

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA**



**“CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO PARA DIFERENTES
CONDICIONES OPERATIVAS DE UNA VÁLVULA DE COMPRESOR TIPO
PLATO POR SIMULACIÓN DE FLUJO CON CFD”**

Realizador por:

T.S.U. JAIME ALEJANDRO GONZÁLEZ RODRÍGUEZ

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como Requisito Parcial para
optar al Título de

INGENIERO MECÁNICO

Barcelona, Enero de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO PARA DIFERENTES
CONDICIONES OPERATIVAS DE UNA VÁLVULA DE COMPRESOR TIPO
PLATO POR SIMULACIÓN DE FLUJO CON CFD”**

Ing. Lino Camargo
Asesor Académico

Barcelona, Enero de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



**“CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE FLUJO PARA DIFERENTES
CONDICIONES OPERATIVAS DE UNA VÁLVULA DE COMPRESOR TIPO
PLATO POR SIMULACIÓN DE FLUJO CON CFD”**

El jurado hace constar que asignó a esta Tesis la calificación de:

APROBADO

Prof. Lino Camargo
Asesor Académico

Prof. José E. Rengel
Jurado Principal

Prof. Orlando M. Ayala
Jurado Principal

Barcelona, Enero de 2010

RESOLUCIÓN

ARTÍCULO 41

REGLAMENTO DE TRABAJOS DE GRADO

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, el cual notificará al Consejo Universitario”

DEDICATORIA

A Dios todo Poderoso por darme el padre y la madre que tengo. Por darme el día a día para tener todas las experiencias vividas, lo que soy y lo que seré.

A mi más lindo Angelito que desde el cielo me cuida y guía por siempre, gracias Hermanita, para ti mi “PITA”. Karol María Isabella González Rodríguez.

A mi padre Diego González y mi madre Roselia Rodríguez de González por sus valiosos consejos, por saber guiarme y ayudarme a hacer un sueño más en mi vida. Dios los Bendiga.

A mi hermana Roselia González por quererme y entenderme cada día más. Gracias mi Reina.

A mi hermano Herney Rodríguez, para que vea en mi un ejemplo y continúe sus estudios. Ánimo nunca es tarde.

A Zhandra Manzanares y Bárcen González por entenderme y comprender mis ausencias en el trabajo durante este logro. Mil Gracias.

Jaime Alejandro González Rodríguez

AGRADECIMIENTOS

A Dios Todo Poderoso por darme la vida y la oportunidad de regresar y terminar esta carrera.

A mi asesor Académico Prof. Ing. Lino Camargo y al Profesor Ing. Henry Espinoza Bejarano por su valiosa colaboración para culminar este trabajo.

A la Universidad de Oriente por brindarme la oportunidad de cursar esta carrera en tan valiosa casa de estudio.

A todas aquellas personas que de una forma u otra me ayudaron de manera incondicional a realizar el presente trabajo.

Jaime Alejandro González Rodríguez

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es calcular el coeficiente de flujo para diferentes condiciones operativas de una válvula de compresor tipo plato por simulación de flujo con dinámica de fluido computacional (CFD).

Para conseguir este coeficiente de flujo, en primer lugar se establecieron las condiciones de operación de la válvula entre las cuales se definieron las condiciones de simulación, seguidamente se diseñó el modelo de análisis, con el cual se realizaron las simulaciones correspondientes para cada una de las configuraciones, las cuales arrojaron presiones de entrada, que permitieron calcular el coeficiente de descarga de la válvula de compresor variando los factores de: alza o el desplazamiento del elemento sellante, densidad y flujo másico, con el cual se logró visualizar que el factor que más afecta a dicho coeficiente es el alza de los anillos móviles seguidamente la densidad y el flujo másico.

CONTENIDO

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN.....	vii
CONTENIDO	viii
INDICE DE FIGURAS.....	xi
INDICE DE TABLAS	xiv
CAPÍTULO 1	15
INTRODUCCIÓN	15
1.1. ASPECTOS GENERALES	15
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	15
1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	17
1.3.1. Objetivo General.....	17
1.3.2 Objetivos Específicos.....	17
CAPÍTULO 2	18
MARCO TEÓRICO.....	18
2.1 ANTECEDENTES.....	18
2.2 FUNDAMENTOS TEORÍCOS	19
2.2.2 Teoría Y Diseño De Válvulas Y Compresores	23
2.2.3 Ecuaciones de Navier - Stokes.....	29
2.2.4 Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD)	31
2.2.5 Discretización Numérica.....	37
2.2.6 Modelos de Turbulencia.....	41
2.2.7 Modelado de flujo cercano a las paredes	45
2.2.8 Modelado de la Transferencia de Calor	48
2.2.9 Modelado de flujo compresible.....	50

2.2.10 Esquema de Advección	51
2.2.11 Criterio de Convergencia	52
CAPÍTULO 3	54
DESARROLLO DEL PROYECTO	54
3.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO FÍSICO	54
3.2 CONDICIONES DE SIMULACIÓN DE LA VÁLVULA	59
3.2.2. En La Entrada.....	61
3.2.3. En La Salida	61
3.2.4. En Las Paredes	62
3.3 GENERACION DEL MALLADO.....	64
3.3.1 Discretización Del Dominio Físico Y Análisis De Sensibilidad De La Malla ..	64
CAPÍTULO 4.....	79
RESULTADOS Y ANALISIS.....	79
4.1 VALIDACIÓN DE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS	80
4.2 COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE DESCARGA A FLUJO CONSTANTE AL AUMENTAR EL LEVANTAMIENTO DEL ELEMENTO MOVIL.....	83
4.2.1 Resultados del comportamiento de Coeficiente de Descarga para flujo másico constante de 0,044Kg/s y igual levantamiento de los Elementos Móviles	83
4.2.2 Resultados del comportamiento de Coeficiente de Descarga para flujo másico constante de 0,044Kg/s y levantamiento igual en dos anillos y cero levantamientos en el otro 84	84
4.3 COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE DESCARGA A FLUJO MASICO VARIABLE	85
4.4 EFECTO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE SOBRE EL COEFICIENTE DE DESCARGA	87
CAPÍTULO 5	90
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	90
5.1 CONCLUSIONES	90

5.2 RECOMENDACIONES	91
BIBLIOGRAFIA	92
APENDICE	94
APÉNDICE A. EJEMPLO DE CÁLCULOS	94
APÉNDICE B. REPETITIVIDAD DE LAS PRUEBAS	96
APÉNDICE C. CONDICIONES DEL ESTUDIO EXPERIMENTAL [7].....	101
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y	102

INDICE DE FIGURAS

Fig. 2.2. Corte del interior de una válvula de plato: a) entrada y b) salida. [1]	22
Fig 2.3. Flujo de aire de una tobera donde $P1 \neq P2$	24
Fig. 2.6. Válvula de plato montada en un túnel de aire. [2].....	28
Fig. 2.7. Tobera isentrópica [2].....	29
Fig. 2.8. Componente en estudio [2].....	33
Fig. 2.9. Especificación de la región de interés [2].....	33
Fig. 2.10. Definición de las condiciones de borde.....	34
Fig. 2.11. Superficie del volumen de control.....	38
Fig. 2.12. Elemento de la malla.....	40
Fig. 2.13. Subdivisiones en la región cercana a la pared.....	46
Fig. 2.19. Esquema del nodo ip y del nodo up.....	51
Figura 3.1 Vista de la entrada	54
Figura 3.2 Vista de la salida.....	55
Figura 3.3 Vista de los Elementos Móviles	55
Figura 3.4. Asiento de la válvula de plato.....	56
Figura 3.5. Guarda de la válvula de plato	57
Figura 3.6 Igual alza del elemento móvil ($h_3=h_2=h_1$).....	58
Figura 3.7 Levantamiento del elemento sellante respecto al asiento de la válvula.....	59
Figura 3.9 Dominio (modelos de fluidos).....	60
Figura 3.9 Condiciones de Entrada	61
Fig. 3.10 Detalle de la condición de borde.....	61
Figura 3.11 Condiciones de Salida	62
Fig. 3.12 Detalle de la condición de borde.....	62
Figura 3.13 Condiciones de pared (detalles de fronteras).....	63
Fig. 3.14 Ubicación de las condiciones de borde de la válvula de compresor.....	63

Figura 3.15 Representación de la resolución angular. [5].....	65
Figura 3.16 Refinamiento del mallado empleando resolución angular en las distintas geometrías	65
Figura 3.17 Plano transversal XY	67
Figura 3.18 Línea de Registro.....	67
Fig. 3.19 Línea de registro del perfil de velocidad. Para igual alzamiento de los elementos móviles. ($h_3=h_2=h_1$).....	67
Fig. 3.20 Línea de registro del perfil de velocidad. Para alzamiento desigual de los elementos móviles ($h_3=h_2$; $h_1=0$ mm)	68
Figura 3.22 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 1	71
Figura 3.23 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 2.....	71
Figura 3.24 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 3.....	72
Figura 3.25 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 4.....	72
Figura 3.26 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 5.....	72
Figura 3.27 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 6.....	73
Figura 3.28 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 7.....	73
Figura 3.29 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 1	74
Figura 3.30 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 2.....	75
Figura 3.31 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 3	75
Figura 3.32 Porcentaje de diferencia entre distintas densidades de malla para la geometría 4.....	75
Figura 3.33 Porcentaje de diferencia entre distintas densidades de malla para la geometría 5.....	76
Figura 3.34 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 6.....	76

Figura 3.35 Porcentaje de diferencia entre distintas densidades de malla para la geometría 7.....	77
Fig. 4.1. Coeficiente de Descarga (C_d) en función del alza de los elementos móviles (h), con flujo másico constante de 0.044 Kg/s.....	81
Fig. 4.2. Coeficiente de Descarga (C_d) en función del alza de los elementos móviles (h), con flujo másico constante de 0.044 Kg/s.....	82
Fig. 4.3. Levantamiento igual del elemento móvil en función del coeficiente de descarga.....	84
Figura 4.4. Levantamiento desigual del elemento móvil en función del coeficiente de descarga.....	85
Fig 4.5. Coeficiente de Descarga (C_d) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Masico Constante.....	87
Fig. 4.6. Coeficiente de Descarga (C_d) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.....	88

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1 Dimensiones de paso de la Válvula	56
Tabla 3.2 Configuración de las Geometrías para los diferentes levantamientos	57
Tabla 3.3 Propiedades de la fase gaseosa.....	60
Tabla 3.4 Condiciones de simulación	66
Tabla 3.5 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 1	68
Tabla 3.6 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 2	68
Tabla 3.7 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 3	69
Tabla 3.8 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 4	69
Tabla 3.9 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 5	69
Tabla 3.10 .Número de elementos y escala global de malla para la geometría 6	70
Tabla 3.11 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 7	70
Tabla 3.12. Selección de malla para cada geometría	77
Tabla 4.1. Comparación de los Coeficiente de descarga (Cd) Experimentales y Numéricos en función del levantamiento igual de los elementos móviles ($h_3=h_2=h_1$).	80
Tabla 4.2. Comparación de los Coeficiente de descarga (Cd) Experimentales y Numéricos para $h_1=0$ mm y $h_3=h_2$ variables.	81
Tabla 4.3. Coeficiente de descarga (Cd) en función de igual levantamiento de los anillos sellantes ($h_3=h_2=h_1$).	83
Tabla 4.4. Coeficiente de descarga (Cd) en función del levantamiento desigual de los anillos sellantes ($h_3=h_2$; $h_1=0$).	85
Tabla 4.5. Comparación de los Coeficiente de descarga (Cd) Experimentales y Numéricos en para diferentes flujos y levantamientos ($h_3=h_2$; h_1).	86
Tabla 4.6. Propiedades del Aire a diferentes temperaturas.....	87
Tabla 4.7. Coeficiente de descarga a diferentes densidades. ($h_3=h_2=h_1$).	88

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1. ASPECTOS GENERALES

La determinación experimental del coeficiente de descarga ofrece ventaja sobre los métodos analíticos ya que las incertidumbres obtenidas durante el proceso experimental pueden ser evaluadas, sin embargo es importante advertir que el coeficiente de descarga obtenido en forma experimental está sujeto a las condiciones establecidas durante el proceso de calibración, por lo que el valor del coeficiente puede disminuir su precisión cuando se aplica fuera de estas condiciones. Bajo este contexto los modelos analíticos y numéricos del coeficiente de descarga pueden ser escalados a diferentes condiciones de operación, este hecho ha incrementado el interés por estudiar el comportamiento dinámico y termodinámico del flujo en orden de determinar e identificar los principales parámetros que afectan este coeficiente.

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Las válvulas de disco elíptico radial para compresores tienen gran fiabilidad en las industrias de petróleo, gas, petroquímica y separación de aire en el mundo. Esta es capaz de operar en una amplia gama de parámetros alcanzando temperaturas hasta de 200°C (390°F) y presiones que superan 40 MPa (6000psi), lo que la hace idónea para aplicaciones en la industria del gas Petrolífero.

Cada válvula es individualmente diseñada para satisfacer las condiciones operativas del compresor en cada aplicación. Para conseguir esto, es necesario la

colaboración y participación del usuario o del fabricante del compresor, incluyendo la obtención de datos completos operativos y dimensionales para asegurar una total capacidad de intercambio.

Uno de los parámetros importantes dentro del estudio de las válvulas de plato, es el coeficiente de descarga, el cual permite calcular el flujo real a partir del flujo teórico, por tal razón, se plantea realizar el cálculo numérico del coeficiente de descarga para comparar resultados con el estudio experimental realizado en 1999 por Espinoza [7], en un banco de flujo en el Departamento de Mecánica donde las condiciones de simulaciones serán las mismas condiciones de operación de la válvula.

La simulación de flujo se logrará a través de un programa computacional altamente competitivo a nivel mundial, como herramienta numérica, denominado C.F.D., el cual está estructurado en tres partes fundamentales que van a conllevar a la solución del modelo planteado. La primera está comprendida por el Pre-procesador que se encargará de dar entrada a la data y construir el modelo que utilizará el procesador. La segunda, se encargará de resolver las ecuaciones diferenciales del modelo caracterizado por los datos suministrados en el pre-procesador y por último está el post-procesador que se encargará de analizar y presentar los resultados. Una vez realizadas las simulaciones se procederá a validar los resultados numéricos con los experimentales y realizar un estudio paramétrico para determinar las variables que afectan el coeficiente de descarga, el cual se logrará variando en este caso tres variables como los son: el alzamiento de los elementos móviles, el flujo másico y la densidad.

1.3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.3.1. Objetivo General

Calcular los coeficientes de flujo para diferentes condiciones operativas de una válvula de compresor tipo plato por simulación de flujo con CFD.

1.3.2 Objetivos Específicos

1. Establecer las condiciones de operación de una válvula de plato.
2. Generar el modelo de análisis para la válvula de plato.
3. Determinar numéricamente los coeficientes de descarga para válvulas de plato, aplicando el software CFD.
4. Validar los resultados obtenidos mediante el software CFD con los resultados de otras investigaciones.
5. Realizar el estudio paramétrico para la determinación de las variables fundamentales que afectan el coeficiente de descarga.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

Los programas de simulación, son una de las herramientas básicas a nivel mundial en la industria, porque permite visualizar diferentes características al instante en que el fluido entra o sale de un dispositivo. Las válvulas para compresor son dispositivos que pueden ser monitoreados a través de estos programas. Dada la importancia de conocer estos procesos y el cálculo de flujo de descarga en las válvulas de compresor, se consultaron los siguientes trabajos:

En el año 1998, Anglade y Maman [1], desarrollaron un simulador de válvulas para compresores reciprocantes de Gas Natural, del cual concluyeron que el programa permite al usuario detectar funcionamientos anormales en las válvulas, que puedan afectar el comportamiento de éstos; permitiendo así modificar los parámetros necesarios para lograr un funcionamiento adecuado del compresor.

Asimismo, para el año 1999, Espinoza, et al [7], realizó un estudio experimental del coeficiente de descarga para las válvulas de plato, con la finalidad de estudiar el coeficiente de flujo de las válvulas de plato para descarga. En el estudio se concluyó que la variable principal que determina el coeficiente de descarga es el alzamiento de los elementos móviles.

De igual manera, para el año 2009, Camargo [5], realizó la evaluación de modelos de turbulencia en la simulación del flujo de una válvula de plato mediante un programa de fluidodinámica computacional del cual concluyó que de los modelos de

turbulencia utilizados (k - ϵ , RNG k - ϵ , BSL, SSG y SST) en las simulaciones, el modelo k - ϵ es el más apropiado ya que permite obtener resultados similares con un menor costo computacional.

Estos trabajos fueron importantes para este estudio, debido a que sirvieron de base para la fundamentación del mismo, por cuanto se requiere del conocimiento previo de otras investigaciones relacionadas con la determinación del cálculo de coeficiente de flujo de una válvula compresora tipo plato.

2.2 FUNDAMENTOS TEORÍCOS

2.2.1 Válvulas De Compresores

Las válvulas de admisión y descarga son los componentes más críticos de los compresores puesto que las condiciones de trabajo son muy exigentes. Estas son el primer factor que se toma en cuenta en el momento del diseño de un compresor de tal forma que este pueda operar de forma continua más de 25.000 horas antes de una parada programada de mantenimiento. Una válvula en condiciones operativas normales, abre y cierra unas 500.000 veces cada 24 horas, es por esto que requieren de una especial atención en cuanto a mantenimiento y operación se refiere.

Una falla en una válvula, puede causar sobre calentamiento, desbalance y hasta la parada inesperada del compresor, es por esto, que las válvulas son el factor principal a la hora de programar las paradas de mantenimiento del equipo.

2.2.1.1 Componentes De La Válvula

Las válvulas de los compresores recíprocos están compuestas en su mayoría por (ver Fig.2.1):

Elemento móvil o sellador: Es el elemento que se desplaza dependiendo de las diferencias de presiones antes y después de la válvula, permitiendo el paso del gas en un solo sentido (válvula Check).

Asiento: Es el lugar donde descansa el elemento sellador logrando la hermeticidad del cilindro.

Resorte: Es el elemento mecánico que ayuda a mantener cerrado el elemento sellador, permitiendo que este se abra o cierre a unas condiciones de presión específicas, dependiendo de su rigidez.

Guarda: Es el elemento que detiene el elemento móvil en su máxima apertura.

