

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA REGIÓN DE ENTRADA PARA
CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO INTERNO CON ALTOS NÚMEROS
DE PRANDTL.**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los Brs. Berrizbeitia H., Samantha
Coello M., Omar A.
para optar al Título de
Ingeniero Químico.

Caracas, 2009

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA REGIÓN DE ENTRADA PARA
CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO INTERNO CON ALTOS NÚMEROS
DE PRANDTL.**

**TUTORES ACADÉMICOS: Prof. Andrés Rosales
Prof. Julio Segura**

Presentado ante la Ilustre
Universidad Central de Venezuela
por los Brs. Berrizbeitia H, Samantha.
Coello M., Omar A.
para optar al Título de
Ingeniero Químico.

Caracas, 2009

Caracas, mayo de 2009

Los abajo firmantes, miembros del jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Química, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres Samantha Berrizbeitia H. y Omar A. Coello M.

**“ESTUDIO NUMÉRICO DE LA REGIÓN DE ENTRADA PARA
CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO INTERNO CON ALTOS
NÚMEROS DE PRANDTL”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al título de Ingeniero Químico, y sin que esto signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran **APROBADO**.

Prof. Mariluz Alonso

Jurado

Prof. Armando Viscaya

Jurado

Prof. Andrés Rosales

Prof. Julio Segura

AGRADECIMIENTOS

A nuestra querida Universidad Central de Venezuela, que nos brindó no solo la excelente educación y la preparación con la que salimos en este momento de sus puertas, sino innumerable momentos que llevaremos en nuestros corazones y que nos han convertido en las personas que somos hoy en día.

Gracias a nuestros tutores por haber confiado en nosotros y habernos ofrecido este tema de tesis, que aunque parecía imposible de lograr, con su apoyo, constancia y dedicación lograron motivarnos en el camino de la realización de este Trabajo Especial de Grado.

Samantha

Quiero agradecerle en primer lugar a la persona más importante de mi vida, mi madre, quien con su apoyo, sus palabras, sus enseñanzas y hasta sus constantes regaños me convirtió en la mujer que soy, porque siempre creíste en mí sin importar nada, y espero que puedas sentirte orgullosa, Gracias!!

A mi mejor amigo, hermano, compinche, confidente, compañero de estudio y tesis, Omar, lo que escriba no será suficiente para agradecer el que estés en mi vida, hiciste que cada traspaso, lagrima y risa fuesen increíbles, y sin ti nada hubiese sido igual, nunca me cansaré de darte las gracias por permitirme ser tu amiga y me llena de orgullo concluir esta etapa de mi vida a tu lado.

A mis hermanos Tade, Eli y Steph, porque con sus virtudes y defectos los adoro y juntos formamos el mejor equipo.

A mis abuelitos quienes se preocupan cada día por mí y viven conmigo mis logros, sin olvidar sus constantes “cuanto te falta”, los quiero mucho!

A mi mejor amiga Rosangel, porque sin importar el lugar, la hora o la fecha siempre he contado con su apoyo, sus consejos y su orejita para escuchar mis problemas, eres la mejor amiga que alguien puede tener a su lado.

A mi segunda familia: mi mamá Olga, mi papá Salvador y mi hermano Saúl, quiero darles las gracias por hacerme sentir de la casa, por esas comidas divinas, por el mejor café que me he tomado, por cada anécdota que escuche y sobre todo por el cariño que siempre soltaron cada una de sus palabras, quiero decirle que son la mejor familia que he conocido, y que el amor y el calor de hogar que se vive, fue suficiente para hacer que nunca me quisiese ir de ahí.

A Alberto, porque fuiste la tercera parte del trípode, sin ti estar en la universidad no hubiese sido lo mismo, gracias por compartir cada momento y hacer de cada trabajo, examen y proyecto, algo fácil de llevar.

A mis amigos de la universidad Sasha, Richard y Jorge que aunque no terminamos la carrera juntos, siempre fue agradable contar con ustedes; a Tomas, Kathy, Rafita, Mabe y muchos otros compañeros y colegas que siempre hicieron amenos los

momentos de stress que vivimos estudiando, compartiendo información y ayudándonos. En fin a todos los profesores, compañeros de clases y amigos que vivieron a mi lado este largo camino que concluye satisfactoriamente, Gracias a todos!!

