778

Nota: K - Coeficiente de resistencia, Pabs - Presión Absoluta; Apr – Área de paso restringido

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 70. Parámetros para cálculo flujo másico sistema de escape simulación 3.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Δt ciclo (s)	0,38961039	
Volumen máximo efecto interno (in ³) - (cm ³)	53,859958	882,606698
Volumen máximo efecto externo (in ³) - (cm ³)	56,777571	930,417811
Volumen desplazado efecto interno (ft ³) - (m ³)	0,025327	0,000717
Volumen desplazado efecto externo (ft ³) - (m ³)	0,027015	0,000765
Volumen específico vg @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	13,48268472	0,841695509
Volumen específico vg @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	15,07024281	0,940803405
Volumen específico vf @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	0,016958679	0,001058694
Volumen específico vf @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	0,016916129	0,001056038
Volumen específico @ P(iadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	13,48268472	0,841695509
Volumen específico @ P(eadm) (ft ³ /lbm) - (m ³ /kg)	15,07024281	0,940803405
Flujo másico sistema de escape (lbm/h) - (kg/h)	33,920482	15,386090

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 71. Parámetros para cálculo de pérdidas de presión escape por fricción en (manguera de caucho) simulación 3.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Flujo volumétrico sistema de escape(ft ³ /s) (m ³ /s)	0,288222336	0,008161539
Velocidad (ft ³ /s) (m ³ /s)	135,2820608	41,2339269
Temperatura inicial manguera T(im) (°F) (°C)	205,2	96,22222222
Presión atmosférica local (psi) (Pa)	10,82	74601,3032
Volumen específico vg @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	30,5892	1,909617005
Volumen específico vf @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,0166664	0,001040447
Volumen específico @ T(im) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	30,5892	1,909617005
Densidad del vapor (lbm/ft ³) (kg/m ³)	60,00096002	961,125378
Viscosidad dinámica (centipoises)	0,012104	
Rugosidad absoluta caucho (ft) (m)	0,000025000	0,00000762
Número de Reynolds	28345,81095	
Flujo laminar	0,002257829	
Flujo turbulento para manguera de caucho	0,025059991	
Factor de fricción para manguera de caucho	0,025059991	

Longitud manguera caucho escape(ft) (m)	66,60104987	20,3
Cálculo de pérdidas por fricción manguera de caucho escape (ft) (m)	0,002706729	0,000825009
Pérdidas de presión manguera de caucho (psi) (Pa)	0,00112733	7,772666175
Presión absoluta inicial manguera P(im) (psi) (Pa)	12,88896	88866,28585
Presión de descarga (psi) (Pa)	12,89	88858,51

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 72. Parámetros para cálculos de pérdida de presión sistema de escape efecto interno y externo simulación 3

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Temperatura de escape efecto interno (Tiesc) (°F) (°C)	213,29	100,7166667
Temperatura de escape efecto externo (Teesc) (°F) (°C)	214,9	101,6111111
Volumen específico vg @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	26,1940825	1,635239411
Volumen específico vf @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,016719675	0,001043773
Volumen específico @ (Tiesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	26,1940825	1,635239411
Volumen específico vf @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	0,01673175	0,001044527
Volumen específico @ (Teesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	25,460325	1,589432531
Densidad del vapor de escape efecto interno (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,038176561	0,611531249
Densidad del vapor de escape efecto externo (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,039276796	0,629155362
Viscosidad dinámica vapor de escape efecto interno (centipoises)	0,0122658	
Viscosidad dinámica vapor de escape efecto externo (centipoises)	0,012298	
Flujo volumétrico efecto interno (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,246809974	0,006988873
Flujo volumétrico efecto externo (ft ³ /s) (m ³ /s)	0,23989625	0,006793098
Velocidad efecto interno (ft/s) (m/s)	115,8444635	35,30935373
Velocidad efecto externo (ft/s) (m/s)	112,5993892	34,32025617
Número de Reynolds efecto interno	27971,89712	
Número de Reynolds efecto externo	27898,65797	
Flujo laminar efecto interno	0,002288011	
Flujo laminar efecto externo	0,002294017	
Flujo turbulento para tubería efecto interno	0,119741935	
Flujo turbulento para tubería efecto externo	0,119744641	
Factor de fricción efecto interno	0,119741935	
Factor de fricción efecto externo	0,119744641	
Longitud tubería acero principal escape (ft) (m)	0,55118110	0,168

Longitud equivalente T estándar flujo desviado 90° (1)	60	
Longitud equivalente tubería de acero principal	70,58267717	
Longitud tubería escape efecto interno (ft) (m)		
Longitud tubería escape efecto externo (ft) (m)		
Longitud equivalente codo roscado a 90° (1)	50	
Longitud equivalente curvas en escuadra 90° (2)	120	
Coefficiente de resistencia K entrada del motor (1)	0,5	
Área de paso escape efecto externo entrada (ft ²) (m ²)	0,00188982	0,00017557
Área de paso escape efecto interno entrada (ft ²) (m ²)	0,001363572	0,00012668
Área de paso escape efecto externo salida (ft ²) (m ²)	0,001568909	0,000145756
Área de paso escape efecto interno salida (ft ²) (m ²)	0,001302403	0,000120997
Apr efecto externo entrada (ft ²) (m ²)	0,001028677	0,00009557
Apr efecto externo salida (ft ²) (m ²)	0,000784454	0,000072878
Apr de paso restringido efecto interno escape entrada (ft ²) (m ²)	0,000770789	0,00007161
Apr efecto interno escape salida (ft ²) (m ²)	0,000651201	0,00006050
Relación β_{e4i} para estrechamiento brusco 1	0,601483808	
Relación β_{e5i} para ensanchamiento brusco 1	0,751845471	
Relación β_{e8i} para estrechamiento brusco 2	0,707106781	
Relación β_{e9i} para ensanchamiento brusco 2	0,552858458	
Relación β_{e6e} para estrechamiento brusco 1	0,694857687	
Relación β_{e7e} para ensanchamiento brusco 1	0,737784262	
Relación β_{e10e} para estrechamiento brusco 2	0,707106781	
Relación β_{e11e} para ensanchamiento brusco 2	0,606792391	
Ke4i estrechamiento brusco 1 efecto interno escape	2,43805088	
Ke5i ensanchamiento brusco 1 efecto externo escape	0,591454919	
Ke8i estrechamiento brusco 2 efecto interno escape	1,000000000	
Ke9i ensanchamiento brusco 2 efecto interno escape	5,160573306	
Ke6e estrechamiento brusco 1 efecto externo escape	1,109231538	
Ke7e ensanchamiento brusco 1 efecto externo escape	0,70079611	
Ke10e estrechamiento brusco 2 efecto externo escape	1,000000000	
Ke11e ensanchamiento brusco 2 efecto externo escape	2,944440989	
K total efecto externo	6,254468637	
K total efecto interno	9,690079104	
Longitud equivalente efecto interno	184,3244094	
Longitud equivalente efecto externo	300,1480315	
Cálculo de pérdidas de presión efecto interno (ft) (m)	8390,203362	2557,328455