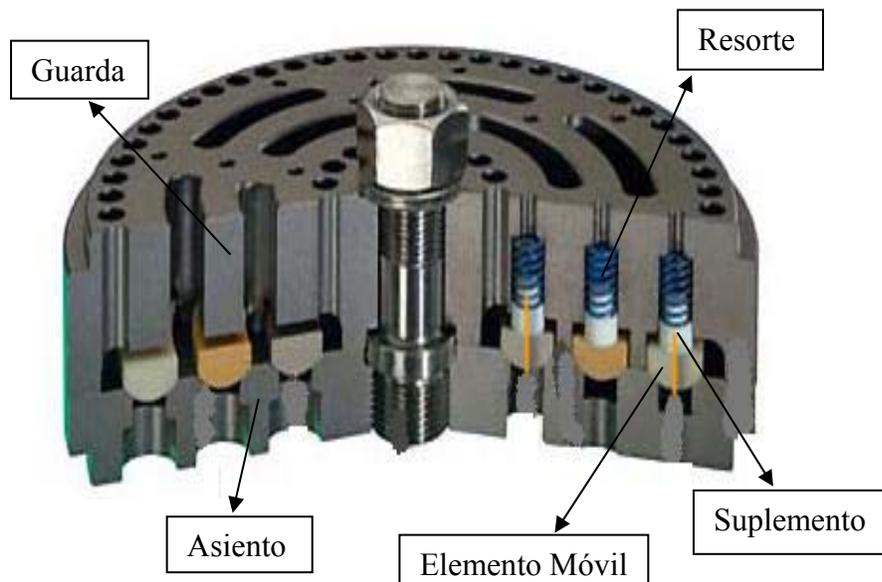


Figura 2.1 Válvula de plato de tres anillos. [5]

2.2.1.2 Tipos De Válvulas

Existen muchos tipos de válvulas utilizadas en compresores recíprocos dependiendo de las condiciones de trabajo y del tamaño del compresor. Todas las válvulas que a continuación se mencionan funcionan como válvulas de control de flujo o válvula “Check”, permitiendo el flujo en un solo sentido, con uno o más elementos móviles. Una forma de clasificar las válvulas es según su elemento móvil, en este sentido se presenta diversas válvulas de uso común [1]:

- a.- *Válvulas de elemento rectangular.*
- b.- *Válvulas de canal.*
- c.- *Válvulas tipo pluma o “fether”.*
- d.- *Válvula tipo “reed”.*
- e.- *Válvulas de anillos concéntricos.*
- f.- *Válvulas de plato Portante.*
- g.- *Válvulas de Disco.*

2.2.1.3 Dinámica De Las Válvulas

La dinámica de la válvula consiste en el desplazamiento de cada elemento sellante móvil durante un ciclo completo del compresor [5].

El comportamiento del compresor, se ve directamente afectado por la dinámica de la válvula; específicamente por:

- ✓ El momento de apertura y cierre de la válvula.
- ✓ La velocidad con que choca el elemento con la guarda y con el asiento.
- ✓ El comportamiento del elemento móvil cuando se encuentra entre la guarda y el asiento.

2.2.1.4 Secuencia De Eventos De Una Valvula Compresora

Cuando la válvula está cerrada, parte del elemento sellador de la válvula, está pegado a los asientos. Inicialmente, este elemento sellador se levanta del asiento lentamente para luego acelerarse. La válvula comienza a abrirse lentamente debido a la presión que actúa sobre el elemento sellador, trabaja sólo parte del área de éste, además de que la condensación y la lubricación dificultan la separación entre el elemento sellador y el asiento. Por otra parte, se debe vencer también la fuerza del resorte. La Fig. 2.2, ilustra los elementos mencionados.

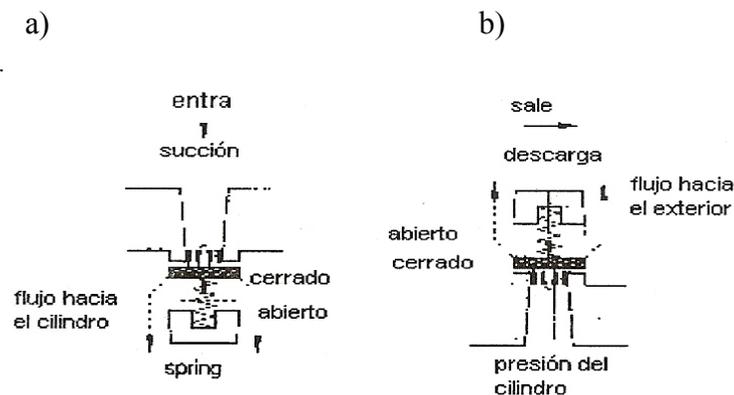


Fig. 2.2. Corte del interior de una válvula de plato: a) entrada y b) salida. [1]

Una vez que la válvula comienza a abrir, el área que queda expuesta a la presión del cilindro es mayor, por lo tanto el trabajo que se realiza sobre la válvula aumenta, siendo esto la causa de la aceleración de la apertura. La dirección de este movimiento es hacia el resguardo de la válvula, el elemento sellador hace impacto contra el resguardo, produciendo el impacto de apertura, con lo que se considera completamente abierta la válvula. La salida del gas a través del asiento, mantiene el

elemento sellador abierto. Al disminuir el volumen del gas, debido a la velocidad decreciente del pistón, los resortes obligan al elemento sellador a volver hacia el asiento, cerrándose por completo la válvula. Para el momento en que el pistón se encuentra cerca del punto muerto, la válvula está cerrada [6].

2.2.2 Teoría Y Diseño De Válvulas Y Compresores

2.2.2.1 Principio De Flujo De Fluidos Compresibles

Para la determinación exacta de la pérdida de presión en un flujo compresible que circula por una tubería se requiere el conocimiento de la relación entre presión y volumen específico; ésto es difícil de determinar para cada caso en particular. Los casos extremos considerados normalmente son: el flujo adiabáticos ($P'V_a^\gamma = \text{constante}$) y el flujo isotérmico ($P'V_a = \text{constante}$).

El flujo adiabático se supone que ocurre en tuberías cortas y aisladas térmicamente. Esto es debido a que no se transfiere calor desde o hacia la tubería, excepto la pequeña cantidad de calor que se produce por fricción que se añade al flujo. El flujo isotérmico o a temperatura constante se considera que ocurre muy a menudo, en parte por conveniencia. La densidad de los gases y vapores varía considerablemente con la presión; por lo tanto, si la caída de presión entre aguas arriba (P1) y aguas abajo (P2) es grande, la densidad y la velocidad cambian de manera significativa (ver Fig 2.3), ocasionando grandes pérdidas de flujo, con respecto al flujo que idealmente debiera existir basado en una tobera adiabática reversible (isentrópica) [8].

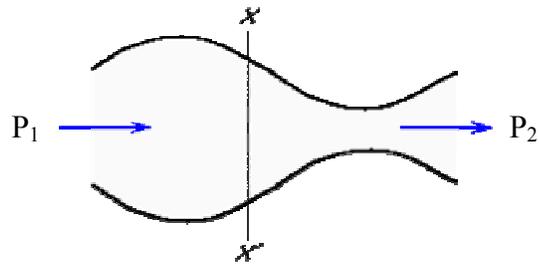


Fig 2.3. Flujo de aire de una tobera donde $P_1 \neq P_2$.

2.2.2.2 Válvulas De Plato

Las válvulas de compresores recíprocos son piezas que se sitúan en el cilindro para permitir que el gas fluya en una dirección, ya sea entrando o saliendo del cilindro. Deberá existir una o más válvulas tanto en la succión, como en la descarga para así descargar en cada cámara de compresión (extremos del cilindro). Las válvulas automáticas son activadas a presión, y su movimiento es controlado por el ciclo de compresión. Las válvulas sólo se abren por la diferencia de presión a través de ella; para ello no se utiliza mecanismo alguno.

Básicamente una válvula para compresor, requiere de tres elementos para realizar su función. Estos son: el asiento de la válvula, el elemento sellador, y el resguardo que detiene el movimiento del elemento sellador.

Las características esenciales que tienen las válvulas modernas son:

- ✓ Hermeticidad en posición cerrada.
- ✓ Áreas de paso amplia y buena aerodinámica de flujo, para minimizar el efecto estrangulador (caída de presión).
- ✓ Baja masa de los componentes móviles, para reducir la energía de impacto.
- ✓ Rápida respuesta para bajas presiones diferenciales.
- ✓ Bajo nivel de ruido.

- ✓ Alto factor de confiabilidad y larga vida.
- ✓ Fácil mantenimiento y servicio.

2.2.2.3 Geometría De La Válvula

De acuerdo a la Fig. 2.4, la geometría de la válvula viene determinada por tres áreas críticas importantes:

- ✓ Área de asiento.
- ✓ Área de resguardo.
- ✓ Áreas de alza o de paso.

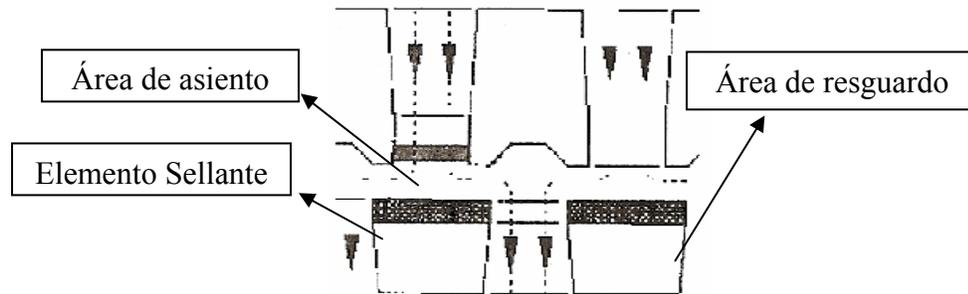


Fig. 2.4. Corte transversal de una válvula de plato.

2.2.2.3.1 Área de Asiento

Es el espacio libre que se encuentra entre los puntos de contacto entre el elemento sellante y el asiento. En la mayoría de las válvulas, el área de asiento es algo más pequeña que el área de alza (paso) cuando está en su elevación máxima.

2.2.2.3.2 Área de Resguardo Disponible

Es la que permanece abierta cuando el elemento sellante es colocado sobre el resguardo. Los puertos u orificios que quedan cubiertos por el plato de la válvula cuando ella está abierta, son inútiles. En pocas palabras, es el área máxima de flujo posible en la válvula y se obtiene cuando el levantamiento del elemento sellante es máximo.

2.2.2.3.3 Área de Levantamiento

Es la más importante y es tomada como referencia en el diseño de las válvulas. Esta área limita el flujo de gas. Depende del levantamiento o elevación del elemento sellante en el momento de apertura máxima, y de la geometría del elemento sellante. En definitiva, es el área de la circulación de gases en la dirección perpendicular al plato de asiento de la válvula y la suma de todas las circunferencias de los pequeños diámetros donde el flujo cambia de dirección multiplicando por el levantamiento (paso) de la válvula. Estas circunferencias se evidencian con la Fig. 2.5, a continuación:

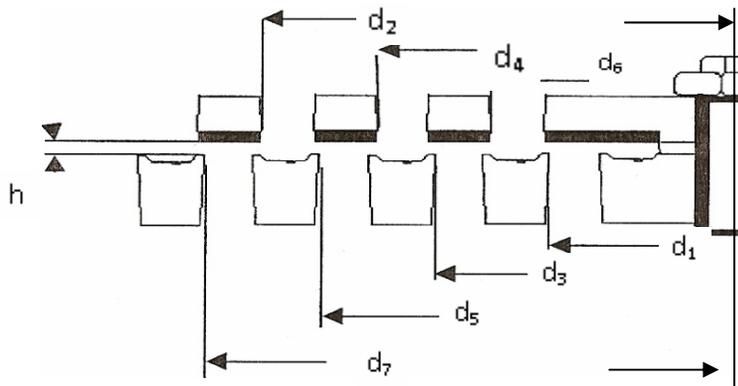


Fig. 2.5. Dimensiones de áreas. [1]

donde se tiene:

$$A_v = (d_1 + d_2 + d_3 + d_4 + d_5 + d_6 + d_7) \cdot \pi \cdot h \quad (2.1)$$

donde:

A_v = Área de levantamiento (paso) de la válvula. [mm^2]

d_1-d_7 = Diámetros de los orificios del asiento o del plato. [mm]

h = Levantamiento o paso de la válvula. [mm]

Las dimensiones del área de paso están dadas por los efectos que produce el levantamiento del elemento sellante de la válvula, la cual es limitada por factores como retardo de cierre, impacto a alta velocidad, y vibración de la válvula. Para velocidades reducidas, se utilizan válvulas con asientos y resguardos amplios, pasos altos, mientras que para altas velocidades se usan orificios o puertos estrechos y pasos más bajos.

Se puede concluir de lo anterior, que cada área por si misma (asiento, paso libre y resguardo) no significa mucho, pero las tres juntas determinan las pérdidas de flujo de una válvula. Para medir o calcular esto se han introducido parámetros que son utilizados en la actualidad por los fabricantes de válvulas. Típicamente estos son el “coeficiente de flujo”, el “área equivalente” y el “factor resistencia” [8].

Los dos criterios más importantes para evaluar la eficiencia de las válvulas son las condiciones de flujo estático (flujo permanente) y criterio dinámico (las válvulas tienen que soportar la acción de esfuerzos mecánicos que pueden afectar su correcto funcionamiento. Fuerzas de tracción, compresión, impacto, torsión.) [5].

2.2.2.4. Criterio de flujo estático y coeficiente de flujo

El análisis de flujo estático se realiza en un túnel de aire o banco de flujo. Se monta la válvula en un tubo suficientemente grande y se hace pasar por ella una corriente de aire constante, como se observa en la Fig. 2.6. Al medir la pérdida de presión a través de la válvula, se puede obtener un coeficiente de flujo correspondiente al área de levantamiento (carrera) de la válvula. Este coeficiente es claramente un parámetro para la eficiencia de flujo en una válvula en particular, y se puede utilizar para obtener las pérdidas de las válvulas en un cilindro de compresor con cierto grado de precisión.

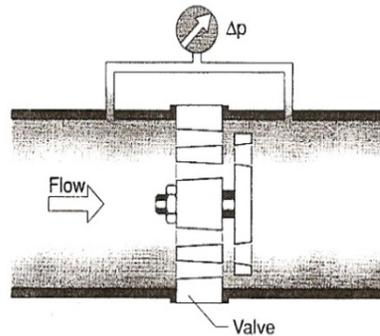


Fig. 2.6. Válvula de plato montada en un túnel de aire. [2]

El coeficiente de descarga o flujo está definido como la relación entre flujo real a través de la válvula leído con instrumento de medición de caudal (rotámetro) y el flujo teórico, definido como el flujo a través de una tobera isentrópica, Fig. 2.7, al mismo diferencial de presión que existe en la válvula [7]:

$$C_d = \frac{\overset{o}{m}_{real}}{\overset{o}{m}_{teórico}} \quad (2.2)$$

donde:

$$\overset{o}{m}_{teórico} = A_v \times \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2.3)$$

siendo:

A_v = Área de levantamiento. [mm^2]

k = Coeficiente politrópico ($k=n$) [Adimensional]

p_1 = Presión aguas arriba del fluido. [Pa]

p_2 = Presión aguas abajo del fluido. [Pa]

\dot{m}_{real} = Flujo másico real. [Kg./s]

$\dot{m}_{teórico}$ = Flujo másico teórico. [Kg./s]

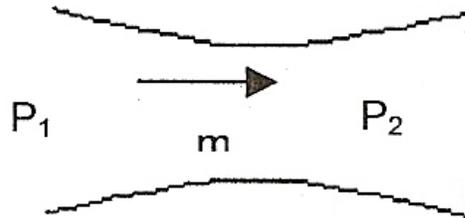


Fig. 2.7. Tobera isentrópica [2]

2.2.3 Ecuaciones de Navier - Stokes

El modelo matemático que rige el comportamiento fluido dinámico de la válvula compresor tipo plato de tres anillos, está constituido por la ecuación de continuidad y la ecuación de la cantidad de movimiento, aplicadas a un flujo tridimensional, incompresible, en estado estacionario, considerando que el dominio es isotérmico y que las propiedades físicas de este fluido permanecen constantes con el tiempo.

El sistema de ecuaciones solucionadas por ANSYS CFX son las ecuaciones transitorias de Navier-Stokes en su forma conservativa. Estas ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos, surgieron del estudio realizado por el constructor de puentes, el francés Claude-Louis Navier y el matemático irlandés George Stokes [10].

El primero en obtener estas ecuaciones fue el francés Navier en el año 1822, año en que no se comprendía muy bien cuál era la física de la situación que estaba estudiando. De hecho, lo único que hizo fue modificar unas ecuaciones ya existentes y obtenidas por el famoso matemático Euler, de modo que incluyesen las fuerzas existentes entre las moléculas del fluido. Aproximadamente 20 años después, Stokes justificó las ecuaciones del ingeniero francés deduciéndolas adecuadamente [10].

A pesar de que las ecuaciones de Navier-Stokes son sólo una aproximación del comportamiento real de los flujos, se utilizan para estudiar cualquier aspecto que tenga que ver con éstos; son capaces de prever si ese movimiento se va a mantener siempre o se va a complicar [10].

A continuación se presenta las *ecuaciones de Navier-Stokes* [10].

$$\begin{aligned}
 \rho \frac{Du}{Dt} &= X - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \vec{v} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] \\
 \rho \frac{Dv}{Dt} &= Y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \vec{v} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\
 \rho \frac{Dw}{Dt} &= Z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \operatorname{div} \vec{v} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right]
 \end{aligned}
 \tag{2.4}$$

Estas ecuaciones constituyen el fundamento de toda la Mecánica de Fluidos. A ellas hay que añadir la ecuación de continuidad, que para fluidos compresibles es [10]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0.
 \tag{2.5}$$

2.2.4 Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD)

La Dinámica de Fluido Computacional (CFD), es una herramienta técnica computacional de ingeniería que permite simular de forma detallada cualquier sistema en el cual intervengan flujos de fluidos con o sin fenómenos de transferencia de calor y materia [10].

Se fundamenta en la resolución numérica de las ecuaciones fundamentales de conservación de la materia, energía y cantidad de movimiento en un dominio (geometría) concreto discretizado, es decir, convertido en una malla de puntos (volúmenes o elementos finitos). Como resultado, se obtienen los valores de todas las variables características del sistema (presión, temperatura, velocidad, composición, entre otras.) en cada punto de la malla de cálculo y en función del tiempo en procesos transitorios [10].

2.2.4.1 La Historia del CFD

Las computadoras han sido usadas para resolver problemas de flujo de fluidos por muchos años. Numerosos programas se han hecho para resolver problemas específicos, o clases específicas de problemas. Desde mediados de los años setenta, las matemáticas complejas requerían generalizar algoritmos para comenzar a ser entendidas, y su propósito general fue desarrollar soluciones CFD. Estas comenzaron a aparecer a comienzo de los años ochenta y requerían que fueran entonces computadoras muy eficaces.

Los recientes avances de la computación, junto con gráficos de gran alcance y manipulación interactiva de modelos 3D, han dado lugar al proceso de crear modelos basados en la técnica de la dinámica de fluidos computacional (CFD) y así poder analizar resultados con menos trabajo, reduciendo tiempo y costos operacionales. Las soluciones avanzadas contienen los algoritmos que permiten las soluciones robustas

del campo de flujo en un tiempo razonable. Como resultado de estos factores, la dinámica de fluidos computacional ahora es una herramienta de diseño industrial establecida, que ayuda a reducir calendarios de diseño y a mejorar procesos a través del mundo de la ingeniería. La técnica CFD proporciona una alternativa rentable, realizando rápidamente variaciones a simulaciones de prueba de modelos a escala, ofreciendo ventajas obvias [2].

2.2.4.2 Las Matemáticas del CFD

El conjunto de ecuaciones que describen los procesos de transferencia de cantidad de movimiento, son conocidas con el nombre de Ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones diferenciales parciales no lineales no tienen alguna solución general analítica conocida pero pueden ser discretizadas y resueltas numéricamente [2].

Las ecuaciones que describen otros procesos, tales como combustión, se pueden también solucionar conjuntamente con las ecuaciones de Navier-Stokes. Usualmente, un modelo de aproximación es usado para derivar estas ecuaciones adicionales, los modelos de turbulencia son un ejemplo particular importante. Existen distintos métodos para la solución de estas ecuaciones los cuales se basan en los códigos de CFD, entre estos se tienen [2]:

- ✓ Diferencias Finitas.
- ✓ Elementos Finitos.
- ✓ Volúmenes Finitos.
- ✓ Elementos de Frontera.
- ✓ Métodos Espectrales [2].