Omar

En primer lugar quiero agradecerle a mi abuelita que aunque no estás conmigo en estos momentos se que debes estar orgullosa al verme cumplir esta etapa; gracias a tu regaños, a tu cariño incondicional y a tu forma de criarme es que soy la persona que soy muchas gracias abuela!

A mis padres los cuales son los mejores del mundo, ustedes siempre me brindaron apoyo y nunca me dejaron sentirme vencido; gracias por siempre estar allí y por siempre dar más de lo que podían dar, los adoro a los dos y esta logra alcanzado es para ustedes!

A mi hermano gracias por siempre darme apoyo y por siempre hacerme creer que esta carrera no podía conmigo, sin tu aliento creo que hubiese sido más complicado alcanzar esta meta, muchas gracias hermano te quiero mucho!

A Samantha mi mejor amiga, compañera fiel, y parte fundamental de mi vida, gracias por estar siempre a mi lado ya que con tu risa tu entusiasmo y tu forma de ser nunca dejaste que nada se interpusiera en nuestro camino, y de esta forma logramos juntos alcanzar esta meta! Estas palabras escrita no me alcanzan para definir cuanto vales y cuanto te aprecio, simplemente gracias por dejarme formar parte de tu vida.

A mi mejor amigo Víctor y a mis primos gracias por siempre brindarme su apoyo en cada momento, por siempre estar allí para escucharme y para aconsejarme, así como por hacerme creer que esta carrera era fácil.

A mis amigos de la universidad especialmente Alberto, Rafita, Kathy, Xuxa, Andre, Jonamet, Dany, Octavio, Rosangel, Oscar, Jose, Alberto y demás compañeros con lo que compartí aula durante este largo recorrido que ya por fin esta cerca de concluir, en fin muchas gracias a todos incluyendo a los profesores que con su aliento y sus regaños pusieron su grano de arena para prepararnos para la nueva etapa que vamos a emprender a partir de ahora, Muchas gracias!!

**Berrizbeitia H. Samantha,
Coello M. Omar A.**

**ESTUDIO NUMÉRICO DE LA REGIÓN DE ENTRADA PARA
CONVECCIÓN FORZADA EN FLUJO INTERNO CON ALTOS NÚMEROS
DE PRANDTL.**

**Tutores Académicos: Prof. Andrés Rosales, Prof. Julio Segura.
Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Química.
2009**

Palabras claves: flujo viscoso, viscosidad en función de la temperatura, capa límite térmica, flujo laminar, software ANSYS® CFX™.

Resumen: Este trabajo tiene como objetivo principal realizar el estudio numérico de la transferencia de calor por convección forzada, en la región de entrada térmica (región donde se desarrolla la capa límite térmica) de conductos de sección transversal de geometría simple, con fluidos con altos números de Prandtl y con viscosidad variando de forma exponencial en función de la temperatura. Para esto, se utilizó el software ANSYS® CFX™, que emplea el método numérico de Volúmenes Finitos basados en Elementos, y que mediante discretizaciones del dominio con mallas híbridas, permite encontrar la solución numérica de las ecuaciones de conservación (masa, cantidad de movimiento lineal y energía). Se hicieron simulaciones del fenómeno de convección forzada en flujo interno entre placas planas paralelas, cilindros y tubo anular; con un crudo extrapesado y considerando propiedades físicas constantes y variación de la viscosidad con la temperatura.

De las simulaciones se obtuvieron perfiles de velocidad y temperatura, donde para el caso de propiedades constantes, los perfiles de velocidad mantuvieron su forma parabólica a lo largo del conducto, mientras que para la viscosidad variando en función de la temperatura, los perfiles de velocidad presentan una deformación, atribuido a los cambios de temperatura en la pared, equivalente a variar los valores del parámetro que relaciona la variación de la viscosidad ($B = \ln(\mu_0/\mu_w)$). En los perfiles de temperatura para el caso de propiedades constantes y viscosidad variando en función de la temperatura, se observó que presentan el mismo comportamiento, el cual es que el espesor de la capa límite térmica aumenta a medida que el fluido avanza a través del conducto.