Cálculo de pérdidas de presión efecto externo (ft) (m)	9983,5227	3042,971139
Perdida de presión efecto interno (psi) (Pa)	2,223402344	15329,79181
Perdida de presión efecto externo (psi) (Pa)	2,721877838	18766,65314
Pabs de escape efecto interno (Piesc) (psi) (Pa)	15,11236234	104196,0777
Pabs absoluta de escape efecto externo (Peesc) (psi) (Pa)	15,61083784	107632,939

Nota: K - Coeficiente de resistencia, Pabs - Presión Absoluta; Apr – Área de paso restringido

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 73. Cálculo de masa de admisión y masa remanente

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Volumen específico vg @ P(eadm) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	16,46982829	1,02817544
Densidad vapor @ P(eadm) (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,060717087	0,972596661
Volumen Cut off admisión efecto externo (in ³) (cm ³)	37,842480	620,127269
Masa de admisión efecto externo (lbm) (kg)	0,001329679	0,000603134
volumen específico vg @ P(eesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	25,53907241	1,59434856
Densidad vapor @ P(eesc) (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,03915569	0,627215419
Volumen Cut off escape efecto externo (in ³) (cm ³)	24,80838084	406,5366441
Masa remanente efecto externo (lbm) (kg)	0,000562147	0,000254986
Relación masas efecto externo	0,422768652	
volumen específico vg @ P(iadm) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	15,07024281	0,940802373
Densidad vapor @ P(iadm) (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,066355932	1,062922489
Masa de admisión efecto interno (lbm) (kg)	0,001378705	0,000625372
volumen específico vg @ P(iesc) (ft ³ /lbm) (m ³ /kg)	26,15758081	1,63296069
Densidad vapor @ P(iesc) (lbm/ft ³) (kg/m ³)	0,038229835	0,612384613
Volumen Cut off escape efecto interno (in ³) (cm ³)	23,53137065	385,6101964
Masa remanente efecto interno (lbm) (kg)	0,000520602	0,000236142
Relación masas efecto interno	0,377602273	

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 74. Cálculo constante de expansión politrópica efecto interno.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Presión inicial expansión (PSI) - (Pa)	27,417433	189037
Volumen inicial expansión (in ³) - (cm ³)	35,903377	588,352228
Coeficiente politrópico expansión	1,135000	1,135000

Constante expansión	1596,266353	263077872,572720
Presión inicial compresión (PSI) - (Pa)	15,112362	104196,08
Volumen inicial compresión (in ³) - (cm ³)	23,531371	588,352228
Coefficiente politrópico compresión	1,035000	1,035000
Constante compresión	397,179876	76634809,522405

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 75. Cálculo constante de expansión politrópica efecto externo.

Parámetros	Sistema Inglés	Sistema Internacional
Presión inicial expansión (PSI) - (Pa)	24,784961	170886
Volumen inicial expansión (in ³) - (cm ³)	37,842480	620,128512
Coefficiente politrópico expansión	1,135000	1,135000
Constante expansión	1531,775345	252449205,486933
Presión inicial compresión (PSI) - (Pa)	15,610838	107632,94
Volumen inicial compresión (in ³) - (cm ³)	24,808381	620,128512
Coefficiente politrópico compresión	1,035000	1,035000
Constante compresión	433,346783	83591815,567665

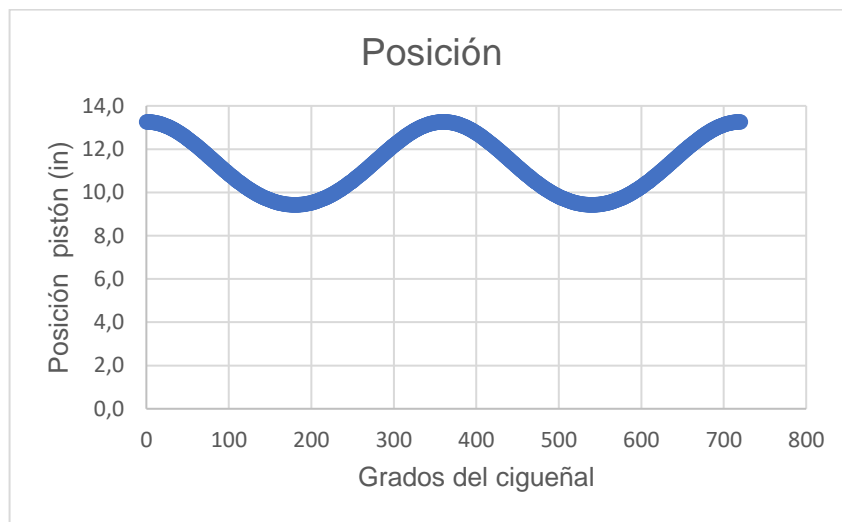
Fuente: Elaboración propia.

9.2.2. Simulación Modelo Cinemático.

Con los parámetros de las tablas de las secciones ...9.2.1... se obtienen las gráficas de las secciones ...9.2.2..., ...9.2.3... y 9.2.4.

9.2.2.1. Modelo Cinemático Sistema De Potencia.

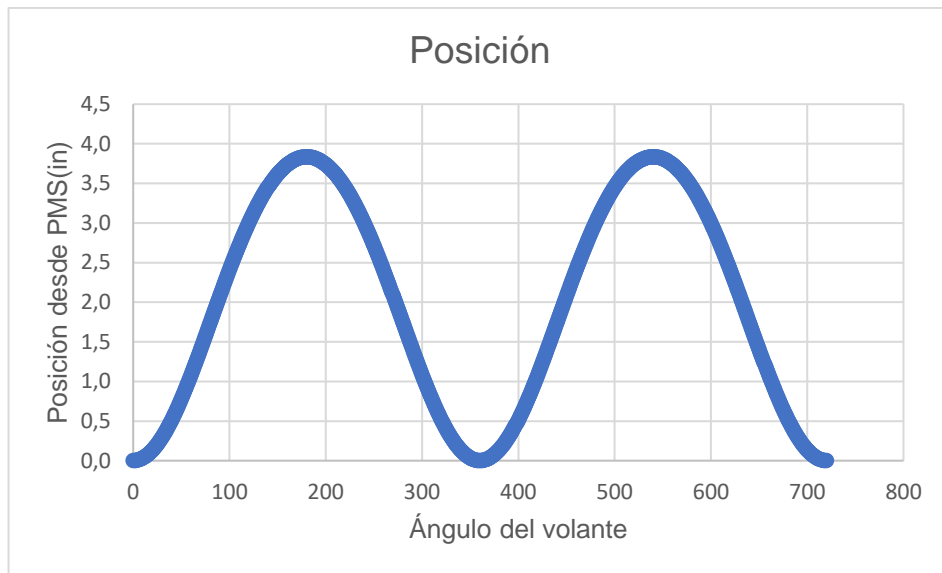
La Gráfica 1, muestra la posición del pistón con respecto al ángulo de giro de la manivela (volante), esta se calcula con la ecuación (51) para 720 grados de giro, esta ecuación usa la relación biela-manivela por lo que la posición del pistón oscilará entre los valores $(r+l=13.253937)$ posición máxima cuando el ángulo de giro es 0° y $(r-l=9.419291)$ posición mínima del pistón cuando el ángulo de giro de la manivela es de 180° .