2.2.4.3 La metodología de la técnica CFD

La Dinámica de Fluido Computacional puede ser usada para determinar el comportamiento de un componente en la etapa de diseño, o puede ser usada para analizar dificultades existentes que conlleven a mejorar el diseño. Este análisis empieza con la selección del componente a estudiar, tal como se muestra en la Fig. 2.8. [2]

Por ejemplo, la caída de presión a través de un componente puede ser considerada excesiva:

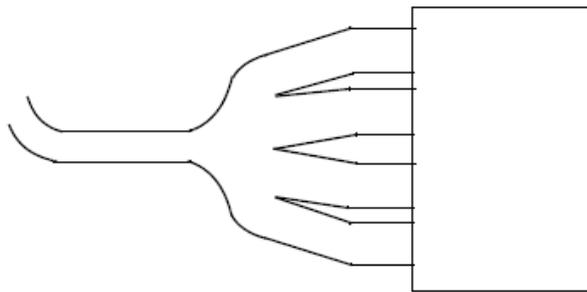


Fig. 2.8. Componente en estudio [2].

El primer paso es identificar la región de interés como se indica en la Fig. 2.9.

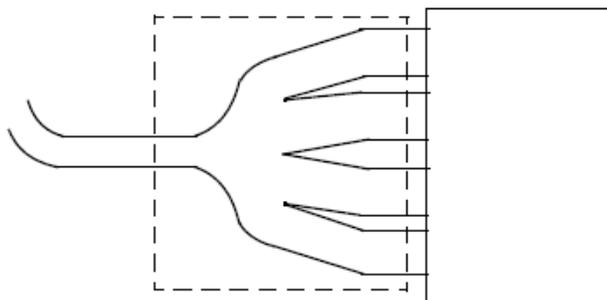


Fig. 2.9. Especificación de la región de interés [2].

La geometría de la región de interés es definida. Si la geometría ya existe en un programa de Diseño Asistido por Computador **CAD**, ésta puede ser importada

directamente. Se crea el mallado. Después se importa el mallado en el pre-procesador, otros elementos de la simulación como las condiciones de bordes (entrada y salidas) y propiedades de fluidos son definidas, tal como se ilustra en la Fig. 2.10. [2]

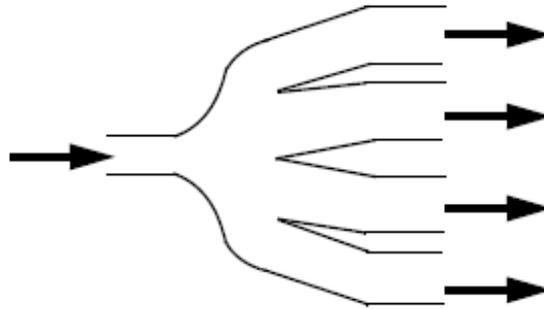


Fig. 2.10. Definición de las condiciones de borde.

El solucionador (solver) de flujo es puesto en marcha para generar un archivo con los resultados que contienen la variación de la velocidad, presión y otras variables en la zona de interés en estudio. Los resultados pueden ser visualizados y pueden proporcionar al investigador una comprensión del comportamiento del fluido a través de la región de interés. Esto puede conducir a modificaciones del diseño que puedan ser probadas cambiando la geometría del Modelo del CFD y ver el efecto [2].

El proceso para realizar una simulación en CFD está dividido en cuatro etapas [2]:

1. Geometría/Mallado.
2. Definición de propiedades físicas.
3. Procesamiento.
4. Post-procesamiento.

2.2.4.3.1 Geometría/Mallado

Este proceso interactivo es el primero en la etapa de pre-procesamiento. El objetivo es producir una malla para introducir en el pre-procesador la física. Antes de poder generar una malla, se requiere tener una geometría sólida. Los pasos básicos involucran:

1. Definir la geometría de la región de interés.
2. Crear regiones de flujo de fluido, regiones sólidas y los nombres de las superficies de frontera.
3. Establecer las propiedades de la malla.

Esta etapa del pre-procesador es ahora altamente automatizada. En ANSYS CFX, la geometría puede importarse desde la mayoría y más importantes paquetes CAD usando un formato primitivo, y el mallado del volumen de control es generado automáticamente [2].

2.2.4.3.2 Definición Física (Pre – procesador)

Este proceso es el segundo en la etapa del pre-procesamiento y es usado para crear la entrada requerida por el procesador. Los archivos de la malla son cargados dentro de la física del pre-procesador, ANSYS CFX-Pre.

Los modelos físicos que van a ser incluidos en la simulación son seleccionados en esta etapa. Propiedades del fluido y las condiciones de borde son definidas [2].

2.2.4.3.3 Procesador (Solver)

El componente que soluciona el problema CFD es llamado procesador. El produce los resultados requeridos en un proceso no interactivo. El problema CFD es resuelto tal como sigue:

1. Las ecuaciones diferenciales parciales son integradas sobre todo los volúmenes de control en la región de interés. Esto es equivalente a aplicar una ley básica de conservación (Ejemplo: Masa o cantidad de movimiento) a cada volumen de control.
2. Estas ecuaciones integradas son transformadas a un sistema de ecuaciones algebraicas por generación de un conjunto de aproximaciones de los términos de las ecuaciones integradas.
3. Las ecuaciones algebraicas son resueltas iterativamente.

Un procedimiento iterativo es requerido debido a la naturaleza no lineal de las ecuaciones, y cuando la solución se acerca a la solución real, este se dice que converge. Para cada iteración, un error, o residual, es reportado como una medida de la conservación total de las características del flujo. Como el cierre de la solución final es un acercamiento a la solución exacta, ésta depende de un número de factores, incluyendo el tamaño y la forma de los volúmenes de control y del tamaño de las residuales finales.

Los procesos físicos complejos, tales como la combustión y turbulencia, son a menudo modelados usando relaciones empíricas. Las aproximaciones inherentes en estos modelos también contribuyen a diferencias entre la solución del CFD y el flujo verdadero. El proceso de la solución no requiere ninguna interacción del usuario, y el procesador produce un archivo de los resultados que entonces se pasa al post-procesador [2].

2.2.4.3.4 Post-procesador

El post-procesador es el componente usado para analizar, visualizar y para presentar los resultados interactivamente. El post-procesador incluye la obtención de

diversos parámetros como temperatura, densidad, presión, densidad, entre otros, en cualquier punto de la geometría en estudio.

Algunas características importantes del post-procesador [2]:

- ✓ Visualización de la geometría y de los volúmenes de control.
- ✓ Diagrama vectoriales mostrando la dirección y magnitud del flujo.
- ✓ Visualización de la variación de variables escalares (variables que sólo tienen magnitud, no dirección, tales como temperatura y presión) en el dominio.
- ✓ Cálculos numéricos cuantitativos.
- ✓ Animación.
- ✓ Cuadros que muestran diagramas gráficos de variables.

2.2.5 Discretización Numérica

Existen soluciones analíticas de las ecuaciones de Navier-Stokes para sólo los más simples flujos y bajo condiciones ideales. Para obtener soluciones para flujos reales se debe adoptar una aproximación numérica donde la ecuación es reemplazada por aproximaciones algebraicas que pueden ser resueltas usando métodos numéricos [3].

2.2.5.1 Discretización de las ecuaciones gobernantes

Esta aproximación involucra discretizar el dominio espacial en volúmenes finitos de control usando una malla. Las ecuaciones que gobiernan son integradas sobre cada volumen de control, tal que la cantidad relevante (masa, cantidad de movimiento, energía, etc.) está conservada en un sentido discreto para cada volumen de control [3].

La Fig. 2.11 muestra una malla típica con la profundidad de la unidad (de modo que sea de dos dimensiones), en la cual una superficie del volumen finito es

representada por el área sombreada. Claro está que cada nodo está rodeado por un conjunto de superficies que abarcan un volumen finito. Todas las variables de la solución y características del fluido se almacenan en los nodos del elemento. Considere la forma promedio de las ecuaciones de la conservación para la masa, de cantidad de movimiento y un escalar pasivo, expresado en coordenadas cartesianas [3]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (2.6)$$

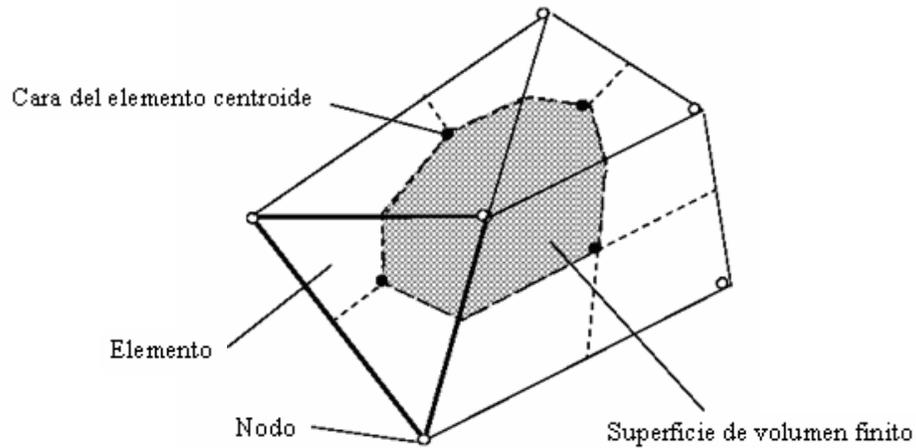


Fig. 2.11. Superficie del volumen de control.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j U_i) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\phi \quad (2.8)$$

Estas ecuaciones son integradas sobre un volumen de control, y el Teorema de divergencia de Gauss es aplicado para convertir algunos volúmenes integrales a integrales de superficie. Para los volúmenes de control que no se deforman en el tiempo, las derivadas con respecto al tiempo se pueden mover fuera de los volúmenes integrales y las ecuaciones se convierten en:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (2.9)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dU_i + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \quad (2.10)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_S \rho U_j \phi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dV \quad (2.11)$$

Donde V y S denotan volumen y superficie respectivamente de las regiones de integración, y dn_j son componentes cartesianas diferenciales del vector superficial normal exterior. Las integrales de superficie son las integrales de los flujos (masa, cantidad de movimiento y un escalar pasivo), mientras que las integrales de volumen representan fuentes o términos de acumulación. Los cambios a estas ecuaciones debido a la deformación del volumen de control son presentados en la Ec. (2.10) [9].

El primer paso para solucionar estas ecuaciones numéricas continuas es aproximarlas usando funciones discretas. Ahora considere un elemento aislado del mallado tal como se muestra en la siguiente figura:

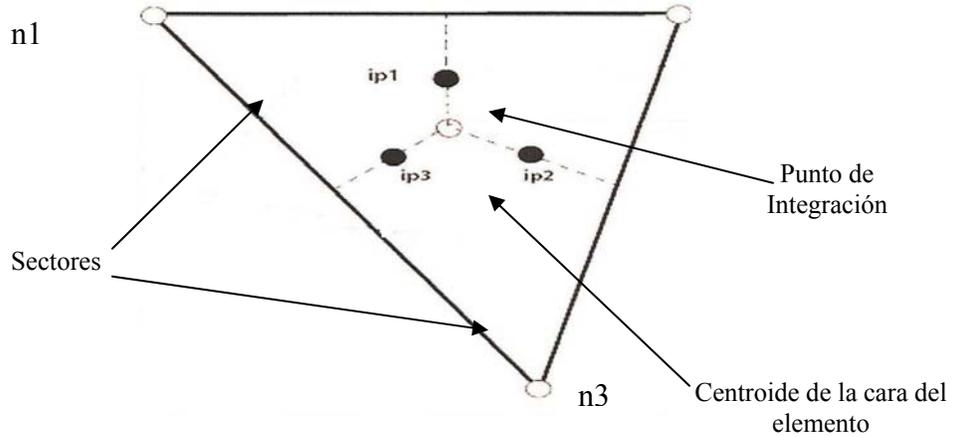


Fig. 2.12. Elemento de la malla.

Los flujos superficiales se deben discretizar, representando los puntos de integración para completar la conversión de la ecuación de continuidad en su forma discreta. Los puntos de la integración ip_n , están situados en el centro de cada segmento superficial en un elemento en tres dimensiones que rodea el volumen finito.

La forma discreta de las ecuaciones integrales se escribe como:

$$V \left(\frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (2.12)$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^o U_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{U_i}} V \quad (2.13)$$

$$V \left(\frac{\rho \phi - \rho^o \phi^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (2.14)$$

Donde V es el volumen de control, el subíndice ip denota un punto de integración, para la suma de todos los puntos de integración del volumen finito, Δn_j

es la superficie exterior discreta del vector, Δt es el paso del tiempo. Los exponentes “o” refieren al nivel del tiempo anterior, proporcionando de esta manera el esquema hacia atrás de Euler de primer orden. El flujo másico discreto que atraviesa una superficie del volumen finito, se denota \dot{m}_{ip} y está dado por [3]:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} \quad (2.15)$$

2.2.6 Modelos de Turbulencia

La turbulencia consiste en fluctuaciones en el campo del flujo en tiempo y espacio. Es un proceso complejo, principalmente por que es tridimensional, inestable y consiste en muchas escalas. Este puede tener un efecto significativo en las características del flujo. La turbulencia ocurre cuando las fuerzas de inercia en el fluido se convierten en significativas comparadas a las fuerzas viscosas, y es caracterizado por un alto número de Reynolds [4].

En principio las ecuaciones de Navier-Stokes describen flujos laminares y turbulentos sin la necesidad de información adicional. Sin embargo, los flujos turbulentos en realidad pasan por un amplio rango de números de Reynolds de longitud turbulenta y escalas de tiempo e implica generalmente longitud de escalas mucho más pequeñas que el mallado del volumen finito más pequeño que se puede utilizar de forma práctica en un análisis numérico. La simulación numérica directa (DNS) de estos flujos requieren un recurso computacional que es muchos órdenes de magnitud más alto que lo disponible en un futuro próximo [4].

Los modelos de turbulencia se han desarrollado específicamente para explicar los efectos de la turbulencia sin recurso de un mallado fino prohibitivo y simulación numérica directa. La mayoría de los modelos de turbulencia son modelos estadísticos de turbulencia. Las dos excepciones de esto en ANSYS CFX son el modelo de Simulación de Grandes Remolinos (LES) y el modelo de Simulación de Remolinos Separados (DES) [4].

2.2.6.1 Modelos de turbulencia de dos ecuaciones

Los modelos de turbulencia de dos ecuaciones se utilizan muy extensamente, pues ofrecen un buen desempeño entre el esfuerzo numérico y la exactitud computacional. Los modelos de dos ecuaciones son muchos más sofisticados que los modelos de cero ecuaciones. La velocidad y la escala de la longitud son resueltas usando por separado las ecuaciones de transporte (de allí el término “dos ecuaciones”) [4].

Los modelos de dos ecuaciones k - ϵ y k - ω utilizan la hipótesis del gradiente de difusión para relacionar las tensiones de Reynolds a los gradientes medios de la velocidad y a la viscosidad turbulenta. La viscosidad turbulenta se modela como el producto de una velocidad turbulenta y de una escala turbulenta de la longitud.

En modelos de turbulencia de dos ecuaciones la escala de velocidad se calcula de la energía cinética turbulenta, que es proporcionada de la solución de la ecuación de transporte. La longitud de la escala de turbulencia se estima a partir de dos características del campo de turbulencia, generalmente son energía turbulenta y su tasa de disipación. La tasa de disipación de la energía cinética turbulenta es proporcionada de la solución de la ecuación de transporte [4].

2.2.6.2 Modelo de turbulencia k - ϵ

Uno de los modelos de turbulencia más prominentes, es el modelo k - ϵ (k -epsilon). Ha sido puesto en ejecución en la mayoría de los códigos de CFD con

propósitos generales y se considera el modelo estándar de la industria. Ha demostrado ser estable y numéricamente robusto y tiene un régimen establecido de capacidad predictiva. Para los fines generales de las simulaciones, el modelo k - ε ofrece un buen compromiso en términos de exactitud y de la robustez.

Este es el modelo que se emplea con mayor frecuencia para considerar el efecto de la turbulencia. Donde k es la energía cinética y representa las fluctuaciones de la velocidad, y ε es la disipación turbulenta de torbellino (la razón con la cual las fluctuaciones de velocidad se disipan). Este modelo introduce dos nuevas variables al sistema de ecuaciones:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \nabla P' + \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U)^T + B \quad (2.16)$$

donde B es la suma de fuerzas del cuerpo, μ_{eff} es la viscosidad efectiva contable para la turbulencia, y P' es la presión modificada dada por:

$$P' = P + \frac{2}{3} \rho k \quad (2.17)$$

Este modelo, como el modelo de cero ecuación, se basa en el concepto de la viscosidad del remolino, para

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (2.18)$$

donde, μ_t es la viscosidad de turbulencia. El modelo k - ε asume que la viscosidad turbulenta está vinculada a la energía cinética de la turbulencia y a la disipación turbulenta de torbellino.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.19)$$

donde, C_μ es una constante.

Los valores de k y ε vienen relacionados directamente de las ecuaciones diferenciales de transporte para la energía cinética de la turbulencia y la tasa de disipación de la turbulencia:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho\varepsilon \quad (2.20)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho\varepsilon) \quad (2.21)$$

donde $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k y σ_ε son constantes.

P_k representa la producción de la turbulencia debido a las fuerzas viscosas y a la flotabilidad.

Se modela usando la ecuación:

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb} \quad (2.22)$$

Para flujo incompresible, $\nabla \cdot U$ es pequeño y el segundo término del lado derecho de la ecuación no contribuye significativamente a la producción, $\nabla \cdot U$ es sólo grande en regiones con alta divergencia de velocidad, por ejemplo en choques.

El término $3\mu_t$ en la ecuación 2.22, está basado en la hipótesis de la “tensión congelada”. Esto previene que los valores de k y ϵ se conviertan en choques directos demasiado grandes, una situación que se convierte progresivamente en el empeoramiento de los resultados con mallado refinado en los choques.

2.2.7 Modelado de flujo cercano a las paredes

Cerca de una pared con la condición de no deslizamiento existen fuertes gradientes en las variables dependientes. Adicionalmente, los efectos viscosos en los procesos de transporte son grandes. La representación de estos procesos dentro de una simulación numérica trae consigo los siguientes problemas:

- ✓ Cómo calcular los efectos viscosos en la pared.
- ✓ Cómo resolver la rápida variación de las variables de flujo que ocurre dentro de la región de la capa límite.

Experimentos y análisis matemáticos han demostrado que la región cercana a una pared puede ser dividida en dos capas. En la capa más interna, llamada sub-capas viscosa, el flujo es prácticamente laminar, y la viscosidad molecular juega un papel importante en el momento y la transferencia de calor. Más lejos de la pared, en la capa logarítmica, la turbulencia domina el proceso de mezcla. Finalmente, hay una región entre la sub-capas viscosa y la capa logarítmica llamada capa buffer o amortiguadora, donde los efectos de la viscosidad molecular y de la turbulencia tienen igual importancia. En la Fig. 2.13 se muestra la subdivisión de las regiones cercanas a la pared [4].

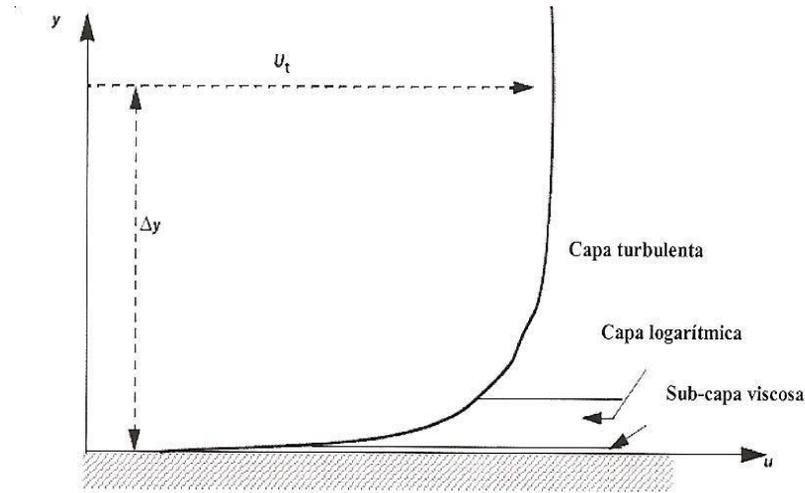


Fig. 2.13. Subdivisiones en la región cercana a la pared.