Los resultados fueron comparados con algunas correlaciones clásicas como las de Leveque (1928), Sieder y Tate (1935) y, Shah y London (1978) para propiedades constantes, donde la menor desviación se obtuvo del ajuste de Shah y London. En el caso en que la viscosidad varía de forma exponencial con respecto a la temperatura, los resultados fueron comparados con la correlación de Sieder y Tate, y con investigaciones recientes como las de Nonino *et al* (2006) y Rosales (2008); en donde se observó que la correlación de Sieder y Tate al igual que el modelo matemático de Rosales se ajustan de forma adecuada, para cuando se tienen valores del parámetro que relaciona la variación de la viscosidad, menores a 5.

ÍNDICE GENERAL

	Pág
ÍNDICE DE FIGURAS	XI
ÍNDICE DE TABLAS	XXI
CAPÍTULO I. FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN	1
I.1 INTRODUCCIÓN.....	1
I.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	2
I.3 OBJETIVOS.....	4
I.3.1 General.....	4
I.3.2 Específicos.....	4
I.4 ANTECEDENTES.....	6
CAPÍTULO II. MARCO REFERENCIAL	11
II.1 Parte I. Fundamentos del fenómeno de Transferencia de Calor por convección forzada para flujo laminar y viscoso.....	11
II.1.1 Flujos Viscosos.....	11
II.1.2 Fundamentos y mecanismos de la Transferencia de Calor.....	13
II.1.2.1 Transferencia de calor por convección.....	15
II.1.2.2 Coeficiente de transmisión por convección.....	16
II.1.2.3 Longitud de entrada hidrodinámica y térmica.....	22
II.1.2.4 Factor de fricción en un flujo completamente desarrollado.....	24
II.1.2.5 Soluciones analíticas y correlaciones para el fenómeno de transferencia de calor convectivo.....	25
II.1.2.6 Análisis dimensional.....	28
II.2 Parte II. Estudio y bases del mecanismo de volúmenes finitos utilizado a través de la herramienta computacional ANSYS® CFX.....	29
II.2.1 Método de volúmenes finitos.....	30
II.2.1.1 Ecuación de conservación.....	31
II.2.1.2 Malla de computo.....	33

II.2.2 Discretización e integración de las ecuaciones.....	35
CAPÍTULO III. Metodología.....	40
III.1 .1 Desarrollo de las geometría.....	40
III.1.2 Selección y generación de las mallas.....	41
III.1.3 Clasificación general del fluido y condiciones de borde.....	42
III.1.4 Identificación de los parámetros adimensionales para la transferencia de calor por convección forzada en fluidos altamente viscosos.....	43
III.1.5 Resultados obtenidos a través del software ANSYS® CFX™.....	44
III.1.6 Efecto de la variación de la viscosidad con la temperatura.....	45
III.2 Plan de Experiencia.....	46
CAPITULO IV. Presentación y discusión de resultados.....	48
IV.1 Desarrollo de las geometrías.....	48
IV.1.1 Dimensionamiento de las geometrías.....	48
IV.1.2 Construcción de las geometrías.....	49
IV.2 Selección y generación de la malla.....	51
IV.3 Clasificación del fluido y condiciones de borde.....	56
IV.3.1 Condiciones de borde.....	57
IV.3.2 Propiedades termofísicas.....	67
IV.3.3 Régimen de flujo.....	67
IV.3.4 Estado del flujo.....	67
IV.3.5 Modelo fluidodinámico.....	68
IV.4 Identificación de los parámetros adimensionales para la transferencia de calor por convección forzada en fluidos altamente viscosos.....	69
IV.5 Resultados obtenidos a través del software ANSYS® CFX™.....	73
IV.5.1 Refinamiento de malla.....	73
IV.5.2 Resultados presentados a través de los perfiles de velocidad y temperatura.....	76
IV.5.2.1 Resultados obtenidos para el caso de propiedades constante....	77
IV.5.2.1 .1 Geometría de placas planas paralelas.....	78
IV.5.2.1 .2 Geometría cilíndrica.....	83