Gráfica 1. Relación entre la posición del pistón y los grados del cigüeñal

Fuente: Elaboración propia.

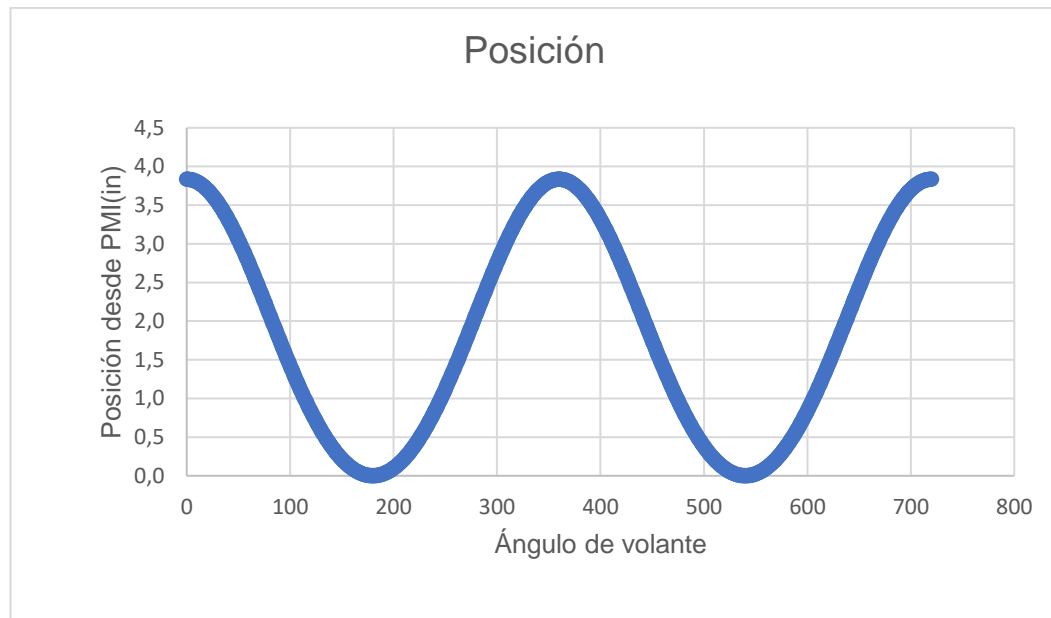
La Gráfica 2, muestra la posición del pistón desde PMS del efecto externo con relación al ángulo de giro de la manivela, esta se calcula con la ecuación (58), la anterior ecuación permite observar el recorrido real del pistón visto desde PMS del efecto externo.



Gráfica 2. Posición desde PMS efecto externo

Fuente: Elaboración propia.

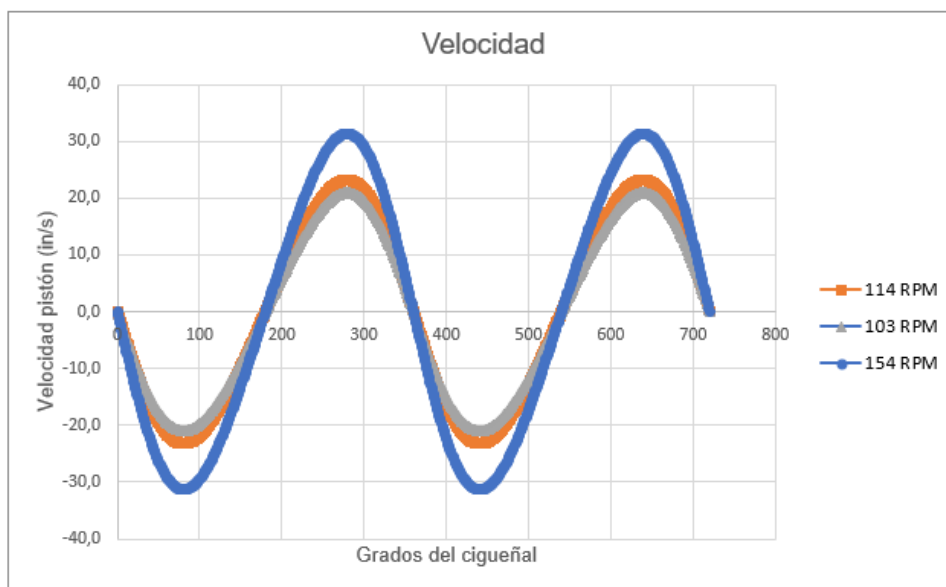
La Gráfica 3 muestra la posición del pistón desde PMI del efecto externo con relación al ángulo de giro de la manivela, esta se calcula con la ecuación (59), la anterior expresión permite observar el recorrido real del pistón visto desde PMI del efecto externo. Nótese que la Gráfica 2 y la Gráfica 3 aunque representan la carrera del pistón son opuestas debido al punto de referencia.



Gráfica 3. Posición desde PMI efecto externo

Fuente: Elaboración propia.

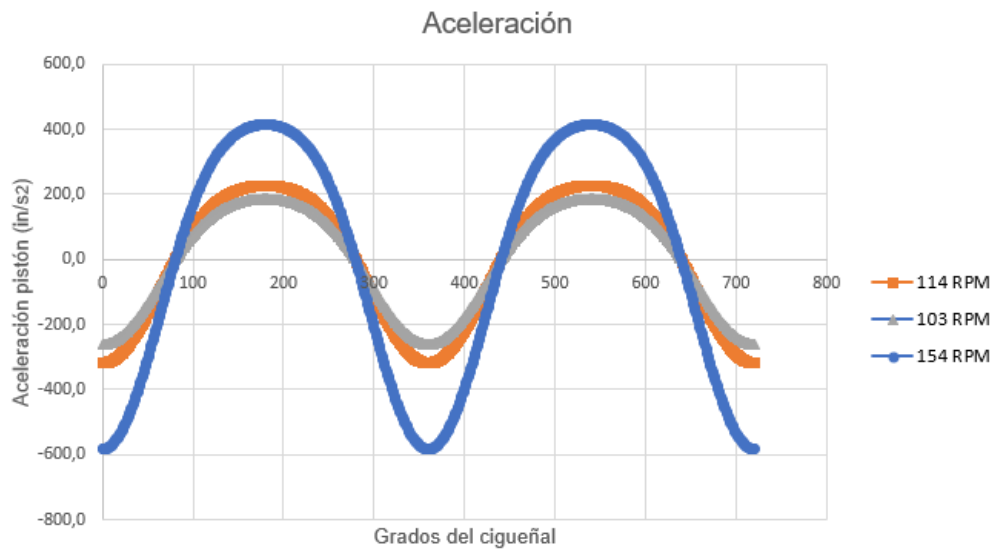
La Gráfica 4, muestra la velocidad del pistón con respecto al ángulo de giro de la manivela (volante), esta se calcula con la ecuación (52) para dos giros del volante del motor. El parámetro que afecta la amplitud para este dato, es la velocidad angular de la manivela, por tal motivo la Gráfica 4 muestra la velocidad del pistón para 103RPM, 114RPM y 154RPM, estas velocidades angulares corresponden a las simulaciones realizadas. Los valores negativos se obtienen cuando el pistón se desplaza desde PMS a PMI del efecto externo y los valores positivos se obtienen cuando el pistón se desplaza desde PMI a PMS del mismo efecto.