Asumiendo que el perfil logarítmico se aproxima razonablemente a la distribución de velocidad cerca de la pared es posible calcular el esfuerzo cortante del fluido como una función de la velocidad a una distancia dada de la pared. Eso es conocido como la “Función de Pared” y su naturaleza logarítmica da nombre a la “Ley logarítmica de la pared” [4].

La metodología de función de pared en CFX es una extensión del método de Launder y Spalding. En la región de la ley logarítmica, la velocidad tangencial cercana a la pared está relacionada con el esfuerzo cortante de la pared, τ_w , por medio de una relación logarítmica

En la aproximación de la función de pared, la región de la sub-capa afectada por la viscosidad es resuelta por el empleo de formulaciones empíricas para proporcionar condiciones de fronteras cercanas a la pared para las ecuaciones de flujo promedio y transporte turbulento. Estas formulaciones conectan a las condiciones de pared con las variables dependientes en el nodo de la malla cercano a la pared, el cual se supone está localizado en la región turbulenta de la capa límite.

La relación logarítmica para la velocidad cercana a la pared está dada por:

$$u^+ = \frac{U_t}{u_\tau} = \frac{1}{k} \ln(y^+) + c \quad (2.23)$$

donde:

$$y^+ = \frac{\rho \Delta y u_\tau}{\mu} \quad (2.24)$$

$$u_\tau = \left(\frac{\tau_\omega}{\rho} \right)^{1/2} \quad (2.25)$$

En las ecuaciones anteriores u^+ es la velocidad cercana a la pared, u_τ es la velocidad de fricción, U_t es la velocidad tangente a la pared a una distancia Δy de la misma, y^+ es la distancia adimensional desde la pared, τ_ω es el esfuerzo cortante en la pared, k es la constante de Von Karman y C es la constante de la capa logarítmica dependiente de la rugosidad de la pared.

La ecuación 2.23 tiene el problema de volverse singular en puntos de separación donde la velocidad cercana a la pared, U_t , se aproxima a cero. En la región logarítmica, una escala de velocidad alternativa, u^* , puede ser utilizada en lugar de u^+ :

$$u^* = C_\mu^{1/4} k^{1/2} \quad (2.26)$$

Esta escala tiene una propiedad útil, ella no se aproxima a cero si U_τ se aproxima a cero (en flujo turbulento k nunca es completamente cero). Basado en esta definición puede obtenerse la siguiente ecuación explícita para u_τ :

$$u_\tau = \frac{U_t}{\frac{1}{k} \log(y^+) + C} \quad (2.27)$$

El valor absoluto del esfuerzo cortante en la pared es entonces obtenido de la siguiente expresión:

$$\tau_\omega = \rho U^* u_\tau \quad (2.28)$$

donde:

$$y^+ = \frac{(\rho u^* \Delta y)}{\mu} \quad (2.29)$$

y u^* es resuelta como se expresó en la ecuación 2.26.

2.2.8 Modelado de la Transferencia de Calor

Un modelo de transferencia de calor es usado para predecir la temperatura a través del flujo. Transferencia de calor por conducción, convección y mezcla turbulenta y trabajo viscoso están incluidos [4].

Hay cuatro opciones disponibles para la transferencia de calor en ANSYS CFX:

2.2.8.1 Nula

Seleccionando esta opción la simulación no involucrará el modelado de transferencia de calor. Elimina el cálculo de transferencia de calor desde las ecuaciones gobernantes. Esta opción reduce el número de cálculos ejecutados, y subsecuentemente el tiempo requerido, por el solucionador de ANSYS CFX [4].

2.2.8.2 Isotérmica

Este modelo requiere que ingrese una temperatura uniforme para el fluido en términos de temperatura absoluta. Esto puede ser usado con el propósito de evaluar propiedades de fluidos que son dependientes de la temperatura, por ejemplo, la densidad de un gas ideal. Para los fluidos en general una temperatura constante puede ser usada como base para una serie de simulaciones isotérmicas usando propiedades de fluidos dependientes de la temperatura. También se puede usar esta opción para crear resultados iniciales para modelos más complejos, la transferencia de calor no es modelada [4].

2.2.8.3 Energía Térmica

Este modela el transporte de entalpía por el dominio fluido. Difiere del modelo de Energía Total en que los efectos del flujo de energía cinética no están incluidos. Por lo tanto reproduce los mismos resultados que el modelo de energía total cuando los efectos cinéticos de la energía desaparecen, y es por lo tanto adecuado para los flujos de poca velocidad donde son insignificantes los efectos cinéticos [4].

2.2.8.4 Energía Total

Este modela el transporte de entalpía e incluye los efectos de la energía cinética. Debería ser usado para el modelado del flujo de gas donde el número de Mach supere el 0.2, y flujos líquidos a alta velocidad donde el efecto del calentamiento viscoso se

presenta en la capa límite, donde los efectos de la energía cinética tienden a ser significantes. La selección del modelo de Energía Total tiene implicaciones si el fluido es modelado como compresible o incompresible y por lo que el modelo de flotabilidad es utilizado por el solucionador de ANSYS CFX [4].

2.2.9 Modelado de flujo compresible

ANSYS CFX puede resolver para flujos subsónicos (menor que la velocidad del sonido), supersónico (mayores que la velocidad del sonido) y transónico (cerca de la velocidad del sonido) cuando los modelos de flujo compresibles son utilizados [4].

Flujo compresible es activado en el pre-procesador de ANSYS CFX con una de las siguientes opciones [4]:

- ✓ Por el uso del modelo de Energía Total en conjunto con un gas Ideal o Fluido Real.
- ✓ Por el uso del modelo de Energía Total en conjunto con un Fluido General cuya densidad es función de la presión.

Según el número de Mach los flujos pueden ser:

- ✓ Incompresibles, si $M < 0,3$
- ✓ Subsónico, si $0,3 < M < 0,8$
- ✓ Transónico, si $0,8 < M < 1,3$
- ✓ Supersónico, si $1,3 < M < 5$

- ✓ Hipersónico, si $M > 5$

Esto permite decir que, indiferentemente que el fluido de trabajo sea un gas, el mismo podrá ser considerado como un fluido incompresible siempre y cuando el número de Mach en todo el dominio esté por debajo de 0,3 [4].

2.2.10 Esquema de Advección

Para la discretización completa del término de advección, la variable ϕ_{ip} se debe relacionar con valores nodales de ϕ . Los esquemas de advección implementados por ANSYS CFX son de la forma:

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \Delta \phi \Delta \bar{\gamma} \quad (2.30)$$

donde ϕ_{up} es el valor en el nodo del upwind (aguas arriba), y $\bar{\gamma}$ es el vector desde el nodo upwind (aguas arriba) al ip (Ver Fig. 2.19). Al usar una combinación específica, $\nabla \phi$ es el promedio de los gradientes nodales adyacentes y cuando se usa un esquema de alta resolución $\nabla \phi$ es el gradiente nodal del nodo upwind (aguas arriba). La opción particular de β es la que le da lugar a los diferentes esquemas [9].

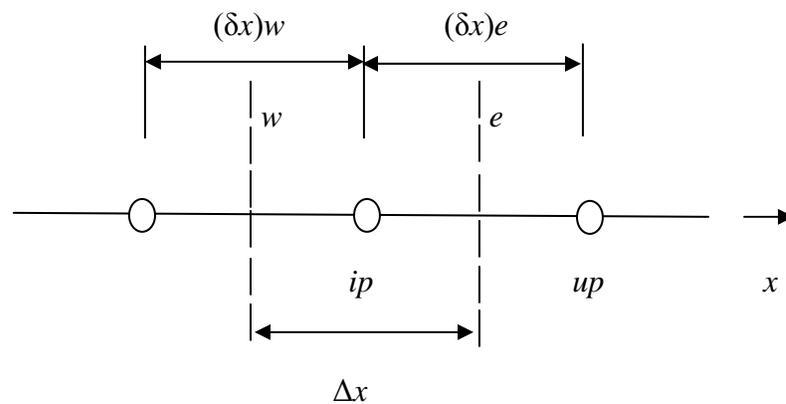


Fig. 2.19. Esquema del nodo ip y del nodo up

En el presente estudio se utilizó el esquema diferencial upwind de primer orden (UDS), para el cual $\beta=0$. Muchos de los diferentes esquemas desarrollados en CFD, se basan en aproximaciones en las series de expansión (tales como la serie de Taylor) para funciones continuas. Mientras más términos de expansión son usados en el esquema diferencial, más exacta será la aproximación (pero a expensas de una carga computacional creciente). El UDS es bastante robusto (numéricamente estable) y está garantizado para no introducir sobrestimaciones y subestimaciones no físicas. Sin embargo, es también susceptible al fenómeno conocido como Difusión Numérica [9].

2.2.11 Criterio de Convergencia

ANSYS CFX calcula residuos normalizados para calificar la convergencia de los problemas simulados. El solucionador emplea el residuo normalizado para detener una ejecución cuando se ha alcanzado un nivel de residual específico. La tasa de convergencia se obtiene por la ecuación 2.31 en la cual R_n es el residual de la iteración actual y R_{n-1} es el residual de la iteración anterior.

$$r = \frac{R_{n-1} - R_n}{R_n} \quad (2.31)$$

El software permite seleccionar el criterio para detener la ejecución entre dos normas disponibles para el cálculo de los residuos.

La norma “Raíz de Promedio de los Cuadrados” (RMS por sus siglas en inglés), la cual eleva al cuadrado el residual normalizado en cada volumen de control del dominio, luego suma esos cuadrados, los promedia y finalmente saca la raíz cuadrada de ese valor:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (r)^2} \quad (2.32)$$

donde n es el número de volúmenes de control en el dominio y r es el residual de cada uno de esos volúmenes.

La segunda norma conocida como MAX establece que el valor del residual es igual al valor absoluto del máximo residuo en todo el dominio:

$$MAX = \max|r| \quad (2.33)$$

En este trabajo se considera como criterio de convergencia la norma *RMS* con un nivel de convergencia o límite de residual de 1×10^{-4} , el cual es considerado como un buen nivel y recomendado por el software.

CAPÍTULO 3

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 DESCRIPCIÓN DEL MODELO FÍSICO

El modelo físico desarrollado fue una válvula de compresor tipo plato. Este presenta en su configuración interna tres elementos móviles o sellantes, los cuales se movilizan por la variación de presión del fluido de trabajo permitiendo así el paso de flujo el cual fluye en una sola dirección. Además está compuesta por un asiento el cual garantiza la hermeticidad del cilindro. En las Figs. 3.1, 3.2 se muestran dos vistas externas donde se aprecia la entrada y salida; en la Fig. 3.3 se visualiza internamente la válvula mostrando sus tres elementos sellantes o móviles.

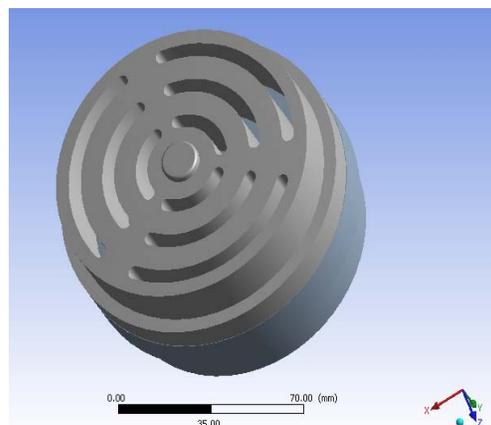


Figura 3.1 Vista de la entrada

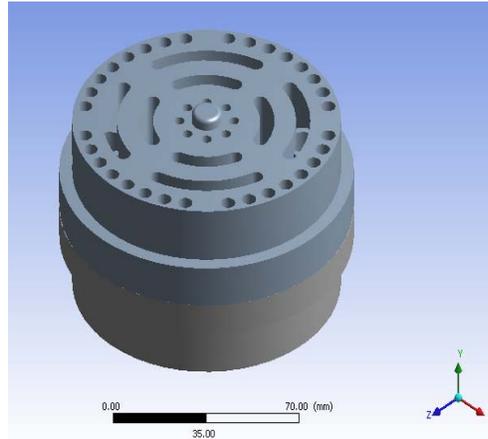


Figura 3.2 Vista de la salida

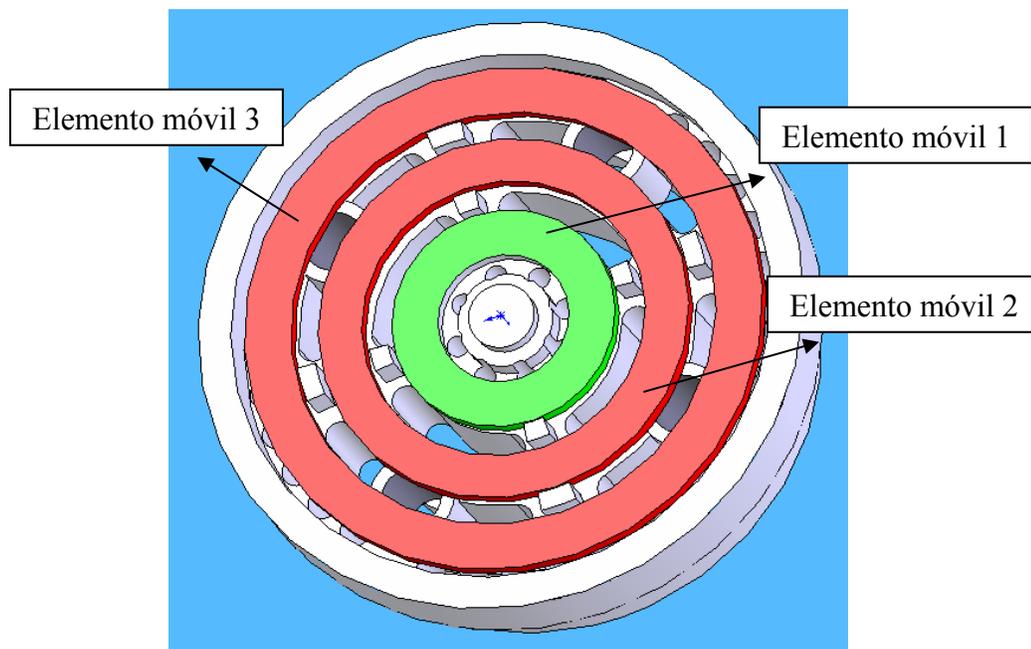


Figura 3.3 Vista de los Elementos Móviles

Tomando como valores para su dimensionamiento los mismos establecidos en [7], la válvula de compresor tiene las siguientes características: 3 anillos como elementos móviles, un alza máxima del elemento sellante igual a 1,90 mm y 7

circunferencias de paso. En la Tabla 3.1 se indican los valores (Ver Fig. 3.4 y Fig. 3.5).

Tabla 3.1 Dimensiones de paso de la Válvula

d_1 (mm)	d_2 (mm)	d_3 (mm)	d_4 (mm)	d_5 (mm)	d_6 (mm)	d_7 (mm)
98	92	78.45	64	51.30	37	25.25

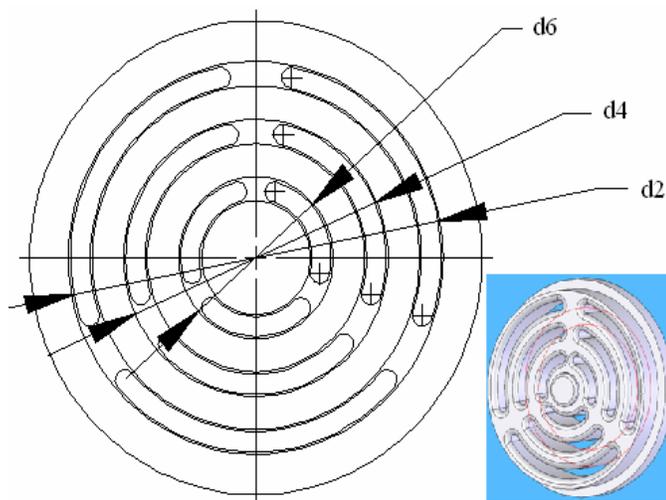


Figura 3.4. Asiento de la válvula de plato

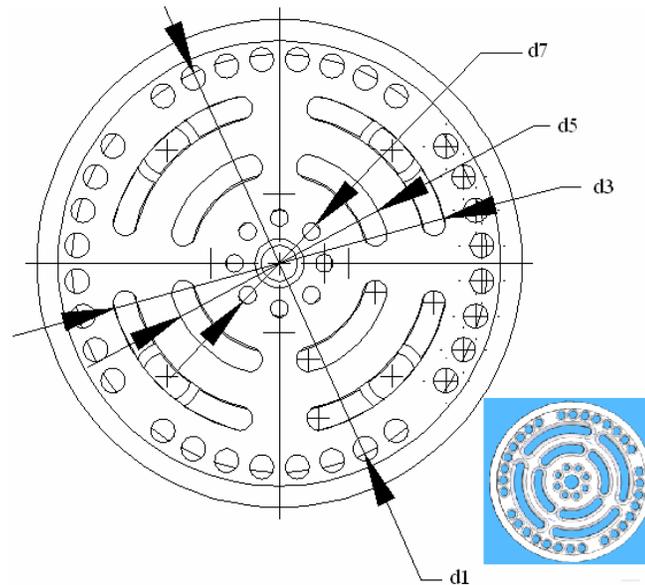


Figura 3.5. Guarda de la válvula de plato

Con las dimensiones antes mencionadas, se crearon siete dominios tridimensionales para acoplamiento diferentes, donde se variaron el levantamiento de los elementos móviles. Inicialmente, se consideró el levantamiento de los tres elementos móviles a la misma altura, es decir, $h_3=h_2=h_1$ y luego se consideró el alzamiento diferente, es decir, $h_3=h_2 \neq h_1$, donde h_3 es el levantamiento del disco 3, h_2 es el levantamiento del disco 2 y h_1 es el levantamiento del disco 1. De estas geometrías se generó el negativo o flujo para cada una de las configuraciones, con la finalidad de seleccionar la sección o componente para el respectivo análisis (ver Fig. 3.6). La descripción de estos dominios tridimensionales se visualiza en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Configuración de las Geometrías para los diferentes levantamientos

Nº de Geometría	Levantamiento de los Elementos Sellantes
Geometría 1	$h_3=h_2=h_1= 1,1\text{mm}$
Geometría 2	$h_3=h_2=h_1= 1,3\text{mm}$
Geometría 3	$h_3=h_2=h_1= 1,5\text{mm}$
Geometría 4	$h_3=h_2=h_1= 1,7\text{mm}$
Geometría 5	$h_3=h_2= 1,1\text{mm}; h_1= 0\text{mm}$
Geometría 6	$h_3=h_2= 1,5\text{mm}; h_1= 0\text{mm}$
Geometría 7	$h_3=h_2= 1,9\text{mm}; h_1= 0\text{mm}$

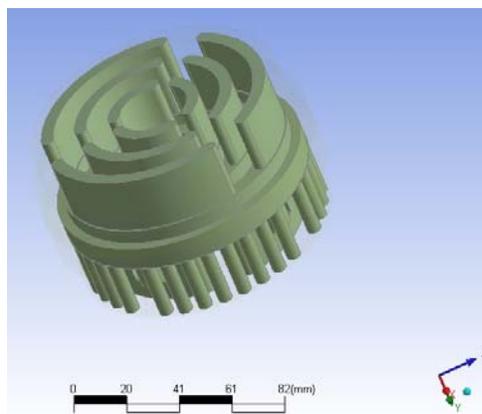


Figura 3.6 Igual alza del elemento móvil ($h_3=h_2=h_1$)

Estas geometrías fueron realizadas en el software Solidwork 2006 debido a su versatilidad y a la facilidad que presenta para crear geometrías complejas; para luego ser exportada al software ANSYS WORKBENCH.