IV.5.2.1 .3 Geometría anular.....	88
IV.5.2.2 Resultados obtenidos para el caso en el que la viscosidad es función de la temperatura.....	93
IV5.2.2.1 Geometría de placas planas paralelas.....	94
IV5.2.2.2 Geometría cilíndrica y anular.....	107
IV. 6 Comparaciones de los resultados obtenidos con datos teóricos y experimentales.....	109
IV.6.1 Comparación de los resultados con las correlaciones de Leveque, Sieder y Tate, y Shah y London, para propiedades constantes.....	109
IV.6.2 Comparación de los resultados con la correlación de Sieder y Tate para viscosidad variable.....	114
IV.6.3 Comparación de los resultados con datos obtenidos de Nonino, et al (2005), para viscosidad variable	117
IV.6.4 Comparación de los resultados con datos obtenidos del modelo matemático de Rosales (2008), para viscosidad variable	120
IV.6.5 Comparación de los resultados del factor de fricción con los resultados teóricos.....	121
CAPITULO V. CONCLUSIONES.....	125
CAPITULO VI. RECOMENDACIONES.....	128
BIBLIOGRAFÍA.....	130
APENDICES.....	132
Apéndice A. Intercambiadores de calor.....	132
Apéndice B. cálculo tipo de las propiedades físicas del fluido estudiado (crudo Boscan 6), de las correlaciones utilizadas y del factor de fricción.....	133
B.1 Calculo de propiedades físicas.....	133
B.2 Calculo de Números adimensionales necesarios.....	135
B.3 Calculo de la temperatura de pared cuando la viscosidad varia de forma exponencial.....	138
B.4 Calculo de las correlaciones utilizadas para comparar los valores obtenidos de cada simulación al trabajar con propiedades constantes.....	140

B.5 Calculo a partir de los valores obtenidos en la simulación.....	141
B.6 Calculo del factor de fricción.....	144
Apéndice C. Perfiles de velocidad y temperatura para geometría cilíndrica.....	147
Apéndice D. Perfiles de velocidad y temperatura para geometría anular.....	157
Apéndice E. tablas de resultados obtenidos a través del simulador y de las correlaciones.....	163
E.1 Resultados para propiedades constantes.....	163
E.2 Resultados para viscosidad variable.....	164
E.3 Resultados para el factor de fricción.....	166

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Régimen laminar.....	13
Figura 2. Régimen turbulento.....	13
Figura 3. Perfiles de velocidad y temperatura correspondiente a un fluido que circula sobre una superficie caliente.....	19
Figura 4. Perfiles de velocidad y temperatura correspondiente a un fluido que circula sobre un conducto caliente	20
Figura 5. Comportamiento de las curvas de calentamiento, enfriamiento y flujo laminar isotérmico.....	21
Figura 6. Región de entrada y región de flujo desarrollado hidrodinámicamente para un flujo interno; capa límite hidrodinámica.....	22
Figura 7. Capa límite térmica y perfil completamente desarrollado	23
Figura 8. Perfil de velocidad y temperatura en la región de entrada para fluidos viscosos.....	24
Figura 9. (a) y (b) Mallas estructuradas. (c) Malla desestructurada.....	34
Figura 10. Superficie de volumen de control.....	36
Figura 11. Elementos de una malla.....	38
Figura 12. Geometría Cilíndrica con malla desestructurada.....	42
Figura 13. Geometría de placas planas con malla estructurada.....	42
Figura 14. Geometría Anular con malla híbrida.....	42
Figura 15. Geometría de Placas planas Paralelas.....	50
Figura 16. Geometria Cilíndrica.....	50
Figura 17. Geometria Anular.....	51
Figura 18 (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla desestructurada. (b) Vista completa de la geometría de placas planas paralelas con una malla desestructurada.....	52

Figura 19. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla estructurada. (b) Vista completa de la geometría de placas planas paralelas con una malla estructurada.....	53
Figura 20. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla híbrida. (b) Vista completa de la geometría de placas planas paralelas con una malla híbrida.....	54
Figura 21. (a) Corte frontal de la geometría del cilindro con una malla híbrida. (b) Vista completa de la geometría del cilindro con una malla híbrida.....	55
Figura 22. (a) Corte frontal de la geometría del tubo anular con una malla híbrida. (b) Vista completa de la geometría del tubo anular con una malla híbrida.....	55
Figura 23. Transferencia de calor en la región de entrada térmica a través de un canal de placas planas paralelas. Datos del estudio Shah and London, 1978 (Bejan, 1995).....	61
Figura 24. Transferencia de calor en la región de entrada térmica a través de un cilindro. Datos del estudio Shah and London, 1978 (Bejan, 1995).....	62
Figura 25. Condiciones de borde especificadas para placas planas paralelas....	65
Figura 26. Condiciones de borde especificadas para cilindro.....	66
Figura 27. Condiciones de borde especificadas para tubo anular.....	66
Figura 28. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla mixta. (b) Vista de la simetría 1/4 de la geometría de placas planas paralelas con una malla mixta.....	75
Figura 29. (a) Corte frontal de la geometría cilíndrica con una malla mixta. (b) Vista de la simetría 1/4 de la geometría cilíndrica con una malla mixta.....	75
Figura 30. (a) Corte frontal de la geometría de tubo anular con una malla mixta. (b) Vista de la simetría 1/4 de la geometría de tubo anular con una malla mixta.....	76
Figura 31. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a propiedades constantes.....	78

