

# **TRABAJO DE GRADO**

## **DISEÑO DE UN SEPARADOR CICLÓNICO AXIAL VERTICAL PARA FLUJO LÍQUIDO-GAS ASCENDENTE**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el bachiller:  
González G., Juan C.  
Para optar al título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, Noviembre de 2015

# **TRABAJO DE GRADO**

## **DISEÑO DE UN SEPARADOR CICLÓNICO AXIAL VERTICAL PARA FLUJO LÍQUIDO-GAS ASCENDENTE**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Julio Segura  
TUTOR INDUSTRIAL: MSc., Luis Pérez

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por el bachiller:  
González G., Juan C.  
Para optar al título de:  
Ingeniero Mecánico

Caracas, Noviembre de 2015



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA  
FACULTAD DE INGENIERIA  
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA  
**DEPARTAMENTO DE ENERGETICA**

Caracas, 05 de Noviembre de 2015

## ACTA

Los abajo firmantes, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el Bachiller:

*Juan González*

Titulado

*“Diseño de un Separador Ciclónico Axial Vertical con Flujo Líquido-Gas Ascendente”*

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el Plan de Estudios conducente al Título de: *Ingeniero Mecánico*

Prof. Johane Bracamonte  
Jurado



Prof. Rodolfo Berrios  
Jurado

Prof. Julio Segura  
Tutor

## **DEDICATORIA**

En primer lugar a Dios Todo Poderoso por ser la única fuente de vida, amor, paz y éxito de este Universo.

A María Guillén, mi Madre, fuiste mi ejemplo, mi combustible y pilar fundamental durante todo el desarrollo de mi carrera universitaria y elaboración de este trabajo. Este triunfo es más tuyo que mío. Te Amo!

A mi hermana Astrid González por brindarme su apoyo en cada momento difícil de la carrera y darme buenos consejos.

A Mery Geraldine, por su gran amor, cariño, comprensión y estar a mi lado con enorme paciencia durante la realización de este trabajo.

A mi sobrina Ivanna Marrero por hacerme reír en momentos de estrés.

Juan González.

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar a Dios Todo Poderoso por haberme acompañado y guiado a lo largo de mi carrera, por ser nuestra fortaleza en los momentos de debilidad y por brindarnos una vida llena de aprendizajes, experiencias y sobre todo felicidad.

A la ilustre Universidad Central de Venezuela por dejarme formar parte de ella y abrirme sus puertas. Me permitió poder estudiar la carrera deseada y vivir innumerables experiencias, tanto académicas como personales, dándome la oportunidad de formarme como profesional íntegro.

A mi tutor académico el Prof. Julio Segura, por brindarme la oportunidad de recurrir a sus conocimientos durante el desarrollo de este proyecto.

A mi tutor industrial el Ing. Luis Pérez, por su apoyo incondicional, consejos, aportes y transmisión de conocimientos, así como su paciencia al guiarme durante el desarrollo de este proyecto.

A los Ingenieros Leonardo Cáliz, José Valdez, Adriana Brito y José Márquez, por asesorarme ante cualquier interrogante y sugerirme la mejor solución a diferentes inconvenientes que se presentaron durante el desarrollo de este trabajo.

Al Ingeniero Ulises Rodríguez, por su colaboración y apoyo en la construcción de las diferentes piezas que conformaron el Separador Ciclónico Axial.

A la Lic. Marisela Segura, encargada de la Biblioteca de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, por su apoyo y correcciones desde el punto de vista metodológico y de formato.

Para finalizar, a todos mis compañeros de clases durante todos los semestres de la Universidad.

**González G., Juan C.**

## **DISEÑO DE UN SEPARADOR CICLÓNICO AXIAL VERTICAL PARA FLUJO LÍQUIDO-GAS ASCENDENTE**

**Tutor Académico: Prof. Julio Segura. Tutor Industrial: Ing. Luis Pérez. Tesis.  
Caracas, Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de  
Ingeniería Mecánica. Año 2015, 161p.**

Palabras clave: Flujo Multifásico, Separadores, Separador Ciclónico Axial, Ciclones, Dinámica de Fluido Computacional.

### **RESUMEN**

El siguiente trabajo tiene por objetivo elaborar una propuesta de diseño de un separador ciclónico axial vertical para flujo líquido-gas ascendente. Para ello, se consideraron los criterios más importantes encontrados en el estudio bibliográfico, normas PDVSA y recomendaciones realizadas por investigadores en la materia. El separador está compuesto por álabes guías estacionarios, que son elementos fijos, los cuales no requieren girar para impartir el movimiento rotacional de la mezcla bifásica gas-líquido, ya que este movimiento es producido por el cambio de dirección del fluido originado por el ángulo formado entre los álabes y el eje axial del dispositivo. Asimismo, cuenta con una cámara de recolección de líquido, bridas de entrada de la mezcla, salida de gas, salida de líquido y una tubería recirculación de gas hacia la brida de entrada de la mezcla, lo cual evita que el mismo se presurice. Por último, se presenta el análisis fluido dinámico del prototipo diseñado. Dicho estudio por limitaciones de tiempo se empleó un modelo monofásico considerando el aire como una fase continua. La herramienta comercial utilizada fue ANSYS CFX a fin de determinar la geometría más conveniente considerando la menor caída de presión a través del equipo. Adicionalmente se muestra el proceso de validación del mallado y verificación de los resultados considerando diferentes modelos de turbulencia mediante una comparación con los modelos matemáticos de velocidad tangencial indicado por Hoffman y caída de presión por Muschelknautz. Además, se realizó una comparación de los modelos de turbulencia, siendo el modelo de turbulencia por Esfuerzos de Reynolds (RSM) el seleccionado para el estudio por ser el que mejor predice los fluidos con fuertes cambios de dirección y alta vorticidad.

## **ABSTRACT**

**González G., Juan C.**

### **DESIGN OF A VERTICAL AXIAL CYCLONE SEPARATOR FOR LIQUID-GAS FLOW UPWARD**

**Academic Tutor: Prof. Julio Segura. Industrial Tutor: MSc. Luis Pérez. Thesis.  
Caracas, Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. Escuela de  
Ingeniería Mecánica. Año 2015, 161p.**

Keywords: Multiphase flow, Separators, Axial Cyclone Separator, Cyclones, Computational Fluid Dynamics.

The following paper aims to develop a proposal for design of a vertical axial cyclone separator for liquid-gas flow upward. To do this, the most important criteria found in the literature review, PDVSA standards and recommendations made by researchers in the field were considered. The separator comprises vanes stationary guides which are fixed elements, which do not require rotate to impart rotational movement of the biphasic mixture gas liquid, as this movement is caused by the change of flow direction caused by the angle formed between the blades and the axis of the device. It also has a collection chamber liquid inlet flanges of the mixture gas outlet and liquid outlet gas recirculation pipe to the inlet flange of the mixture, which prevents the same is pressurized. Finally, the fluid dynamic analysis prototype designed occurs. This study due to time a single-phase model considering the air as a continuous phase was used. The commercial tool used was ANSYS CFX to determine the most suitable geometry considering the lower pressure drop through the equipment. Additionally the validation and verification of the mesh results considering different turbulence models by comparison with the mathematical models tangential velocity indicated by Hoffman and pressure drop Muschelknautz shown. Furthermore, a comparison of turbulence models was conducted, with the turbulence model for Reynolds stresses (RSM) selected for the study to be the best predictor fluids with strong changes of direction and high vorticity.

## TABLA DE CONTENIDO

<b>ACTA .....</b>	<b>iii</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>vi</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>vii</b>
<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	<b>xiii</b>
<b>LISTA DE TABLAS .....</b>	<b>xviii</b>
<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>2</b>
<b>1. FUNDAMENTO DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>2</b>
<b>1.1 EL PROBLEMA .....</b>	<b>2</b>
<b>1.2 Objetivos .....</b>	<b>3</b>
1.2.1 Objetivo general .....	3
1.2.2 Objetivo específicos .....	3
<b>1.3 Justificación .....</b>	<b>3</b>
<b>1.4 Alcance de la investigación.....</b>	<b>5</b>
<b>1.5 Limitaciones.....</b>	<b>5</b>
<b>CAPÍTULO II .....</b>	<b>6</b>
<b>2 MARCO TEÓRICO.....</b>	<b>6</b>
<b>2.1 Antecedentes de la investigación .....</b>	<b>6</b>
<b>2.2 Producción de petróleo.....</b>	<b>31</b>
<b>2.3 Flujo.....</b>	<b>32</b>



<b>2.4</b>	<b>Régimen de flujo en tuberías</b> .....	<b>32</b>
<b>2.5</b>	<b>Flujo multifásico en tuberías</b> .....	<b>34</b>
<b>2.6</b>	<b>Patrones de flujo</b> .....	<b>34</b>
2.6.1	Patrón de flujo burbuja .....	35
2.6.2	Patrón de flujo tapón .....	36
2.6.3	Patrón de flujo agitado .....	36
2.6.4	Patrón de flujo anular .....	37
<b>2.7</b>	<b>Variables de un flujo multifásico</b> .....	<b>37</b>
2.7.1	Caudal volumétrico de las fases .....	37
2.7.2	Caudal volumétrico del gas a condiciones de operación.....	38
2.7.3	Caudal volumétrico de la mezcla .....	38
2.7.4	Relación Gas - Líquido (RGL).....	39
2.7.5	Fracción volumétrica de líquido ( <i>Hold-up</i> ) y de gas ( <i>Void fraction</i> ).....	39
2.7.6	Velocidad de la mezcla.....	40
2.7.7	Densidad y Viscosidad del agua.....	41
2.7.8	Densidad y Viscosidad del gas (Aire) .....	41
2.7.9	Viscosidad dinámica de la mezcla.....	42
2.7.10	Flujo Másico.....	43
2.7.11	Factor de compresibilidad .....	43
2.7.12	Presión total .....	44
<b>2.8</b>	<b>Mecanismos básicos de separación</b> .....	<b>44</b>
2.8.1	Sedimentación (sedimentación por gravedad) .....	45
2.8.2	Difusión .....	47
2.8.3	Inercia.....	47
<b>2.9</b>	<b>Fuerzas Involucradas en el Proceso de Separación</b> .....	<b>48</b>
2.9.1	Fuerza de Flotación .....	49
2.9.2	Fuerza de arrastre sobre la partícula.....	50
2.9.3	Fuerza Centrífuga .....	51
<b>2.10</b>	<b>Ciclones</b> .....	<b>53</b>
2.10.1	Ciclones de flujo reverso .....	55
2.10.2	Ciclones de flujo axial .....	56
<b>2.11</b>	<b>Rendimiento</b> .....	<b>57</b>
2.11.1	Eficiencia de recolección de líquido .....	57
2.11.2	Caída de Presión .....	58
<b>2.12</b>	<b>Variables consideradas para el diseño</b> .....	<b>59</b>

<b>2.13 Dinámica de fluido computacional .....</b>	<b>60</b>
2.13.1 Construcción de la Geometría .....	62
2.13.2 Discretización del Dominio .....	62
2.13.2.1 Mallas regulares o estructuradas .....	63
2.13.2.2 Mallas no estructuradas .....	63
2.13.3 Selección del modelo matemático y físico .....	64
2.13.4 Resolución de las Ecuaciones .....	64
2.13.5 Análisis de Resultados .....	65
<b>2.14 Ecuaciones de gobierno de flujo de fluidos .....</b>	<b>66</b>
2.14.1 Ecuación de Conservación de la masa (Ecuación de continuidad) .....	66
2.14.2 Ecuación de Cantidad de movimiento .....	67
2.14.3 Ecuación de la Energía .....	68
<b>2.15 Turbulencia .....</b>	<b>69</b>
2.15.1 Métodos Utilizados para modelar la turbulencia .....	71
2.15.1.1 Simulación numérica directa (DNS) .....	71
2.15.1.2 Simulación de grandes estructuras de remolinos (Large Eddy Simulation LES) .....	72
2.15.1.3 Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (Reynolds Average Navier Stokes RANS) .....	72
2.15.2 Modelos de turbulencia RANS .....	73
2.15.2.1 Modelo k- $\epsilon$ .....	76
2.15.2.2 Modelo SST .....	78
2.15.2.3 Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM) .....	78
<b>2.16 Flujo multifásico en CFD .....</b>	<b>80</b>
2.16.1 Modelo Euleriano-Euleriano .....	81
2.16.2 Modelo de Partículas .....	82
2.16.3 Modelo de Mezcla .....	82
2.16.4 Modelo de Superficie Libre .....	82
<b>2.17 Esquema para tratar los términos advectivos .....</b>	<b>83</b>
2.17.1 Upwind .....	83
2.17.2 High Resolution .....	83
2.17.3 Especificando el factor de Mezcla (Blend Factor) .....	84
<b>2.18 Método de volúmenes finitos .....</b>	<b>84</b>

<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>86</b>
<b>3 MARCO METODOLOGICO.....</b>	<b>86</b>
<b>3.1 Metodología de trabajo para la evaluación experimental.....</b>	<b>87</b>
3.1.1 Revisión bibliográfica .....	87
<b>3.2 Descripción del Separador Axial Ciclónico .....</b>	<b>87</b>
<b>3.3 Definición de la matriz para evaluación numérica .....</b>	<b>88</b>
<b>3.4 Condiciones para prueba experimental.....</b>	<b>90</b>
3.4.1 Fluido de prueba.....	90
3.4.2 Cálculo de longitud de desarrollo.....	90
3.4.3 Fuerza G generada por el equipo.....	90
3.4.4 Matriz geométrica para prueba experimental .....	91
<b>3.5 Simulación con Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) .....</b>	<b>91</b>
3.5.1 Capacidades Computacionales empleado para las Simulaciones.....	92
3.5.2 Verificación y Validación de la malla .....	92
3.5.3 Verificación por método de independencia de malla .....	93
3.5.4 Comparación de los modelos de turbulencia.....	94
3.5.5 Análisis, conclusiones y recomendaciones de los resultados.....	94
<b>CAPÍTULO IV .....</b>	<b>95</b>
<b>4 ANALISIS DE LOS RESULTADOS .....</b>	<b>95</b>
<b>4.1 Estatores generadores de remolinos .....</b>	<b>95</b>
<b>4.2 Diámetro del cuerpo y longitud del ciclón .....</b>	<b>96</b>
<b>4.3 Cámara de recolección .....</b>	<b>98</b>
<b>4.4 Diámetro y longitud del vortex finder .....</b>	<b>98</b>
<b>4.5 Diseño de la boquilla de entrada de la mezcla .....</b>	<b>99</b>
<b>4.6 Tubería de recirculación de gas .....</b>	<b>100</b>
<b>4.7 Diseño de la boquilla de recirculación de gas .....</b>	<b>100</b>
<b>4.8 Diseño de la boquilla de salida de gas.....</b>	<b>101</b>

<b>4.9</b>	<b>Diseño de la boquilla de salida de líquido.....</b>	<b>102</b>
<b>4.10</b>	<b>Espesor de diseño del cuerpo del equipo .....</b>	<b>102</b>
<b>4.11</b>	<b>Calculo de longitud de desarrollo.....</b>	<b>103</b>
<b>4.12</b>	<b>Fuerza G generada por el equipo .....</b>	<b>104</b>
<b>4.13</b>	<b>Matriz geométrica para prueba experimental.....</b>	<b>105</b>
<b>4.14</b>	<b>Simulación con Dinámica de Fluidos Computacional .....</b>	<b>106</b>
4.14.1	Elaboración de la geometría .....	106
4.14.2	Generación de la malla .....	108
4.14.3	Procedimiento de solución .....	111
<b>4.15</b>	<b>Resultados del procedimiento de Verificación y Validación de la malla. 113</b>	
4.15.1	Resultados de la verificación por el método de independencia de malla. 114	
<b>4.16</b>	<b>Validación del modelo de turbulencia empleado .....</b>	<b>115</b>
4.16.1	Comparación de resultados numéricos con el modelo de velocidad tangencial de Hoffman. (Hoffman, A. y Stein, L., 2002) .....	115
4.16.2	Comparación de resultados numéricos con el modelo de caída de presión de Muschelknautz. (Muschelknautz, E y Trefz, M., 1990) .....	124
<b>4.17</b>	<b>Resultados considerando los diferentes caudales.....</b>	<b>125</b>
4.17.1	Velocidad axial y tangencial del fluido para el estator de 60° .....	125
4.17.2	Caída de presión a lo largo del separador ciclónico axial .....	131
4.17.3	Velocidad a lo largo del separador ciclónico axial.....	133
4.17.4	Energía cinética turbulenta a lo largo del separador ciclónico axial .....	133
	<b>CAPÍTULO V.....</b>	<b>136</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>136</b>
<b>5.1</b>	<b>Conclusiones .....</b>	<b>136</b>
<b>5.2</b>	<b>Recomendaciones .....</b>	<b>137</b>
	<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>139</b>
	<b>APENDICE.....</b>	<b>143</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Mecanismos de separación agua/líquido típicos .....	1
Figura 2. Elementos generadores de remolino.....	8
Figura 3. Caracterización de los elementos generadores de remolino .....	9
Figura 4. Depurador Axial Ciclónico propuesto por Verlaan.....	10
Figura 5. Estatores generadores de remolino usados por Verlaan .....	10
Figura 6. Influencia del diámetro del cono delantero y trasero del estator en el rendimiento de separación de ciclón axial (experimento con aire-agua, ángulo del álabe 45°).....	11
Figura 7. Influencia del ángulo del álabe del estator en el rendimiento de separación de ciclón axial (experimento con aire/agua, diámetro del cuerpo 3 cm).....	12
Figura 8. Caída de presión considerando los diferentes diámetros en estatores .....	13
Figura 9. Caída de presión considerando los diferentes ángulos de los álabes.....	14
Figura 10. Geometría del estator generador de remolino propuesto por Hobbs .....	15
Figura 11. Influencia del ángulo del estator en la caída de presión .....	16
Figura 12. Influencia del ángulo en la velocidad tangencial.....	16
Figura 13. Geometría de separador axial .....	17
Figura 14. Eficiencia de recolección en función de las aberturas de recolección.....	17
Figura 15. (a) Álabes ortogonales (b) Álabes inclinados hacia atrás .....	19
Figura 16. Diámetros del álabe para un elemento de 6 álabes .....	19
Figura 17. Separador axial de gas-líquido Inline Deliquidiser .....	20
Figura 18. Separador axial ciclónico Azgaz .....	21
Figura 19. Esquema de operación del separador Azgaz .....	22
Figura 20. Comparación de resultados obtenidos por Verlaan y Austrheim .....	23
Figura 21. Estator generador de remolino con ángulo de despegue de 45° .....	23
Figura 22. Configuraciones posibles para recirculación de gas de purga .....	24
Figura 23. Diseño conceptual del primer prototipo por Intevp. ....	25

Figura 24. Prototipo construido por Intevep. ....	26
Figura 25. Estatores generadores de remolino propuestos por Ruiz et al .....	27
Figura 26. Prototipo Depurador Axial Ciclónico evaluado por Delgado.....	28
Figura 27. Resultado experimental considerando estatores de 45°, 60° y 75° .....	28
Figura 28. Eficiencia de separación para el primer prototipo desarrollado por Intevep .....	29
Figura 29. Segundo protótipo construido por Intevep .....	30
Figura 30. Proceso de producción de petróleo .....	32
Figura 31. Régimen de flujo en tuberías. ....	33
Figura 32. Flujo multifásico a través de una tubería. ....	34
Figura 33. Patrones de flujo ascendente en tuberías verticales. ....	35
Figura 34. Mecanismos de Separación gas líquido. ....	45
Figura 35. Inercia de una partícula de líquido.....	48
Figura 36. Fuerza de flotación en una partícula. ....	49
Figura 37. Magnitud de fuerzas que actúan en una partícula dentro de un Separador Ciclónico de Flujo Inverso. ....	52
Figura 38. Separador Ciclónico de Flujo Inverso. ....	55
Figura 39. Separador Ciclónico de Flujo Axial. ....	56
Figura 40. Áreas del conocimiento que implica la Dinámica de Fluido Computacional.....	60
Figura 41. Los tres enfoques básicos para resolver problemas en dinámica de fluidos y transferencia de calor.....	61
Figura 42. Tipos de generación de mallas.....	64
Figura 43. Estructuras de remolinos presentes en un flujo turbulento (Eddy). ....	69
Figura 44. Fluctuación de la velocidad en el tiempo para un flujo turbulento.....	70
Figura 45. Métodos utilizados para modelar la turbulencia.....	71
Figura 46. Comparación de los métodos utilizados para modelar la turbulencia. ....	73
Figura 47. Modelos Multifásicos considerados en DFC .....	81
Figura 48. Esquema de metodología empleada.....	86
Figura 49. Partes del Separador Ciclónico Axial .....	88

Figura 50. Flujo de trabajo en CFD .....	92
Figura 51. Geometrías de los estatores de 60° (izquierda) y 75° (derecha) propuestos para el prototipo del Separador Axial Ciclónico .....	96
Figura 52. Diseño de <i>la cámara de recolección de líquido</i> del SCA .....	98
Figura 53. Diseño de <i>vortex finder</i> del SCA .....	99
Figura 54. Diseño de <i>la boquilla de entrada de la mezcla</i> del SCA.....	99
Figura 55. Tubería de recirculación de gas del equipo .....	100
Figura 56. Boquilla de entrada y salida de gas de recirculación.....	101
Figura 57. Diseño de <i>la boquilla de salida de gas</i> del SCA .....	101
Figura 58. Diseño de <i>la boquilla de salida de líquido</i> del SCA.....	102
Figura 59. Planos para generación de geometría de los estatores elaborados en solidworks .....	106
Figura 60. Planos para generación de geometría del cuerpo del equipo elaborados en solidworks .....	107
Figura 61. Generación de la Geometría del fluido (Dominio de Estudio) .....	107
Figura 62. Refinamiento de Malla 0, 1 y 2 .....	109
Figura 63. Refinamiento de Malla 3, 4 y 5 .....	110
Figura 64. Refinamiento de Malla 6 y 7 .....	111
Figura 65. Esquema de inicialización control y solución empleada en la simulación .....	113
Figura 66. Estudio de independencia de malla.....	114
Figura 67. Resultados de la comparación del modelo de Hoffman con los numéricos, considerando diferentes modelos de turbulencia para flujo monofásico (Aire) .....	116
Figura 68. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia.....	117
Figura 69. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia.....	118

Figura 70. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia.....	119
Figura 71. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia.....	120
Figura 72. Energía cinética turbulenta generada dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia.....	121
Figura 73. Energía cinética turbulenta generada dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia.....	122
Figura 74. Planos de contorno de energía cinética turbulenta. ....	123
Figura 75. Resultados de la comparación del modelo de Muschelknautz con los numéricos, considerando diferentes modelos de turbulencia para flujo monofásico (Aire).....	124
Figura 76. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD .....	126
Figura 77. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD .....	127
Figura 78. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD .....	128
Figura 79. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD .....	129
Figura 80. Plano de contornos de velocidad tangencial (izquierda) y axial (derecha) para los caudales de aire desde 10 a 120 MPCSD.....	130
Figura 81. Plano de contornos de presión total variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD.....	131
Figura 82. Plano de contornos de presión total variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD (Continuación).....	132



Figura 83. Perfiles de velocidad a lo largo del separador ciclónico axial variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD .....	133
Figura 84. Plano de contornos de la energía cinética turbulenta variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD.....	134
Figura 85. Plano de contornos de la energía cinética turbulenta variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD (Continuación).....	135

## LISTA DE TABLAS

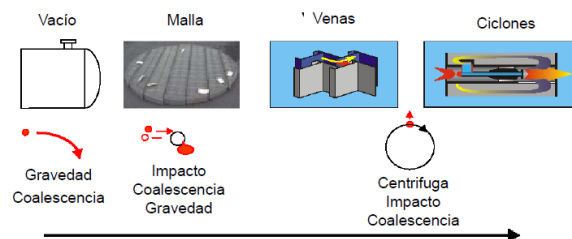
Tabla 1. Ventajas y Desventajas de los ciclones.....	54
Tabla 2. Ventajas y Desventajas de ciclones de flujo axial .....	57
Tabla 3. Comparación de modelos de turbulencias RANS.....	75
Tabla 4. Modelos de turbulencias presentes en ANSYS CFX.....	75
Tabla 5. Matriz para evaluación de prueba propuesta para evaluación numérica .....	89
Tabla 6. Matriz general para evaluación de prueba propuesta para evaluación numérica .....	89
Tabla 7. Estudio de verificación de malla y validación de modelo de turbulencia.....	92
Tabla 8. Configuraciones para longitud del ciclón propuestas para el prototipo de Separador Axial Ciclónico .....	97
Tabla 9. Espesores de pared mínimo para cada sección del separador axial ciclónico .....	103
Tabla 10. Condiciones de proceso a la cual estará sometido el prototipo durante las pruebas.....	105
Tabla 11. Matriz de variables geométrica para prueba experimental .....	106
Tabla 12. Parámetros de control para alcanzar la solución numérica .....	112
Tabla 13. Estudio de verificación de malla.....	114

## INTRODUCCIÓN

Un tema de suma importancia en la industria de hidrocarburos es asegurar la producción de los hidrocarburos desde el yacimiento hasta las instalaciones de superficie. Este proceso se logra optimizando la infraestructura para el manejo en superficie de la producción multifásica, mediante el estudio y desarrollo de soluciones sobre los factores que causen problemas y afecten directamente la eficiencia de los equipos. (Pérez, 2015)

El manejo en superficie de la producción multifásica de hidrocarburo es realizado comúnmente en las llamadas estaciones de flujo, cuya función principal es separar la mezcla en componentes individuales de fluidos (petróleo, gas, agua y arena). Una vez separadas estas fases son procesadas en productos comercializables para disponer de ellos de una manera ambientalmente aceptable.

Los equipos de separación que operan por el principio de gravedad (de dos o tres fases, horizontal o vertical) realizan la mayor parte del proceso de separación en estas estaciones. No obstante, las exigencias de la producción en aguas profundas y ambientes remotos demandan un nuevo portafolio en tecnologías compactas de separación, debido a la complejidad asociada a la producción en estos ambientes. Una alternativa para los desarrollos de tecnologías de separación compacta en ambientes remotos es el principio de separación ciclónica, el cual presenta alta eficiencia y requiere poco espacio y peso para su instalación. (Chin et al, 2003). En la Figura 1 se muestran los principales mecanismos que influyen en los diferentes tipos de separación. (Pérez, 2015)



**Figura 1. Mecanismos de separación agua/líquido típicos**

(Fuente: Chin et al, 2003. Development and Installation of an Inline Deliquidiser)

## **CAPÍTULO I**

### **1. FUNDAMENTO DE LA INVESTIGACIÓN**

#### **1.1 EL PROBLEMA**

Según Rawlins (2003), el concepto de separación compacta se aplica comúnmente en los procesos de unidad de separación que no dependen en gran medida de la sedimentación ocasionada por fuerzas de gravedad presentes en estos equipos. En el cambiante mundo de la tecnología de producción y acondicionamiento petrolero, la separación compacta promete revolucionar el diseño de las instalaciones debido al ahorro de espacio y peso al tiempo que mejora el rendimiento del proceso. La separación ciclónica compacta es a la vez necesaria e inevitable, ya que proporciona beneficios para el diseño de separación más allá de las instalaciones mínimas, no obstante; el desarrollo y evaluación de cualquier tecnología compacta de separación debe contemplar además del tamaño y peso del equipo la revisión de todos los aspectos que influyan en su desempeño.

Con base en lo expuesto anteriormente, PDVSA INTEVEP encargada en generar soluciones tecnológicas integrales con especial énfasis en las actividades de exploración, producción y refinación de hidrocarburos en el país, se ha fijado entre su cartera de proyectos el desarrollo de equipos compactos y eficientes de separación gas líquido. Los Separadores Axiales Ciclónicos (SAC), los cuales prometen ser una solución tecnológica debido a su alta eficiencia de separación y poco espacio requerido para su instalación, ideales en desarrollos sobre plataformas costa afuera donde el espacio es limitado. (Delgado, 2010) (Rawlins, 2003)

Por esta razón, la gerencia de Infraestructura y Mejoramiento, bajo la jefatura de proyecto de Aseguramiento de Flujo se ha planteado continuar con los trabajos de investigación y desarrollo sobre este tipo de tecnología.

## **1.2 Objetivos**

### 1.2.1 Objetivo general

Elaborar el diseño de una tecnología de separación ciclónica axial vertical para flujo líquido-gas ascendente

### 1.2.2 Objetivo específicos

- Identificar tecnologías existentes de separación axial ciclónica con la finalidad de definir la tendencia tecnológica en la investigación.
- Proponer tres diseños del modelo experimental de la tecnología con el fin de elaborar los planos de construcción
- Establecer metodología para simulación numérica en dinámica de fluidos computacional (CFD).
- Realizar, al menos, una simulación monofásica en dinámica de fluido computacional en uno de los tres modelos propuestos.
- Analizar resultados, emitir conclusiones y recomendaciones.

## **1.3 Justificación**

En la industria petrolera, el crudo en su forma natural se encuentra en los pozos acompañado de gas, agua, sedimentos e impurezas y para su procesamiento y comercialización debe ser separado de cada uno de estos elementos. El petróleo crudo una vez extraído del pozo, sube por los cabezales de producción y de ahí va a las redes de recolección donde previamente entra a los trenes de separadores que se encuentran ubicados en las estaciones de flujo. Una vez que el crudo se encuentra totalmente limpio, se transporta por medio de oleoductos a los puntos de refinación o refinerías.

Como la explotación del crudo y el uso del combustible se incrementan cada día, la industria petrolera se ve en la necesidad de maximizar la eficiencia de los procesos de separación. En este sentido, se reconoce que los separadores convencionales (mayoría de los actuales) no son lo suficientemente eficientes,

además de ser voluminosos, pesados y costosos, debido a que han llegado al límite de su desarrollo. Por esto, la industria petrolera requiere separadores más económicos, más eficientes y más compactos, de manera de disminuir el espacio que éstos ocupan.

La necesidad de disponer de equipos de separación compactos y eficientes, radica en el fuerte crecimiento esperado de la infraestructura de superficie para ajustarse al Plan Siembra Petrolera vigente y a los requerimientos de incremento de capacidad de producción asociados.

Las ventajas de emplear la tecnología de separación ciclónica son las siguientes:

- Reducción de los costos de instalación y mantenimiento de los equipos.
- Incrementos en la capacidad de manejo de gas, crudo y en la eficiencia de separación.
- Requieren poco espacio para sus instalación, representado una potencial ventaja en las aplicaciones costa afuera.
- Costo de inversión similar o menor a los de tecnologías equivalentes.

Con el desarrollo de esta tecnología de separación axial ciclónica, PDVSA tanto en estaciones costa afuera como en tierra, logrará asegurar la producción de los hidrocarburos desde el yacimiento hasta las instalaciones de superficie, aumentando la capacidad de manejo en superficie, la eficiencia de separación, reduciendo el espacio requerido y los costos de, Además, este proyecto impulsará la cooperación e integración con el sector técnico científico de Venezuela y al mismo tiempo la correcta gestión de los recursos energéticos y ambientales en las operaciones de producción de hidrocarburos en el país.

#### **1.4 Alcance de la investigación**

PDVSA-Intevep requiere del diseño de un prototipo de separador ciclónico axial para validar el concepto de una tecnología ciclónica que permita manejar flujos bifásicos líquido-gas.

Con este diseño se pretende hacer una propuesta de un prototipo de separador axial que sea compacto, de fácil mantenimiento, baja caída de presión y alta eficiencia de separación.

Por otra parte, necesita la generación de los planos de diseño del separador ciclónico axial para su posterior fabricación.

Además, se realizarán simulaciones numéricas mediante la herramienta comercial ANSYS CFX v.15 a fin de determinar la geometría más conveniente.

Esta tesis es interesante porque estamos explorando una innovación en la tecnología ciclónica aquí en Venezuela, debido a que existe un vacío de conocimiento sobre separación ciclónica axial para flujo vertical ascendente y se desea ver qué pasa si funciona.

#### **1.5 Limitaciones**

La presente investigación pudiese estar restringida principalmente por la escasa información referente al tema, especialmente en la Universidad Central de Venezuela donde los estudios sobre la misma son limitados.

Además, cabe destacar que la información detallada del diseño y funcionamiento de equipos comerciales es confidencial, es decir, pertenece al fabricante y no se tiene acceso a la misma.

Por último, la realización de las pruebas se hará monofásicamente (aire) para al menos, un diseño propuesto por falta de tiempo en las instalaciones de PDVSA-INTEVEP.

## CAPÍTULO II

### 2 MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Antecedentes de la investigación

El uso de separadores de tipo ciclón dentro de la industria del petróleo y gas es un fenómeno relativamente reciente. A pesar de que han sido utilizados con éxito desde hace algún tiempo en otras industrias, ofreciendo ventajas sobre los separadores convencionales por gravedad, su aplicación sólo se ha tratado en este campo hace relativamente poco tiempo (25 años). Sin embargo, su uso en la industria petrolera es ahora de gran interés para muchas empresas y centros de investigación alrededor del mundo con la finalidad de enfrentar el gran desafío de la extracción y procesamiento de petróleo y gas. (Swarborn, 1988) (Verlann, 1991).

Con el apoyo de estas grandes compañías en el área de extracción y procesamiento de petróleo y gas, se ha aumentado la investigación de métodos más económicos en la producción de hidrocarburos. Esto se debe al hecho de que los separadores ciclónicos son más pequeños, más eficiente, y de más bajo mantenimiento que los convencionales. Adicionalmente, pueden ser utilizados en condiciones hostiles y en aplicaciones donde se requiera poco espacio.

En la literatura hay una gran cantidad de trabajos publicados en el diseño y el funcionamiento de ciclones de flujo reverso, sin embargo la cantidad de trabajos relacionado con Ciclones de Flujo Axial (AFC, por sus siglas en ingles), también conocidos como Uniflow Cyclones, Swirl Tubes o Swirl Flow Separator, es mucho menor (Austrheim, 2006). Hasta los momentos no ha habido ninguna investigación que muestre a fondo información sobre los ciclones axiales a excepción del capítulo dedicado para ciclones de flujo axial o denominados Swirl Tubes en el libro publicado por A.C. Hoffmann y L.E. Stein con el nombre “Gas Cyclones and Swirl Tubes” (Hoffman y Stein, 2002).



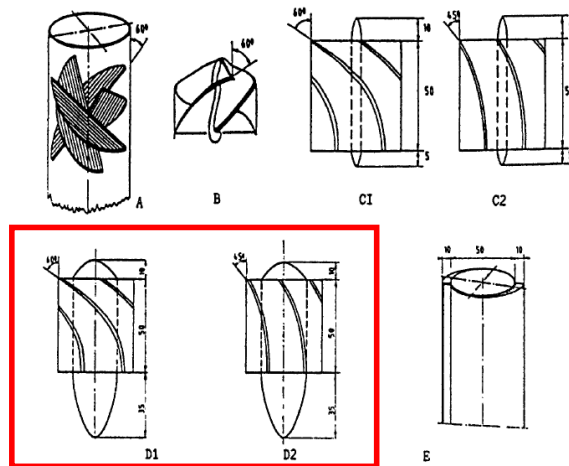
La primera patente de los separadores de ciclón se concedió a O.M. Morse en 1886 y desde entonces, se ha continuado el desarrollo de ciclones, por lo que su comprensión en ellos ha ido mejorando debido a las valiosas contribuciones de individuos como Feifel Eugen, Stairmand CJ, Walter Barth, Muschelknautz Edgar, Svarovsky, C. Verlaan, P. Dickson, T. Austrheim, R. A. Swanborn y A. C. Hoffmann por nombrar algunos. Los ciclones de flujo axial se utilizaron por primera vez en aplicaciones para eliminación de polvo, por ejemplo, como la filtración de admisión del motor. Stenhouse y Trow (1979) hicieron un breve resumen de su uso y propusieron un modelo de eficiencia de grado basado en los resultados de los experimentos de polvo en el laboratorio. Más tarde Burkholz (1989) también investigó los ciclones de flujo axial donde mencionó que habían longitudes muy grandes en las relaciones de diámetro en el rango de 10 a 20. Los ciclones de flujo axial han ganado creciente popularidad en la industria del petróleo y gas en los años 90, donde a menudo fueron incorporados como equipos de separación cuando los depuradores convencionales eran sometidos a renovación.

En 1957, Daniels descubrió el potencial de los álabes guías estacionarios para la separación de partículas sólidas de una corriente gaseosa, en su estudio revela que un incremento en el ángulo formado entre los álabes y la dirección axial produce una mayor velocidad rotacional y en consecuencia mayor fuerza centrífuga facilitando la separación de las fases. (Delgado G, 2010).

Varios trabajos describen las aplicaciones de flujo axial, aumentando así su popularidad (Diekmann et al, 1992; Swanborn et al, 1995; Stewart et, al 1998; Sterner, 2001; Chin et al, 2002). De igual forma, también se pueden citar países con gran número en publicaciones sobre tecnología ciclónica axial, entre los cuales se encuentran: China, Holanda, EEUU e Inglaterra. (Trujillo y Ulloa, 2007).

Swanborn (1988), muestra en su tesis doctoral un nuevo enfoque para el diseño de los separadores de gas-líquido en la industria petrolera, considerando principalmente el principio de separación por inercia, separador ciclónico de flujo axial, ciclónico de flujo reverso y separador de venas. Los esfuerzos se concentraron en el desarrollo de diseños mejorados y reglas de diseño en general, válido para

mejorar los tipos de separadores ya existentes. Mediante pruebas experimentales y análisis por dinámica computacional de fluido un nuevo diseño de separador ciclónico axial fue desarrollado y probado, mejorando de esta forma el tamaño y rendimiento del equipo. También mostró una nueva configuración del estator generador de remolino la cual evaluó experimental y computacionalmente mejorando su tamaño y rendimiento, realizo pruebas de un número de elementos generadores de remolino y posteriormente caracterizó su desempeño (Figura 2 y Figura 3) en términos de número de turbulencia ( $S$ ), eficiencia hidráulica ( $e$ ) y coeficiente de caída de presión ( $\xi$ ), que es la caída de presión adimensional o número de Euler. Él recomendó en sus estudios que los dos primeros valores, el número de remolino ( $S$ ) y la eficiencia hidráulica ( $e$ ) deben ser tan altos como sea posible, mientras que el coeficiente de caída de presión ( $\xi$ ) debe ser lo más bajo posible, resultando las geometrías D1 y D2 las más recomendadas como elementos generadores de remolino.



**Figura 2. Elementos generadores de remolino.**

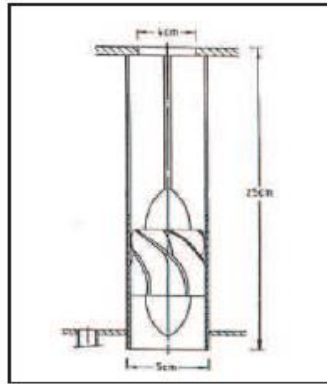
**(Fuente: Swarborn R, 1988. A new approach to the desing of gas-liquid separators for the oil industry)**

Swirl Element	Swirl Number (S)	Hydraulic Efficiency ( $e_h$ )	Pressure drop Coefficient ( $\xi$ )
A	1.0	0.4	12.2
B	1.2	0.5	6.1
C1	0.8	0.6	3.2
C2	0.5	0.9	1.1
D1	2.0	0.7	9.1
D2	1.2	0.9	2.7
E	1.1	0.8	5.6

**Figura 3. Caracterización de los elementos generadores de remolino**

(Fuente: Swarborn R, 1988. A new approach to the desing of gas-liquid separators for the oil industry)

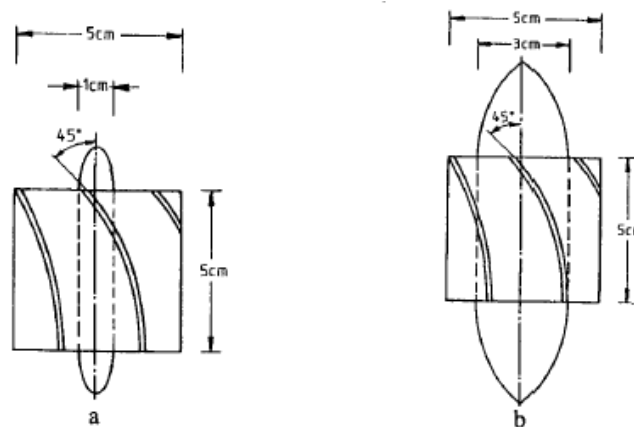
Verlaan (1991), posteriormente evaluó el rendimiento de novedosos eliminadores de niebla, su investigación utilizó la base del depurador desarrollado por Swanborn con la finalidad de optimizar la geometría. Se concentró en el mecanismo de separación del principio de inercia utilizando venas y el principio de fuerza centrífuga utilizando ciclones de flujo axial, este proyecto de investigación se inició con el objetivo de mejorar el conocimiento de los fenómenos que rigen la separación gas/líquido y el estudio del comportamiento de estos depuradores en condiciones de alta presión. El consideraba que era importante investigar los fenómenos que dominan el funcionamiento de estos depuradores, entre ellos el patrón de flujo, el cual afectaba la separación y caída de presión en los dispositivos, también en su investigación utilizó un software de dinámica de fluidos computacional llamado "PHOENICS" para evaluar el comportamiento fluido dinámico dentro de estos ciclones. Los resultados de la simulación (perfiles de velocidad y caída de presión) fueron comparados con los datos generados de las pruebas experimentales de los ciclones de flujo axial y de tipo vena.



**Figura 4. Depurador Axial Ciclónico propuesto por Verlaan.**

(Fuente: Verlaan C.C.J. 1991. Performance of Novel Mist Eliminators)

Verlaan (1991), propone un nuevo diseño (Figura 4) para sus experimentos modificando la longitud axial del cono trasero propuesto en el estator desarrollado por Swanborn. El diseño propuesto de Verlaan media 5 cm. de diámetro y consideraba dos tipos de diámetro en el cono delantero y trasero de los estatores, 1 y 3 cm respectivamente, con ángulos en los álabes de salida de 30°, 45° y 60°, el estator con ángulo de salida de 30° poseía 8 álabes, mientras que los otros dos (45° y 60°) contenían 6 álabes. En la Figura 5 se presentan los dos tipos de estatores usados.