En la Fig. 3.7 se muestra los tres elementos sellantes (h_3 , h_2 y h_1), la guarda y el asiento.

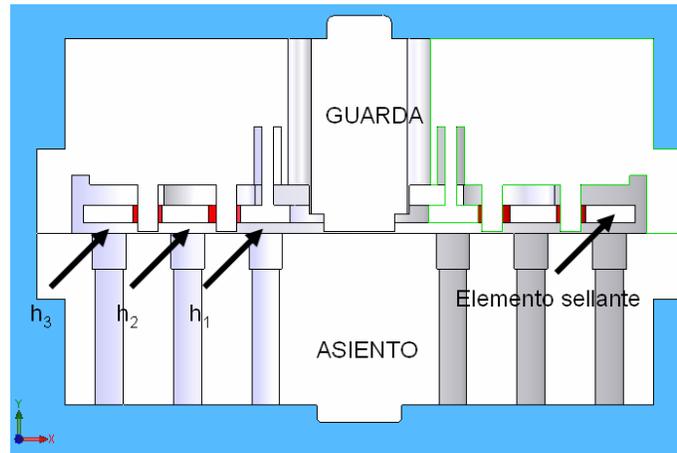


Figura 3.7 Levantamiento del elemento sellante respecto al asiento de la válvula

3.2 CONDICIONES DE SIMULACIÓN DE LA VÁLVULA

Las condiciones de simulación son aquellas que conllevan a definir los parámetros para la obtención de los resultados de acuerdo a los límites de fronteras fijados. Para poder crear estas condiciones es primordial establecer el dominio de simulación, el cual no es más que la selección del fluido de trabajo, sus propiedades y el modelo de turbulencia. En esta investigación se intenta reproducir numéricamente los resultados experimentales de Espinoza [7], con el fin de obtener patrones de comportamiento del coeficiente de descarga para este tipo de válvulas bajo las mismas condiciones del experimento (ver Apéndice C).

3.2.1. Dominio

El dominio de operación de la válvula está compuesto por una sola fase, es decir, Aire a una temperatura de 25 °C, con sus propiedades, ver la tabla 3.3. Se especificó, como presión de referencia la atmosférica, Total Energía como modelo de transferencia de calor, aunque fue éste el escogido para el estudio, hubiese resultado mas factible la utilización de un modelo de transferencia menos robusto como el Isotérmico o el modelo Energía Térmica, para lograr así una disminución de tiempos

y costos computacionales, en cuanto al dominio se estableció como estacionario y k- ϵ como modelo de turbulencia, tal como se muestra en las Fig. 3.8 y 3.9.

Tabla 3.3 Propiedades de la fase gaseosa.

Propiedad	Valor
Peso molecular	29,0
Densidad [Kg/m^3]	1.18
Relación de calor específico	1,4
Viscosidad Cp	0,018
Conductividad térmica [W/mK] $\times 10^3$	26,2

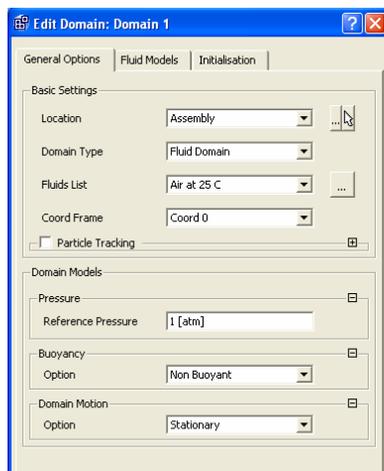


Figura 3.8 Dominio (opción general)

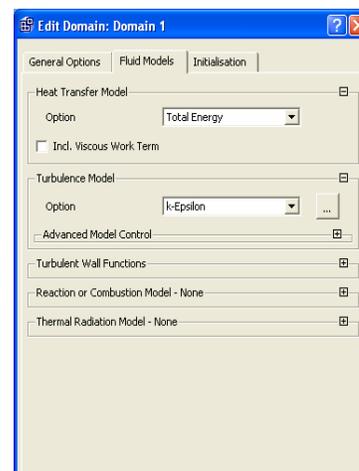


Figura 3.9 Dominio (modelos de fluidos)

Las condiciones de borde son especificaciones en la superficie del dominio y son indispensables para la definición total de la simulación del fluido. Las condiciones de frontera impuestas en el dominio en estudio fueron las siguientes:

3.2.2. En La Entrada

En la entrada se establecieron las siguientes condiciones, ver Fig. 3.9:

- **Flujo Másico Real** Este fue fijado en 0,044 Kg/s y además se utilizaron para el estudio paramétrico del coeficiente de flujo, los valores de 0.0419 Kg/s, 0.0494Kg/s, 0.0550 Kg/s y 0.0578 Kg/s, tal como utilizó Espinoza en 1999 [7].
- **Intensidad de turbulencia:** La intensidad de turbulencia utilizada es de 5% (turbulencia media), debido a que es la recomendada por el software cuando no se conocen valores exactos.
- **Temperatura estática:** fue fijada en 288.71°K.

En la Fig. 3.10 se muestra el detalle de las condiciones de borde en la entrada de la válvula.

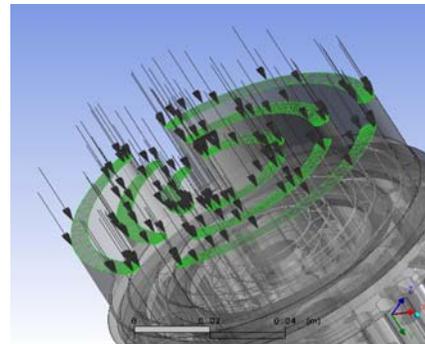
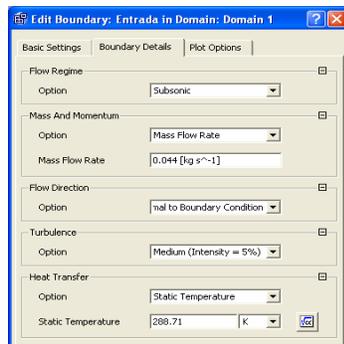


Figura 3.9 Condiciones de Entrada

Fig. 3.10 Detalle de la condición de borde

3.2.3. En La Salida

Para los parámetros de salida se establece, ver Fig. 3.11:

- **Presión estática:** Fue fijada en un valor de 101325 Pa, ya que la válvula descarga a la atmosfera.

En la Fig. 3.12 se muestra el detalle de las condiciones de borde en la salida de la válvula.

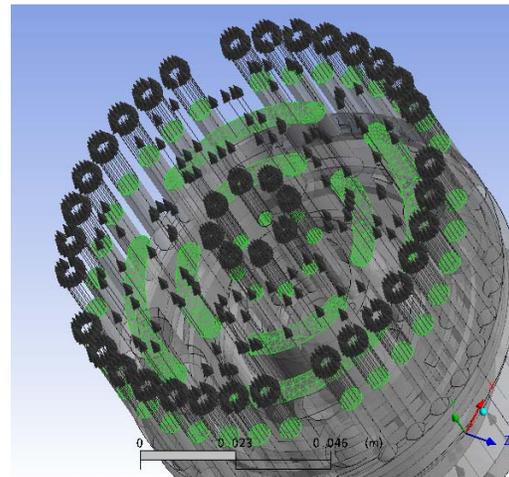
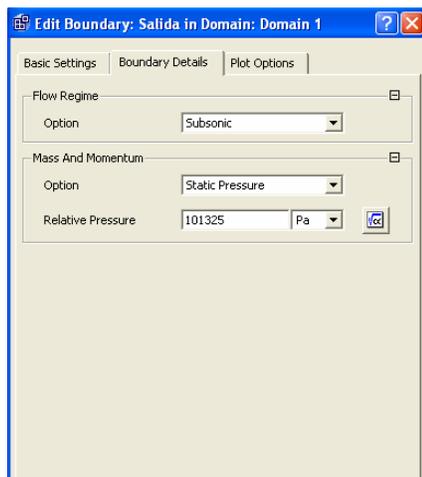


Figura 3.11 Condiciones de Salida

Fig. 3.12 Detalle de la condición de borde

3.2.4. En Las Paredes

En las paredes se consideró las siguientes condiciones, ver fig. 3.13:

- **No Deslizamiento:** El fluido inmediatamente próximo a la pared asume la velocidad de ésta, la cual es cero, ya que no hay deslizamiento.
- **Transferencia de calor:** Se fijaron condiciones adiabática.

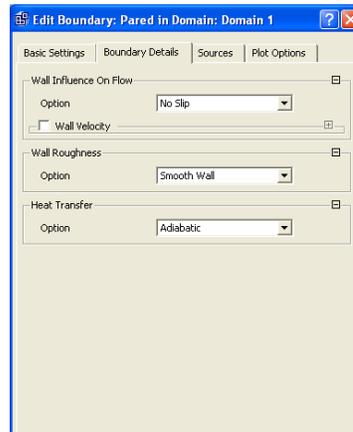


Figura 3.13 Condiciones de pared (detalles de fronteras)

En la Fig. 3.14 se muestra una vista completa de la válvula con las condiciones de borde en la entrada y salida.

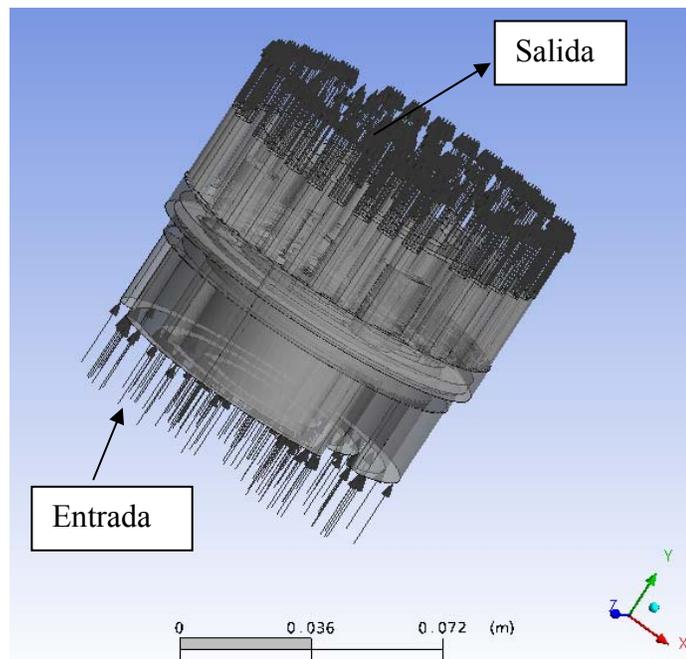


Fig. 3.14 Ubicación de las condiciones de borde de la válvula de compresor

Para el control de la convergencia se tomó en cuenta las siguientes consideraciones:

- **Esquema de advección:** Se empleó la opción Upwind de primer orden (UDS).

- **Opción del paso de tiempo automático:** La solución usa un paso de tiempo físico calculado internamente basado en las condiciones de contorno especificadas en las condiciones iniciales y en la geometría del dominio.
- Límite de residual de 1×10^{-4} en norma de raíz media cuadrada (RMS).

3.3 GENERACION DEL MALLADO

3.3.1 Discretización Del Dominio Físico Y Análisis De Sensibilidad De La Malla

La generación de malla se realizó mediante la aplicación CFX-Mesh y se caracteriza por ser el proceso por el cual la discretización espacial del modelo CFD es definida y acoplada a la geometría en estudio y consiste en la división de este espacio en un conjunto de pequeños sub-dominios, los cuales con frecuencia son llamados volúmenes de control. Dicho proceso incide directamente en la exactitud de los resultados obtenidos.

La malla generada para resolver las ecuaciones gobernantes del dominio en toda la geometría en estudio es del tipo no estructurada, en esta se empleó el método de mallado superficial de Delaunay y en el mallado volumétrico se utilizó una técnica denominada, inflación de frontera avanzada AFI. Dentro de esta técnica se empleó el mecanismo de control (parámetros de mallado), además se utilizó el parámetro de espaciado (spacing) de la superficie de la malla. Este parámetro puede ser controlado a través de distintas técnicas; para efectos de este estudio se empleó un espacio de cara usando resolución angular, la cual admite ángulos de 1° a 90° como se muestra en la Fig. 3.15. Esta refinación angular permitió realizar refinamientos locales en las paredes de la entrada y salida y en los tres anillos de la válvula tal como se aprecia en la Fig. 3.16.

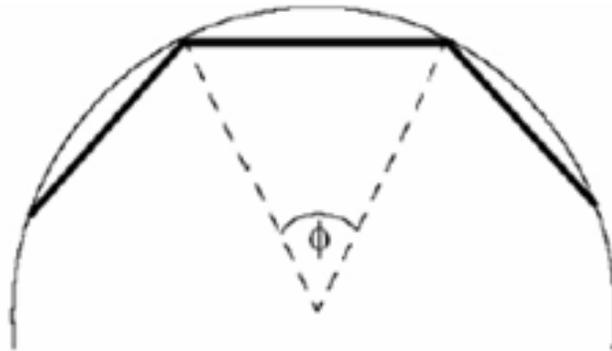


Figura 3.15 Representación de la resolución angular. [5]

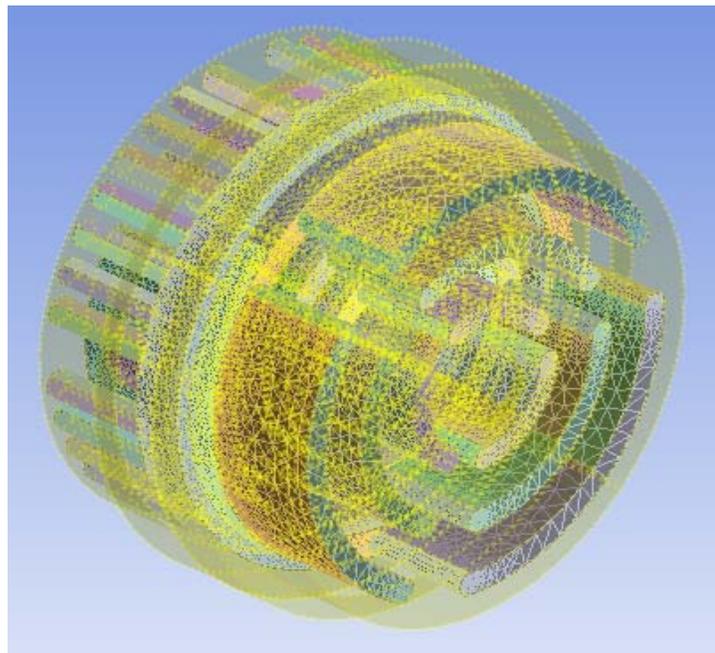


Figura 3.16 Refinamiento del mallado empleando resolución angular en las distintas geometrías

Cuando se realiza la discretización del dominio físico, la aplicación CFX-Mesh define un parámetro conocido como GMS (Escala Global de Malla). Éste permite variar la densidad de la malla, es decir, variar el número de elementos de la malla computacional. La GMS toma valores entre 0.5 y 2. Haciendo este valor

pequeño se reduce el tamaño de los elementos y por ende se incrementa el número de los mismos. El número de elementos en la malla es un factor importante en cualquier simulación numérica, ya que un número de elementos alto involucra tiempos computacionales altos con mejores resultados numéricos. Es necesario conocer el efecto que tiene una variación en la GMS sobre las variables en la simulación, de manera de escoger la escala más apropiada para el modelo.

Las simulaciones para este análisis se realizaron bajo las mismas condiciones utilizadas por [7] en su estudio experimental, y son las siguientes, tal como se visualiza en la Tabla 3.4 y en el Apéndice C.

Tabla 3.4 Condiciones de simulación

Modelo de turbulencia	k- ϵ
Flujo másico	0,044 Kg/s.
Temperatura de entrada	288.71° K.
Presión de salida del Aire	101.325 Pa. (la válvula descarga a la atmosfera)

Con el fin de obtener la malla más apropiada se procedió a crear un plano transversal el cual debe ser seleccionado dependiendo de la zona de mayor interés para la realización del estudio. Para este caso se consideró como el más importante el plano XY (ver Fig. 3.17), ya que muestra el comportamiento desde la entrada a la salida de la válvula. Una vez definido el plano, se procedió a trazar una línea de registro donde se estudiará el comportamiento de la velocidad, tal como se ilustra en la Fig. 3.18.

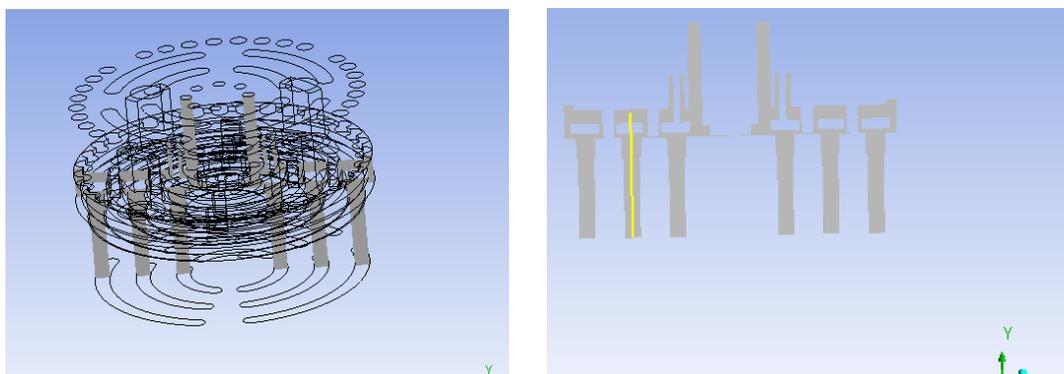


Figura 3.17 Plano transversal XY
 Figura 3.18 Línea de Registro

A lo largo de la línea de registro se puede visualizar el comportamiento de la velocidad, la presión, la temperatura, densidad entre otros, a medida que el fluido se desplaza a través de la válvula, por ejemplo, tal como se muestran los campos de velocidades en las Fig. 3.19 y 3.20. Para el análisis de sensibilidad de la malla, se evaluaron los perfiles de velocidad con respecto a la distancia.