Figura 32. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a propiedades constantes.....	78
Figura 33. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a propiedades constantes.....	79
Figura 34. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a propiedades constantes.....	80
Figura 35. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a propiedades constantes.....	81
Figura 36. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a propiedades constantes.....	81
Figura 37. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a propiedades constantes.....	83
Figura 38. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a propiedades constantes.....	84
Figura 39. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a propiedades constantes.....	84
Figura 40. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a propiedades constantes.....	86
Figura 41. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a propiedades constantes.....	86
Figura 42. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a propiedades constantes.....	87
Figura 43. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a propiedades constantes.....	88
Figura 44. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud	

axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a propiedades constantes.....	89
Figura 45. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a propiedades constantes.....	89
Figura 46. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a propiedades constantes.....	91
Figura 47. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a propiedades constantes.....	91
Figura 48. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a propiedades constantes.....	92
Figura 49. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=1.38$	94
Figura 50. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=3$	94
Figura 51. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=5$	95
Figura 52. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=1.38$	97
Figura 53. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=3$	97
Figura 54. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=5$	98
Figura 55. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=1.38$	99

Figura 56. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=3$	99
Figura 57. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=5$	100
Figura 58. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=1.38$	101
Figura 59. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=3$	101
Figura 60. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=5$	102
Figura 61. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=1.38$	103
Figura 62. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=3$	104
Figura 63. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=5$	104
Figura 64. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=1.38$	106
Figura 65. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=3$	106

Figura 66. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=5$	107
Figura 67. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades constantes en geometría de placas planas paralelas.....	110
Figura 68. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades constantes en geometría cilíndrica.....	110
Figura 69. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades constantes en geometría de tubo anular.....	111
Figura 70. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para viscosidad variable en geometría de placas planas paralelas.....	114
Figura 71. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para viscosidad variable en geometría cilíndrica..	115
Figura 72. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para viscosidad variable en geometría de tubo anular.....	115
Figura 73. Número de Nusselt promedio del estudio de Nonino <i>et. al</i> en función de la longitud adimencional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades variables en geometría de placas planas.....	117
Figura 74. Número de Nusselt promedio del estudio de Nonino <i>et. al</i> en función de la longitud adimencional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades variables en geometría de tubo cilíndrico.....	118
Figura 75. Número de Nusselt promedio del estudio de Nonino <i>et. al</i> en función de la longitud adimencional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades variables en geometría de tubo anular.....	118

Figura 76. Número de Nusselt promedio del modelo matemático de Rosales en función de la longitud adimensional elevada a la $1/2$, para propiedades variables en geometría de placas planas paralelas.....	120
Figura 77. Factor de fricción en función de la longitud axial adimensional elevada a la $1/2$, para propiedades constantes y viscosidad variable en geometría de placas planas paralelas.....	121
Figura 78. Factor de fricción en función de la longitud axial adimensional elevada a la $1/2$, para propiedades constantes y viscosidad variable en geometría cilíndrica.....	122
Figura 79. Factor de fricción en función de la longitud axial adimensional elevada a la $1/2$, para propiedades constantes y viscosidad variable en geometría de tubo anular.....	122
Figura 80. Intercambiador de calor de placas.....	132
Figura 81. Intercambiador de calor de tubos.....	132
Figura 82. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $1/2$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=0.69$	147
Figura 83. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $1/2$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=1.38$	148
Figura 84. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $1/2$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=5$	148
Figura 85. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $1/2$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=0.69$	149
Figura 86. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $1/2$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=1.38$	149

Figura 87. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=5$	150
Figura 88. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=0.69$	150
Figura 89. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=1.38$	151
Figura 90. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=5$	151
Figura 91. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=0.69$	152
Figura 92. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=1.38$	152
Figura 93. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=5$	153
Figura 94. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=0.69$	153
Figura 95. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=1.38$	154
Figura 96. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=5$	154