Gráfica 4. Velocidad del pistón

Fuente: Elaboración propia.

Por su parte, la Gráfica 5 muestra la aceleración del pistón con respecto al ángulo de giro de la manivela (volante), esta se calcula con la ecuación (53) para dos revoluciones del motor. El parámetro que afecta la amplitud es la velocidad angular de la manivela por lo que la Gráfica 5 muestra la aceleración del pistón para 103 RPM, 114 RPM y 154 RPM. Según Norton “La parte superior plana y la ligera depresión en la aceleración pico positiva de la anterior figura son provocadas por la adición o sustracción de la segunda armónica $\cos 2wt$ de la fundamental.” (Norton, 2009, pág. 579).



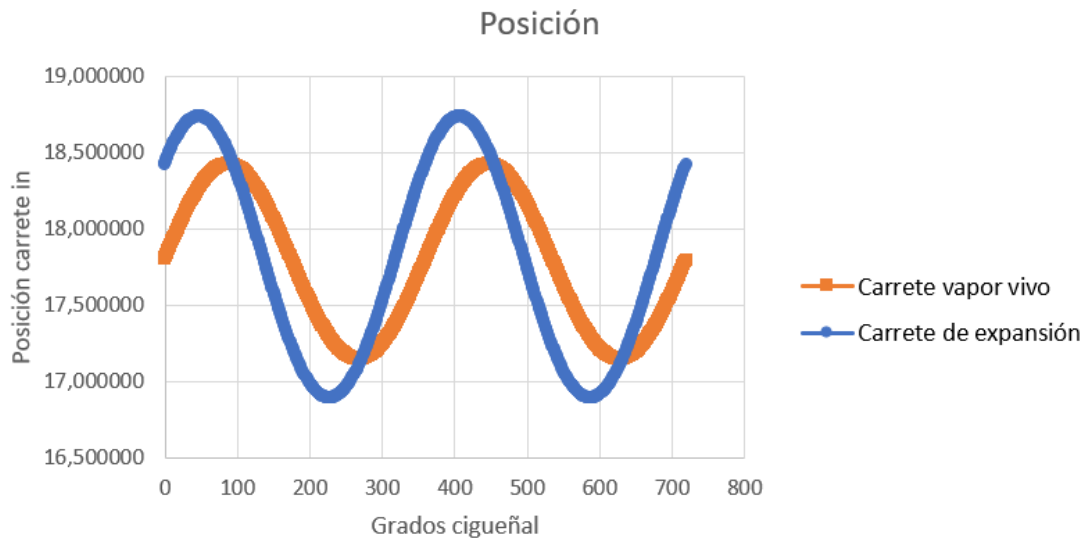
Gráfica 5. Aceleración pistón
Fuente: Elaboración propia.

9.2.2.2. Modelo Cinemático Sistema De Distribución.

Los parámetros iniciales usados para el modelo cinemático del sistema de distribución para el carrete con configuración valvular de vapor vivo se muestran en la Tabla 51, mientras que los parámetros iniciales para el modelo mencionado, pero con configuración valvular de vapor en expansión se muestra en la Tabla 66.

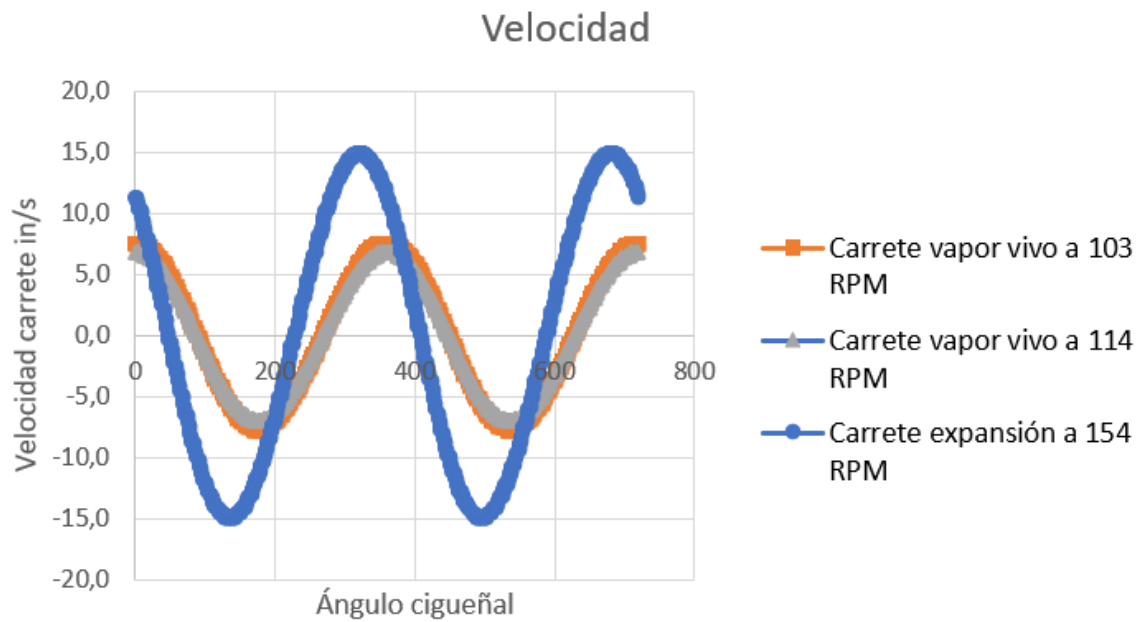
La Gráfica 6, muestra la posición del carrete con respecto al ángulo de giro de la manivela del sistema de potencia (volante), esta se calcula con la ecuación (51) para dos revoluciones del motor, esta ecuación usa la relación biela-manivela por lo que la posición

del carrete para la configuración de vapor vivo oscilará entre los valores ($r+l=18,41921$) posición máxima cuando el ángulo de giro es 0° y ($r-l= 17,143619$) posición mínima del carrete cuando el ángulo de giro de la manivela es de 180° , para la configuración de expansión los valores oscilaran entre ($18,730536\text{in} - 16,888016\text{ in}$), nótese que el carrete de expansión alcanza el punto máximo unos grados antes que el carrete de vapor vivo, esto debido a los ángulos de desfase. Para carrete de vapor vivo $272, 12^\circ$ y para carrete de expansión $312,28^\circ$.