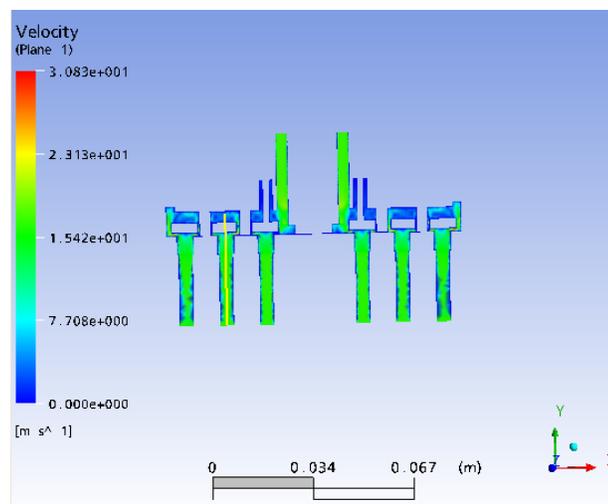


Fig. 3.19 Línea de registro del perfil de velocidad. Para igual alzamiento de los elementos móviles. ($h_3=h_2=h_1$)

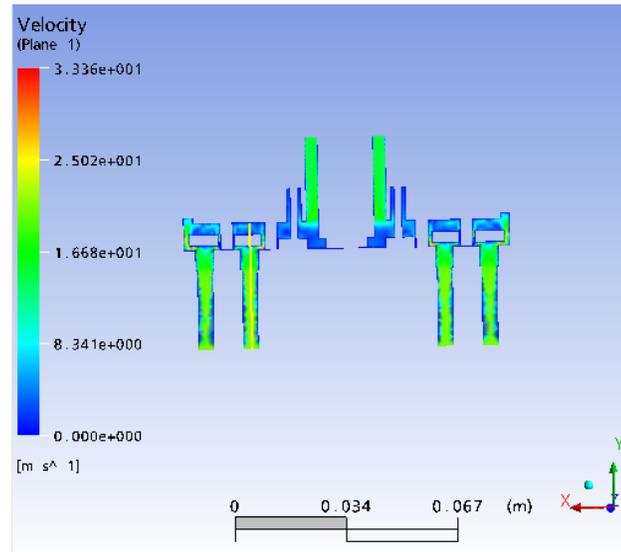


Fig. 3.20 Línea de registro del perfil de velocidad. Para alzamiento desigual de los elementos móviles ($h_3=h_2$; $h_1=0\text{mm}$)

Seguidamente se presentan las tablas donde se muestra la variación del número de elementos en función de la variación del GMS (Escala Global de Malla), para cada una de las siete geometrías, en las cuales se puede observar la disminución del número de elementos a medida que aumenta la escala global de la malla.

Tabla 3.5 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 1

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2573724
2	0.70	2498087
3	0.75	2351743
4	0.80	2246129
5	0.85	2120951
6	0.90	1998134

Tabla 3.6 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 2

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2758866

2	0.70	2756318
3	0.75	2692550
4	0.80	2163768
5	0.85	2131179
6	0.90	1946430

Tabla 3.7 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 3

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2665163
2	0.70	2518942
3	0.75	2249161
4	0.80	2112878
5	0.85	1975607
6	0.90	1869710

Tabla 3.8 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 4

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2758582
2	0.70	2658582
3	0.75	2525019
4	0.80	2094803
5	0.85	1811600
6	0.90	1738763

Tabla 3.9 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 5

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2275314
2	0.70	2076698

3	0.75	2001561
4	0.80	1670374
5	0.85	1495937
6	0.90	1231795

Tabla 3.10 .Número de elementos y escala global de malla para la geometría 6

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2557081
2	0.70	2509076
3	0.75	2362925
4	0.80	2278708
5	0.85	1968740
6	0.90	1446658

Tabla 3.11 Número de elementos y escala global de malla para la geometría 7

Malla	GMS	Número de Elementos
1	0.65	2563333
2	0.70	2332430
3	0.75	1882150
4	0.80	1592012
5	0.85	1407581
6	0.90	1258709

En las tablas 3.5 hasta la3.11, se observa que a medida que la malla es más fina, es decir, el GMS (escala global de la malla) es menor esta ésta posee mayor cantidad de elementos y tiende a tener menor porcentaje de error.

A continuación se muestran los perfiles de velocidad del fluido a lo largo de la línea de registro, para las distintas escala global de mallado (GMS), para cada una de las siete geometrías.

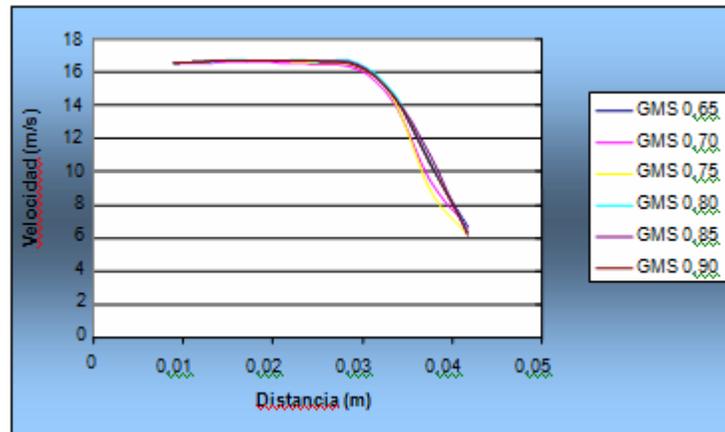


Figura 3.22 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 1

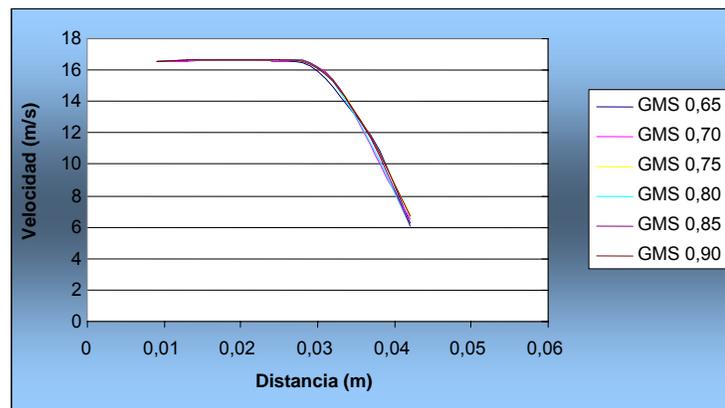


Figura 3.23 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 2

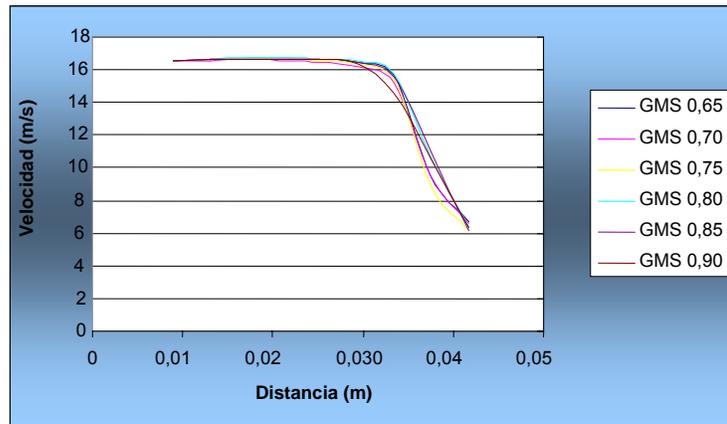


Figura 3.24 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 3.

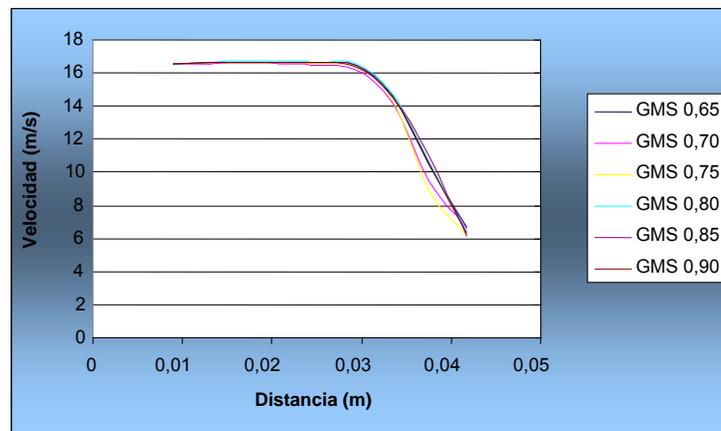


Figura 3.25 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 4.

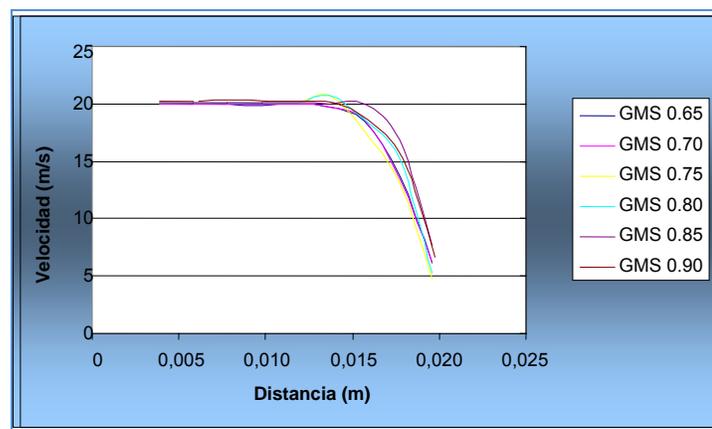


Figura 3.26 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 5.

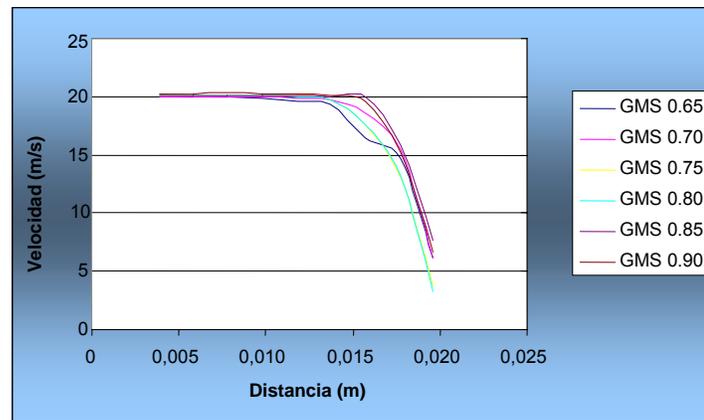


Figura 3.27 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 6.

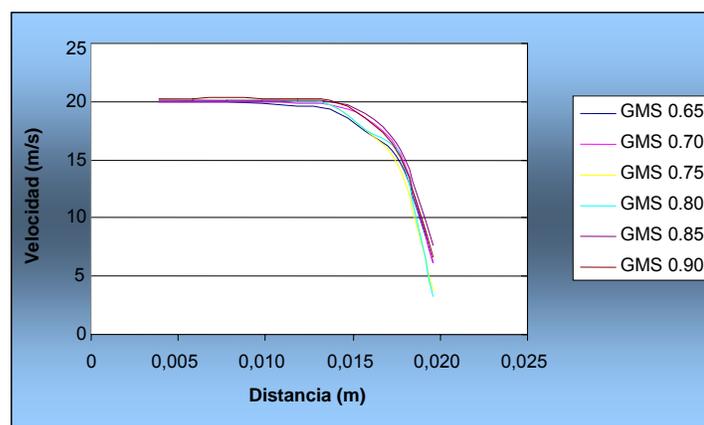


Figura 3.28 Perfil de velocidad a lo largo de una línea. Geometría 7.

Con el fin de hacer más precisa la selección de la malla se procedió a calcular el porcentaje de diferencia, tomando como referencia el perfil de velocidad obtenido con el mallado más fino, este valor fue determinado mediante la ecuación 3.1:

$$E = \left[\frac{V_{\text{mayorN}^\circ \text{elementos}} - V_i}{V_{\text{mayorN}^\circ \text{elementos}}} \right] * 100\% \quad (3.1)$$

Donde:

E = Porcentaje de error de la velocidad.

$V_{\text{mayor N}^\circ \text{ elementos}}$ = Velocidad en cada punto de la línea de la malla con GMS de 0,65

V_i = Velocidad en cada punto de la línea de la malla restantes.

En las siguientes figuras, 3.29 hasta la 3.35, se muestran las gráficas del porcentaje de error en función de la distancia que recorre el fluido dentro de la válvula, este porcentaje de error para los valores de velocidad está dado a diferentes densidades de malla para cada una de las geometrías en estudio.

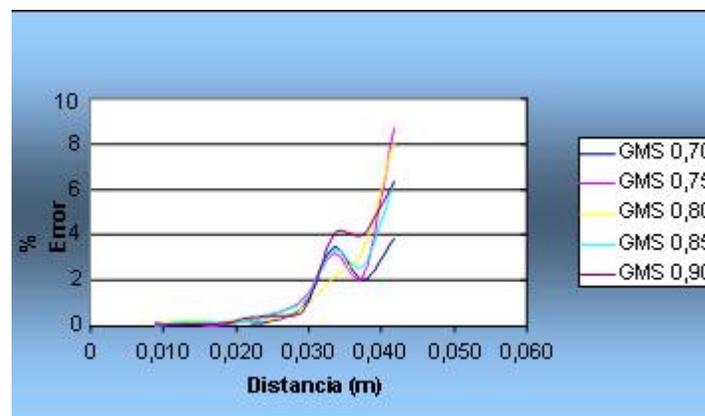


Figura 3.29 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 1

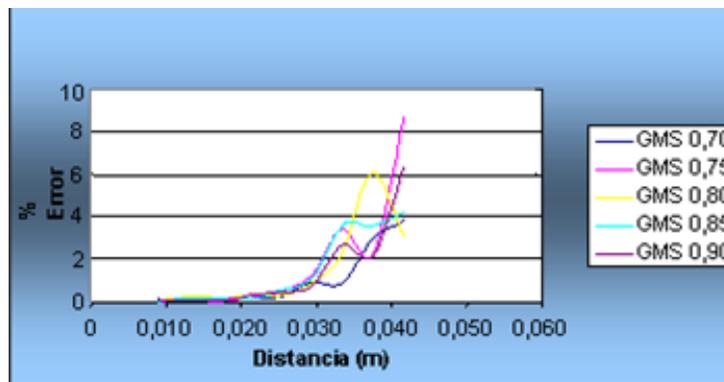


Figura 3.30 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 2

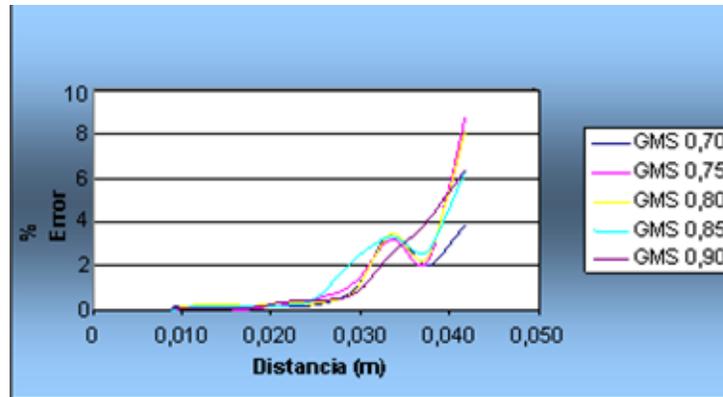


Figura 3.31 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 3

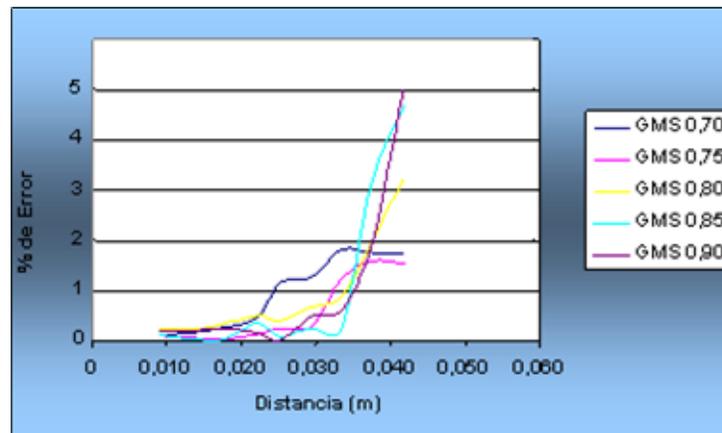


Figura 3.32 Porcentaje de diferencia entre distintas densidades de malla para la geometría 4

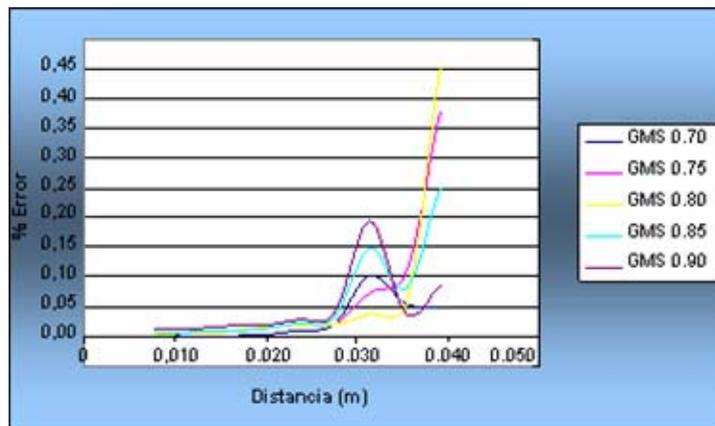


Figura 3.33 Porcentaje de diferencia entre distintas densidades de malla para la geometría 5

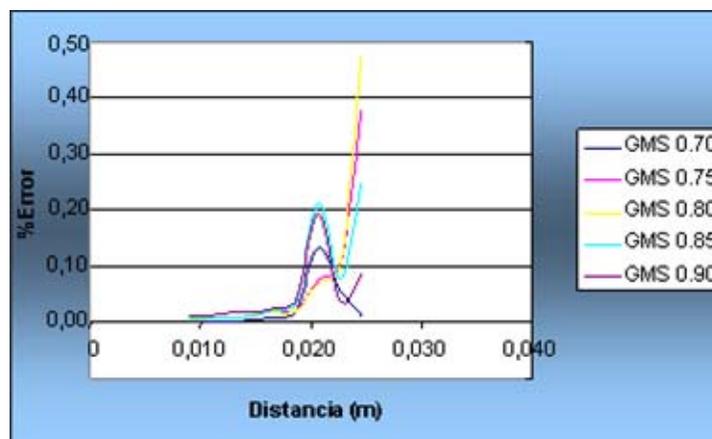


Figura 3.34 Porcentaje de diferencia para los distintos GMS de la malla para la geometría 6

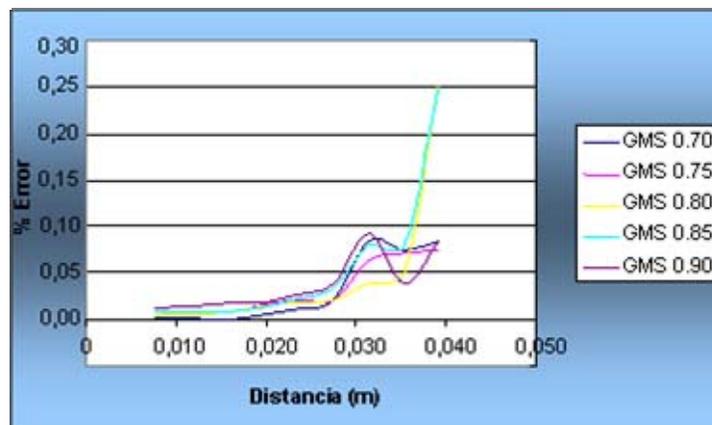


Figura 3.35 Porcentaje de diferencia entre distintas densidades de malla para la geometría 7

En las graficas anteriores se puede apreciar la variación del porcentaje de error para cada una de las siete (7) geometrías con diferentes escalas global de mallado (GSM), de las cuales se puede decir que a medida que el fluido se va desplazando a través de la válvula el porcentaje de error aumenta, además de esto se puede visualizar que a menor escala global de la malla (GMS) el porcentaje de error tiende a disminuir. Por tal razón, el criterio de selección de la malla más adecuada en las distintas geometrías se basó en elegir la malla que permitiera obtener mejores resultados con un menor costo computacional, por ello se seleccionó la curva cuyo porcentaje de error sea menor al 5%. Por lo tanto, la densidad de la malla (GMS) seleccionada para cada geometría fue la que presentó menor error (Ver Tabla 3.11).

