

**ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LOS GASES QUE PASAN A TRAVÉS
DE DOS VÁLVULAS DE CONTROL EN LA LÍNEA DE CABECERA DEL
REGENERADOR DE UNA PLANTA DE DESINTEGRACIÓN CATALÍTICA**

Ing. Miguel Paiva

**Trabajo de Grado presentado a la ilustre Universidad Central
de Venezuela para optar al Título de Especialista en Diseño de
Sistemas de Tuberías.**

Caracas, febrero de 2006

**ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LOS GASES QUE PASAN A TRAVÉS
DE DOS VÁLVULAS DE CONTROL EN LA LÍNEA DE CABECERA DEL
REGENERADOR DE UNA PLANTA DE DESINTEGRACIÓN CATALÍTICA**

Ing. Miguel Paiva

Tutor académico:

Rodolfo Berrios, M Sc.

Tutor industrial:

Alfonso Ramos, M Ing.

Caracas, febrero de 2006

Certifico que he leído este Trabajo de Grado
y que lo encuentro apropiado tanto en su
Contenido como en su formato y apariencia Externa

Prof: Rodolfo Berrios, Tutor

Fecha

VEREDICTO

DEDICATORIA

A la memoria de Maritza Rojas, mi Madre.

AGRADECIMIENTOS

A la institución PDVSA-Intevep por darme la oportunidad de realizar mi trabajo especial de grado y con ello finalizar mis estudios de postgrado, logrando cumplir una etapa fundamental en mi desarrollo como profesional.

A la Coordinación de estudios de postgrado de la Escuela de ingeniería mecánica de la UCV por el apoyo prestado durante esta investigación.

Un especial agradecimiento al Ing. Alfonso Ramos, quien fue mi tutor industrial en Intevep, de quien aprendí mucho durante este trabajo. Gracias.

Al Prof. Rodolfo Berrios, quien fuera mi asesor académico, el cual me presto toda la ayuda para finalizar satisfactoriamente este trabajo.

A la Prof. Tibisay Zambrano, quien me brindo toda su experiencia y conocimientos en CFD. Gracias.

A los profesionales Jack Jenkins y Noel Moreno de Intevep por el apoyo técnico en el uso de paquetes comerciales de simulación.

Especialización en diseño de sistemas de tuberías

ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO DE LOS GASES QUE PASAN A TRAVÉS DE DOS VÁLVULAS DE CONTROL EN LA LÍNEA DE CABECERA DEL REGENERADOR DE UNA PLANTA DE DESINTEGRACIÓN CATALÍTICA

Autor:

Miguel Paiva, Ing.

Asesores:

Rodolfo Berrios, M Sc.

Alfonso Ramos, M Ing.

Fecha:

Febrero de 2006

RESUMEN

Este trabajo contempla el análisis fluido – dinámico a una línea de cabecera en una refinería, la cual presenta vibraciones de alta frecuencia inducida por el flujo. Las altas vibraciones se originan en un tramo de 56 pulg de diámetro entre dos válvulas reductoras de presión. El flujo estudiado es gas de combustión, compuesto en su mayoría por nitrógeno N_2 . El caudal que maneja la línea es sumamente elevado, unos 180 millones de pies cúbicos al día, por lo cual el flujo es turbulento con un número de Reynolds en el orden de 10^6 .

El análisis se realizó implementando la simulación numérica por computadoras resolviendo un modelo de turbulencia derivado de las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos, conocida como ecuaciones de Navier – Stokes. Para el desarrollo de las simulaciones se utilizó el programa comercial FLUENT de dinámica de fluidos computacional (CFD). Con la simulación se investigó el campo de velocidad y diferenciales de presión en el tiempo, así como las líneas de corriente y la formación de vórtices. Los resultados obtenidos en las simulaciones en dos dimensiones, abrieron paso para la realización de un modelo y simulación en tres

dimensiones, en donde se pudo observar con mayor detalle la formación de vórtices y concentración de turbulencia en determinadas zonas del tramo de tubería en estudio.

Descriptors: Remolinos, CFD, RANS, turbulencia, Reynolds, vibraciones, alta frecuencia, fluido – dinámica, e inestabilidad.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	VI
LISTA DE FIGURAS.....	IX
LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS	XI
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	XII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I.....	4
EL PROBLEMA.....	4
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	4
1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN.....	5
1.2.1 <i>Objetivo general</i>	5
1.2.2 <i>Objetivos específicos</i>	5
1.3 ALCANCE.....	5
1.4 ANTECEDENTES.....	6
CAPÍTULO II.....	7
MARCO TEÓRICO	7
2.1 PLANTA DE DESINTEGRACIÓN CATALÍTICA (FCC)	7
1.3.1 <i>Línea cabecera de escape de gases de combustión</i>	9
1.3.2 <i>Válvulas deslizantes reductoras de presión</i>	12
2.2 ECUACIONES QUE RIGEN EL MOVIMIENTO DE UN FLUIDO	13
2.3 MODELOS DE TURBULENCIA	14
2.4 MODELO RNG $k - \epsilon$	15
2.5 MÉTODO NUMÉRICO QUE USA FLUENT.....	16
CAPÍTULO III.....	18

METODOLOGÍA.....	18
3.1 PROGRAMAS FLUENT Y GAMBIT.....	18
3.1.1 Pre – procesamiento en el programa GAMBIT.....	18
3.1.2 Pre – procesamiento en FLUENT.....	19
3.1.3 Post – procesamiento en FLUENT.....	19
3.2 SELECCIÓN DE MODELO DE TURBULENCIA.....	19
3.3 GEOMETRÍA Y DISCRETIZACIÓN DEL SISTEMA BIDIMENSIONAL “2D”	20
3.3.1 Área de sección transversal de las tuberías 48 y 56 pulg y placa orificio.....	21
3.3.2 Cálculo de área de sección de obstrucción de las válvulas.....	21
3.3.3 Porcentaje total de obstrucción de las válvulas A y B.....	22
3.3.4 Selección del dominio y discretización del modelo bidimensional.....	22
3.4 SELECCIÓN DEL MATERIAL DE TRABAJO.....	24
3.5 CONDICIONES DE BORDE DEL MODELO BIDIMENSIONAL “2D”.....	24
3.7 TIEMPO TRANSITORIO DE LA SOLUCIÓN.....	27
3.7.1 Paso de tiempo por estimación simple	27
3.7.2 Paso de tiempo basado en la región física de interés.....	28
3.8 ESTRUCTURACIÓN DE LA GEOMETRÍA Y DISCRETIZACIÓN DEL SISTEMA EN TRES DIMENSIONES “3D”	29
3.8.1 Geometría del modelo tridimensional.....	29
3.8.2 Selección del dominio y discretización del modelo tridimensional.....	31
3.9 CONDICIONES DE BORDE DEL MODELO TRIDIMENSIONAL “3D”.....	32
CAPÍTULO IV.....	34
PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	34
4.1 SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL MODELO BIDIMENSIONAL “2D”	34
4.1.1 Distribución de presión.....	34
4.1.2 Fluctuaciones de presión – tiempo.....	36
4.1.3 Perfil de velocidad.....	37
4.1.4 Líneas de corriente.....	38
4.2 SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL MODELO TRIDIMENSIONAL “3D”	40
4.2.1 Distribución de presión.....	40
4.2.2 Fluctuaciones de presión – tiempo.....	43
4.2.3 Perfil de velocidad.....	44
4.2.4 Líneas de corriente.....	46
4.3 ANÁLISIS DE LOS MODELOS DE DOS Y TRES DIMENSIONES.....	47
4.4 COMPARACIÓN DE SIMULACIÓN VS DATOS DE CAMPO.....	48
CAPÍTULO V.....	51
CONCLUSIONES	51
CAPÍTULO VI.....	52
RECOMENDACIONES	52
REFERENCIAS.....	53
BIBLIOGRAFÍA.....	54

LISTA DE FIGURAS

FIGURA N° 1.	Flujograma del proceso de desintegración catalítica.....	1
FIGURA N° 2.	Sistema de válvulas de control en la línea de cabecera.....	2
FIGURA N° 3.	Corte longitudinal del sistema de válvulas de control de flujo.....	4
FIGURA N° 4.	Detalles internos de la unidad de la unidad de craqueo catalítico de Azuay..	8
FIGURA N° 5.	Unidad de desintegración catalítica, vista actual.....	9
FIGURA N° 6.	Recorrido del flujo de gases.....	10
FIGURA N° 7.	Componentes de válvulas de control de presión.....	11
FIGURA N° 8.	Válvula deslizante <i>B</i> de la línea FGL.....	12
FIGURA N° 9.	Representación gráfica de una celda y sus adyacencias.....	16
FIGURA N° 10.	Geometría usada como patrón anterior al modelo en GAMBIT.....	19
FIGURA N° 11.	Sección transversal del cuerpo de válvulas <i>A</i> y <i>B</i>	20
FIGURA N° 12.	Malla computacional aguas debajo de la válvula <i>A</i> , modelo 2D.....	22
FIGURA N° 13.	Malla computacional en vista general en FLUENT.....	22
FIGURA N° 14.	Condiciones de borde en la geometría del modelo en 2D en FLUENT.....	22
FIGURA N° 14.	Partícula de fluido atravesando una celda del volumen de control.....	25

FIGURA N° 15.	Isometría de la geometría en 3D.....	26
FIGURA N° 16.	Isometría de la geometría en 3D (acercamiento).....	28
FIGURA N° 17.	Geometría en 3D con detalles internos de la válvula <i>A</i>	29
FIGURA N° 18.	Malla computacional válvula <i>A</i> del modelo 3D.....	29
FIGURA N° 19.	Malla computacional válvula <i>A</i> del modelo 3D (acercamiento).....	30
FIGURA N° 20.	Malla computacional válvula <i>A</i> del modelo 3D en isometría.....	30
FIGURA N° 21.	Contorno de presión a los 1.6420×10^{-3} segundos.....	31
FIGURA N° 22.	Contorno de presión a los 1.6540×10^{-3} segundos.....	34
FIGURA N° 23.	Contorno de presión a los 1.6640×10^{-3} segundos.....	34
FIGURA N° 24.	Gráfico de fluctuaciones de presión vs. tiempo.....	35
FIGURA N° 25.	Contorno de velocidad.....	35
FIGURA N° 26.	Contorno de velocidad (acercamiento).....	36
FIGURA N° 27.	Líneas de velocidad de corriente aguas abajo de la válvula.....	37
FIGURA N° 28.	Línea de corriente aguas abajo de la válvula <i>A</i> (acercamiento).....	37
FIGURA N° 29.	Línea de corriente aguas debajo de la válvula <i>B</i> (acercamiento).....	38
FIGURA N° 30.	Contorno de presión a 1.6080×10^{-3} segundos, modelo 3D.....	38
FIGURA N° 31.		39
FIGURA N° 32.	Contorno de presión a 1.6140×10^{-3} segundos, modelo 3D.....	41
FIGURA N° 33.	Contorno de presión a 1.7280×10^{-3} segundos, modelo 3D.....	41
FIGURA N° 34.	Gráfico de fluctuaciones presión – tiempo de la simulación en 3D.....	43
FIGURA N° 35.	Vectores velocidad válvula <i>A</i> , modelo 3D.....	44
FIGURA N° 36.	Vectores velocidad (acercamiento en estrangulamiento).....	44
FIGURA N° 37.	Líneas de corriente válvula <i>A</i> , modelo 3D.....	45
FIGURA N° 38.	Líneas de corriente válvula <i>A</i> (isometría).....	46
FIGURA N° 39.	Gráfica de caídas de presión (ΔP) tomados en campo vs resultados de la simulación.....	47

LISTA DE SÍMBOLOS Y ABREVIATURAS

G_b	Energía cinética debida a la flotabilidad.
G_k	Generación de energía cinética turbulenta.
I	Intensidad de turbulencia.
k	Energía cinética turbulenta.
P	Presión manométrica.
P_{op}	Presión de operación.
Y_M	Productos de fluctuación turbulenta.
ρ	Densidad

μ	Viscosidad
ε	Rata de disipación de energía cinética turbulenta.
σ_k	Número de Prandtl para la energía cinética turbulenta k .
σ_ε	Número de Prandtl para la disipación de la energía cinética turbulenta ε .
Δt	Variación de tiempo.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Catalizador:

Catalizador es una substancia (compuesto o elemento) capaz de acelerar una reacción química, permaneciendo él mismo inalterado (no se consume durante la reacción).

Muchos de los catalizadores actúan aumentando la superficie que permite encontrarse y unirse o separarse a dos o más reactivos químicos.

Craqueo:

Transformación por ruptura de las grandes moléculas de crudos y gases para obtenerlas más pequeñas a fin de aumentar la proporción de productos ligeros y volátiles.

Difusión:

Proceso mediante el cual partículas de gases, líquidos o sólidos se mezclan como resultado de su movimiento espontáneo causado por agitación térmica y las sustancias disueltas se mueven de una región de alta concentración a otra de menor concentración.

Naftas:

Producto proveniente de la destilación atmosférica, y otros procesos como FCC que sirve para obtener gasolinas de diferente octanaje.

Reactor en una planta de desintegración catalítica (FCC):

Torre cilíndrica de grandes dimensiones, la cual es alimentada con hidrocarburo crudo cerca de su base para luego ocurrir una reacción por craqueo en la fase de vapor expandiendo el volumen de vapores debido a la catálisis. La reacción es acelerada, en pocos segundos.

Torre de fraccionamiento:

Es un recipiente cilíndrico vertical, y de gran diámetro. Están organizados para extraer del petróleo los diferentes componentes, desde los más livianos hasta los más pesados. Cada una de las torres se encarga de retirarle una porción de la cadena de hidrocarburos. Inicialmente se obtienen los más livianos y, progresivamente, los pesados; hasta dejar los bitúmenes pastosos.

Viscosidad

Esta propiedad es la que controla la cantidad de fluido que puede transportarse por una tubería durante un periodo específico, y que explica las pérdidas de energía

asociada al transporte de fluidos en ductos, canales y tubos. Además, la viscosidad desempeña un papel preponderante en la generación de turbulencia.

INTRODUCCIÓN

La planta de desintegración catalítica (FCC) procesa crudos medianos y pesados para producir gasolina y otros derivados. Esta unidad se considera una de las más complejas dentro de una refinería, y está conformada por recipientes a presión, hornos, intercambiadores de calor, sistemas de tuberías e instrumentos automatizados. Entre los equipos principales se destacan el reactor, el despojador, el regenerador y la torre de fraccionamiento (ver figura 1).

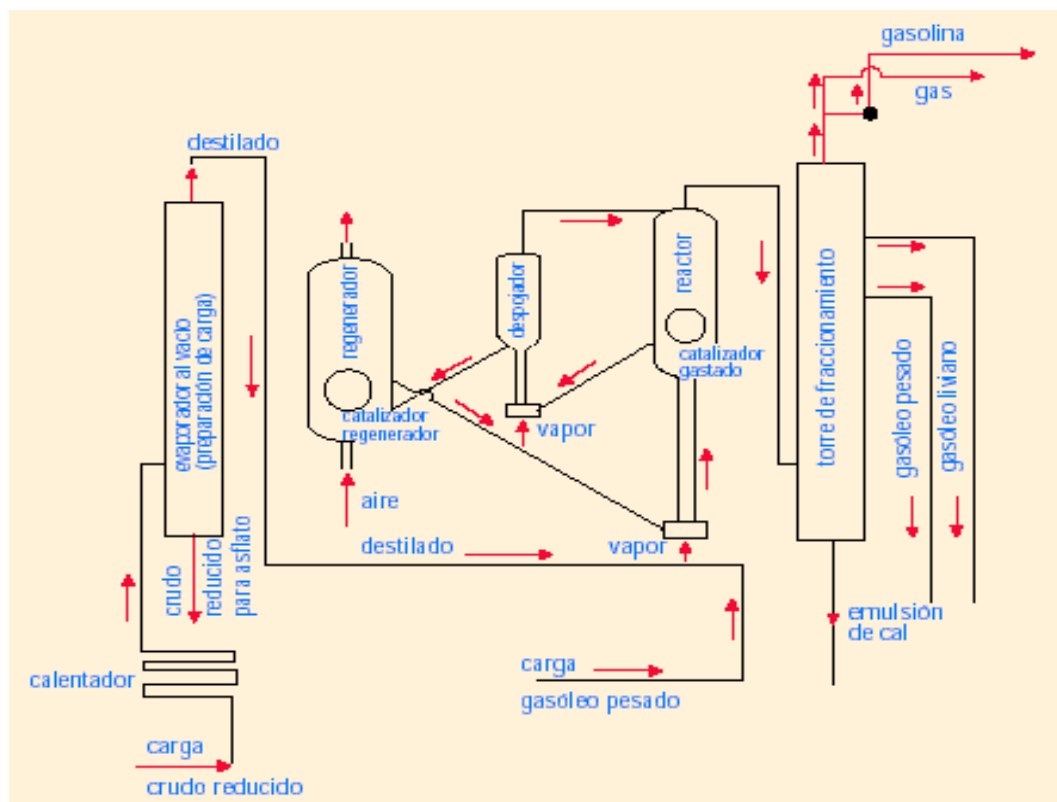


Figura 1. Flujograma del proceso de desintegración catalítica tomado del pozo ilustrado 1985.

De manera simplificada, la función del reactor es producir una serie de reacciones químicas en presencia de un catalizador, en donde se obtienen diferentes hidrocarburos. La corriente de hidrocarburos pasa a la torre de fraccionamiento donde se separan los diferentes productos, luego el catalizador usado se transporta al regenerador, donde es reactivado y el residuo de la reacción (coque) es quemado. Finalmente, los gases que genera la combustión del coque son expulsados por medio de una línea que conduce hasta la chimenea. Esta tubería es llamada “línea de cabecera,” que además de transportar los gases de combustión sirve como sistema de control de presión en el regenerador. El control de presión es realizado mediante dos válvulas deslizantes, las cuales estrangulan el flujo en el tramo comprendido entre la primera válvula y la salida de la segunda válvula, produciendo un descenso de la presión hasta un valor ligeramente superior a la presión atmosférica. Las válvulas están colocadas en un tramo horizontal de tubería aguas abajo del regenerador y se encuentran separadas entre si, treinta y seis pies “11.01 metros” (ver figura 2).

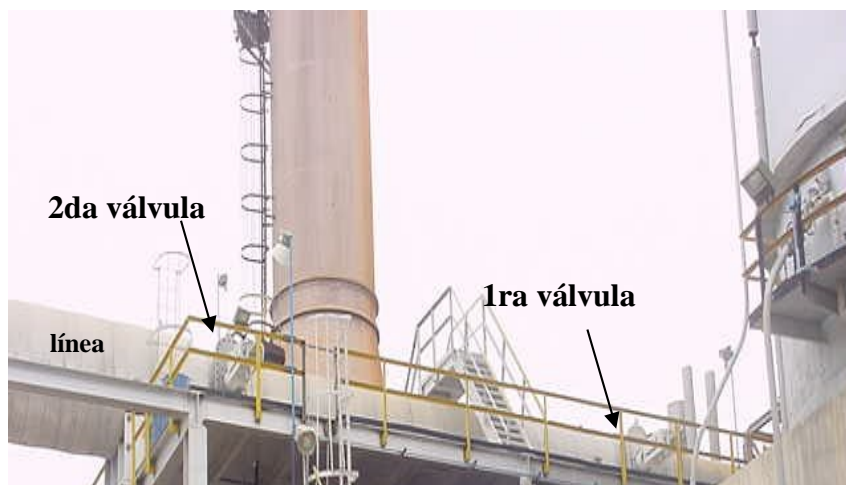


Figura 2. Sistema de válvulas de control en la línea de cabecera.

Debido a las caídas de presión y la obstrucción del flujo que se produce en las válvulas deslizantes se inducen vibraciones de alta frecuencia en la pared de la tubería

en ese tramo del sistema. En algunas ocasiones, estos efectos dinámicos pueden generar grietas, y desajustes. En este sentido, surge la necesidad de evaluar la causa raíz del problema de vibraciones, el cual se centra en el comportamiento del flujo de fluido.

El presente trabajo contempla el estudio fluido dinámico mediante modelos matemáticos de turbulencia y usando el método de volumen finito, que permiten evaluar la presión y los perfiles de velocidad que originan el problema de vibración. Para resolver los modelos de turbulencia y discretizar las ecuaciones diferenciales parciales se utilizó un programa fluido – dinámico computacional (CFD). Específicamente para este estudio se dispone del programa comercial FLUENT 5/6.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema

Las válvulas deslizantes en la línea de cabecera representan el elemento primario de control de presión en el proceso de regeneración del catalizador. Esto se produce disminuyendo la presión en la tubería mediante la estrangulación del flujo aguas abajo del regenerador. Sin embargo, las restricciones del flujo que producen las válvulas generan vibraciones de alta frecuencia en la línea (ver figura 3).



Figura 3. Corte longitudinal del tramo del sistema de válvulas de control de flujo en la línea de cabecera.

En el pasado se han reportado fugas por agrietamientos ocasionados por las vibraciones inducidas por el flujo. Adicionalmente, se han presentado problemas de fuga en una de las válvulas, el desprendimiento de accesorios de la línea y descalibración de instrumentos, condición que motivó la realización de varios estudios orientados a caracterizar las vibraciones (amplitudes y frecuencia) y evaluar la severidad de las mismas.

Los resultados de los estudios anteriores señalan la posibilidad de daño por fatiga en secciones de alta concentración de esfuerzo. No obstante, se desconoce el campo de flujo dentro de la línea, que en definitiva es la causa raíz del problema.

1.2 Objetivos de la Investigación

1.2.1 Objetivo general

Realizar un análisis fluido dinámico de los gases que pasan a través de dos válvulas de control en la línea de cabecera de un regenerador de una planta de desintegración catalítica.

1.2.2 Objetivos específicos

1. Recopilación y revisión de información técnica.
2. Identificación de los modelos de turbulencia aplicables al problema.
3. Selección de un modelo y establecimiento de los parámetros recomendados para modelar flujo de gas.
4. Desarrollo de simulaciones en bidimensionales estables
5. Desarrollo de simulaciones bidimensionales transitorias.
6. Realizar simulaciones tridimensionales estables y transitorias.
7. Análisis de resultados de los modelos estables e inestables.
8. Elaboración de conclusiones y recomendaciones.

1.3 Alcance

El estudio contempla un análisis fluido - dinámico computacional en el tramo afectado por vibraciones de alta frecuencia, el cual esta comprendido desde la entrada de la primera válvula de control de presión hasta la salida de la segunda respectivamente, perteneciente a la línea que va del regenerador hasta la chimenea de la unidad de desintegración catalítica.

La simulación se realizó con una geometría en 2D y 3D, con modelos matemáticos de turbulencia usando las ecuaciones de Navier Stokes promediadas por Reynolds (RANS) utilizando como herramienta de cálculo el programa comercial FLUENT.

Solo se realizaron simulaciones del comportamiento del fluido, asumiendo que las paredes del sistema son totalmente rígidas sin considerar los efectos gravitacionales.

1.4 Antecedentes

La línea de cabecera de la unidad de desintegración catalítica en estudio, ha venido presentando problemas de vibraciones de alta frecuencia desde que entró en operación, ocasionando fracturas en zonas de alta concentración de esfuerzo. Debido a esta problemática en el año 1999 se solicitó a PDVSA – Intevep realizar mediciones de vibraciones para caracterizar amplitudes y frecuencia en varios puntos del tramo afectado por las vibraciones. Los resultados de estas mediciones arrojaron niveles altos de vibración en el tramo de 56 pulg de diámetro entre las válvulas reductoras de presión. Además, se concluyó que las altas vibraciones eran consecuencia del estrangulamiento del flujo y la caída de presión en las válvulas de control.

Pietro Catalano y colaboradores 2002, realizaron estudios del comportamiento transitorio del flujo turbulento alrededor de un cilindro, el cual estableció comparaciones entre dos modelos matemáticos de turbulencia (el $k-\varepsilon$ y el modelo LES) y logro obtener cambios de presión en pequeños intervalos de tiempo y la presencia de vórtices (para mayor detalle ver Apéndice A).

G. Iaccarino y colaboradores 2001, estudiaron el comportamiento transitorio por la separación del flujo turbulento alrededor de un cubo. En este trabajo se implemento el método RANS para la simulación, específicamente utilizando en modelo $k-\varepsilon$ RNG, y se utilizó el código comercial FLUENT (para mayor detalle ver Apéndice A).

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Planta de desintegración catalítica (FCC)

La unidad de desintegración catalítica fluida, es una de las más importantes unidades en la refinería. La simple destilación de petróleo crudo produce cantidades y tipos de productos que no son consistentes con aquellos requerimientos para el mercado, subsecuentemente el proceso de refinación cambia los productos mixtos por alteraciones moleculares en la estructura del hidrocarburo. Uno de los métodos de alcanzar estos cambios es a través del rompimiento de los enlaces moleculares “cracking”. Este es un proceso de conversión de hidrocarburos pesados presentes en los gasóleos de vacío, que permite producir gasolina, y en consecuencia aumentar el rendimiento de este combustible en las refinerías, disminuyendo la producción de residuales, ver figura 4.