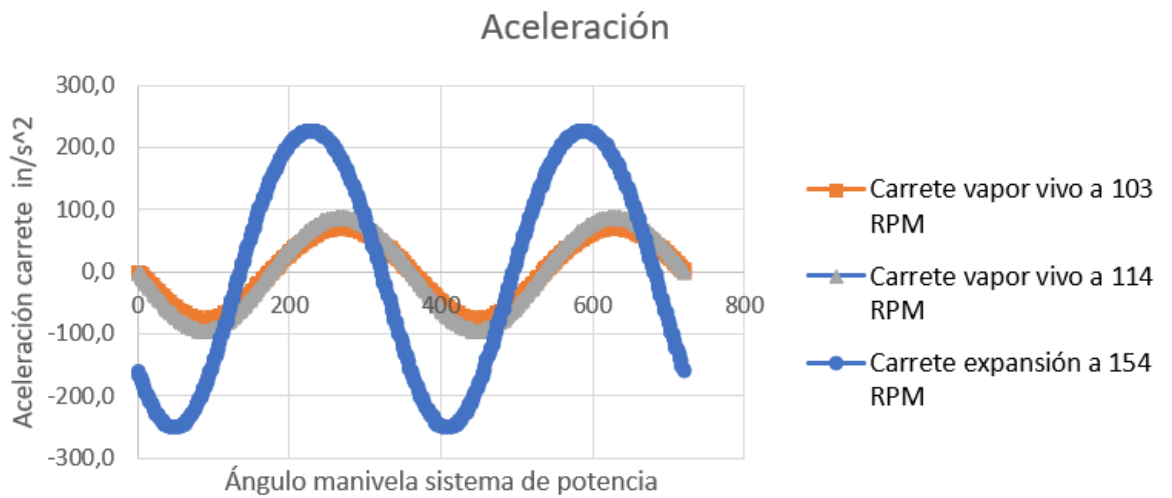
Gráfica 6. Posición carrete.
Fuente: Elaboración propia.

La Gráfica 7, muestra la velocidad del carrete con respecto al ángulo de giro de la manivela (excéntrica), y la Gráfica 8 muestra la aceleración del carrete, se muestran los valores para las tres simulaciones establecidas.



Gráfica 7. Velocidad del carrete.

Fuente: Elaboración propia.



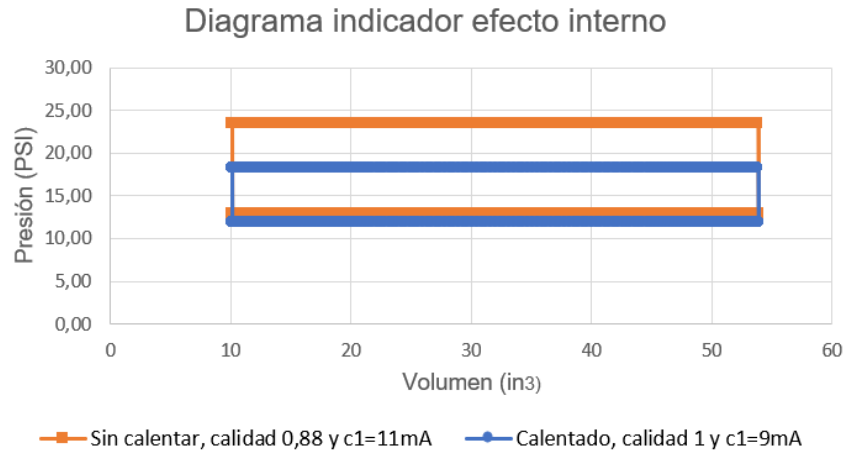
Gráfica 8. Aceleración carrete.

Fuente: Elaboración propia.

9.2.3. Diagrama Indicador.

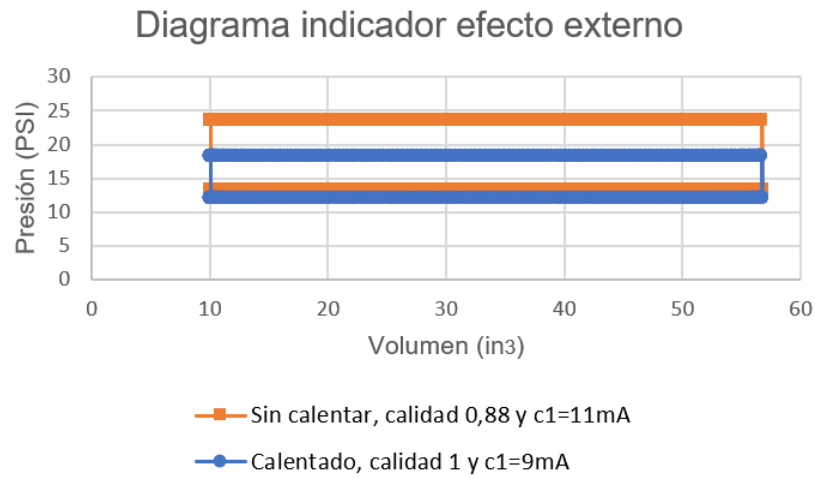
9.2.3.1. Configuración Carrete De Vapor Vivo.

La Gráfica 9, muestra el diagrama indicador del efecto interno para una configuración de vapor vivo, mientras que la Gráfica 10 muestra el mismo diagrama, pero para el efecto externo.



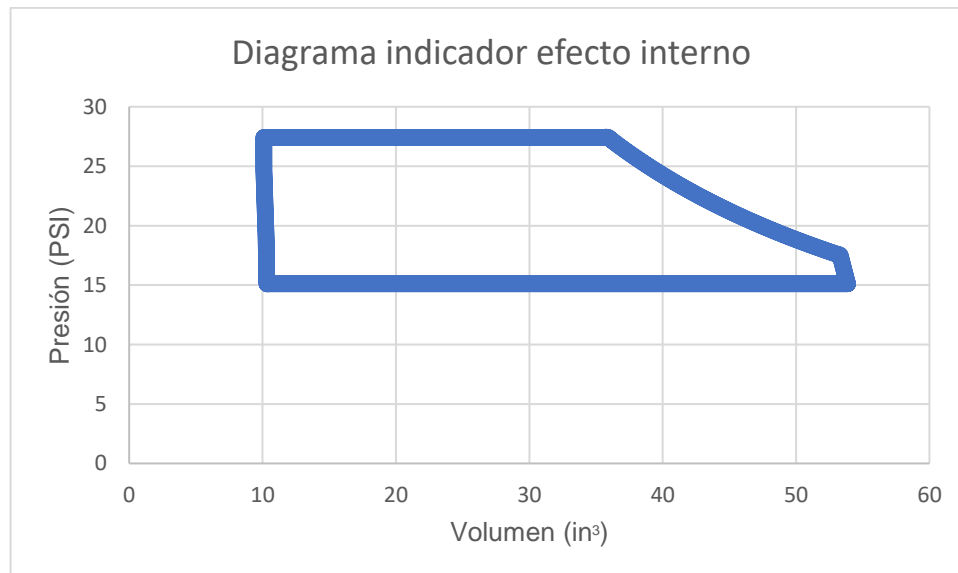
Gráfica 9. Diagrama indicador efecto interno configuración carrete de vapor vivo.