Tabla 3.12. Selección de malla para cada geometría

N° de Geometría	Levantamiento de los Elementos Sellantes	GMS
Geometría 1	$h_3=h_2=h_1= 1,1\text{mm}$	0.70
Geometría 2	$h_3=h_2=h_1= 1,3\text{mm}$	0.70
Geometría 3	$h_3=h_2=h_1= 1,5\text{mm}$	0.70
Geometría 4	$h_3=h_2=h_1= 1,7\text{mm}$	0.75
Geometría 5	$h_3=h_2= 1,1\text{mm}; h_1= 0\text{mm}$	0.70
Geometría 6	$h_3=h_2= 1,5\text{mm}; h_1= 0\text{mm}$	0.70
Geometría 7	$h_3=h_2= 1,9\text{mm}; h_1= 0\text{mm}$	0.75

CAPÍTULO 4

RESULTADOS Y ANALISIS

El coeficiente de descarga es la relación que existe entre el flujo másico real que pasa a través de un dispositivo y el flujo másico teórico (Ec 4.1). En el presente estudio es el calculado mediante la simulación. El flujo teórico se calculó utilizando la ecuación 4.2 y 4.3:

$$C_d = \frac{\overset{o}{m}_{real}}{\overset{o}{m}_{teórico}} \quad (4.1)$$

donde:

$$\overset{o}{m}_{teórico} = Av \times \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (4.2)$$

Siendo:

k: 1.4

p_1 : Presión aguas arriba del fluido (entrada)

p_2 : Presión aguas abajo del fluido (salida)

$\overset{o}{m}_{real}$: 0,044Kg/s

$\overset{o}{m}_{teórico}$: Flujo másico teórico

$$Av = (d_1 + d_2 + d_3 + d_4 + d_5 + d_6 + d_7) \times \pi \times h \quad (4.3)$$

donde:

A_v = Área de levantamiento (paso) de la válvula.

$d_1 - d_7$ = Diámetros de los orificios del asiento o del plato.

$\pi = 3.14159$.

h = levantamiento del elemento móvil.

Una vez realizados los cálculos con las fórmulas antes mencionadas, se consiguieron los siguientes resultados tabulados y graficados de la siguiente manera:

4.1 VALIDACIÓN DE LOS RESULTADOS NUMÉRICOS

Para realizar la validación se procedió a comparar los resultados que se obtuvieron por la simulación con los experimentalmente obtenidos con la misma válvula por Ortiz [6].

En la tabla 4.1 y en la figura 4.1 se muestra la comparación de los resultados del coeficiente de descarga obtenidos mediante la simulación y experimentalmente. El error calculado por la ecuación 4.4 varía entre 4,29% y 10%.

$$\%Error = \frac{Cd_{numerico} - Cd_{Experimental}}{Cd_{Experimental}} \quad (4.4)$$

Tabla 4.1. Comparación de los Coeficiente de descarga (Cd) Experimentales y Numéricos en función del levantamiento igual de los elementos móviles ($h_3=h_2=h_1$).

$h_3=h_2=h_1$ (mm)	Cd (Experimental)	Cd (Numérico)	% Error
1.7	0.58	0.612	5,52
1.5	0.56	0.584	4,29
1.3	0.49	0.539	10,0
1.1	0.41	0.436	6,34

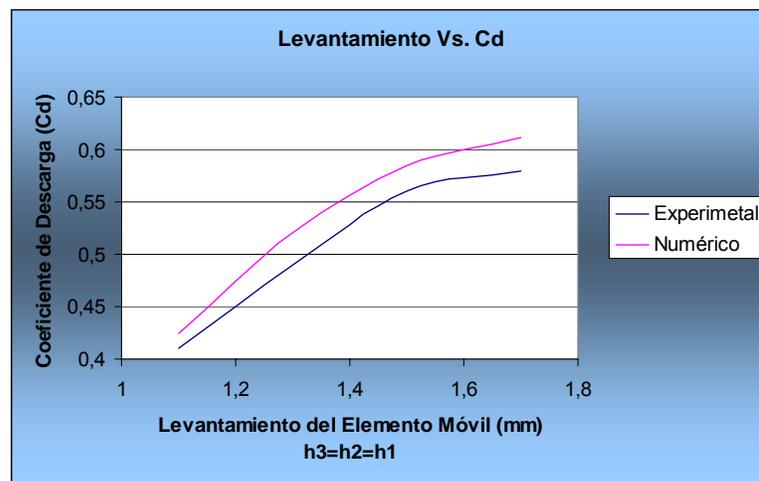


Fig. 4.1. Coeficiente de Descarga (Cd) en función del alza de los elementos móviles (h), con flujo másico constante de 0.044 Kg/s.

En la tabla 4.2 y en la figura 4.2 se muestra la comparación de los resultados del coeficiente de descarga obtenidos mediante la simulación y experimentalmente, para flujo másico constante de 0,044Kg/s y levantamiento desigual de los elementos móviles ($h_3=h_2$; $h_1=0$ mm). En este caso el error calculado por la ecuación 4.4 varía entre 4,90% y 5,56%.

Tabla 4.2. Comparación de los Coeficiente de descarga (Cd) Experimentales y Numéricos para $h_1=0$ mm y $h_3=h_2$ variables.

$h_3=h_2$ (mm)	Cd (Experimental)	Cd (Numérico)	% Error
1.9	0.49	0.514	4,90

1.5	0.45	0.475	5,56
1.1	0.33	0.348	5,45

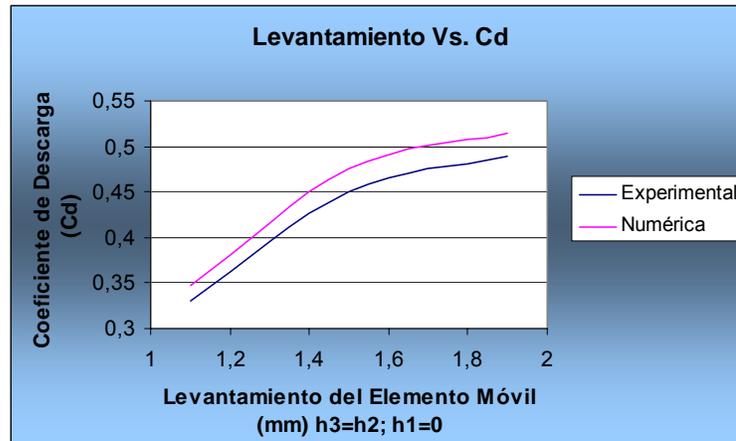


Fig. 4.2. Coeficiente de Descarga (Cd) en función del alza de los elementos móviles (h), con flujo másico constante de 0.044 Kg/s.

Los errores obtenidos numéricamente validan los resultados con respecto a los valores experimentales, ya que son aceptables por las siguientes razones:

- El error medio en el caso de la tabla 4.3 es de 6,5% y en el caso de la tabla 4.4 es de 5,3%, el cual está en el rango de los errores numéricos obtenidos en el análisis de la escala global de mallado (GMS).
- El cálculo experimental utiliza como presión de entrada, la presión media en el depósito cilíndrico donde se colocó la válvula, mientras que en la simulación se utiliza la presión calculada en la entrada de la válvula.
- En la simulación se idealiza el levantamiento de los anillos de cierre de forma paralela al asiento, mientras que en la realidad el elemento de cierre se inclina y fluctúa, por lo que el patrón de flujo real varía con respecto al simulado.

4.2 COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE DESCARGA A FLUJO CONSTANTE AL AUMENTAR EL LEVANTAMIENTO DEL ELEMENTO MOVIL

Para realizar el presente estudio se hicieron cálculos de coeficiente de descarga para los siguientes casos:

1. Flujo constante y levantamiento iguales en todos los discos de cierre
2. Flujo constante y levantamiento diferentes en los discos de cierre

4.2.1 Resultados del comportamiento de Coeficiente de Descarga para flujo másico constante de 0,044Kg/s y igual levantamiento de los Elementos Móviles

En la tabla 4.3 y figura 4.3 se muestran los resultados del coeficiente de descarga y presión de entrada a la válvula para un flujo constante de 0,044 kg/s y diferentes levantamientos de los discos de cierre.

En la figura 4.3 se observa que al aumentar el levantamiento de los discos para igual flujo, aumenta el coeficiente de descarga. Este comportamiento coincide con los experimentales obtenidos por Espinoza et al (8). Este comportamiento se explica ya que al aumentar el levantamiento de los anillos de cierre aumenta el área de paso del gas, reduciéndose las pérdidas de presión a lo largo de la válvula y por lo tanto aumentando el flujo real. Este efecto se observa en la reducción de la presión de entrada calculada al aumentar el levantamiento, ver tabla 4.1. Igualmente, se observa que el Coeficiente de Descarga tiende asintóticamente hacia un valor máximo. Este comportamiento es típico de todo accesorio que restringe el flujo, además coincide con los resultados experimentales obtenidos por Espinoza et al [8].

Tabla 4.3. Coeficiente de descarga (C_d) en función de igual levantamiento de los anillos sellantes ($h_3=h_2=h_1$).

Levantamiento ($h_3=h_2=h_1$) [mm]	Presión de Entrada [Pa]	Coefficiente de Descarga (Cd)
1,1	103174	0,425
1,3	102361	0,481
1,5	101871	0,574
1,7	101725	0,592

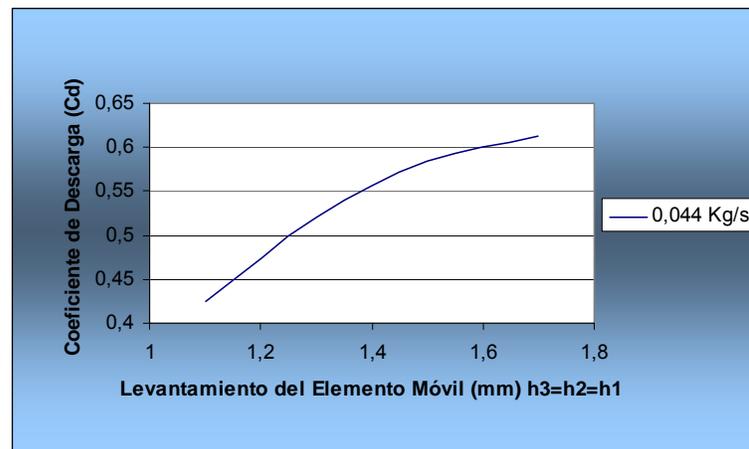


Fig. 4.3. Levantamiento igual del elemento móvil en función del coeficiente de descarga

4.2.2 Resultados del comportamiento de Coeficiente de Descarga para flujo másico constante de 0,044Kg/s y levantamiento igual en dos anillos y cero levantamientos en el otro

Este comportamiento corresponde al caso que en una válvula de tres anillo uno permanece cerrando y los otros dos se levantan de manera similar.

En la tabla 4.4 y figura 4.4 se muestran los resultados del coeficiente de descarga y presión de entrada a la válvula para un flujo constante de 0,044 kg/s y levantamientos de los dos discos de cierre. El comportamiento del coeficiente de descarga es similar al obtenido cuando abren los tres anillos. Se puede concluir que

un anillo cerrado transforma la válvula en una válvula equivalente más pequeña, por lo que los coeficientes de descarga se reducen para el mismo flujo másico que pasa a través de la válvula.

Tabla 4.4. Coeficiente de descarga (C_d) en función del levantamiento desigual de los anillos sellantes ($h_3=h_2$; $h_1=0$).

Levantamiento ($h_3=h_2$; $h_1=0$) [mm]	Presión de Entrada [Pa]	Coeficiente de Descarga (C_d)
1,1	104776	0,341
1,5	102407	0,445
1,9	101903	0,481

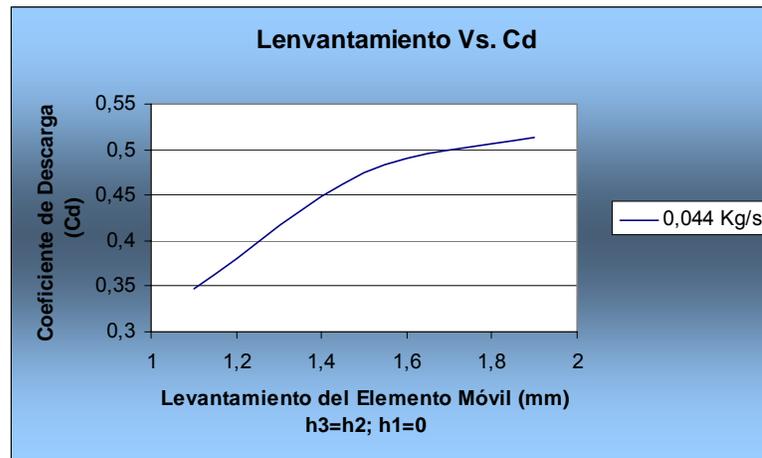


Figura 4.4. Levantamiento desigual del elemento móvil en función del coeficiente de descarga

4.3 COMPORTAMIENTO DEL COEFICIENTE DE DESCARGA A FLUJO MASICO VARIABLE

Para el análisis del efecto de la variación del flujo másico a través de la válvula se hicieron simulaciones para los mismos levantamientos pero variando el flujo másico, como se muestra en la tabla 4.5.

En la tabla 4.5 se muestran los resultados experimentales obtenidos por Ortiz [6] y los numéricos obtenidos en esta investigación. En la cual se puede observar que el aumento del flujo másico aumenta el coeficiente de descarga. Para el rango de flujo estudiado (0,419 kg/s a 0,0578 kg/s) que representa un aumento de 38,6% de flujo, se produce un aumento del coeficiente de descarga de 13,5%. Este efecto se muestra gráficamente en la figura 4.5, se observa que el coeficiente de descarga aumenta con el flujo másico, resultando valores superiores para los mayores levantamientos de los discos de cierre.

Tabla 4.5. Comparación de los Coeficiente de descarga (Cd) Experimentales y Numéricos en para diferentes flujos y levantamientos ($h_3=h_2$; h_1).

Flujo Másico		0.0419 Kg/s		0.0494 Kg/s		0.0550 Kg/s		0.0578 Kg/s	
h (mm)	h (mm)	Coeficiente de Descarga (Cd)							
Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.	Exp.	Num.
1.75	1.70	0.62	0.658	0.64	0.653	0.62	0.652	0.66	0.692
1.45	1.50	0.52	0.591	0.52	0.604	0.58	0.617	0.53	0.613
1.30	1.30	0.43	0.480	0.46	0.517	0.53	0.525	0.48	0.544
1.15	1.10	0.43	0.422	0.44	0.463	0.47	0.476	0.49	0.491

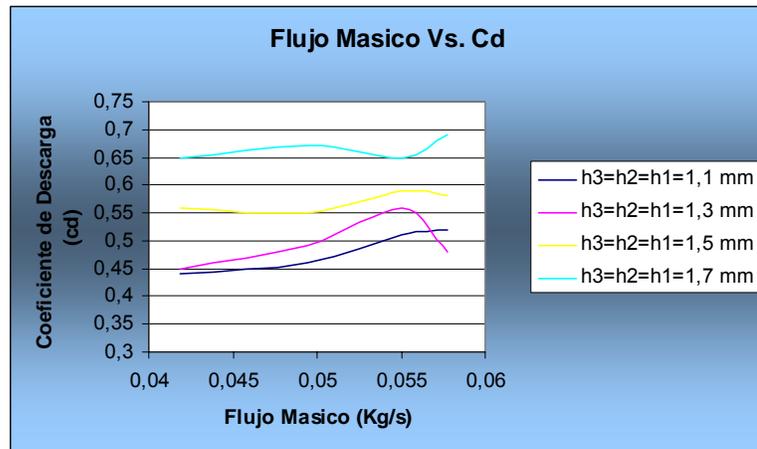


Fig 4.5. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Masico Constante.

4.4 EFECTO DE LA TEMPERATURA DEL AIRE SOBRE EL COEFICIENTE DE DESCARGA

Para el efecto de la temperatura se simuló el comportamiento del flujo de aire a través de la válvula a diferentes temperaturas. Al variar la temperatura varía la densidad y la viscosidad como se muestra en la tabla 4.6

Tabla 4.6. Propiedades del Aire a diferentes temperaturas.

Fluido (Material)	Densidad (Kg/m ³)	Viscosidad Dinámica (Pa.s)
Aire a 0 °C	1,292	1,71 E-5
Aire a 20 °C	1,204	1,80 E-5

Aire a 40 °C	1,127	1,90 E-5
Aire a 60 °C	1,060	2,00 E-5

En la tabla 4.7 y la figura 4.6 se muestra los resultados del coeficiente de descarga al variar las propiedades del aire a consecuencia de la variación de la temperatura.

Tabla 4.7. Coeficiente de descarga a diferentes densidades. ($h_3=h_2=h_1$).

Densidad	1,292 Kg/m ³	1,204 Kg/m ³	1,127 Kg/m ³	1,060 Kg/m ³
Levantamiento(mm)	Coeficiente de Descarga (Cd)			
1.1	0.40	0.41	0.44	0.45
1.3	0.47	0.48	0.50	0.51
1.5	0.56	0.57	0.58	0.60
1.7	0.59	0.60	0.61	0.62

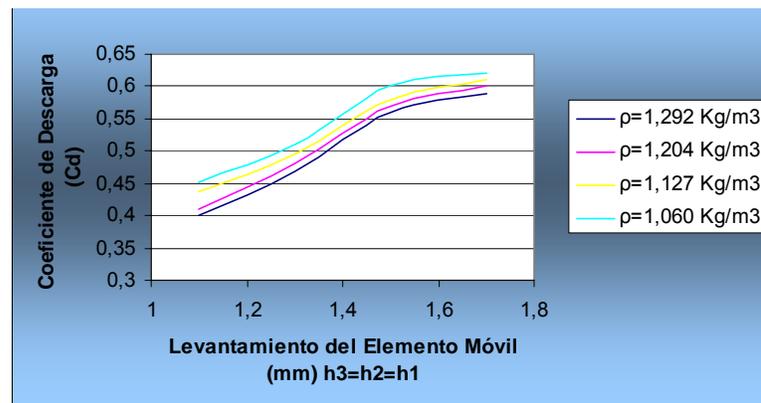


Fig. 4.6. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

Del análisis de la tabla 4.7 y la figura 4.6 se observa que al disminuir la densidad del aire, como consecuencia del incremento de la temperatura, aumenta el coeficiente de descarga. La causa de este comportamiento se debe a que cuando la viscosidad de un fluido aumenta a su vez ocasiona un aumento de las pérdidas de presión y el flujo másico a través de la válvula.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

1. Se ha logrado modelar numéricamente de manera satisfactoriamente el flujo a través de válvulas de disco y calcular el coeficiente de descarga con un error inferior al 10%, con respecto a datos experimentales.
2. El coeficiente de descarga en válvulas de disco depende del levantamiento de los elementos de cierre y del flujo de gas.
3. Al aumentar el levantamiento aumenta el coeficiente de descarga, creciendo asintóticamente hasta un valor máximo que depende de las características de diseño y propiedades del gas.
4. El coeficiente de descarga aumenta al aumentar el flujo másico a través de la válvula para igual levantamiento de los elementos de cierre.
5. Al aumentar la temperatura del aire, disminuye el coeficiente de descarga debido al incremento de las pérdidas de presión causadas por el efecto del aumento de la viscosidad

5.2 RECOMENDACIONES

1. Continuar con el estudio para obtener correlaciones matemáticas del coeficiente de descarga en función de las características geométricas, operacionales y características del gas para que sirvan de apoyo a la simulación de compresores recíprocos.
2. Continuar la investigación teórica y experimental con otros modelos de válvulas
3. Diseñar un programación de actividades para los estudiantes de Ingeniería mecánica para impartir talleres y cursos para el uso eficaz del simulador C.F.D.