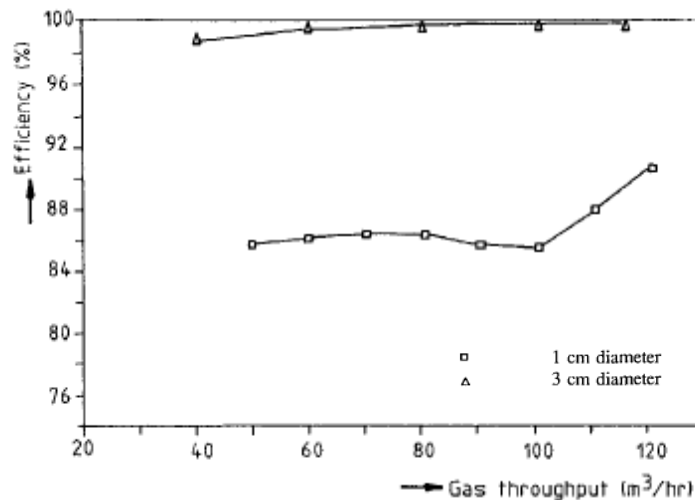


**Figura 5. Estatores generadores de remolino usados por Verlaan**

(Fuente: Verlaan C.C.J. 1991. Performance of Novel Mist Eliminators)

Este modelo fue evaluado bajo diferentes condiciones, concluyendo que el diámetro del estator influye considerablemente en la generación del remolino, la velocidad tangencial y la eficiencia del ciclón. Un fuerte remolino, ocasiona un efecto positivo en la separación de las gotas y el drenaje de la película de líquido, ya que al incrementar la velocidad tangencial de la película de líquido, se promueve más fácilmente que el líquido separado salga por las ranuras longitudinales de separación. (Verlaan, 1991).

La Figura 6 muestra el resultado del comportamiento comparando los dos estatores generadores de remolino, donde se observa el notable rendimiento en el estator que poseía el diámetro del cono de 3 cm en comparación con el de 1 cm de diámetro.

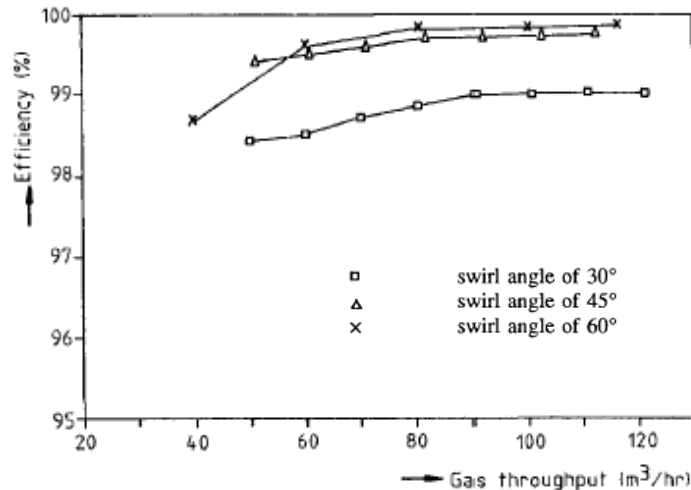


**Figura 6. Influencia del diámetro del cono delantero y trasero del estator en el rendimiento de separación de ciclón axial (experimento con aire-agua, ángulo del álabe 45°)**

(Fuente: Verlaan C.C.J. 1991. Performance of Novel Mist Eliminators)

De igual forma, no solo el diámetro del cuerpo del estator influye considerablemente en la eficiencia de separación, Verlaan a igual que Daniel indican en sus trabajos que un incremento en el ángulo formado entre los alabes y la dirección axial produce mayor velocidad rotacional y en consecuencia un aumento de la

eficiencia de separación. Verlaan experimentó con estatores de ángulos 30°, 45° y 60° en donde concluye que con ángulos de 45° y 60° el equipo prácticamente tenía el mismo desempeño siendo para el de 60° mayor, mientras que el estator con ángulo de 30° ofrece el menor desempeño de separación, como se observa en la Figura 7. (Verlaan, 1991).



**Figura 7. Influencia del ángulo del álabe del estator en el rendimiento de separación de ciclón axial (experimento con aire/agua, diámetro del cuerpo 3 cm)**

(Fuente: Verlaan C.C.J. 1991. Performance of Novel Mist Eliminators)

Nueve años más tarde, Klujzso et al. (1998), presentaron el diseño y evaluación experimental y numérica de un separador axial ciclónico en línea que permite eliminar partículas de polvo de una corriente de gas. Los parámetros de diseño, así como las condiciones de funcionamiento fueron alterados para determinar su influencia sobre el rendimiento del separador en términos de recolección de partículas sólidas. En su estudio señalan que las principales variables geométricas que afectan operacionalmente un separador axial ciclónico son: las dimensiones del estator, la distancia de separación estator - *vortex finder*, la amplitud anular de recolección y la geometría de los álabes. Sugieren magnitudes para todas estas variables, para sistemas gas-sólido.

Klujszo *et al.* (1998), afirman que el diámetro del estator influye directamente en la caída de presión del dispositivo, ya que conforme este aumenta el área transversal disponible para el flujo disminuye, lo cual ocasiona debido al principio de continuidad un aumento en la velocidad de flujo y por consiguiente un incremento en la caída de presión (Figura 8).

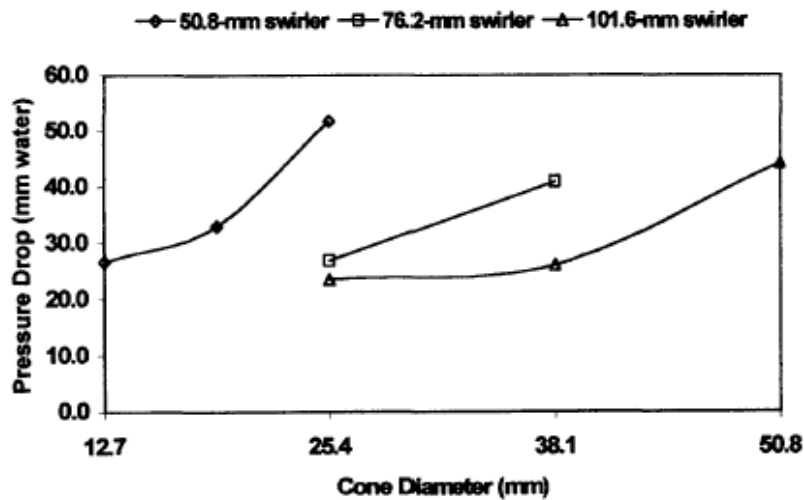


Figura 8. Caída de presión considerando los diferentes diámetros en estatores

(Fuente: Klujszo L., 1998. Engineering design of a swirler separator with aid of computational fluid dynamics)

Klujszo L. *et al.* (1998), determinaron que la amplitud de las aberturas anulares debido al diámetro del *vortex finder* utilizado tienen un efecto en la eficiencia de recolección de la fase dispersa, mientras mayor es la abertura, existen mayor probabilidades de recolectar la mayor cantidad de partículas arrastradas por la corriente gaseosa, sin embargo; esto trae como consecuencia un incremento en la caída de presión ya que se reduce el área disponible de flujo para el gas a la salida del equipo.

Por otro lado, la geometría de los álabes es otro parámetro que impacta directamente sobre la eficiencia de separación y la caída de presión de un separador axial ciclónico. Un aumento en el ángulo formado entre los álabes y la dirección axial, produce mayor velocidad tangencial y en consecuencia la fuerza centrífuga aumenta, mejorando la separación de las fases. Sin embargo, existe un límite en el incremento de este ángulo, ya que a medida que el ángulo de salida se incrementa, también aumenta la caída de presión del dispositivo debido a que la sección transversal disponible para el flujo disminuye, por lo que grandes ángulos formados entre los álabes y el eje axial, producen altas caídas de presión (Figura 9).

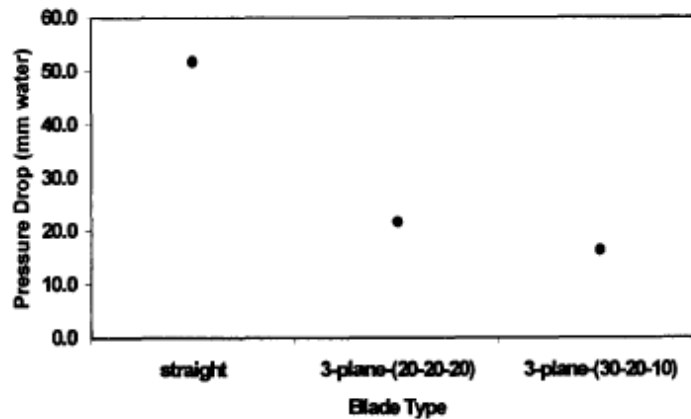


Figura 9. Caída de presión considerando los diferentes ángulos de los álabes

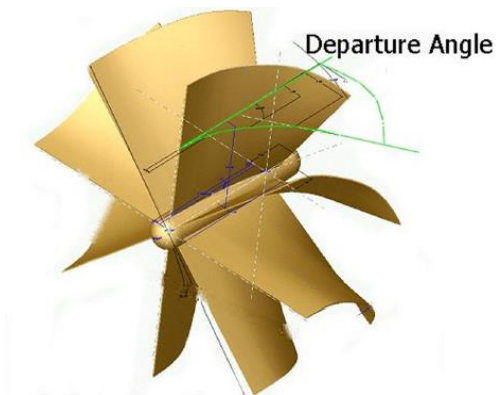
(Fuente: Klujzso L., 1998. Engineering design of a swirler separator with aid of computational fluid dynamics)

De igual forma, Dickson (1998) realizó una descripción detallada sobre separadores ciclónicos. Su trabajo de investigación consistió en la optimización de un novedoso diseño de un separador ciclónico de flujo axial ya existente denominado WELLSEP. Al diseño original le realizó modificaciones geométricas con la finalidad de evaluar experimental y numéricamente los cambios que estos producían en el rendimiento del equipo. En su trabajo indicó que no existe una guía de diseño para desarrollar estos tipos de separadores, lo cual fue uno de sus objetivos a alcanzar en su investigación. También indica que el efecto de los parámetros geométricos, como longitud y diámetro de vórtice afecta el desempeño de los dispositivos. Dickson



recomienda autores como Bradley (1965) y Swarovsky (1984) como fuente de lectura adicional sobre los ciclones de flujo reverso y para el caso de ciclones axiales recomiendan los trabajos realizados por Umney (1948) y Daniels (1957) como mejor punto de partida, también cita a otros autores como: Alden (1959), Smith (1961), Jackson (1963), Strauss (1966) y Stenhouse y Trow (1985).

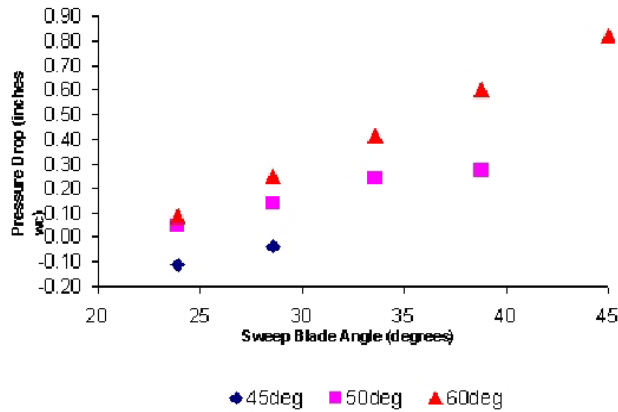
Hobbs (2002), utilizó un modelo de dinámica de fluidos computacional (CFD), por sus siglas en inglés) para predecir la influencia de los siguientes parámetros geométricos: diseño de los álabes, distancia de separación estator – *vortex finder*, y apertura anular formada entre el dispositivo y el *vortex finder*, sobre la eficiencia de separación y caída de presión de un separador axial ciclónico de flujo bifásico gas-líquido. Hobbs concluyó que los álabes que forman un mayor ángulo de desarrollo (*Departure Angle*) con respecto al eje axial del dispositivo resultan más eficientes, sin embargo, estos arrojan mayor caída de presión. En la Figura 10 se puede observar la geometría del estator generador de remolino propuesto por Hobbs en sus experimentos.



**Figura 10. Geometría del estator generador de remolino propuesto por Hobbs**

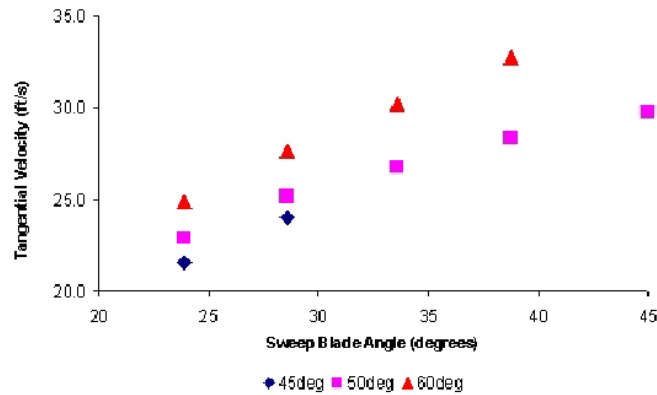
**(Fuente: Hobbs A. 2002. Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant)**

Adicionalmente en las Figura 11 y Figura 12 se pueden observar la influencia en la caída de presión y la velocidad tangencial del fluido para diferentes tipos de ángulo de desarrollo en la geometría del estator de remolino.



**Figura 11. Influencia del ángulo del estator en la caída de presión**

(Fuente: Hobbs A. 2002. Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant)



**Figura 12. Influencia del ángulo en la velocidad tangencial**

(Fuente: Hobbs A. 2002. Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant)

Por otra parte, Hobbs (2002) determinó que a medida que las aberturas de recolección aumentaban, la eficiencia de recolección se incrementaba, sin embargo; la caída de presión era mayor debido a que al aumentar el ancho de las aberturas de recolección había que disminuir el diámetro del *vortex finder* reduciendo así el área de flujo de salida de gas, causando que la caída de presión aumente (Figura 13 y Figura 14).

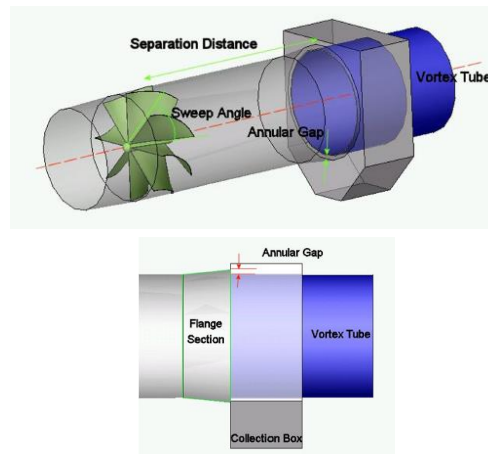


Figura 13. Geometría de separador axial

(Fuente: Hobbs A., 2002. Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant)

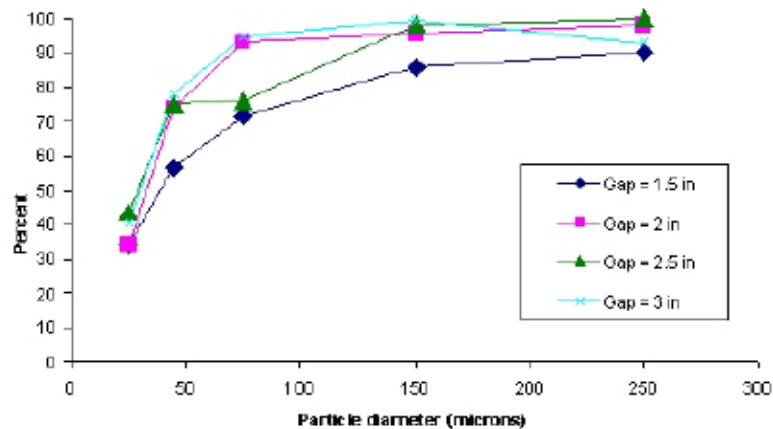


Figura 14. Eficiencia de recolección en función de las aberturas de recolección

(Fuente: Hobbs A, 2002. Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant)

Hoffmann y Stein (2002), en su libro “Gas Cyclones and Swirl Tubes”, indican los aspectos más importantes a considerar en el diseño de los estatores o venas generadores de remolino. Ellos afirman que, son los ángulos de entrada y salida y el espesor de los álabes, los cuales determinaran el área disponible para el flujo y por lo tanto la velocidad del remolino necesaria para alcanzar la fuerza G ideal para conseguir la separación de las fases. En los ciclones convencionales con entrada tangencial, la velocidad del remolino cerca de la pared viene determinada por la velocidad y el coeficiente de construcción del ducto de entrada, mientras que en los ciclones axiales, esta componente es determinada por la velocidad de salida a través del área disponible del estator en conjunto con el ángulo de salida de los álabes.

Hoffmann y Stein indican que disminuyendo el ángulo de salida con respecto a la dirección radial  $\beta$  se incrementa la intensidad del remolino, la eficiencia de separación y la caída de presión, si  $\beta$  se hace demasiado pequeño, la separación de la capa límite y la generación de turbulencia puede ocurrir en el cuerpo del ciclón.

También, indican que Muschelknautz y Trefz (1991) recomiendan  $\beta$  entre  $15^\circ$ - $30^\circ$  con respecto a la dirección radial, que sería un ángulo de  $60^\circ$  y  $75^\circ$  con respecto a la dirección axial. También recomiendan que la separación de los alabes corresponda a la relación  $du/dv$  de aproximadamente  $1/4$ . Las dos líneas que definen la distancia  $du$ , ortogonalmente se dibujan a través de la punta de salida del alabe y el punto de transición de la dirección axial y tangencial, respectivamente (Figura 15 y Figura 16) (Hoffmann y Stein, 2002).

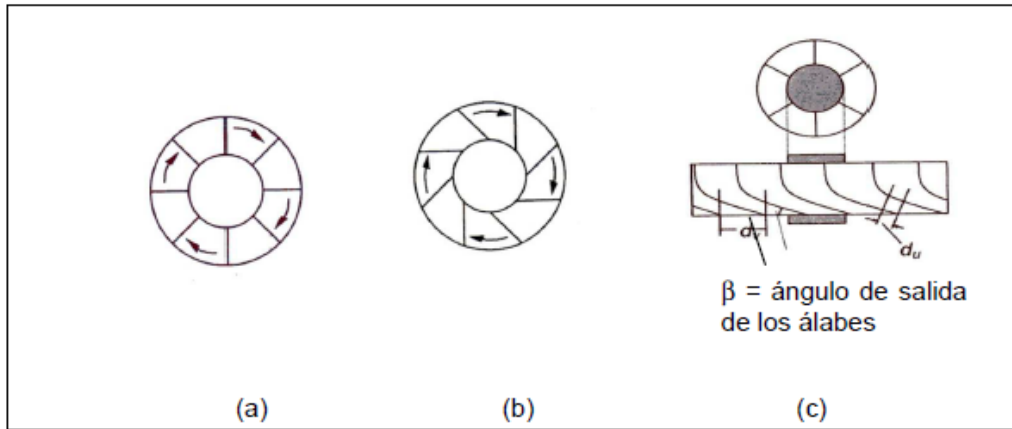


Figura 15. (a) Álabes ortogonales (b) Álabes inclinados hacia atrás

(Fuente: Hoffmann A. y Stein L, 2002. Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles: Design and Operation)

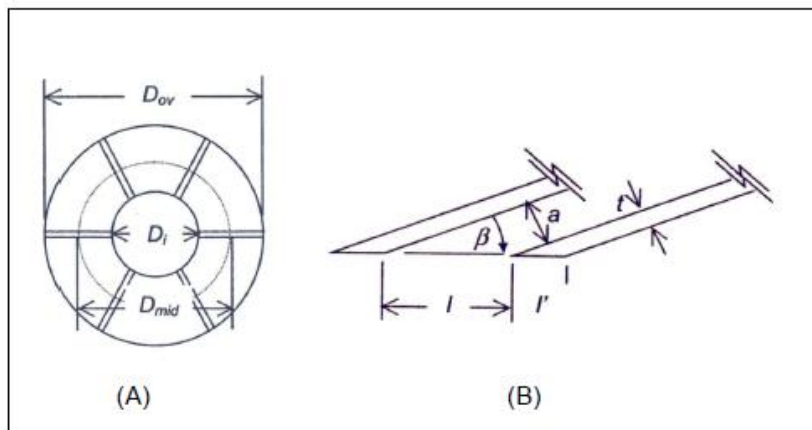
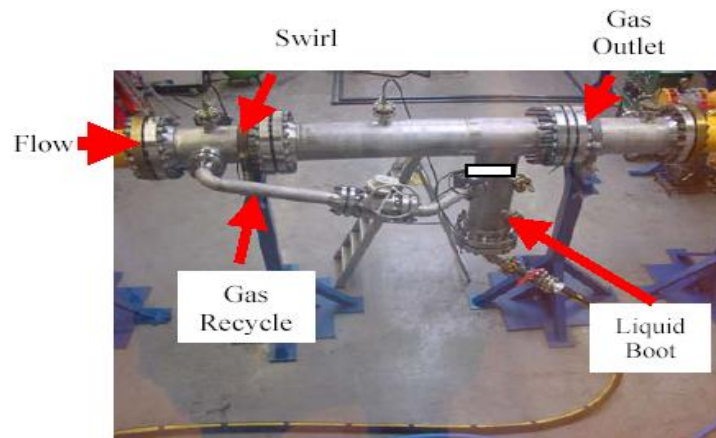


Figura 16. Diámetros del álabe para un elemento de 6 álabes

(Fuente: Hoffmann A. y Stein L, 2002. Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles: Design and Operation)

Chin y Stanbridge (2003), desarrollaron un separador de gas-líquido axial denominado Inline Deliquidiser (Figura 17), donde muestran el uso de una tubería de recirculación de gas desde la cámara de recolección de líquido (Liquid Boot) hasta el estator generador de remolino (Swirl), haciendo referencia que esta recirculación era posible debido a que la presión estática en la cámara de recolección era más alta que la presión encontrada después del estator.



**Figura 17. Separador axial de gas-líquido Inline Deliquidiser**

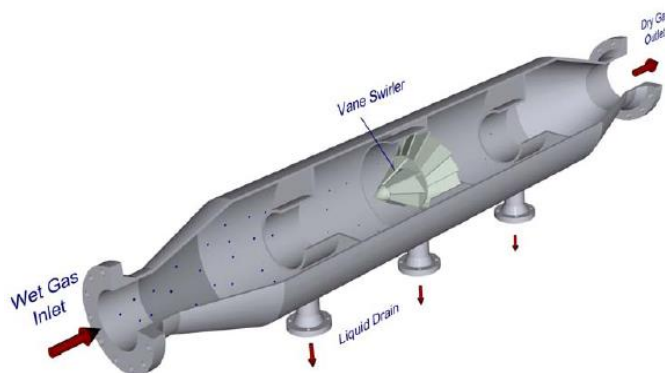
(Fuente: Chin R. et al, 2003. Development and Installation of an Inline Deliquidiser)

Austrheim (2006), con ayuda de la universidad de Bergen y el Centro de Investigación de Statoil, realizó su tesis Doctoral sobre la caracterización experimental a alta presión de depuradores de gas natural, el objetivo de su trabajo fue investigar la diferencia entre el rendimiento de depuradores a baja presión y alta presión como también el efecto que se genera al probar estos equipos a escala reducida de banco y a escala real. Su estudio estaba basado en tres plataformas experimentales: baja presión, alta presión y escala real de alta presión, con la finalidad de investigar el desempeño de una configuración de depuración conformada por una sección de entrada y distribución de fluido tipo vena, una segunda sección para una almohadilla de malla y por ultimo un banco simétrico de multiciclones del tipo de flujo axial. Es importante señalar que en este trabajo por primera vez se

realizaron pruebas en laboratorios para depuradores con fluido real de hidrocarburos a presiones de hasta 1640 psig, considerando un amplio rango de condiciones operacionales como de propiedades de los fluidos, demostrando que el rendimiento de los depuradores depende en gran medida del tipo de fluidos empleado, la carga de líquido y gas, la presión de operación y el tamaño del prototipo depurador.

En general, los resultados de Austrheim (2006) mostraron que la eficiencia del depurador disminuye al aumentar la presión y al utilizar un fluido real de hidrocarburos en lugar de un fluido modelo (agua-aire). Como también, las diferencias que se encuentran entre pruebas a escala real y escala reducida de banco. Este trabajo por lo tanto revela la importancia de llevar a cabo pruebas con fluidos reales, a la presiones correspondiente de operación y en gran escala con el fin de predecir con mayor precisión el desempeño real de los depuradores de gas natural. De este trabajo solo se utilizaran los resultados y recomendaciones obtenidos en la sección conformada por los ciclones de flujo axial.

Merpro Technology (2007), presentan una unidad de separación axial gas-líquido denominada Azgaz, con la cual remueve el 99% de las partículas líquidas con tamaños de gotas superior a 11 micrones. Opera con caídas de presión alrededor de 0,1 psig y puede operar con un volumen de líquido igual al 20% del volumen total de la corriente en la entrada. Según el fabricante, Azgaz es una unidad ideal para instalarse aguas arriba de los sistemas de compresión.

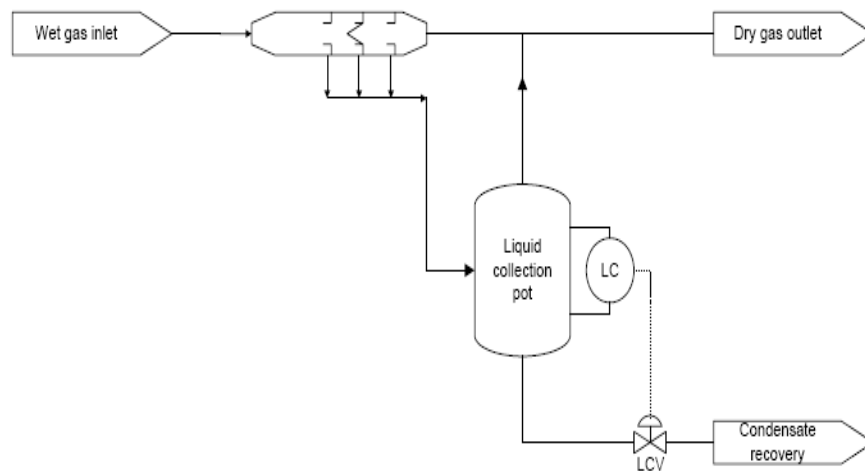


**Figura 18. Separador axial ciclónico Azgaz**

**(Fuente: Merpro, 2007. Azgaz. R In-line Gas / Liquid Separation. Merpro Technology)**

La Figura 18 muestra el separador axial Azgaz el cual cuenta con una cámara de preseparación en la entrada antes del estator generador de remolino, la cual posee una sección en forma tobera, esta sección genera un decrecimiento en la velocidad del gas con partículas líquidas debido al incremento en el área transversal de la tubería, permitiendo que las gotas de líquido caigan al fondo de la tubería por acción de la gravedad. El líquido al caer en el fondo es drenado por la primera boquilla a un envase de recolección. El gas que fluye a través del primer difusor contendrá una fina mezcla de partículas líquidas incapaces de caer bajo el efecto gravitatorio y es enviado al estator patentado de álabes guías que le proporcionan rotación a la mezcla para su posterior separación (Merpro, 2007).

La Figura 19 indica el modo de operación de los separadores Azgaz, el líquido es recolectado en un envase de asentamiento, donde el gas se recircula y el líquido es drenado.



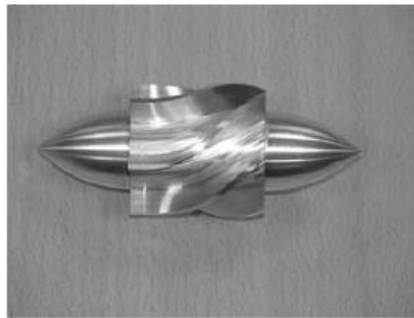
**Figura 19. Esquema de operación del separador Azgaz**

**(Fuente: Merpro, 2007. Azgaz. R In-line Gas / Liquid Separation. Merpro Technology)**



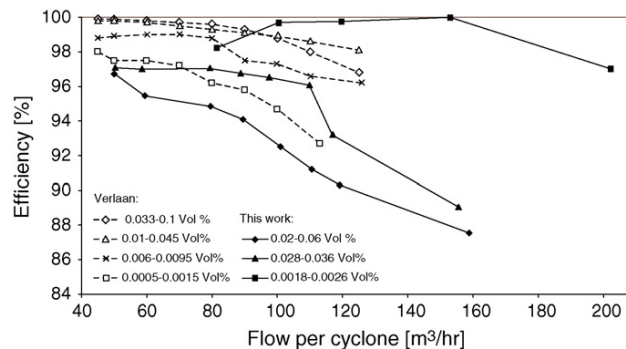
Austrheim, Gjertsen y Hoffmann (2007), investigaron experimentalmente el desempeño de los internos en depuradores axiales ciclónicos, en sus trabajo hicieron mención que existen diversas modelos geométricos propuestos en la literatura para el diseño de estatores axiales ciclónicos, sin embargo hacen referencia a los trabajos de Verlaan, Nieuwstadt, Dirkzwager Hoffmann, S.Y. Ng, los cuales contienen suficientes detalles para reproducir el diseño.

Austrheim (2007), propone una modificación en el diseño del ciclón de Verlaan con ángulo de salida en los álabes de  $45^\circ$  (Figura 20), obteniendo una alta eficiencia en recolección de líquido (Figura 21). (Austrheim T; Gjertsen L; Hoffmann A. 2007)



**Figura 20. Comparación de resultados obtenidos por Verlaan y Austrheim**

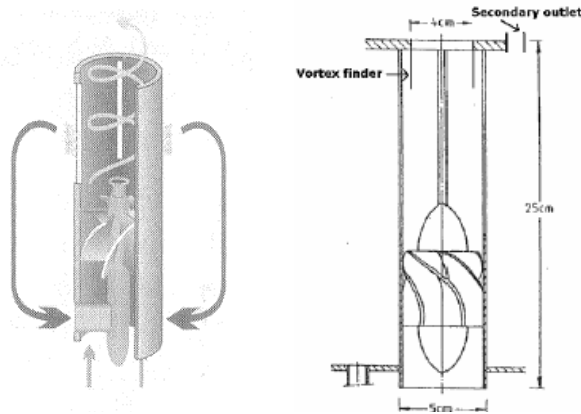
(Fuente: Austrheim T; Gjertsen L; Hoffmann A. 2007. Experimental investigation of the performance of a large-escale scrubber operating at elevated pressure on live natural gas)



**Figura 21. Estator generador de remolino con ángulo de despegue de  $45^\circ$**

(Fuente: Austrheim T; Gjertsen L; Hoffmann A. 2007. Experimental investigation of the performance of a large-escale scrubber operating at elevated pressure on live natural gas)

Austrheim también menciona que uno de los principios comunes de los separadores axiales ciclónicos es el uso de un flujo de gas secundario con el fin de ayudar el drenaje de líquido a través de las ranuras longitudinales del cuerpo del ciclón, ya sea mediante el reciclaje a través de una tubería en el interior dentro del estator hacia la zona de baja presión ubicada aguas abajo del estator, (Swanborn, 1988), (Hoffman y Stein, 2002), (Chin y Stanbridge, 2003) o mediante orificios para el escape de gas de la cámara de recolección de líquido ubicados en la parte superior (Klujszo, 1998). Ver Figura 22.

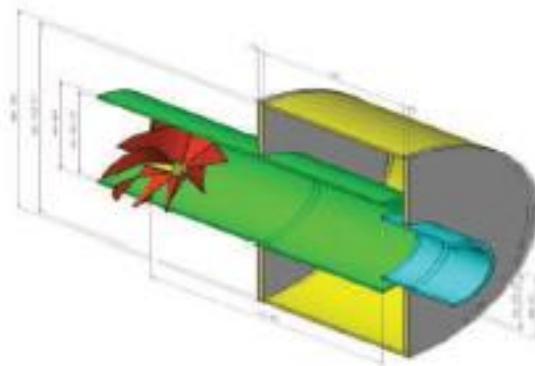


**Figura 22. Configuraciones posibles para recirculación de gas de purga**

**(Fuente: Austrheim T, 2006. Experimental Characterization of High-Pressure Natural Gas Scrubbers)**

INTEVEP inicia sus estudios en Depuradores Ciclónicos Axiales para el año 2007 gracias al trabajo realizado por Ulloa y Trujillo (2007), donde identifican tendencias y avances tecnológicos sobre los tipos de depuradores axiales ciclónicos, estableciendo parámetros de diseño y condiciones de operación utilizadas en depuradores en línea existentes a nivel mundial.

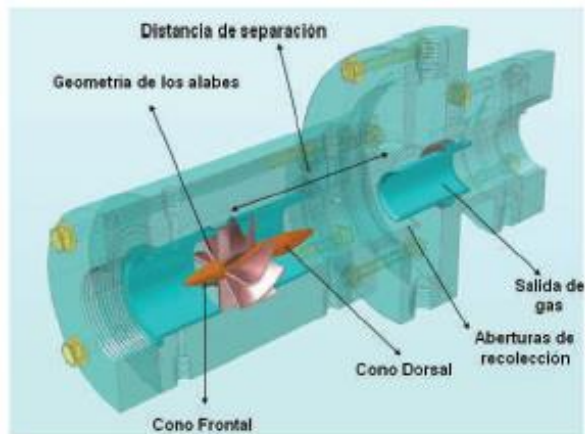
En el año 2008, Demey y Trujillo realizan el diseño conceptual de un primer prototipo de depurador axial ciclónico para flujo bifásico gas-líquido (Figura 23), identifican en base a su investigación que la mejor configuración geométrica la ofrece Klujso y cols. Adicionalmente señalan las principales variables geométricas que afectan el desempeño de estos depuradores las cuales son mencionadas a continuación: geometría de los álabes, relación diámetro-distancia de separación del estator al vortex finder, apertura anular y geometría del estator.



**Figura 23. Diseño conceptual del primer prototipo por Intevep.**

**(Fuente: Demey, H.; Trujillo, J. 2008. Diseño Conceptual de un Depurador Axial Ciclónico de Flujo Bifásico Gas-Líquido para PDVSA-Intevep)**

Posteriormente para el año 2009, Ruíz et al. Afinan el diseño conceptual propuesto por Demey y Trujillo y construyen el primer prototipo presentando un diseño más novedoso para el prototipo de depurador axial ciclónico (Figura 24). Adicionalmente, en su trabajo de investigación comprueban los rangos de aplicabilidad en el laboratorio de Levantamiento Artificial de PDVSA-Intevep, donde serían realizadas las pruebas experimentales para validar la geometría del diseño propuesto. También mencionan en su trabajo las variables geométricas para evaluar en las pruebas, estas son: ángulo de salida de los álabes, distancia estator - *vortex finder* y apertura anular formada entre el *vortex finder* y el diámetro interno del separador. (Ruiz, R; Trujillo, J; López J, 2009).



**Figura 24. Prototipo construido por Intevp.**

**(Fuente: Ruiz, R.; Trujillo, J.; López J. 2009. Diseño de prototipos de bancos de una tecnología de separación axial ciclónica gas-líquido para altas relaciones gas-líquido)**

Finalmente, Ruíz et al. (2009), se basaron en los trabajos previos por Demey y Trujillo para afinar el diseño de estos alabes, donde a través de las ecuaciones generatrices de una hélice cilíndrica (Ec. 1-Ec. 3) determinaron la geometría de los alabes helicoidales.

$$x = a \cos \theta \quad \text{Ec. 1}$$

$$y = a \sin \theta \quad \text{Ec. 2}$$

$$z = a\theta \cot \alpha \quad \text{Ec. 3}$$

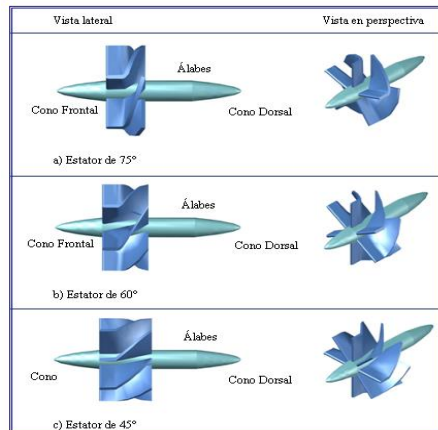
Donde:

$z$ = Longitud de la hélice cilíndrica

$a$ = Radio de la hélice cilíndrica,

$\theta$ = Ángulo de separación entre álabes

$\alpha$ = Ángulo de salida del álabe



**Figura 25. Estatores generadores de remolino propuestos por Ruiz et al**

**(Fuente: Ruiz, R.; Trujillo, J; López J. 2009. Diseño de prototipos de bancos de una tecnología de separación axial ciclónica gas-líquido para altas relaciones gas-líquido)**

En la Figura 25 se muestran los estatores utilizados para evaluar el prototipo cuyos ángulos de salida son  $75^\circ$ ,  $60^\circ$  y  $45^\circ$ , respectivamente; se puede observar que los álabes estacionarios están soportados sobre un cilindro denominado estator, cuyos extremos son de forma cónica. La función del cono frontal del estator es dirigir el flujo hacia los álabes estacionarios, mientras que el cono dorsal evita la reversibilidad hacia los álabes del flujo en rotación. (Ruiz, R; Trujillo, J; López J, 2009).

Delgado et al. (2010) determinaron experimentalmente la configuración geométrica de mejor eficiencia de separación del prototipo de depurador axial ciclónico a escala propuesto por Ruiz et al. (2009) concluyendo que la configuración geométrica más adecuada para el prototipo a pesar de tener la mayor caída de presión correspondía a un ángulo de salida de los álabes de  $75^\circ$ , generando un desempeño de separación entre 83 y 93%, para el rango de flujo de gas de 120 – 190 MPCSD respectivamente. El incremento del ángulo de salida de los álabes desde  $45^\circ$  hasta  $75^\circ$ , se traduce en una notable mejoría en la eficiencia de separación (Figura 26 y Figura 27). (Delgado et al, 2010).

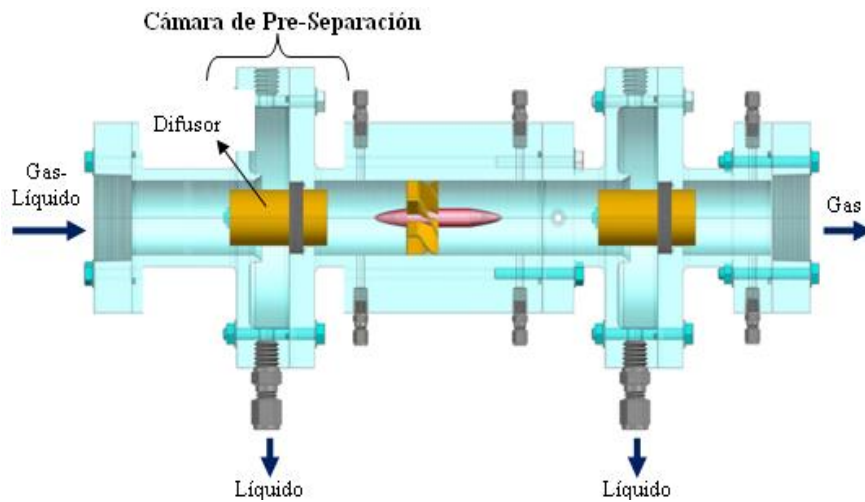


Figura 26. Prototipo Depurador Axial Ciclónico evaluado por Delgado

(Fuente: Delgado G. 2010. Evaluación a Escala Banco de un Prototipo de Depurador Axial Ciclónico Desarrollado por Pdvsa-Intevep)

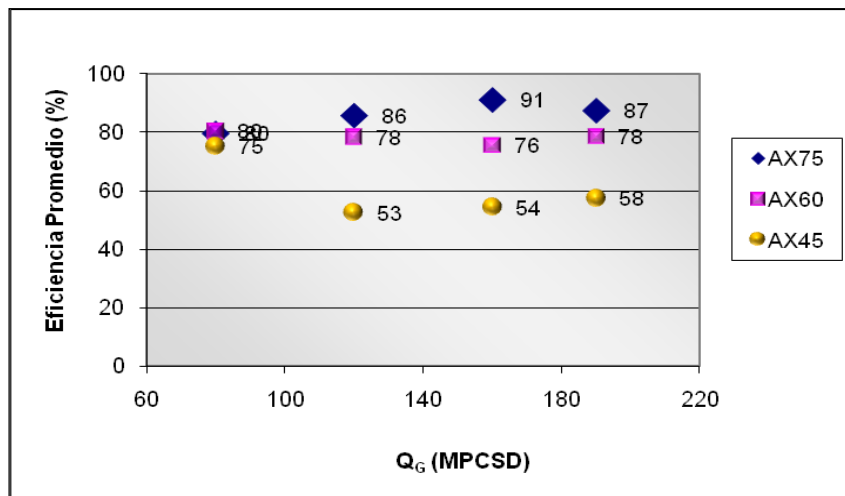
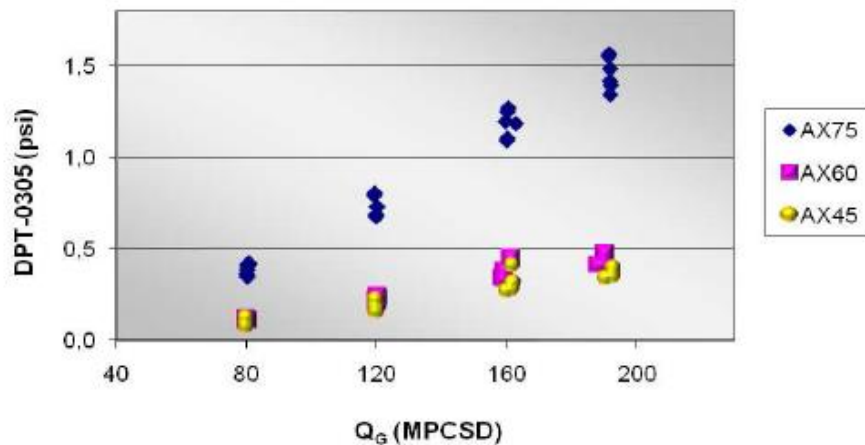


Figura 27. Resultado experimental considerando estatores de 45°, 60° y 75°

(Fuente: Delgado G. 2010. Evaluación a Escala Banco de un Prototipo de Depurador Axial Ciclónico Desarrollado por Pdvsa-Intevep)

Posteriormente, Delgado et al. (2010) realizan las pruebas experimentales en el laboratorio de Levantamiento Artificial de PDVSA-Intevep determinando la configuración geométrica más eficiente de separación y menor caída de presión del primer prototipo de depurador axial ciclónico a escala banco operado con flujo bifásico, aire – agua según variables geométricas recomendadas por el diseño de Ruiz et al. En este experimento concluyen que la mejor configuración es un ángulo de salida de los álabes de  $75^\circ$ , una distancia estator – *vortex finder* de  $(17/8)*D_{sep}$  y una apertura anular de  $(1/6)*D_{sep}$ , además de recomendar una cámara de preseparación que pueda aumentar la eficiencia del equipo (Figura 28). (Delgado et al, 2010).