Fuente: Elaboración propia.

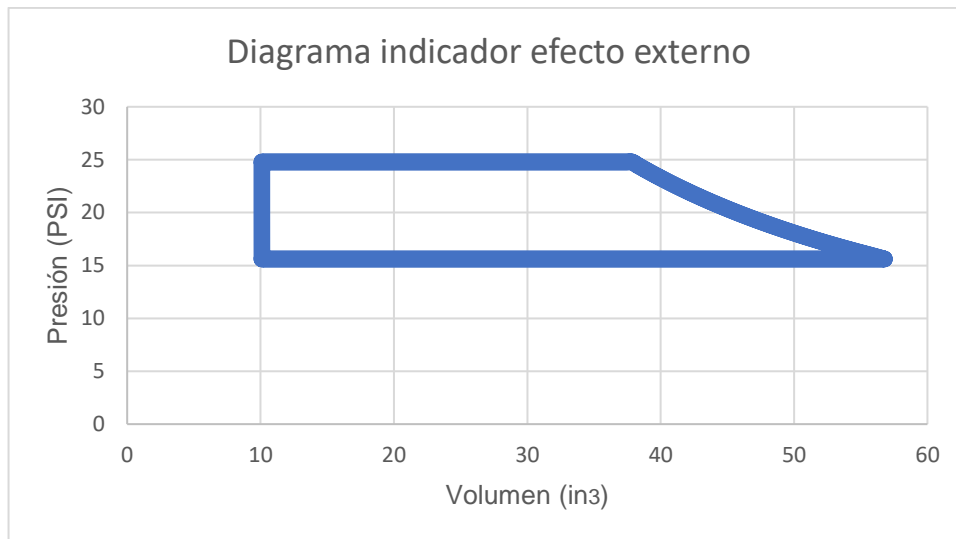


Gráfica 10. Diagrama indicador efecto externo configuración carrete de vapor vivo.
Fuente: Elaboración propia.

9.2.3.2. Configuración Carrete De Expansión.



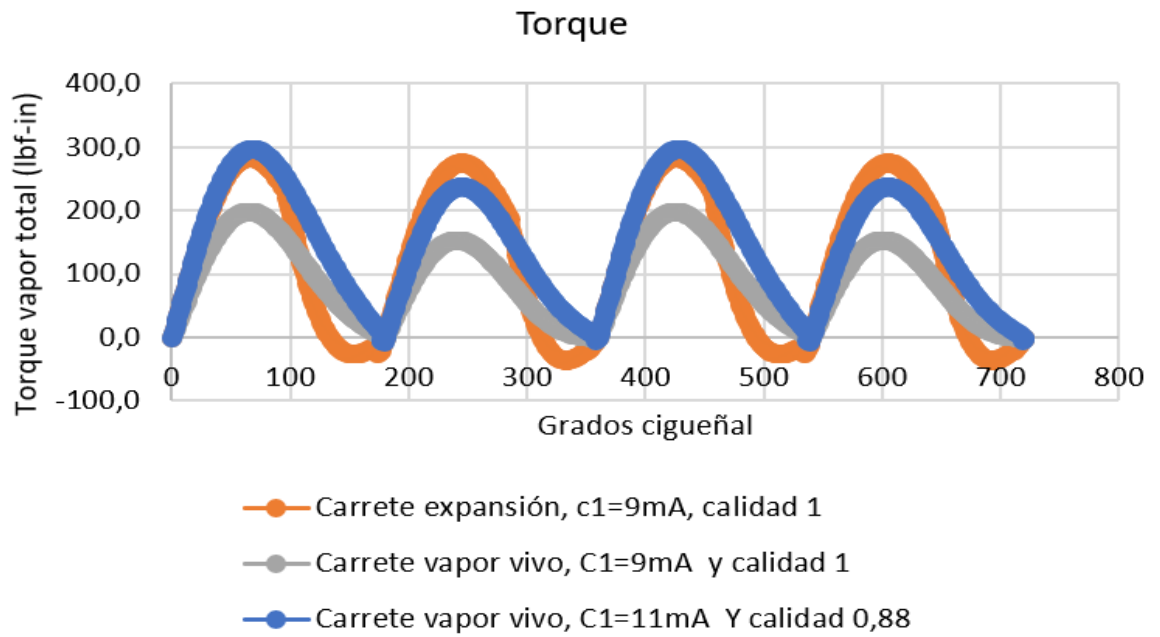
Gráfica 11. Diagrama indicador efecto interno configuración carrete de expansión.
Fuente: Elaboración propia.



Gráfica 12. Diagrama indicador efecto interno configuración carrete de expansión
Fuente: Elaboración propia.

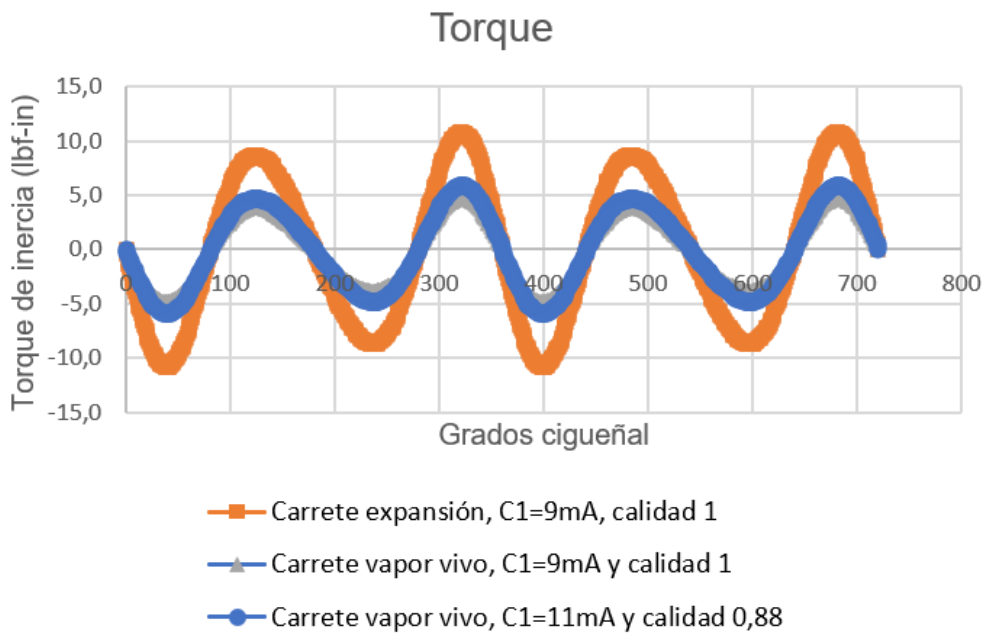
9.2.4. Simulación Cinemática Simplificada.