El proceso de FCC se basa en la descomposición o rompimiento de moléculas de alto peso molecular; esta reacción se promueve por un catalizador sólido con base en zeolitas en presentación pulverizada, aluminio hydrosilicate, bauxita, bentonita y sílice de aluminio, que se incorpora a los hidrocarburos de carga en un reactor de tipo tubular con flujo ascendente. A la salida del reactor, el catalizador se separa de los productos de reacción a través de ciclones, y el coque que se genera y adhiere al mismo por las altas temperaturas de reacción, se quema en un equipo especial antes de recircularse al reactor; la energía liberada en el quemado sirve para dar parte de calentamiento de la corriente de carga. En la figura 5 se detalla el reactor y componentes generales del proceso.

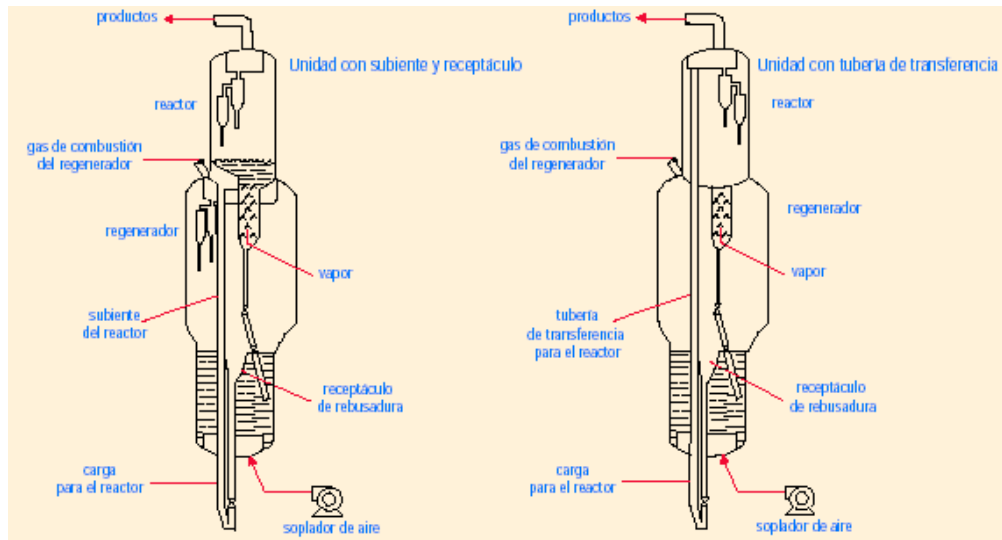


Figura 4. Detalles de partes internas de la unidad de craqueo catalítico utilizadas en la refinería Amuay. Tomado del Pozo ilustrado 1985.

En el proceso se producen además de gasolina, productos más ligeros como gas seco (metano y etano) y fracciones de 3 a 5 átomos de carbono, de carácter oleofínico, que se utilizan como materia prima en la producción de éteres y gasolina alquilada en procesos subsecuentes de la refinería. También se genera un producto pesado rico en aromáticos, conocido como aceite cíclico ligero, que se procesa en las hidrotratadoras de la fracción diesel, y otro denominado aceite decantado que se incorpora al combustóleo.

Las temperaturas de operación son de 850 – 950 °F a muy baja presión de 10 – 20 psi. El craqueo catalítico es muy flexible, y los parámetros operados pueden ser ajustados para enfrentar cambios en la demanda de productos. En las unidades de FCC más modernas, el catalizador gastado, es regenerado para remover el coque que este almacena durante el proceso.



Figura 5. Unidad de desintegración catalítica, vista actualmente.

La unidad de desintegración catalítica instalada en estudio convierte los residuales de la destilación de vacío en naftas, y su capacidad es de 74.300 de barriles diarios.

1.3.1 Línea cabecera de escape de gases de combustión

La línea de cabecera de escape de gases o también conocida como FGL (flue gas line) de la unidad de desintegración catalítica sale del regenerador, tal como se muestra en la fig. 6, entra por el lado tubo de los generadores de vapor y de allí realiza un recorrido de aproximadamente 610 pies hasta llegar a un precipitador electrostático, el cual no ha sido puesto en operación, por lo que el gas actualmente se ventea a la atmósfera mediante la chimenea que también es mostrada en la fig 6. La línea FGL sale de los generadores de vapor con un diámetro de 48 pulg de diámetro,

el cual se va incrementando pausadamente a 56, 74 y 82 pulg cuando llega a la chimenea.

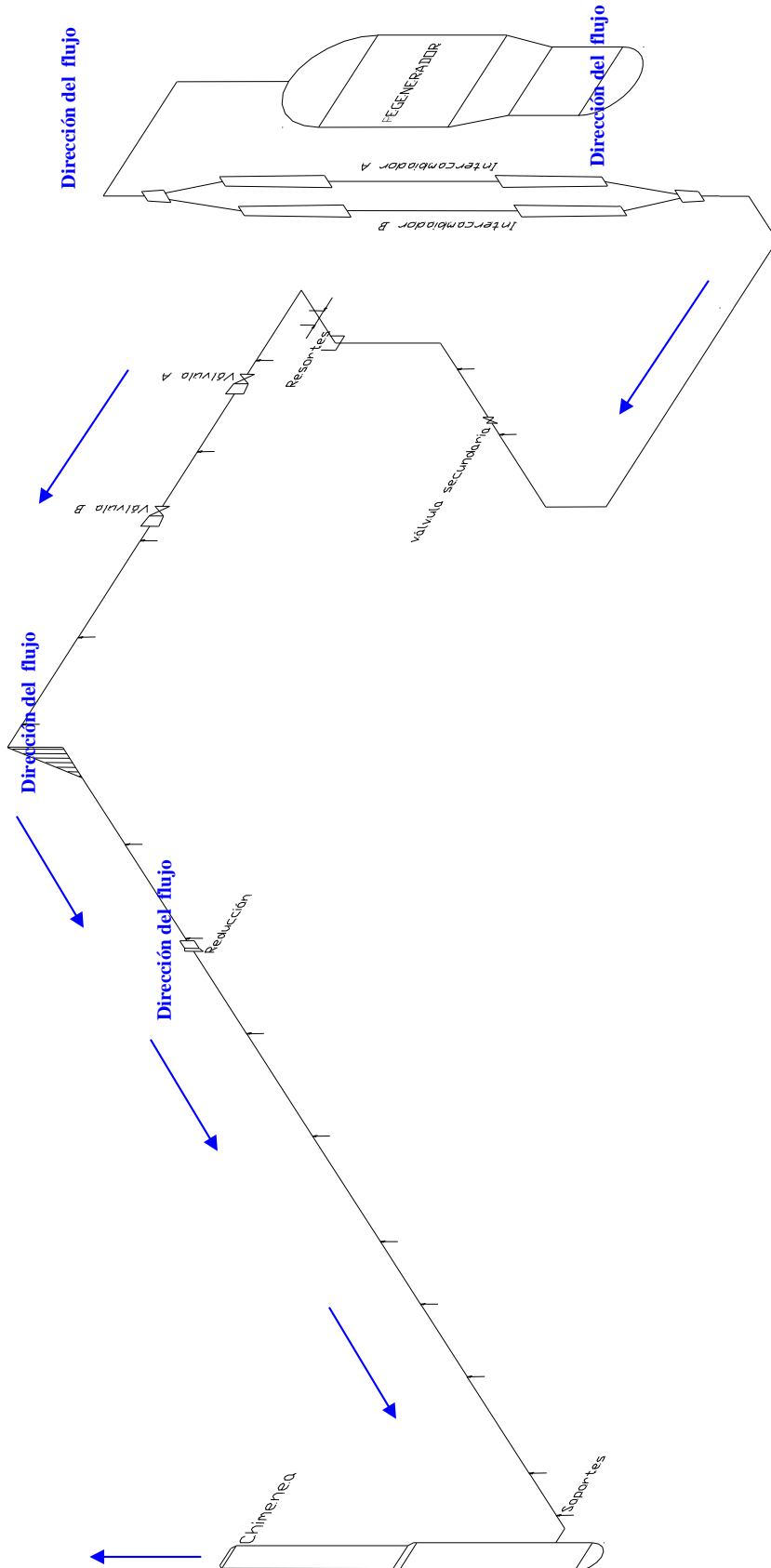


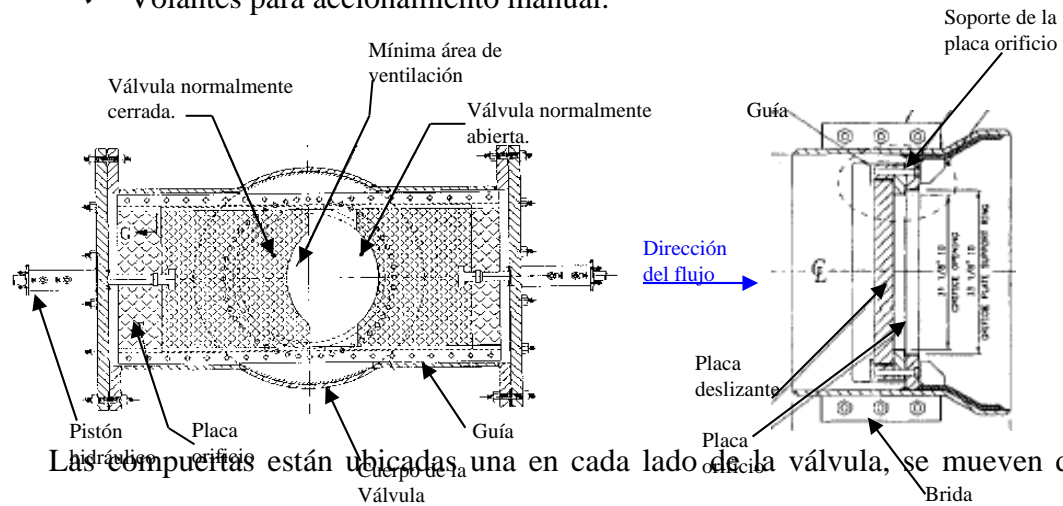
Figura 6. Recorrido de l flujo de gases.

La línea de tubería FGL tiene tres válvulas deslizantes, las cuales cambian las condiciones de presión de la corriente de gas. La primera válvula se encuentra aguas arriba seguidamente después de tramo que sale de los generadores de vapor, las dos siguientes denominadas **A** y **B** se encuentran sobre una plataforma a la mitad y aguas abajo respectivamente. Las válvulas son operadas por un sistema de control electrónico. Sin embargo, estas tienen la opción de ser actuadas manualmente. Este sistema representa prácticamente el control de procesos de los equipos reactor – regenerador, una falla o inequívoca operación de estas válvulas representaría una parada automática de la producción.

1.3.2 Válvulas deslizantes reductoras de presión

Las válvulas deslizantes de la línea de cabecera son el elemento primario de control de presión del regenerador en la unidad de desintegración catalítica (FCC). Estas válvulas son de reducción de presión y funcionan automáticamente. Están fabricadas en acero al carbono y compuestas por un conjunto de partes móviles y estáticas, sus partes más importantes son:

- ✓ Carcaza.
- ✓ Pistones hidráulicos.
- ✓ Compuertas 1 y 2.
- ✓ Placa orificio.
- ✓ Volantes para accionamiento manual.



Las compuertas están ubicadas una en cada lado de la válvula, se mueven de forma independiente y son actuadas por dos pistones hidráulicos uno en cada compuerta. Los volantes para accionamiento manual restringen en un 100% el paso de flujo y las pueden ser operadas manualmente.

Figura 7. Componentes de las válvulas deslizantes de control de presión. Información operacional y de diseño de la planta.

Por otro lado, las válvulas deslizantes de control de presión restringen en un 100% el paso de flujo y las pueden ser operadas manualmente.

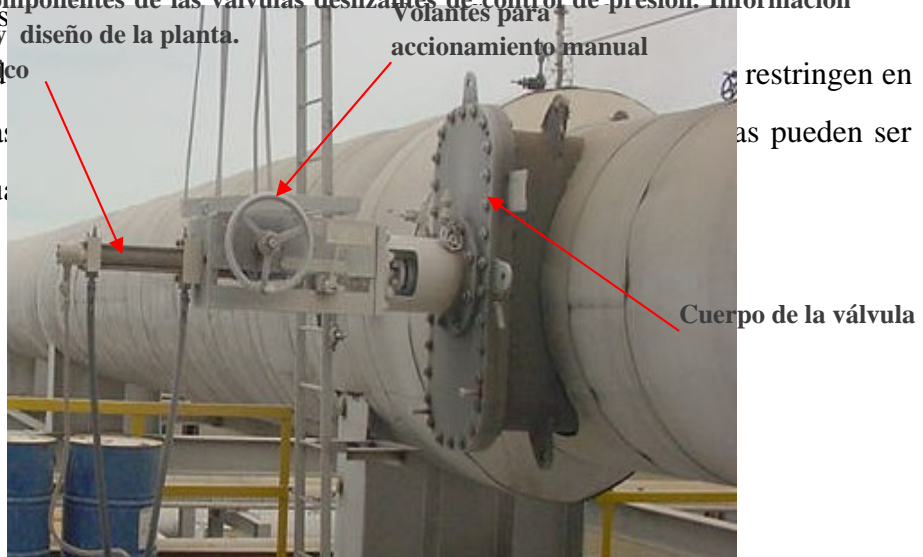


Figura 8. Válvulas deslizante B de la línea PGL. Información operacional y de diseño de la planta.

2.2 Ecuaciones que rigen el movimiento de un fluido

La conservación de la masa, aplicada a una partícula de fluido infinitesimal, da lugar a la ecuación diferencial de continuidad; relaciona los campos de densidad y de velocidad. La segunda ley de Newton da forma a ecuaciones diferenciales parciales conocidas como ecuaciones de Navier – Stokes (Potter 1999).

A pesar de la antigüedad de las ecuaciones de Navier – Stokes, estas ecuaciones sólo han podido ser aplicadas a geometrías relativamente sencillas las cuales permiten soluciones analíticas. También en las últimas décadas, mediante procesos iterativos con computadoras de alto rendimiento. Las técnicas numéricas empleadas para solucionar estas ecuaciones matemáticas son comúnmente conocidas como dinámica de fluidos computacional, o CFD. Actualmente son las únicas técnicas capaces de generar soluciones completas.

Mediante la ecuación de continuidad se establece el balance de masa y se presenta de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \nabla \cdot V = 0 \quad (2.1)$$

donde ρ es la densidad del fluido y V el vector velocidad.

Las ecuaciones que rigen el movimiento para un fluido Newtoniano, adoptan la forma vectorial, dadas por:

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\nabla \vec{V}) \vec{V} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.2)$$

Siendo μ la viscosidad dinámica, ρ la densidad, p la presión, \vec{g} la gravedad y \vec{V} el vector velocidad.

Estas ecuaciones describen el comportamiento de los flujos bajo condiciones laminares y turbulentas del flujo.

A partir de las ecuaciones de Navier – Stokes, se pueden deducir otras tantas ecuaciones importantes como la ecuación de Euler y la ecuación de Bernoulli.

2.3 Modelos de turbulencia

El código comercial Fluent ofrece varios modelos para la simulación de flujos, ya sean turbulentos o laminares, aunque es en la simulación de flujos turbulentos donde el programa demuestra su mayor aplicabilidad. Los modelos que ofrecen son precisos, completos y ofrecen un amplio margen de aplicabilidad.

Para modelar un flujo turbulento, los términos dependientes del tiempo en las ecuaciones de conservación de la masa y conservación del momento, deberán tener un diferencial de tiempo (dt) lo suficientemente pequeño para capturar todas las fluctuaciones turbulentas. Lo mismo ocurre con los términos de las dimensiones físicas de las celdas del volumen de control (dx), que deberán ser más pequeñas contra mayor sea el número de Reynolds.

Las fluctuaciones pueden ser a pequeña escala y alta frecuencia, de manera que, introduciéndolas en las ecuaciones de momento, aparece un término extra: los esfuerzos de Reynolds. La introducción de este nuevo término hará que las ecuaciones establecidas no queden cerradas, con lo que se requerirá el desarrollo de modelos de flujos para poder cerrar el sistema de ecuaciones. Existen una variedad

de métodos para solucionarlas, desde los modelos de 0-ecuaciones hasta las más complejas ecuaciones de transporte de esfuerzos de Reynolds.

La elección de un modelo de turbulencia dependerá de las consideraciones que se realicen y de las condiciones físicas del fluido, la práctica que se adquiere para la resolución de un determinado tipo de problema, la capacidad de cálculo computacional y el tiempo disponible para realizar la simulación (ver apéndice A).

Para poder modelar un flujo turbulento, FLUENT tiene incorporados los siguientes modelos de turbulencia:

- ✓ Spalart – Allmaras model
- ✓ Standard k - ε model
- ✓ Renormalization – Group (RNG) k - ε model
- ✓ Realizable k - ε model
- ✓ Standar k - ω model (SST)
- ✓ Reynolds Stress Model (RSM)
- ✓ Large eddy simulation (LES) model

Para realizar la elección más adecuada del modelo de turbulencia en una determinada aplicación, se necesita conocer las capacidades y limitaciones que posee cada una de las opciones que ofrece el programa. En el presente estudio se ha considerado que el modelo de dos ecuaciones $k - \varepsilon$ agrupa una serie de características que son semejantes al problema, el cual se explicara en la sección siguiente.

2.4 Modelo RNG $k - \varepsilon$

El modelo RNG basado en el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ es derivado directamente de la ecuación de Navier – Stokes, usando una técnica matemática llamado método de grupo renormalizado (RNG).

Este modelo incluye: un término adicional que mejora el análisis de flujos rápidamente forzados, el efecto de remolinos en la turbulencia, flujos transitorios (con lo que se aumenta la precisión para flujos muy removidos, masiva separación,

desprendimiento de vórtices, difusores de grandes ángulos y ventilación de salones) y una formula analítica para números turbulentos de Prandtl. Además, el modelo $k - \varepsilon$ trabaja con números de Reynolds altos, mientras que la teoría RNG da una fórmula diferencial derivada analíticamente por la viscosidad efectiva válida también para números de Reynolds bajos. Ecuaciones 2.3 y 2.4.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - Y_M + S_k \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (2.4)$$

donde, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad. G_b es la energía cinética turbulenta debida a la flotabilidad. Y_M representa la dilatación de productos de fluctuación turbulenta para la completa razón de disipación. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, y $C_{3\varepsilon}$ son constantes. Las cantidades de α_k y α_ε son el inverso del numero de Prandtl para $k - \varepsilon$, respectivamente.

2.5 Método numérico que usa FLUENT

Se pueden realizar aproximaciones de las ecuaciones diferenciales con métodos de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Estos métodos ofrecen una manera práctica de alcanzar la generalidad de la formulación de las ecuaciones diferenciales. Se han desarrollado una variedad de métodos de dinámica de fluidos computacional, siendo en de volumen finito uno de los más utilizados. Para aplicar el método primero es necesario definir un espacio temporal de cálculo (dominio), el cual debe ser discretizado para la resolución numérica de las ecuaciones. La discretización del dominio espacial consiste en la división de este espacio en un conjunto de pequeñas celdas que se consideran pequeños volúmenes de control. El conjunto de celdas que debe cubrir todo el dominio, constituye la malla computacional.

La malla computacional utilizada es un aspecto fundamental de la simulación numérica de flujos. El número y tamaño de las celdas computacionales debe ser suficiente para poder calcular con precisión las distintas zonas del campo fluido. En este sentido, habrá que identificar las zonas del campo fluido donde los gradientes de las variables sean más pronunciados y disponer de una malla suficientemente fina en esas zonas. Sin embargo, en la práctica se ha encontrado que algunas mallas simples dan buenos resultados y mucho más rápido que utilizando mallas finas complejas.

El siguiente paso es discretizar las ecuaciones, esto es, aproximar las ecuaciones diferenciales por un sistema de ecuaciones algebraicas para las variables termo - fluido - dinámicas en el conjunto de celdas de la malla computacional y en un conjunto discreto de instantes de tiempo. Sistemáticamente cada ecuación de transporte es discretizada en forma algebraica para cada celda y requieren información (datos de campo como propiedades del fluido, velocidad, etc.) de centros y caras de las celdas (ver figura 9, para la celda “ p ”). El programa utiliza un promedio de los valores de las celdas que comparten cada nodo.

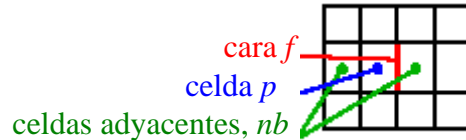


Figura 9. Representación gráfica de una celda y sus adyacencias. Tomado de manual “fluent incorporate” Lebanon USA 2002.

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Programas FLUENT y GAMBIT

El programa resuelve los sistemas de ecuaciones discretizadas por la técnica de volúmenes finitos donde calcula los valores de las variables en el interior de las celdas computacionales, para lograr esto, primero se debe construir la malla computacional. Sin embargo, el programa FLUENT no cuenta con la opción para definir la malla, y debe apoyarse en la subrutina GAMBIT, el cual forma parte del pre- procesamiento de los datos. Entonces, para realizar un modelo y simulación se debe manejar el funcionamiento de ambos programas FLUENT y GAMBIT.

3.1.1 Pre – procesamiento en el programa GAMBIT

En este paso se utilizó la subrutina Gambit, en donde se definió la geometría del dominio y se discretizó el sistema, en un número finito de volúmenes de control. Además, se definieron las condiciones de borde. (ver apéndice B). Antes de crear o definir la malla es preciso dibujar la geometría del sistema que se pretende simular. Luego que se definió la geometría se procedió a crear una superficie en el comando “geometry faces”. Finalmente, se selecciona el tipo de malla a utilizar (esto va depender del tipo de caso que se este analizando). Para este caso se probaron tres modelos de mallas, estableciendo una malla muy fina en los estrangulamientos.

3.1.2 Pre – procesamiento en FLUENT

En esta parte se importa la malla que previamente fue definida en GAMBIT, se selecciona el modelo de turbulencia, y se establecen las condiciones de borde ó contorno. (ver apéndice C).

3.1.3 Post – procesamiento en FLUENT

Aquí se observan los resultados finales mediante el comando “display” en la barra principal de aplicaciones en la ventana de fluent (ver apéndice D).

3.2 Selección de modelo de turbulencia

El flujo en el presente estudio es turbulento, por lo tanto, la selección del modelo de turbulencia dependió de las condiciones físicas del fluido, el problema inicial, la capacidad de cálculo computacional y el tiempo disponible para realizar la simulación.

El modelo **RNG $k - \epsilon$** el cual fue detalladamente descrito en el segundo capítulo, incluye un término adicional que mejora el análisis de flujos rápidamente forzados, el efecto de remolinos en turbulencia y una formula analítica para números de Prandtl. Además, el modelo “ **$k - \epsilon$** ” trabaja con números de Reynolds altos, y el mismo esta conformado por una ecuación que representa la generación de energía cinética debido a la turbulencia “ **k** ” y una ecuación del rango de disipación de la energía cinética por turbulencia “ **ϵ** ”, y al contener solo dos ecuaciones, las condiciones de convergencia son mejores.

Por otro lado en la metodología RANS el modelo “Reynolds Stress Model” es el más completo y más elaborado que proporciona el programa FLUENT, y tiene un gran potencial para predecir, detalladamente, flujos complejos ya que toma los efectos de curvatura, remolinos, rotación y cambios rápidos de flujos forzados de una forma más rigurosa que otros modelos. Sin embargo, la estabilidad de convergencia de los resultados es un problema serio en este modelo y el tiempo de cálculo es mucho mayor que en modelos más simples.

A su vez, las investigaciones como las de Iccarino Gianluca, 2002 y Pietro Catalano, 2002, presentaron buenos resultados en el uso del modelo $k - \epsilon$ en simulaciones de flujo a través de obstrucciones, y elevado número de Reynolds, esto indica que el modelo $k - \epsilon$ de dos ecuaciones es muy completo y aplicable a flujos donde exista separación y alto régimen de flujo. Lo anteriormente descrito sugiere que, el modelo de dos ecuaciones **RNG $k - \epsilon$** es el modelo adecuado para el caso en estudio.

3.3 Geometría y discretización del sistema bidimensional “2D”

En esta sección primero se idealiza el sistema en un espacio de dos dimensiones (2D), luego se delimito la geometría dibujando los tramos de tuberías de 48, 56 y 74 pulgadas de diámetro respectivamente. Paralelamente se colocaron ambas válvulas antes de cada cambio de diámetro, la primera se coloco en la sección de 48 a 56 pulg y la segunda, en la sección de 56 a 74 pulg (ver figura 10).

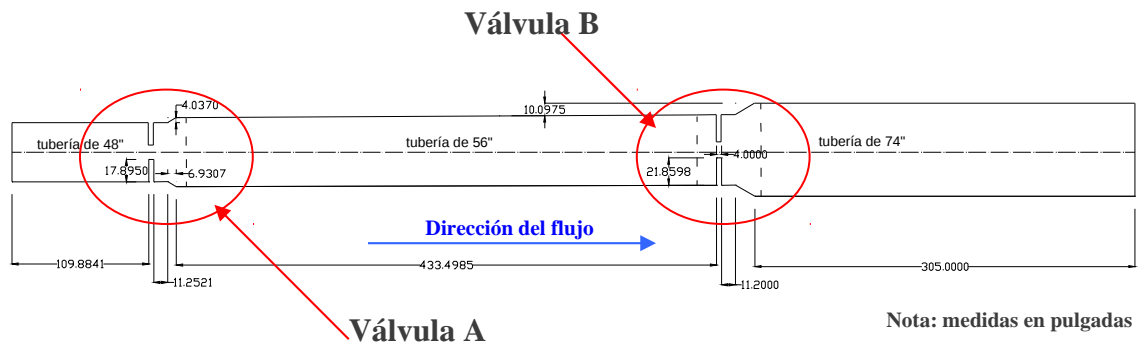


Figura 10. Geometría usada como patrón antes de generar el modelo en GAMBIT.