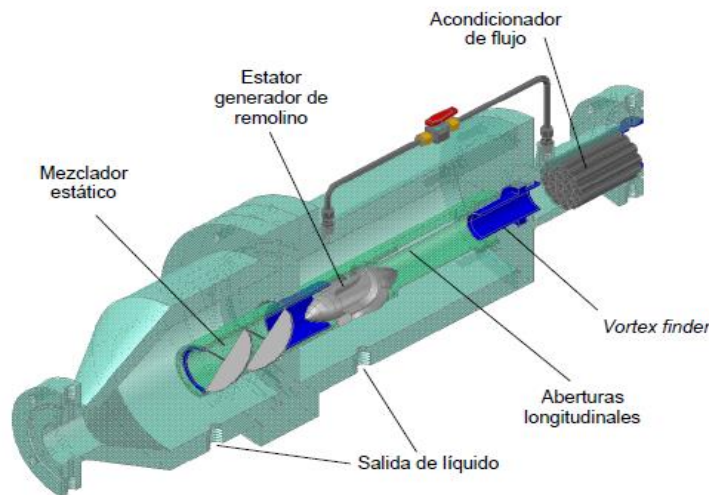
**Figura 28. Eficiencia de separación para el primer prototipo desarrollado por Intevep**

**(Fuente: Delgado G. 2010. Evaluación a Escala Banco de un Prototipo de Depurador Axial Ciclónico Desarrollado por Pdvsa-Intevep)**

Pérez *et al.* (2011), realizaron el segundo diseño conceptual de las mejoras geométricas propuestas en el desarrollo de un depurador axial ciclónico de gas-líquido, mediante el implemento de fuerzas centrifugas (Figura 29.). El separador consiste básicamente en un dispositivo generador de remolino ubicado en la sección de entrada del equipo y posteriormente una sección de separación con descargas para la fase de gas y líquido en la salida. Diferentes tipos de diseño del dispositivo generador de remolino y sistema de drenaje pueden ser posibles, sin embargo; en el

segundo diseño se consideraron los criterios más importantes encontrados en el estudio bibliográfico y recomendaciones previas realizadas por investigadores en la materia. Las nuevas variables geométricas consideradas en el desempeño de este equipo están asociadas a: la cámara de preseparación, el mezclador estático en la entrada, la configuración de álabes guías estacionarios, las aberturas longitudinales, el gas de recirculación y el acondicionador de flujo de gas en la salida.

Realizaron simulaciones en un depurador axial ciclónico variando el ángulo de salida de la geometría del estator generador de remolinos  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  y  $75^\circ$  y determinaron que los estatores de  $60^\circ$  y  $75^\circ$  fueron los que arrojaron mejor desempeño en cuanto eficiencia de recolección (90%), sin embargo el estator de  $75^\circ$  mostro mayor caída de presión (1.2 psig) con respecto al estator de  $60^\circ$  (0.8 psig), arrojando una ventana de operación que abarca todos los puntos considerados en la matriz (Relación gas-líquido desde 3300 a 200000 y flujo volumétrico de aire desde 80 a 190 MPCED) para estos dos ángulos.



**Figura 29. Segundo prototipo construido por Intevp**

**(Fuente: Pérez, 2011)**



Como fase líquida en la etapa experimental utilizo agua a condiciones ambientales. Sin embargo, el circuito multifásico tiene la facilidad de trabajar también con otros tipo de fluido en fase líquida, entre ellos tenemos: queroseno o aceites lubricantes de diferente viscosidad. En cuanto a la fase gaseosa del circuito este trabajará con aire tomado del medio ambiente y comprimido por lo compresores del laboratorio mencionado anteriormente.

Por último, Valdez (2014), estudió experimentalmente, el comportamiento del flujo multifásico dentro del segundo prototipo de depuración axial ciclónica (DAC) a fin de determinar la geometría más conveniente al variar el ángulo de salida de la geometría del estator generador de remolinos  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  y  $75^\circ$  considerando la mayor eficiencia de recolección y menor caída de presión a través del equipo.

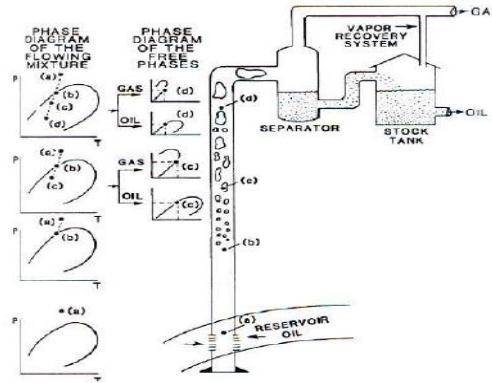
Determinó que los estatores de  $60^\circ$  y  $75^\circ$  resultan más eficientes a lo largo de toda la matriz experimental, sin embargo estos disminuyen su eficiencia a medida que aumenta las RGL, asimismo, es importante mencionar que para todos los estatores, la eficiencia de recolección de líquido comienza a decrecer a medida que se aumenta el flujo volumétrico de aire en el equipo, específicamente en aquellos puntos evaluados por encima de los 160 MPCSD de aire.

Para el análisis comparativo de los resultados obtenidos por cada configuración geométrica basados en el rendimiento de la caída de presión, determinó que al aumentar el ángulo de salida del estator incrementa la caída de presión en el equipo.

## **2.2 Producción de petróleo**

La producción de Petróleo está asociada a una mezcla compleja formada principalmente de elementos de hidrocarburos y otros elementos como  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{S}$ , He, Fe,  $\text{H}_2\text{O}$  y arena, entre otros. Durante el proceso de producción, manejo y tratamiento desde el yacimiento hasta el centro de consumo, la producción se somete a una serie de cambios, en los cuales se producen nuevas fases y se extraen ciertos componentes. De allí, la importancia de cuantificar o determinar las condiciones a las cuales se producen los cambios de fases y separación de los elementos que forman el

petróleo, así como las diferentes formas como se distribuyen las fases en la sección transversal de la tuberías (patrones de flujo). En la Figura 30 se observa el proceso de producción de petróleo desde el yacimiento hasta las instalaciones de superficie.



**Figura 30. Proceso de producción de petróleo**

(Fuente: González, J. 2007. Facilidades de Superficie en Instalaciones Petroleras)

### 2.3 Flujo

Un flujo se puede definir como el movimiento de un fluido. El mismo puede ser monofásico o multifásico.

### 2.4 Régimen de flujo en tuberías

El régimen de flujo depende de tres parámetros físicos que describen las condiciones de flujo. El primer parámetro es el diámetro de la tubería. El segundo parámetro es la velocidad de los fluidos, y el tercero es la viscosidad de los fluidos. Dichos parámetros pueden combinarse en un solo número, que puede servir en la definición del régimen de flujo. Esta cantidad es el número de Reynolds ( $Re$ ), un parámetro adimensional que permite identificar los regímenes de flujo existentes, relacionando la inercia del fluido con la viscosidad del mismo. (White, 2001).

$$Re = \frac{\rho V_s d}{\mu} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde:

$Re$ = Número de Reynolds (adimensional)

$\rho$ = Densidad de los fluidos ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$V_s$ = Velocidad superficial de los fluidos (m/s)

$D$ = Diámetro de la tubería (m)

$\mu$ = Viscosidad de los fluidos ( $\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$ )

Para diferentes números de Reynolds, los fluidos tienden a comportarse de la siguiente manera

$0 < Re < 1$ : Movimiento laminar altamente viscoso.

$1 < Re < 100$ : Movimiento laminar con fuerte dependencia del número de Reynolds.

$100 < Re < 10^3$ : Movimiento laminar, con un efecto importante de la capa límite.

$10^3 < Re < 10^4$ : Transición de movimiento laminar a turbulento.

$10^4 < Re < 10^6$ : Movimiento turbulento con dependencia del número de Reynolds.

$10^6 < Re < \infty$ : Movimiento turbulento con baja dependencia del número de Reynolds.

La Figura 31 muestra el comportamiento del fluido en un régimen Laminar, Transición y Turbulento.

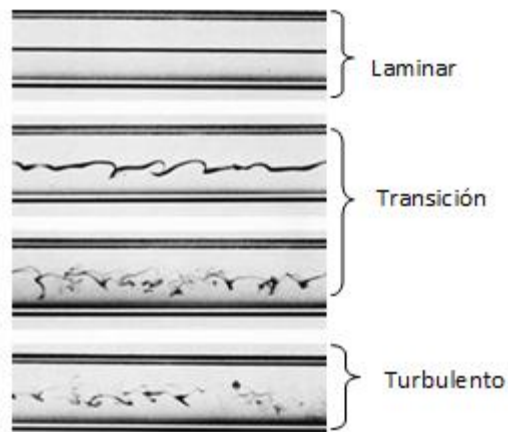


Figura 31. Régimen de flujo en tuberías.

(Fuente: Shoham, O. 2006. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes)

La diferencia más relevante entre el flujo monofásico y el bifásico es la distribución de las fases en la tubería, la cual puede tomar una variedad de configuraciones que dependen de la velocidad de las fases o la topografía del terreno.

## 2.5 Flujo multifásico en tuberías

En muchas situaciones dentro del proceso de producción de gas o crudo nos enfrentamos al manejo y el transporte del gas o líquido en presencia de cierta cantidad de la otra fase, la cual puede ser producida simultáneamente con el gas o el líquido o ser una consecuencia del proceso de condensación o evaporación debido a la pérdida de energía del fluido. En la industria petrolera se tiene flujo multifásico en el pozo, en la línea de flujo, en las troncales principales, en los gasoductos y en las tuberías de transporte e inyección de vapor. El flujo en estos sistemas se encuentra en tuberías de diferentes tamaños e inclinaciones (Figura 32).

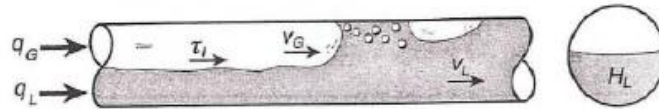


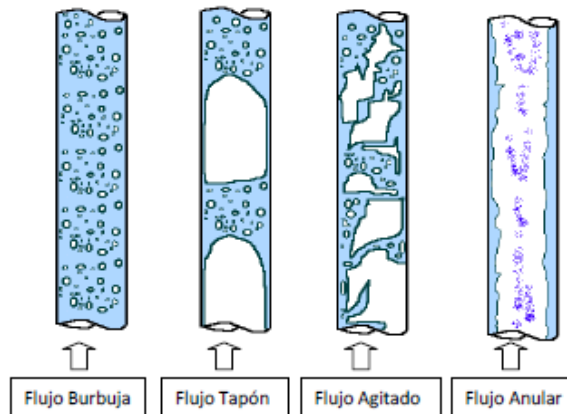
Figura 32. Flujo multifásico a través de una tubería.

(Fuente: Shoham, O. 2006. Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes)

## 2.6 Patrones de flujo

En el comportamiento dinámico del flujo bifásico, la distribución de una fase con respecto a otra se conoce como patrón de flujo. Cuando se desplazan dos fluidos con diferentes propiedades físicas de forma simultánea a través de una tubería se pueden presentar diferentes patrones de flujo; los cuales dependen de la configuración de la tubería, si es horizontal, vertical o inclinada, de la dirección del flujo, si es ascendente o descendente, y de las velocidades superficiales que poseen las fases: gaseosa y líquida.

Para la comprensión adecuada del presente estudio, es de particular interés conocer y diferenciar los patrones de flujo que se presentan en tuberías verticales con flujo ascendente como se observa en la Figura 33, los cuales se clasifican en: flujo burbuja, flujo tapón, flujo agitado y flujo anular (Brill, J. P.; Mukherjee, H., 1999), mencionándose la salvedad de que algunos autores consideran el flujo tapón y agitado como un solo patrón de flujo llamado flujo intermitente.



**Figura 33. Patrones de flujo ascendente en tuberías verticales.**

(Fuente: Brill, J. P.; Mukherjee, H. 1999. *Multiphase Flow in Wells*)

### 2.6.1 Patrón de flujo burbuja

El flujo burbuja se caracteriza por presentar una dispersión uniforme de burbujas de gas discretas en una fase continua de líquido. Basado en la presencia o ausencia de deslizamiento entre las fases, el patrón se suele clasificar en “flujo burbuja” ó “flujo con burbujas dispersas”. En el primero, el flujo de las burbujas es relativamente escaso y de gran tamaño, desplazándose de forma más rápida en comparación con la fase líquida debido al deslizamiento entre las fases. En cambio, en el patrón de “flujo de burbujas dispersas” se observan numerosas burbujas pequeñas transportadas por la fase líquida sin observarse, como se mencionó antes, deslizamiento entre las fases.

### 2.6.2 Patrón de flujo tapón

El flujo tapón es una distribución particular del flujo bifásico líquido-gas, la cual se caracteriza por la presencia de unidades de fluido compuestas de la siguiente manera: una gran burbuja de gas, conocida como burbuja de Taylor, un volumen de líquido, denominado tapón y una capa líquida alrededor de la burbuja de Taylor. La burbuja de Taylor es simétrica axialmente y posee una forma tipo bala con núcleo de gas que ocupa casi toda el área transversal de la tubería, por su parte, el tapón de líquido transporta algunas burbujas distribuidas y se encuentra atrapado entre dos burbujas de Taylor consecutivas.

Este tipo de flujo es transitorio y se puede clasificar de acuerdo a su origen en: tapones hidrodinámicos y tapones inducidos por el terreno. Los tapones hidrodinámicos son aquellos que se originan debido a las inestabilidades de las ondas del fluido a determinadas tasas de flujo. Los tapones inducidos por el terreno son los causados por acumulaciones de líquido, “tapón de líquido” en tuberías con pendientes negativas, este tipo de flujo tapón se puede originar en las tuberías de producción ubicadas en terrenos accidentados o en los sistemas de tuberías para flujo ascendente risers (llamado también tapón severo), los cuales se encuentran antes de la etapa de separación.

### 2.6.3 Patrón de flujo agitado

El flujo agitado se caracteriza por presentar un movimiento caótico entre las fases de gas y de líquido, en donde la forma de la burbuja de Taylor y el tapón de líquido se encuentran distorsionados (ninguna de las fases aparenta ser continua). La continuidad de líquido que se presenta dentro de los tapones se rompe continuamente por la alta concentración local de gas, observándose oscilaciones o alternancia en la dirección de movimiento de la fase líquida.

#### 2.6.4 Patrón de flujo anular

El flujo anular se caracteriza por la continuidad axial de la fase de gas en el núcleo central de la tubería con una capa de líquido delgada fluyendo de forma ascendente en contacto con la pared de la tubería, presentando algunas gotas dispersas en el núcleo de gas.

Este tipo de flujo posee la característica que a un elevado caudal de gas las gotas de líquido dispersas en el núcleo de gas se incrementan, mientras que el espesor de la capa del líquido en contacto con la pared de la tubería disminuye.

### 2.7 Variables de un flujo multifásico

En el estudio de problemas asociados al flujo multifásico a través de tuberías es necesario conocer y entender el significado físico de un conjunto de parámetros asociados. A continuación citaremos las variables más comunes consideradas en el presente estudio.

#### 2.7.1 Caudal volumétrico de las fases

Se define como la cantidad de fluido que pasa en una unidad de tiempo. Normalmente se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área dada en la unidad de tiempo, dependiendo del estado de la fase, el caudal volumétrico puede ser expresado como caudal volumétrico de gas o caudal volumétrico de líquido, las ecuaciones utilizadas para el cálculo de este valor son las siguientes:

$$Q_l = \frac{V_l}{t} \quad \text{Ec. 5}$$

$$Q_g = \frac{V_g}{t} \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

$Q_l$  = Caudal de líquido (pie<sup>3</sup>/s)

$Q_g$  = Caudal de gas (pie<sup>3</sup>/s)

$V_l$  = Volumen del líquido en la tubería (pie<sup>3</sup>)

$V_g$  = Volumen del gas en la tubería (pie<sup>3</sup>)

$t$  = Tiempo (s)

### 2.7.2 Caudal volumétrico del gas a condiciones de operación

Para el caso del gas, por ser un fluido compresible, el volumen ocupado por el mismo depende de las condiciones de presión y temperatura, por lo cual para algunos casos puede ser expresado en condiciones estándar (14.7 psia y 15 °C) o condiciones de operación, para convertir el caudal del gas a condiciones de operación y temperatura a partir de las condiciones estándar, se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{g(PYT)} = Q_{g(STD)} \cdot \frac{(T + 460)}{(520)} \cdot \frac{14.7}{(P + 14.7)} \cdot \frac{Z}{1} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

$Q_{g(PYT)}$  = Caudal del gas a condiciones de operación (pie<sup>3</sup>/s)

$Q_{g(STD)}$  = Caudal del gas a condiciones estándar (MPCSD)

$T$  = Temperatura de operación (°F)

$Z$  = Factor de compresibilidad del gas

$P$  = Presión de operación (psig)

### 2.7.3 Caudal volumétrico de la mezcla

El caudal volumétrico de una mezcla multifásica se define como el total de la suma del caudal volumétrico de todas las fases que forman la mezcla, esto es:

$$Q_m = Q_{g(PYT)} + Q_l \quad \text{Ec. 8}$$



Donde:

$Q_m$  = Caudal de la mezcla ( $\text{pie}^3/\text{s}$ )

$Q_{g(PYT)}$  = Caudal del gas a condiciones de operación ( $\text{pie}^3/\text{s}$ )

$Q_l$  = Caudal de líquido ( $\text{pie}^3/\text{s}$ )

#### 2.7.4 Relación Gas - Líquido (RGL)

La relación gas/líquido se define como la relación que existe entre la cantidad de gas liberado y el volumen de líquido obtenido a nivel de tanque a condiciones atmosféricas, este valor es expresado en  $\text{pie}^3/\text{bbl}$ . Según Frankiewicz, Browne y Lee (2001) los separadores manejan relaciones gas-líquido menores a  $2.000 \text{ pie}^3/\text{bbl}$ , por lo que para este trabajo de investigación consideramos una relación gas-líquido comprendida entre  $2 \text{ pie}^3/\text{bbl}$  hasta  $2.000 \text{ pie}^3/\text{bbl}$ . Conociendo la RGL de trabajo y el caudal de gas a condiciones de estándar se puede determinar el caudal de líquido mediante la siguiente ecuación:

$$RGL = \frac{Q_{g(STD)}}{Q_l} \quad \text{Ec. 9}$$

Donde:

$RGL$  = Relación gas líquido ( $\text{pie}^3/\text{bbl}$ )

$Q_{g(STD)}$  = Caudal del gas a condiciones estándar (MPCSD)

$Q_l$  = Caudal de líquido ( $\text{pie}^3/\text{s}$ )

#### 2.7.5 Fracción volumétrica de líquido (*Hold-up*) y de gas (*Void fraction*)

La fracción de líquido (*Hold-up*) se define como la fracción de volumen de la tubería ocupada por la fase líquida. En flujo bifásico, el (*Hold-up*) de la fase líquida varía entre un valor igual a uno (1) correspondiente a cuando por la tubería solo circula la fase líquida, mientras que sería igual a cero (0) cuando por la tubería solo circula la fase gas.

De manera similar, la fracción de gas (*Void fraction*) se define como la fracción del volumen de la tubería ocupada por la fase gaseosa.

$$\lambda_l = \frac{V_l}{V_T} = \frac{Q_l}{Q_l + Q_{g(PyT)}} \quad \text{Ec. 10}$$

$$\lambda_g = \frac{V_g}{V_T} = \frac{Q_{g(PyT)}}{Q_l + Q_{g(PyT)}} \quad \text{Ec. 11}$$

$$0 < \lambda_l < 1$$

$$0 < \lambda_g < 1 \quad \text{Ec. 12}$$

$$\lambda_l + \lambda_g = 1$$

Donde:

$\lambda_l$  = Fracción volumétrica de líquido

$\lambda_g$  = Fracción volumétrica de gas

$V_l$  = Volumen del líquido en la tubería (pie<sup>3</sup>)

$V_g$  = Volumen del gas en la tubería (pie<sup>3</sup>)

$V_T$  = Volumen total de la tubería (pie<sup>3</sup>)

#### 2.7.6 Velocidad de la mezcla

La velocidad de la mezcla, se define como el flujo volumétrico total de ambas fases por unidad de área, y es dada por:

$$v_m = \frac{(Q_l + Q_g)}{A} \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

$v_m$  = Velocidad de la mezcla (pie/s)

### 2.7.7 Densidad y Viscosidad del agua

Para determinar las propiedades físicas de cada fase presente en la evaluación numérica (densidad y viscosidad), se puede utilizar las siguientes correlaciones que permiten estimar la densidad de la fase líquida (agua) y la fase gaseosa (aire). (White, 2001)

Esta correlación es válida para el agua en un rango de  $0 \leq T \leq 100 \text{ C}^\circ$  con un error asociado de un  $\pm 0.2\%$

$$\rho(\text{kg}/\text{m}^3) \approx 1000 - 0.0178 |T^\circ\text{C} - 4^\circ\text{C}|^{1.7} \quad \text{Ec. 14}$$

Para determinar la viscosidad del agua, se puede utilizar la siguiente correlación:

$$\ln \frac{\mu}{\mu_0} \approx 1.704 - 5.36z + 7.00z^2 \quad \text{Ec. 15}$$

Donde:

$$\mu_0 = 1.788 \cdot 10^{-3} \text{ (kg/m.s)}$$

$$z = \frac{273\text{K}}{T(\text{K})}$$

### 2.7.8 Densidad y Viscosidad del gas (Aire)

La densidad del gas es la magnitud que expresa la relación entre la masa del gas y el volumen que este ocupa. Mediante la ecuación de estado la densidad del aire puede ser correlacionada mediante la siguiente ecuación: (White, 2001)

$$\rho_g = \frac{P_{\text{aire}}}{R_{\text{aire}} T_{\text{aire}}} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

$\rho_g$  = Densidad del gas (lbm/pie<sup>3</sup>)

$P_{aire}$  = Presión atmosférica estándar del aire (psig)

$R_{aire} = 287 \frac{J}{Kg \cdot K}$  Constante universal del aire

$T_{aire}$  = Temperatura estándar del aire (K)

Para la viscosidad, pueden ser utilizadas las dos correlaciones:

Ley de Fuerza:

$$\frac{\mu_{aire}}{\mu_0} \approx \left(\frac{T}{T_0}\right)^{0.7} \quad \text{Ec. 17}$$

Ley de Sutherland

$$\frac{\mu_{aire}}{\mu_0} \approx \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{T_0 + S}{T + S}\right) \quad \text{Ec. 18}$$

Donde:

$\mu_{aire}$  = Viscosidad del aire (kg/m.s)

$$\mu_0 = 1.71 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$T$  = Temperatura (K)

$$T_0 = 273K$$

$$S_{aire} \approx 110.4K$$

### 2.7.9 Viscosidad dinámica de la mezcla

La viscosidad dinámica del flujo bifásico gas-líquido, puede ser determinada por medio de ecuaciones empíricas que relacionan el Hold-up de líquido con la viscosidad de cada una de las fases, en este sentido Shoham O., (2006) define la viscosidad de una mezcla bifásica gas-líquido mediante la siguiente ecuación:

$$\mu_{mezcla} = \mu_g \cdot (1 - \lambda_l) + (\lambda_l \cdot \mu_l) \quad \text{Ec. 19}$$

Donde

$\mu_m$  = Viscosidad dinámica de la mezcla (kg/m.s)

#### 2.7.10 Flujo Másico

La magnitud que expresa la variación de la masa en el tiempo. Matemáticamente es la diferencia de la masa con respecto al tiempo

$$\dot{m}_{gas} = Q_g \cdot \rho_g \quad \text{Ec. 20}$$

$$\dot{m}_{liq} = Q_l \cdot \rho_l \quad \text{Ec. 21}$$

$$\dot{m}_{mezcla} = \dot{m}_{gas} + \dot{m}_{liq} \quad \text{Ec. 22}$$

Donde:

$\dot{m}_{gas}$  = Flujo másico del gas (kg/s)

$\dot{m}_{liq}$  = Flujo másico del líquido (kg/s)

$\dot{m}_{mezcla}$  = Flujo másico de la mezcla (kg/s)

$\rho_g$  = Densidad del gas (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_l$  = Densidad del líquido (kg/m<sup>3</sup>)

#### 2.7.11 Factor de compresibilidad

El factor de compresibilidad puede ser considerado como un término por el cual la presión debe ser corregida para considerar las desviaciones de un comportamiento ideal como se muestra en la ecuación siguiente:

$$Z = \frac{P \cdot V}{n \cdot R \cdot T}$$

Ec. 23

Donde:

$Z$  = Factor de compresibilidad del gas

$P$  = Presión (psia)

$V$  = Volumen (pie<sup>3</sup>)

$n$  = Número de moles (lbmol)

$R$  = Constante universal del gas (10.73 psia.pie<sup>3</sup>/lbmol.°R)

$T$  = Temperatura (°R)

### 2.7.12 Presión total

En dinámica de fluidos, la presión total para un fluido incompresible, se refiere a la suma de la presión estática, presión dinámica y la presión debido a la gravedad, tal como se expresa por el principio de Bernoulli. La presión total considera los cambios por la densidad del fluido, la aceleración local y a la gravedad. Cuando la variación de altura por encima del punto de referencia es cero, o muy pequeños que puede ser despreciable, la presión total puede ser definida solamente por la suma de la presión estática y la dinámica:

$$P_{tot} = P_{estatica} + \frac{1}{2}\rho(v^2)$$

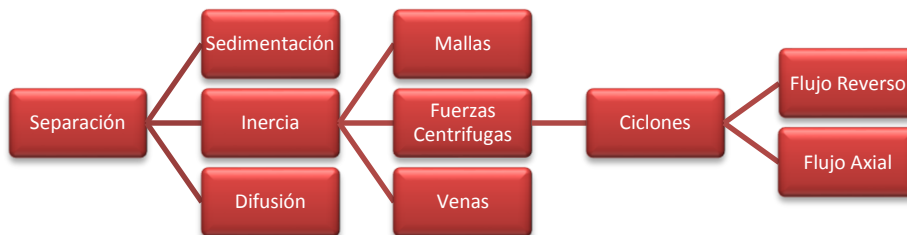
Ec. 24

## 2.8 Mecanismos básicos de separación

En general, una gota de líquido se considera separada del gas conductor cuando esta entra en contacto con obstáculos en el flujo de gas o cuando se llega a una de las paredes (u otras limitaciones) de espacio del flujo de mezcla. La gota capturada se une en una película de líquido a cada obstáculo o pared, y luego es drenada. (Swanborn, 1988)

Los diferentes mecanismos de separación según James Dickson (Hoffmann y Stein, 2002) tienen por objeto la creación de una velocidad relativa de las gotas de líquido en relación al gas. Esta forma de gotas se concentra en lugares específicos del separador, donde son capturados y drenados tal como se describe anteriormente. Los diferentes mecanismos de separación (Figura 34) se basan en:

- Sedimentación (sedimentación por gravedad)
- Inercia (uso de mallas, fuerza centrífuga o venas)
- Difusión



**Figura 34. Mecanismos de Separación gas líquido.**

**(Fuente: Dickson P.J., 1998. Gas/Liquid Separation within a Novel Axial Flow Cyclone Separator.)**

### 2.8.1 Sedimentación (sedimentación por gravedad)

Al disminuir suficientemente la velocidad de una mezcla de gas / líquido, las gotas de líquido pueden experimentar una considerable influencia de la gravedad y se depositarán. Si se supone que la fuerza de la gravedad es solo la oposición de la fuerza de arrastre y que para  $Re < 1$  la Ley de Stokes aplicara, la velocidad relativa de

asentamiento puede ser cuantificada de acuerdo con la ecuación a continuación:  
(Trujillo y Brito, 2011)

$$v_p = \frac{(\rho_l - \rho_g)g \cdot d_p^2}{18\mu_g} \quad \text{Ec. 25}$$

Donde:

$v_p$  = Velocidad Terminal de la partícula o velocidad de asentamiento (pie/s)

$\rho_g$  = Densidad del gas (lbm/pie<sup>3</sup>)

$\rho_l$  = Densidad del líquido (lbm/pie<sup>3</sup>)

$\mu_g$  = Viscosidad del gas (kg/m.s)

$g$  = Aceleración gravitacional (32.2 pie/s<sup>2</sup>)

$d_p$  = Diámetro de la partícula (pie)

Este mecanismo es el más simple y fundamental de todos los mecanismos de separación, sin embargo, tiene sus limitaciones. No siempre se pueden separar las partículas de menor tamaño ( $dp < 20\mu\text{m}$ ) y generalmente requiere de un gran recipiente para almacenar la fase líquida separada. La mezcla debe dejarse en reposo o a bajas velocidades ( $< 0.1 \text{ m/s}$ ) durante un tiempo (conocido como el tiempo de residencia) para que las fases se separen de manera satisfactoria.

Por lo general este mecanismo de aplicación es más común cuando no es esencial la separación de partículas muy pequeñas, o donde se emplee otro separador aguas abajo para eliminar las partículas más pequeñas generalmente del orden de magnitud de ( $dp < 20\mu\text{m}$ ). (Trujillo y Brito, 2011)



### 2.8.2 Difusión

Este método es más comúnmente utilizado en la separación de mezclas con bajas concentraciones de líquidos y diámetro pequeños de partícula ( $dp < 1\mu\text{m}$ ). En estos casos, las pequeñas partículas se mueven al azar en el movimiento browniano y obedecen la siguiente ecuación: (Dickson, 1998)

$$X_m = \sqrt{\frac{4 \cdot R \cdot T \cdot K_m \cdot t}{3 \cdot \pi^2 \cdot \mu \cdot N \cdot d_p}} \quad \text{Ec. 26}$$

Donde:

$X_m$  = Longitud de trayectoria (m)

$R$  = Constante universal del gas (J/mol.K)

$T$  = Temperatura de operación (K)

$K_m$  = Corrección de trayectoria por Stoke Cunningham; varía entre 1 y 5 dependiendo de la temperatura.

$N$  = Número de Avogadro

$t$  = Tiempo (s)

$d_p$  = Diámetro de partícula (m)

$\mu$  = Viscosidad (kg/m.s)

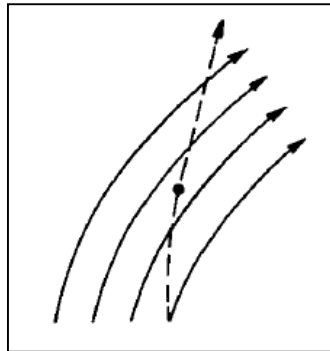
Los efectos de la difusión son muy pequeños y su influencia es solo notable en las partículas con diámetros inferiores a 0,5 micras.

### 2.8.3 Inercia

El principio de inercia se basa en el cambio de cantidad de movimiento para crear, o aumentar, las fuerzas que actúan sobre las partículas. Con la inercia por lo general se eliminan partículas más pequeñas (hasta  $6\mu\text{m}$ ) que las alcanzadas solo por la sedimentación (Dickson, 1998). Existen diferentes maneras de lograr este mecanismo, las más comunes son a través de:

- Mallas
- Venas
- Fuerza Centrifuga

Según Swanborn (1988) el vector velocidad de una gota de líquido en un flujo de gas no rectilíneo en movimiento en general no se comporta idénticamente a la del vector de velocidad del flujo de gas, al menos cuando sus densidades son diferentes ( $\rho_g \neq \rho_l$ ). Mientras más fuerte sea la velocidad y cambio de dirección del gas y mayor sea la masa de la gota de líquido, mayor será el movimiento relativo de la gota en relación al flujo de gas. En la Figura 35 se muestra la trayectoria de la inercia de una partícula de líquido que es arrastrada por la corriente de la fase continua del gas en un movimiento no rectilíneo.



**Figura 35. Inercia de una partícula de líquido.**

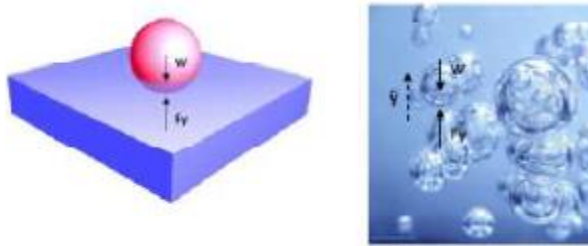
(Fuente: Swanborn, R.A. 1988. A new approach to the desing of gas-liquid separators for the oil industry)

## **2.9 Fuerzas Involucradas en el Proceso de Separación**

Las fuerzas involucradas en una gota cuando entra al separador son: fuerza de flotación, fuerza de arrastre y fuerza centrifuga

### 2.9.1 Fuerza de Flotación

Tiene su origen en el principio científico griego de Arquímedes, el cual afirma que todo cuerpo sumergido total o parcialmente, en un fluido estático e incompresible, experimenta un empuje con una fuerza igual al peso del volumen de líquido desplazado por dicho objeto (Figura 36). De este modo, la ecuación se describe como (Kusta, 2012):



**Figura 36. Fuerza de flotación en una partícula.**

(Fuente: Kusta, A. 2012. Evaluación experimental y numérica del fenómeno Liquid Carry Over en un separador GLCC)

$$\sum F_f = F_y - W \quad \text{Ec. 27}$$

Donde:

$F_f$  = Fuerza de flotación ( $\text{kg.m/s}^2$ )

$F_y$  = Fuerza en dirección vertical ( $\text{kg.m/s}^2$ )

$W$  = Peso del fluido ( $\text{kg.m/s}^2$ )

Ahora si se considera una burbuja de gas completamente sumergida en la fase líquida del separador y que la columna de líquido se encuentra estática se tiene que:

$$W = mg = \rho_g V_b g \quad \text{Ec. 28}$$

$$F_y = \rho_l V_b g \quad \text{Ec. 29}$$

Donde:

$m$ = Masa (kg)

$g$ = Gravedad ( $m/s^2$ )

$V_b$ = Volumen de la burbuja ( $m^3$ )

Sustituyendo, se tiene que la fuerza de flotación de una burbuja es:

$$F_{f_b} = (\rho_l - \rho_g)V_b g \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

$F_{f_b}$  = Fuerza de flotación de una burbuja ( $kg.m/s^2$ )

### 2.9.2 Fuerza de arrastre sobre la partícula

La fuerza de arrastre es generada por la interacción de un cuerpo sólido y el líquido en el cual se encuentra sumergido, tal que se mueven relativamente uno con respecto al otro. Se considera que puede provenir de dos efectos: los esfuerzos viscosos generados en la interface (arrastre de fricción) y la distribución de presiones alrededor de la gota (en caso de ser flujo disperso), denominado este último arrastre de forma. El arrastre en dirección radial no se va a tomar en cuenta, ya que las velocidades en esa dirección son despreciables, comparadas con la velocidad axial. (Pérez, 2015)

$$\vec{F}_D(t) = \frac{1}{4} \pi \cdot d_p^2 \cdot C_D \cdot \frac{1}{2} \rho_g \left( \vec{v}_g(t) - \vec{v}_p(t) \right)^2 \quad \text{Ec. 31}$$

Donde:

$\vec{F}_D(t)$  = Fuerza de arrastre ( $kg.m/s^2$ )

$d_p$  = Diámetro de la partícula (m)

$C_D$  = Coeficiente de arrastre

$\rho_g$  = Densidad del gas ( $kg/m^3$ )

$\vec{v}_g(t)$ = Velocidad del gas (m/s)

$\vec{v}_p(t)$ = Velocidad de la partícula (m/s)

Aceleración de las partículas bajo la influencia de esta fuerza de arrastre

$$\frac{dv_p}{dt} = \frac{3}{4} \cdot \frac{\rho_g}{d_p(\rho_l - \rho_g)} C_D \left( \vec{v}_g(t) - \vec{v}_p(t) \right)^2 \quad \text{Ec. 32}$$

Donde:

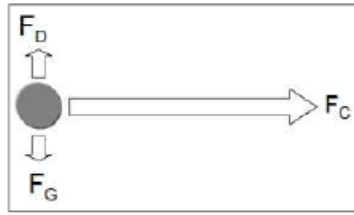
$\frac{dv_p}{dt}$ = Aceleración de la partícula (m/s<sup>2</sup>)

$\rho_l$ = Densidad del líquido (kg/m<sup>3</sup>)

### 2.9.3 Fuerza Centrífuga

Se origina cuando un cuerpo describe un movimiento circular alrededor de un eje de rotación. En este caso, la mayor aceleración centrífuga que experimentan las fases, viene dada por la relación entre el cuadrado de la velocidad media de entrada de la mezcla al separador y el radio del cuerpo cilíndrico del separador.

Dickson (1998) afirma que el mecanismo de la fuerza centrífuga probablemente es el método más interesante e ingenioso en la separación por inercia, ya que mediante la inercia se cambia la dirección de las partículas a una trayectoria circular o espiral y por lo tanto ejerce una fuerza centrífuga en ellos. Esta fuerza es la que hace que las partículas se separen. La magnitud de la fuerza centrífuga como se puede observar en la Figura 37 con frecuencia es mucho mayor a la fuerza de gravedad y de arrastre, por lo que puede conducir tiempos de residencia reducidos, disminuyendo el tamaño de los recipientes sin afectar la eficiencia de separación.



**Figura 37. Magnitud de fuerzas que actúan en una partícula dentro de un Separador Ciclónico de Flujo Inverso.**

**(Fuente: Trujillo J., Brito A. 2011. Diseño de sistemas de transporte de Corrientes de producción.)**

$$F_c = \frac{v_{tan}^2 \cdot \pi \cdot d_p^3}{R_{sep} \cdot 6} \cdot \rho_g \quad \text{Ec. 33}$$

Donde:

$F_c$  = Fuerza centrífuga (kg.m/s<sup>2</sup>)

$v_{tan}$  = Velocidad tangencial (m/s)

$R_{sep}$  = Radio del separador (m)

$d_p$  = Diámetro de partícula (m)

$\rho_g$  = Densidad del gas (kg/m<sup>3</sup>)

Una complicación es que la creación de elevadas fuerzas centrifugas conduce a alta turbulencia, lo que provoca corte de las partículas disminuyendo el diámetro de las mismas y reduciendo la eficiencia de separación. Sin embargo es evidente que se debe conseguir un equilibrio entre la fuerza centrífuga y la turbulencia generada.

La fuerza centrífuga necesaria para este método puede ser generado por un dispositivo mecánico externo (como en las centrifugas) o en los fluidos (como en los ciclones). Algunos dispositivos también usan una combinación de energía mecánica externa y el líquido para crear la fuerza centrífuga para la separación.

A pesar de los tres principios mencionados, solo la manera de lograrlo por fuerza centrífuga dentro del mecanismo por inercia es de gran importancia para el desarrollo de este trabajo.

## 2.10 Ciclones

El separador más común que implementa la fuerza centrífuga se conoce como separador ciclónico. Se diferencia de otros separadores centrífugos debido a un vórtice de gas en espiral generado en su interior. Los separadores ciclónicos son simples, sin necesidad de mantenimiento, de bajo costo, pueden ser construidos a partir de una amplia gama de materiales. Esto los hace ideales para su uso en ambientes hostiles. (Hoffmann, A. y Stein, L. 2002).

Aunque hay muchas variaciones en el diseño de separadores ciclónicos, todos ellos operan bajo un principio común. La generación de un remolino presurizado de una mezcla de fluido introducido en el ciclón. La mezcla se compone de dos o más sustancias de diferente densidad, la cual se hace girar a alta velocidades para producir la fuerza centrífuga necesaria para que las sustancias presentes en la mezcla de diferentes densidades sean separadas de forma radial, la sustancia de mayor densidad en el exterior (pared del ciclón) y la de menor densidad en el centro, formando un núcleo.

La ecuación que determina la fuerza  $G$  dentro de un ciclón se menciona a continuación:

$$G = \frac{a_c}{g} = \frac{2 \cdot v_{tan}^2}{g \cdot Dsep} \quad \text{Ec. 34}$$

Donde:

$v_{tan}$  = velocidad tangencial (m/s)

$g$  = aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )

$Dsep$  = diámetro del separador (m)

Las ventajas de estos dispositivos son evaluados en la Tabla 1.

**Tabla 1. Ventajas y Desventajas de los ciclones.**

(Fuente: Dickson P.J. 1998. Gas/Liquid Separation with in a Novel Axial Flow Cyclone Separator)

<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
Simple y baratos para comprar, instalar , ejecutar y requieren poco mantenimiento	Sensibles a las fluctuaciones en la tasa de flujo de presión y concentración de la alimentación
Versátiles, aplicados para clarificar líquidos, limpieza de lodos, clasificación de sólidos, limpieza de sólidos, separación de dos fases inmiscibles por diferencias de densidades	Propensa a la abrasión, especialmente en la separación de los sólidos
Sin partes móviles - Se reducen los problemas de mantenimiento	Efecto Cortante producido por la Separación hidrociclónica lo cual puede prevenir la coalescencia que normalmente asiste a la separación
De alta eficiencia	Bajo rendimiento en manejo de caudal, aunque puede ser mejorado con los ciclones axiales
Baja pérdida de Presión	-
Son compactos, ahorran espacio, disminuyendo los tiempos de residencia.	-
Se puede instalar horizontal o verticalmente, sin efecto en su rendimiento	-
Funcionan a alta presión sin reducir la eficiencia	-

Los separadores ciclónicos tienen muchas aplicaciones , entre ellas tenemos::

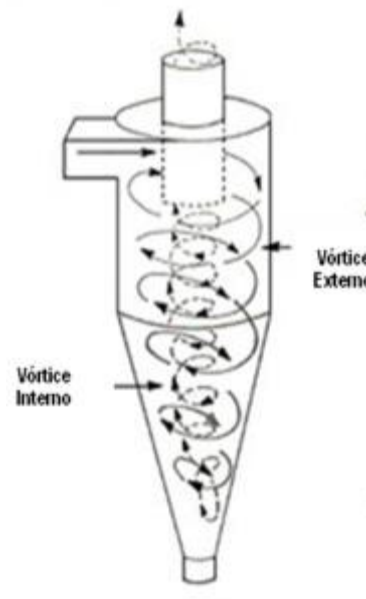
- Clarificación de líquidos.
- Concentración de lodos.
- Clasificación de sólidos.
- Separación de líquidos inmiscibles.
- Desgasificación de líquidos.
- Depuración de gas.