Figura 97. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=0.69$	155
Figura 98. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=1.38$	155
Figura 99. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=5$	156
Figura 100. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=1.38$	157
.	
Figura 101. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=5$	157
Figura 102. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=1.38$	158
Figura 103. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=5$	158
Figura 104. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=1.38$	159
Figura 105. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=5$	159

Figura 106. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=1.38$	160
Figura 107. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,02 a viscosidad variable con $B=5$	160
Figura 108. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=1$	161
Figura 109. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,03 a viscosidad variable con $B=5$	161
Figura 110. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=1.38$	162
Figura 111. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=5$	162

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Valores del coeficiente de viscosidad de algunos fluidos.....	12
Tabla 2. Términos a sustituir en la forma general de la ecuación de conservación.....	32
Tabla 3. Plan de simulaciones para propiedades físicas constantes.....	46
Tabla 4. Plan de simulaciones para viscosidad variable.....	47
Tabla 5. Valores de velocidad media seleccionados con su respectiva longitud axial adimensional para la geometría de placas planas paralelas.....	62
Tabla 6. Valores de velocidad media seleccionados con su respectiva longitud axial adimensional para la geometría de cilindro y de tubo anular.....	63
Tabla 7. Valores de velocidad media seleccionados con su respectivo valor de flujo másico para placas paralelas.....	64
Tabla 8. Valores de velocidad media seleccionados con su respectivo valor de flujo másico para cilindro y tubo anular.....	64
Tabla 9. Valores de velocidad media seleccionados con su respectivo valor de flujo másico para tubo anular.....	64
Tabla 10. Propiedades termofísicas del crudo Boscán 6 a la temperatura de entrada (323K).....	67
Tabla 11. Diámetros Hidráulicos.....	136
Tabla 12. Valores utilizados para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.....	142
Tabla13. Números de Nusselt calculados a partir de las ecuaciones de Leveque, Sieder y Tate, Shah y London, y de las simulaciones para placas planas paralelas y propiedades constantes.....	163
Tabla14. Números de Nusselt calculados a partir de las ecuaciones de Leveque, Sieder y Tate, Shah y London, y de las simulaciones para geometría cilíndrica y propiedades constantes.....	163

Tabla 15. Números de Nusselt calculados a partir de las ecuaciones de Leveque, Sieder y Tate, Shah y London, y de las simulaciones para geometría anular y propiedades constantes.....	164
Tabla 16. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría de placas planas paralelas y viscosidad variables de 1.38.....	164
Tabla 17. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría de placas planas paralelas y viscosidad variables de 3.....	165
Tabla 18. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría de placas planas paralelas y viscosidad variables de 5.....	165
Tabla 19. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría cilíndrica y viscosidad variables de 0.69.....	165
Tabla 20. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría cilíndrica y viscosidad variables de 1.38.....	165
Tabla 21. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría cilíndrica y viscosidad variables de 5.....	166
Tabla 22. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría anular y viscosidad variables de 1.38.....	166
Tabla 23. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría anular y viscosidad variables de 5.....	166
Tabla 24. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y propiedades constantes.....	167
Tabla 25. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y	

propiedades constantes.....	167
Tabla 26. Factor de fricción teórico y práctico para geometría anular y propiedades constantes.....	167
Tabla 27. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y viscosidad variables con $B=1.38$	168
Tabla 28. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y viscosidad variables con $B=3$	168
Tabla 29. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y viscosidad variables con $B=5$	168
Tabla 30. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y viscosidad variables con $B=0.69$	169
Tabla 31. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y viscosidad variables con $B=1.38$	169
Tabla 32. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y viscosidad variables con $B=5$	169
Tabla 33. Factor de fricción teórico y práctico para geometría anular y viscosidad variables con $B=1.38$	170
Tabla 34. Factor de fricción teórico y práctico para geometría anular y viscosidad variables con $B=5$	170

CAPITULO I

FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.

I.1 INTRODUCCIÓN.