Debido a que el modelo es en dos dimensiones, el margen de obstrucción se definió mediante un porcentaje de estrangulamiento de cada válvula. Para ello se cálculo el área de obstrucción de cada hoja en las válvulas, más, el porcentaje de obstrucción de cada placa orificio. Los pasos se indican debajo.

3.3.1 Área de sección transversal de las tuberías 48 y 56 pulg y placa orificio.

Tabla 1. Secciones transversales en tramos de 48 y 56 pulg de diámetro

Área de Sección transversal	S. Ingles	S. Internacional
Tubería de 48", diámetro hidráulico 47"	1734,89 pulg ²	1,11 m ²
Tubería de 56", diámetro hidráulico 55"	2375,82 pulg ²	1,53 m ²
Área del orificio de la placa A	760,62 pulg ²	0,49 m ²
Área del orificio de la placa B	916,48 pulg ²	0,59 m ²

3.3.2 Cálculo de área de sección de obstrucción de las válvulas

Para definir el área de obstrucción de las válvulas se utilizó el software autocad, utilizando un porcentaje de apertura de la válvula "A" de 32.35 % y para la válvula "B" 34.9 %. En la figura 12 se observa en la parte sombreada como la obstrucción de las hojas.

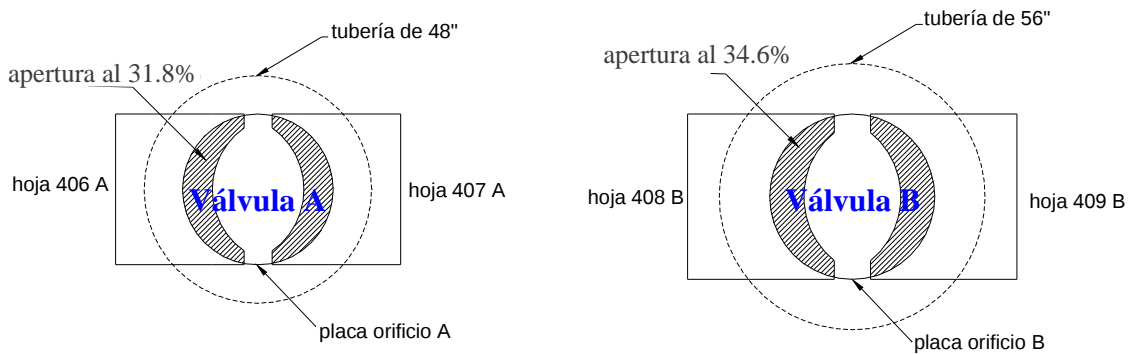


Figura 12. Sección transversal del cuerpo de las válvulas A y B e indicaciones de obstrucción de cada hoja.

Tabla 2. Secciones transversales de las compuertas de las válvulas A y B (área obstruida)

Sección transversal	S. Ingles	S. Internacional
Área de obstrucción en la válvula A	346,88 pulg ²	0,22 m ²
Área de obstrucción en la válvula B	430,13 pulg ²	0,27 m ²

3.3.3 Porcentaje total de obstrucción de las válvulas A y B

Se sumarán el área total de obstrucción, más, el área total de obstrucción de las compuertas (hojas).

Para la válvula A:

Total área: (área 47" – área del orificio de la placa) + (área de las hojas)

$$\text{Total} = (1734,89 - 760,62) + (346,88) = 1321,15 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Porcentaje de área obstruida: } A_A = \frac{1321,15}{1734,89} \times 100 = 76,15\%$$

Entonces para la tubería de 48" $\Rightarrow 47" \times 0,761 = 35,76 \text{ pulg} \Rightarrow 17,88$ por cada hoja.

Para la válvula B:

Total área: (área 55" – área del orificio de la placa) + (área de las hojas)

$$\text{Total} = (2375,82 - 916,80) + (430,135) = 1889,15 \text{ plg}^2$$

$$\text{Porcentaje de área obstruida: } A_B = \frac{1889,15}{2375,82} \times 100 = 79,51\%$$

Entonces para la tubería de 56" $\Rightarrow 55" \times 0,7951 = 43,725 \text{ pulg} \Rightarrow 21,86 \text{ pulg}$ por cada hoja.

3.3.4 Selección del dominio y discretización del modelo bidimensional

Se elaboraron varias mallas, gruesas y finas (ver apéndice E). En las primeras corridas se empleó una malla gruesa con celdas de tamaño uniforme en todo el dominio. Sin embargo, en las corridas transitorias este tipo de malla no reflejaba las fluctuaciones de presión. Además no se adaptaba a las zonas donde se necesitaba más detalle. Por lo que se seleccionó una malla más fina y haciendo énfasis en la zona de

estrangulamiento, en donde se necesita conocer los cambios de presión que transmiten vibración y ruido a la tubería (ver figura 12 y 13).

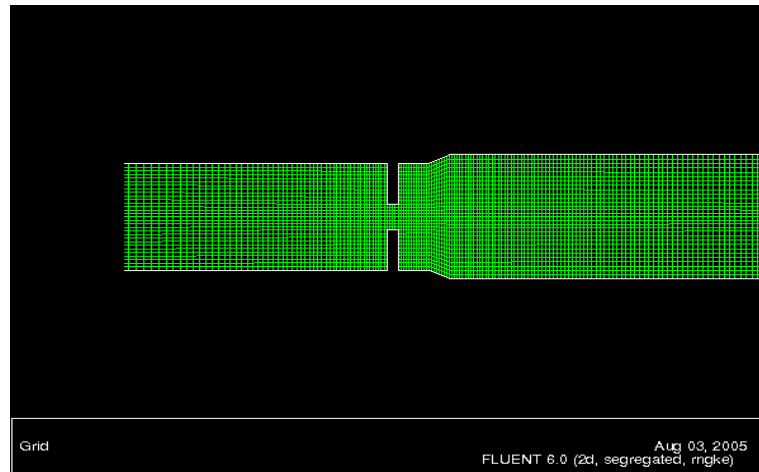


Figura 12. Malla computacional aguas debajo de la segunda válvula (acercamiento) en FLUENT.

La malla esta conformada por 15.364 celdas y 15.957 nodos, es una malla estructurada. Además el dominio se extiende de forma axial aguas abajo de la segunda válvula de control con la finalidad de permitir que se observe desarrollado el flujo en esa zona.

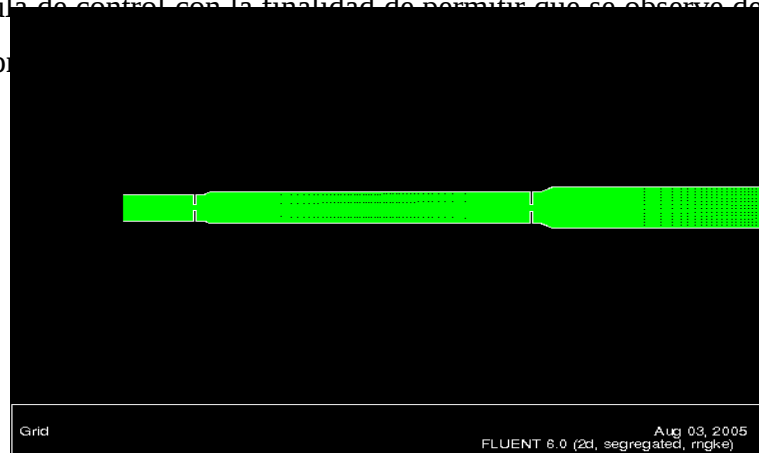


Figura 13. Malla computacional en vista general en FLUENT.

3.4 Selección del material de trabajo

El flujo que se transporta en la línea es monofásico y está compuesto por gases de productos de combustión. En el problema planteado la mayoría de su concentración está conformada por nitrógeno (N₂) en un 80% y el 20% restante se divide en dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO) y oxígeno (O₂).

Considerando que el nitrógeno representa el más alto porcentaje, se estableció Nitrógeno como fluido de trabajo para la simulación de este problema.

3.5 Condiciones de borde del modelo bidimensional “2D”

En esta etapa se establecieron las condiciones de entrada, salida y fronteras del volumen de control.

El programa contiene varias opciones para la entrada a un volumen de control, entre estos se encuentra la condición “**velocity inlet**” la cual puede ser utilizada en flujos de líquidos y flujos de gases considerados incompresibles. En la tabla 3 se indican los datos de proceso.

Tabla 3. Data de campo. Tomado de fuente operacional de la planta de FCC 2004.

<i>Variables</i>	<i>S. Ingles</i>	<i>S. Internacional</i>
Caudal	195.8 MMPCD	5,54 × 10 ⁶ m ³ /día
	2256 pies ³ /s;	63,68 m ³ /s
Presión del equipo	30 psi	206,84 kPa
Presión agua debajo válvula “B”	1 psig aprox	6,89 kPa
Presión de diseño de la línea	55 psi	379,21 kPa
Diferencial de presión válvula “A”	13,3 psi	91,7 kPa
Diferencial de presión válvula “B”	11,5 psi;	79,28 kPa
Temperatura operación de la línea	552.52 °F	289,17 °C

Otros datos relevantes se presentan en la tabla 4, como los valores de la velocidad en la entrada correspondiente a la tubería de 48 pulgadas de diámetro y, el número de Mach.

Tabla 4. Valores de velocidad y número de Mach calculadas.

<i>Variables</i>	<i>S. Ingles</i>	<i>S. Internacional</i>
Velocidad en la entrada	187,31 pies/s	57,09 m/s
Número de Mach	0,118 pies/seg;	0.035 m/s

Se pudo denotar que el valor del número de Mach en la entrada es menor que 0,3 expuesto en la tabla 4, por lo que los cambios de densidad no son significativos, por tanto el flujo puede ser considerado incompresible (Potter, 1999) para entonces activar la opción de entrada “velocity inlet” o velocidad de entrada, en donde la presión de entrada no es considerada para efectos de los cálculos.

Luego se establecen las condiciones de salida, la cual se considera el comando presión de salida “pressure outlet” donde se coloca una presión “1 psi” y temperatura constante. Finalmente el programa por defecto coloca las siguientes secciones como paredes (ver figura 14).

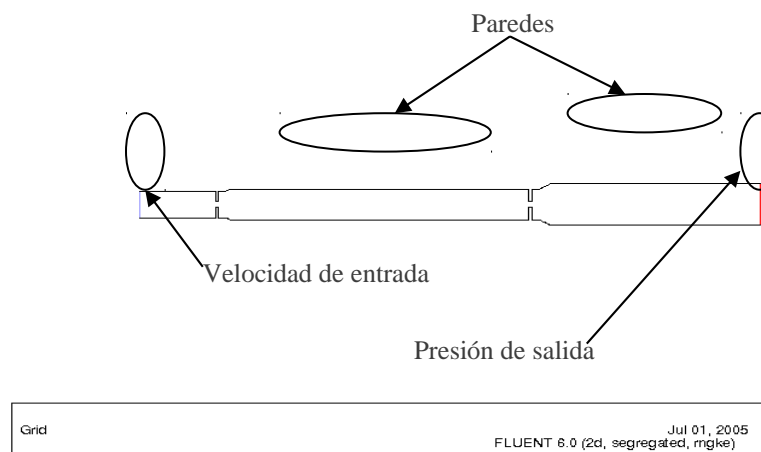


Figura 14. Condiciones de borde en la geometría del modelo en FLUENT.

Por otro lado la intensidad de turbulencia, I , es definida como la raíz cuadrada de la velocidad media de fluctuaciones, u' , entre la velocidad media promedio, u_{prom} . Una intensidad de turbulencia de 1% o menor, generalmente es considerada baja e intensidades de turbulencia mayores que 5 % son considerados altas. La intensidad de turbulencia para el núcleo de un flujo desarrollado en una tubería puede ser estimada mediante una correlación empírica dada por la ecuación 3.1.

$$I \equiv \frac{u'}{u_{prom}} = 0,16(\text{Re}_{DH})^{-1/8} \quad (3.1)$$

Donde Re es el número de Reynolds en la entrada y salida respectivamente. El flujo en esta tubería es completamente turbulento por tratarse de gas. Sin embargo, el número de Reynolds es necesario para calcular el porcentaje de turbulencia " I ". En la tabla 6 se muestran los valores del número de Reynolds en la entrada y salida, densidad, viscosidad y, finalmente el porcentaje de turbulencia.

Tabla 5. Valores de variables físicas, número de Reynolds e Intensidad de turbulencia a la entrada y salida del tramo de tubería en estudio.

<i>Variables</i>	<i>S. Ingles</i>	<i>S. Internacional</i>
Densidad en la entrada	0,1023 lb/pies ³	164 kg/m ³
Densidad en la salida	0,0404 lb/pies ³	0,6481 kg/m ³
Viscosidad cinemática en la entrada	$2,33 \times 10^{-4}$ pies ² /s;	$2,17 \times 10^{-5}$ m ² /s
Viscosidad cinemática en la salida	$5,92 \times 10^{-4}$ pies ² /s;	$5,50 \times 10^{-5}$ m ² /s
Número de Reynolds en la entrada	3,135 $\times 10^6$	

Número de Reynolds en la salida	$7,968 \times 10^5$
Intensidad de turbulencia en la entada “ I_1 ”	2,47 %
Intensidad de turbulencia en la entada “ I_2 ”	2,96 %

3.7 Tiempo transitorio de la solución

Luego de obtenidos los resultados de la simulación estable se divide la misma en pasos de tiempo muy pequeños activando la condición transitoria en el tipo de solución. El paso de tiempo seleccionado es lo suficientemente pequeño para coincidir con las altas frecuencia registradas en la línea. Este paso de tiempo debió cumplir con una relación de tiempo que se indican seguidamente en dos puntos.

3.7.1 Paso de tiempo por estimación simple

La estimación simple establece que la partícula de fluido no debe moverse más que una distancia de una celda en un paso de tiempo, es decir, que el paso de tiempo debe ser mucho menor que el tiempo que tarda la partícula en cruzar una celda. La variación de tiempo Δt se representa mediante la ecuación 3.4.

$$\Delta t \approx \frac{\Delta x}{V} \quad (3.2)$$

Donde, “ Δx ” representa la medida de la celda y “ V ” la velocidad característica de la partícula de fluido. En la figura 16 se puede observar gráficamente lo anteriormente planteado.

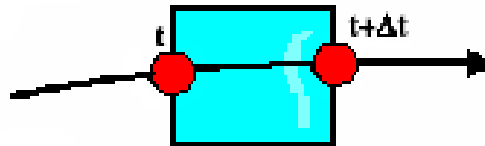


Figura 16. Partícula de fluido atravesando una celda del volumen de control. Tomado de manual de entrenamiento fluent inc.

3.7.2 Paso de tiempo basado en la región física de interés

En la estimación basada físicamente se selecciona el paso de tiempo tomando la inestabilidad física de interés, es decir, que para este caso el paso de tiempo seleccionado coincide con un máximo común divisor de las frecuencias de fluctuación registradas.

En el caso del presente estudio de la línea de cabecera del regenerador, se registraron cuatro niveles de frecuencias dominantes de vibración en el tramo de 56 pulg de diámetro. Por esta razón se seleccionó un número muy pequeño divisor de las cuatro frecuencias dominantes. En la tabla 6 se puede observar estas frecuencias y los periodos, los cuales fueron medidos en estudios pasados por instrumentos de vibraciones en cuatro puntos de la tubería de 56 pulgadas (ver apéndice E).

Tabla 6. Mediciones de vibración en sección de tubería de 56 pulg de la línea de cabecera.

Puntos de medición	Frecuencia, Hz.	Periodo, Seg.
(P1)	2300	0,000434
(P2)	1048	0,000954
(P3)	976	0,001024
(P4)	730	0,001370

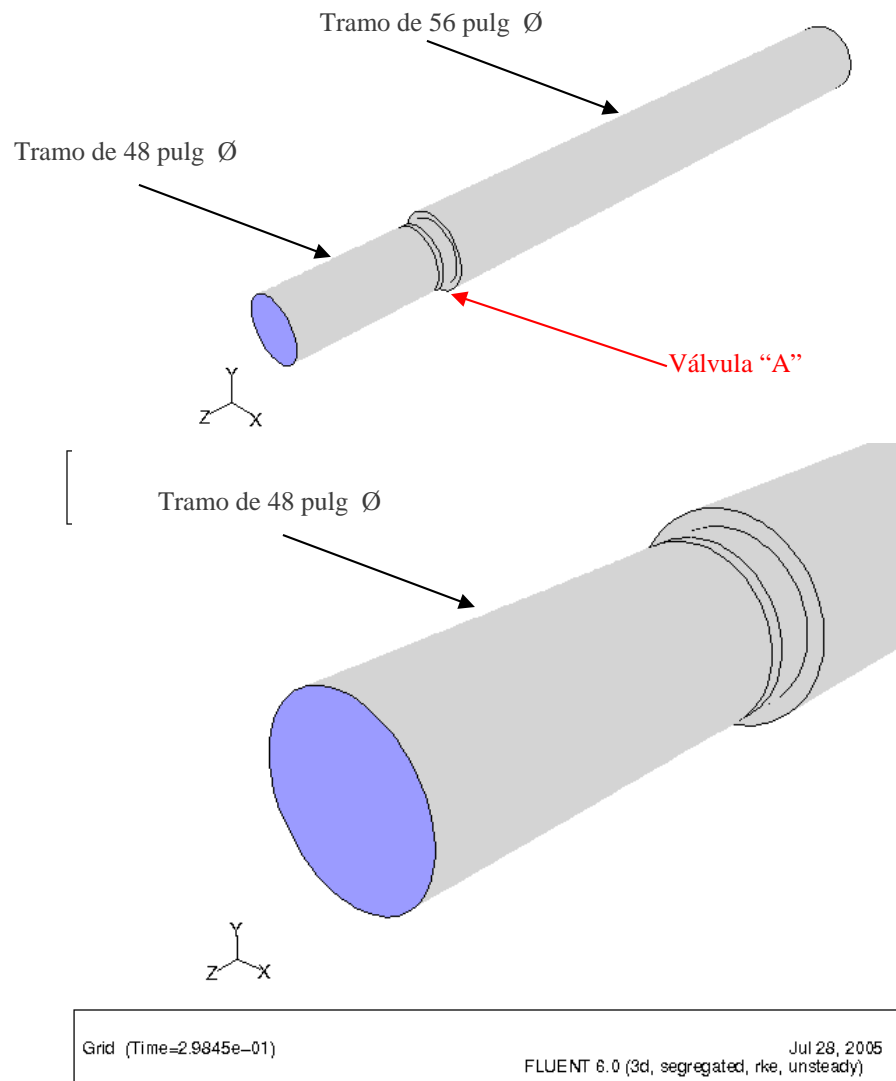
El paso seleccionado es 2×10^{-6} Seg. el cual puede dividir estas cuatro frecuencias. Siendo un tiempo muy pequeño se deberá aumentar el número iteraciones de pasos de tiempo.

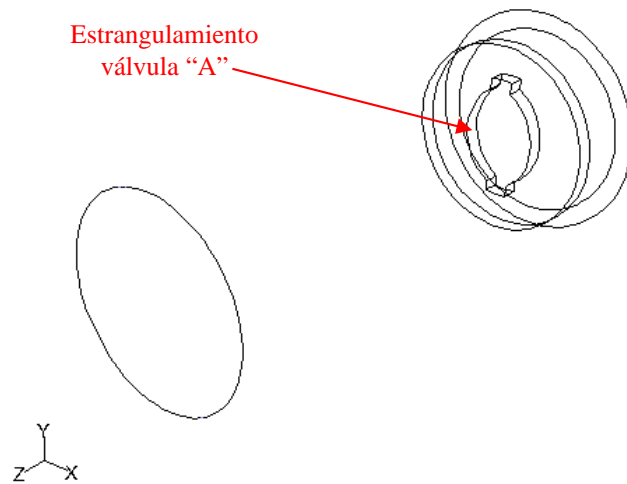
3.8 Estructuración de la geometría y discretización del sistema en tres dimensiones “3D”

Con base en los resultados obtenidos en el modelo bidimensional se desarrolló el modelo tridimensional “3D”.

3.8.1 Geometría del modelo tridimensional

Para esta simulación el dominio limitó la geometría a una sola válvula. Esto se toma de esta forma para minimizar el tiempo de cálculo, el uso del computador y mejorar la convergencia de las ecuaciones. Los detalles de la geometría pueden observarse en figura 16, 17 y 18.





Grid (Time=2.9845e-01)	Jul 28, 2005 FLUENT 6.0 (3d, segregated, rke, unsteady)
------------------------	--

Figura 18. Geometría en 3D con detalles internos de la válvula "A"

3.8.2 Selección del dominio y discretización del modelo tridimensional

Con base en el modelo 2D se compararon los resultados con diferentes densidades de malla hasta seleccionar una malla fina en el estrangulamiento con elementos no – estructurados. Se definió este tipo de malla por la complejidad de la geometría en donde las mallas no – estructuradas permiten adaptarse a zonas complejas ó irregulares. En las figuras 19, 20 y 21 se puede observar los detalles de la malla computacional.

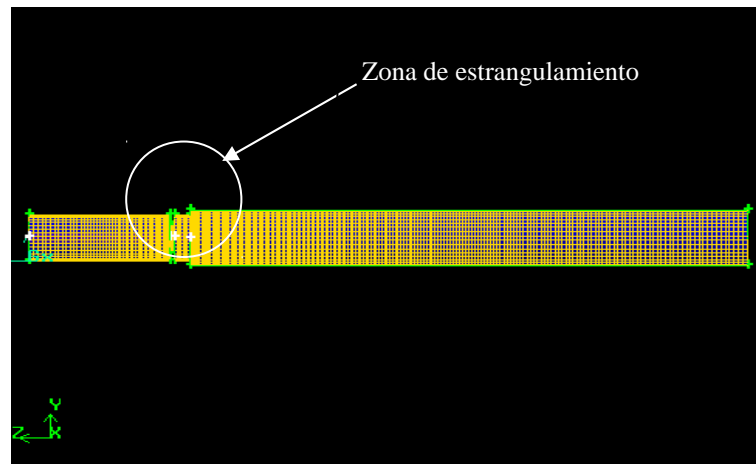


Figura 19. Malla computacional primera válvula (vista de lado)

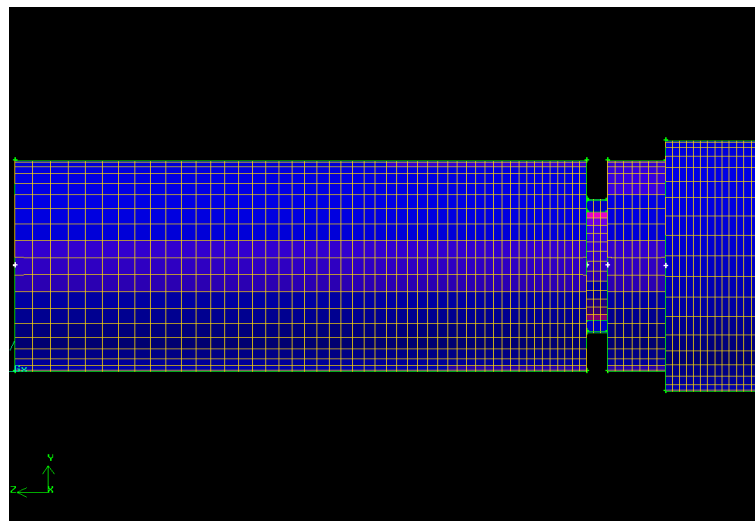


Figura 20. Malla computacional primera válvula (acercamiento)

La malla que se seleccionó esta conformada por 63868 volúmenes y 69324 nodos. Además, puede observarse la malla fue afinada hacia la zona del estrangulamiento en donde se busca obtener mayor información de los gradientes de las diferentes variables (ver figura 21).