A continuación, se muestran las gráficas correspondientes al torque total generado por el vapor (ver Gráfica 13), torque de inercia (ver Gráfica 14) y torque total (ver Gráfica 15), este último representa el torque instantáneo para cada grado de giro de la manivela.



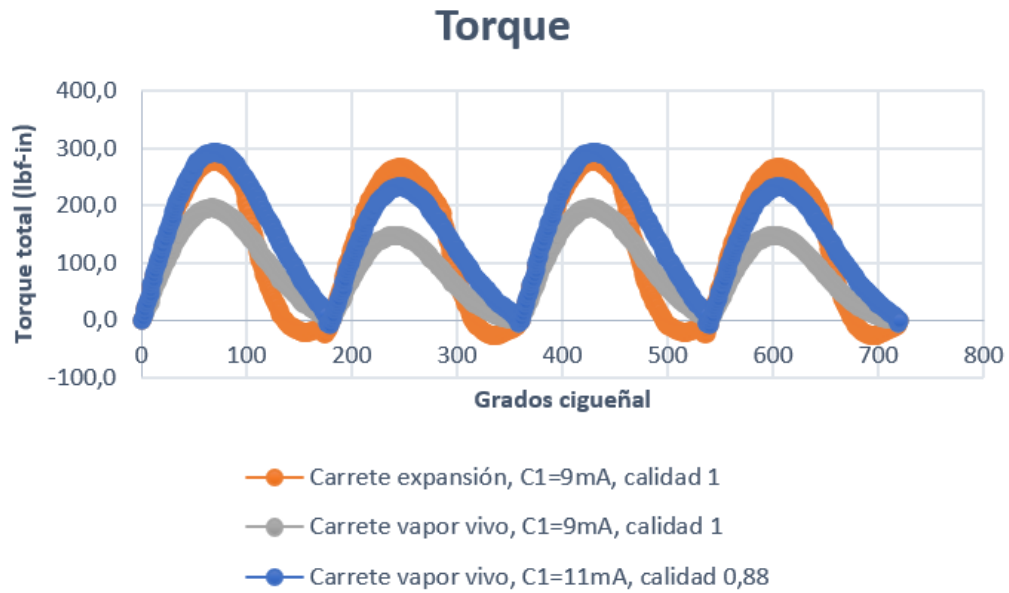
Gráfica 13. Torque total vapor.

Fuente: Elaboración propia.



Gráfica 14. Torque de inercia.

Fuente: Elaboración propia.



Gráfica 15. Torque total (instantáneo).

Fuente: Elaboración propia.

Como se muestra en la Gráfica 15, el torque total del vapor para una configuración del carrete de expansión presenta puntos máximos similares para cada efecto, a diferencia del torque total de vapor para una configuración de vapor vivo, donde se evidencia un mayor torque en el efecto externo que en el efecto interno. Los datos de torque máximo para cada efecto y para cada simulación efectuada se muestran en la Tabla 76.

Tabla 76. Torque máximo por efecto

Torque	Carrete Vapor Vivo		Carrete expansión
	Vapor Saturado	Mezcla de vapor	Vapor Saturado
Torque máximo efecto interno (lbf-in)	150,013987	233,5548627	275,997125
Torque máximo efecto externo (lbf-in)	196,57291	294,733347	283,524883
Diferencia	46,558923	61,178483	7,527758

Fuente: Elaboración propia.

La Tabla 77 muestra los datos obtenidos de torque medio y potencia con el modelo integrado columna 4 “valor simulado” y los datos experimentales suministrados por el grupo de PAI (Proyectos Aplicados a Ingeniería) y el profesor José David Barón Pinilla.

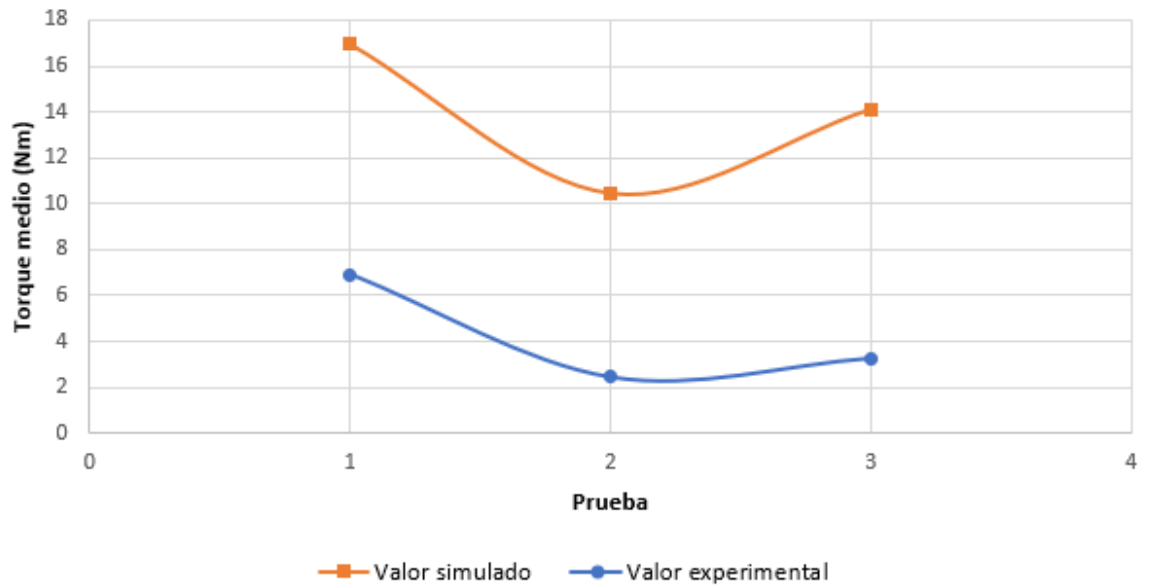
Tabla 77. Torque medio y potencia.

	Carrete	Condiciones	Valor de simulación	Valor de datos experimentales
Torque (Nm)	Vapor vivo	Vapor sin calentar; C1= 11mA; Calidad= 0,88; avance 0°	16,954690	6,9139
	Vapor vivo	Vapor calentado; C1= 9mA; Calidad= 1; avance 0°	10,43573251	2,4402
	Expansión	Vapor calentado; C1= 9mA; Calidad= 1; avance 0°	14,11184499	3,2536
Potencia (W)	Vapor vivo	Vapor sin calentar; C1= 11mA; Calidad= 0,88; avance 0°	202,4059705	82,5384983
	Vapor vivo	Vapor calentado; C1= 9mA; Calidad= 1; avance 0°	112,5612174	26,32032608
	Expansión	Vapor calentado; C1= 9mA; Calidad= 1; avance 0°	227,5794985	52,47029407

Fuente: Elaboración propia.

La Gráfica 16, muestra los datos obtenidos del torque medio a partir de la simulación y los datos obtenidos a partir de las pruebas experimentales, con la tendencia de

las dos curvas, se comprueba que el modelo integrado es una herramienta aproximada para calcular el torque medio entregado por el MDV.