Dependiendo de la forma de como la mezcla es retirada, los ciclones son clasificados en los siguientes dos grupos:

#### 2.10.1 Ciclones de flujo reverso

También conocido como "Return Flow" o "hidrociclones". Una disposición típica de un ciclón de flujo reverso se ilustra en la Figura 38. El flujo entra de forma tangencial en la parte superior del equipo, luego por acción de la entrada tangencial y las paredes del equipo se genera un ciclón en forma de espiral hacia la parte baja de la sección cónica. La fase más densa acumulada en las paredes gira en la órbita exterior del ciclón hacia la parte inferior del equipo mientras que la fase menos densa se concentra en el interior del ciclón girando a una órbita mucho menor que luego se eleva cambiando su dirección y saliendo por la parte superior del equipo. Esta es una de las principales diferencias entre los ciclones de flujo reverso y axial.



**Figura 38. Separador Ciclónico de Flujo Reverso.**

(Fuente: Dickson, P.J. 1998. Gas/Liquid Separation with in a Novel Axial Flow Cyclone Separator)

### 2.10.2 Ciclones de flujo axial

En los ciclones de flujo axial, la mezcla entra por un extremo como se puede ver en la Figura 39. Posteriormente, por acción de un objeto físico diseñado para crear un remolino (estator) se hace girar el fluido a lo largo de una cámara de separación, la fase más densa del fluido por acción de la fuerza centrífuga es forzada hacia el radio exterior de la cámara formando una película o fase continua por la acumulación de forma anular. Esta fase más densa es desalojada por una abertura anular ubicada a la salida del equipo producido por un cilindro de menor diámetro denominado *vortex finder*. Por otro lado la fase menos densa, al igual que en el caso de los separadores ciclónicos de flujo reverso, se concentrara en el centro del ciclón formando un espiral de menor radio hasta ser desalojado por el interior del *vortex finder* ( $D_x$ ).

El hecho de que el flujo de la fase menos densa en el interior del ciclón de los ciclones de flujo axial no se invierta se traduce en una disminución de la magnitud en la caída de presión en comparación con los ciclones de flujo reverso, aumentando así su eficiencia a la hora de manejar grandes caudales según Umney (1948).

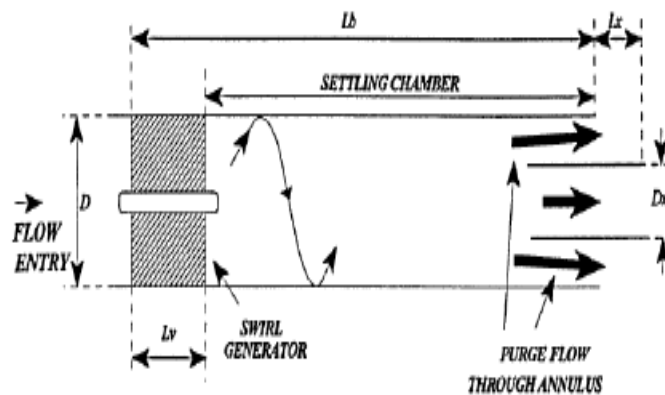


Figura 39. Separador Ciclónico de Flujo Axial.

(Fuente: Dickson, P.J. 1998. Gas/Liquid Separation with in a Novel Axial Flow Cyclone Separator)

Las principales ventajas y desventajas del Ciclón de Flujo Axial en comparación con el Ciclón de Flujo Reverso se pueden citar a continuación en la Tabla 2

**Tabla 2. Ventajas y Desventajas de ciclones de flujo axial**

(Fuente: Dickson, P.J. 1998. Gas/Liquid Separation with in a Novel Axial Flow Cyclone Separator)

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menos susceptibles al reencauzamiento, por menos cambios de dirección.</li> <li>• Menor turbulencia.</li> <li>• Mayor rendimiento para altos caudales.</li> <li>• Menor caída de presión con la misma eficiencia de recolección.</li> <li>• Más compacto con la misma eficiencia de recolección.</li> <li>• Ideal para agrupar en arreglos de multiciclón (no hay peligro de la mala distribución).</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necesidad de cuidado para el diseño de la sección de salida, ya que la separación del gas y líquido se realiza muy cerca.</li> <li>• Necesidad de realizar una limpieza secundaria a la corriente de gas de purga (reciclaje).</li> <li>• Erosión en el elemento generador de remolino (Estator) cuando hay presencia de sólidos en la corriente de gas.</li> </ul>

## 2.11 Rendimiento

El rendimiento de un separador ciclónico viene relacionado con dos variables importantes, las cuales suelen ser categorizadas en primer lugar por la eficiencia de recolección de líquido y en segundo lugar por la caída de presión a través del equipo. A continuación explicaremos en que consiste cada una de ellas.

### 2.11.1 Eficiencia de recolección de líquido

El objetivo ideal de un separador ciclónico es alcanzar una eficiencia de separación del 100%. Sin embargo, en separadores ciclónicos como también en separadores convencionales rara vez es posible. Para la separación de gas / líquido la eficiencia de separación está determinada por la capacidad en recolectar la mayor

cantidad de la fase líquida que se quiere separar de la fase multifásica que entra al equipo. Por lo que es necesario conocer estas variables: flujo másico de líquido que ingresa al dispositivo, el flujo másico capturado o recolectado, y el flujo de líquido arrastrado por la corriente de gas. En este sentido, la eficiencia de separación es calculada simplemente como la relación del flujo másico de líquido recolectado y el flujo másico de líquido alimentado al separador. (Delgado, 2010).

$$\eta = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_{in}} = 1 - \frac{\dot{m}_{out}}{\dot{m}_{in}} = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_R + \dot{m}_{out}} \quad \text{Ec. 35}$$

Donde:

$\eta$ = eficiencia de recolección de líquido (adimensional)

$\dot{m}_R$ = flujo másico de líquido recolectado (kg/s)

$\dot{m}_{in}$ = flujo másico de líquido de entrada (kg/s)

$\dot{m}_{out}$ = flujo másico de líquido de salida (kg/s)

### 2.11.2 Caída de Presión

Desde hace tiempo se reconoce que es inversamente proporcional a la eficiencia de la separación, pero no hay una descripción detallada de su relación exacta. La caída de presión se produce por las pérdidas de energía que tiene el fluido al pasar por el equipo, debido a la fricción con las paredes, los cambios de volumen, restricciones por elementos internos, etc. Para el presente estudio la caída de presión viene definida por el diferencial de presión estática en la entrada y salida del equipo

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad \text{Ec. 36}$$

Donde:

$\Delta P$ = diferencial de presión (Pa)

$P_1$  = presión estática en la entrada (Pa)

$P_2$  = presión estática en la salida (Pa)

De igual forma también existe el número de Euler o el coeficiente de pérdida, es el número adimensional preferido usado para caracterizar la caída de presión. El número de Euler resulta de la división de la caída de presión estática y la presión dinámica caracterizado por la densidad y velocidad del fluido.

$$\xi(Eu) = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad \text{Ec. 37}$$

Donde:

$\xi(Eu)$  = número de Euler

$\Delta P$  = diferencial de presión (Pa)

$\rho$  = densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ )

$v$  = velocidad del fluido (m/s)

La situación ideal para un dispositivo de separación ciclónico sería una eficiencia de separación del 100% y sin caída de presión, pero en la práctica esto no es posible. Por lo que el criterio para seleccionar un separador ciclónico corresponde a la más alta eficiencia de separación con la más baja caída de presión.

## 2.12 Variables consideradas para el diseño

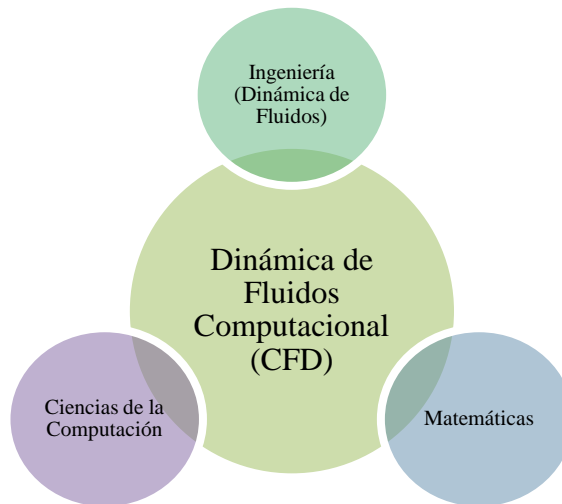
Las principales variables para el diseño de estos dispositivos son las siguientes:

- Diámetro del cuerpo
- Longitud del ciclón
- Generador de remolino
- Diámetro del *vortex finder*
- Configuración de salida

Los ciclones de flujo axial son el tema más relevante para el trabajo de investigación realizado en este proyecto, por lo que un cambio en cualquiera de las variables que se mencionan puede afectar al rendimiento del dispositivo. Su impacto se discutirá con mayor detalle en el siguiente capítulo.

### 2.13 Dinámica de fluido computacional

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) (Figura 40) es una disciplina que permite predecir la mecánica de fluidos en diferentes sistemas, mediante la solución numérica de las ecuaciones diferenciales parciales, no lineales de continuidad, momento (Navier-Stokes) y energía. Aunque todavía no se conoce solución analítica para las ecuaciones de Navier-Stokes, su transformación mediante métodos matemáticos discretos permite obtener ecuaciones aproximadas equivalentes de carácter lineal con solución numérica viable. (Tu, Heng Yeoh y Liu, 2008).



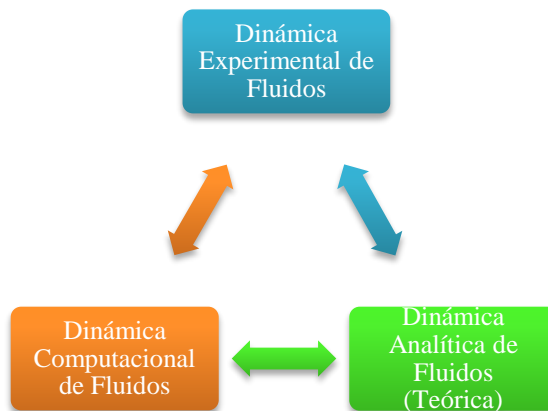
**Figura 40. Áreas del conocimiento que implica la Dinámica de Fluido Computacional**

(Fuente: Tu, G, Heng Yeoh, C, Liu J. 2008. *Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach*)

Para flujo no turbulento se converge a la solución sin grandes dificultades. Sin embargo, para números de Reynolds altos, los métodos utilizados pueden presentar inconvenientes para reproducir los campos de presiones y velocidades instantáneas. Así, los modelos de turbulencia conocidos presentan ciertas limitaciones, por lo que no pueden aplicarse de manera confiable a todas las situaciones. Por otra parte, el empleo de modelos de turbulencia más realistas, aumentan el tiempo de cálculo a valores indeseados (Malalasekera y Versteeg, 2007). El problema se complica aún más cuando se requiere simular flujo multifásico donde se tiene fluyendo simultáneamente gas y partículas líquidas. Para enfrentar esto se han propuesto diferentes aproximaciones con ventajas y desventajas.

La construcción de un modelo mediante CFD es un procedimiento de naturaleza metodológica. Integra sólidos conocimientos relativos a:

- Mecánica de fluidos.
- Métodos numéricos.
- Experiencia previa del fenómeno de estudio.
- Conocimiento de la integración de software y algoritmos.



**Figura 41. Los tres enfoques básicos para resolver problemas en dinámica de fluidos y transferencia de calor.**

(Fuente: Tu. G, Heng Yeoh. C, Liu J. 2008. Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach)

La resolución de las ecuaciones diferenciales se realiza teniendo en cuenta las propiedades físicas de los materiales o fluidos empleados, los elementos del entorno, las condiciones de contorno y las fuentes generadoras de campo. Así mismo, estas ecuaciones, de forma discreta, son resueltas de forma iterativa hasta alcanzar convergencia en la solución. El más popular entre algoritmos computacionales de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), es el método de los volúmenes finitos. En esta investigación se emplea el método de volúmenes finitos para estudiar el comportamiento del Separador Ciclónico Axial (SCA) bajo ciertas condiciones, empleando el software ANSYS CFX-v.15. Este software, es una herramienta versátil de análisis que presenta una buena relación entre calidad y costo.

#### 2.13.1 Construcción de la Geometría

El primer paso en toda simulación es reconocer cual es el fenómeno físico a estudiar, tipos de fluidos involucrados, como debería ser el flujo y el dominio. Para la generación de dicha geometría, se emplea cualquier software especializado en dibujo asistido por computadora, mejor conocido como software “Computational Assisted Drawing” (CAD). El dominio computacional debe presentar las características más relevantes y que sean de interés para el estudio, pudiéndose simplificar algunos detalles geométricos iniciales, ya que no aportan datos importantes para el investigador y así lograr la disminución en el esfuerzo requerido para analizar el fenómeno, a su vez permite administrar con eficiencia la memoria y capacidad de procesador disponible. (Tu, Heng Yeoh y Liu, 2008).

#### 2.13.2 Discretización del Dominio

Una vez establecida la geometría, la discretización del dominio consiste en generar pequeños elementos finitos que abarquen toda la geometría de interés. Dentro de estos elementos finitos se definen los volúmenes finitos de control sobre los cuales se resuelven las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos y la transferencia de calor. Los elementos finitos que describen la geometría pueden ser por ejemplo, de forma tetraédrica, hexaédrica, prismática, etc. Este proceso se denomina mallado (en



inglés “meshing process”) y existe gran variedad de programas computacionales “malladores” (en inglés, “Meshers”) encargados de esta tarea.

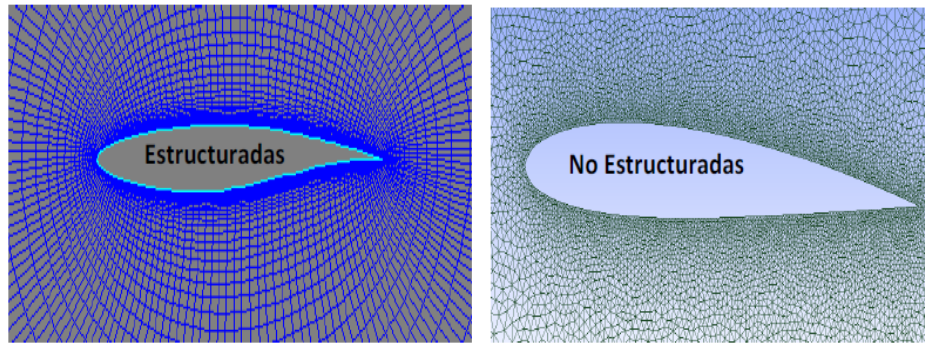
La ubicación discreta a la cual las variables son calculadas es definida como malla numérica, la cual es esencialmente una representación discreta de la geometría del dominio en la cual el problema será resuelto. La solución del dominio es dividida en un número finito de subdominio (elementos, volúmenes de control, etc.) Para este caso algunas opciones de mallas numéricas son:

#### 2.13.2.1 Mallas regulares o estructuradas

Las mallas estructuradas tienen forma rectangular, cada punto nodal interior está rodeado por el mismo número de elementos adyacentes. En las mallas estructuradas, las líneas no se cruzan entre sí, resulta ser la malla más simple, ya que es lógicamente equivalente a los ejes del plano cartesiano, cada centro tiene cuatro vecinos más cercanos en dos dimensiones, resultando elementos cuadrados y en seis en tres dimensiones (hexaedros). Las mallas estructuradas pueden ser utilizadas solo para geometrías de dominios simples. (Malalasekera y Versteeg, 2007) (Patankar 1980) (Peric y Fergizer 2002)

#### 2.13.2.2 Mallas no estructuradas

Mallas no estructuradas son utilizadas para geometrías complejas, es el tipo de malla más flexible debido a su versatilidad para adecuarse al dominio. En particular las mallas no estructuradas están conformadas por elementos de triángulos y cuadriláteros para 2D y tetraedro y hexaedro para 3D. Por lo general las mallas no estructuradas tienen la ventaja que pueden ser generadas de forma automáticas y adaptadas a cualquier tipo de dominio, sin embargo una de su mayor desventaja en la capacidad de desarrollar la hidrodinámica del fluido en las regiones cercanas a la pared la cual está influenciada por los efectos de capa límite. (Malalasekera y Versteeg, 2007). En la Figura 42 se muestran los tipos de generación de mallas.



**Figura 42. Tipos de generación de mallas**

**(Fuente: Pérez, L. 2015)**

### 2.13.3 Selección del modelo matemático y físico

El comienzo en cualquier método numérico es el modelo matemático, ejemplo el conjunto de ecuaciones diferenciales parciales y condiciones de borde. Algunos conjuntos de ecuaciones son usadas para predecir el flujo de fluidos y su apropiada selección del modelo ayuda a obtener resultados precisos. Si se posee suficiente información de la física del problema, se pueden asumir modelos más simplificados que permitan reducir el número del conjunto de ecuaciones empleadas para resolver el sistema y reducir los tiempos de cómputo para así, tener resultados más rápidos.

### 2.13.4 Resolución de las Ecuaciones

La resolución de las ecuaciones de gobierno del sistema, es llevada a cabo mediante la conversión de las ecuaciones en derivadas parciales a ecuaciones algebraicas, que son resueltas sobre cada uno de los elementos de la malla generada. Se debe seleccionar un conjunto de modelos matemáticos que permita resolver las ecuaciones de Navier-Stokes y modelar correctamente la naturaleza turbulenta o laminar del fluido. También debe especificarse fuentes, sumideros de masa, momento o energía adicionales y ecuaciones de estado para modelar la transferencia de calor si así se requiere.

Cada superficie de la frontera del dominio debe estar clasificada como una pared lisa o rugosa, una entrada o salida de fluido, una superficie libre o una interface entre regiones líquido-líquido, líquido-sólido o líquido-gas (condición de borde). Por último, se debe definir el valor de todas las variables, tales como: velocidad, presión, temperatura, etc., en un tiempo inicial, es decir, las condiciones iniciales.

#### 2.13.5 Análisis de Resultados

La malla, los modelos matemáticos, las condiciones iniciales y las condiciones de borde, determinan la simulación. Su solución numérica requiere millones de operaciones aritméticas que únicamente pueden ser calculadas con computadores. Una vez resueltas las ecuaciones que gobiernan el sistema, se procede a extraer los datos útiles, ya que se dispone de los valores de las variables que definen el problema en cada uno de los elementos de la malla. La desviación de esta solución con la realidad depende de muchos factores, entre los cuales está el tamaño y número de elementos de la malla, los modelos matemáticos incluidos en la simulación y la capacidad de procesamiento disponible.

Todos estos puntos o etapas mencionadas anteriormente, pueden introducir en su manejo cierto margen de error o incertidumbre, incrementando el margen de dudas en torno a un resultado por técnicas de CFD, las cuales podemos dividir de la siguiente manera:

- Incertidumbres debidas a los métodos de solución de las ecuaciones diferenciales.
- Incertidumbres debidas a los métodos de solución del campo de flujo.
- Incertidumbres debidas a los modelos de simulación de la turbulencia.
- Incertidumbres debidas a los modelos de simulación del flujo multifásico.

Para que la solución obtenida, a través de las simulaciones, reflejen correctamente la solución del problema real, estos errores deben tender a cero.

## 2.14 Ecuaciones de gobierno de flujo de fluidos

Las ecuaciones de gobierno de flujo de fluidos representan enunciados matemáticos de las leyes de conservación de la física:

- La masa de un fluido se conserva
- La tasa de cambio de la cantidad de movimiento o (*momentum*) es igual a la suma de las fuerzas sobre una partícula de fluido (Segunda ley de Newton)
- La tasa de cambio de la energía es igual a la suma de la tasa de adición de calor y la tasa de trabajo realizado sobre una partícula de fluido (Primera ley de la termodinámica)

### 2.14.1 Ecuación de Conservación de la masa (Ecuación de continuidad)

El primer paso en la derivación de la ecuación de conservación de la masa es la de escribir un balance de masas para el elemento de fluido, el cual describa que la tasa de incremento de la masa en el elemento de fluido es igual a la tasa neta de flujo de la masa de fluido en el elemento. Esto puede ser expresado matemáticamente de la siguiente forma: (Currie, 2003) (Malalasekera y Versteeg, 2007)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad \text{Ec. 38}$$

Donde:

u= Velocidad (m/s)

$\rho$ = Densidad del fluido (kg/m<sup>3</sup>)

x= Variable espacial (m)

### 2.14.2 Ecuación de Cantidad de movimiento

La segunda ley de Newton establece que la tasa de cambio de la cantidad de movimiento de una partícula es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre la partícula, de forma tal que para un fluido newtoniano, compresible en tres dimensiones, esta expresión resulta que la tasa de incremento de la cantidad de movimiento de una partícula de fluido es igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre la partícula de fluido, resultando la siguiente expresión matemática que describe este fenómeno físico:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad \text{Ec. 39}$$

Donde  $\tau_{ij}$  corresponde al tensor de esfuerzo y viene representado por:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad \text{Ec. 40}$$

Estas ecuaciones, también llamadas ecuaciones de Navier-Stokes, reciben su nombre gracias a la formulación diferencial de Claude-Louis Navier (1785–1836) y George Gabriel Stokes (1819–1903), los cuales para poder llegar a su formulación diferencial manipularon aplicando ciertas consideraciones, principalmente aquella en la que los esfuerzos tangenciales guardan una relación lineal con el gradiente de velocidad (ley de viscosidad de Newton), obteniendo de esta manera la formulación diferencial que generalmente es más útil para la resolución de los problemas que se plantean en la mecánica de fluidos. No se dispone de una solución general para este conjunto de ecuaciones, salvo ciertos tipos de flujo y situaciones muy concretas no es posible hallar una solución analítica; por lo que en muchas ocasiones es preciso recurrir al análisis numérico para determinar una solución aproximada. (Currie, 2003) (Malalasekera y Versteeg, 2007)

Se distinguen dos tipos de fuerzas sobre las partículas del fluido:

Fuerzas de superficie:

- Las fuerzas de presión
- Las fuerzas viscosas
- Fuerza de la gravedad

Fuerzas de cuerpo:

- La fuerza centrífuga
- Fuerza de Coriolis
- Fuerza electromagnética

Es una práctica común para poner de relieve las contribuciones debidas a las fuerzas de superficie como términos independientes en la ecuación de momento y para incluir los efectos de las fuerzas de cuerpo como términos fuente.

### 2.14.3 Ecuación de la Energía

La ecuación de la energía se deriva de la primera ley de la termodinámica, que establece que la tasa de cambio de la energía de una partícula de fluido es igual a la tasa de adición de calor a la partícula de fluido más la tasa de trabajo realizado sobre la partícula. De esta forma, si se consideran para los esfuerzos viscosos en la ecuación de la energía interna un modelo de fluido newtoniano la siguiente expresión matemática que describe la ecuación de la energía es la siguiente: (Currie, 2003) (Malalasekera y Versteeg, 2007)

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_{tot}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h_{tot} u_j) = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( u_i \tau_{ij} + \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad \text{Ec. 41}$$

Donde el valor de  $h_{tot}$  corresponde a la entalpia total, referida a la entalpia estática  $h(T, p)$  dada por:

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2}u^2$$

Ec. 42

Además, de estas ecuaciones, se necesitan dos relaciones adicionales para completar el sistema de ecuaciones algebraicas y así poderse resolver, estas ecuaciones son proporcionadas por expresiones que relacionan el estado termodinámico de las propiedades, como por ejemplo las ecuaciones de estado. Debido a las simplificaciones realizadas en este estudio, estas ecuaciones se encuentran fuera del alcance de la investigación. Con un número igual de ecuaciones y funciones desconocidas, problemas de flujo de fluidos en geometrías complejas pueden resolverse mediante análisis numéricos, siempre y cuando se impongan condiciones auxiliares adecuadas, por ejemplo condiciones iniciales o de contorno.

## 2.15 Turbulencia

En términos de la dinámica de fluidos, la turbulencia o flujo turbulento es un régimen de flujo caracterizado por baja difusión de cantidad de movimiento, alta convección y fluctuaciones aleatorias y caóticas del campo de velocidades y presión de un fluido, a lo largo del espacio y variables en el tiempo. Los flujos no turbulentos son también llamados flujos laminares. Un flujo se puede caracterizar como laminar o turbulento observando el orden de magnitud del número de Reynolds. (Malalasekera y Versteeg, 2007) (Pope, 2000). La Figura 43 muestra las estructuras de remolinos presentes en un flujo turbulento.

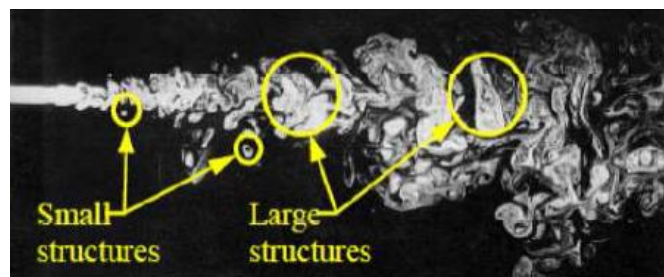
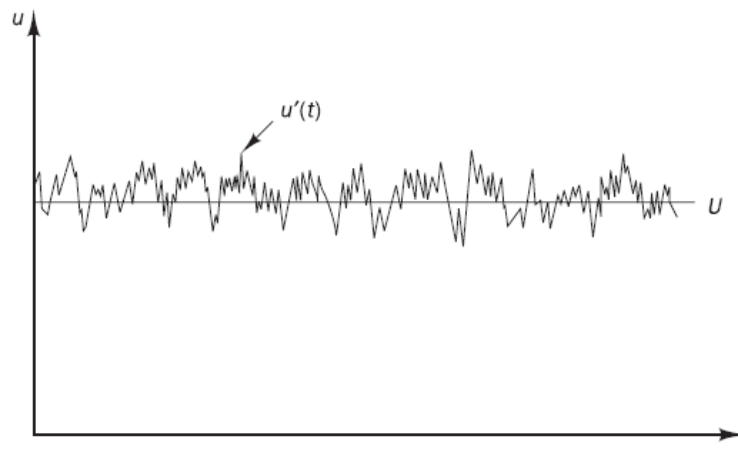


Figura 43. Estructuras de remolinos presentes en un flujo turbulento (Eddy).

(Fuente: ANSYS Inc, 2015. Ansys CFX 15.0 Manual del Usuario)

En experimentos en los sistemas de fluidos se observa que a valores por debajo del denominado número de Reynolds crítico  $Re_{crit}$  el flujo es suave y capas adyacentes de fluido más allá de deslizamiento entre si de una manera ordenada. Si las condiciones de contorno aplicadas no cambian con el tiempo el flujo es constante. Este régimen se llama flujo laminar.

A valores del número de Reynolds por encima de  $Re_{crit}$  una complicada serie de eventos tiene lugar lo que finalmente conduce a un cambio radical del carácter de flujo. En el estado final, el comportamiento de flujo es aleatorio y caótico. El movimiento se convierte en intrínsecamente inestable incluso con condiciones de contorno impuestas constantes. La velocidad y todas las demás propiedades de flujo varían de manera aleatoria y caótica. La Figura 44 muestra un ejemplo de cómo fluctúa la velocidad en el tiempo en un flujo turbulento



**Figura 44. Fluctuación de la velocidad en el tiempo para un flujo turbulento.**

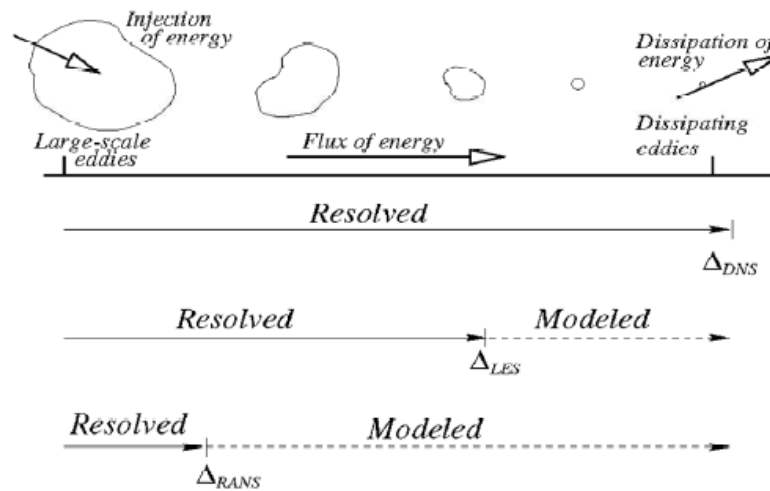
**(Fuente: Malalasekera W., Versteeg. H. K, 2007. An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method)**



La resolución analítica de este fenómeno es sumamente compleja. Por esta razón, existen numerosos modelos para describirlo, muchos de los cuales se basan en diferentes fundamentos teóricos, resultados experimentales, análisis estadísticos y/o estudios probabilístico.

### 2.15.1 Métodos Utilizados para modelar la turbulencia

Los métodos utilizados para modelar la turbulencia pueden ser agrupados en estas tres categorías: DNS, LES y RANS. En la Figura 45 se muestra el campo de aplicación.



**Figura 45. Métodos utilizados para modelar la turbulencia.**

(Fuente: ANSYS Inc, 2015. Ansys CFX 15.0 Manual del Usuario)

#### 2.15.1.1 Simulación numérica directa (DNS)

Estas simulaciones calculan el flujo medio y todas las fluctuaciones de velocidad turbulenta. Las inestables ecuaciones de Navier-Stokes se resuelven en las mallas espaciales que son lo suficientemente finas para poder resolver las escalas de longitud Kolmogorov en el que tiene lugar la disipación de energía y con pasos de tiempo suficientemente pequeños para resolver el periodo de las fluctuaciones

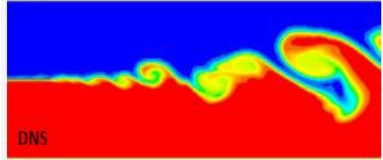
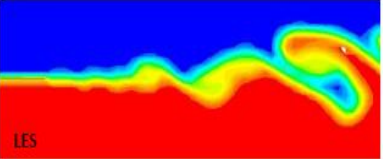
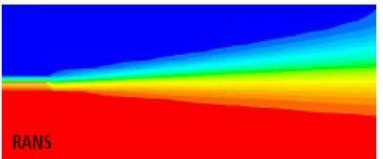
rápidas. Estos cálculos son altamente costosos en términos de recursos informáticos, por lo que el método no se utiliza para los cálculos de flujos industriales. (Malalasekera y Versteeg, 2007)

#### 2.15.1.2 Simulación de grandes estructuras de remolinos (Large Eddy Simulation LES)

Esta es una forma intermedia de cálculos de turbulencia que resuelve numéricamente el comportamiento de los remolinos más grandes. El método implica el filtrado espacial de las inestables ecuaciones de Navier-Stokes antes de los cálculos, que pasa los remolinos más grandes y rechaza los remolinos más pequeños. Los efectos sobre los remolinos más pequeños, son resueltos por medio de modelos. Las demandas sobre los recursos informáticos en términos de almacenamiento y el volumen de los cálculos son grandes, y actualmente esta técnica está comenzando a abordar los problemas de CFD con geometría compleja. (Malalasekera y Versteeg, 2007)

#### 2.15.1.3 Ecuaciones de Navier-Stokes promediadas de Reynolds (Reynolds Average Navier Stokes RANS)

Es la forma más común de tratar la turbulencia, mediante el modelaje del fenómeno. La atención se centra en el flujo medio y los efectos de la turbulencia en las propiedades medias de flujo. Las ecuaciones de Navier-Stokes son promediadas en el tiempo donde aparecen términos adicionales en las ecuaciones de flujo debido a las interacciones entre diversas fluctuaciones turbulentas. Estos términos adicionales se modelan con modelos de turbulencia clásicos: entre los más conocidos son el modelo k- $\epsilon$  y el modelo de estrés Reynolds. Los recursos informáticos necesarios para los cálculos de flujo son razonablemente modestos en comparación con los métodos DNS y LES (Figura 46), por lo que este enfoque ha sido el pilar de los cálculos de flujo de ingeniería en las últimas tres décadas. (Malalasekera y Versteeg, 2007)

<p><b><u>DNS: Simulación Numérica Directa</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Resolución de la turbulencia en todas las escalas</li> <li>• No modela las estructuras de remolinos pequeños</li> <li>• Requiere malla excesivamente refinadas</li> <li>• Demasiado costo computacional para aplicaciones practicas</li> </ul>	 <p>DNS</p>
<p><b><u>LES: Simulación de Grandes Remolinos</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Resolución directa de los grandes remolinos, mientras que los más pequeños son modelados</li> <li>• Requiere mallas muy refinadas</li> <li>• Más económico computacionalmente que DNS, pero todavía resulta ser demasiado caro para aplicaciones práctica</li> </ul>	 <p>LES</p>
<p><b><u>RANS: Promedio de Reynolds de Ecuaciones Navier-Stokes</u></b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Solución de las ecuaciones promediadas de tiempo</li> <li>• Ampliamente utilizado para aplicaciones de ingeniería</li> <li>• Menor Costo Computacional</li> </ul>	 <p>RANS</p>

**Figura 46. Comparación de los métodos utilizados para modelar la turbulencia.**

(Fuente: ANSYS Inc, 2015. Ansys CFX 15.0 Manual del Usuario)

### 2.15.2 Modelos de turbulencia RANS

Los modelos de turbulencia son relaciones desarrolladas para recuperar parte de la información de las inestabilidades. Debido a la complejidad del fenómeno de turbulencia, es improbable que un modelo pueda describir todos los flujos turbulentos, así que los modelos de turbulencia deben ser considerados como aproximaciones ingenieriles, y no como leyes científicas. (Peric y Fergizer, 2002)

Los modelos más comunes de turbulencia RANS para poder cerrar el sistemas de ecuaciones se identifican sobre la base del número de ecuaciones de transporte adicionales que necesitan ser resueltas junto con las ecuaciones de flujo RANS, por lo general son clasificados en: *Eddy Viscosity Model* (EVM) cuya clave es modelar la turbulencia mediante la hipótesis de Boussines la cual fue propuesta en el año 1887, donde indico que el tensor de esfuerzo podría ser relacionado a los gradientes de

velocidad media por la viscosidad turbulenta de las estructuras de remolinos  $\mu_t$  (*Turbulent Eddy Viscosity*). (Malalasekera y Versteeg, 2007) (Peric y Fergizer, 2002)

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left( \rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \delta_{ij} \quad \text{Ec. 43}$$

Siendo  $\mu_t$  un escalar de naturaleza isotrópica,  $k$  la energía turbulenta cinética. Adicionalmente  $\mu_t$  es modelada por el producto de las escalas de velocidad turbulenta ( $V_t$ ) y las escalas de longitud turbulenta ( $L_t$ ). (Prandtl and Kolmogorov).

$$\mu_t = \rho c_\mu v_t L_t \quad \text{Ec. 44}$$

Siendo  $c_\mu$  una constante de proporcionalidad.

Y por otro lado el modelo de turbulencia *Reynolds Stress Model (RSM)*, también llamado modelo de segundo *momentum* de clausura, es un modelo numéricamente más complejo en resolver debido a que su solución es basada en la resolución de las ecuaciones de transporte para cada esfuerzo de Reynolds independiente en combinación con las ecuaciones de tasa de disipación.

Estos modelos para que sean útiles en un código de CFD, deben tener una amplia aplicación, contar con precisión y de bajo costo computacional para su resolución.

**Tabla 3. Comparación de modelos de turbulencias RANS**

Eddy Viscosity Model	Reynolds Stress Model
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Asume isotropía para la turbulencia</li> <li>• El componente de Esfuerzo de Reynolds (<math>R_{ij}</math>) es modelado usando el término de viscosidad de remolino (Eddy Turbulent Viscosity) <math>\mu_t</math>.</li> <li>• Enfoque razonable para simples flujos turbulentos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Asume turbulencia anisotrópica</li> <li>• Los componentes de <math>R_{ij}</math> son resueltos directamente a través de ecuaciones de transporte</li> <li>• Ventajoso en flujos 3D complejos con curvaturas aerodinámica o remolinos</li> <li>• Complejos modelos de cálculo intensivo</li> </ul>

Un gran número de modelos de turbulencia están disponibles en paquetes comerciales de simulación numérica, algunos para aplicaciones muy específicas, otros se pueden aplicar a una clase más amplia de los flujos con un grado razonable de confianza. Para el simulador ANSYS CFX, los más comunes son:

**Tabla 4. Modelos de turbulencias presentes en ANSYS CFX**

RANS Eddy-viscosity Models	RANS Reynolds-Stress Models	Eddy Simulation Models:
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Zero Equation model.</li> <li>• Standard k-<math>\epsilon</math> model.</li> <li>• RNG k-<math>\epsilon</math> model.</li> <li>• Standard k-<math>\omega</math> model.</li> <li>• Baseline (BSL) zonal k-<math>\omega</math> based model.</li> <li>• SST model</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• LRR Reynolds Stress</li> <li>• QI Reynolds Stress</li> <li>• Speziale, Sarkar and Gatski Reynolds Stress</li> <li>• SMC-<math>\omega</math> model</li> <li>• Baseline (BSL) Reynolds' Stress model</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Large Eddy Simulation (LES) [transient]</li> <li>• Detached Eddy Simulation (DES) [transient]</li> <li>• Scale Adaptive Simulation</li> <li>• SST (SAS) [transient]</li> </ul>

Numerosos modelos aplican esta filosofía, pero difieren en las ecuaciones propuestas para resolver el sistema. Los modelos más empleados, y que serán útiles en el desarrollo de esta investigación, son el modelo  $k-\epsilon$ , el modelo  $SST$  (*Shear Stress Transport*) y el  $RSM$  (*Reynolds Stress Model*).

#### 2.15.2.1 Modelo $k-\epsilon$

En el modelo  $k-\epsilon$  (k-épsilon) es el modelo de turbulencia más ampliamente usado. Fue desarrollado para flujo libre completamente turbulento lejos de las paredes, aunque se han desarrollado funciones de pared para tomar en cuenta su presencia. Proporciona buenos resultados en una amplia gama de flujos turbulentos. El término  $k$  representa la energía cinética turbulenta mientras que  $\epsilon$  es la disipación turbulenta. (ANSYS Inc., 2015).

Dentro CFX, el modelo  $k-\epsilon$  de turbulencia utiliza el enfoque de pared escalable función para mejorar la robustez y precisión cuando la malla cerca de la pared es muy fina. Las funciones de pared escalables permiten soluciones en redes de próxima a la pared arbitrariamente finas, lo cual es una mejora significativa sobre las funciones de pared estándar. (ANSYS Inc., 2015).

La energía cinética turbulenta es promedio de la energía cinética por unidad de masa asociada con las estructuras de remolinos en el flujo turbulento. Físicamente, la energía cinética turbulenta está caracterizada por la raíz cuadrada media de las fluctuaciones de la velocidad y la disipación de las estructuras de remolinos turbulentos es la tasa en la cual la energía cinética turbulenta es convertida en energía térmica interna.

$$v_t = \sqrt{k} \quad \text{Ec. 45}$$

$$L_t = \frac{k^{\frac{2}{3}}}{\epsilon} \quad \text{Ec. 46}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Ec. 47}$$

Siendo las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta y la tasa de disipación las siguientes:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad \text{Ec. 48}$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad \text{Ec. 49}$$

Donde  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  y  $\sigma_\varepsilon$  son constantes y  $P_{kb}$  y  $P_{\varepsilon b}$  representan la influencia de la fuerza de flotación y  $P_k$  es el término de producción turbulenta debido a las fuerzas viscosas, el cual es modelado usando la siguiente expresión:

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \left( 3\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad \text{Ec. 50}$$

Ventajas:

- Buenos resultados para muchas aplicaciones industriales
- Cálculos de referencia, bien establecidos
- Estable y robusto numéricamente
- Ideal para fluidos en superficie libre

Desventajas:

- Capacidad limitada para predecir las características de flujo secundario, de reinsertión
- Bajo rendimiento en geometrías con alta curvatura, flujos con cambios repentinos en la tasa de formación media, flujo de turbulencia fuerte (ciclones, remolinos)

- No modela bien los efectos de la capa límite y fluidos sometidos a separación de la capa límite

#### 2.15.2.2 Modelo SST

El modelo SST fue desarrollado para superar las deficiencias de los modelos  $k-\omega$ . El modelo de SST es recomendado para alta precisión en simulaciones de la capa límite. Sin embargo para poder beneficiarse de este modelo, es necesario tener una resolución de la malla en la zona cercada a la pared donde se desarrolla la capa límite de más de 10 elementos.

Este modelo brinda resultados precisos para flujos sometidos a elevados gradientes de presión adversos o grandes curvaturas. Combina las ventajas del modelo  $k-\omega$  en las cercanías de las paredes con las ventajas del modelo  $k-\epsilon$  en el seno del fluido. Sin embargo, en las geometrías con curvaturas suaves su desempeño puede verse reducido debido a que sobrestima los efectos viscosos (ANSYS Inc., 2015).

Ventajas:

- Mejor tratamiento automático de la turbulencia en regiones cerca de la pared
- Alta precisión en modelado de capa límite
- No sensible a las condiciones de corrientes libres (zonas alejada de la pared)
- Ideal para fluidos donde exista separación de la capa límite

Desventajas:

- Requerimiento de refinamiento de malla en zonas cercanas a la pared ( $Y^+ < 1$ )

#### 2.15.2.3 Modelo de Esfuerzos de Reynolds (RSM)

Modelos de Esfuerzos de Reynolds (RSM), también conocido como Modelo de Transporte de Esfuerzos de Reynolds (RST), son modelos de turbulencia elaborados de mayor nivel. En el modelo RSM, el enfoque de viscosidad de las estructuras de remolino ha sido descartado como suele hacerse en los modelos de dos ecuaciones, por lo que el tensor de esfuerzos de Reynolds es calculado directamente,



implicando el cálculo individual de los esfuerzos de Reynolds  $R_{ij}$  mediante ecuaciones de transporte diferenciales.