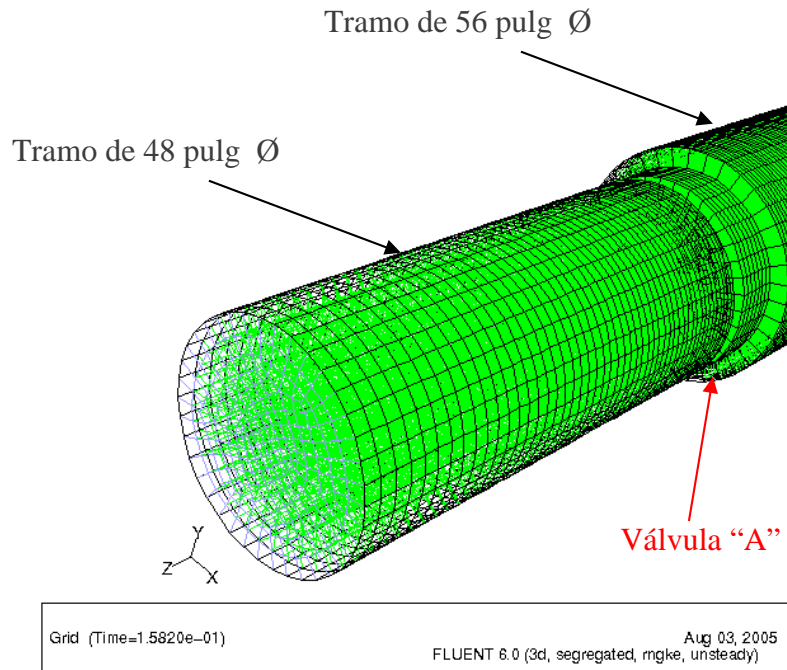


Figura 21. Malla computacional primera válvula en isometría en FLUENT

3.9 Condiciones de borde del modelo tridimensional “3D”

Las condiciones de borde del modelo en tres dimensiones básicamente son mismas usadas en el modelo de dos dimensiones. Sin embargo, para este caso se utilizará “mass flow inlet”. Este parámetro de contorno considera la presión manométrica, a diferencia del que se usó en el 2D, donde los efectos de la presión manométrica son

simplificados. Además, esta condición de borde es recomendada por el código FLUENT para la simulación de gas.

El flujo de masa o rata de masa viene expresado por el caudal multiplicado por la densidad del gas.

Tabla 7. Condiciones de contorno del modelo tridimensional

<i>Variables</i>	<i>S. Ingles</i>	<i>S. Internacional</i>
Flujo de masa	230,82 lb/seg	104.69 kg/seg
Presión de salida	12 psi	82,73 kPa

Obtenido el flujo de masa, se estableció la presión de salida la cual se ubica justo antes de la segunda válvula del sistema, en donde la presión manométrica en el tramo de 56 pulg de diámetro es 12 psi. La intensidad de turbulencia es 3%.

CAPÍTULO IV

PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

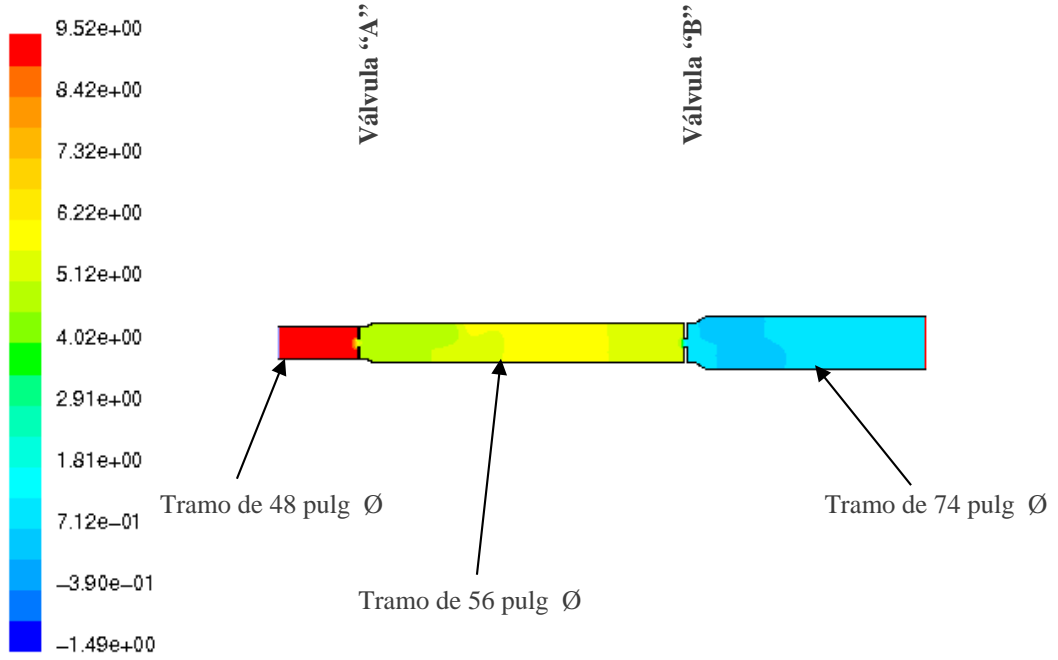
4.1 Simulación numérica del modelo bidimensional “2D”

Se simuló la línea de cabecera en dos dimensiones, en donde se observó principalmente las fluctuaciones de presión en determinados periodos de tiempo, así como también los perfiles de velocidad. Esto se logro usando el programa Fluent que resuelve las ecuaciones diferenciales por el método de volumen finito.

4.1.1 Distribución de presión

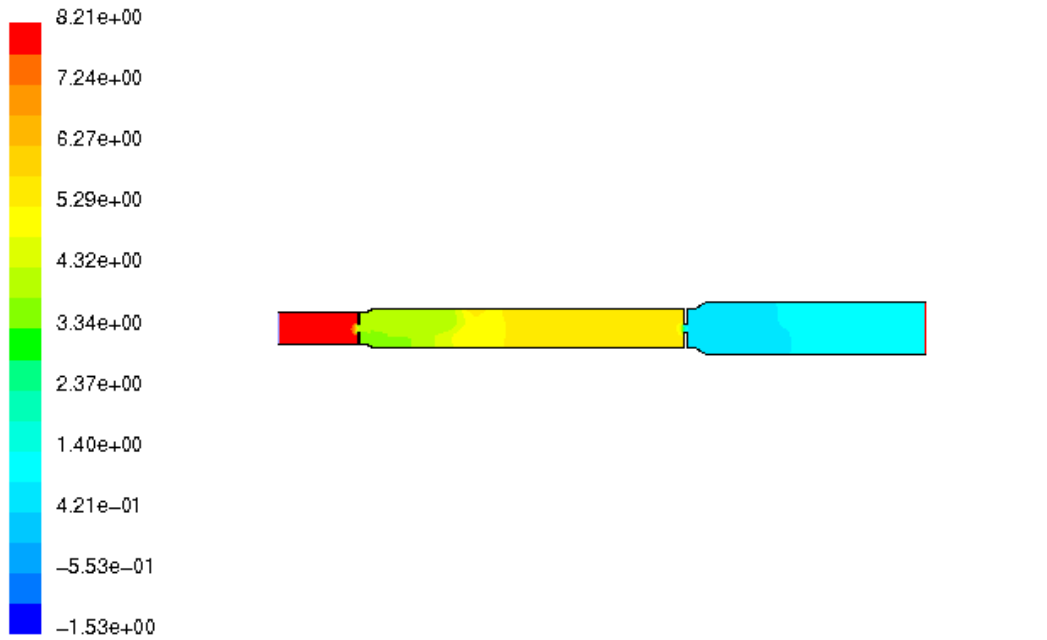
Se pueden observar en las figuras 22, 23 y 24 la distribución de presión en pequeños intervalos de tiempo, los colores en el modelo representan las diferentes presiones en la línea, y que se indican en una escala de valores numéricos en “psi” del lado izquierdo de las figuras. Los cambios de presión oscilan entre 1 a 3 psi, y se puede apreciar que el color rojo (antes de la primera válvula) es donde se encuentra el valor máximo de la presión, luego a la salida de la válvula “A” se nota un color verde oscuro en la gráfica 22 en donde la presión desciende un 50%, más adelante ese color verde oscuro se va tornando amarillo, en donde la presión aumenta. Finalmente, antes de la segunda válvula se puede ver de nuevo el color verde, lo cual indica un ligero descenso de la presión.

En los gráficos 23 y 24 se aprecian ligeros cambios en la distribución de colores, lo cual señala cambios en la distribución de presión con respecto a la gráfica 22. Esto indica que, en cada paso de tiempo la presión tiende a variar.



Contours of Static Pressure (psi) (Time=1.6420e-03) Aug 03, 2005
FLUENT 6.0 (2d, segregated, rngke, unsteady)

Figura 2.3. Contorno de presión a los 1.6420×10^{-3} segundos



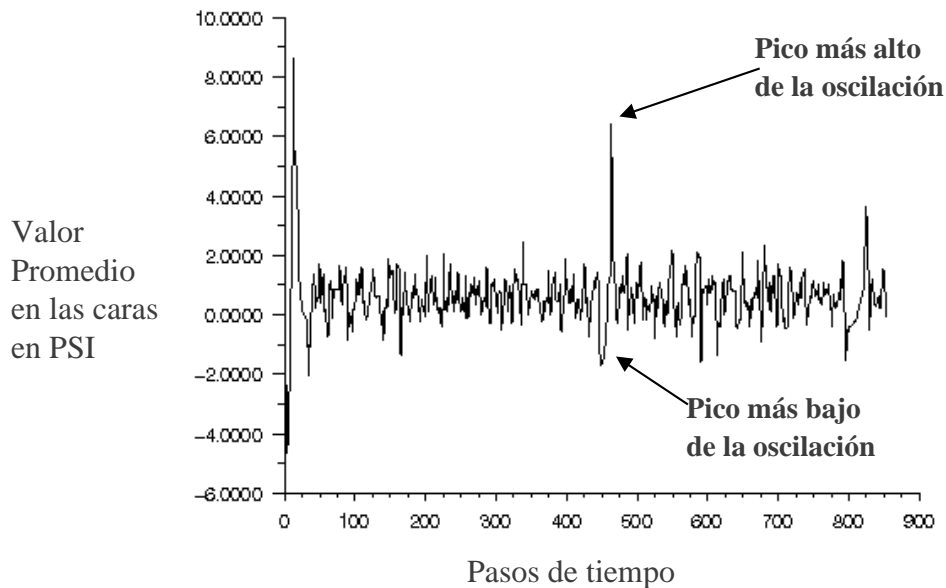
Contours of Static Pressure (psi) (Time=1.6640e-03) Aug 03, 2005
FLUENT 6.0 (2d, segregated, rngke, unsteady)

Figura 2.4. Contorno de presión a los 1.6640×10^{-3} segundos

4.1.2 Fluctuaciones de presión – tiempo

En la figura 25 se puede observar el espectro de presión en función del tiempo de “0” hasta “900” pasos de tiempo. Los máximos picos de presión se observaron, uno a los 450 pasos con un valor de pico a pico de 8 psi, y otro de menor escala a los 825 pasos de 6 psi de pico a pico respectivamente. Se entiende como valor pico a pico, la señal mostrada en la gráfica del punto más bajo al punto más alto de una oscilación.

Por otro lado, las oscilaciones predominantes están cerca de los 3 psi de pico a pico.



Convergence history of Static Pressure on pared_2 (Time=1.7060e-03) Aug 03, 2005
 FLUENT 6.0 (2d, segregated, rngke, unsteady)

Figura 25. Gráfico de fluctuaciones de presión vs pasos de tiempo

Es preciso señalar que, la presión manométrica no es un factor considerable en la simulación en dos dimensiones. Además, en la gráfica 25 se mostró las oscilaciones de presión promedio en la tubería de 56 pulg de diámetro entre las válvulas de control de la línea de cabecera del regenerador, la cual es la sección de la línea que presenta las altas vibraciones inducidas por el flujo.

4.1.3 Perfil de velocidad

En los gráficos de contornos de velocidad (figuras 26 y 27) se pueden observar como el flujo formado aguas abajo de la primera válvula de control esta completamente desarrollado en el tramo de 56 pulg de diámetro, luego se nota como el flujo va disipando su estela.

En estas gráficas se aprecia que la mayor velocidad esta en la salida del estrangulamiento de ambas válvulas de control, para luego esta velocidad irse disipando y estabilizando a una distancia no muy lejana de la salida de cada válvula.

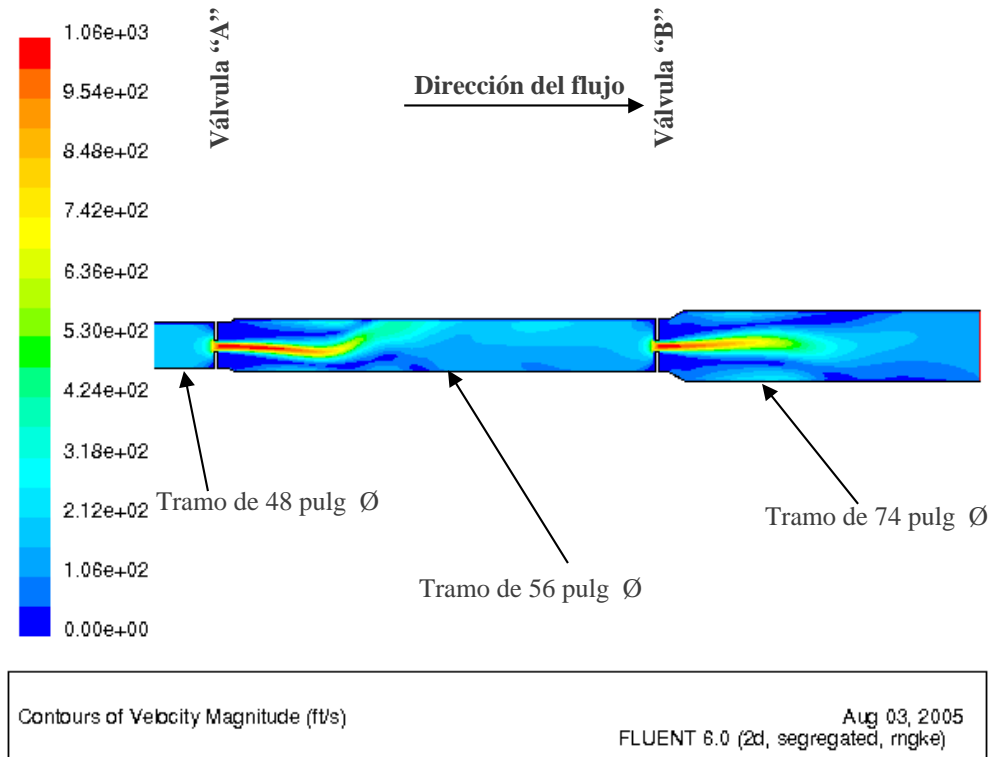


Figura26. Contorno de velocidad

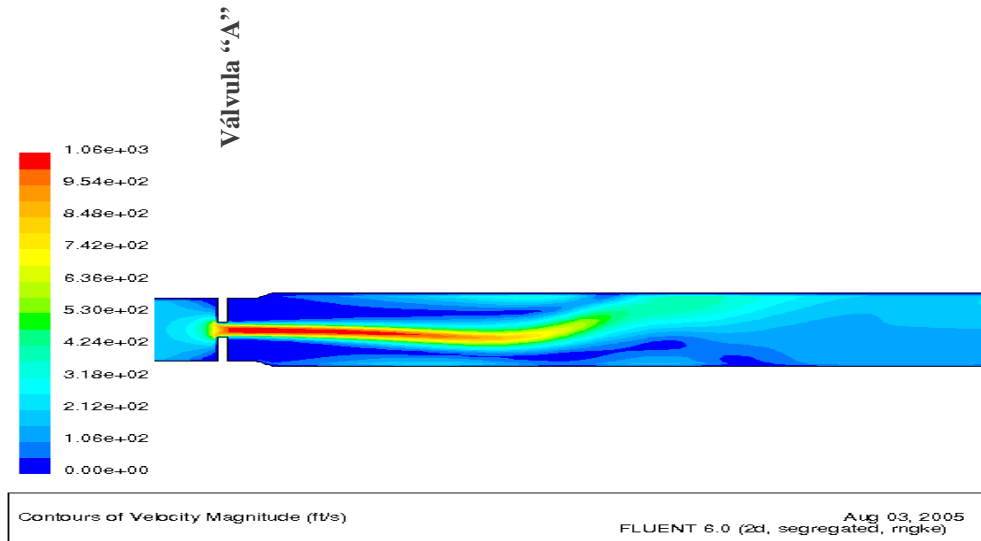


Figura 27. Contorno de velocidad (acercamiento)

4.1.4 Líneas de corriente

Líneas de corriente se muestran en las figuras 28, 29 y 30 en donde se forman vórtices en la parte superior como en la parte inferior de la salida del flujo aguas abajo de cada válvula de control, los vórtices no son simétricos y la mayor concentración de estos vórtices son a la salida de las válvulas A y B respectivamente.

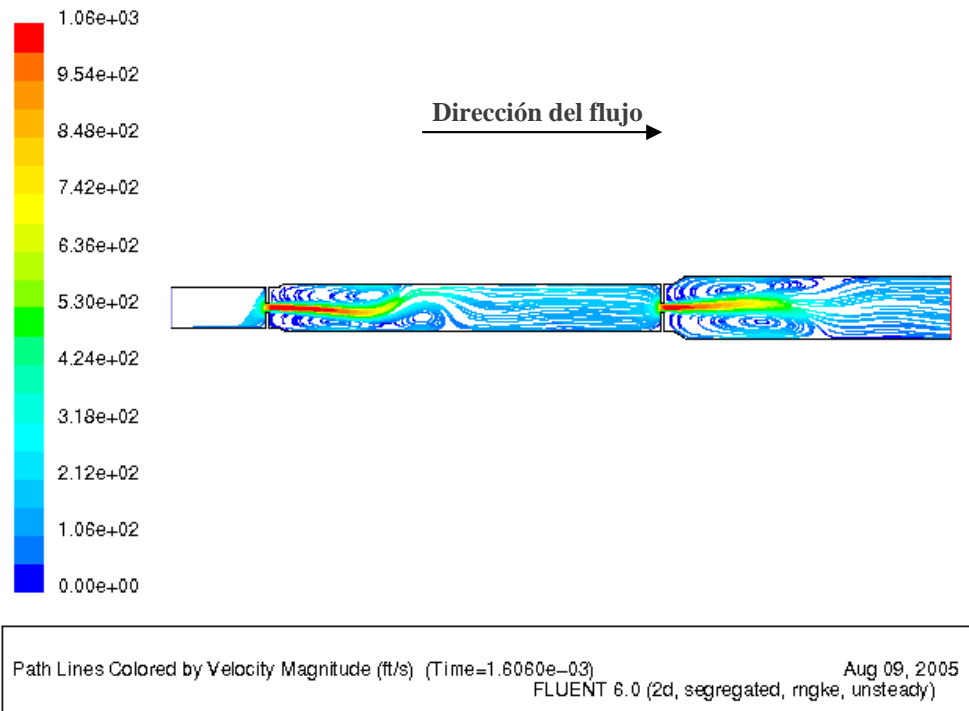


Figura 28. Líneas de velocidad de corriente aguas abajo válvula “A”

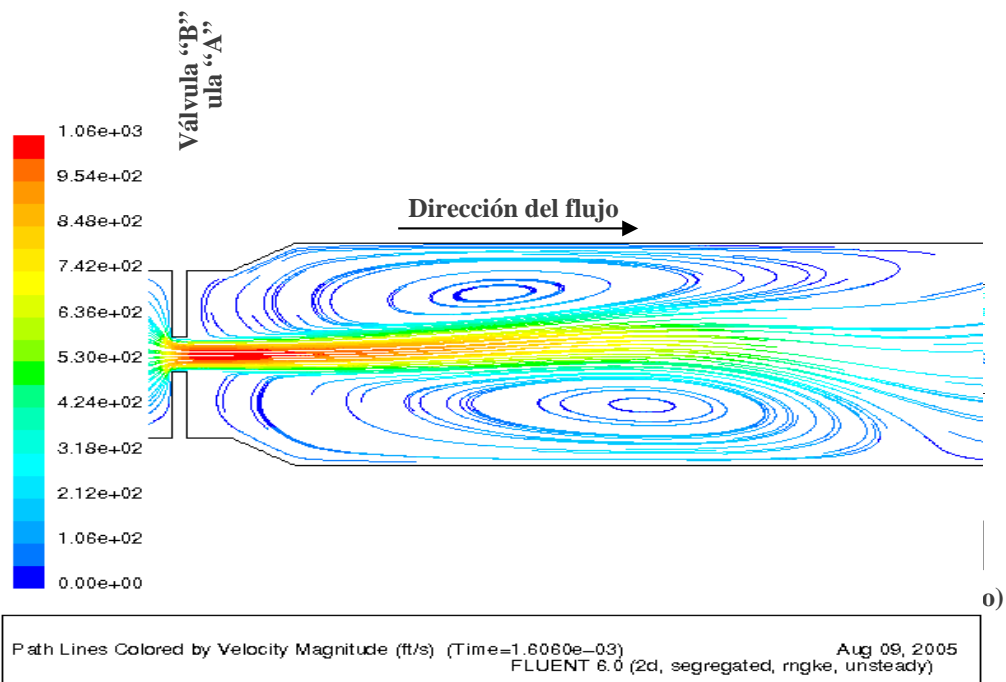


Figura 30. Líneas de velocidad de corriente aguas abajo válvula “B” (acercamiento)

4.2 Simulación numérica del modelo tridimensional“3D”

Se simuló la línea de cabecera en tres dimensiones, observando como punto más importante las fluctuaciones de presión en determinados periodos de tiempo, de manera similar al modelo bidimensional, así como también los perfiles de velocidad.

En este modelo se propuso la opción de simular solo la válvula “A”, ya que esto mejoró las condiciones de convergencia de las ecuaciones. Así como en el modelo bidimensional, aquí se usó el programa FLUENT para la resolución de los modelos de turbulencia.

4.2.1 Distribución de presión

Se puede observar en las figuras 31, 32 y 33 la distribución de presión en pequeños intervalos de tiempo (similarmente como se muestra en el modelo bidimensional) en donde los colores a lo largo del modelo representan las diferentes presiones en la línea. Los cambios de presión oscilan en 3 a 5 psi en su mayoría, y se puede apreciar que, la presión máxima es representada por el color rojo en el tramo

de 48 pulg de diámetro, antes de la entrada de la válvula “A”, luego a la salida de la válvula se encuentra un color verde claro y un poco de azul claro tal como muestra la gráfica 31, en donde la presión desciende un poco más del 50% aproximadamente, más adelante se nota un color verde oscuro en el cual la presión aumenta ligeramente.

En los gráfico subsiguientes (32 y 33) se aprecian ligeros cambios en la distribución de colores, lo cual señala que, existen cambios en la presión en comparación con la gráfica 31. Esto indica que la presión varía en cada paso de tiempo y en ocasiones se repite una misma distribución de presión.

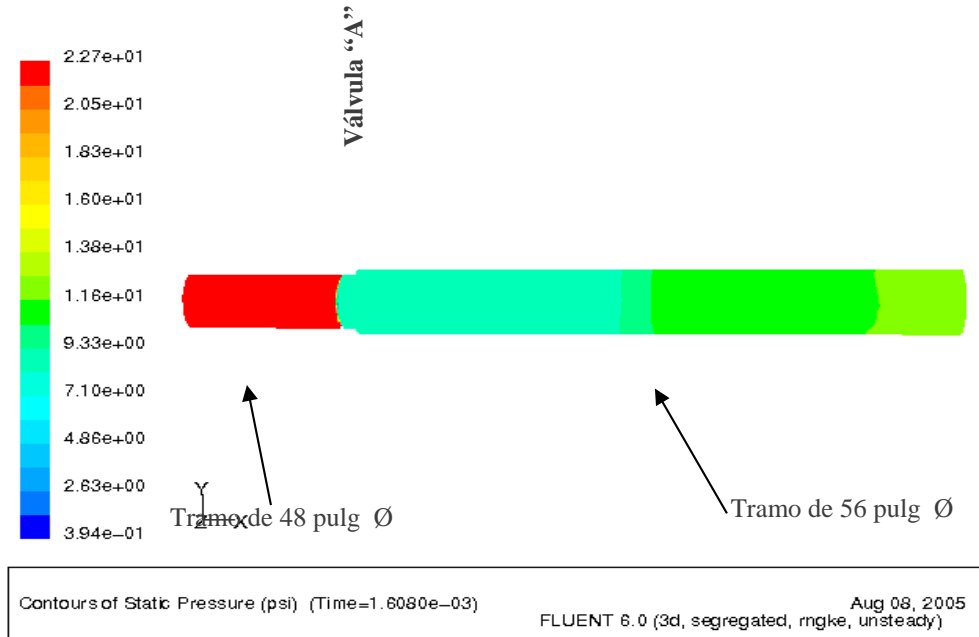


Figura 31. Contorno de presión a $1,6080 \times 10^{-3}$ segundos.