BIBLIOGRAFIA

1. Anglade M. y Maman A., **“Desarrollo de un simulador de válvulas para compresores recíprocos de Gas natural”**, Trabajo Especial de Grado UCV, Ingeniería Mecánica, Caracas, (1998).
2. ANSYS Inc., **“ANSYS CFX – Computational Fluid Dynamics, Release 10.0: Intro_CFDConcepts.pdf”**, (2005).
3. ANSYS Inc., **“ANSYS CFX – Solver, Release 10.0: Theory (CFXTheory.book.pdf)”**, (2005).
4. ANSYS Inc., **“ANSYS CFX – Solver, Release 10.0: Modelling (CFXMod.book.pdf)”**, (2005).
5. Espinoza H. “Compresores”. Departamento de Mecánica. Núcleo de Anzoátegui, UDO. (1997).
6. Ortiz Y, **“Estudio Experimental del coeficiente de descarga para válvulas de plato”**. Trabajo Especial de Grado UDO, Ingeniería Mecánica, (1999).
7. **“Teoría Y Diseño de Válvulas de Plato”**. Hoerbiger Corporation de Venezuela, (1990).
8. Henry Espinoza; María Collado; Diógenes Suárez; Yitzhak Ortiz. “Efecto de la variación del flujo, caída de presión y levantamiento sobre el coeficiente de descarga de válvula de disco”. Revista Internacional INFORMACIÓN TECNOLÓGICA. Chile. Volumen 12(2), Abril 2003

9. **“Tipos de Flujos”** http://fluidos.eia.edu.co/fluidos/cinematica/tipos_de_flujo.htm.
10. Rodríguez, T. **“Ecuaciones fundamentales de la dinámica de los fluidos”**, Universidad de la Habana, Facultad de Matemática y Computación, La Habana. (2006)
11. White, F., **“Mecánica de Fluidos”**, Editorial McGraw Hill, 5^{ta} edición, España, (2004).

APENDICE

APÉNDICE A. EJEMPLO DE CÁLCULOS

Cálculo del Área de levantamiento

$$A_v = (d_1 + d_2 + d_3 + d_4 + d_5 + d_6 + d_7) \times \pi \times h$$

A_v = Área de levantamiento (paso) de la válvula [mm].

$d_1 - d_7$ = Diámetros de los orificios del asiento o del plato [mm].

$\pi = 3.14159$.

$h = 1,1\text{mm}$. ($h_3=h_2=h_1$)

$$A_v = (51.30 + 78.45 + 25.25 + 98 + 37 + 64 + 91)\text{mm} \times \pi \times 1.1\text{mm}$$

$$A_v = (445\text{mm})\pi(1.1\text{mm}) = 1537.81\text{mm}^2$$

$$A_v = 0.001538\text{m}^2$$

Cálculo de la densidad

$$\rho_1 = \frac{P_1}{RT_1} = \frac{103.086\text{Pa}}{\left(\frac{287\text{mN}}{\text{KgK}}\right)(288.71\text{K})} = 1.244\text{Kg} / \text{m}^3$$

Cálculo del flujo másico teórico

$$\dot{m}_{teorico}^o = Av \times \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}$$

Siendo:

$$K = 1.4$$

$$p_1 = 103.086 \text{ Pa}$$

$$p_2 = 101.325 \text{ Pa}$$

$$\dot{m}_{real}^o = 0,044 \text{ Kg/s}$$

$$\dot{m}_{teórico}^o = \text{Flujo másico teórico}$$

$$\dot{m}_{teorico}^o = 0.001538 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.4}{1.4 - 1} \times 103086 \times 1.244 \times \left[\left(\frac{101325}{103086} \right)^{\frac{2}{1.4}} - \left(\frac{101325}{103086} \right)^{\frac{1.4+1}{1.4}} \right]}$$

$$\dot{m}_{teorico}^o = 0.100867 \text{ Kg / s}$$

Cálculo del coeficiente de descarga

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}^o}{\dot{m}_{teórico}^o}$$

$$C_d = \frac{0.044 \text{ Kg / s}}{0.100867 \text{ Kg / s}} = 0.436$$

APÉNDICE B. REPETITIVIDAD DE LAS PRUEBAS

Coeficiente de descarga para el alza igual de los elementos sellantes, con variación de flujo másico.

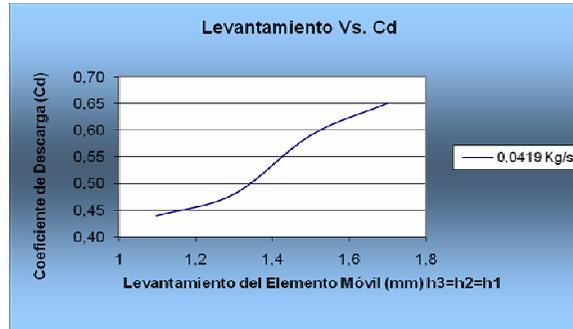


Fig. B.1. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

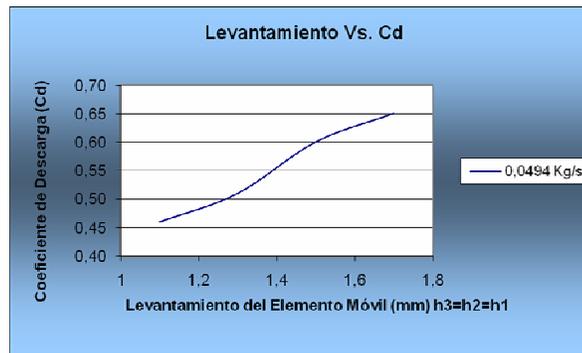


Fig. B.2. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

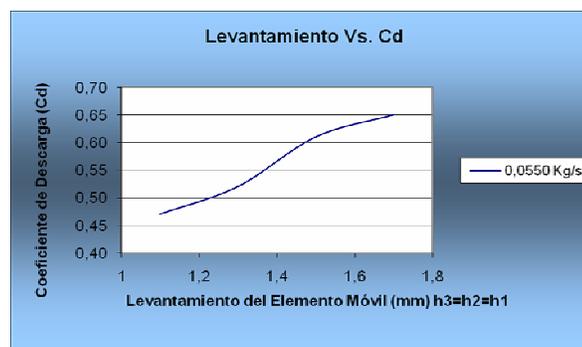


Fig. B.3. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

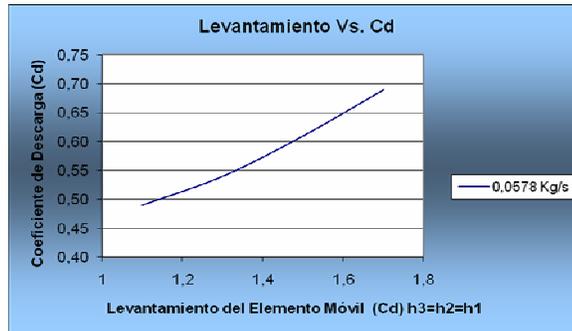


Fig. B.4. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

Coeficiente de descarga para el alza desigual de los elementos sellantes, con variación de flujo másico.

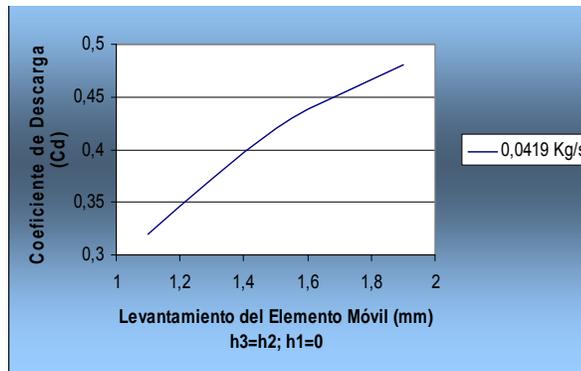


Fig. B.5. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

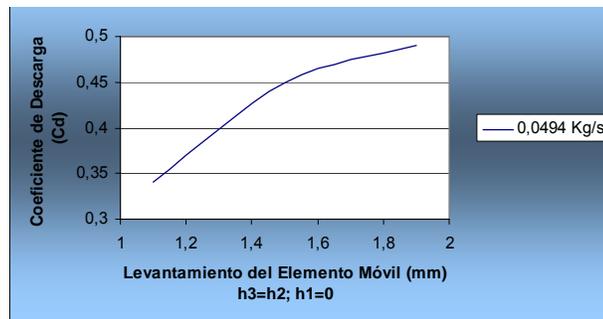


Fig. B.6. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

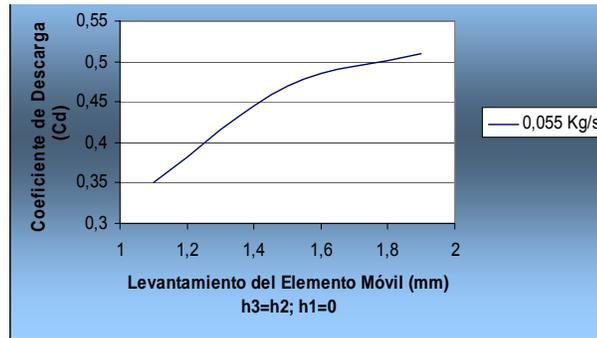


Fig. B.7. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

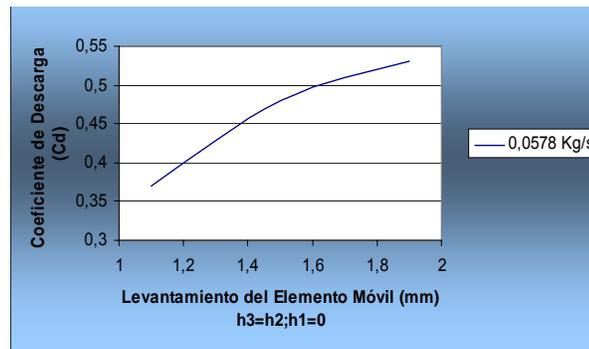


Fig. B.8. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

Diferencia Numérica y Experimental del Coeficiente de descarga para igual alza de los elementos sellantes, con variación de flujo másico.

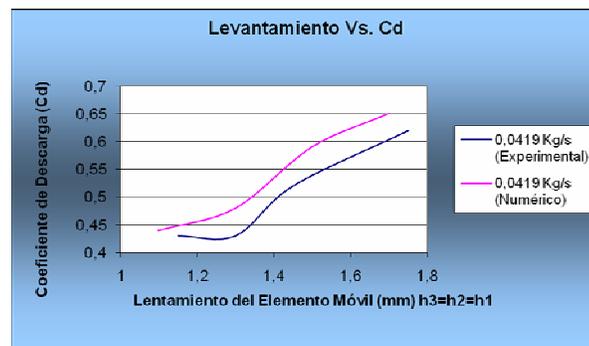


Fig. B.9 Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico igual a 0.0419 Kg/s.

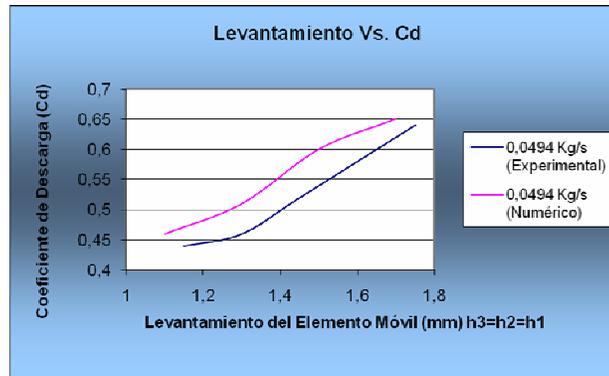


Fig. B.10 Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico igual a 0.0494 Kg/s.

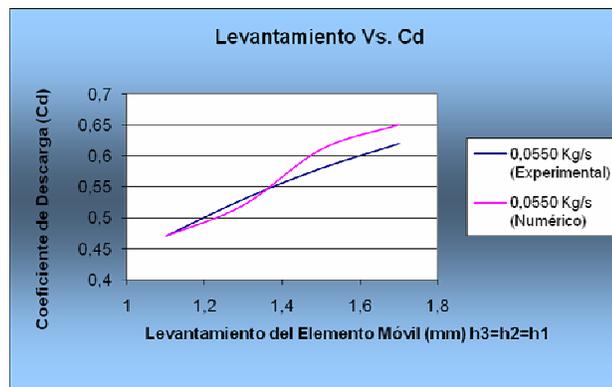


Fig. B.11 Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico igual a 0.0550 Kg/s.

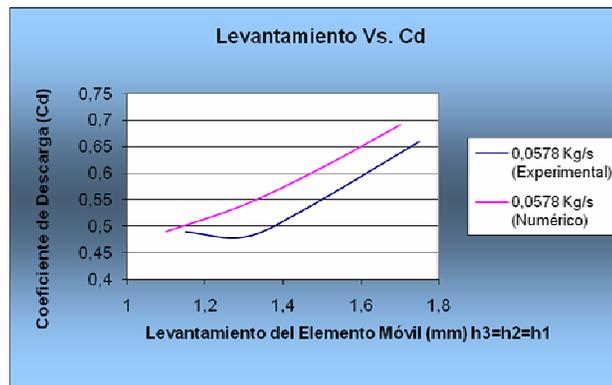


Fig. B.12 Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico igual a 0.0578 Kg/s.

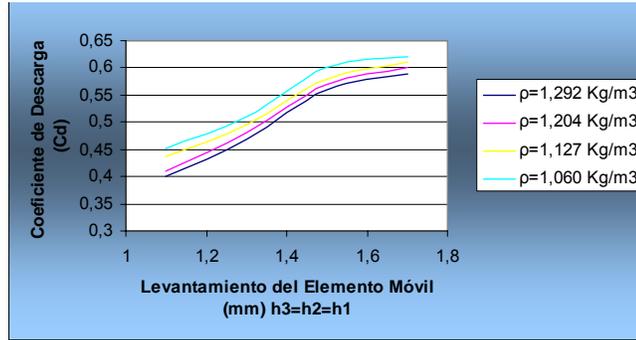


Fig. B.13. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

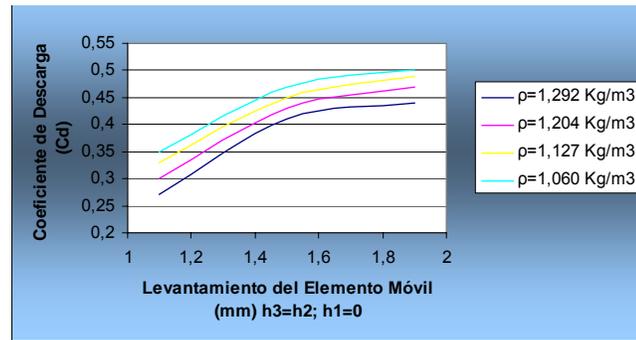


Fig. B.14. Coeficiente de Descarga (Cd) en Función del Alza de los elementos móviles (h), con Flujo Másico Constante.

APÉNDICE C. CONDICIONES DEL ESTUDIO EXPERIMENTAL [7].

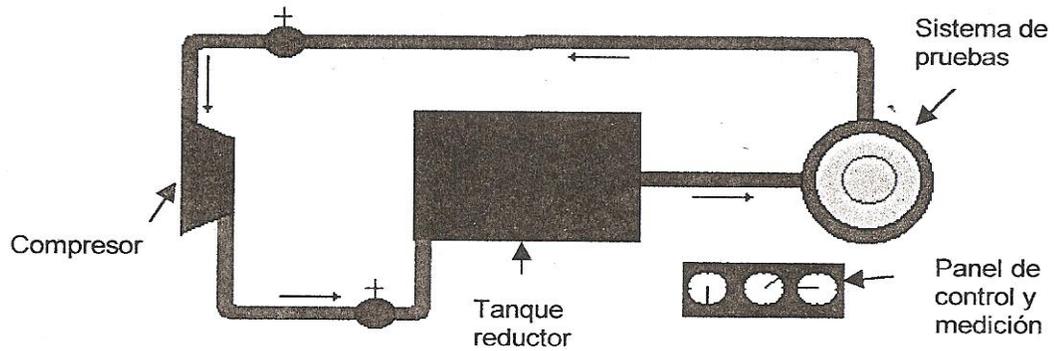


Fig. C1. Banco de flujo

Tabla C.1. Condiciones de alzamiento de los elementos móviles.

Prueba Experimental	h (mm)
Coefficiente de Descarga en función del Levantamiento	0,9 – 1,1 – 1,3 – 1,5 – 1,7 – 1,9
Coefficiente de Descarga en función del flujo másico	0,85 – 1,00 – 1,15 – 1,30 – 1,45 – 1,60 – 1,75 – 1,90 – 2,05 – 2,20

Tabla C.1. Condiciones de operación para el estudio del Coeficiente de Descarga en función del alzamiento

Flujo másico	0,044 Kg./s
Presión de descarga	101.325 Pa
Temperatura	15,56 °C

Tabla C.1. Condiciones de operación para el estudio del Coeficiente de Descarga con variación de flujo másico

Flujo Másico	0,0419 – 0,0494 – 0,0550 – 0,0578
---------------------	--

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y**ASCENSO:**

TÍTULO	“Cálculo De Los Coeficientes De Flujo Para Diferentes Condiciones Operativas De Una Válvula De Compresor Tipo Plato Por Simulación De Flujo Con Cfd”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
González Rodríguez Jaime Alejandro	CVLAC: EMAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Cálculo, Coeficiente de Flujo, Válvulas de Compresor, Simulación de Flujo

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
<u>Ingeniería y ciencias aplicadas</u>	<u>Ingeniería de Mecánica</u>

RESUMEN (ABSTRACT):

El objetivo de este trabajo es calcular el coeficiente de flujo para diferentes condiciones operativas de una válvula de compresor tipo plato por simulación de flujo con dinámica de fluido computacional (CFD). Para conseguir este coeficiente de flujo, en primer lugar se establecieron las condiciones de operación de la válvula entre las cuales se definieron las condiciones de simulación, seguidamente se diseñó el modelo de análisis, con el cual se realizaron las simulaciones correspondientes para cada una de las configuraciones, las cuales arrojaron presiones de entrada, que permitieron calcular el coeficiente de descarga de la válvula de compresor variando los factores de: alza o el desplazamiento del elemento sellante, densidad y flujo másico, con el cual se logró visualizar que el factor que más afecta a dicho coeficiente es el alza de los anillos móviles seguidamente la densidad y el flujo másico.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS-X	TU	JU
Lino Camargo	CVLAC:	4.567.456			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
José E. Rengel	ROL	CA	AS	TU	JU-X
	CVLAC:	7.678.567			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Orlando M. Ayala	ROL	CA	AS	TU	JU-X
	CVLAC:	8.456.123			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	01	29
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE: SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.calculodeloscoeficientesdeflujo.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L
M N O P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2
3 4 5 6 7 8 9 .

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (Operaciones) (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ 3 meses _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Mecánico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre-Grado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Mecánica

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente, Núcleo Anzoátegui.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado

“Los Trabajos de Grado propiedad exclusiva de la

Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para

otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo

respectivo, quién lo participará al Consejo Universitario”.

AUTOR 1

Jaime A., González R.

AUTOR 2

AUTOR 3

TUTOR

Lino Camargo

JURADO 1

José Rengel

JURADO 2

Orlando Ayala

POR LA SUBCOMISION DE TESIS