Modelos de turbulencia de dos ecuaciones ( $k$ - $\epsilon$  y modelos basados en  $k$ - $\omega$ ) ofrecen buenas predicciones de las características y de la física de la mayoría de los flujos de relevancia industrial. En los flujos donde los efectos de transporte o de no equilibrio turbulentos son importantes, la suposición de eddy-viscosity ya no es válido y los resultados de los modelos de eddy-viscosity puede ser inexacta. Modelos de Estrés de Reynolds o Segundo Momento de clausura con su acrónimo en inglés SMC (Second Moment Closure) incluyen, naturalmente, los efectos de la curvatura de las líneas de corriente, cambios repentinos en la velocidad de deformación, flujos secundarios o flotabilidad en comparación con modelos de turbulencia utilizando la aproximación de eddy-viscosity.

Modelos de tensión de Reynolds han demostrado un rendimiento predictivo superior en comparación con los modelos de eddy-viscosity debido a que consideran los efectos de la curvatura de las líneas de corriente, cambios repentinos en la velocidad de deformación, flujos secundarios o flotabilidad. Esta es la principal justificación para los modelos de estrés de Reynolds, que se basan en ecuaciones de transporte de los distintos componentes del tensor de esfuerzos de Reynolds y la tasa de disipación. Estos modelos se caracterizan por un mayor grado de universalidad. La sanción por esta flexibilidad es un alto grado de complejidad en el sistema matemático resultante. El aumento del número de ecuaciones de transporte conduce a una reducción de la robustez numérica, requiriendo un mayor esfuerzo computacional y muchas veces el impedimento de su uso en flujos complejos.

En teoría, los modelos de Estrés de Reynolds son más adecuados para los flujos complejos, sin embargo, la práctica demuestra que a menudo no son superiores a los modelos de dos ecuaciones. Un ejemplo de esto es para modelar la capa límite, donde a pesar de su más alto grado de universalidad según la teoría, los modelos RSM con frecuencia han demostrado inferiores resultados a los modelos de dos ecuaciones. Para flujos con capa límite se trata de usar el modelo RSM-BSL. El cual es basado en el tratamiento de pared automática de la ecuación.

En comparación con el modelo  $k-\epsilon$ , el RSM tiene seis ecuaciones de transporte adicionales que se resuelven para cada paso de tiempo. Los términos fuente de las ecuaciones de RSM también son más complejas que las del modelo  $k-\epsilon$ . Como resultado de estos factores, la convergencia puede ser más lenta para el modelo RSM en comparación con el modelo  $k-\epsilon$ .

#### Ventajas

- Ideal para flujos con gran efector cortante y con una fuerte anisotropía,
- Ideal para flujos en rotación, remolinos, flujo secundario y bajo flotación
- Ideal sobre superficies con fuerte curvatura aerodinámica,
- Calculo muy preciso de las propiedades del flujo medio y todos los Esfuerzos de Reynolds
- Considera la naturaleza anisotropía de la turbulencia
- Solo necesitan valores iniciales o de fronteras

#### Desventajas

- Gran costo computacional para resolver las 7 ecuaciones adicionales
- No es tan ampliamente validado como los modelos tradicionales  $k-\epsilon$  y  $k-\omega$

### **2.16 Flujo multifásico en CFD**

El software ANSYS CFX tiene la capacidad de estudiar el flujo de una mezcla bifásica desde dos enfoques diferentes: Euleriano-Euleriano o Euleriano-Lagrangiano. Desde el enfoque euleriano se emplea el concepto de volumen de control, sobre el que se deben satisfacer las ecuaciones de conservación. La herramienta comercial empleada cuenta con cinco modelos dentro de este enfoque agrupado como homogéneo y no homogéneo. Para todos ellos se considera que el campo de presiones es el mismo para ambos fluidos. Por su parte, en el estudio lagrangiano se aplican las ecuaciones de movimiento a cada partícula, siguiendo su trayectoria a lo largo del dominio. La clasificación completa de los modelos de flujo

bifásico disponibles en el software ANSYS CFX se muestra en la Figura 47, seguido de una explicación breve de los modelos que integran el enfoque Euleriano-Euleriano.



**Figura 47. Modelos Multifásico considerados en DFC**

### 2.16.1 Modelo Euleriano-Euleriano

El modelo Euleriano-Euleriano es uno de los dos principales modelos de múltiples fases que se han implementado en ANSYS CFX; el otro es el de Modelo Lagrangiano o mejor conocido como seguimiento de partículas. (ANSYS Inc., 2015)

Dentro de este modelo (Euleriano-Euleriano), algunos términos de interfase de transferencia de masa, cantidad de movimiento y calor pueden ser modelados utilizando el modelo de partículas, el modelo de mezcla o el modelo de superficie libre. En particular, el cálculo de la densidad de área interfacial, que se utiliza para todos los modelos de transferencia no homogéneos se calcula de acuerdo con uno de estos modelos mencionados anteriormente. (ANSYS Inc., 2015)

Dos modelos diferentes están disponibles para Euleriano-Euleriano flujo multifásico: el modelo homogéneo y la transferencia inter-fluido o modelo no homogéneo.

### 2.16.2 Modelo de Partículas

Este modelo se emplea cuando una de las fases forma un medio continuo, mientras que la segunda se encuentra dispersa en la primera. Este modelo es empleado comúnmente para simular burbujas de gas en líquidos, gotas de líquido en flujo de gases o partículas sólidas en flujo de gases o líquidos. Las partículas sólidas, burbujas o gotas de la fase dispersa se suponen que son esféricas. Es adecuado para el modelado de problemas de flujo de múltiples de fases dispersas simples, (ANSYS Inc., 2015). Por ejemplo, la dispersión de:

- Gas burbujas en un líquido.
- Gotas líquidas en un gas, o bien líquidas inmiscibles.
- Partículas sólidas en un gas o en un líquido.

### 2.16.3 Modelo de Mezcla

Este es un modelo muy simple o sencillo, que trata ambas fases de igual forma (medios continuos y de forma simétrica). Puede ser apropiado como una primera aproximación o como la base de un usuario que proporciona modelos de transferencia en la interface para un cálculo de líquido-líquido o flujo de dos fases gas-líquido no dispersa. Se requiere que las morfologías de ambas fases sean continuas. Se puede utilizar para modelar problemas de flujo multifásico más complejas, por ejemplo, el flujo *Churn*. La principal dificultad radica en que tanto el coeficiente de arrastre ( $C_D$ ) como el área entre las fases, son parámetros impuestos por el usuario. Si no se conoce con certeza el fenómeno de interacción entre las fases, estos parámetros pueden conllevar a resultados erróneos. (ANSYS Inc., 2015)

### 2.16.4 Modelo de Superficie Libre

Es ampliamente empleado cuando existe una interface bien definida entre los fluidos. Activando el modelo no homogéneo que aquí se describe, funciona de forma similar al modelo de mezcla, con la diferencia de que el área entre las fases pasa a ser una incógnita que el software debe resolver. La limitante de este modelo es que requiere gran cantidad de nodos en la frontera de los fluidos para poder describir

apropiadamente la superficie de contacto. En ocasiones esto puede redundar en tiempos computacionales elevados y en mallas complicadas. Este modelo es aplicable a los flujos de superficie libre. El modelo de partículas o de la mezcla también se puede utilizar para estos flujos si hay arrastre de una fase dentro de otro. (ANSYS Inc., 2015)

## **2.17 Esquema para tratar los términos advectivos**

Existen tres esquemas para tratar los términos advectivos en la resolución de las ecuaciones, estos son: *Upwind*, *High Resolution* o *Blend Factor*, este último especifica un factor de mezcla para mezclar entre los regímenes de primer y segundo orden de advección con el objetivo de calcular los términos de advección en las ecuaciones diferenciales parciales discretas de volúmenes finitos.

### 2.17.1 Upwind

El esquema trata los términos de advección de primer orden, esto es equivalente a especificar un *Blend Factor* de 0. El esquema *Upwind* ofrece el rendimiento más robusto para solucionar los términos de advección en las ecuaciones discretas de volúmenes finitos, sin embargo su robustez implica en algunos casos problemas de difusión numérica, por lo que el uso de este esquema de advección no se recomienda para obtener los resultados finales.

### 2.17.2 High Resolution

Con el esquema *High Resolution*, los valores del factor de mezcla varían automáticamente a lo largo del dominio basado en el campo solución local para hacer cumplir un criterio de acotación, en regiones de flujo con bajos gradientes de variables, el factor de mezcla estará cercano a 1 (régimen de segundo orden) para poder obtener la exactitud. Por otro lado, en las zonas donde los gradientes cambian drásticamente, el factor de mezcla estará más cerca de 0 (régimen de primer orden) para evitar fluctuaciones y mantener la robustez.

### 2.17.3 Especificando el factor de Mezcla (Blend Factor)

Este esquema permite definir un factor de mezcla entre 0 y 1 para el esquema de advección, donde un valor de 0 es equivalente a utilizar el esquema de advección primer orden *Upwind* siendo esta la opción más robusta pero de menor precisión. Por otro lado un valor de 1 asume la diferenciación de segundo orden para los términos de advección permitiendo obtener resultados más precisos, sin embargo es menos robusto por lo que pudiera originar ciertas fluctuaciones durante la convergencia de los resultados.

## 2.18 Método de volúmenes finitos

El método de volumen finito discretiza la forma integral de las ecuaciones conservación directamente en el espacio físico. Fue introducido inicialmente por investigadores tales como McDonald (1971) y MacCormack y Paullay (1972) para la solución bidimensional y dependiente del tiempo de las ecuaciones de Euler, y fue extendiéndose posteriormente a los flujos tridimensionales mediante investigadores como Rizzi e Inouye (1973). El dominio computacional es discretizado en un número finito de volúmenes de control continuos, donde los estados resultantes expresan la conservación exacta de las propiedades relevantes para cada uno de los volúmenes de control.

En el centroide de cada elemento de volumen, se calculan los valores de las variables (ya sea temperatura, presión, velocidad. Luego por interpolación se expresan los valores de las variables en la superficie del volumen de control en términos de los valores centrales y fórmulas de cuadratura adecuados se aplican a la aproximación de las integrales de superficie y de volumen. Una ecuación algebraica para cada uno de los volúmenes de control se puede conseguir, en la que aparece un número de los valores nodales vecinos.

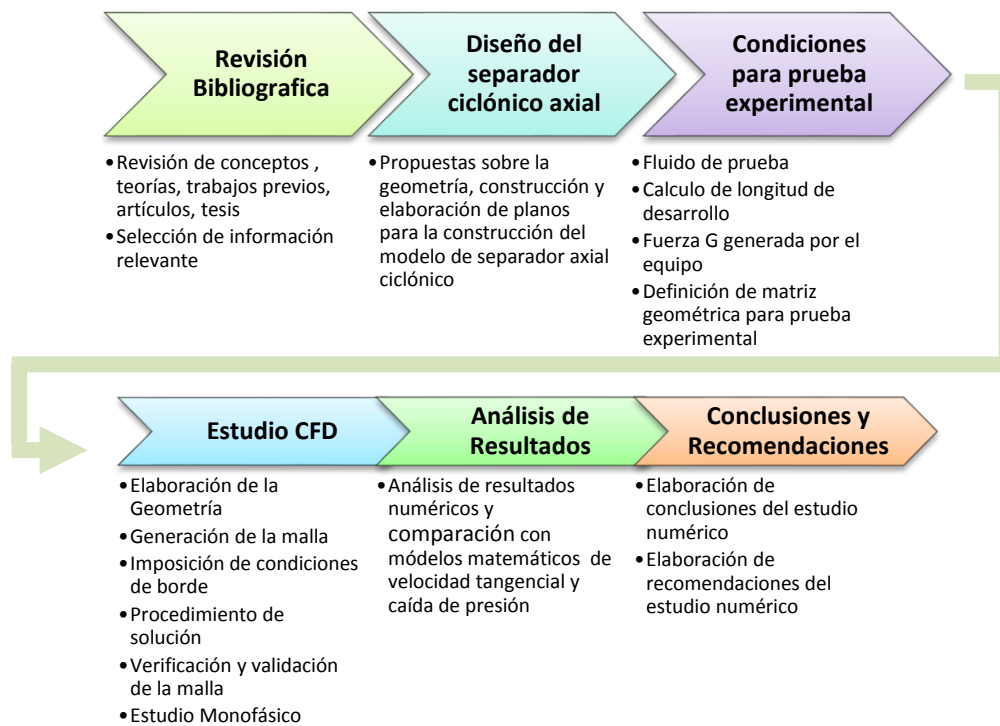
Como el método de volúmenes finitos trabaja con volúmenes de control y no a los puntos de intersección de los vértices de los elementos, tiene la capacidad para adaptarse a cualquier tipo de malla. Aquí, en lugar de las mallas estructuradas, mallas no estructuradas pueden emplearse permitiendo un gran número de opciones para la

definición de la forma y ubicación de los volúmenes de control. Desde la malla solo se define los límites del volumen de control. La principal desventaja es que es más difícil desarrollar esquemas de segundo orden, en comparación con el método de las diferencias finitas. Sin embargo, el método de volúmenes finitos tiene más ventajas que inconvenientes. Una característica importante del método es que una malla de tipo "elementos finitos" se puede utilizar, en el que la malla se puede formar por la combinación de triángulos o cuadriláteros en el caso de dos dimensiones o tetraedros y hexaedros en tres dimensiones. Este tipo de malla no estructurada ofrece una mayor flexibilidad para la manipulación de geometrías complejas.

## CAPÍTULO III

### 3 MARCO METODOLOGICO

En esta sección se describen las actividades a realizar en las distintas fases de la investigación como se observa en la Figura 48. El esquema metodológico de este trabajo estuvo orientado diseñar un separador ciclónico axial para luego ser evaluado mediante CFD y observar el comportamiento fluido dinámico del mismo.



**Figura 48. Esquema de metodología empleada**



### **3.1 Metodología de trabajo para la evaluación experimental**

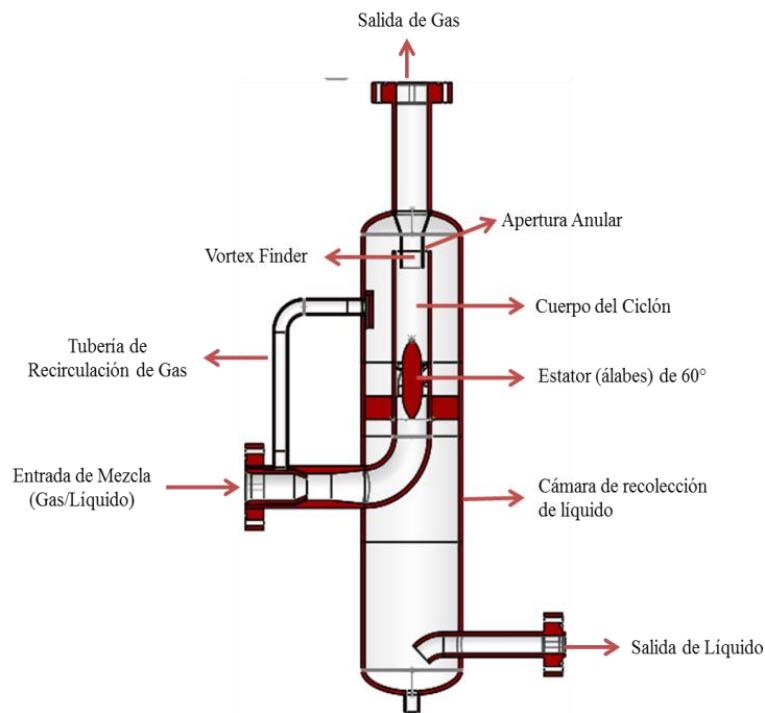
#### **3.1.1 Revisión bibliográfica**

Se realizó una revisión bibliográfica profunda, comenzando con textos de mecánica de fluidos, flujo multifásico, métodos de separación gas-líquido, con el fin de obtener conocimientos generales acerca del tema a tratar. Inmediatamente se realizó una revisión bibliográfica relacionada con separación ciclónica gas-líquido de flujo reverso y flujo axial, posteriormente se consultaron diferentes libros sobre dinámica de fluidos computacional, simulación numérica, manuales de ANSYS CFD. Por último, se revisaron artículos y revistas sobre el tema en consideración a fin de conocer las lecciones aprendidas y recomendaciones que los investigadores citan en los trabajos.

#### **3.2 Descripción del Separador Axial Ciclónico**

La Figura 49 ilustra el diseño del prototipo de separador ciclónico axial propuesto. Las partes del separador serán diseñadas y luego elaborados sus planos para su posterior construcción y fabricación. Se puede observar que la mezcla bifásica gas-líquido ingresa al separador con velocidad axial e impacta con el cono frontal del estator, el cual distribuye el fluido a los álabes estacionarios encargados de originar el movimiento rotacional a la mezcla gas-líquido. El líquido por ser más denso que el aire, fluye por la periferia del dispositivo hasta llegar a la apertura anular formada entre el vortex finder y el diámetro del cuerpo del ciclón, fluyendo por la cámara de recolección de líquido la cual posee en el fondo una boquilla que permite drenar el fluido a un recipiente de recolección. Además, dispone de una tubería de recirculación de gas hacia la brida de entrada de la mezcla bifásica, lo cual evita que el mismo se presurice. El gas fluye por la zona más interna de la tubería hasta abandonar el separador a través del vortex finder.

Los álabes guías estacionarios, como su nombre lo indica, son elementos fijos, los cuales no requieren girar para impartir el movimiento rotacional de la mezcla bifásica gas-líquido, ya que este movimiento es producido por el cambio de dirección del fluido originado por el ángulo formado entre los álabes y el eje axial del dispositivo.



**Figura 49. Partes del Separador Ciclónico Axial**

### 3.3 Definición de la matriz para evaluación numérica

Basándose en los trabajos anteriores y en lo que se ha obtenido de la revisión bibliográfica relativa a la separación gas-líquido mediante el uso de separadores axiales, se consideró usar la relación gas-líquido propuesta por Frankiewicz, Browne y Lee (2001).

Considerando el diámetro de tubería del circuito de 2 pulg., RGL entre (2 a 2.000 PCE/BN), caudales de aire (10 a 190 MPCED) y líquido (0,4 a 4.500 BPD) a manejar en la evaluación numérica, como se muestra en la Tabla 5.

**Tabla 5. Matriz para evaluación de prueba propuesta para evaluación numérica**

CAUDAL DE GAS (MPCED)	190.000	475.000	110.017	11.083	3.766	1.285	1.064	807	608	475	379	299	224	168	135	105	75	42
	169.500	423.750	98.147	9.887	3.360	1.147	949	720	542	424	338	266	200	150	120	95	67	38
	160.000	400.000	92.646	9.333	3.171	1.082	896	680	512	400	319	251	189	142	113	88	63	36
	127.100	317.750	73.596	7.414	2.519	860	712	540	407	318	254	200	150	112	90	70	50	28
	120.000	300.000	69.485	7.000	2.379	812	672	510	384	300	240	189	141	106	85	66	47	27
	84.755	211.888	49.076	4.944	1.680	573	475	360	271	212	169	133	100	75	60	47	33	19
	80.000	200.000	46.323	4.667	1.586	541	448	340	256	200	160	128	94	71	57	44	31	18
	70.800	176.500	40.880	4.118	1.399	478	395	300	226	177	141	111	83	62	50	39	28	16
	63.566	158.915	36.807	3.708	1.260	450	356	270	203	159	127	100	75	56	45	35	25	14
	50.900	127.250	29.473	2.969	1.009	344	285	216	163	127	102	80	60	45	36	28	20	11
	42.378	105.945	24.539	2.472	840	287	237	180	136	106	85	67	50	38	30	23	17	9
	26.000	65.000	15.055	1.517	515	176	146	110	83	65	52	41	31	23	18	14	10	6
	21.189	52.973	12.269	1.236	420	143	119	90	68	53	42	33	25	19	15	12	8	5
	15.700	39.250	9.091	916	311	106	88	67	50	39	31	25	19	14	11	9	6	3
	12.500	31.250	7.238	729	248	85	70	53	40	31	25	20	15	11	9	7	5	3
	10.594	26.485	6.134	618	210	72	59	45	34	26	21	17	12	9	8	6	4	2
	10.000	25.000	5.790	583	198	68	56	42	32	25	20	16	12	9	7	6	4	2
	0,40	1,73	17,14	50,45	147,23	178,57	225,33	312,50	399,79	500,02	636,25	848,33	1.130,00	1.412,00	1.815,71	2.545,00	4.500,00	
CAUDAL DE LIQUIDO [BPD]																		

Posteriormente, la matriz general se redujo a 120 MPCED para el gas, 400 BPD para el líquido y 300 PCE/BN para relación gas-líquido (RGL) indicados en la Tabla 6, para proceder al diseño del separador axial ciclónico y de esta manera ajustarlo al espacio e instalaciones donde será ubicado una vez que sea fabricado.

**Tabla 6. Matriz general para evaluación de prueba propuesta para evaluación numérica**

CAUDAL DE GAS (MPCED)	190.000	475.000	110.017	11.083	3.766	1.285	1.064	807	608	475	379	299	224	168	135	105	75	42
	169.500	423.750	98.147	9.887	3.360	1.147	949	720	542	424	338	266	200	150	120	95	67	38
	160.000	400.000	92.646	9.333	3.171	1.082	896	680	512	400	319	251	189	142	113	88	63	36
	127.100	317.750	73.596	7.414	2.519	860	712	540	407	318	254	200	150	112	90	70	50	28
	120.000	300.000	69.485	7.000	2.379	812	672	510	384	300	240	189	141	106	85	66	47	27
	84.755	211.888	49.076	4.944	1.680	573	475	360	271	212	169	133	100	75	60	47	33	19
	80.000	200.000	46.323	4.667	1.586	541	448	340	256	200	160	128	94	71	57	44	31	18
	70.800	176.500	40.880	4.118	1.399	478	395	300	226	177	141	111	83	62	50	39	28	16
	63.566	158.915	36.807	3.708	1.260	450	356	270	203	159	127	100	75	56	45	35	25	14
	50.900	127.250	29.473	2.969	1.009	344	285	216	163	127	102	80	60	45	36	28	20	11
	42.378	105.945	24.539	2.472	840	287	237	180	136	106	85	67	50	38	30	23	17	9
	26.000	65.000	15.055	1.517	515	176	146	110	83	65	52	41	31	23	18	14	10	6
	21.189	52.973	12.269	1.236	420	143	119	90	68	53	42	33	25	19	15	12	8	5
	15.700	39.250	9.091	916	311	106	88	67	50	39	31	25	19	14	11	9	6	3
	12.500	31.250	7.238	729	248	85	70	53	40	31	25	20	15	11	9	7	5	3
	10.594	26.485	6.134	618	210	72	59	45	34	26	21	17	12	9	8	6	4	2
	10.000	25.000	5.790	583	198	68	56	42	32	25	20	16	12	9	7	6	4	2
	0,40	1,73	17,14	50,45	147,23	178,57	225,33	312,50	399,79	500,02	636,25	848,33	1.130,00	1.412,00	1.815,71	2.545,00	4.500,00	
CAUDAL DE LIQUIDO [BPD]																		

### 3.4 Condiciones para prueba experimental

#### 3.4.1 Fluido de prueba

Como fase gaseosa se utilizó aire tomado del medio ambiente. Por otro lado, como fase líquida se utilizará en la primera etapa experimental agua a condición ambiente. Sin embargo, posterior a estas pruebas el circuito multifásico tiene la facilidad de trabajar también con otros tipo de fluido en fase líquida, entre ellos tenemos: queroseno o aceites lubricantes de diferente viscosidad.

#### 3.4.2 Cálculo de longitud de desarrollo

En esta sección se procedió a calcular la longitud de trabajo requerida para obtener el patrón de flujo deseable a la entrada del separador, para ello, se consideró la evaluación de las dos condiciones extremas (mínima y máxima) según la matriz teórica considerando los modelos presentados por Frank, W. (2002) y García, F. (2009).

#### 3.4.3 Fuerza G generada por el equipo

La eficiencia de la separación ciclónica corresponde a la fuerza G generada por la aceleración centrífuga impuesta al fluido, debido a que las altas aceleraciones centrífugas ocasionan el rompimiento de las burbujas de espuma de la mezcla, permitiendo que las gotas de líquido se unan por coalescencia en la pared del ciclón y sean extraídas de la fase gaseosa del fluido generando así su separación, (Chin et al, 2002). Las fuerzas G generadas se pueden determinar mediante:

$$G = \frac{a_c}{g} = \frac{2Vt^2/D}{g} \quad \text{Ec. 51}$$

Numerosos investigadores indican los siguientes rangos de fuerza G recomendados:

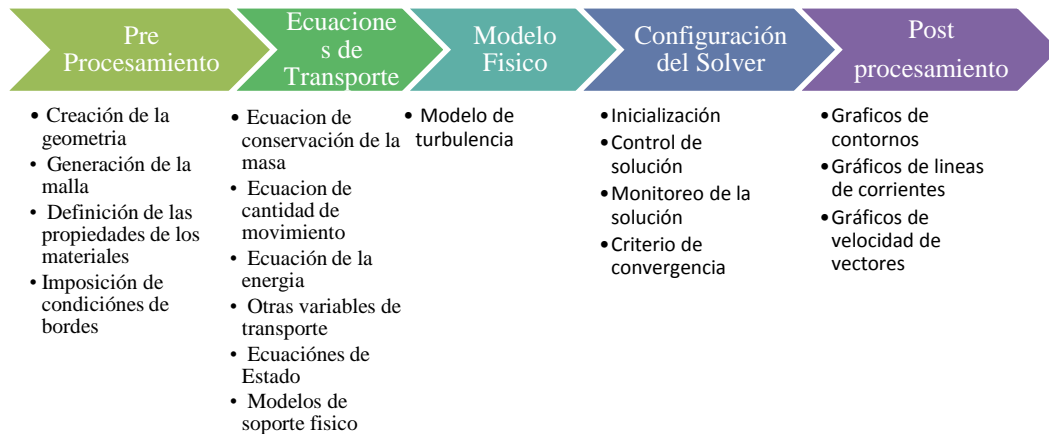
- Entre 300 a 500 G (Swanborn et al, 1995) flujo reverso
- Entre 5000 a 6000 (Swanborn et al, 1995) flujo axial
- Entre 56 a 100 G (Gomez et al, 1999)
- Entre 50 a 1000 G (Frankiewicz et al, 2001)
- Entre 50 a 100 G (Barbuceanu et al, 2001)
- Entre 100 a 150 G (Chin et al, 2002)
- Entre 10 a 5000 G (Rawlins, 2003)

#### 3.4.4 Matriz geométrica para prueba experimental

El objetivo de la matriz geométrica para prueba experimental es evaluar el efecto de cada variable geométrica propuesta, considerando las diferentes condiciones de procesos con la finalidad de seleccionar la configuración que presente menor caída de presión y mayor recolección de líquido.

### **3.5 Simulación con Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)**

Se efectuaron diversas simulaciones computacionales para representar la dinámica de fluidos del fluido monofásico (Aire) dentro del separador axial ciclónico, considerando las diferentes geometrías propuestas mediante la herramienta CFX del programa ANSYS. Para esto se debe:



**Figura 50. Flujo de trabajo en CFD**

### 3.5.1 Capacidades Computacionales empleado para las Simulaciones.

Para las simulaciones numéricas se utilizó una computadora que posee las características mostradas en la Tabla 7:

**Tabla 7. Estudio de verificación de malla y validación de modelo de turbulencia**

Marca y Modelo	Procesador	Sistema Operativo	Memoria RAM	Disco Duro	Tarjeta de Video
DELL Precision T5610	Intel Xeon E5-2637 v2 @ 3.50 Ghz #Core: 4 #Threads:16	Windows 7, 64bits	32 GB de RAM	2 Disco duro de alta velocidad con 367 GB	Tarjeta de vídeo línea NVIDIA Quadro, con 3Gb

### 3.5.2 Verificación y Validación de la malla

En todo estudio de dinámica de fluidos computacional (CFD), la calidad de los resultados pueden estar afectados por el proceso de verificación y validación de la malla. Por tal razón, para minimizar esta fuente de error e incertidumbre es común llevar a cabo un proceso de verificación del proceso de discretización del dominio y validación de los modelos físicos seleccionados. Para ello, se escoge un variable de control que en este caso fue la (caída de presión). Posteriormente, se generará el

mallado, discretizando en volúmenes finitos el dominio a estudiar mediante el programa para crear mallas (ANSYS Meshing).

### 3.5.3 Verificación por método de independencia de malla

Debido a que el criterio de verificación y validación del mallado es muy diverso y depende en gran parte del estudio y pautas que dicte el investigador. Con el objetivo de reducir el tiempo de la investigación, para el procedimiento de verificación del mallado, se simularon condiciones monofásicas. Siendo la fase continúa del aire la seleccionada para este procedimiento debido a su mayor proporción de flujo másico. Para esto se consideró el mayor caudal de la fase gaseosa (aire) a ser estudiado en la simulación (120 MPCSD) para el cual fue diseñado el equipo.

Luego de realizada esta discretización se procedió a resolver el sistema y se determinó numéricamente el valor de esta variable seleccionada (caída de presión), este procedimiento fue repetido sucesivamente, aplicando las mismas condiciones de bordes pero aumentando porcentualmente el número de elementos del dominio (refinamiento). Este valor calculado (caída de presión) con distintas mallas cada vez más refinadas fue comparado hasta observar que la malla no influye en el valor calculado a medida que se refinaba (aumento del número de elementos), escogiendo como malla definitiva aquella que presento el número menor de elementos.

Adicionalmente, en este análisis se evaluó el desempeño de los modelos de turbulencia  $k-\varepsilon$ , SST y RSM-BSL, con el objetivo de validar el modelo de turbulencia que mejor represente la física del problema. Se establecieron condiciones de borde de flujo másico en la entrada del dominio, presión en la salida de gas, condición de no deslizamiento para las paredes del separador y salida de líquido como se mencionó anteriormente.

#### 3.5.4 Comparación de los modelos de turbulencia

Parte importante del presente trabajo, fue la de comparar los modelos de turbulencia empleados y sus implicaciones en las variables consideradas para la simulación, como fueron los resultados de la caída de presión, velocidad tangencial y axial dentro del equipo, considerando los modelos de turbulencias  $k - \varepsilon$ ,  $SST$  y  $RSM - BSL$ , explicados en la sección del marco teórico, para poder seleccionar cuál de estos es el que mejor se adapta y se acerca a las correlaciones de Hoffman (Velocidad tangencial) y de Muschelknautz (Caída de presión).

#### 3.5.5 Análisis, conclusiones y recomendaciones de los resultados

Luego de haber realizado las diferentes simulaciones necesarias para este trabajo, se procedió a realizar el análisis de resultados, las conclusiones y recomendaciones respectivas, con el propósito de contribuir con futuras investigaciones en el área.



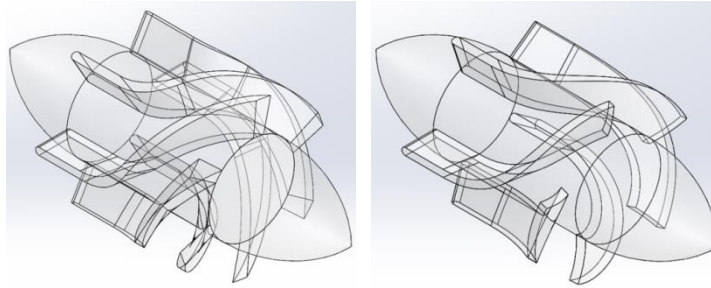
## CAPÍTULO IV

### 4 ANALISIS DE LOS RESULTADOS

En el presente capítulo se detallan los resultados obtenidos durante este Trabajo Especial de Grado; en primer lugar se presentan los resultados del proceso de elaboración de la geometría del separador ciclónico axial junto a sus planos de diseño para su posterior fabricación. Inmediatamente, se muestra la verificación del mallado y validación de los modelos físicos seleccionados. Por último, el desempeño en términos de las velocidades axiales, tangenciales y caída de presión dentro del equipo con respecto al caudal de gas manejado. Es importante resaltar que las diferentes simulaciones se realizaron para el flujo monofásico (Aire) por efectos de reducción de alcance de tiempo falta de tiempo en las instalaciones de PDVSA-INTEVEP.

#### 4.1 Estatores generadores de remolinos

Debido a la gran variedad de geometrías expuestas, se decidió diseñar el estator helicoidal generador de remolino presentado en este informe (Figura 51) partiendo principalmente del diseño propuesto por Veerlan y posteriormente validado por Austrheim, Gjertsen y Hoffmann debido a la alta eficiencia en recolección comprobada en sus trabajos experimentales (mayor al 95%) como también la detallada información en el diseño ofrecida en la literatura. Para el prototipo se utilizaron álabes helicoidales de  $60^\circ$  y  $75^\circ$  **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** con la finalidad de seleccionar el que mejor se adapte a los requerimientos. (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)



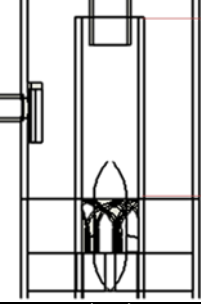
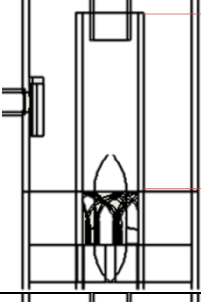
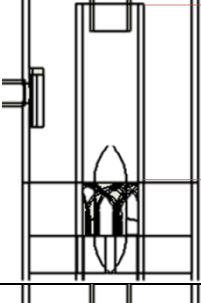
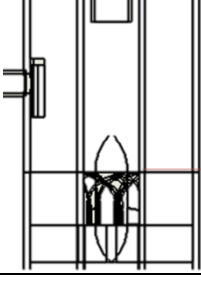
**Figura 51. Geometrías de los estatores de 60° (izquierda) y 75° (derecha) propuestos para el prototipo del Separador Axial Ciclónico**

#### **4.2 Diámetro del cuerpo y longitud del ciclón**

Debido a que el circuito experimental del laboratorio donde se realizaran las pruebas del prototipo a diseñar dispone de una sección de prueba con tubería de 2 pulgadas, se mantendrá el mismo diámetro de la tubería de alimentación de la sección de prueba como diámetro interno del ciclón del equipo (2 pulgadas). Asimismo, se garantiza el acople y uniformidad en la línea de proceso y el prototipo en evaluación.

En vista de la gran variedad de longitud de separación recomendadas por los investigadores, considerando la nueva geometría del estator y las ranuras longitudinales incorporadas en este nuevo diseño, el prototipo contará con las longitudes propuestas en la Tabla 8 para ser evaluadas. (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)

**Tabla 8. Configuraciones para longitud del ciclón propuestas para el prototipo de Separador Axial Ciclónico**

	Investigador	Longitud del ciclón	Relación Diámetro	Esquema propuesto
1	Verlaan Austrheim	167.64 mm	3.3Dc	
2	Akiyama y Maru. Ruiz et al.	152.4 mm	3Dc	
3	Klujzso Ruiz et al. Delgado et al.	107.95 mm	2.125Dc	
4	González et al.	203.2 mm	4Dc	

### 4.3 Cámara de recolección

El diámetro de la cámara de recolección (Figura 52) corresponde a la relación  $3D_c$  según lo indicado por Klujszo (1998). Además, se propusieron las relaciones de  $2D_c$  y  $4D_c$ . Por otra parte, la longitud de entrada a la cámara de recolección es de  $0,5D_c$  propuesto por Pérez (2015). (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)

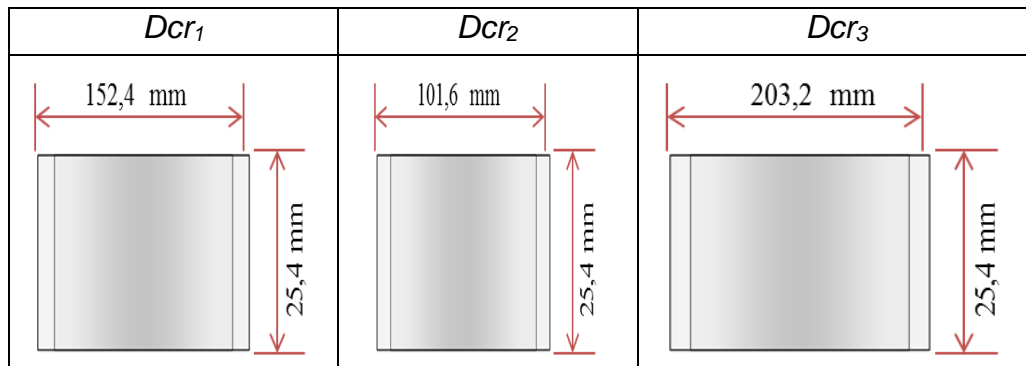


Figura 52. Diseño de la cámara de recolección de líquido del SCA

### 4.4 Diámetro y longitud del vortex finder

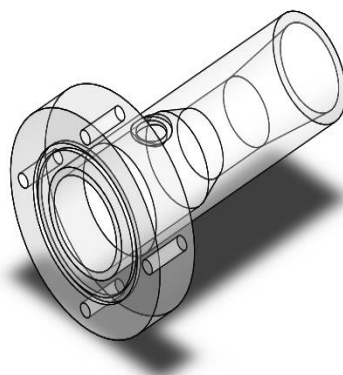
Para el diseño planteado en este proyecto, la longitud del *vortex finder* se mantuvo igual que el diseño propuesto por Intevep de  $0,5D_c$ , espesor de 3mm, diámetro interno de 32,10mm ( $0,632D_c$ ) para la primera pieza; de 27,87mm ( $0,549D_c$ ) para la segunda pieza, tomando en cuenta las recomendaciones de Ruiz et al., y posteriormente evaluadas por Delgado et al. Por último, un diámetro interno de 19,40mm ( $0,382D_c$ ) para la tercera pieza como se muestra en la Figura 53. (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)

$Dx_1$	$Dx_2$	$Dx_3$
<p>32,106 mm</p> <p>25,4 mm</p>	<p>27,872 mm</p> <p>25,4 mm</p>	<p>19,406 mm</p> <p>25,4 mm</p>

**Figura 53. Diseño de vortex finder del SCA**

#### 4.5 Diseño de la boquilla de entrada de la mezcla

Para el diseño de la boquilla de entrada de la mezcla (Figura 54), se consideró lo indicado en la norma API RP 14E donde se obtuvo un diámetro de 1.427 pulgadas (36.243mm), pero se decidió colocar un diámetro comercial disponible en el taller mecánico de PDVSA-INTEVEP ajustado por exceso de 2 pulgadas (50.8mm). (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)



**Figura 54. Diseño de la boquilla de entrada de la mezcla del SCA**

#### 4.6 Tubería de recirculación de gas

En vista a la disconformidad en los resultados para aumentar la eficiencia de recolección de líquido, considerando un flujo de gas secundario como recirculación, el diseño propuesto del prototipo considera la incorporación de una tubería de recirculación de gas desde la parte superior de la cámara de recolección de líquido hasta la sección de la boquilla de entrada de la mezcla como se muestra en la Figura 55.

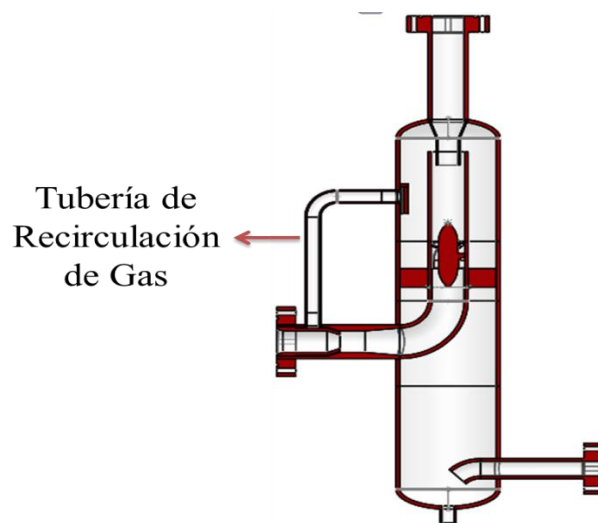
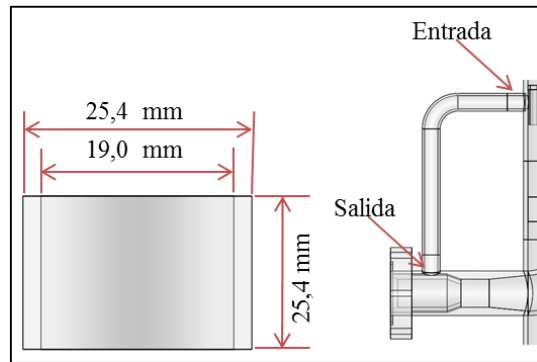


Figura 55. Tubería de recirculación de gas del equipo

#### 4.7 Diseño de la boquilla de recirculación de gas

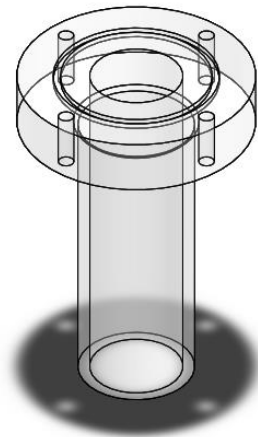
Para el cálculo de la boquilla de recirculación de gas (Figura 56), se consideró lo indicado en la norma PDVSA MDP-03-S-03 donde se obtuvo un diámetro de 0.346 pulgadas (8.788 mm), pero se decidió colocar un diámetro comercial disponible en el taller mecánico de PDVSA-INTEVEP ajustado por exceso de 1/2 pulgada (12.7mm). (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)



**Figura 56. Boquilla de entrada y salida de gas de recirculación**

#### **4.8 Diseño de la boquilla de salida de gas**

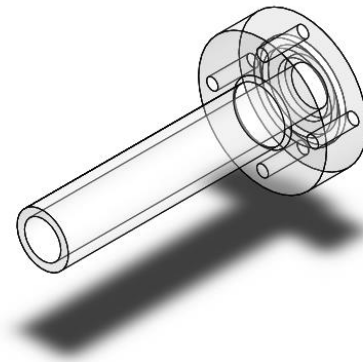
Para el cálculo de las boquillas de salida de gas (Figura 57), se consideró lo indicado en la norma PDVSA MDP-03-S-03 donde se obtuvo un diámetro de 0.774 pulgadas (19.659 mm), pero se decidió colocar un diámetro comercial disponible en el taller mecánico de PDVSA-INTEVEP ajustado por exceso de 2 pulgadas (50.8mm). (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)



**Figura 57. Diseño de la boquilla de salida de gas del SCA**

#### 4.9 Diseño de la boquilla de salida de líquido

Para el diseño de la boquilla de salida de líquido (Figura 58), el criterio utilizado fue el indicado en el curso de instalaciones de Superficie (*Oil Production and Processing Facilities* - PF-4, Octubre 2008.), donde se obtuvo un diámetro de 1.092 pulgadas (27.727 mm), pero se decidió colocar un diámetro comercial disponible en el taller mecánico de PDVSA-INTEVEP ajustado por exceso de 1 pulgada (25.4mm). (Ver memoria de cálculo en el apéndice A)



**Figura 58. Diseño de la boquilla de salida de líquido del SCA**

#### 4.10 Espesor de diseño del cuerpo del equipo

De acuerdo a la norma ASME, Sección VIII, División I, (1989) y considerando la presión de operación de 15 lpcm y un esfuerzo admisible del plexiglás a las condiciones de proceso de 1015,2 lpca (Demey 2008), el espesor mínimo de pared resultante para el separador axial ciclónico se puede ver en la Tabla 10



**Tabla 9. Espesores de pared mínimo para cada sección del separador axial ciclónico**

Presión de diseño	45 lpcm
Espesor de pared mínimo (sección cilíndrica de diámetro 3Dc)	0,137pulg (3,47mm)
Espesor de pared mínimo (sección cilíndrica de diámetro 2Dc)	0,091pulg (2,313mm)
Espesor de pared mínimo (sección cilíndrica de diámetro 4Dc)	0,182pulg (4,627mm)

#### **4.11 Cálculo de longitud de desarrollo**

Para obtener el patrón de flujo deseable a la entrada del separador, se consideró la evaluación de las dos condiciones extremas (mínima y máxima) considerando los modelos presentados por Frank, W. (2002) y García, F. (2009).