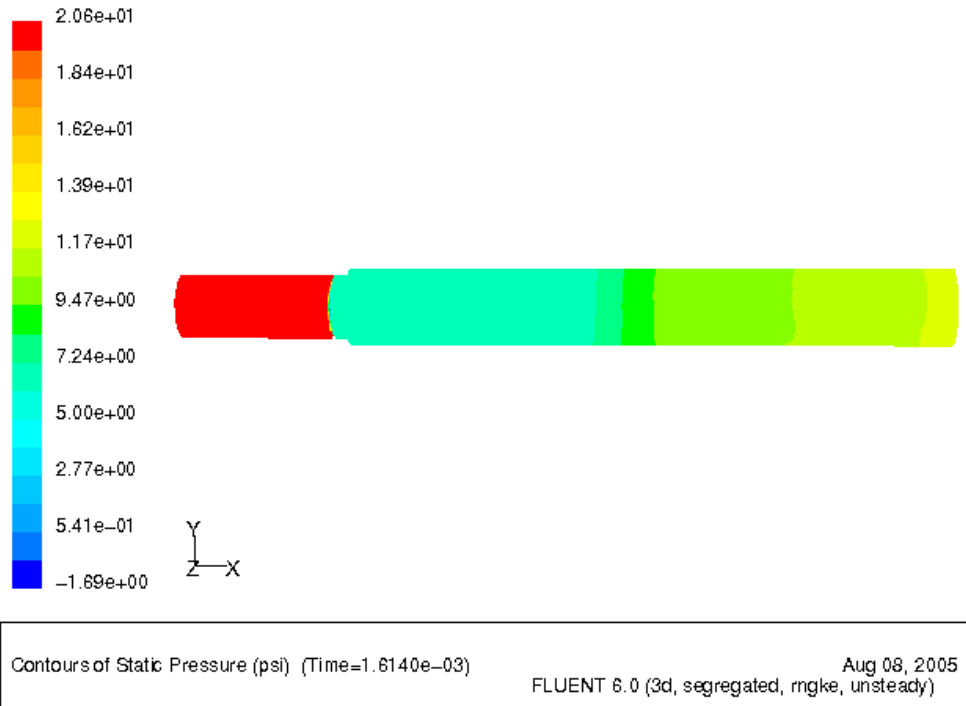


Figura 32. Contorno de presión a $1,6140 \times 10^{-3}$ segundos

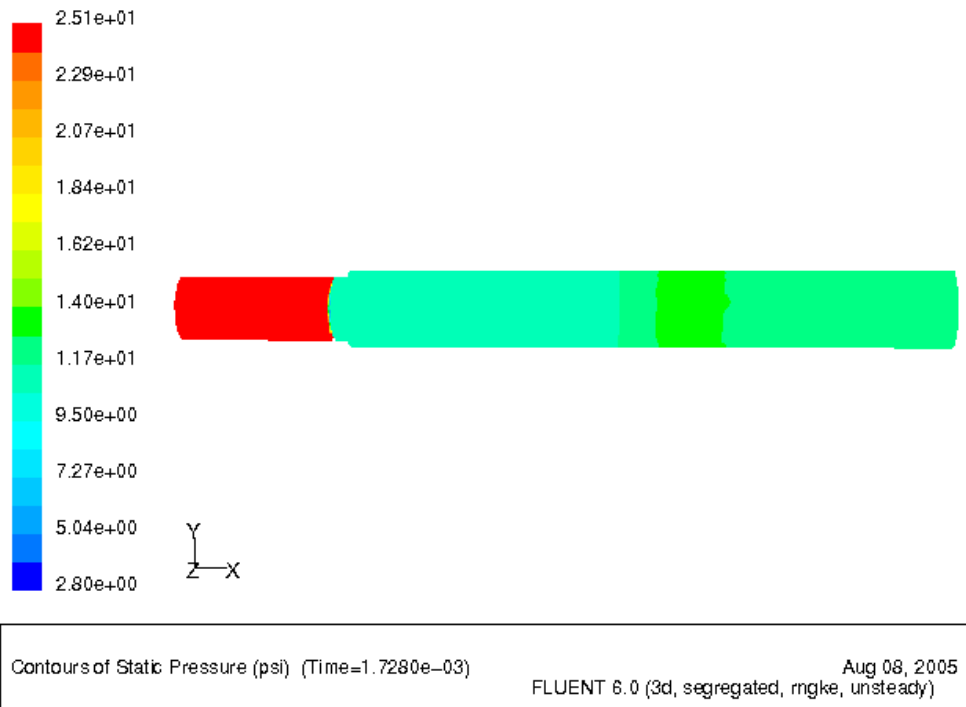


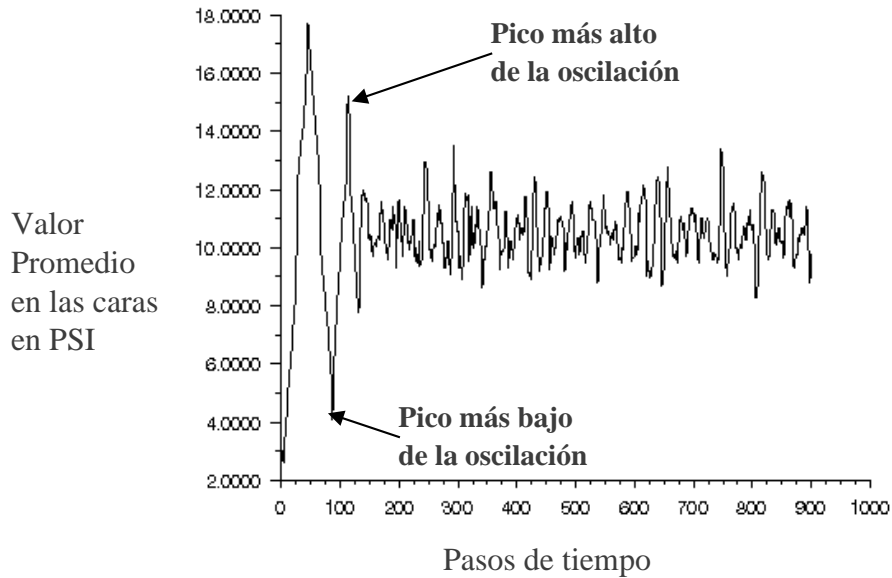
Figura 35. Contorno de presión a $1,7280 \times 10^{-3}$ segundos

Se pudo observar que el mayor contraste de colores (los cuales representan los valores de presión) se encuentra cerca de la salida del dominio, al extremo del tramo de 56 pulg de diámetro. Por otro lado, los gráficos de contornos de presión fueron presentados de manera que se apreciara los cambios en los intervalos de tiempo, para lograrlo se seleccionaron los instantes de tiempo donde los gradientes de presión fueran más pronunciados.

4.2.2 Fluctuaciones de presión – tiempo

En la figura 34 se muestra el espectro de presión en función del tiempo de “0” hasta 900 pasos de tiempo del modelo tridimensional. Se observan picos máximos de presión en los primeros 150 pasos, en donde las oscilaciones tiende a ser de 15 a 10 psi de pico a pico; luego el sistema comienza a oscilar en un rango predominante de presión de 5 psi entre ambos puntos.

En la zona transitoria dentro de la gráfica, las oscilaciones tienden a ser mayores significativamente, las cuales se producen en los primeros 150 a 200 pasos de tiempo; esto dependiendo del tamaño del paso de tiempo seleccionado en segundos. Esto se produce debido a que, en esa región el tiempo es muy pequeño para permitir que los criterios de convergencia sean válidos, arrojando oscilaciones altas; en este caso de presión.



Convergence history of Static Pressure on wall_1 (Time=1.8020e-03) Aug 08, 2005
 FLUENT 6.0 (3d, segregated, rngke, unsteady)

Figura 34. Gráfico de fluctuaciones de presión vs pasos de tiempo de la simulación en “3D”

4.2.3 Perfil de velocidad

En los gráficos de vectores de velocidad (figuras 35 y 36) se puede observar el comportamiento del flujo aguas abajo de la de la primera válvula de control o válvula “A”, el cual esta completamente desarrollado en el tramo de 56 pulg de diámetro, luego el flujo disipa su estela de alta velocidad.

En los gráficos siguientes se aprecia que la mayor velocidad se encuentra justo en el estrangulamiento de la válvula, luego esta corriente se disipa antes de llegar a la

salida del volumen de control. El color rojo en el centro de la tubería representa una corriente de máxima velocidad en el sistema, en donde alrededor se desprenden vectores en sentido contrario al flujo formando vórtices.

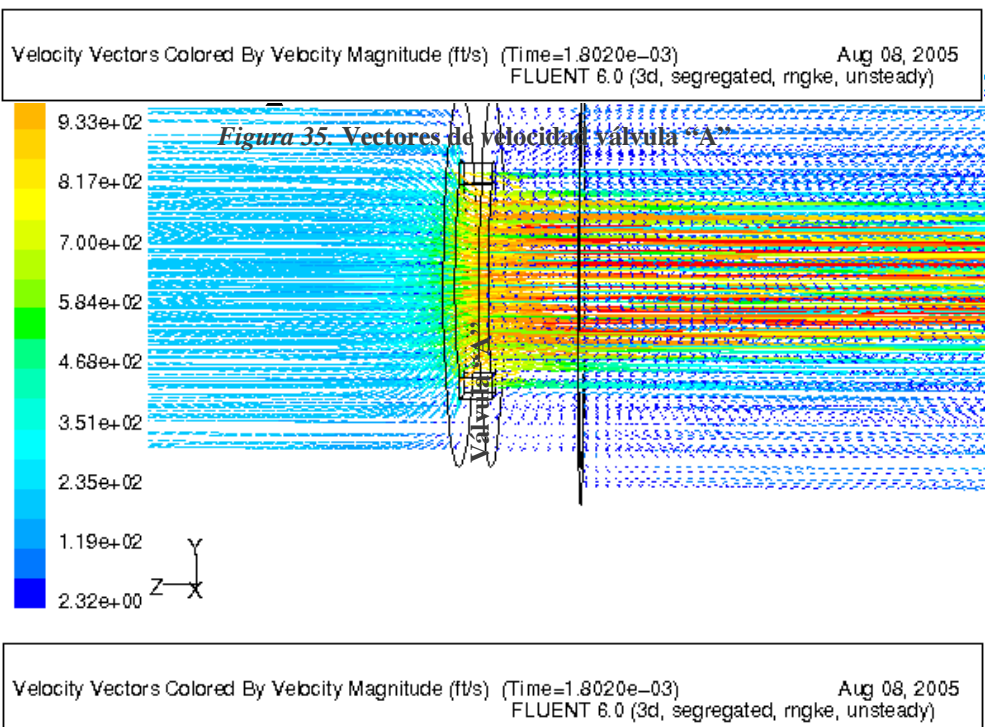
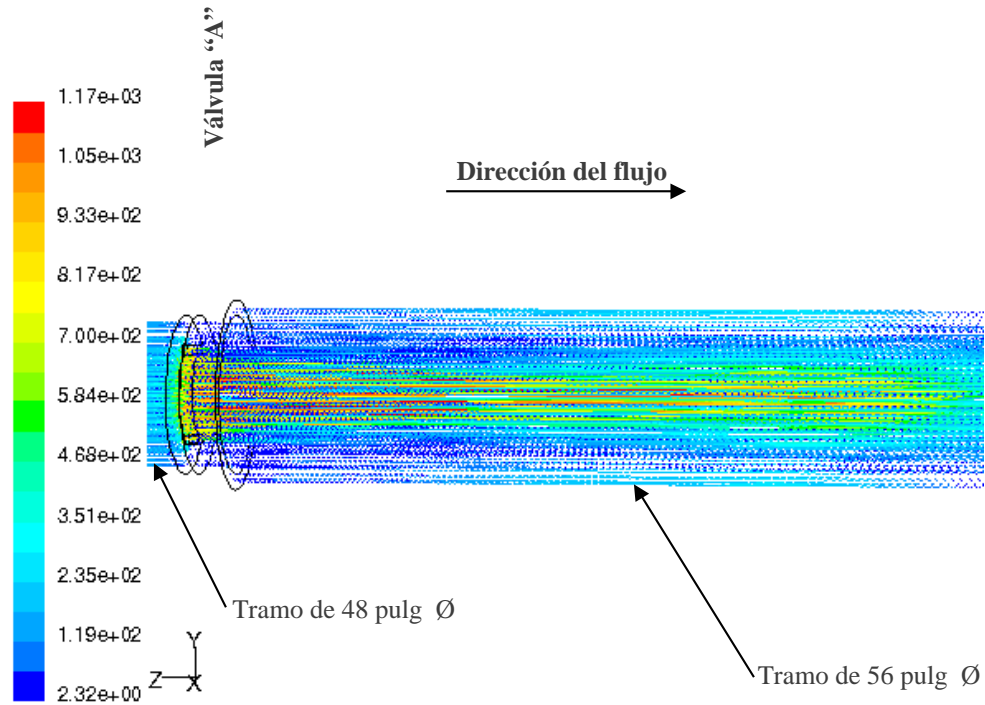


Figura 36. Vectores de velocidad (acercamiento en el estrangulamiento)

4.2.4 Líneas de corriente

Líneas de corriente se presentan en los gráficos 37 y 38 en donde se nota la formación de vórtices alrededor de la estela de mayor velocidad, los vórtices se forman en la parte superior y a los lados de la tubería de 56 pulg de diámetro, aguas abajo de la válvula “A”. La mayor concentración de estos vórtices se encuentra justo a la salida de la válvula, luego se observan vórtices de mayor tamaño, y finalmente las líneas tienden a estabilizarse en una velocidad uniformemente distribuida.

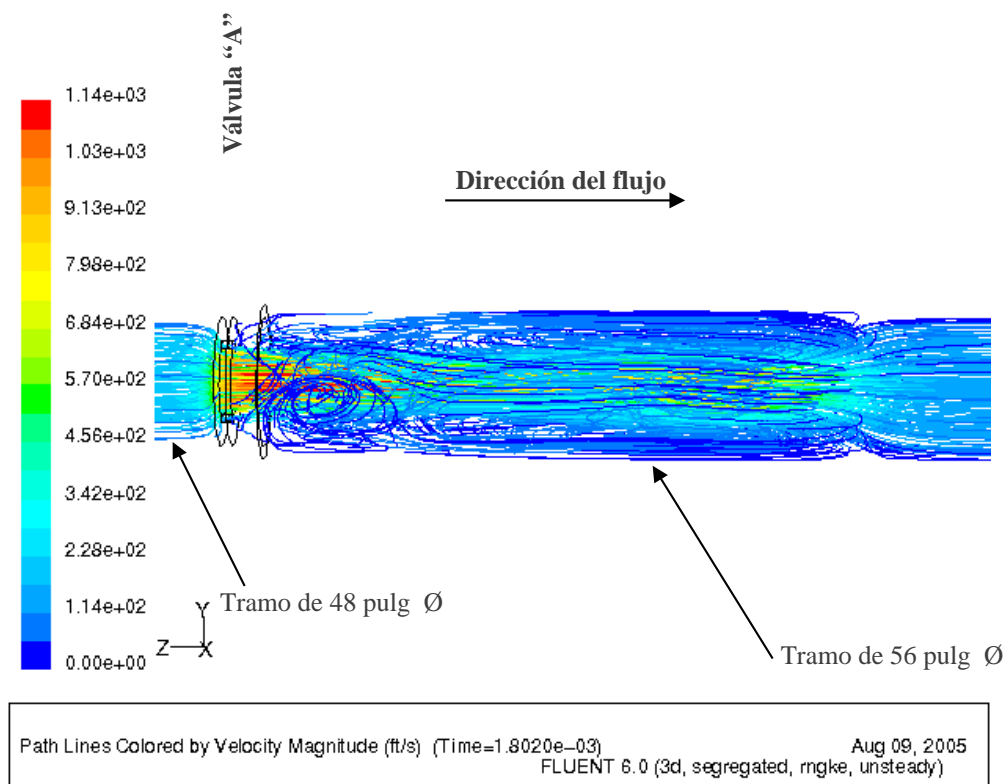


Figura 37. Líneas de corriente Válvula “A”

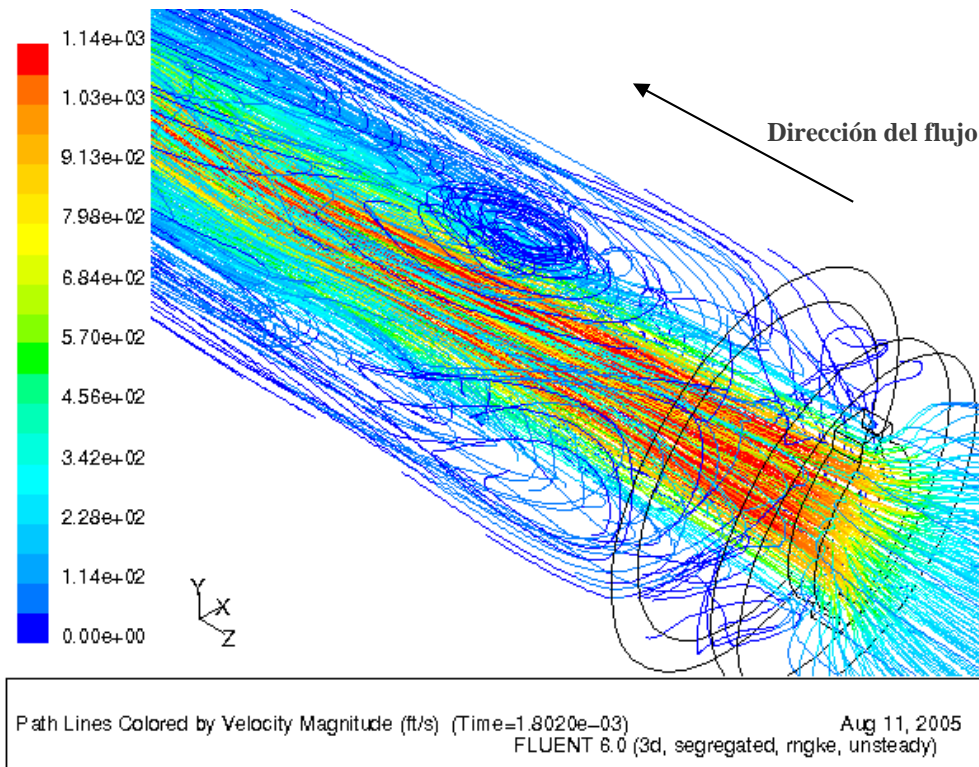


Figura 38. Líneas de corriente Válvula “A” (acercamiento en estrangulamiento)

4.3 Análisis de los modelos de dos y tres dimensiones

El estudio fluido – dinámico a la línea de cabecera determinó el campo de flujo en la tubería de 56 pulg de diámetro (tramo del sistema de control de presión del regenerador), el cual presenta importantes vibraciones de alta frecuencia inducidas por el flujo; este análisis pudo realizarse debido a la dinámica de fluidos

computacional (CFD). Se obtuvieron fluctuaciones de presión en función del tiempo, vórtices y el comportamiento del flujo turbulento.

Por otro lado, obtenidos los resultados en el modelo bidimensional, permitió realizar una simulación tridimensional, la cual arrojaría una respuesta en la perspectiva más amplia del campo de flujo.

Los gráficos de presión – tiempo resultaron presentar desigualdades en los picos predominantes de presión, debido a esto se eligió el gráfico del modelo tridimensional como resultado final, ya que el modelo bidimensional limita el movimiento, y además el modelo tridimensional incluye mayor cantidad de variables en la simulación, las cuales son simplificadas en el modelo bidimensional.

Cabe destacar que la turbulencia y los vórtices en ambos modelos están aguas abajo de las válvulas de control. Los vórtices se forman alrededor de la estela alta velocidad, para luego disiparse estos vórtices conjuntamente con la estela que se forma en el centro de la tubería de 56 pulg de diámetro.

4.4 Comparación de simulación vs datos de campo

Es posible validar simulaciones de CFD utilizando datos experimentales de modelos a escala de laboratorio. Sin embargo, esto puede ser una opción muy costosa y de gran inversión, de tiempo y esfuerzo. Aunque en este estudio no se realizó una prueba experimental, si se recolectaron datos de campo en tiempo real de las caídas de presión en la válvula “A” y “B” respectivamente. Esta variable se llevo a una gráfica en donde se comparó con la caída de presión que se obtuvo en la simulación en FLUENT.

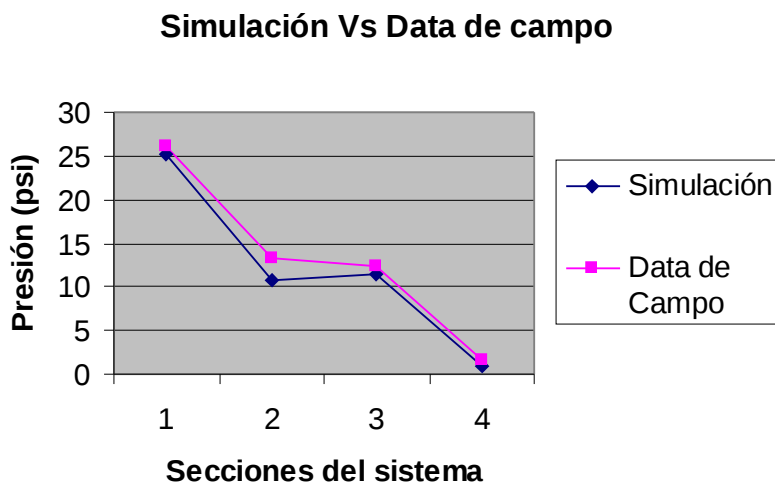


Figura 39. Gráfica de caídas de presión de campo y del modelo simulado

Las secciones del sistema (1, 2, 3 y 4) en la gráfica 39 representan las etapas antes y después de cada válvula respectivamente. Es decir, aguas arriba de la válvula “A” es la sección 1, y aguas abajo de la válvula “A” es la sección 2. Se pudo notar que la desviación es +/- 1,5 psi en el ΔP de presión, obteniendo dos curvas casi superpuestas.

Por otro lado los datos fueron tomados con una presión en el equipo regenerador de 31,9 psi y un caudal de 195, 8 millones de pies cúbicos de gas por día (5,54 millones de metros cúbicos al día). Además, los datos de la simulación en CFD se tomaron del modelo tridimensional.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES

- ✓ Se verificó que existen fluctuaciones de presión a fracciones de las frecuencias críticas de vibración medidas en evaluaciones anteriores.
- ✓ En la simulación tridimensional se presenta con mayor detalle el campo de flujo en la línea, y muestra un rango de presión más elevado que en el modelo en bidimensional.
- ✓ Debido a que el campo de flujo aguas abajo de la válvula “A” no hace interferencia con la válvula “B” se puede asegurar que al separar las válvulas de control no disiparía las vibraciones en la tubería con base en los resultados obtenidos.
- ✓ La separación existente entre las válvulas reductoras de presión no representa un obstáculo para que el flujo se estabilice, después de pasar a través de la válvula “A”.
- ✓ En las simulaciones en dos y tres dimensiones el flujo es uniforme y estable antes de llegar a la segunda válvula de control de presión, a pesar de que las válvulas A y B están separadas entre sí por una distancia 11.01 m (36.125 pies).
- ✓ En la simulación bidimensional como en la tridimensional, la mayor concentración de vórtices se ubica después de la válvula “A”, lo cual coincide con los datos de altas vibraciones obtenidos en estudios anteriores.

CAPÍTULO VI

RECOMENDACIONES

- ✓ Se exhorta a desarrollar simulaciones estructurales con los datos de los gráficos de presión – tiempo, utilizando programas de alto rendimiento para cargas dinámicas, lo cual permitiría estimar zonas críticas y tiempo estimado de falla
- ✓ Realizar otras investigaciones que incluyan dispositivos de amortiguación de pulsaciones de flujo dentro de la tubería, para determinar acciones de mitigación de vibración.
- ✓ Desarrollar trabajos de investigación colocando amortiguadores dinámicos en el exterior de la tubería, con la finalidad de modificar la frecuencia natural del tramo de 56 pulg de diámetro.
- ✓ Para trabajos futuros elaborar simulaciones considerando el efecto de compresibilidad del gas e implementando otros modelos de turbulencia.
- ✓ Alejar el dominio aguas abajo de la válvula “B” para sensibilizar la condición de borde en la salida.

REFERENCIAS

1. Barbeli, E. *El pozo ilustrado*. PDVSA. 3ra edición. Caracas - Venezuela, 1998.
2. Brown, G.L y Roshko, A. *On the density effects and large structure in turbulent mixing layers.*, 1974.
3. Catalano, P; Wang, M. *Numerical simulation of the flow around a circular cylinder at high Reynolds numbers*. CIRA-Italian Aerospace Research Center, Capua – Italy. Elsevier science Inc, 2003.
4. Davies, P.O. Al y Yule, A. *Coherent structures in turbulence*. 1975.
5. Fluent. *Fluent 5/6 User´s guide*, fluent Inc.,Lebanon, NH, 2002.
6. Iaccarino, G; Ooi, A. *Reynolds averaged simulation of unsteady separated flow*. Center of turbulence Research, Stanford University, USA. Elsevier science Inc, 2002.
7. Potter, Merle C. *Mecánica de fluidos.*, Mexico: Prentice Hall, 1998.
8. Wolfgang Rodi. *Turbulence models and their application in hydraulics*. Second revised edition, february 1984.
9. Zambrano T. *Análisis del flujo turbulento sobre un prisma de sección transversal cuadrada mediante simulación de vórtices grandes*. Universidad Central de Venezuela, 2000.