La transferencia de calor por convección forzada ha jugado un papel fundamental en el desarrollo de la ingeniería, ya que en la industria existen diferentes procesos en los que está presente el intercambio de energía en forma de calor. En la actualidad existe numerosa información sobre el fenómeno de convección forzada, el cual explica la transferencia de calor entre una superficie y un fluido en movimiento debido a fuerzas externas. Este fenómeno se muestra en diversas aplicaciones del área industrial (petroquímica, petrolera, manufacturera) a través de la utilización de intercambiadores de calor, hornos, reactores y cualquier otro equipo donde se presente el intercambio de calor (Bird R., *et. al.*, 2006).

Muchas de estas aplicaciones han podido estudiarse mediante el desarrollo de investigaciones realizadas para geometrías simples y propiedades constantes, las cuales han permitido generar modelos y correlaciones, sin embargo es importante señalar que cuando se trabaja con fluidos cuyas propiedades son sensibles a los cambios de temperatura, por ejemplo la viscosidad en fluidos altamente viscosos (ejemplo un crudo extrapesado a 40°C tiene una viscosidad de 5500 cP y a 50°C tiene una viscosidad de 2800 cP) con $Pr > 10000$, la mayoría de las correlaciones empíricas disponibles en la bibliografía abierta, presentan discrepancias con los resultados experimentales, así como lo plantea Morini en su revisión bibliográfica de trabajos experimentales en el 2004, posteriormente Srbislav *et. al.* en su estudio experimental en el 2006 y finalmente Rosales, con su modelo matemático en el 2008.

I.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

En gran parte del planeta y en especial en Venezuela existen grandes reservas de crudos pesados y extrapesados, estos son fluidos altamente viscosos y por lo tanto elevados números de Prandtl ($Pr > 2000$), y cuya viscosidad es sensible a cambios de temperatura, presentándose así la necesidad de ampliar las investigaciones que se han realizado en este campo. En este sentido se ha planteado como finalidad de este Trabajo Especial de Grado realizar el estudio numérico de la transferencia de calor por convección forzada en la región de entrada (región donde se desarrolla la capa límite térmica) para flujo altamente viscoso con viscosidad sensible a cambios de temperatura y elevados números de Prandtl, en geometrías simples (plana, cilíndrica y anular).

Una manera de estudiar la transferencia de calor en convección forzada para fluidos con elevados números de Prandtl es resolver numéricamente las ecuaciones de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía (solución numérica directa) a través de un programa que permita encontrar soluciones numéricas del comportamiento de los fluidos bajo condiciones específicas, los resultados hallados de esta experimentación numérica deben corresponder a los datos que se obtendrían si se trabajara bajo las mismas condiciones, pero a través de ensayos físicos que reflejen el comportamiento real del fenómeno (Maliska, 2004). ANSYS® CFX™ es un software de CFD (siglas en inglés de Dinámica de Fluidos Computacional) que maneja técnicas numéricas conocidas como Método de Volúmenes Finitos basados en Elementos, donde a través de mallas estructuradas, desestructuradas o híbridas, logra discretizar el dominio para poder resolver las ecuaciones en forma numérica.

En este sentido, el presente trabajo tiene como objetivo principal realizar el estudio numérico de la región de entrada en flujos con altos números de Prandtl, usando el

software ANSYS® CFX™, para cuando se trabaja con geometrías simples como son placas planas paralelas, cilindros y superficies anulares. De esta forma se desea obtener para cada geometría, fluido y velocidades típicas, valores numéricos que permitan comparar y ampliar las correlaciones existentes en la literatura (Sieder y Tate, 1935), así como con investigaciones recientes realizadas en el país en este campo, tal como las correlaciones propuestas por Rosales (2008), para el estudio de la convección forzada en fluidos con $Pr > 10000$. Asimismo lograr que este trabajo pueda ser punto de partida para estudios numéricos en geometrías complejas (diferentes de cartesianas, cilíndricas y esféricas), como las presentes en intercambiadores de calor con aletas e intercambiadores de placas; aumentándose así el conocimiento en esta área con aplicaciones en fluidos altamente viscosos como crudos, polímeros y alimentos entre otros.

I.3 OBJETIVOS.

I.3.1 Objetivo General.

Realizar el estudio numérico de la transferencia de calor de la región de entrada para convección forzada, en flujo altamente viscoso con elevados números de Prandtl, cuando la viscosidad presenta cambios exponenciales al variar la temperatura, usando el software ANSYS® CFX.

I.3.2 Objetivos específicos.