- 1) Cálculo para un flujo de líquido de 0.40 BPD y flujo de gas de 10 MPCSD (condiciones extremas mínimas)

Según White (2002) si el régimen es laminar (tal como, se evidencio en este caso), la correlación para determinar la longitud de desarrollo está definida por:

$$\frac{L_D}{Dc} = 0,06 * R_e = 130,88$$

Obteniendo como resultado para régimen laminar la siguiente distancia de:

$$L_{D_{laminar}} = 0,06 * R_e * Dc = 6,649m$$

- 2) Cálculo para un flujo de líquido de 4500 BPD y flujo de gas de 190 MPCSD (condiciones extremas máximas)

Según White (2002) si el régimen es laminar, la correlación para determinar la longitud de desarrollo está definida por:

$$\frac{L_D}{Dc} = 0,06 * R_e = 1,87 * 10^3$$

Mientras que, para flujo turbulento (tal como, se evidencio en este caso) se aplica la siguiente correlación:

$$\frac{L_{D_{turbulento}}}{Dc} = 4,4 * R_e^{\frac{1}{6}} = 24,683$$

Obteniendo como resultado para régimen turbulento la siguiente distancia de:

$$L_{D_{turbulento}} = 4,4 * R_e^{\frac{1}{6}} * Dc = 1,254m$$

Asimismo, García (2009), en su artículo recomienda que un circuito experimental debiera tener una longitud de desarrollo expresada en la siguiente ecuación:

$$65,4 * Dc$$

Obteniendo

$$65,4 * Dc = 3,322m$$

Como consecuencias de los cálculos realizados tomando en cuenta las condiciones extremas máximas, se puede concluir que el flujo se estará desarrollando en un régimen turbulento. Por lo tanto, la longitud donde se podrá garantizar el desarrollo del perfil de velocidad para las pruebas experimentales será de 3,322 m (mínimo) considerando la correlación sugerida por García (2009). (Ver memoria de cálculo en el apéndice A para condiciones de diseño de 400 BPD y 120 MPCSD)

#### **4.12 Fuerza G generada por el equipo**

Conociendo las condiciones de proceso máximas y mínimas y utilizando las ecuaciones descritas por Hoffmann y Stein, (2002) se determina el rango de velocidad tangencial y fuerza G a la cual estará sometido el prototipo durante las pruebas Tabla 10

**Tabla 10. Condiciones de proceso a la cual estará sometido el prototipo durante las pruebas**

Descripción	Símbolo	Valor Mínimo de prueba	Valor Máximo de diseño	Valor Máximo de prueba
Caudal de gas a condiciones estándar	$Q_{gasPyT}$ [MPCSD]	10	120	190
Factor de compresibilidad	$Z$	1	1	1
Presión de operación	$p$ [lpcm]	15	15	15
Temperatura de operación	$T$ [°F]	77	77	77
Diámetro externo del estator	$D_{ov}$ [mm]	50,8	50,8	50,8
Diámetro del cono frontal del estator	$D_{iv}$ [mm]	30,48	30,48	30,48
Espesor del alabe	$t$ [mm]	2,5	2,5	2,5
Numero de alabes	$N_v$	6	6	6
Angulo de ataque con respecto al eje axial	$\beta$ [grados]	60°	60°	60°
Gravedad	$g$ [m/s <sup>2</sup> ]	9,81	9,81	9,81
Diámetro del ciclón	$D_c$ [mm]	50,8	50,8	50,8
Relación gas Líquido	RGL[pie <sup>3</sup> /bbl]	200.000	25	2
Velocidad Tangencial	$V_o$ [m/seg]	3,049	52,667	376,020
Fuerza G	Fuerza G	37,311	11.131,997	567.439,286
Longitud de desarrollo	$L_D$ [m]	0,805	1,127	1,254

#### 4.13 Matriz geométrica para prueba experimental

La matriz geométrica de prueba se realizó mediante combinaciones entre sí de los posibles escenarios, la cual permitirá determinar la que mejor se adapte a las condiciones de procesos establecidas en la evaluación, a fin de avanzar en el desarrollo de esta tecnología. En la Tabla 11 se presentan los parámetros geométricos propuestos a evaluar para el prototipo de separador ciclónico axial.

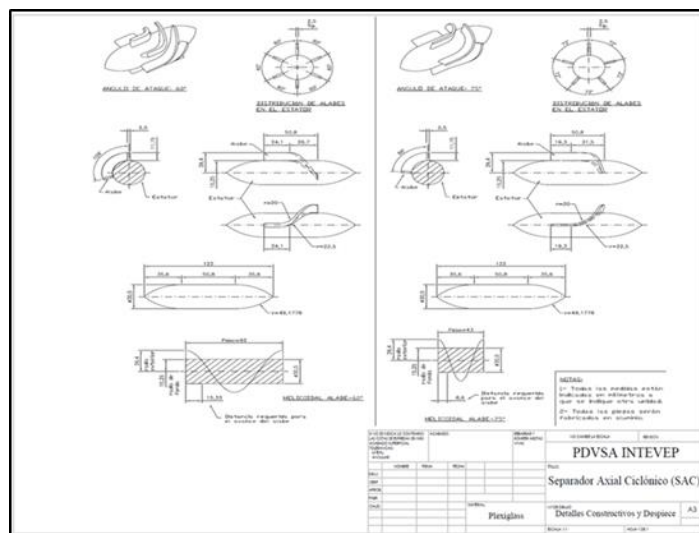
**Tabla 11. Matriz de variables geométrica para prueba experimental**

Parámetros de estudio		Configuraciones Geométricas N°								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Configuración de Álbres	60°	X								
	75°		X							
Longitud del Ciclón	3,3Dsep (Verlaan)	X	X							
	3Dsep (Delgado)			X						
	2.125Dsep (Delgado)				X					
	4Dsep (González et al)					X				
Diámetro del equipo	3Dsep (Pérez)	X	X	X	X	X				
	2Dsep (González et al)						X			
	4Dsep (González et al)							X		
Diámetro del Vortex Finder	1/8Dsep aberturas anulares	X	X	X	X	X	X			MAS EFICIENTE
	1/6Dsep aberturas anulares							X		
	1/4Dsep aberturas anulares								X	
Tubería de Recirculación	si	X	X	X	X	X	X	X	X	
	no									X

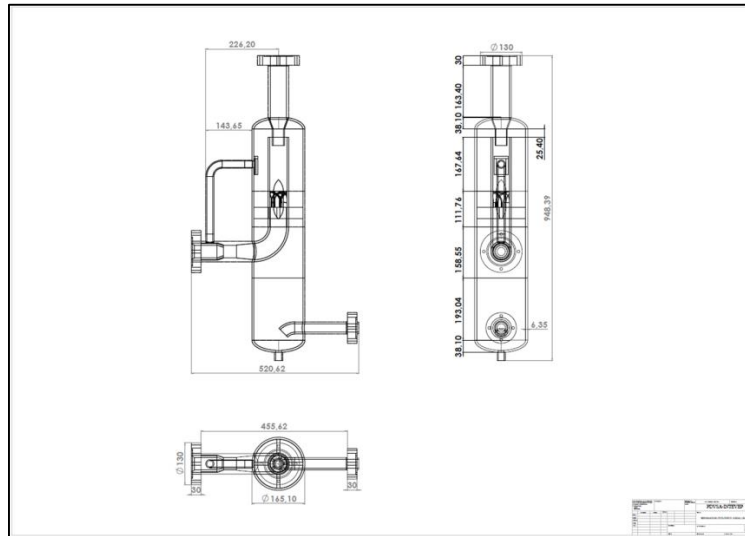
#### 4.14 Simulación con Dinámica de Fluidos Computacional

##### 4.14.1 Elaboración de la geometría

La elaboración de la geometría, consistió en generar el dominio a modelar numéricamente, para este caso se recurrió a los planos como construidos del separador ciclónico axial elaborados en solidworks, considerando las diferentes geometrías propuestas para el prototipo y el elemento generador de remolino (estator) con el fin de evaluar los diferentes escenarios.

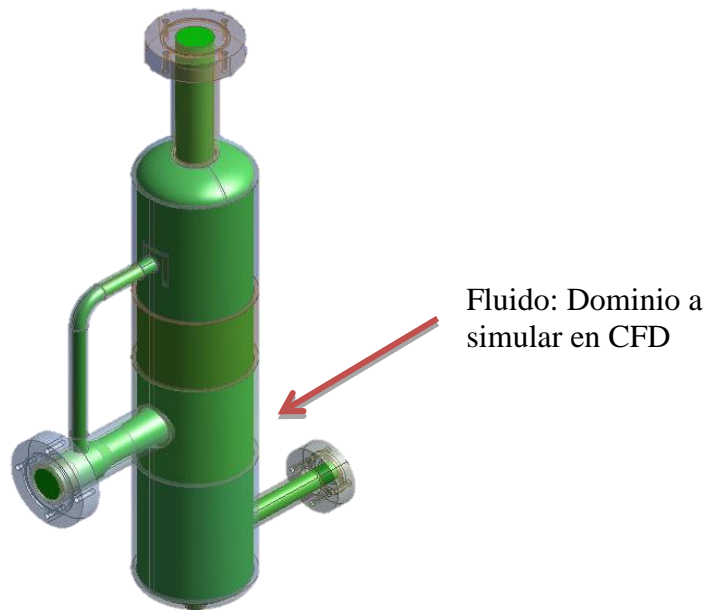


**Figura 59. Planos para generación de geometría de los estatores elaborados en solidworks**



**Figura 60. Planos para generación de geometría del cuerpo del equipo elaborados en solidworks**

Una vez identificados los planos y dimensiones de los componentes que conforman el separador axial ciclónico, se procedió a generar el dominio de estudio a simular en CFD.

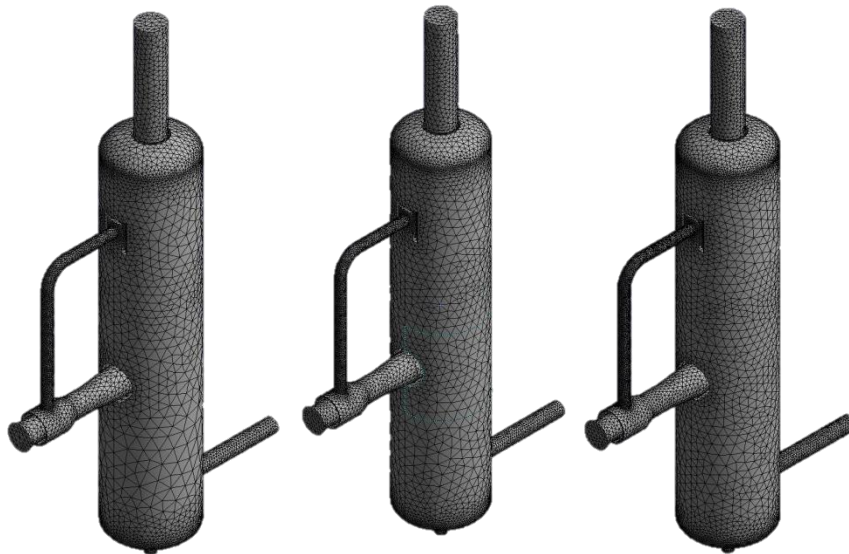


**Figura 61. Generación de la Geometría del fluido (Dominio de Estudio)**

#### 4.14.2 Generación de la malla

Luego de realizar la construcción de la geometría ocupada por el fluido dentro del separador ciclónico axial, se realizó el mallado o discretización del dominio, el cual consiste en generar pequeños elementos de volumen finitos que abarquen todo el dominio de la geometría de interés. Para esto se utilizó el módulo de ANSYS Meshing.

Para esta investigación, el tipo de malla utilizada fue la no estructurada, donde los elementos finitos empleados son de forma tetraédrica. Así mismo, el proceso de refinamiento se realizó con especial énfasis en aquellas zonas donde se esperan grandes gradientes de velocidad como es el caso de la zona cercana a la pared del estator generador de remolino. Lo mencionado anteriormente es de importancia para obtener una buena aproximación de los resultados durante la resolución de las ecuaciones.



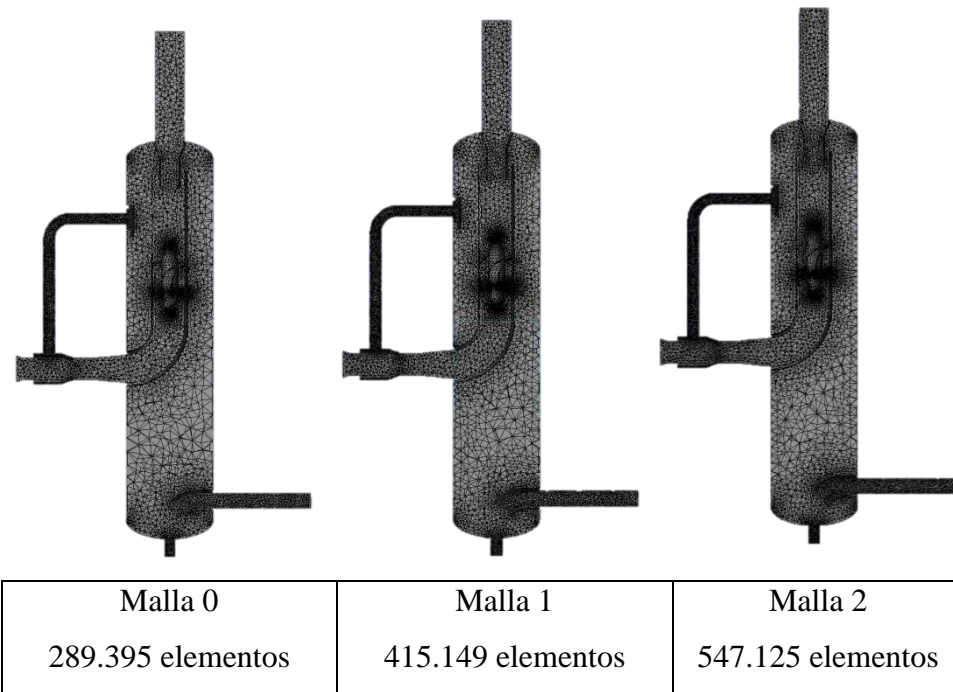
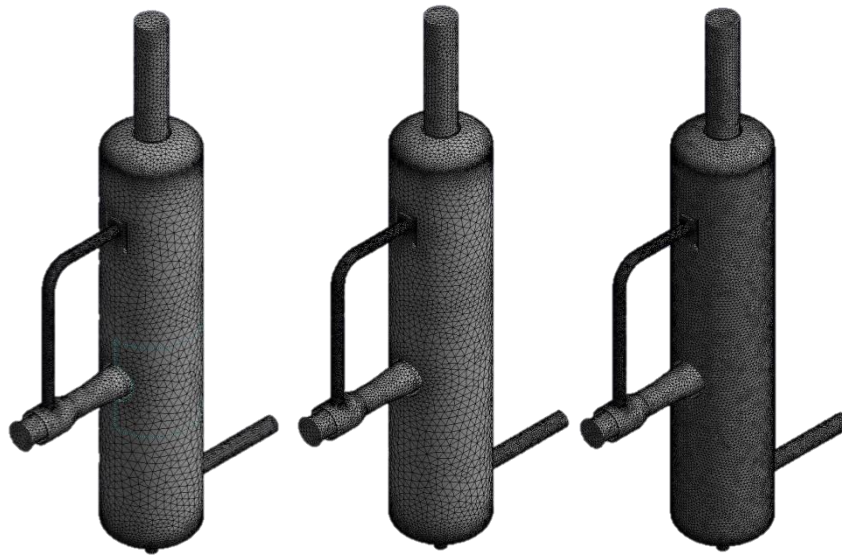
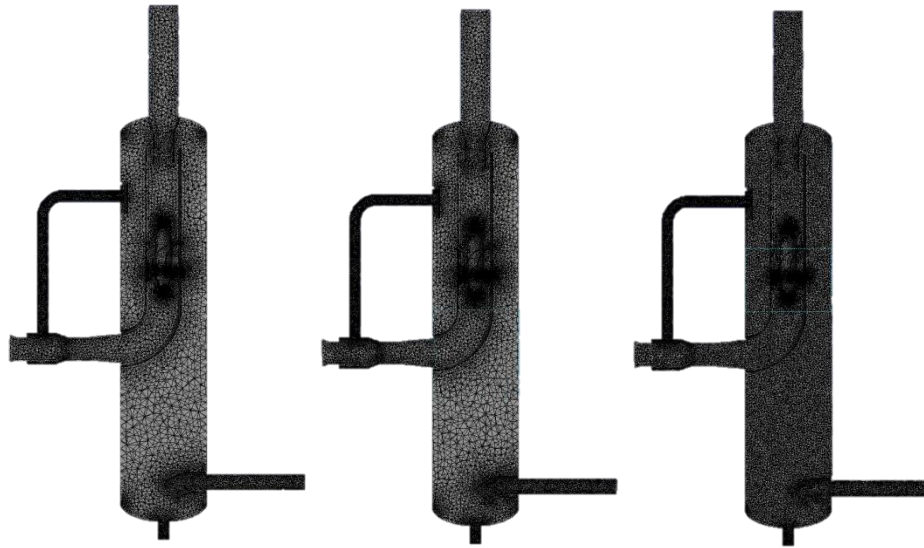


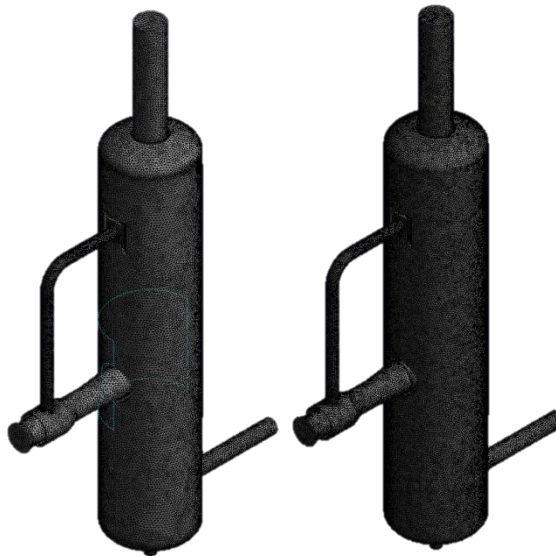
Figura 62. Refinamiento de Malla 0, 1 y 2



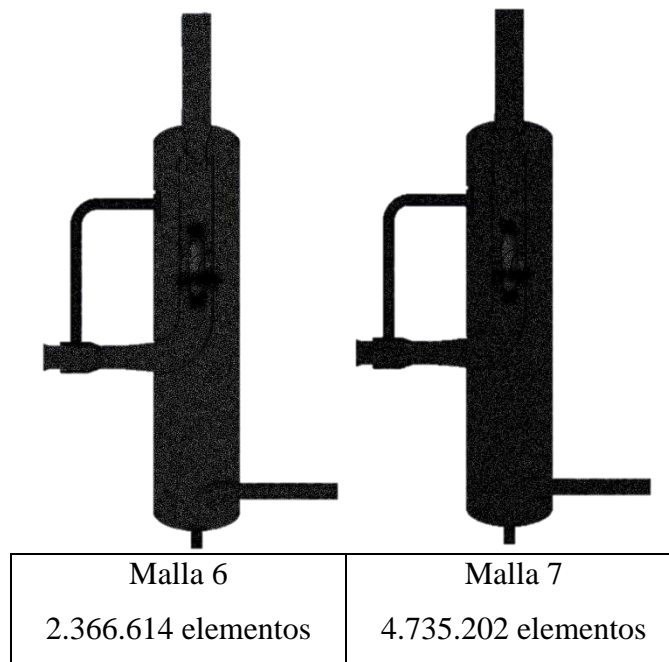


Malla 3	Malla 4	Malla 5
728.472 elementos	992.156 elementos	1.575.230 elementos

**Figura 63. Refinamiento de Malla 3, 4 y 5**







**Figura 64. Refinamiento de Malla 6 y 7**

#### 4.14.3 Procedimiento de solución

Una vez finalizado el mallado e impuesto las condiciones de borde que intervienen en el estudio, es necesario introducir parámetros para la correcta solución de las ecuaciones que gobiernan la física del problema. Es importante mencionar que para resolver modelos de turbulencia más complejos, fue necesario comenzar por modelos más robusto (Ejemplo: k-e o SST) para determinar soluciones aproximadas que nos sirvieran posteriormente como condiciones iniciales para ayudar a converger al simulador durante los modelos más complejos. Para el caso en estudio se consideraron los siguientes parámetros de control:

**Tabla 12. Parámetros de control para alcanzar la solución numérica**

Parámetros de control para alcanzar la solución
✓ Simulación en estado estacionario
✓ Flujo completamente desarrollado en la entrada del equipo
✓ Aire como fluido continuo
✓ Temperatura constante 25°C (77 °F)
✓ Modelo de turbulencia utilizados para conseguir resultados definitivos: (RMS)
✓ Esquema de advección de Alta resolución y Turbulencia numérica de Alta resolución
✓ Número Máximo de Iteraciones: 200
✓ Número Mínimo de Iteraciones: 100
✓ Criterios de parada por residuales $RSM \leq 10^{-4}$ y desbalances de masa $\leq 1\%$

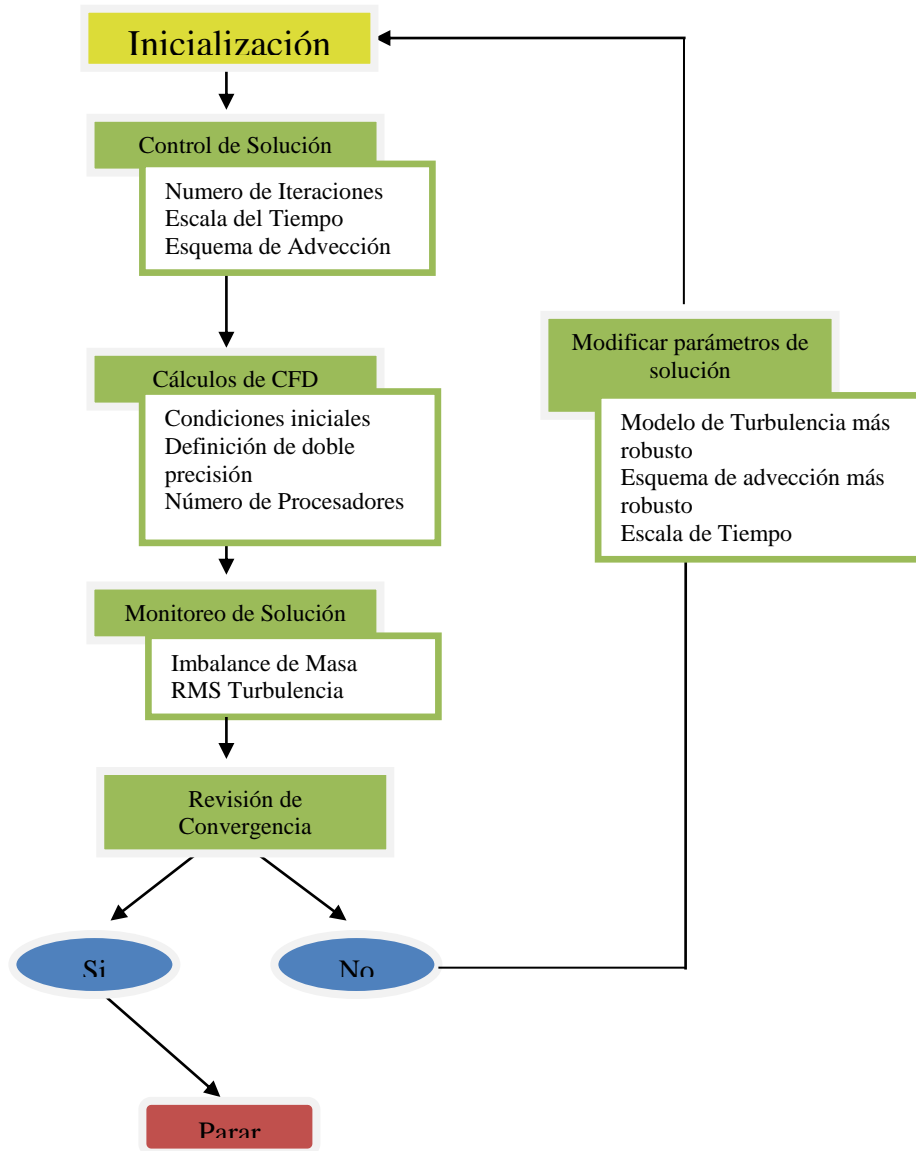


Figura 65. Esquema de inicialización control y solución empleada en la simulación

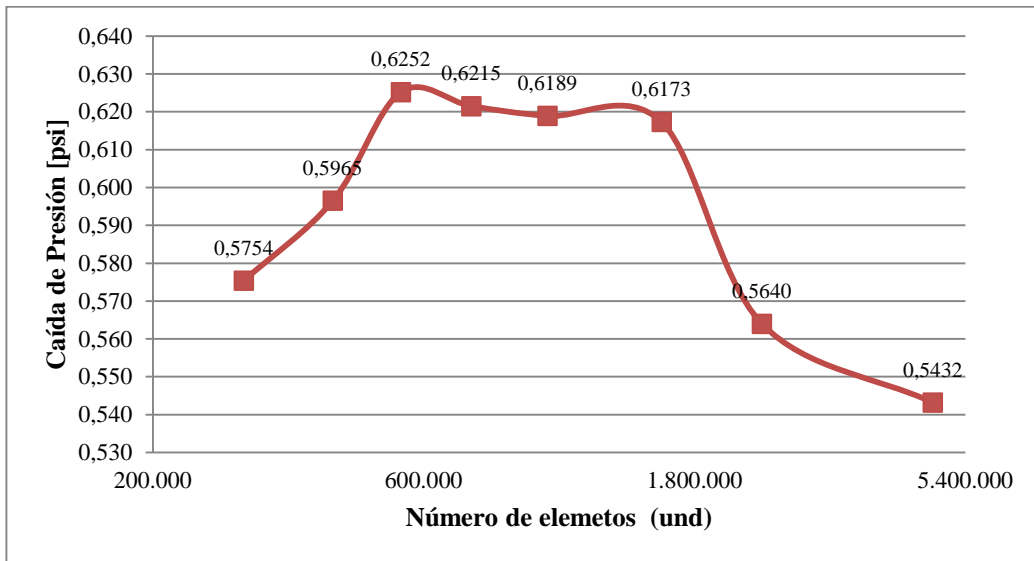
Fuente: Pérez L. 2015

#### 4.15 Resultados del procedimiento de Verificación y Validación de la malla

A continuación la siguiente sección muestra los resultados del proceso de verificación por el método de independencia de malla.

#### 4.15.1 Resultados de la verificación por el método de independencia de malla

Como se observa en la Figura 66 y la Tabla 13 a partir de los 700.000 elementos, el error se comienza a estabilizar con respecto al valor numérico. Siendo la malla número 3 la seleccionada, para una cantidad de 728.472 elementos y un error de 0.59%.



**Figura 66. Estudio de independencia de malla**

**Tabla 13. Estudio de verificación de malla**

Malla	Número elementos	Presión entrada	Presión salida	$\Delta P$ Numérico [psi]	Error con valor numérico
Malla 0	289.395	15,5779	15	0,575400	
Malla 1	415.149	15,598200	15,0017	0,596500	3,67%
Malla 2	547.125	15,627900	15,0027	0,625200	4,81%
Malla 3	728.472	15,625000	15,0035	0,621500	-0,59%
Malla 4	992.156	15,622400	15,0035	0,618900	-0,42%
Malla 5	1.575.230	15,620000	15,0027	0,617300	-0,26%
Malla 6	2.366.614	15,5657	15,0017	0,564000	-8,63%
Malla 7	4.735.202	15,5439	15	0,543200	-3,69%

#### 4.16 Validación del modelo de turbulencia empleado

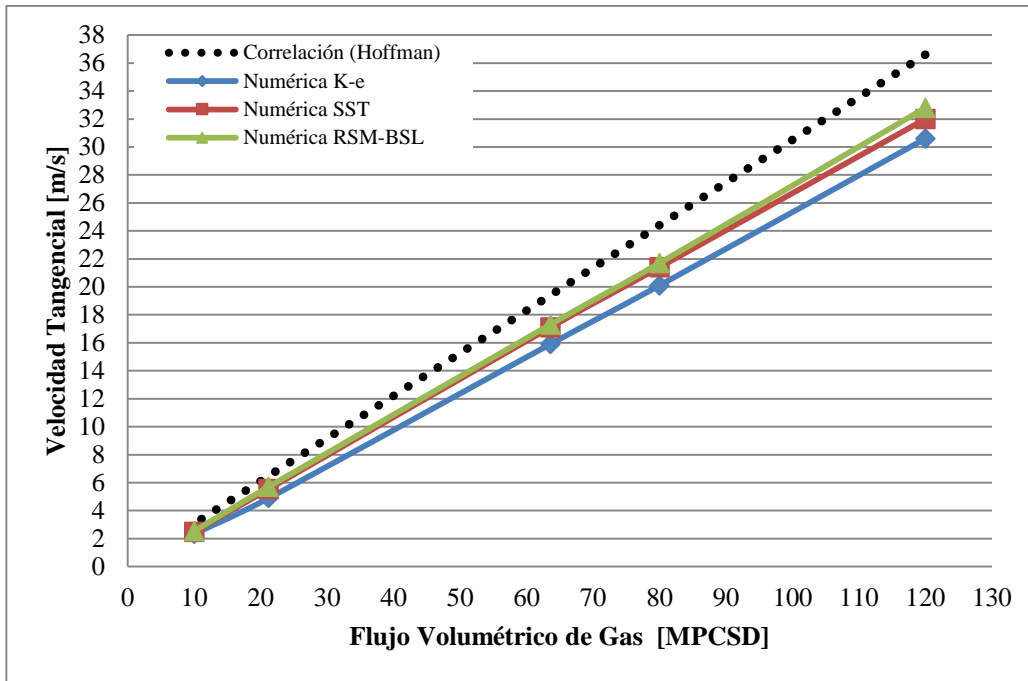
Por efectos de reducción de alcance de tiempo, se consideró un modelo monofásico, utilizando como fase continua el aire debido a que era la que se encontraba en mayor proporción (flujo másico). Además, como no se poseía modelo experimental, se tuvo que comparar el modelo numérico con las correlaciones para velocidad tangencial de Hoffman y de caída de presión de Muschelknautz y no sabemos cuál es la incertidumbre y ventana de aplicación asociada a cada uno de estos modelos.

Sin embargo, es importante indicar que el objetivo de utilizar el programa ANSYS CFX v.15 no es tener una herramienta 100% predictiva basada en ecuaciones fundamentales, sino más bien estudiar las tendencias de las variables de interés una vez que el modelo ha sido ajustado.

A continuación se van a presentar los resultados numéricos obtenidos para las diferentes simulaciones y comparaciones para el flujo monofásico (Aire).

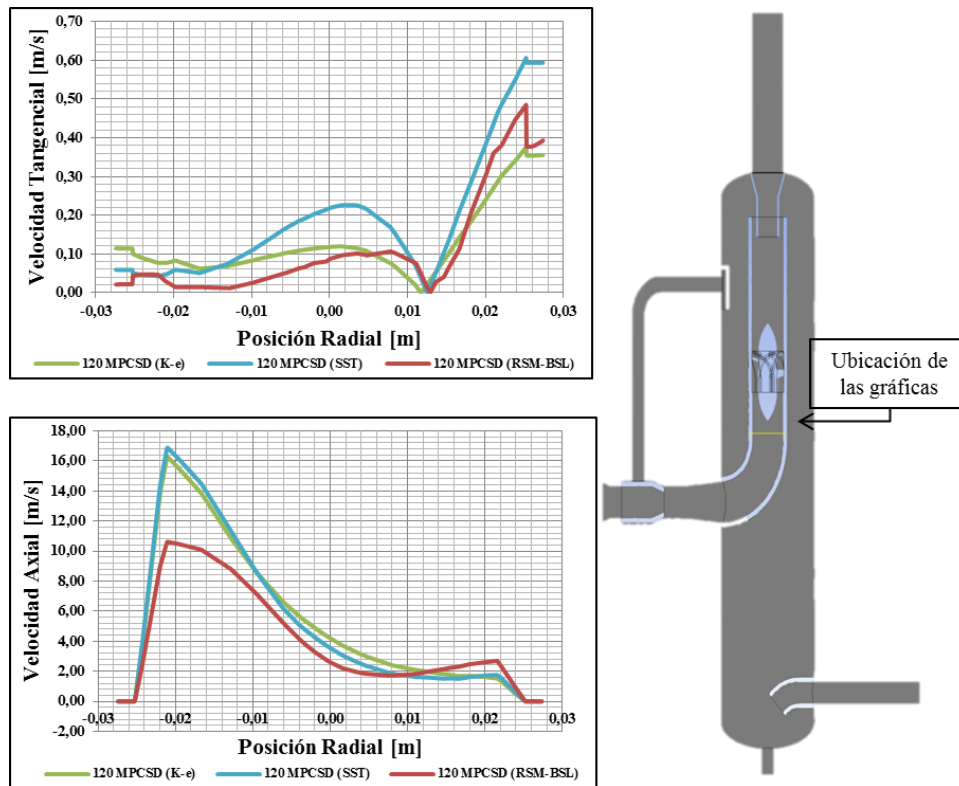
##### 4.16.1 Comparación de resultados numéricos con el modelo de velocidad tangencial de Hoffman. (Hoffman, A. y Stein, L., 2002)

En la Figura 67 se presentan los resultados obtenidos con la simulación de flujo monofásico (aire), comparando los 3 modelos de turbulencia empleados, el modelo que mejor se ajustó y dio los resultados más cercanos al modelo matemático para velocidad tangencial de Hoffman fue el modelo de turbulencia *RSM – BSL*, con una desviación menor a 11%.



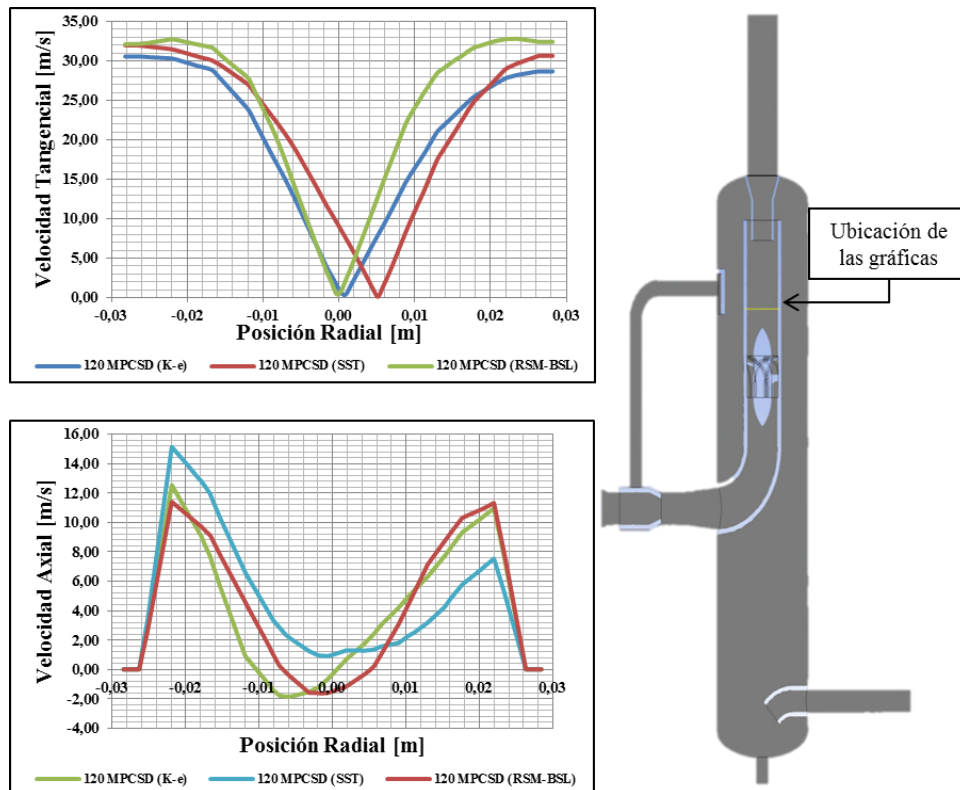
**Figura 67. Resultados de la comparación del modelo de Hoffman con los numéricos, considerando diferentes modelos de turbulencia para flujo monofásico (Aire)**

La Figura 68 muestra la velocidad tangencial y velocidad axial generada dentro del separador axial ciclónico antes del estator generador de remolinos, como se indica en la imagen del lado derecho de la figura. Considerando los diferentes modelos de turbulencia seleccionados para esta investigación, se puede verificar que con un caudal de flujo volumétrico de 120 MPCSD de aire, los valores de velocidad tangencial y velocidad axial son mayores en el modelo SST alcanzando valores de 0.606 m/s para la velocidad tangencial y de 16.9 m/s para la velocidad axial. Por otra parte, el perfil de velocidades no es simétrico producto del impacto generado en la sección del codo de 90°, lo cual pudiese ocasionar problemas en la entrada del estator ya que el perfil de velocidades no se encuentra bien desarrollado al entrar al estator.



**Figura 68. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia**

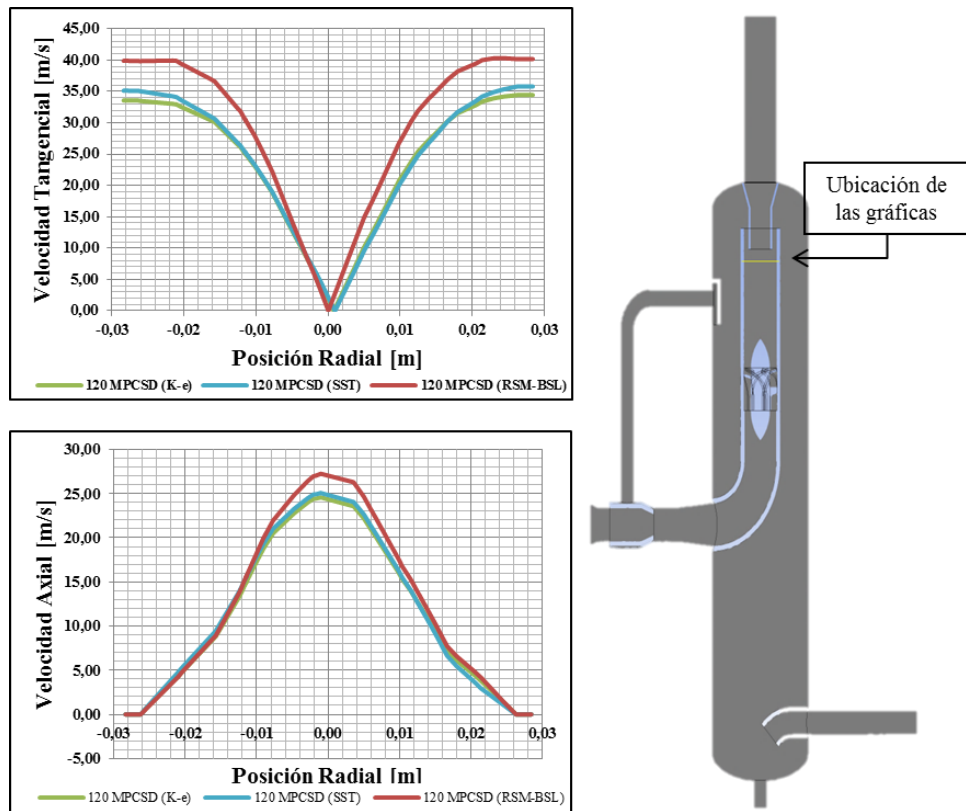
La Figura 69 muestra la velocidad tangencial y velocidad axial generada dentro del separador axial ciclónico después del estator generador de remolinos, como se indica en la imagen del lado derecho de la figura. Tomando en cuenta los diferentes modelos de turbulencia seleccionados para este estudio, se puede observar que con un caudal de flujo volumétrico de 120 MPCSD de aire, los valores de velocidad tangencial son mayores en el modelo RSM-BSL con un valor de 32.8 m/s y para la velocidad axial son mayores en el modelo SST alcanzando un valor de 15.1 m/s.