BIBLIOGRAFÍA

1. Álamo de Pedro, J. *La organización a gran escala de canales turbulentos*. Universidad Politécnica de Madrid, 2005.
2. Anderson, John D. *Modern compressible flow with historical perspective*. McGraw Hill, Boston, 1990.
3. Mason, E.A. *Gas transport in porous media the dusty gas model*. Elsevier science Inc, 1983.
4. Yunus A. Cengel. *Termodinámica*. McGraw Hill interamericana editores. 2da. edición, México, 1996.
5. Wachel, J; Morton, S; Atkins, K. *Piping vibration analysis*. Proceedings of the ninetenth turbomachinery symposium, 1990.
6. Zukauskas A. *Fluids dynamics and flow – induced vibration of tube banks*. New York. Hemisphere publishing corporation, 1998.
7. Sansone E. Análisis del flujo bidimensional en un difusor asimétrico de paredes planas mediante en método de elementos finitos. Trabajo de grado en FIEIM, 1999.

APÉNDICES

APÉNDICE A

Modelos de turbulencia que usa FLUENT, aplicaciones y estudios previos.

A.1 Modelos de turbulencia

Como se mencionó en el segundo capítulo el código FLUENT utiliza para modelar el flujo de fluidos una serie de ecuaciones derivadas de las ecuaciones de Navier – Stokes, además un modelo para la simulación de grandes vórtices conocido como LES. En esta sección hablaremos un poco más en detalle de cada uno de estos modelos, y al final se ilustrara una tabla muy práctica que sirve como primera referencia para la selección de estos modelos en problemas de ingeniería a nivel industrial.

A.1.1 Modelo Spalart-Allmaras

El modelo Spalart-Allmaras es relativamente simple, con una ecuación que resuelve la ecuación de transporte moldeada para la viscosidad cinemática turbulenta. Este modelo fue diseñado especialmente para aplicaciones aeroespaciales relacionadas con flujos que bordean paredes y a mostrado buenos resultados para capas límites sometidos a gradientes de presión adversos. También es muy conocido para aplicaciones de flujo en turbomaquinas.

En su forma original es un modelo más efectivo para números de Reynolds bajos y se requiere que la región de viscosidad afectada en la región en la capa límite este correctamente resuelta. En FLUENT, sin embargo, el modelo Spalar-Allmaras se ha empleado con funciones de contorno donde la resolución de la malla no es suficientemente buena. Esto permite considerarlo una buena elección para obtener simulaciones relativamente ordinarias con mallas poco finas en las cuales el cálculo en flujo turbulento no se espera sea muy crítico. Además, los gradientes cercanos a

las paredes de la variable transportada en el modelo son más pequeños que los gradientes de las variables en los modelos k-ε o k-ω, lo que hace que el modelo sea menos sensible a errores numéricos cuando las mallas se usan cerca de las paredes.

El modelo Spalar-Allmaras no permite predecir ciertos comportamientos de flujos turbulentos, isotrópicos y homogéneos, con lo que no se sabe hasta que punto es preciso en problemas de ingeniería donde estén involucrados flujos altamente complejos. Además los modelos de una sola ecuación son criticados por su imposibilidad de adaptarse rápidamente a los cambios de longitudes de estela, por ejemplo cuando el flujo pasa en una zona limitada por paredes a un flujo de zona libre. En la ecuación 1.a se muestra el modelo de una ecuación Spalar-Allmaras:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\bar{v}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\bar{v}u_i) = G_v + \frac{1}{\sigma_{\bar{v}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left((\mu + \rho\bar{\nu}) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right)^2 C_{b2} \rho \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_v + S_{\bar{v}} \quad (1.a)$$

Donde G_v es la viscosidad turbulenta y Y_v es la disipación o destrucción de la viscosidad turbulenta que ocurre en la región cercana a la pared debido a los efectos amortiguadores de la viscosidad. Los términos $\sigma_{\bar{v}}$ y C_{b2} son constantes y ν es la viscosidad cinemática. $S_{\bar{v}}$ es un término definido por el usuario.

A.1.2 Modelo k-ε (Launder and Spalding model)

Este es un modelo de turbulencia simple de dos ecuaciones, donde la solución de dos ecuaciones de transporte separadas lleva a determinar independientemente la velocidad turbulenta y las longitudes de la escala. El modelo Standar k-ε es robusto, económico y de razonable aproximación para un amplio rango de flujos turbulentos; por esta razón este modelo tiene gran popularidad en flujos industriales y

simulaciones de transferencia de calor. Es un modelo semi-empírico; las ecuaciones son derivadas de consideraciones fenomenológicas y empíricas, desde que se conoció este modelo, se han incluido mejoras. Las ecuaciones 2.a y 3.a se muestra el modelo Standar k- ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \frac{\partial}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - Y_M + S_k \quad (2.a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} S_\epsilon \quad (3.a)$$

donde, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad. G_b es la energía cinética turbulenta debida a la gravedad. Y_M representa la dilatación de productos de fluctuación turbulenta para la completa razón de disipación. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, y $C_{3\epsilon}$ son constantes. σ_k y σ_ϵ son los números de Prandtl para k y ϵ , respectivamente. S_k y S_ϵ son términos definidos por fuentes del usuario.

En el código FLUENT se encuentran dos variantes de este modelo:

1. *El RNG k- ϵ* : En este modelo las ecuaciones k y ϵ son derivadas aplicando una técnica estadística muy rigurosa (llamada método de grupo de renormalización) a las ecuaciones de Navier-Stokes.

Es muy similar a las ecuaciones estándar de k- ϵ pero incluye: un término adicional que mejora el análisis de flujos rápidamente forzados, el efecto de remolinos en la turbulencia (con lo que se aumenta la precisión para flujos muy removidos) y una fórmula analítica para números turbulentos de Prandtl. Además este modelo trabaja con números de Reynolds altos, mientras que la teoría estadística

RNG da una formula diferencial derivada analíticamente por la viscosidad válida también para números de Reynolds bajos. Debe decirse también que la efectividad de esta característica depende de un adecuado tratamiento en las zonas cercanas a las paredes.

Las características anteriormente mencionadas hacen que el modelo RNG sea utilizable para un amplio rango de flujos, mayor que en el caso del modelo estándar. Los detalles de este modelo, fueron detalladamente descritos en el segundo capítulo de este trabajo.

2. *Realizable k-ε*: Este modelo es de desarrollo relativamente reciente y, en comparación con el modelo standar $k - \epsilon$, es una formulación alternativa para viscosidad turbulenta y hay una nueva ecuación del transporte para el radio de disipación.

El término “Realizable” quiere decir que el modelo satisface ciertas restricciones matemáticas para los esfuerzos de Reynolds, de acuerdo con la física del flujo turbulento. Ni el modelo estándar $k - \epsilon$ ni el modelo RNG $k - \epsilon$ son “realizables”. El beneficio que aporta el modelo realizable es que tiene una resolución superior para flujos que incluyen rotación, capas límite bajo gradientes de presión fuertes y adversos, separación y recirculación. Ecuaciones 2.16 y 2.17.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (4.a)$$

$$\text{y} \\ (5.a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma \epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon$$

donde:

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta+5}\right] \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad S = \sqrt{2S_{ij}} S_{ij} \quad \text{ecuaciones (6.a), (7.a) y (8.a)}$$

En estas ecuaciones, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media, G_b es la energía cinética turbulenta debido a la flotabilidad. Y_M representa la dilatación de productos de fluctuación turbulenta para la completa razón de disipación. C_2 y $C_{1\varepsilon}$ son constantes. Y los términos σ_k y σ_ε son los números de Prandtl para k y ε , respectivamente. S_k y S_ε son términos definidos por fuentes del usuario.

Tanto el modelo *k – epsilon RNG* como el *Realizable* presentan avances notables sobre el modelo *estándar* donde las características del flujo incluyen fuertes curvaturas, vórtices y rotaciones. Como el modelo es relativamente nuevo, no está claro cuándo el modelo *realizable k - ε* supera al modelo *RNG*, aunque en estudios iniciales se haya demostrado que da mejores resultados y comportamiento frente a otras versiones de modelos *k – ε* en el caso de flujos separados y flujos secundarios complejos.

A.1.3 Modelo *k- ω*

El modelo *k- ω* en FLUENT esta basado en el modelo *k- ω* de Wilcox (1998), el cual incorpora modificaciones para los efectos en bajo número de Reynolds, compresibilidad y el desprendimiento del flujo separado. El modelo de Wilcox predice los rangos de flujo libre separado que concuerda con las mediciones de ondas de flujo, mezcladores, flujos planos, curvados y jets radiales y es aplicable para flujos cercanos a la pared y corte del flujo libre.

El modelo estándar k - ω es un modelo empírico basado en un ecuación de transporte para la energía cinética debido a la turbulencia (k) y una ecuación que define el rango de disipación (ω).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + Y_k + S_k \quad (9.a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega + S_\omega \quad (10.a)$$

En esta ecuación, G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad media o promedio. G_ω representa la disipación de energía. Γ_k y Γ_ω representan la difusión de k y ω , respectivamente. Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia.

A.1.3 Modelo Reynolds Stress (RSM)

Este modelo es el más elaborado que proporciona FLUENT, y tiene un elevado potencial para predecir, con mayor detalle, remolinos, rotación y cambios rápidos de flujos forzados de una forma más rigurosa que los demás modelos. Es decir, en lugar de asumir una viscosidad turbulenta igual en las tres direcciones, considera un modelo de tensión de Reynolds para cada uno de los seis términos de los esfuerzos de Reynolds. Sin embargo, la estabilidad de la convergencia es un problema serio y el

tiempo de calculo es sumamente mayor que el los modelos de 2 ecuaciones por ejemplo. Además, este modelo no siempre proporciona resultados superiores a modelos más simples.

Desde luego, usar el modelo Reynolds Stress es imprescindible cuando las características del flujo de interés son resultado de la anisotropía. Entre los ejemplos podemos mencionar flujos cíclicos, flujos con muchos remolinos en cámaras de combustión, transito de flujo rotativo y el flujo secundario en ductos.

Este modelo consta de siete (7) ecuaciones, más las ecuaciones de continuidad, momentun y energía. Debido a lo extenso de este modelo hacemos la referencia a dirigirse al manual de usuario de FLUENT.

A.1.4 Modelo LES

El modelo LES es otra alternativa que ofrece FLUENT, en donde los remolinos se calculan con simulaciones dependientes del tiempo a partir de unas ecuaciones que filtran aquellos remolinos más pequeños. La filtración se basa principalmente en manipular la ecuación exacta de Navier-Stokes y borra sólo los remolinos más pequeños de una medica (la medida de la malla). Este proceso también genera, como el Reynolds promedio, términos adicionales.

Una particularidad del modelo LES es que permite reducir el error incluido por el modelo de turbulencia. Las aplicaciones de este modelo en simulaciones industriales de fluidos se encuentran todavía muy en sus inicios, cuyas aplicaciones típicas se reducen a geometrías simples debido a su elevado costo de cálculo para resolver las ecuaciones. Se deben tener en cuenta las discretizaciones, ya que la pérdida de precisión es rápida si ésta no se efectúa correctamente.

Las aproximaciones del modelo LES en estos momentos están en fase de investigación y sólo se encuentran disponibles para realizar pruebas, si se tienen herramientas informáticas para realizar los cálculos adecuados. Por lo tanto como

regla general se recomienda que los modelos de turbulencia convencionales usen aproximaciones Reynolds – promedio en los cálculos prácticos.

A.1.5 Tabla de características más relevantes de los modelos de turbulencia que usa FLUENT.

La presente tabla ilustra de manera muy sencilla las capacidades y debilidades de cada modelo de turbulencia bajo la metodología RANS.

Modelo	Comportamiento y Uso
Spalart-Allmaras	Este modelo es de 1 ecuación, es económico para mallas grandes. Pobre desempeño en flujos en 3D, flujos con fuerte separación, flujo de corte libre. Adecuado para flujos medianamente complejos externo/interno, flujos de bajo gradiente de presión (fuselaje de aviones, viento, misiles y cascos de embarcaciones).
Standard $k - \epsilon$	Es de dos ecuaciones. Completo, ampliamente usado a pesar de sus limitaciones. Pobre desempeño para flujos complejos que presenten altos gradientes de presión, separación y fuertes líneas de flujos en cambios de dirección. Adecuado para flujos moderadamente complejos.
RNG $k - \epsilon$	Adecuado para flujos cortantes complejos que envuelven rápida tensión, remolinos moderados, vórtices y flujos localmente transitorios (separación, masiva separación, desprendimiento de vórtices, difusores y ventilación de salones)
Realizable $k - \epsilon$	Ofrece en gran parte los mismos beneficios y aplicaciones del RNG posiblemente más preciso y más fácil para la convergencia.
SST $k - \omega$	Superior desempeño para límites de pared, corte libre y bajo numero de Reynolds. Adecuado para flujos complejos de capas de borde sobre gradientes de presión adverso y separación (aerodinámica externa y turbomaquinas). Puede ser usado en flujos transitorios.
RSM (Reynolds stress model)	Físicamente es el modelo más completo. Evita las suposiciones isotropicas de remolinos viscosos. Más difícil de converger debido a que las ecuaciones son cerradas y acopladas. Adecuado para flujos complejos en 3D, fuerte rotación/remolinos.

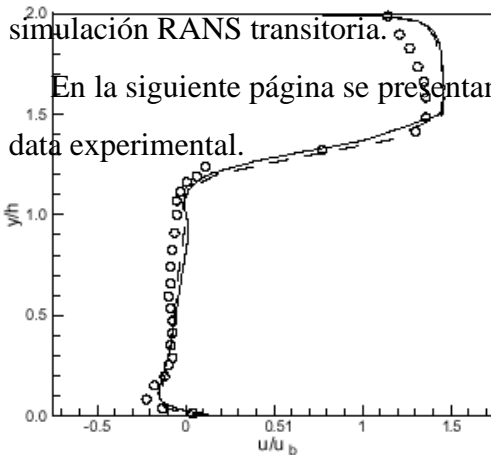
A.2 Simulaciones implementando el modelo Modelo $k - \epsilon$ (Launder and Spalding model)

Para la selección del modelo utilizado en este trabajo se realizó una revisión bibliográfica relacionada a simulaciones implementando CFD (dinámica de fluidos

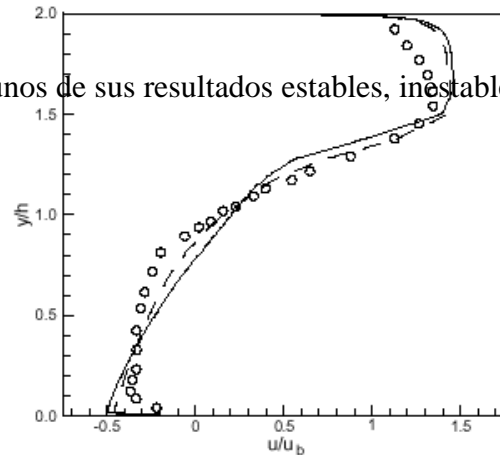
computacional), donde se encontraron investigaciones muy interesantes afines a este estudio.

Iaccarino y colaboradores (2003) realizaron una simulación de flujo separado transitorio implementando Reynolds promedio. El trabajo se realizó implementando la metodología RANS y el código FLUENT para resolver los modelos de turbulencia, específicamente se usó el modelo *k-ε estándar*. Cabe mencionar que ellos decidieron simular la complejidad que significa la separación del flujo turbulento y sus pequeñas inestabilidades alrededor de un cubo montado sobre una superficie libre.

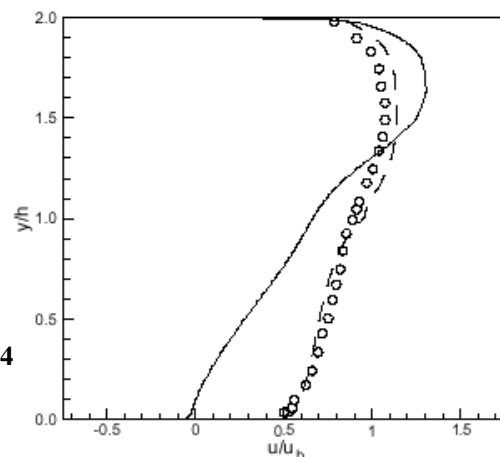
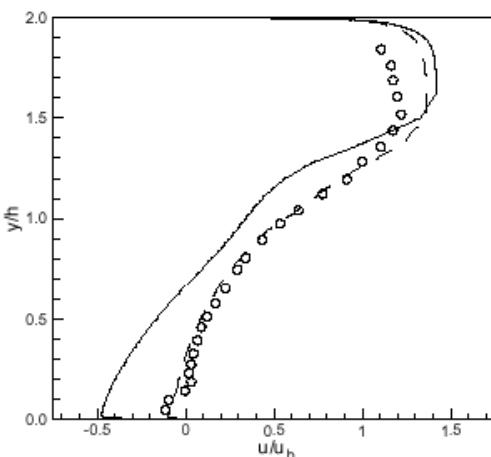
Los resultados fueron comparados de la siguiente forma: simulaciones promediadas estables, transitorias y data experimental. Ellos obtuvieron buenos resultados con las simulaciones de promedio estable la cual era equivalente con la data experimental recopilada previamente. Sin embargo existen evidencias que existe el desprendimiento de vórtices en este flujo. Esto representa un problema para la aproximación a la data experimental en un modelo estable, ya que en este caso el flujo no es estadísticamente estacionario. Es por ello que se implementa una



$x/H = 1.33$



$x/H = 56$



simulación RANS transitoria. En la siguiente página se presentan algunos de sus resultados estables, inestables y data experimental.

Figura A.1. Perfiles desarrollados de velocidad en la onda para el caso del cubo. (_) Solución estable; (----) solución transitoria; (o) data experimental. $y/h = 0$ corresponde al piso del túnel del viento. G. Iaccarino (2003).

Se puede observar en los gráficos anteriores que la metodología RANS en solución transitoria proporciona buenas aproximaciones cualitativas y cuantitativas con la data experimental en donde el flujo no es estadísticamente estacionario. La simulación tridimensional presenta el desprendimiento de vórtices detrás del cubo que se encuentra montado sobre una superficie libre, lo cual era lo que se quería lograr con esta investigación. El figura A.2 se comparan las líneas de corriente obtenidas en las simulaciones y la data experimental de Martinuzzi y Tropea (1993).

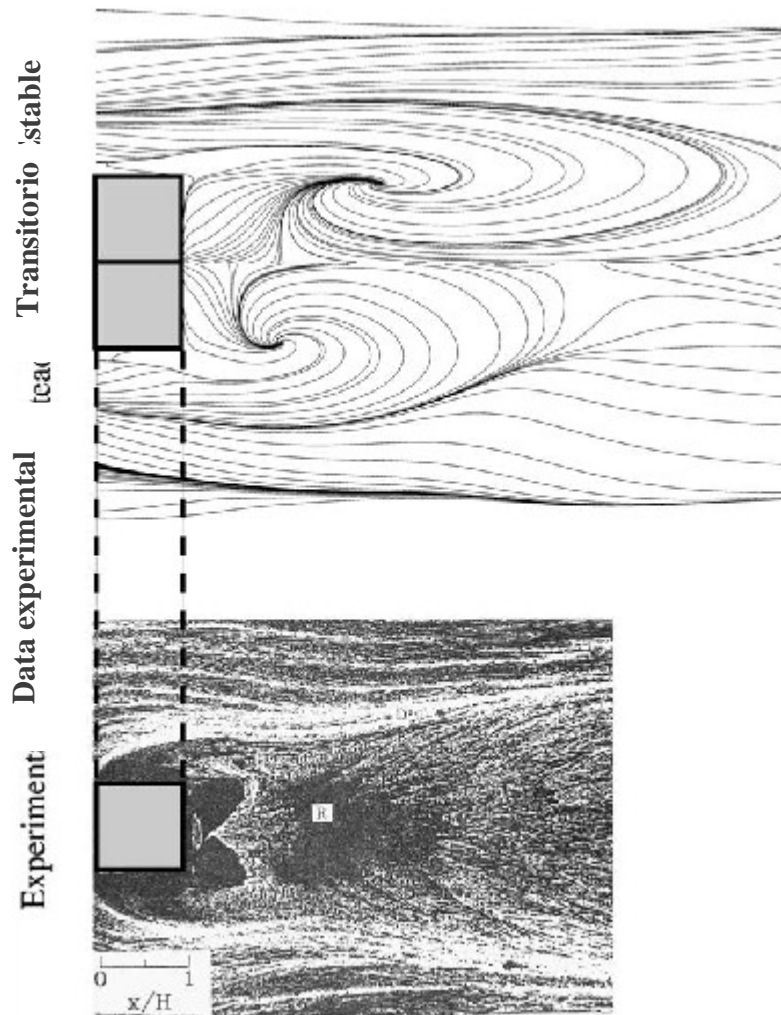


Figura A.2. Líneas de corriente de la simulación estable (tope), simulación transitoria (medio) y la data experimental (final). La data experimental es tomada de Martinuzzi y Tropea (1993)

Ellos concluyen que la necesidad de modelar de aplicando los modelos RANS en solución transitoria, no obstante se debe disponer de una maquina suficientemente poderosa por los altos costos computacionales. Los cálculos en estado estable producen una errónea predicción con estelas largas porque allí se omite un importante

componente del promedio del campo de flujo, el desprendimiento periódico de vórtices.

Las soluciones transitorias reproducen físicamente de tres dimensiones, la masiva separación del flujo: los vórtices en forma de herradura y de vórtices en arco cerca de la estela, los análisis experimentales con infrarrojo utilizando modelado con flujo de aceite, se visualizaron por el criterio de detección de dos vórtices.

Catalano y colaboradores (2003) realizaron la simulación numérica del flujo alrededor de un cilindro con alto número de Reynolds, en donde su investigación se centro en comparar los modelos de turbulencia $k-\epsilon$ y LES.

En este trabajo se investigo la capacidad de aproximación del modelo LES, modelando un complejo flujo turbulento alrededor de un cilindro. Luego los resultados fueron comparados con soluciones estables y transitorias de la metodología RANS y la data experimental disponible. Ellos muestran que el modelo LES para este caso en particular es considerablemente más aproximado que los resultados RANS. Estos investigadores capturaron con detalle la separación del flujo y reduciendo los coeficientes de arrastre consistente con las mediciones experimentales. Sin embargo, al incrementar el número de Reynolds sobre 1×10^6 no se capturaban las inestabilidades del flujo.

Para este estudio se requirió una resolución de la malla sumamente fina en las regiones cercanas a la pared, lo cual es recomendable cuando se esta modelando con LES para aplicaciones prácticas. Se afina de esta manera para capturar los pequeños remolinos, que son dinámicamente importantes en la región cercana a las paredes del obstáculo. En la figura A.3 se muestra la magnitud de la estela y vórtices en el tramo desarrollado sobre el cilindro, y en la figura A.4 se muestra la distribución de presión promedio en el cilindro.

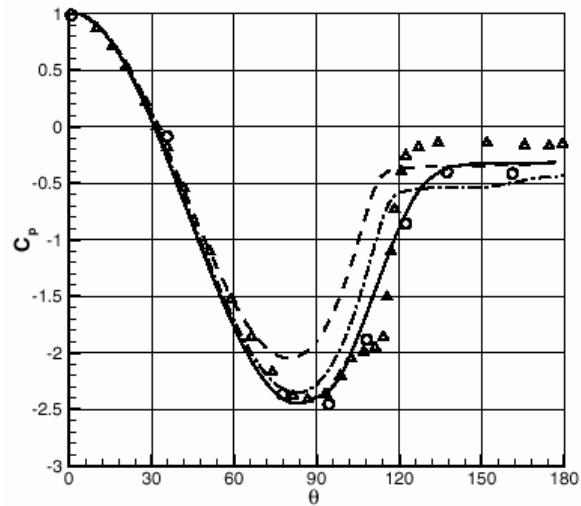


Figura A.3. Distribución de presión media en el cilindro: (—) LES; (---) Estándar $k-\varepsilon$ solución estable; (-.-) Estándar $k-\varepsilon$ solución transitoria, todos con Reynolds de 1×10^6 ; y (o) Los experimentos de Falchsbart (en Zdravkovich, 1997) con un Reynolds de $6,7 \times 10^5$.