Gráfica 16. Comprobación modelo
Fuente: Elaboración propia

10. Conclusiones

- Los planos modelados en sistemas CAD se constituyen en una herramienta que facilitan la construcción matemática de los modelos cinemáticos, cinético simplificado, así como el diagrama indicador en Excel, ya que a través de ellos se verifican los datos reales de posiciones relativas entre los sistemas de potencia y distribución, permitiendo el análisis visual del mecanismo en diferentes posiciones angulares del volante o la excéntrica.
- El modelo 3D fue una herramienta fundamental a la hora de realizar la puesta a punto del MDV, porque muestra las posiciones adecuadas para su funcionamiento a partir de la visualización de la relación geométrica interna entre la válvula de carrete, la camisa y el conjunto del pistón, lo que permite conocer la ubicación de las válvulas en los tiempos de admisión y escape, vinculados a los puntos muertos del pistón y a su vez asociarlos al ángulo de giro de las manivelas de los sistemas de potencia y distribución. Gracias a esto se reduce el tiempo de ensamble y fallas causadas por la ubicación inadecuada de los elementos.
- Al realizar la comparación del modelo Excel con el programa Engine, se encontraron diferencias en la aceleración y el torque de inercia por lo que las ecuaciones propuestas en el libro son aproximadas y además usan únicamente los 2 primeros términos del radical obtenidos de la expansión binomial. Para obtener un valor más cercano al arrojado por el programa Engine en cada grado de giro de la manivela se agrega el tercer término de esta expresión.

- Con la comprobación del modelo cinemático, se encontró que la fórmula de expansión binomial en el libro de diseño de maquinaria de Norton, presenta un error en el signo del tercer término. Por lo que, para obtener un correcto desarrollo de las fórmulas de posición, velocidad y aceleración en el modelo de Excel, se agrega el tercer término, pero con signo negativo.
- Con la comprobación del modelo cinético, se encontró que la simulación efectuada por el programa Engine con licencia educativa, presenta un error en la unidad de medida del torque de inercia lo que genera un cálculo desacertado en el torque total del motor.
- Para la construcción del diagrama indicador, se deben conocer las posiciones relativas entre el sistema de potencia y el sistema de distribución para cada configuración, por lo que este diagrama depende del modelo cinemático del sistema de potencia y del sistema de distribución, debido a que el volumen dentro del cilindro, es una función de la posición del pistón y este a su vez, es una función del ángulo de giro de la manivela. Además, la presión que ejerce el gas sobre la cara del pistón, depende del estado de apertura y cierre de las válvulas y de la dirección de movimiento del pistón.
- La metodología usada permitió la construcción del diagrama indicador del MDV para las configuraciones del sistema de distribución de vapor vivo y vapor en expansión con corte de admisión del 59,1% para el efecto externo y 59,2% para el efecto interno y con un avance de 0° , esta metodología se presenta de forma detallada la cual sirve para la construcción y simulación de otras configuraciones del sistema de distribución.

- El torque de inercia generado por el MDV no es un valor representativo para el cálculo del torque total en las condiciones de funcionamiento del motor, debido a que este funciona a bajas revoluciones y la magnitud de este dato aumenta a altas revoluciones.
- La simulación integrada para un MDV de doble efecto con configuración de carrete de expansión muestra que el torque total del vapor presenta puntos máximos similares para cada efecto, a diferencia del torque total de vapor para una configuración de vapor vivo, donde se evidencia un mayor torque en el efecto externo que en el efecto interno. Lo que demuestra que las condiciones de entrada de vapor para esta configuración de carrete de expansión permiten un movimiento más homogéneo del sistema de potencia tal como se observó en las pruebas experimentales.
- Mediante este trabajo se comprueba que la integración de los modelos constituye una herramienta de simulación que permite obtener de forma aproximada las entregas de torque instantáneo y torque medio del motor de vapor con respecto a la operación real.

11. Recomendaciones

- Para trabajos posteriores, se recomienda estudiar las pérdidas por fricción tanto en el sistema de potencia como en el sistema de distribución, debido a que el modelo integrado no las contempla y estas representan un porcentaje importante de exactitud en el cálculo del torque final.
- Se recomienda realizar un estudio que permita determinar el efecto del tiempo en la corrosión de la tubería de acero al carbono tanto en el sistema de escape como en el sistema de distribución del MDV, debido a que esta aumenta las pérdidas de presión.
- Con el fin de disminuir las pérdidas en el sistema de distribución, se recomienda diseñar un sistema de apertura y cierre de válvulas con mayor precisión e independiente de la transmisión del movimiento del sistema de potencia (uso de electroválvulas), en la medida de lo posible el nuevo sistema debe estar ubicado lo más cerca al cilindro.
- Si se usa el mismo sistema de distribución, se recomienda rectificar y estandarizar a un mismo diámetro los conductos de entrada y salida de la camisa debido al óxido que actualmente presenta el sistema, esto con el fin de eliminar rebabas internas, ya

que estas se oponen al paso del vapor generando pérdidas no deseadas y al mismo tiempo dificultando la comprobación metrológica.

- Para construir un diagrama indicador con mayor precisión, se recomienda instalar un sensor de presión para vapor que permita medir la presión interna dentro del cilindro y un sensor de posición con un sistema de adquisición de datos con el fin de realizar simulaciones para diferentes avances del sistema de distribución.

Bibliografía

- Alvarez, J., & Callejón, I. (2002). *Máquinas térmicas motoras*. Barcelona: Ediciones UPC.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica* (6ta edición ed.). México: Mc Graw Hill.
- Crane. (1992). *Flujo de fluidos en válvulas accesorios y tuberías: teoría de flujo de fluidos en tuberías*. México: Mc Graw Hill.
- Garcia, L. (1990). *El concepto de entropía*. México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Granger, R. (1995). *Fluid mechanics*. New York: Dover publication INC.
- Late, K. & Late, P. (1997) *Elements of heat engines*. 8va edición. Vadadora: Acharya publications.
- Mataix, C. (1986) *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulica*. Madrid: Ediciones del Castillo S.A.
- Morales, A. (1979). *Turbinas de vapor*. Bogotá: Universidad Nacional.
- Mott, R. (2006). *Mecánica de fluidos* (6ta edición ed.). México: Pearson educación.
- Mosher, M. & Trantham, K. (2017). *Science: A multidisciplinary Approach*. Estados Unidos: Springer.
- Naciones Unidas. (2014). *Informe de las Naciones Unidas sobre el desarrollo de los recursos hídricos en el mundo 2014*. Perugia: UNESCO.
- Norton, R. (2009). *Diseño de maquinaria*. México: Mc Graw Hill.
- Paíry, F., & Desantes, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Universidad politécnica de Valencia editorial.
- ROLLE, K. (2006). *Termodinámica* (6ta edición. ed.). México: Prentice Hall.
- Severns, W., Degler, H., & Degler, J. (1982). *La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases*. Barcelona: Reverte.
- UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA. (2014). *Plan indicativo de expansión de cobertura de energía eléctrica 2012-2017*. Colombia: UPME.