**Figura 69. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia**

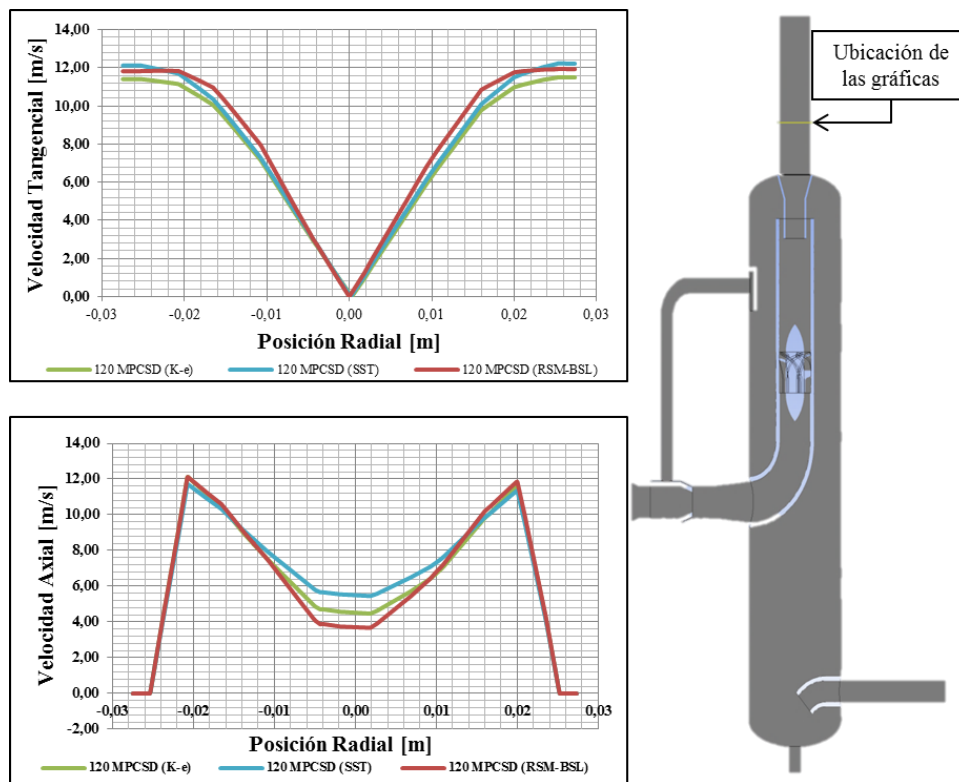
La Figura 70 muestra la velocidad tangencial y velocidad axial generada dentro del separador axial ciclónico antes del vortex finder, como se indica en la imagen del lado derecho de la figura. Considerando los diferentes modelos de turbulencia seleccionados para esta investigación, se puede verificar que con un caudal de flujo volumétrico de 120 MPCSD de aire, los valores de velocidad tangencial y velocidad axial son mayores en el modelo RSM-BSL con un valor de 40.3 m/s para la velocidad tangencial y de 27.3 m/s para la velocidad axial.





**Figura 70. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia**

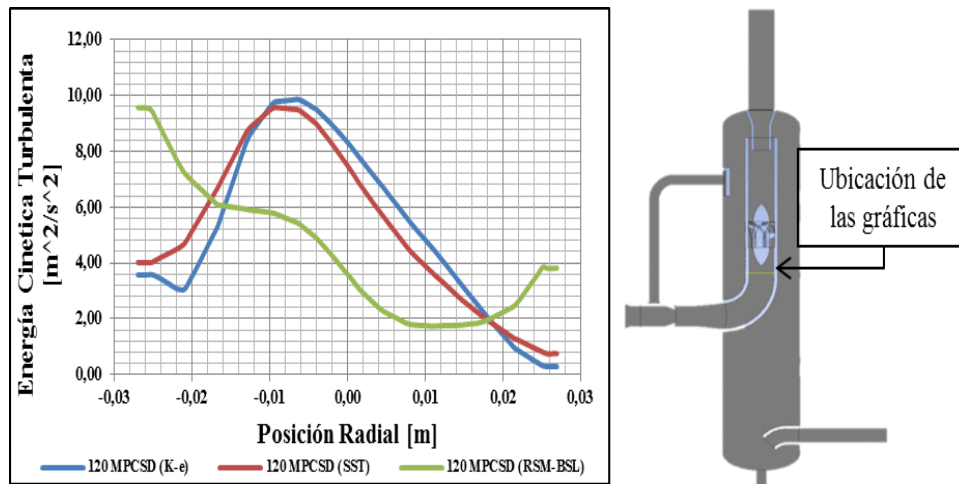
La Figura 71 muestra la velocidad tangencial y velocidad axial generada dentro del separador axial ciclónico en la boquilla de salida de gas, como se indica en la imagen del lado derecho de la figura. Tomando en cuenta los diferentes modelos de turbulencia seleccionados para este estudio, se puede observar que con un caudal de flujo volumétrico de 120 MPCSD de aire, los valores de velocidad tangencial son mayores en el modelo SST con un valor de 12.2 m/s y para la velocidad axial alcanza valores de 12.1 m/s para los modelos K-ε y RSM-BSL.



**Figura 71. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia**

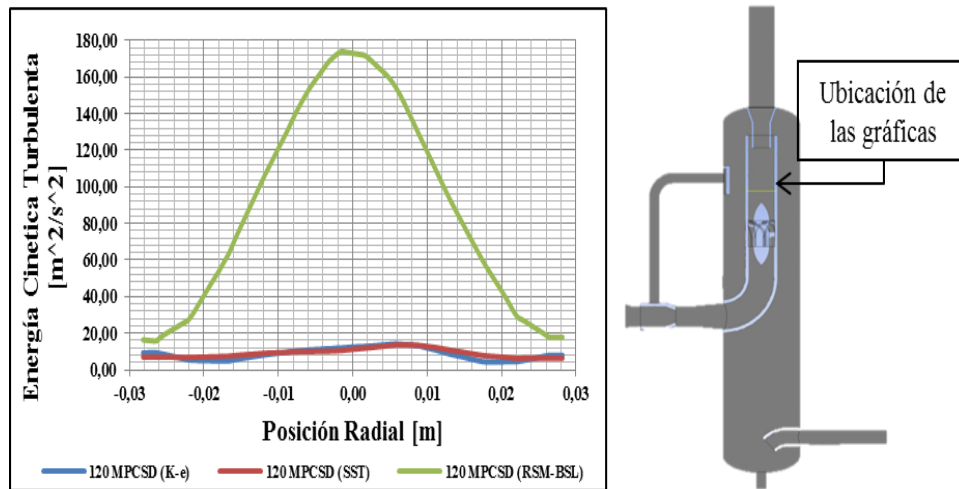
La Figura 72 muestra los valores de la energía cinética turbulenta antes de pasar por el estator generador de remolinos. La misma representa el promedio de la energía cinética media por unidad de masa asociada con las estructuras de remolinos en el flujo turbulento. Es importante destacar que este valor es sub-estimado con los modelos de turbulencia  $k-\epsilon$  y SST, debido a la debilidad que tienen estos modelos de turbulencia de dos ecuaciones para poder estimar esta variable, alcanzando su máximo valor en el centro del ciclón.

El valor numérico alcanzado para el modelo  $k-\epsilon$  fue de  $9.87 \text{ m}^2/\text{s}^2$  y para el modelo SST de  $9.58 \text{ m}^2/\text{s}^2$ . Sin embargo, con el uso de un modelo de turbulencia más complejo, como es el caso del modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM-BSL), es posible predecir valores más altos de la energía cinética turbulenta dentro del equipo, arrojando un valor máximo de  $9.57 \text{ m}^2/\text{s}^2$ .



**Figura 72. Energía cinética turbulenta generada dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia**

La Figura 73 muestra los valores de la energía cinética turbulenta luego de pasar por el estator generador de remolinos. El valor numérico alcanzado para el modelo k-ε fue de 14.1 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> y para el modelo SST de 13.6 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>. No obstante, con el uso de un modelo de turbulencia más complejo, como es el caso del modelo de esfuerzos de Reynolds (RSM-BSL), es posible predecir valores más altos de la energía cinética turbulenta dentro del equipo, logrando determinar su valor máximo para la zona del centro del ciclón de 174 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>.



**Figura 73. Energía cinética turbulenta generada dentro del separador axial considerando los diferentes modelos de turbulencia**

En la Figura 74, se presentan los planos de contorno correspondientes a la energía cinética turbulenta generada dentro del separador axial ciclónico. Considerando los diferentes modelos de turbulencia seleccionados en este estudio, se puede evidenciar que con un caudal de flujo volumétrico de 120 MPCSD de aire, los mayores valores de la energía cinética turbulenta en el centro del ciclón son de 179.7 m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup> correspondientes al modelo de turbulencia RSM-BSL como se esperaba por ser más complejo.

Para el presente trabajo se consideró el Modelo de Turbulencia por Esfuerzos de Reynolds (RSM), por ser un modelo recomendado en la bibliográfica para simulación de ciclones y flujo sometido a remolino. Además, es el modelo que mejor se adapta a la correlación de Hoffman. Sin embargo, fue necesario realizar simulaciones con modelos más robustos para conseguir valores iniciales y luego utilizar los mismos como semilla para alcanzar la convergencia con el modelo RSM-BSL como modelo definitivo del presente estudio.

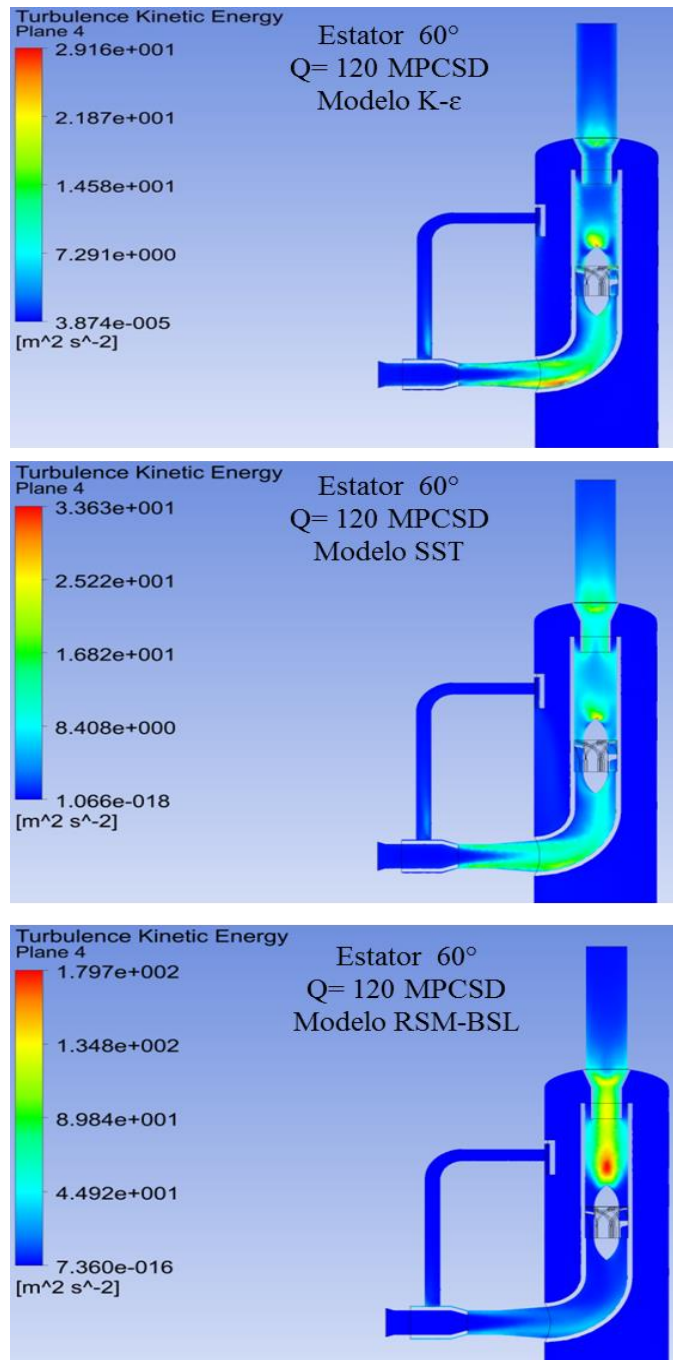


Figura 74. Planos de contorno de energía cinética turbulenta.

4.16.2 Comparación de resultados numéricos con el modelo de caída de presión de Muschelknautz. (Muschelknautz, E y Trefz, M., 1990)

En la Figura 75 se presentan los resultados obtenidos con la simulación de flujo monofásico (aire), comparando los 3 modelos de turbulencia, el modelo que mejor se ajustó y dio los resultados más cercanos al modelo matemático para caída de presión de Muschelknautz fue el modelo de turbulencia *RMS – BSL*, con una desviación menor a 51%.

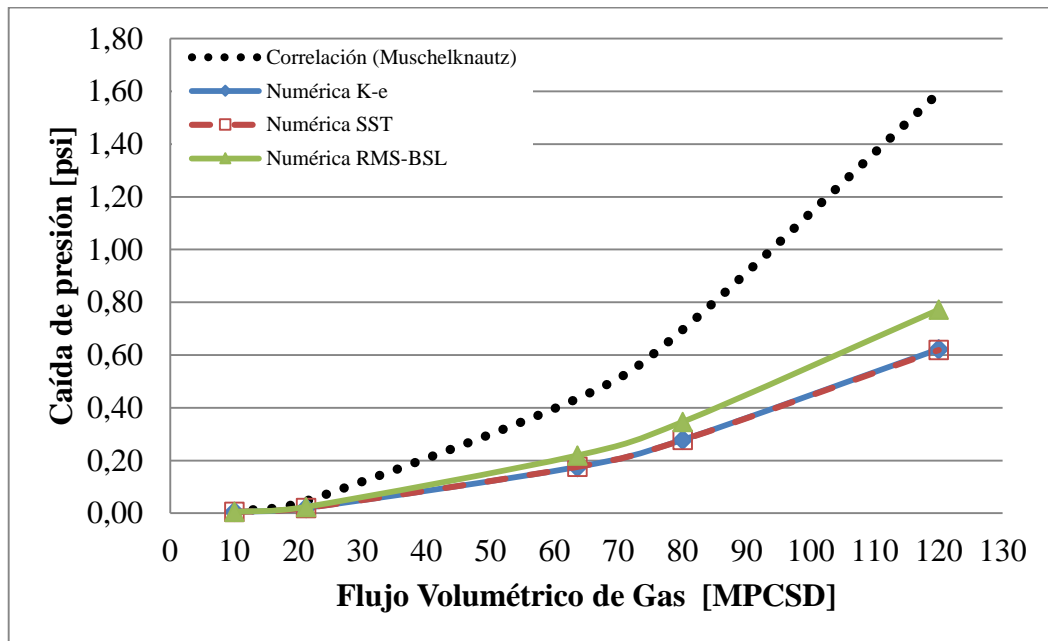


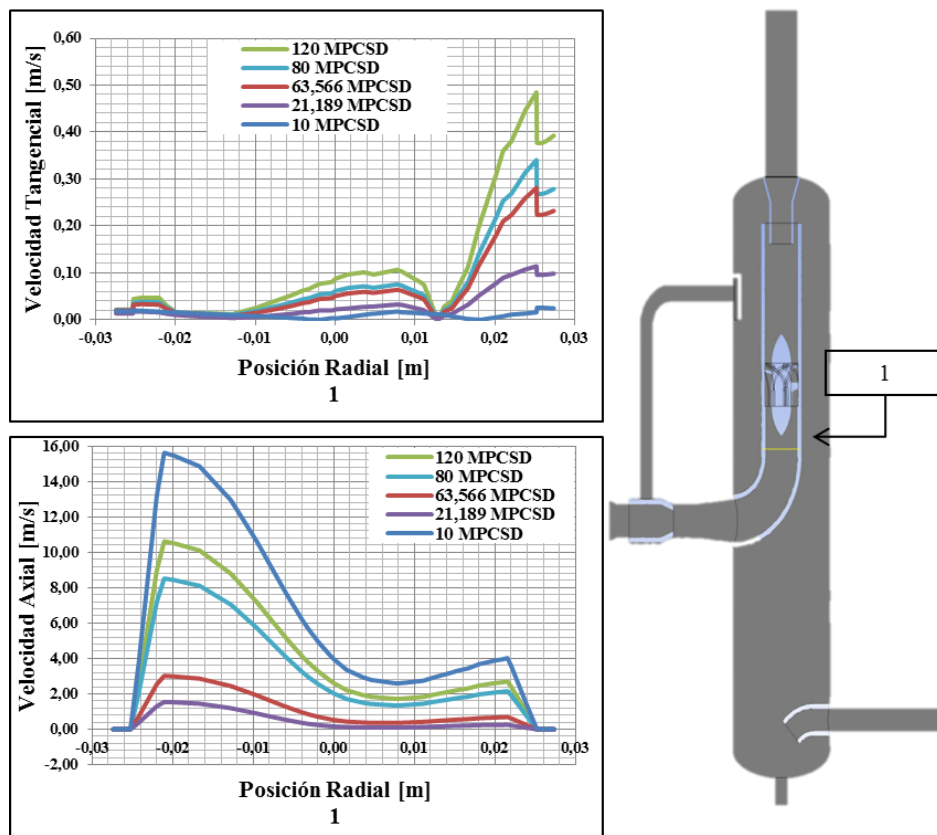
Figura 75. Resultados de la comparación del modelo de Muschelknautz con los numéricos, considerando diferentes modelos de turbulencia para flujo monofásico (Aire)

#### **4.17 Resultados considerando los diferentes caudales**

El ángulo de salida de los álabes es un parámetro de gran impacto en la velocidad axial y tangencial del fluido, así como en la caída de presión del prototipo de separador ciclónico axial, ya que los álabes son los encargados de generar la fuerza centrífuga necesaria para promover la separación de las fases. Por ello, el prototipo fue evaluado con un ángulo de salida de  $60^\circ$  y el modelo de turbulencia usado fue el RSM-BSL. Los resultados obtenidos se presentan a continuación:

##### **4.17.1 Velocidad axial y tangencial del fluido para el estator de $60^\circ$**

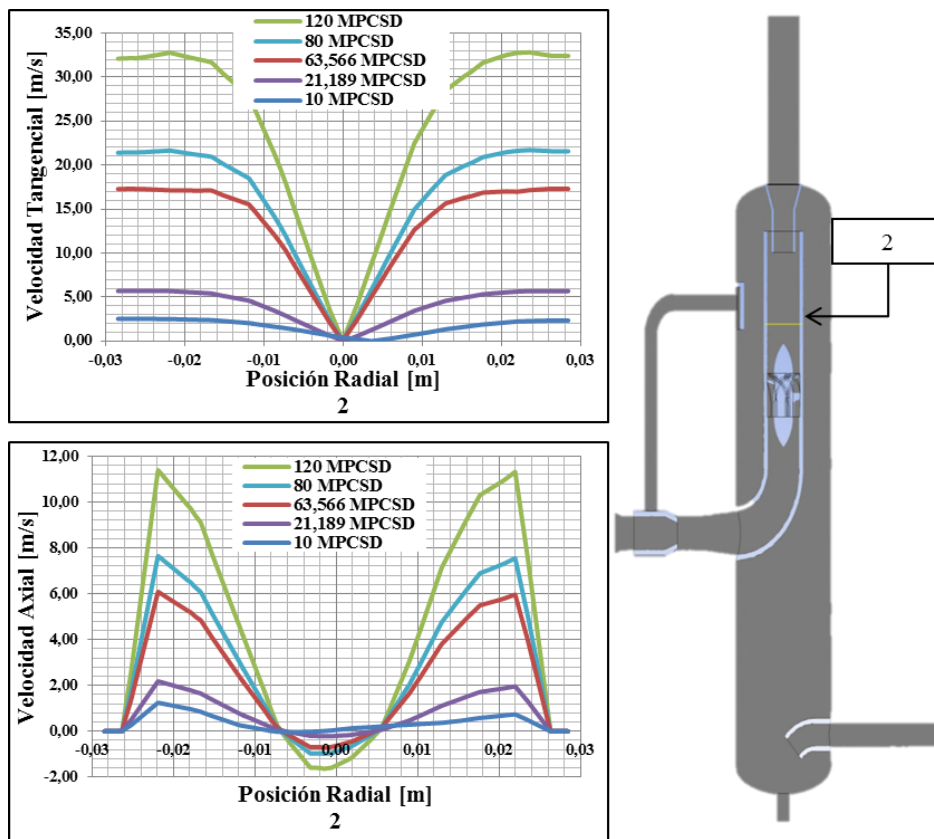
En la Figura 76 se puede apreciar como la turbulencia ocasionada por el codo de  $90^\circ$  que se encuentra antes del estator influye en el desarrollo del perfil de velocidad tangencial y axial antes del estator generador de remolinos, debido a las irregularidades de los perfiles de velocidad como se aprecia. Además, se puede observar que la velocidad tangencial del fluido aumenta proporcionalmente a medida que se aumenta el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 0.485 m/s para un caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 0.0258 m/s para un caudal de aire de 10 MPCSD. Por otra parte la velocidad axial varía de acuerdo al caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor mayor de 15.6 m/s para el caudal de aire de 10 MPCSD y el valor mínimo de 1.54 m/s para un caudal del 21.189 MPCSD.



**Figura 76. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD**

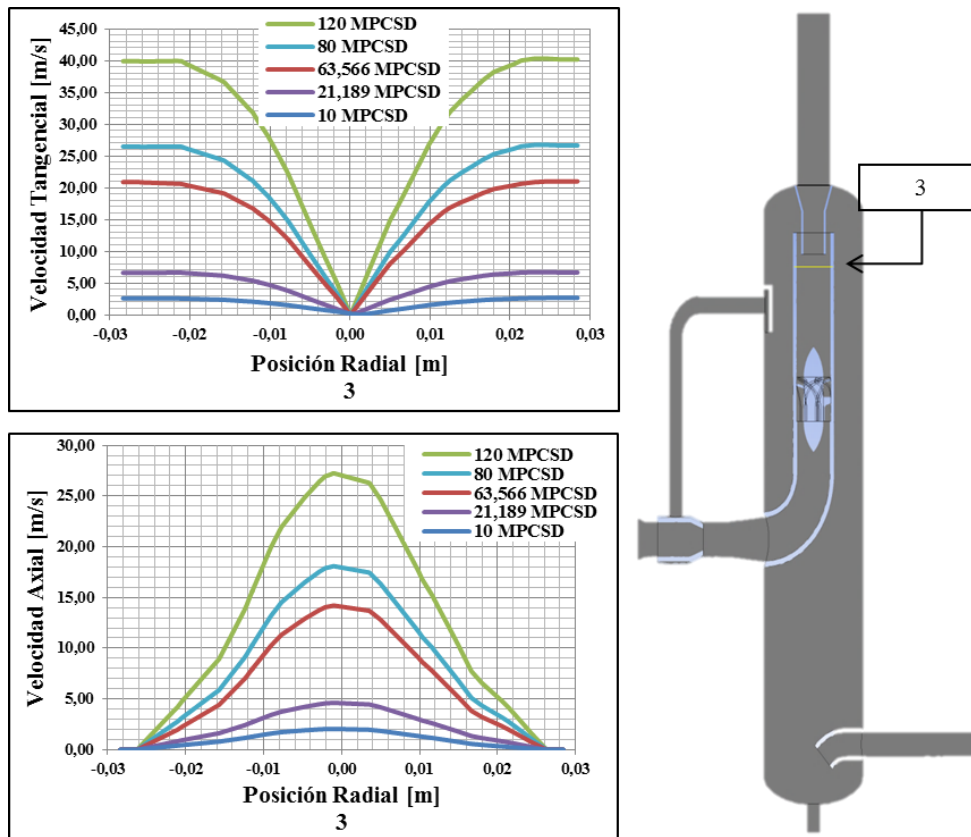
En la Figura 77 se muestra la velocidad tangencial y axial del aire luego de pasar por el estator generador de remolinos. En ella se puede observar que la velocidad tangencial del fluido aumenta proporcionalmente a medida que se aumenta el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 32.8 m/s para un caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 2.53 m/s para un caudal de aire de 10 MPCSD. Del mismo modo, abajo está ubicada la gráfica de la velocidad axial en función de la posición radial considerando diferentes caudales de aire, donde se puede apreciar que la misma aumenta a medida que se incrementa el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 11.4 m/s para el caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 1.25 m/s para un caudal del 10 MPCSD. Además, se observa en el perfil de velocidad axial una zona de baja velocidad (-1.64 m/s) producto de la separación de la capa límite que produce el cono posterior del estator.





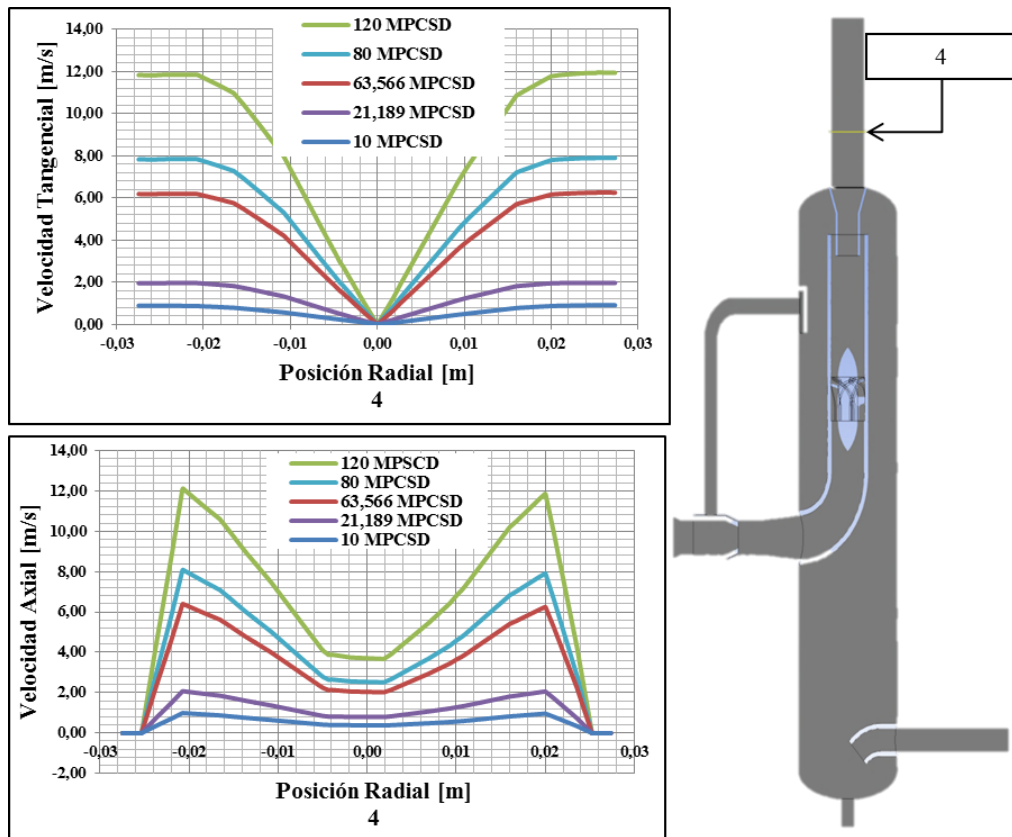
**Figura 77. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD**

En la Figura 78 se muestra la velocidad tangencial y axial del aire antes del vortex finder. En ella se puede observar que la velocidad tangencial del fluido aumenta proporcionalmente a medida que se aumenta el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 40.3 m/s para un caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 2.05 m/s para un caudal de aire de 10 MPCSD. Del mismo modo, la velocidad axial aumenta a medida que se incrementa el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 27.3 m/s para el caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 2.69 m/s para un caudal del 10 MPCSD. Además, se puede visualizar como el flujo se va desarrollando a medida que va recorriendo el dominio en esta sección del separador.



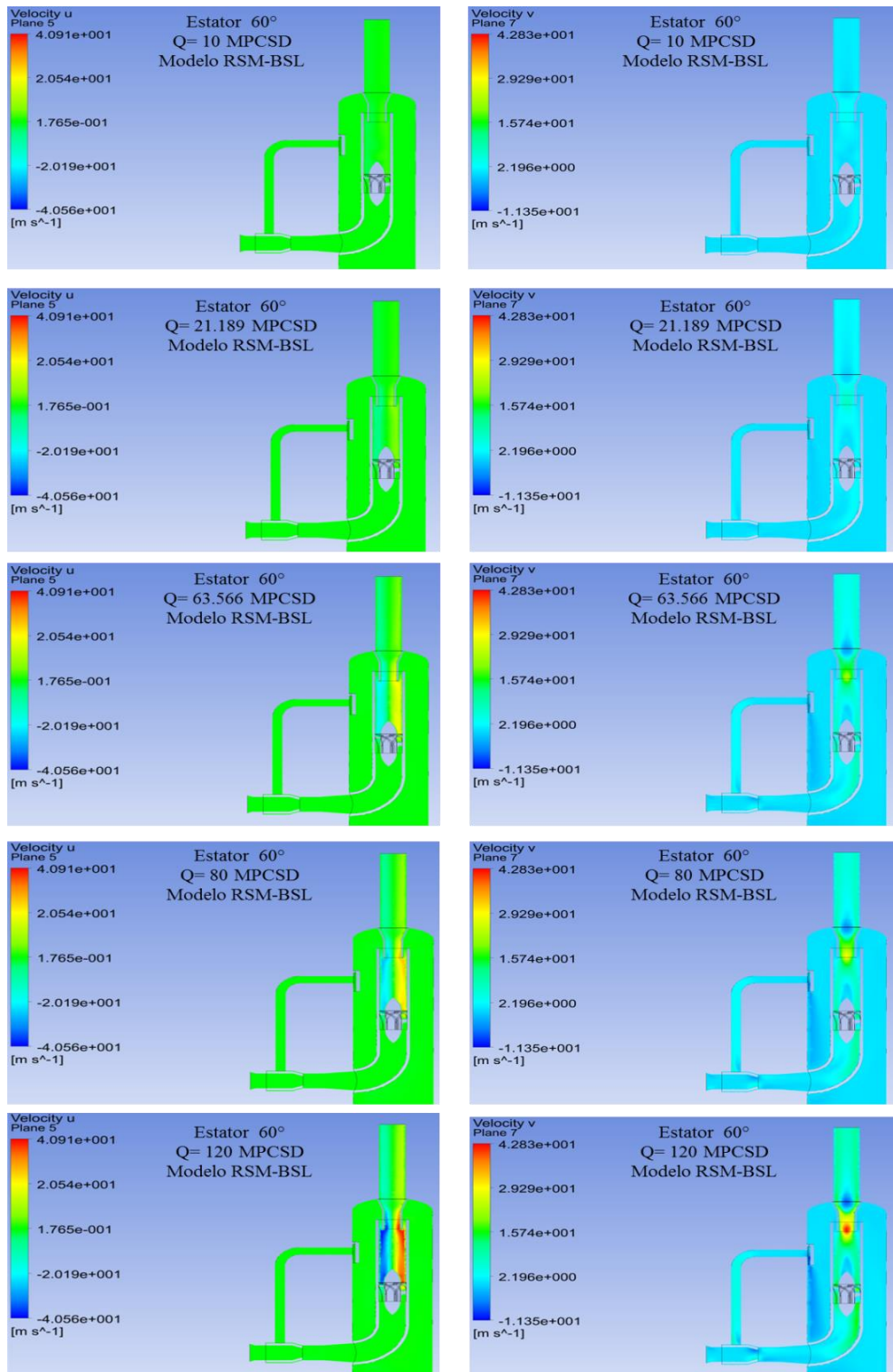
**Figura 78. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD**

En la Figura 79 se muestra la velocidad tangencial y axial del aire en la boquilla de salida de gas. En ella se puede observar que la velocidad tangencial del fluido aumenta proporcionalmente a medida que se aumenta el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 11.9 m/s para un caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 0.912 m/s para un caudal de aire de 10 MPCSD. Del mismo modo, la velocidad axial aumenta a medida que se incrementa el caudal de aire en la entrada del equipo, siendo el valor más alto de 12.1 m/s para el caudal de aire de 120 MPCSD y el valor mínimo de 0.995 m/s para un caudal del 10 MPCSD.



**Figura 79. Velocidad Tangencial (Arriba) y Velocidad Axial (Abajo) según su posición radial en el equipo, considerando los diferentes caudales de aire en MPCSD**

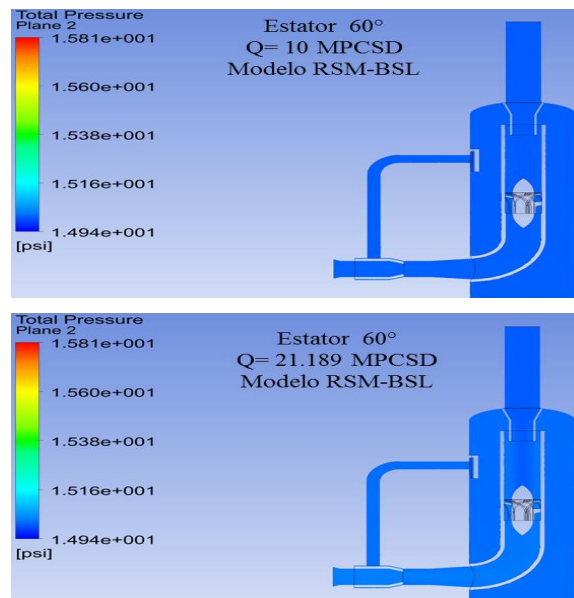
En la Figura 80 se muestran los planos de contorno de la velocidad tangencial y axial en el equipo. Se puede observar que en la zona del ciclón, justo después del estator y en el vortex finder es donde se alcanza la mayor velocidad tangencial de 40.91 m/s para caudales de 120 MPCED de aire. Con respecto a la velocidad axial se puede visualizar que se incrementa a medida que se aumenta el volumen de aire en la alimentación del equipo, siendo en la sección del vortex finder el lugar donde se alcanza la mayor velocidad de 42.83 m/s para un caudal de 120 MPCSD. Además, se observan velocidades negativas producto de la recirculación en la entrada de la tubería de recirculación de aire donde alcanza valores de -11.35 m/s para el mismo caudal mencionado.



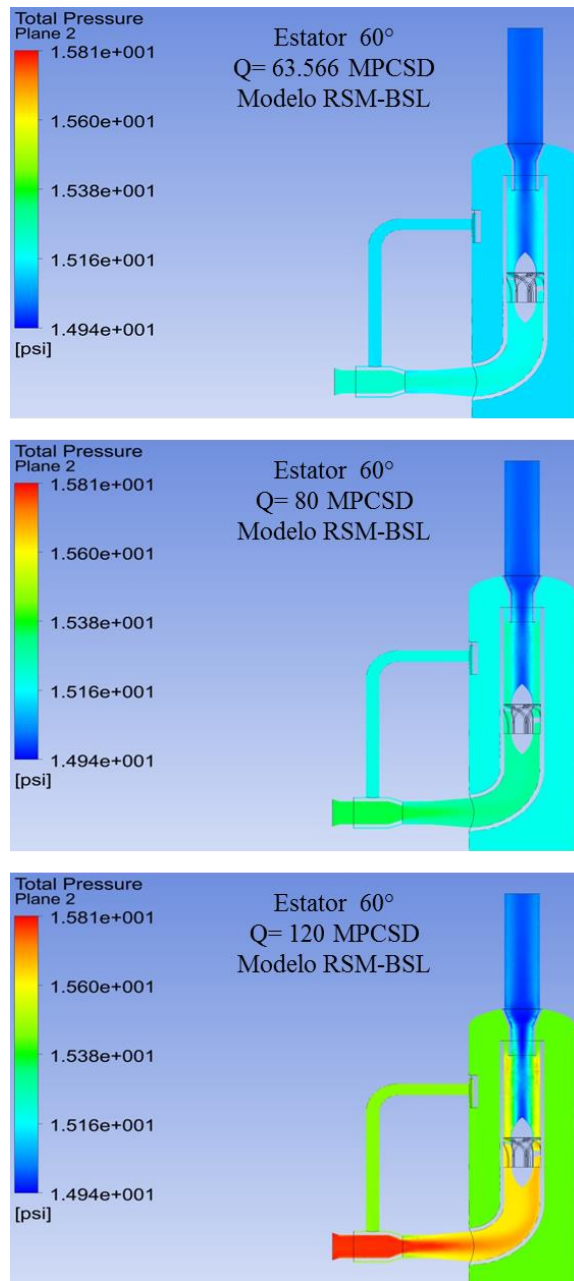
**Figura 80. Plano de contornos de velocidad tangencial (izquierda) y axial (derecha) para los caudales de aire desde 10 a 120 MPCSD**

#### 4.17.2 Caída de presión a lo largo del separador ciclónico axial

La Figura 81 y Figura 82 muestran que a medida que se aumenta el flujo volumétrico de aire en la alimentación del equipo, la presión total aumenta alcanzando específicamente una condición de presurización total en la sección inicial de la brida de entrada de la mezcla por encima de 15.81 psig para la condición de 120 MPCSD. Otro aspecto importante es que con esta configuración también se puede observar una disminución en el perfil de presión a 15.60 psig en la zona antes y después del ciclón considerando el mismo flujo de 120 MPCSD de aire.



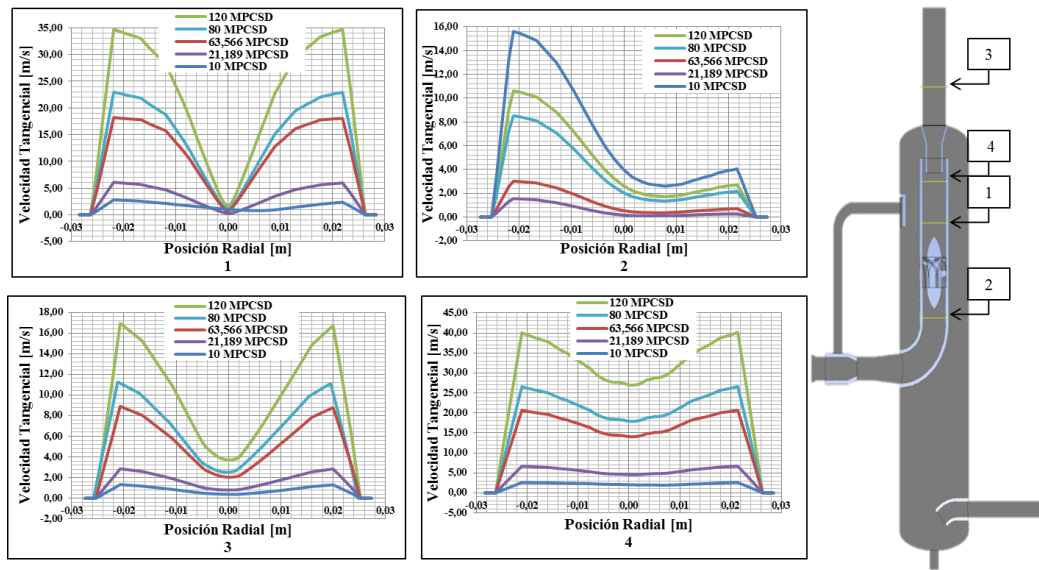
**Figura 81. Plano de contornos de presión total variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD**



**Figura 82. Plano de contornos de presión total variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD (Continuación)**

#### 4.17.3 Velocidad a lo largo del separador ciclónico axial

La Figura 83 representa el comportamiento del perfil de velocidad en diferentes puntos a lo largo del dominio. Se puede observar, que en las ubicaciones 1, 3 y 4, el flujo se va desarrollando lentamente a medida que va recorriendo el dominio, pero sin llegar a hacerlo completamente. Por otra parte, en la ubicación 2 el perfil de velocidad se ve alterado y se puede observar que la velocidad es mayor en uno de sus extremos, debido a que el fluido de aire al llegar a la sección del codo de 90° impacta del lado derecho del mismo e induce que circule la mayor cantidad del mismo por ese lugar, por ende sale de los álabes en mayor proporción hacia lado izquierdo que del lado derecho.