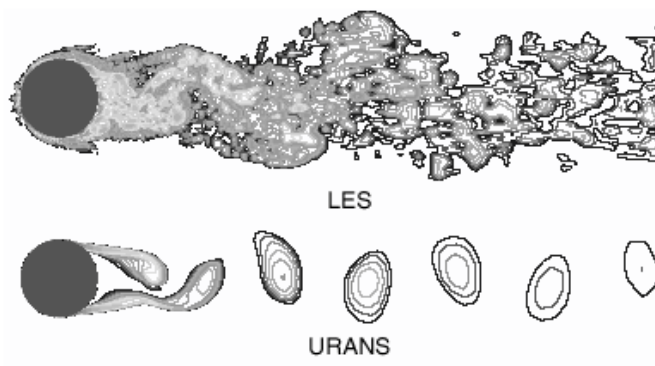


Figura A.4. Magnitud de vorticidad impartido en el tramo desarrollado de flujo sobre el cilindro con Reynolds de 1×10^6 . Se registraron 25 niveles de contornos. P. Catalano (2003)

APÉNDICE B

Procedimiento de un modelo simple para pre – procesamiento en software GAMBIT

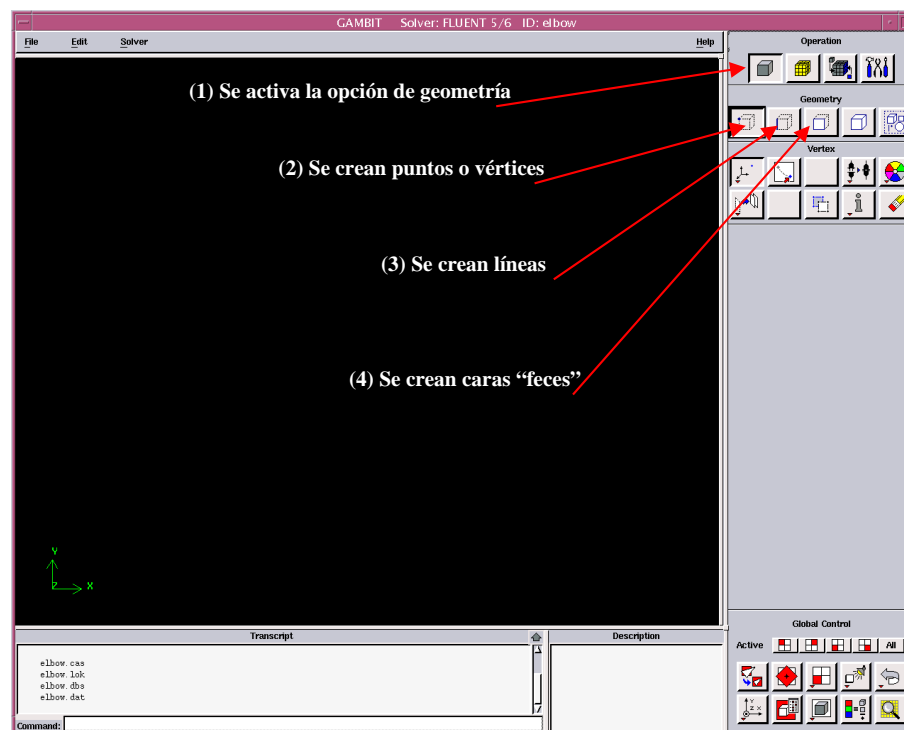


Figura B.1. Ventana de pre – procesador GAMBIT para diseño de la malla computacional. Ejemplo de un codo en tutorial fluent inc.

Antes de comenzar el modelo en GAMBIT es preciso tener una estrategia para definir la geometría. Posteriormente para establecer el dominio de una geometría en 2D se deben seguir los cuatro pasos que se observan en la figura B.1.

Luego de creada la superficie, se deberá salir del comando geometría y entrar en “create mesh”. Ver figura B.2.

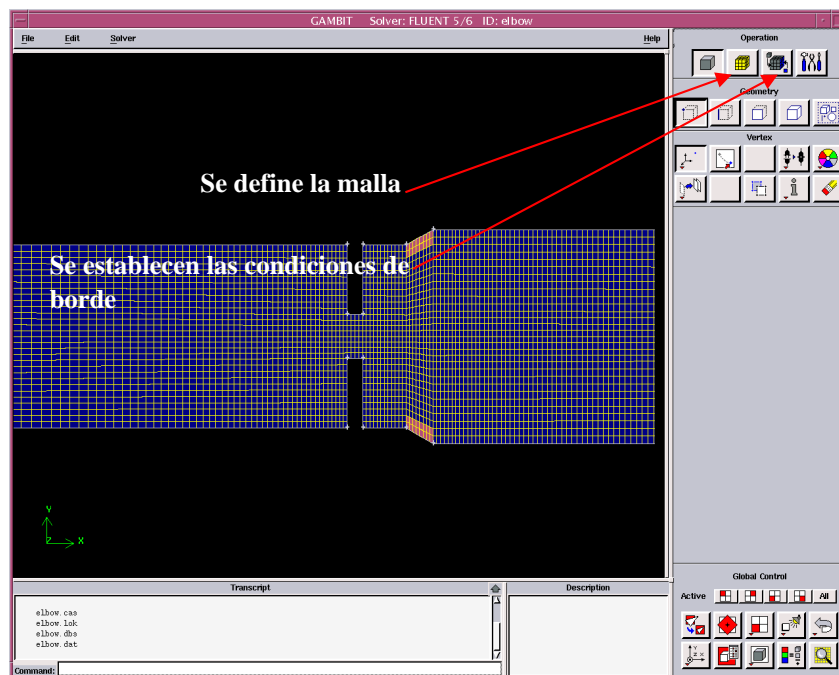
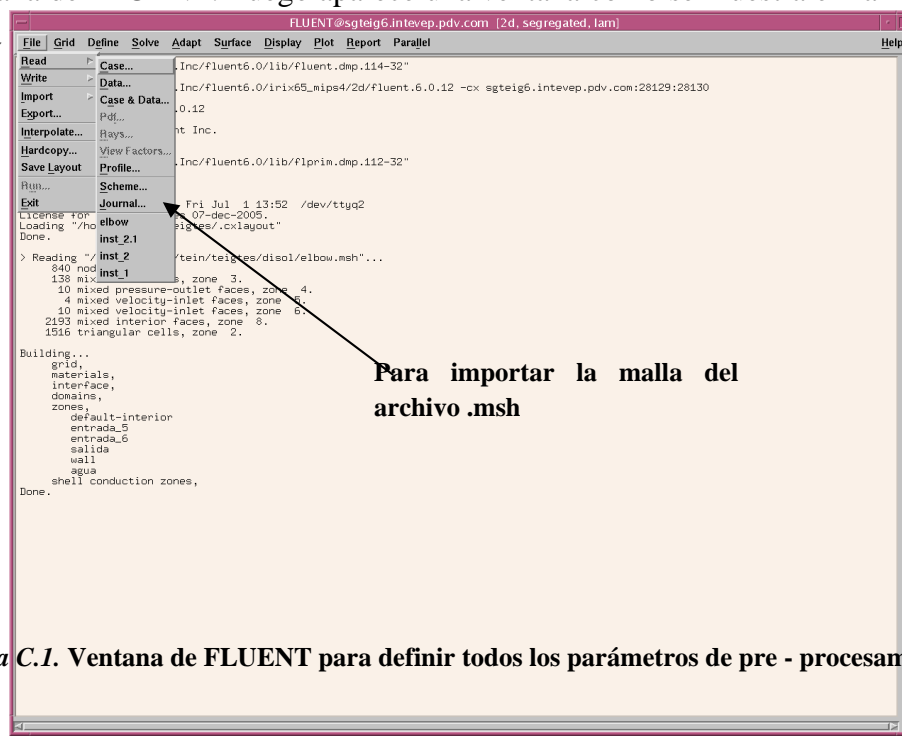


Figura B.2. Malla computacional en GAMBIT.

APÉNDICE C

*Procedimiento de un modelo simple para pre – procesamiento en software**FLUENT*

Paso1: Se importa el archivo .msh de GAMBIT, esto se realiza en File/Read/Case en la ventana de FLUENT. Luego aparece una ventana como se muestra en la figura B1 y C2, y



Para importar la malla del archivo .msh

Figura C.1. Ventana de FLUENT para definir todos los parámetros de pre - procesamiento.

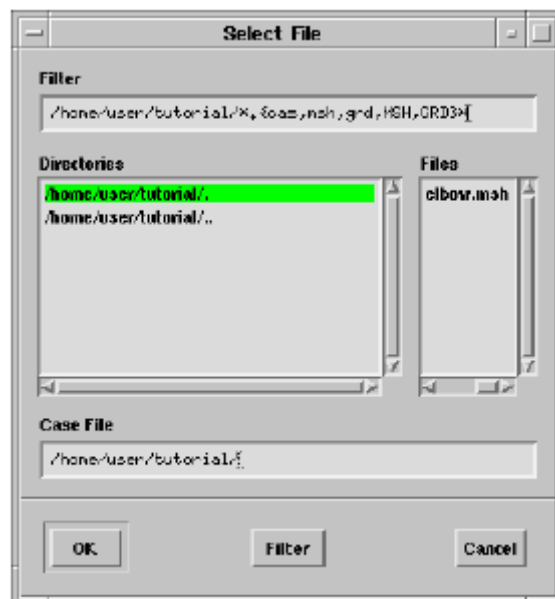


Figura C.2. Ventana para seleccionar archivo elbow.msh

Seleccionado el archivo aparecerá en la ventana de FLUENT un listado con las características de la malla, como número de celdas, número de nodos, número de caras, etc (ver figura C.3). También puede verificarse el gráfico de la malla computacional en Display/Grid.....

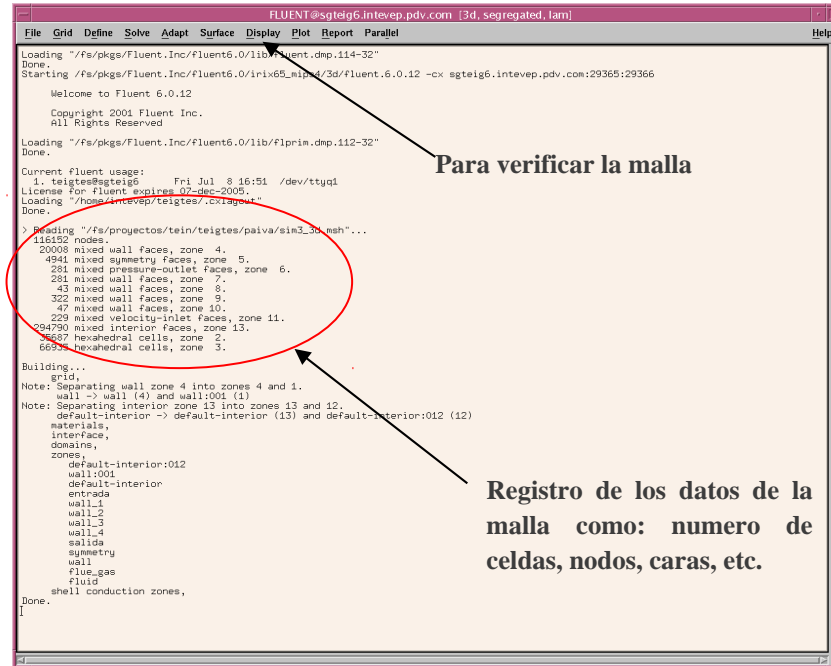


Figura C.3. Datos de la malla luego que es importado el archivo valve.msh

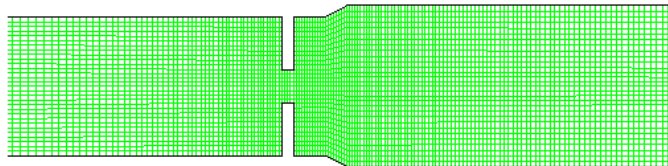


Figura C.4. Malla vista en fluent luego que es importado el archivo valve.msh

Paso 2: Se definen los modelos de turbulencia y el método de solución en Define/Models/Solver.....

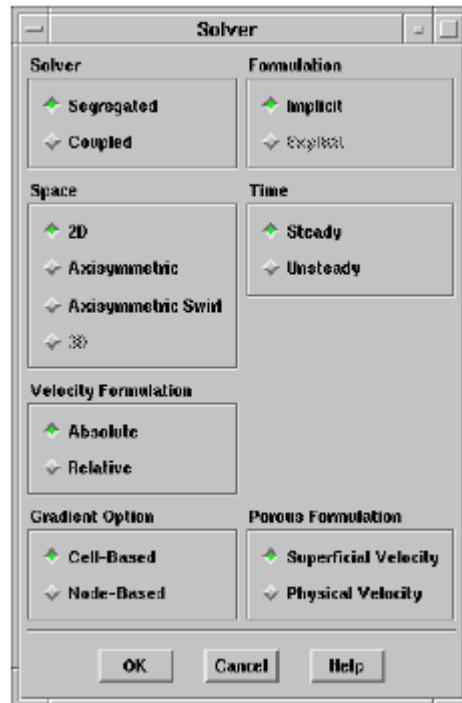
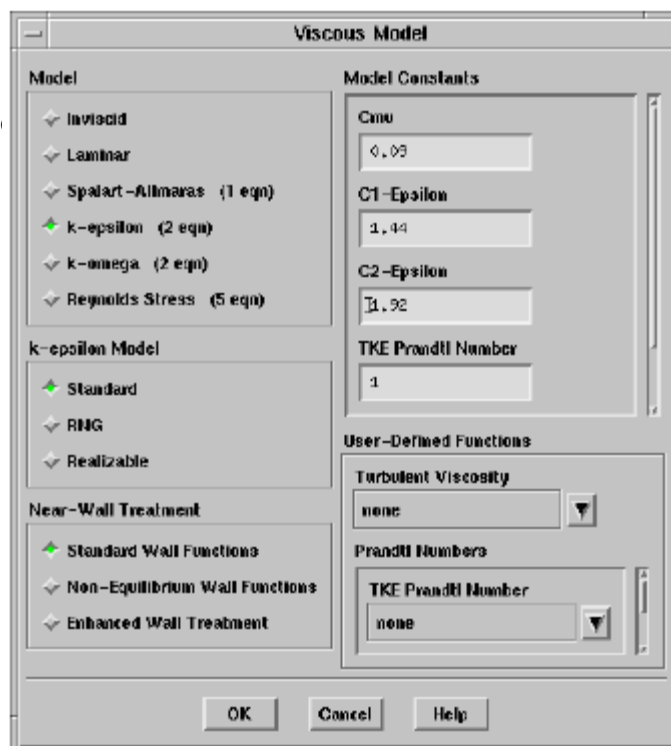


Figura C.5. Ventana para definir el método de solución

Luego se sel



viscous.....

Figura C.6. Ventana para definir el modelo de turbulencia

Para este caso particular se selecciona el modelo $k - \epsilon$ *Standard* y se presiona ok.

Paso 3: Selección

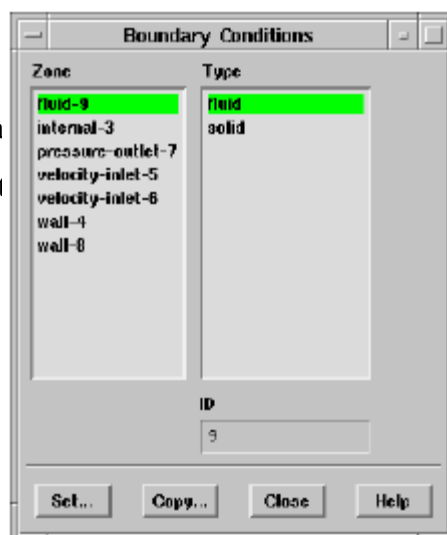
The screenshot shows the 'Materials' dialog box with the following configuration:

Field	Value
Name	water
Material Type	fluid
Chemical Formula	
Final Fluid Materials	water
Density (kg/m ³)	constant (1000)
Cp (j/kg-k)	constant (4216)
Thermal Conductivity (w/m-k)	constant (0.677)
Viscosity (kg/m-s)	constant (0.0008)

Figura C.7. Ventana para definir el material de trabajo

Luego de seleccionado el material se pulsa el botón Change/Create.

Paso 4: Se establecen la
interno o externo del sist



comenzando por el fluido
las, y por último la salida.

Figura C.8. Ventana para definir las condiciones de borde

El procedimiento a seguir en este paso es el siguiente:

1. Seleccionar la opción de fluido del lado izquierdo de la ventana (figura C.8) y seleccionar “fluid” del lado derecho de la ventana. Oprimir el botón set.....
2. Definir el tipo de material tal como aparece en la figura C.9 y seguidamente seleccionar en Material Name: Nitrógeno..... Para este caso, luego se presiona ok.
3. Se toman la velocidad de entrada 5. “velocity-inlet” y se presiona “Set”.

Al aparecer la ventana se colocan los datos de velocidad, temperatura, intensidad

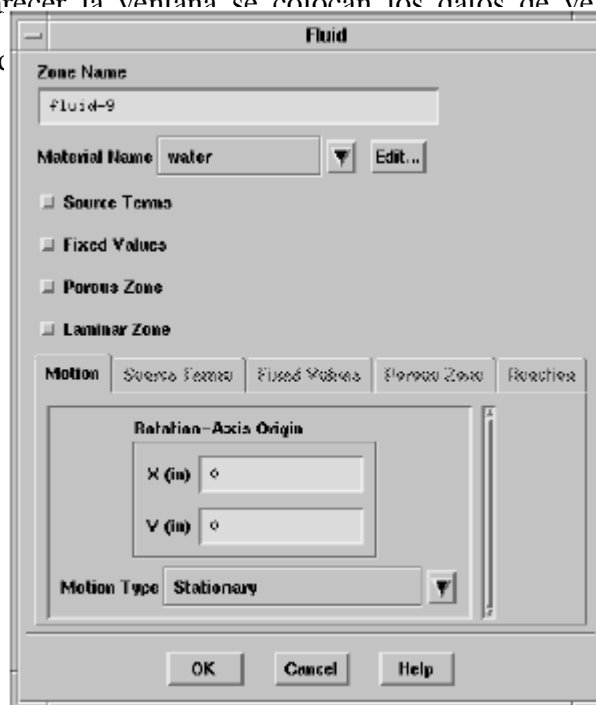


Figura C.9. Ventana para definir el material dentro del volumen de control

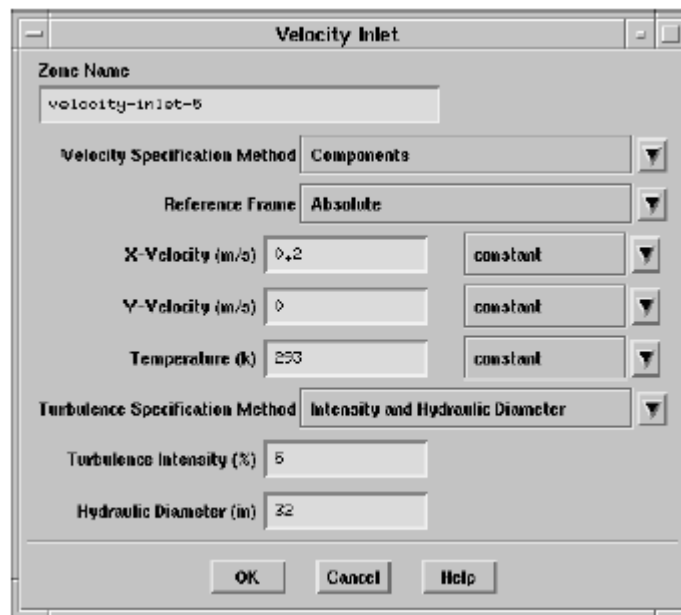


Figura C.10. Ventana la velocidad de entrada, temperatura y constantes

4. Se colocan las condiciones de salida del sistema seleccionando la opción de “pressure-outlet-7” y en la ventana aplicar presión de salida “0”, temperatura de salida, intensidad de turbulencia y diámetro hidráulico.

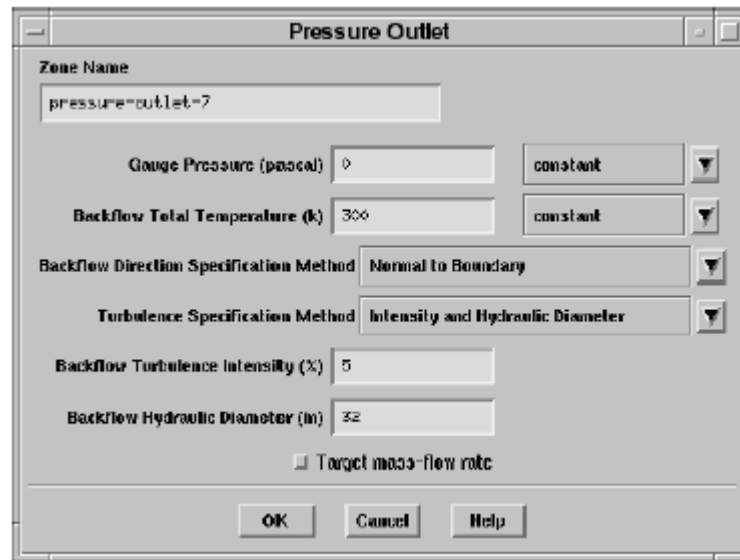


Figura C.11. Ventana presión de salida, temperatura y constantes

5. Las paredes “wall-8” el programa por defecto asume que son fronteras sin movimiento.

Paso 5: Iniciación de la solución en Solve/Initialize/Initialize..... Este paso es importante ya que si no es activado no se puede correr el comando iterar. Para la mayoría de los casos la solución se inicia en la entrada.

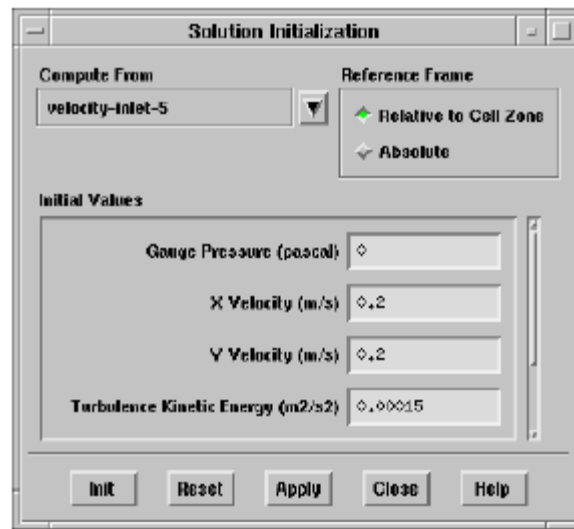


Figura C.12. Ventana de iniciación de la solución

Luego de seleccionar “velocity-inlet-5” presionar “init” y cerrar la ventana. Luego se habilita los gráficos para monitorear los residuales en Solve/Monitors/Residual...y monitorear las iteraciones en Solve/Monitors/Surface.....(ver figuras C.13 y C.14).



Figura C.13. Ventana para activar gráfico de residuales y el criterio de convergencia

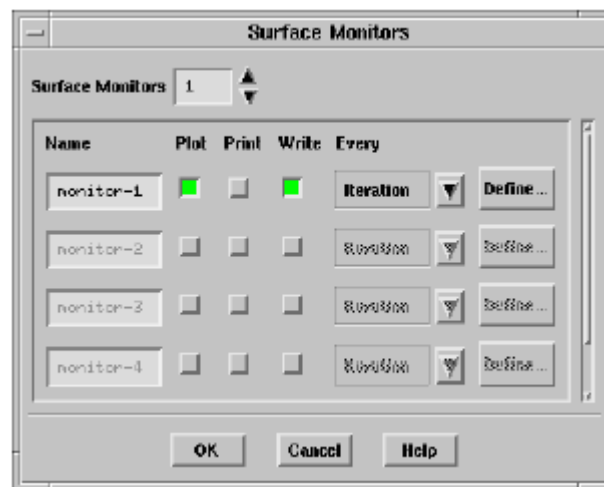


Figura C.14. Ventana para activa gráfico de iteraciones

Finalmente se activa en comando “iterar” en Solve/Iterate.....(ver figura C.15)



Figura C.15. Ventana para correr el modelo “iterar”. Se deben colocar el numero de iteraciones suficientes para la convergencia.

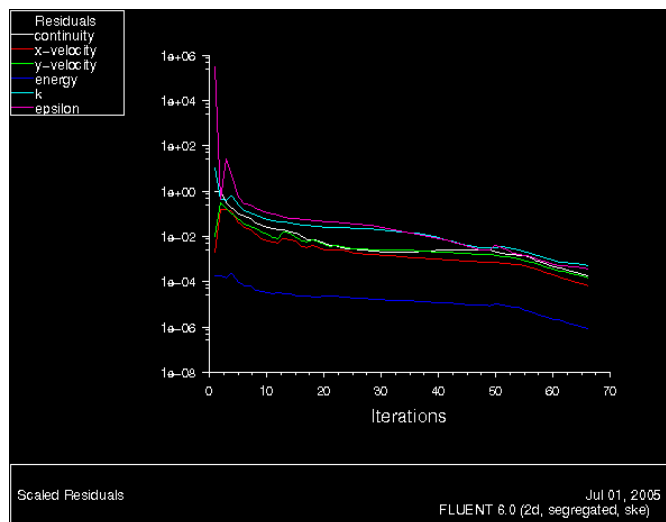


Figura C.16. Gráfico de residuos de un ejemplo simple. Ejemplo de la línea de cabecera fluent inc.

APÉNDICE D

*Procedimiento de un modelo simple para post – procesamiento en software
FLUENT*

Para observar los resultados en FLUENT se debe abrir en la ventana principal el comando “Display” se puede observar mas claro en la figuras siguientes.

Display/Contours.....

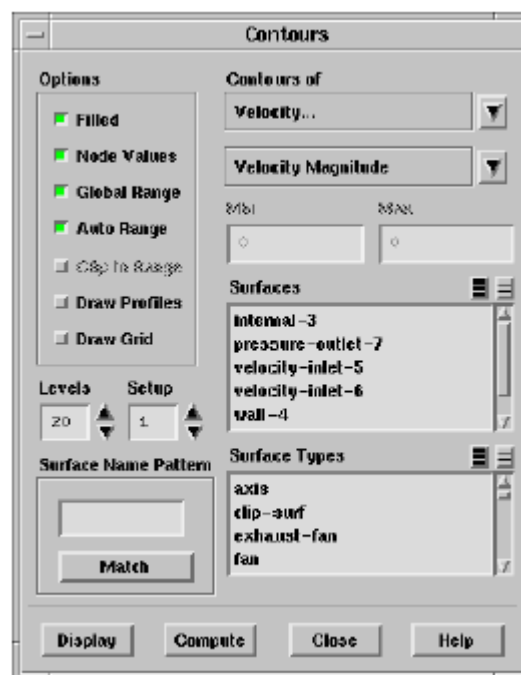


Figura D.1. Ventana para observar resultados en contorno.