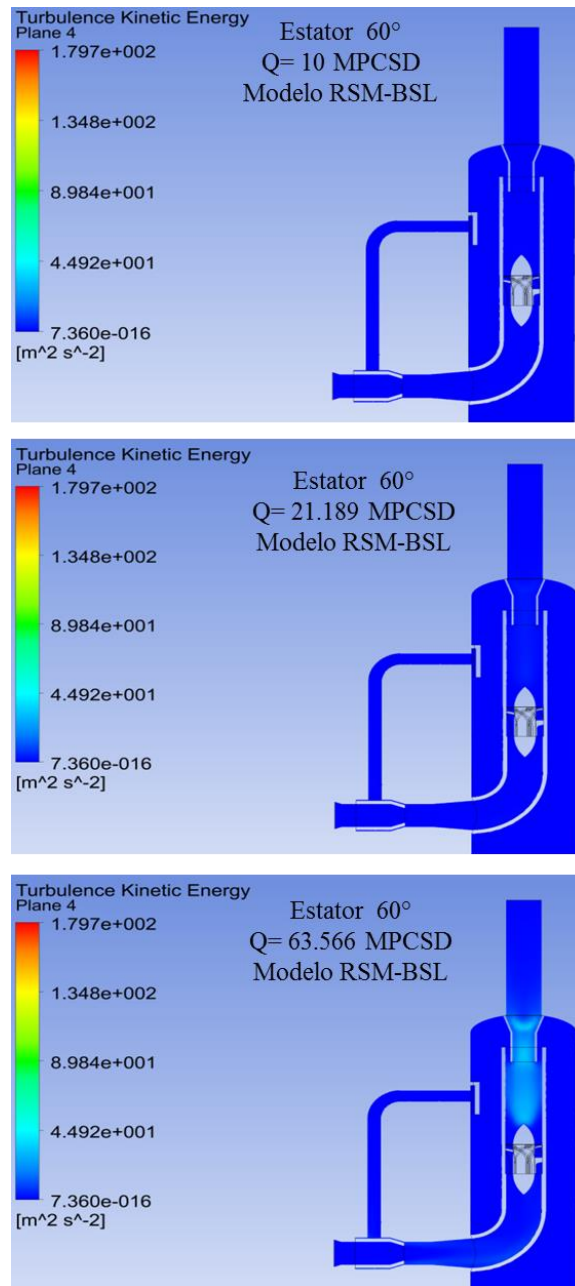
**Figura 83. Perfiles de velocidad a lo largo del separador ciclónico axial variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD**

#### 4.17.4 Energía cinética turbulenta a lo largo del separador ciclónico axial

La Figura 84 y Figura 85 muestran que a medida que se aumenta el flujo volumétrico de aire en la alimentación del equipo, la energía cinética turbulenta

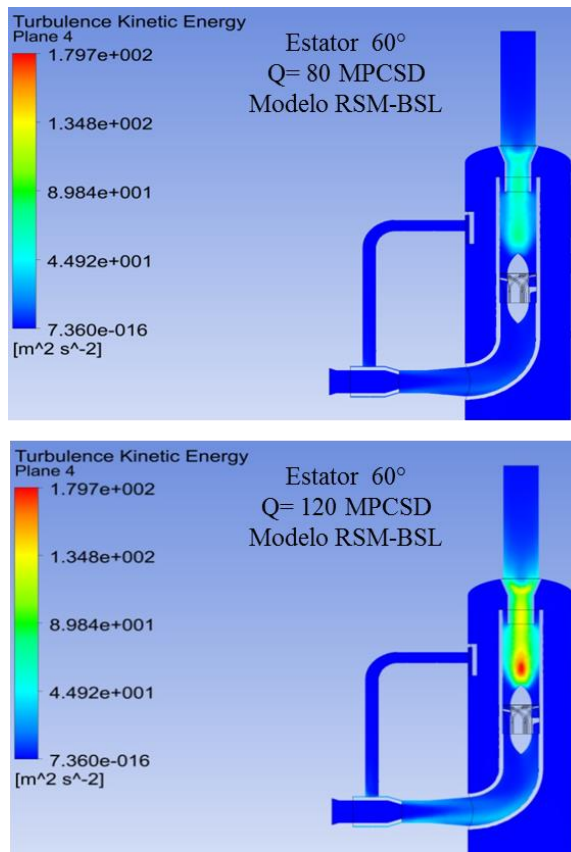


aumenta alcanzando en la zona del ciclón, justo en el centro después del estator 60° la mayor energía cinética turbulenta de  $179.7 \text{ m}^2/\text{s}^2$  para un flujo de 120 MPCSD, luego disminuye por toda la sección central al acercarse al vortex finder donde adquiere valores de  $134.8 \text{ m}^2/\text{s}^2$  para el mismo flujo de aire.



**Figura 84. Plano de contornos de la energía cinética turbulenta variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD**





**Figura 85. Plano de contornos de la energía cinética turbulenta variando el flujo volumétrico de aire de 10 a 120 MPCSD (Continuación)**

## CAPÍTULO V

### 5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1 Conclusiones

- El diámetro del ciclón que se utilizó fue de 2 pulgadas (50.8mm) el cual es el diámetro de tubería existente en el circuito experimental del laboratorio donde se realizaran posteriormente las pruebas experimentales del prototipo.
- Las propuestas seleccionadas para evaluar experimentalmente el desempeño del equipo en el banco de prueba fueron: longitud de ciclón 167.64mm (3.3Dc), cámara de recolección de líquido 152.4mm (3Dc), longitud del vortex finder 0.5Dc (25,4mm), espesor del vortex finder 3mm, diámetro interno del vortex finder 32,10mm (0,632Dc).
- El diseño propuesto considera la incorporación de una tubería de recirculación de gas.
- Para determinar la velocidad tangencial, se utilizaron las ecuaciones indicadas por Hoffmann y Stein (2002).
- Se propuso una metodología para modelar separadores ciclónicos axiales usando el programa ANSYS CFX V 15.
- El modelo de turbulencia que menor desviación presentó en comparación con los modelos de velocidad tangencial de Hoffman y caída de presión de Muschelknautz fue el RSM, siendo este el definitivo para realizar las simulaciones.
- Se analizó la fluido dinámica del separador ciclónico axial obteniéndose desviaciones en cuanto a velocidad tangencial (<10,395%) y caída de presión (<51,602%) en la tubería, comparando con las correlaciones de Hoffman y Muschelknautz una vez que los modelos fueron ajustados.
- Se realizaron simulaciones monofásicas en el separador axial ciclónico con el ángulo de salida del estator generador de remolino de 60°, obteniéndose

perfiles de velocidad y presión dentro del equipo para luego comparar con los modelos de Hoffman y Muschelknautz.

- Los modelos de turbulencia k-e y SST sub-estiman los valores de velocidades y energía cinética turbulenta en comparación con el modelo RSM.
- Se verificaron diferentes tamaños de malla para el dominio empleado, seleccionando la malla 3 (728.472 elementos) para realizar las simulaciones numéricas.
- Para la interpolación de los términos advectivos se utilizó el esquema de alta resolución (High Resolution).
- El programa ANSYS CFX v.15 resulto ser una herramienta útil en el estudio de la capacidad de separación para separadores ciclónicos axiales.

## **5.2 Recomendaciones**

- Evaluar en el banco de prueba de flujo multifásico a escala piloto, el diseño del prototipo a fin de verificar de manera experimental la influencia de las variables consideradas en el diseño.
- Calcular el tamaño de gota para imponer el diámetro en las condiciones de borde de la fase dispersa cuando se realicen simulaciones multifásicas en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).
- Hallar el patrón de flujo para futuras pruebas experimentales o numéricas, debido a que se da en condiciones multifásicas y en este proyecto solo se evaluó en condiciones monofásicas
- Comparar los modelos de transferencia de cantidad de movimiento en la interface para futuras simulaciones multifásicas en Dinámica de Fluidos Computacional (CFD).
- Realizar simulaciones multifásicas agua-aire en Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD).
- Evaluar el modelo utilizando malla estructurada y realizar comparaciones con malla no estructurada que fue la seleccionada en este estudio.

- Utilizar otros fluidos de prueba de mayor viscosidad al aire. Al igual que otras condiciones de procesos de presión y temperatura a fin de profundizar los estudios de separación axial ciclónica
- Modelar el equipo bajo diferentes patrones de flujo a la entrada y considerar otros puntos en la matriz experimental a fin de profundizar los estudios numéricos.
- Realizar simulaciones en estado transitorio a fin de evaluar las condiciones durante el arranque o parada del equipo.
- Se recomienda incluir la ecuación de la energía en el modelo para evaluar la influencia de la temperatura en el rendimiento del equipo.
- Realizar mejoras en la tubería de recirculación que conecta la cámara de separación y la brida de entrada de la mezcla, a fin de evitar flujo reverso en esta sección del equipo para altos caudales de aire.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ambrosini W., Andreussi P., Azzopardi B.J. (1991) A Physycally Based Correlation for drop size in Annular Flow. *Internacional Journal Multiphase Flow* Vol 17 N° 4 pp 497- 507. Printed in Great Britain.
2. Arpandi, I., et al (1996). Hydrodynamics of Two-Phase Flow in Gas/Liquid Cylindrical-Cyclone Separators. *SPE Journal*.
3. Anderson, J. (1995) *Computational Fluid Dynamics The Basics With Applications* McGraw-Hill USA.
4. ANSYS Inc (2012). *Ansys CFX 14.0 Manual del Usuario*. Canonsburg: Ansys Inc.
5. [4] Austrheim T. (2006) Experimental Characterization of High-Pressure Natural Gas Scrubbers. Ph.D. Disertacion at the University of Bergen, Norway.
6. Austrheim T; Gjertsen L; Hoffmann A. (2007) Experimental investigation of the performance of a large-escale scrubber operating at elevated pressure on live natural gas. *Fuel* 87 (2008) 1281-1288. Science Direct.
7. Austrheim T; Gjertsen L; Hoffmann A. (2007) An experimental investigation of scrubber internals at conditions of low pressure. *Chemical Engineering Journal* 138 (2008) 95-102.
8. Azzopardi B. J. (1985) *Drop size in anular two-phase flow*. Experimental in Fluids, Springer-Verlag
9. Azzopardi B.J. (1997) Drops in Annular Two-Phase Flow. *International Journal Multiphase Flow* Vol 23, Suppl pp 1-53 Elsevier Science, Printed in Great Britain
10. Brill, J. P.; Mukherjee, H. (1999). *Multiphase Flow in Wells*. Richardson, Texas: Henry L. Doherty Memorial Fund of AIME, Society of Petroleum Engineers Inc.
11. Celik, I. B., Ghia, U., Roache, P. J., Freitas, C. J. (2008) Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *ASME Journal of Fluids Engineering*. Editorial.
12. Chin, R. W; Stanbridge, D. I; Schook, R. (2003) Development and Installation of an Inline Deliquidiser. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*; Octubre 2003. Denver, Colorado, Estados Unidos. Artículo SPE 84061
13. Chin, R. W; Stanbridge, D. I; Schook, R. (2002) Increasing separation capacity with new proven technologies. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*; Septiembre 2002. San Antonio, Texas, Estados Unidos. Artículo SPE 77495
14. Currie I.G. (2003) *Fundamental Mechanics of Fluids Third Edition* Marcel Dekker Inc. New York.
15. Delgado G. (2010) Evaluación a Escala Banco de un Prototipo de Depurador Axial Ciclónico Desarrollado por Pdvsa-Intevep. Trabajo Especial de Grado. Facultad de Ingeniería Universidad Central de Venezuela. Caracas, Venezuela.

16. Demey, H. y Trujillo, J. (2008). Diseño Conceptual de un Depurador Axial Ciclónico de Flujo Bifásico Gas-Líquido para PDVSA-Intevep. Trabajo Especial de Grado. Universidad de Carabobo, Valencia.
17. Dickson P.J. (1998) Gas/Liquid Separation within a Novel Axial Flow Cyclone Separator. Phd Thesis. School of Mechanical Engineering, Cranfield University. UK.
18. Frankiewicz T, Browne M, Lee CM. (2001) Reducing Separation Train Sizes and Increasing Capacity by Application of Emerging Technologies. Offshore Technology Conference held in Houston, Texas, 30 April–3 May 2001. OTC 13215.
19. Gómez, L. E., Mohan, R. S., Shoham, O., & Kouba, G. E. (Junio de 2000).
20. Enhanced Mechanistic Model and Field-Application Design of Gas/Liquid Cylindrical Cyclone Separators. *SPE Journal*, 190-198.
21. González J. (2007) Facilidades de Superficie en Instalaciones Petroleras. Curso de adiestramiento técnico. ESP OIL Engineering Consultants. Maturín Venezuela.
22. Hobbs, A. (2002). Design and Optimization of a Vortex Particle Separator for a Hot Mix Asphalt Plant. Astec industries, Chattanooga, TN 37407
23. Hobbs D. M., Muzzio F. J. (1997). Optimization of a static mixer using dynamical systems techniques. *Chemical Engineering Science*, Vol. 53, No. 18, pp. 3199-3213, 1998.
24. Hoffman, A. y Stein, L. (2002). *Gas Cyclones and Swirl Tubes: Principles: Design and Operation*. Springer – Velarg: Berlin. 334 p.
25. Hoffmann, Alex C; PENG, W; BOOT, P. J. A. J; UDDING, A; DRIES, H. W. A; EKKER, A; KATER, J. (2002) Flow pattern in reverse-flow centrifugal separators. *Powder Technology*, Vol. 127, No. 3. Noviembre. p. 212-222.
26. Jepson D.M. Azzopardi B.J. Whalley P.B. (1989) The Effect of Gas Properties on Drops in Annular Flow, *International Journal Multiphase Flow*, Vol 15, N° 3, pp 327-339 Printed in Great Britain.
27. Klujso, L.A.C; Songfack, P.K; Rafaelof, M; Rajamani, R.K. (1999) *Design of a stationary vane swirl air cleaner*. *Minerals Engineering*. Vol 12, No 11. Junio. p. 1375 – 1392.
28. Klujso, L. (1998). *Engineering design of a swirler separator with aid of computational fluid dynamics*. PhD. Disertacion, Departamento de ingeniería metalúrgica, Universidad de UTA, USA.
29. Klujso, L.A.C; Rafaelof, M; Rajamani, R.K. (1998) Dust collection performance of a swirl air cleaner. *Minerals Engineering*. Vol 12, No 11. Junio 1999. p. 1375 – 1392.
30. Kouba, G.E. and Shoham, O. (1996). A Review of Gas-Liquid Cylindrical Cyclone (GLCC) Technology. Presentada en Conferencia internacional de Sistema de Separación de producción, Inglaterra, 23-24.
31. Kristiansen O. (2012) Compact Inline Separator Technology – What and Why? Research and Development, New Development Solution, Subsea Processing, NTNU Lecture

32. Kusta A. (2012) Evaluación experimental y numérica del fenómeno Liquid Carry Over en un separador GLCC., Universidad Simón Bolívar. Caracas. Venezuela.
33. Malalasekera W., Versteeg. H. K. (2007) An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method. Pearson Prentice Hall England.
34. Marín J.C. (2004). Desarrollo de una Metodología para la Simulación de Separadores GLCC Mediante el Método de los Volúmenes Finitos. Trabajo de Grado, Universidad Simón Bolívar. Caracas. Venezuela.
35. Maynard A D (1998). Modelling axial flow cyclone performance. Journal Aerosol Science. Vol. 29, Suppl 1, pp. S1089-S1090.
36. Maynard, Andrew D. (1999) A simple model of axial flow cyclone performance under laminar flow conditions. Journal Aerosol Science. Vol. 31, No 2. 2000. p. 151 – 167.
37. Merpro (2007). Azgaz.R In-line Gas / Liquid Separation. Merpro Technology Document – MTD08.
38. Muschelknautz E y Trefz M.(1990). Design and calculation of higher and highest loaded gas cyclones. Proceedings of Second World Congress on Particle Technology, Kyoto, Japan, p 52 – 71.
39. Nieuwstadt, Frans T.M; Dirkzwager, Maarten. (1995) A Fluid mechanics model for axial cyclone separator. Industrial & Engineering Chemistry Research. Vol. 34, No 10, Octubre 1995. P. 3399-3404
40. Patankar S. (1980) Numerical Heat Transfer and Fluid Flows. Taylor and Francis Publisher.
41. Pérez, L. (2015). Análisis fluido dinámico mediante herramienta de DFC de un Depurador Axial Ciclónico (DAC). Trabajo de grado de maestría. Universidad Simón Bolívar. Caracas.
42. Peric M., Fergizer J. (2002) Computational Methods for Fluid Dynamics. Springer-Verlag, Alemania.
43. Pope S. (2000) Turbulent Flows, Cambridge University Press August 2000
44. Rawlins C.H. (2003) The Case for Compact Separation. Technology Today Series. SPE 80994
45. Roache P. J. (1997) Quantification of Uncertainty in Computational Fluid Dynamics, Annu Rev Fluid Mech. 29: 123-160
46. Ruiz, R.; Trujillo, J.; López J. (2009). Diseño de prototipos de bancos de una tecnología de separación axial ciclónica gas-líquido para altas relaciones gas-líquido. Informe técnico INT-12922. Intevep, Los Teques.
47. Schlichting H. (1979) Boundary-Layer Theory. USA: McGraw-Hill.
48. Shoham, O., Kouba, G. (1998). The state of the art of Gas-Liquid Cylindrical Cyclone Separator. Journal of Petroleum Technology, Vol. 50, No. 7, July 1998 pp 58-65.
49. Shoham, O. (2006) Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes. Society of Petroleum Engineers. Society of petroleum Engineers. Estados Unidos de America
50. Svarovsky, L. (1984). Hydrocyclones. TECHNOMIC: Lancaster, Pennsylvania. 1-5, 30- 40 p.

51. Swanborn R.A. (1988) A new approach to the desing of gas-liquid separators for the oil industry. Ph.D. Thesis, Delf University of Technology, Netherlands.
52. Swanborn R, Koene F, Manning B, DE Graauw J. (1995) New Separator Internals cut Revamping Cost. Offshore Technology Conference held in Houston Artículo SPE 30901
53. Taitel, Y. y A. E. Dukler, A., (1976) Model for Predicting Flow Regimen Transitions in Horizontal and near Horizontal Gas Liquid Flow, AIChE Journal , 22 (1) 47-55.
54. Trujillo J., Brito A. (2011) Diseño de sistemas de transporte de Corrientes de producción. Curso de Adiestramiento Técnico. PDVSA Intevep, Los Teques Venezuela.
55. Tu. G, Heng Yeoh. C, Liu J. (2008) Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach. Elsevier Inc.
56. Ulloa, J. y Trujillo, J. (2007). Identificación de Fronteras y Tendencias de Separación Depuración Axial Gas-Líquido. Informe técnico SIT-0362. Los Teques: Intevep.
57. Verlaan C.C.J. (1991) Performance of Novel Mist Eliminators. PhD Thesis, Delf University of Technology.
58. Vieiro J. (2012) Simulación de Flujo-Bifásico Aire-Agua en Tubería de Producción Vertical Mediante DFC., Universidad Simón Bolívar. Caracas. Venezuela.
59. White, F. (2001) Fluid Mechanics. McGraw-Hill, Cuarta Edición, Nueva York.



## **APENDICE**

## Apéndice A . Memoria de cálculo para diseño del Separador Ciclónico Axial

Presión de operación  $P := 103.421 \text{ kPa} = 15 \text{ psi}$

Temperatura de operación  $T := 25^\circ\text{C} = 77^\circ\text{F}$

Gravedad específica del gas  $g_e := 1$

Factor de compresibilidad  $Z := 1$

Peso molecular del aire  $PM := 28.97 \frac{\text{gm}}{\text{mol}}$

### Cálculo de la Densidad del gas (Aire) a condiciones STD: (Frank, W. 2001)

$R_{\text{aire}} := 287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$        $T_{\text{aire}} := 15.556^\circ\text{C}$        $P_{\text{aire}} := 101.325 \text{ kPa} = 1 \text{ atm}$

$$\rho_{\text{gas}} := \frac{P_{\text{aire}}}{R_{\text{aire}} \cdot T_{\text{aire}}} = 1.223 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

### Cálculo de la Viscosidad del gas (Aire) a condiciones STD: (Frank, W. 2001)

Ley de Fuerza;  $\mu_0 := 1.71 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$        $T_0 := 273\text{K} = -0.15^\circ\text{C}$        $T_{\text{aire}} := 288.70\text{K} = 15.556^\circ\text{C}$

$$\mu_{\text{aire}} := \left( \frac{T_{\text{aire}}}{T_0} \right)^{0.7} \cdot \mu_0 = 1.778 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

Ley de Sutherland;  $S_{\text{aire}} := 110.4\text{K} = -162.75^\circ\text{C}$

$$\mu_{\text{aireSL}} := \left[ \left( \frac{T_{\text{aire}}}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \right] \cdot \left[ \frac{(T_0 + S_{\text{aire}})}{(T_{\text{aire}} + S_{\text{aire}})} \right] \cdot \mu_0 = 1.786 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$$

**Cálculo de la Densidad del líquido (Agua) : (Frank, W. 2001)**

Correlación válida para el agua en un rango de  $0\text{ }^{\circ}\text{C} < T < 100\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$T = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rho_{\text{liq}} := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} - 0.0178 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \left( \left| \frac{T}{1\text{ }^{\circ}\text{C}} - 4 \right| \right)^{1.7} = 999.89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

**Cálculo de la Viscosidad del líquido (Agua): (Frank, W. 2001)**

$$\mu_0 := 1.788 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}} \quad z := \frac{273\text{K}}{288.70\text{K}} = 0.946 \quad B := 1.704 - 5.36z + 7.00z^2 = 2.895$$

$$\mu_{\text{liq}} := \mu_0 \cdot e^B = 0.032 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$$

**Caudal del gas a condiciones STD:**

$$q_{\text{gas\_STD}} := 120\text{MPCSD} = 0.039 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

**Caudal del gas a condiciones de Presión y Temperatura de operación:**

$$q_{\text{gas\_PyT}} := q_{\text{gas\_STD}} \cdot \frac{(T)}{520\text{R}} \cdot \frac{14.7\text{psi}}{(P + 14.7\text{psi})} \cdot Z = 0.02 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

**Caudal de líquido a condiciones STD:**

$$q_{\text{liq}} := 400\text{BPD} = 7.361 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

**Relación Gas-Líquido:**

$$\text{RGL} := \frac{q_{\text{gas\_STD}}}{q_{\text{liq}}} = 300 \frac{\text{ft}^3}{\text{bbl}} = 8.495 \text{ m}^3/\text{bbl}$$

### **Cálculo del Flujo Másico:**

Masa del líquido  $m_{liq} := \rho_{liq} \cdot q_{liq} = 0.736 \frac{kg}{s}$

Masa del gas  $m_{gas} := \rho_{gas} \cdot q_{gas\_STD} = 0.048 \frac{kg}{s}$

Masa de la mezcla  $m_{mezcla} := m_{liq} + m_{gas} = 0.784 \frac{kg}{s}$

Fracción másica del Gas  $Co_{gas} := \frac{m_{gas}}{m_{gas} + m_{liq}} = 0.061$

Fracción másica del Líquido  $Co_{liq} := \frac{m_{liq}}{m_{gas} + m_{liq}} = 0.939$

### **Cálculo de las Propiedades de la Mezcla:**

Caudal volumétrico de la Mezcla  $q_{mezcla} := q_{gas\_PyT} + q_{liq} = 0.021 \frac{m^3}{s}$

Fracción volumétrica de Gas  $\lambda_{gas} := \frac{q_{gas\_PyT}}{q_{liq} + q_{gas\_PyT}} = 0.965$

Fracción volumétrica de Líquido  $\lambda_{liq} := \frac{q_{liq}}{q_{liq} + q_{gas\_PyT}} = 0.035$

Densidad de la Mezcla:  $\rho_{mezcla} := \lambda_{liq} \cdot \rho_{liq} + \rho_{gas} \cdot (1 - \lambda_{liq}) = 36.519 \frac{kg}{m^3}$

Viscosidad de la Mezcla:  $\mu_{mezcla} := \mu_{aire} \cdot (1 - \lambda_{liq}) + \lambda_{liq} \cdot \mu_{liq} = 1.16 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}$

### Cálculo de Diámetros de las Boquillas:

#### **Boquilla de entrada de la mezcla: según norma API RP 14E**

$C_{API\_RP\_14E} := 100$  Para servicios continuos

$$v_{erosion\_entrada} := \frac{C_{API\_RP\_14E} \cdot \frac{ft}{s}}{\sqrt{\rho_{mezcla} \cdot \frac{ft^3}{lb}}} = 20.187 \cdot \frac{m}{s}$$

$$d_{boquilla\_entrada\_mezcla\_APIRP14E} := \sqrt{\frac{4 \cdot q_{mezcla}}{\pi \cdot v_{erosion\_entrada}}} = 36.243 \text{ mm}$$

$$d_{entrada} := d_{boquilla\_entrada\_mezcla\_APIRP14E} = 36.243 \text{ mm}$$

NOTA: se decidió colocar un diámetro comercial (Disponible en Taller Mecánico de INTEVEP) ajustado por exceso de 50.8mm (2 pulgadas)

#### **Boquilla de salida gas: según norma PDVSA-MDP-03-S-03**

$C_{PDVSA\_GAS} := 60$

$$v_{gas\_boquilla\_salida} := \frac{C_{PDVSA\_GAS} \cdot \frac{ft}{s}}{\sqrt{\rho_{gas} \cdot \frac{ft^3}{lb}}} = 66.189 \cdot \frac{m}{s}$$

$$d_{boquilla\_gas\_salida} := \sqrt{\frac{4 \cdot q_{gas\_PyT}}{\pi \cdot v_{gas\_boquilla\_salida}}} = 19.659 \text{ mm}$$

NOTA: se decidió colocar un diámetro comercial (Disponible en Taller Mecánico de INTEVEP) ajustado por exceso de 50.8mm (2 pulgadas)

**Boquilla de recirculación gas al 20%: según norma PDVSA-MDP-03-S-03**

$$v_{\text{gas\_boquilla\_recirculacion}} := \frac{60 \frac{\text{ft}}{\text{s}}}{\sqrt{\rho_{\text{gas}} \cdot \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}}} = 66.189 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$q_{\text{rec\_gas}} := 0.20 \cdot q_{\text{gas\_PyT}} = 4.018 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$d_{\text{boquilla\_gas\_recirculacion}} := \sqrt{\frac{4 \cdot q_{\text{rec\_gas}}}{\pi \cdot v_{\text{gas\_boquilla\_salida}}}} = 8.792 \text{ mm}$$

NOTA: se decidió colocar un diámetro comercial (Disponible en Taller Mecánico de INTEVEP) ajustado por exceso de 12.7mm (1/2 pulgada)

**Boquilla de salida de líquido: según curso de Instalaciones de Superficie PF4**

$$0.914 \frac{\text{m}}{\text{s}} < v_{\text{liquido\_boquilla\_salida}} < 1.219 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{\text{liquido\_boquilla\_salida}} := 1.219 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$d_{\text{boquilla\_liquido\_salida}} := \sqrt{\frac{4 \cdot q_{\text{liq}}}{\pi \cdot v_{\text{liquido\_boquilla\_salida}}}} = 27.727 \text{ mm}$$

NOTA: se decidió colocar un diámetro comercial (Disponible en Taller Mecánico de INTEVEP) ajustado a 25.4mm (1 pulgada)

### **Cálculo de relaciones geométricas:**

Diámetro de la tubería  $D_{\text{entrada}} := 50.8 \text{ mm}$

#### **Cuerpo del ciclón**

Diámetro del cuerpo del ciclón  $D_c := D_{\text{entrada}} = 50.8 \text{ mm}$

Longitud del ciclón  $L_{c1} := 3.3 \cdot D_c = 167.64 \text{ mm}$  Verlaan, 1991.

$L_{c2} := 3 \cdot D_c = 152.4 \text{ mm}$  Ruiz et al., 2009.

$L_{c3} := 2.125 \cdot D_c = 107.95 \text{ mm}$  Delgado et al., 2010. Validado por Valdez (Mejor resultado)

$L_{c4} := 4 \cdot D_c = 203.2 \text{ mm}$  González et al., 2015

#### **Geometría del Estator**

Diámetro externo del estator  $D_{ov} := D_c = 50.8 \text{ mm}$

Diámetro frontal del cono  $D_{iv} := 0.6 \cdot D_c = 30.48 \text{ mm}$

Diámetro trasero del cono  $D_{ct} := 0.6 \cdot D_c = 30.48 \text{ mm}$

Espesor de los álabes  $t := 0.049213 D_c = 2.5 \text{ mm}$

Longitud del cono frontal  $L_{cf} := 0.7 \cdot D_c = 35.56 \text{ mm}$

Longitud del cono trasero  $L_{ct} := 0.7 \cdot D_c = 35.56 \text{ mm}$

Longitud de los álabes  $L_a := D_c = 50.8 \text{ mm}$

### Verificación de la G recomendadas

Ángulo del álabe con respecto al eje axial  $\beta = 60^\circ$

Número de álaves  $N_v = 6$

Diámetro medio  $D_{mid} := \sqrt{D_{ov} \cdot D_{iv}} = 39.35 \text{ mm}$

Área de la garganta  $A_{th} := N_v \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_{mid}}{N_v} - \frac{t}{\sin(90^\circ - \beta)} \right) \cdot \left( \frac{D_{ov} - D_{iv}}{2} \right) \cdot \sin(90^\circ - \beta) = 475.589 \text{ mm}^2$

Velocidad Axial garganta  $V_{th} := \frac{q_{mezcla}}{A_{th}} = 43.79 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Velocidad Tangencial  $V_o := V_{th} \cdot \cos(90^\circ - \beta) = 37.923 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$G_F := 2 \cdot \frac{V_o^2}{g \cdot D_c} = 5.774 \times 10^3$  Cumple para Swarborn et al, 1995. Flujo Axial

### Diseño del Vortex Finder

Espesor del vortex finder  $t_x := 0.059 \cdot D_c = 2.997 \text{ mm}$  Pérez., 2015.

Longitud del vortex finder  $L_x := 0.5 \cdot D_c = 25.4 \text{ mm}$  Stairmand

Abertura anular de recolección  $A_{rx1} := \frac{1}{8} \cdot D_c = 6.35 \text{ mm}$  Ruiz et al., 2009.

$A_{rx2} := \frac{1}{6} \cdot D_c = 8.467 \text{ mm}$  Ruiz et al., 2009.

$A_{rx3} := \frac{1}{4} \cdot D_c = 12.7 \text{ mm}$  González et al., 2015.

Diámetro del vortex finder  $D_{x1} := D_c - 2(A_{rx1} + t_x) = 32.106 \text{ mm}$  Ruiz et al., 2009.

$D_{x2} := D_c - 2(A_{rx2} + t_x) = 27.872 \text{ mm}$  Ruiz et al., 2009. Validado por Valdez (Mejor resultado)

$D_{x3} := D_c - 2(A_{rx3} + t_x) = 19.406 \text{ mm}$  González et al., 2015



### Cámara de recolección

Diámetro del cuerpo de la cámara de recolección de líquido	$D_{cr1} := 3 \cdot D_c = 152.4 \text{ mm}$	Klujzso, 1998.
	$D_{cr2} := 2 \cdot D_c = 101.6 \text{ mm}$	González et al., 2015.
	$D_{cr3} := 4D_c = 203.2 \text{ mm}$	González et al., 2015.
Longitud de entrada de la cámara de recolección de líquido	$L_{cr} := 0.5 \cdot D_c = 25.4 \text{ mm}$	Pérez et al., 2015.

### Cálculo de la longitud de Desarrollo para 400 BPD y 120 MPCSD:

Caudal de la mezcla	$q_{mezcla} = 0.021 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$	
Área de la tubería del ciclón	$Area := \pi \cdot \left(\frac{D_c}{2}\right)^2 = 2.027 \times 10^{-3} \cdot \text{m}^2$	
Velocidad de la mezcla	$V_{mezcla} := \frac{q_{mezcla}}{Area} = 10.275 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	
Densidad de la mezcla	$\rho_{mezcla} = 36.519 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	
Viscosidad de la mezcla	$\mu_{mezcla} = 1.16 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$	
Número de Reynolds	$Reynolds := \frac{(\rho_{mezcla} \cdot V_{mezcla} \cdot D_c)}{\mu_{mezcla}} = 1.644 \times 10^4$	

**Según White (2002) en el régimen es laminar, la correlación para determinar la longitud de desarrollo está definida por:**

$$\frac{Le}{D} := 0.06 \cdot Reynolds = 986.342$$

$$Le_{laminar} := 0.06 \cdot Reynolds \cdot D_c = 50.106 \text{ m}$$

**Mientras que, para flujo turbulento (tal como, se evidencio en nuestro caso) se aplica la siguiente correlación:**

$$\frac{Le}{D} := 4.4 \cdot \text{Reynolds}^{\frac{1}{6}} = 23.941$$

$$Le_{\text{turbulento}} := 4.4 \cdot \text{Reynolds}^{\frac{1}{6}} \cdot D_c = 1.216\text{m}$$

**Asimismo, García (2009), en su artículo recomienda que en un circuito experimental debería tener una longitud de desarrollo de 65.4D.**

**Por lo tanto, se obtiene:**

$$65.4 D_c = 3.322\text{m}$$

### **Espesor de diseño del cuerpo del equipo**

#### **Propuesta 1**

$$\text{Pop} := 103.421 \text{ kPa} = 15 \text{ psi}$$

$$\text{Presión de diseño } Pd := \begin{cases} (1.1\text{Pop}) & \text{if } \text{Pop} + 30\text{psi} < \text{Pop} \cdot 1.1 \\ (\text{Pop} + 30\text{psi}) & \text{otherwise} \end{cases} = 45 \cdot \text{psi}$$

$$\text{Diámetro de la propuesta 1 } D1 := 152.4\text{mm}$$

$$\text{Espesor admisible por corrosión } tac := 0\text{mm}$$

$$\text{Diámetro de la propuesta 1 considerando corrosión } Dc1 := D1 + 2tac = 152.4\text{mm}$$

$$\text{Esfuerzo máximo permisible del material } S_p := 1015.2\text{psi} = 7 \times 10^3 \text{ kPa} \quad (\text{Demey, 2008})$$

$$\text{Eficiencia de la junta circunferencial y longitudinal } E := 1$$

$$Pd = 45 \cdot \text{psi}$$

Espesor mínimo de diseño considerando esfuerzos circunferenciales

$$td\_cir1 := \left( \frac{Pd \cdot \frac{Dc1}{2}}{S_p \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + tac \right) = 3.47 \text{ mm}$$

Espesor mínimo de diseño considerando esfuerzos longitudinales

$$td\_long1 := \left( \frac{Pd \cdot \frac{Dc1}{2}}{2S_p \cdot E - 0.4 \cdot Pd} + tac \right) = 1.704 \text{ mm}$$

Espesor mínimo de diseño de la propuesta 1

$$td1 := \begin{cases} td\_cir1 & \text{if } td\_cir1 > td\_long1 \\ td\_long1 & \text{otherwise} \end{cases} = 3.47 \text{ mm}$$

## **Propuesta 2**

Diámetro de la propuesta 2  $D2 := 101.6 \text{ mm}$

Espesor admisible por corrosión  $tac := 0 \text{ mm}$

Diámetro de la propuesta 2 considerando corrosión  $Dc2 := D2 + 2tac = 101.6 \text{ mm}$

Esfuerzo máximo permisible del material  $S_p := 1015.2 \text{ psi} = 7 \times 10^3 \text{ kPa}$

Eficiencia de la junta  $E := 1$

$Pd = 45 \cdot \text{psi}$

Espesor mínimo de diseño considerando esfuerzos circunferenciales

$$td\_cir2 := \left( \frac{Pd \cdot \frac{Dc2}{2}}{S_p \cdot E - 0.6 \cdot Pd} + tac \right) = 2.313 \text{ mm}$$

Espesor mínimo de diseño considerando esfuerzos longitudinales

$$td\_long2 := \left( \frac{Pd \cdot \frac{Dc2}{2}}{2S_p \cdot E - 0.4 \cdot Pd} + tac \right) = 1.136 \text{ mm}$$

Espesor mínimo de diseño de la propuesta 2

$$td2 := \begin{cases} td\_cir2 & \text{if } td\_cir2 > td\_long2 \\ td\_long2 & \text{otherwise} \end{cases} = 2.313 \text{ mm}$$

### **Propuesta 3**

Diámetro de la propuesta 3  $D_3 := 203.2\text{mm}$

Espesor admisible por corrosión  $t_{ac} := 0\text{mm}$

Diámetro de la propuesta 3 considerando corrosión  $D_{c3} := D_3 + 2t_{ac} = 203.2\text{mm}$

Esfuerzo máximo permisible del material  $S_p := 1015.2\text{psi} = 7 \times 10^3 \text{kPa}$

Eficiencia de la junta  $E := 1$

$P_d = 45\text{psi}$

Espesor mínimo de diseño considerando esfuerzos circunferenciales  $td_{cir3} := \left( \frac{P_d \cdot \frac{D_{c3}}{2}}{S_p \cdot E - 0.6 \cdot P_d} + t_{ac} \right) = 4.627\text{mm}$

Espesor mínimo de diseño considerando esfuerzos longitudinales  $td_{long3} := \left( \frac{P_d \cdot \frac{D_{c3}}{2}}{2S_p \cdot E - 0.4 \cdot P_d} + t_{ac} \right) = 2.272\text{mm}$

Espesor mínimo de diseño de la propuesta 3  $td_3 := \begin{cases} td_{cir3} & \text{if } td_{cir3} > td_{long3} \\ td_{long3} & \text{otherwise} \end{cases} = 4.627\text{mm}$

### **Modelo para determinar caída de presión de Muschelknautz**

Diámetro del separador  $D_{\text{sep}} := 0.0508r$

Diámetro del cono del estator  $D_{\text{cono}} := 0.6 \cdot D_{\text{sep}} = 0.03r$

Radio del separador  $R_s := \frac{1}{2} D_{\text{sep}} = 0.025m$

Número de álabes  $N_a := 6$

Espesor de álabes  $e_a := 0.049213 D_{\text{sep}} = 2.5 \times 10^{-3} \cdot r$

Área total ocupada por los álabes  $A_{\text{Talabes}} := N_a \cdot e_a \cdot \left( \frac{D_{\text{sep}} - D_{\text{cono}}}{2} \right) = 1.524 \times 10^{-4} \cdot m^2$

### **Cálculo del diámetro hidráulico**

Área hidráulica  $A_{\text{hid}} := \frac{\pi \cdot D_{\text{sep}}^2}{4} - \frac{\pi \cdot D_{\text{cono}}^2}{4} - A_{\text{Talabes}} = 1.145 \times 10^{-3} \cdot m^2$

Diámetro hidráulico  $D_h := \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{hid}}}{\pi}} = 0.038m$

### **Cálculo de la relación entre diámetro hidráulico y radio del separador**

Relación entre diámetro hidráulico y radio del separador  $\xi := \frac{D_h}{R_s} = 1.503$

### **Cálculo de la fracción másica de líquido**

Densidad del líquido  $\rho_L := 999.89 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Flujo de líquido  $F_L := 400\text{BPD} = 7.361 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Flujo másico de líquido  $m_L := F_L \cdot \rho_L = 6.359 \times 10^4 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{day}}$

Flujo de aire  $F_G := 120\text{MPCSD} = 0.039 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Densidad del aire  $\rho_{SG} := 1.223 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Flujo másico de gas  $m_G := F_G \cdot \rho_{SG} = 4.156 \times 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{day}}$

Fracción másica de líquido  $C_o := \frac{m_L}{m_G + m_L} = 0.939$

### **Cálculo de coeficiente de restricción**

$$\alpha := \frac{1}{\xi} \cdot \left[ 1 - \sqrt{1 + 4 \cdot \left[ \left( \frac{\xi}{2} \right)^2 - \frac{\xi}{2} \right]} \cdot \sqrt{1 - \frac{(1 - \xi^2) \cdot (2 \cdot \xi - \xi^2)}{1 + C_o}} \right] = 0.466$$

### **Cálculo de la velocidad tangencial en la pared**

Flujo volumétrico del gas  $Q := 120 \text{MPCSD} = 0.039 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$

Diámetro de entrada  $D_{in} := 0.0508 \text{m}$

Diámetro del vortex finder  $D_x := 0.0321 \text{m}$

Área de entrada del separador  $A_{in} := \frac{\pi \cdot D_{in}^2}{4} = 2.027 \times 10^{-3} \cdot \text{m}^2$

Velocidad de entrada  $v_{in} := \frac{Q}{A_{in}} = 19.404 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Radio de entrada del separador axial ciclónico  $R_{in} := \frac{D_{sep}}{2} = 0.025 \text{m}$

Velocidad tangencial de la pared del separador axial ciclónico  $v_{\theta W} := \frac{v_{in} \cdot R_{in}}{\alpha \cdot R_s} = 41.641 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Radio de la salida de la corriente gaseosa del SAC  $R_x := \frac{D_x}{2} = 0.016\text{m}$

Radio medio geométrico  $R_m := \sqrt{R_x \cdot R_s} = 0.02\text{m}$

Cálculo de velocidad axial en la pared  $v_{ZW} := \frac{0.9 \cdot Q}{\pi \cdot (R_s^2 - R_m^2)} = 47.467 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

### **Cálculo del número de Reynolds en el cuerpo de separador**

Distancia de separación  $H_s := 2.125 D_{\text{sep}} = 0.108\text{m}$

Viscosidad de la corriente gaseosa  $\mu := 1.8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}$

Densidad de la corriente gaseosa  $\rho := 1.225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

Velocidad media rotacional  $v_{\theta m} := \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Según Muschelknautz como  $v_{ZW} \ll v_{\theta m}$  asume que la relación  $v_{ZW} / v_{\theta m} = 0$

$$\text{Re}_R := \frac{R_m \cdot v_{ZW} \cdot \rho}{H_s \cdot \mu} = 1.535 \times 10^4$$

### **Cálculo del factor fricción total**

Utilizando la correlación de Blasius para números de Reynolds comprendido entre  $2000 < \text{Re} < 10000$

$$f_{\text{air}} := \frac{0.316}{\text{Re}_R^{0.25}} = 0.028$$

$$f := f_{\text{air}} \cdot \left(1 + 0.4 C_o^{0.1}\right) = 0.04$$

### Cálculo del área total del cuerpo del Separador axial ciclónico

$$A_R := 2 \cdot \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{sep}}^2}{4} \right) + 2 \cdot (\pi \cdot R_s \cdot H_s) = 0.021 \text{ m}^2$$

### Cálculo de la velocidad tangencial del gas en el núcleo interior del ciclón

$$v_{\theta CS} := v_{\theta W} \cdot \frac{\left( \frac{R_s}{R_x} \right)}{\left( 1 + \frac{f \cdot A_R \cdot v_{\theta W} \cdot \sqrt{\frac{R_s}{R_x}}}{2 \cdot Q} \right)} = 42.17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

### Cálculo de la caída de presión en el cuerpo de separador

$$\Delta p_{\text{cuerpo}} := \frac{f \cdot A_R \cdot \rho \cdot (v_{\theta W} \cdot v_{\theta CS})^{1.5}}{2 \cdot 0.9 \cdot Q} = 1.075 \text{ kPa}$$

### Cálculo de la caída de presión a la salida del separador

Diámetro de la salida del separador  $D_x = 0.032 \text{ m}$

Área a la salida del separador  $A_s := \frac{\pi \cdot D_x^2}{4} = 8.098 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Velocidad a la salida del separador  $V_x := \frac{Q}{A_s} = 48.567 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

$$\Delta p_x := \left[ 2 + \left( \frac{v_{\theta CS}}{V_x} \right)^2 + 3 \cdot \left( \frac{v_{\theta CS}}{V_x} \right)^{\frac{4}{3}} \right] \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_x^2 = 7.569 \text{ kPa}$$



**Cálculo de la caída de presión debida a la aceleración de la partícula**

$$\Delta p_{acc} := \frac{(1 + C_o) \cdot \rho \cdot (V_x^2 - v_{in}^2)}{2} = 2.354 \text{ kPa}$$

**La caída de presión total se obtiene de la siguiente forma**

$$\Delta P := \Delta p_{cuerpo} + \Delta p_x + \Delta p_{acc} = 10.998 \text{ kPa}$$

Expresando la caída de presión total en unidades del sistema inglés:

$$\Delta P = 1.595 \text{ psi}$$

## Apéndice B. Planos del diseño del Separador Ciclónico Axial