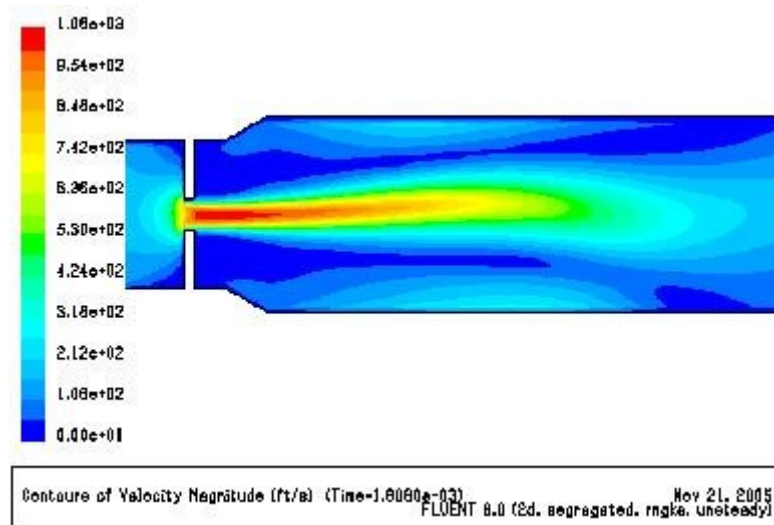


Figura D.2. Contorno de magnitud de velocidad de un ejemplo simple del modelo de las válvulas de control.

También se puede configurar la visualización de la magnitud de velocidad en el menú **Display/Vectors...**

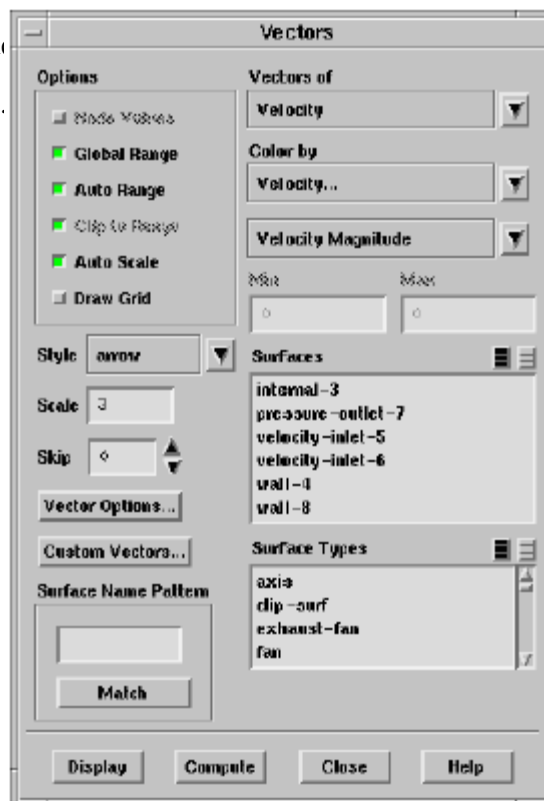


Figura D.3. Ventana para observar los vectores velocidad.

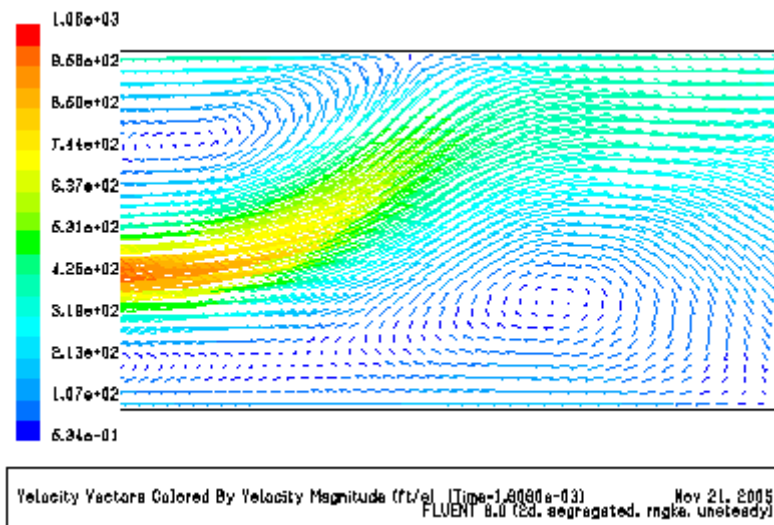


Figura D.4. Vectores de velocidad (acercamiento).

APÉNDICE E

Discretización del dominio de cálculo (Estudio del mallado)

Malla computacional bidimensional

Para generar la malla para este estudio primero se utilizó el programa GAMBIT 2.0, este sirve como una sub – rutina del programa FLUENT, comercialmente estos programas se conocen como malladores.

Para crear la malla, es necesario seguir una serie de pasos, los cuales se indicaron en el detalladamente en tercer capítulo. Básicamente estos pasos son los siguientes:

- Generar la geometría (Aquí se pueden usar otros CAD de ser necesario)
- Generar la malla.
- Definir las condiciones de borde de la geometría.

Antes de seleccionar una malla definitiva para la simulación es preciso realizar mallas con diferentes densidades y formas. Algunas de la recomendaciones citadas por investigadores y ayudas del programa sugieren mallar el dominio con una malla basta u ordinaria, luego ir afinando ésta hasta no conseguir cambios significativos en los resultados. Sin embargo, esto no es completamente cierto, ya que se han

encontrado estudios que demuestran que una malla gruesa en algunos casos específicos arroja los mismos resultados que una malla muy fina.

En este sentido para este estudio se generó una malla no muy fina para la primera simulación bidimensional, en donde los resultados de estas simulaciones no fueron físicamente satisfactorios, en la figura E.1 podemos ver la malla y los resultados de ésta.

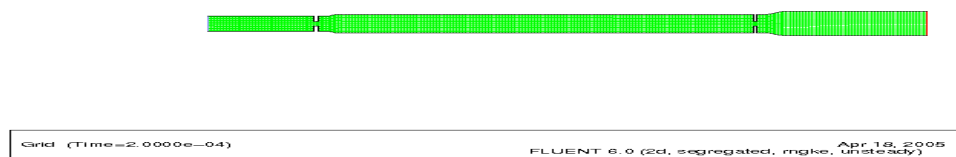


Figura E.1 Malla computacional, vista completa (2005)

En este dominio, se utilizó una malla estructurada y uniforme, es decir que el tamaño de las celdas es la misma en todo el dominio. Además, se tomaron dos diámetros de la tubería aguas arriba de la válvula “A” e igualmente aguas abajo de la válvula “B”. Los resultados correspondientes a esta malla no fueron los esperados ya que el flujo se pegaba hacia las paredes, lo cual no debería estar pasando dada las características presentes en el gas y las condiciones de gravedad que se estaban asumiendo. En la figura E.2 se puede apreciar el campo de velocidad de esta simulación.

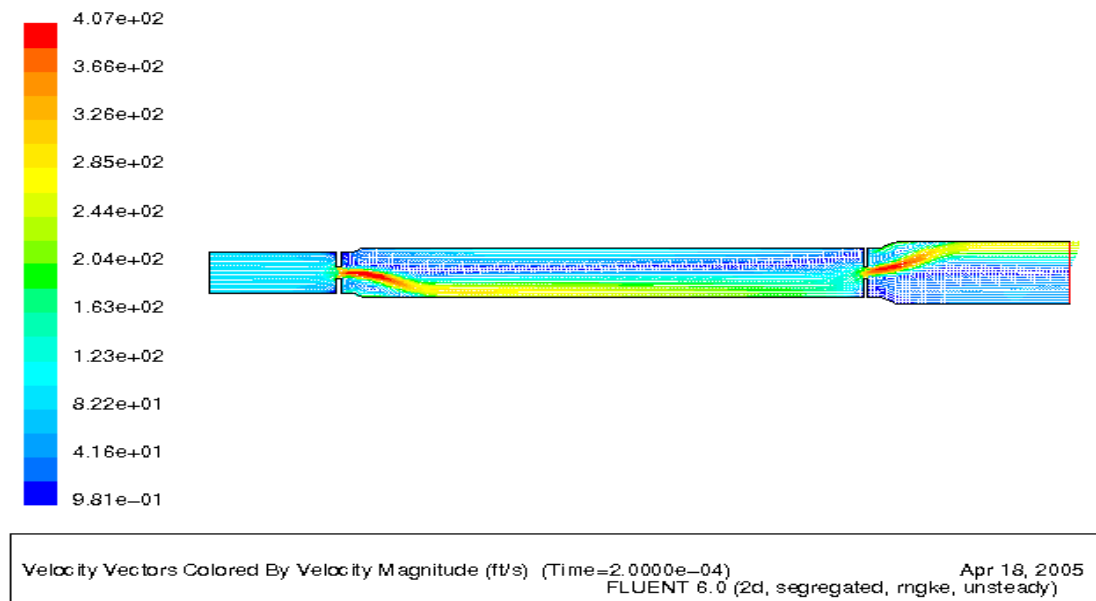


Figura E.2. Vectores de velocidad en pies/seg, simulación línea de cabecera (2005)

Seguido de los resultados anteriores se decidió afinar la malla, sin realizar cambios en la geometría. En esta malla prácticamente no se pueden visualizar los espacios entre los volúmenes de control sin realizar un acercamiento.

En esta oportunidad los resultados no cambiaron, exceptuando un pequeño incremento en la velocidad. Sin embargo, el flujo continuaba pegándose hacia las paredes. En la figura E.3 y E.4 se muestra la malla y los resultados del campo de velocidad respectivamente.

(a)



(b)

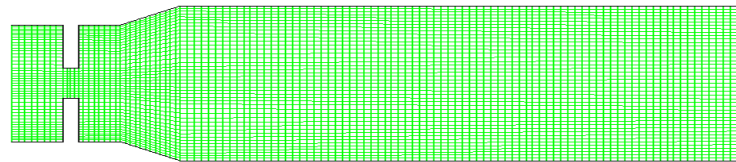


Figura E.3. Malla computacional más fina, vista completa (a) y acercamiento en la válvula (b) (2005).

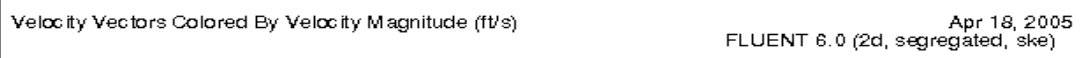
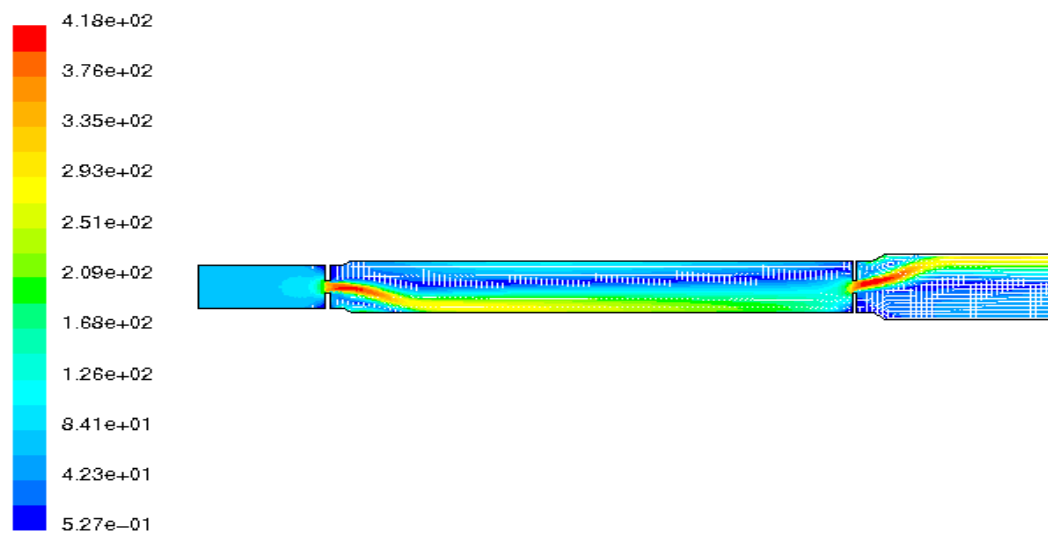


Figura E.4. Vectores velocidad, segunda malla en pies/seg simulación línea de cabecera (2005)

Se puede observar que la velocidad máxima con respecto a la primera simulación es levemente superior, aproximadamente 1,1 pies/seg mayor, pero el campo de flujo sigue comportándose de manera similar a pesar del alto costo computacional que representa esta malla.

Entonces, debido a lo anteriormente descrito se generó una malla con el dominio más alargado aguas abajo de la válvula “A”, un poco más de 4 diámetros de la tubería. Para este caso en particular se afinó la malla hacia la capa límite o las paredes, ver figura E.5.

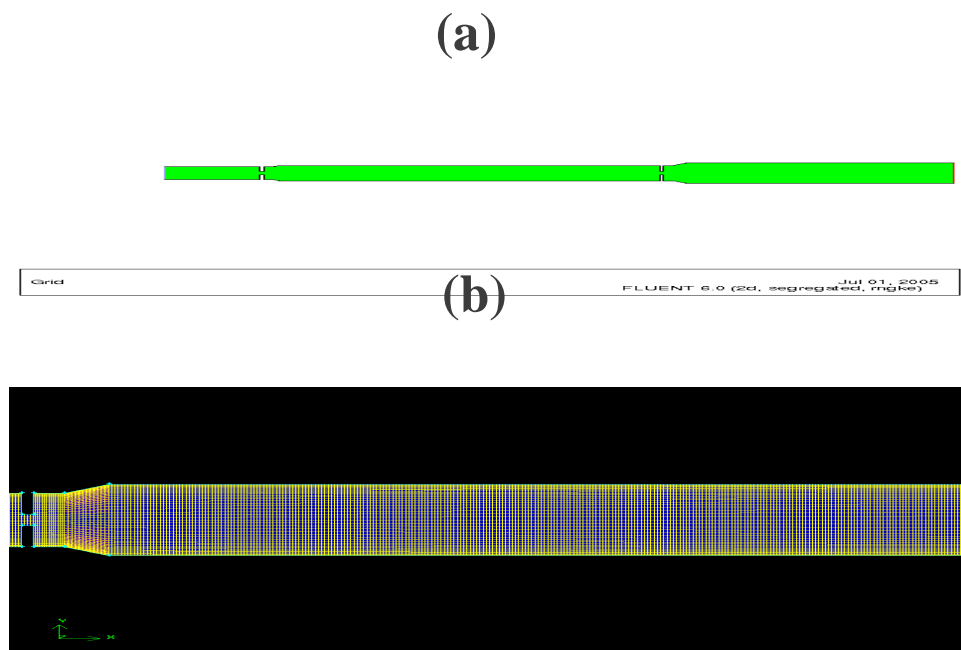


Figura E.5. Malla computacional afinada en la capa límite, vista completa (a) y acercamiento en la válvula (b) (2005).

En la figura E.6 se muestran los perfiles de velocidad correspondientes a tercera malla implementada, aquí se observa que los resultados comenzaron a variar significativamente, cualitativa como cuantitativamente. La velocidad se duplicó en el estrangulamiento, y además, el jet aguas abajo de la válvula “A” se extiende en el centro de la tubería de 56 pulg de diámetro (sección entre las dos válvulas). Sin embargo, aguas abajo de la válvula “B” la corriente se sigue pegando hacia las paredes, por lo cual se sostuvo la necesidad de seguir estudiando otra distribución de la malla.

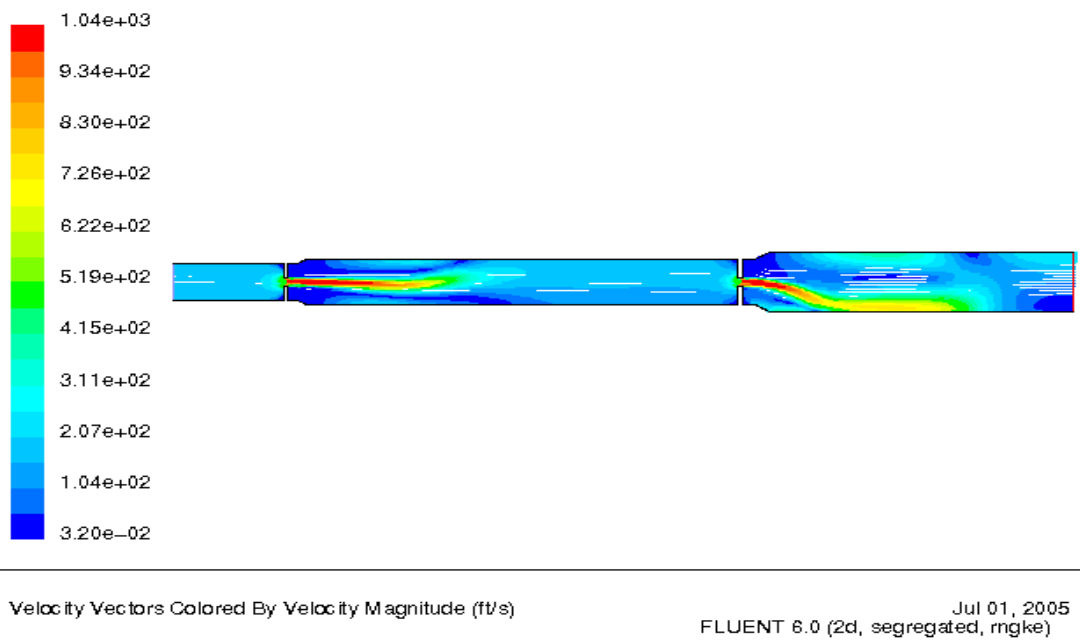


Figura E.6. Perfil de velocidades, tercera malla computacional bidimensional de la línea de cabecera (2005).

Finalmente, se generó una malla con geometría similar a la anterior y muy afinada hacia el área de las válvulas, con 16.000 volúmenes de control, en donde se obtuvieron resultados físicamente esperados para este tipo de comportamientos. Se formaron corrientes de alta velocidad aguas abajo de ambas válvulas en el centro de la tubería, y se observaron el desprendimiento de vórtices en su estela (detalles en el tercer capítulo)

Malla computacional tridimensional

Con base en los resultados y estudios de la malla del modelo bidimensional se procedió a realizar un dominio tridimensional, que pudiese aportar con mayor detalle las inestabilidades del flujo en el tramo afectado por las vibraciones de alta frecuencia.

En este caso solo se evaluaron pocas mallas en comparación al modelo bidimensional, ya que el estudio bidimensional aportó de forma significativa información y experiencia para generar la malla para el caso de las válvulas de reducción de presión de la línea de cabecera.

Por otro lado, una de las primeras mallas se pretendió simplificar la cantidad de volúmenes de control estableciendo una condición de simetría en el modelo. Sin embargo, esta opción trajo serios inconvenientes de convergencia. En la figura E.7, E.8 y E.9 se muestra la malla, y los resultados NO convergidos de los perfiles de velocidad.

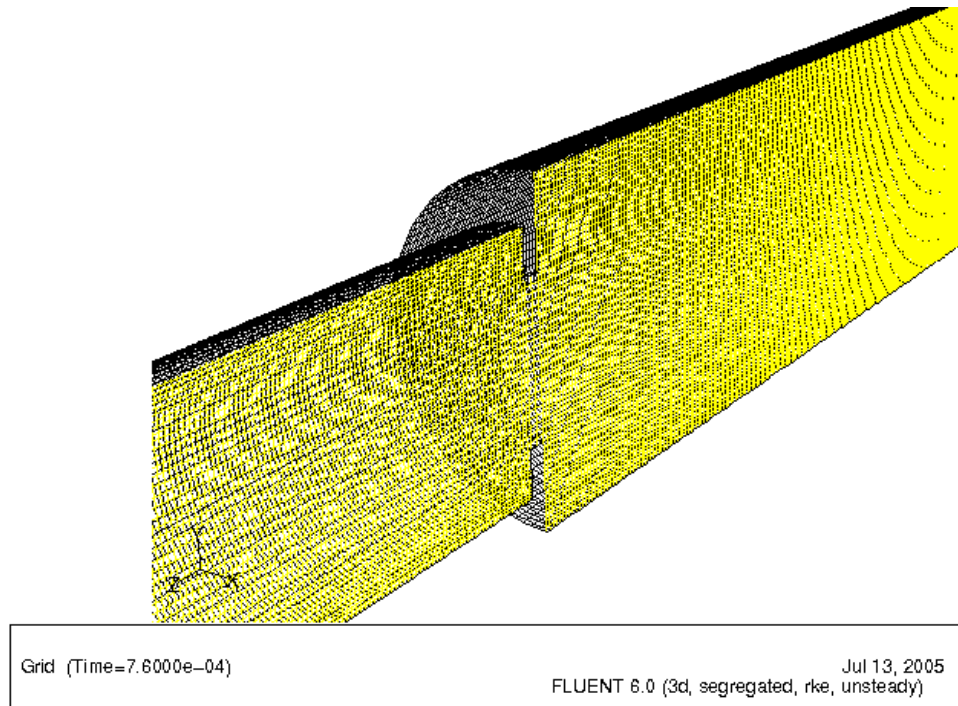


Figura E.7. Malla computacional del modelo tridimensional de la línea de cabecera (2005).

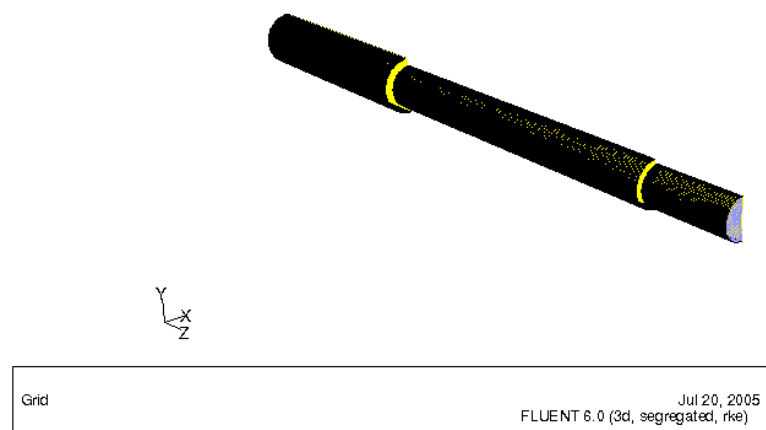


Figura E.8. Malla computacional del modelo tridimensional de la línea de cabecera, vista completa (2005).

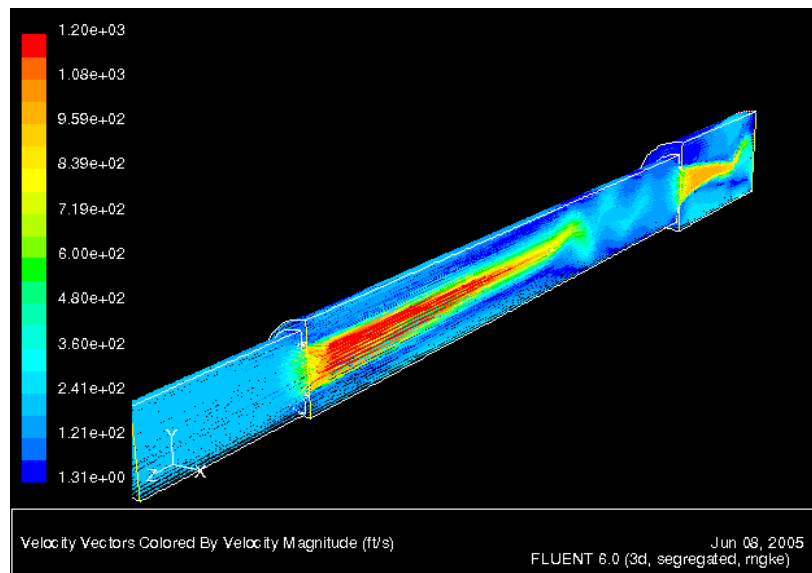


Figura E.9. Perfil de velocidades del modelo tridimensional de la línea de cabecera, vista completa (2005).

Se pudo observar en las figuras que la geometría es muy similar al modelo bidimensional, exceptuando los detalles internos que demarcan las válvulas de control “A” y “B”.

Es preciso señalar que para solucionar los problemas de convergencia, se revisaron estudios y bibliografía en donde señalaban la necesidad de simular los modelos tridimensionales con una geometría completa (full), sin asumir condiciones de simetría que podían afectar el desarrollo de los vórtices, los cuales suelen moverse en todas las direcciones espaciales. En este sentido se generó una malla suficientemente fina hacia la sección de las válvulas de control, y con base en los resultados bidimensionales se decidió colocar en el modelo solo la válvula “A” con la finalidad de mejorar las condiciones de convergencia. Los detalles de esta malla se mostraron en el tercer capítulo.

APÉNDICE F

Puntos de medición de vibración en la línea de cabecera del regenerador de la unidad de desintegración catalítica de Amuay