1. Haciendo uso del simulador ANSYS® CFX™, construir las geometrías necesarias para el estudio del flujo entre placas paralelas, flujo en tuberías y flujo en conductos de sección anular.
2. Utilizando la herramienta CFX mesh, generar las mallas sobre las geometrías a estudiar, que permiten discretizar el dominio donde se resuelven las ecuaciones de cantidad de movimiento, energía y conservación de la masa.
3. Clasificar de forma general el flujo a estudiar (estado del flujo, régimen de flujo, modelo fluidodinámico, propiedades termofísicas) y especificar condiciones de borde adecuadas para el caso de estudio.
4. Identificar los parámetros que describen la transferencia de calor por convección forzada para fluidos altamente viscosos, tomando en cuenta que la viscosidad es muy sensible a cambios de la temperatura.
5. Realizar simulaciones para cada una de las geometrías y condiciones de borde adecuadas en transferencia de calor por convección forzada.

6. Estudiar el efecto de la variación de la viscosidad con la temperatura en la transferencia de calor en convección forzada para las geometrías a estudiar.

I.4 ANTECEDENTES.

Para la realización de este trabajo de grado, se hizo una investigación sobre los diferentes trabajos referentes a la convección forzada en régimen laminar, en especial para fluidos viscosos, encontrándose que a través del tiempo se han desarrollado modelos de transferencia de calor convectiva, que han permitido generar a su vez, distintas investigaciones en campos aplicados a la ingeniería; sin embargo de los mismos se han obtenido soluciones analíticas difíciles de utilizar, ya que son funciones no elementales, además limitadas a geometrías simples y fluidos con propiedades físicas constantes, tal es el caso de la solución presentada por Graetz L en 1885 (Bird R., *et. al.*, 2006) para transferencia de calor en tuberías.

La solución presentada por Graetz describe los perfiles de temperatura para el flujo en una tubería, cuando se presentan cambios abruptos de la temperatura de la pared del tubo, variando de un valor determinado a otro fijo. Para efectuar el desarrollo de su problema Graetz consideró estado estacionario, flujo laminar y dinámicamente desarrollado, de igual manera trabajó con propiedades físicas constantes. Dicho trabajo supuso un tubo vertical u horizontal, en donde el caudal volumétrico del flujo se desplaza bajo la existencia de una diferencia de presión y de la fuerza de gravedad. Tras las suposiciones y cálculos pertinentes Graetz determinó los perfiles de velocidad y temperatura, el flujo volumétrico a través del tubo y el calor intercambiado en la zona de calentamiento, a partir de la diferencia de presión, la temperatura del fluido a la entrada y la temperatura de la pared del tubo en la zona de calentamiento. Supuso como condición de borde que el perfil de temperatura de la pared es una función escalonada. Aunque su aporte fue valioso por representar una de las primeras soluciones analíticas en el área de transferencia de calor convectivo, la misma es difícil de utilizar y no debe usarse ya que su solución se presenta como series infinitas cuando se trabaja con fluidos que presentan propiedades físicas que varían (por ejemplo la viscosidad).

Posteriormente, en 1928 Leveque (Bird R., *et. al.*, 2006) desarrolla una solución analítica aproximada para el problema de Graetz, igualmente trabajo en régimen laminar, estado estacionario y dinámicamente desarrollado. Su trabajo expresó que la transferencia de calor por convección forzada puede calcularse a través de correlaciones simples, y en función de las propiedades del fluido, del régimen de flujo y de la geometría.

A pesar de los avances alcanzados con estos estudios, estas soluciones han sufrido simplificaciones que han permitido obtener soluciones analíticas aproximadas, con las que puede estudiarse con menor complejidad (similar a las correlaciones empíricas) la convección forzada como función de las propiedades del fluido, del régimen de flujo y de la geometría considerada, ejemplo de ello es la solución de Von Karman en 1921 (Bird R., *et. al.*, 2006) para transferencia de calor entre placas planas. Posteriormente a estas soluciones y correlaciones, Sieder y Tate en 1935 (Bird R., *et. al.*, 2006), proponen una modificación de la correlación obtenida por Leveque, agregando un término que toma en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura, y considerando las propiedades físicas del fluido, la velocidad y la geometría del flujo; con el término agregado a la solución analítica de Leveque demostraron que el cambio de la viscosidad con la temperatura, es un parámetro crítico en fluidos viscosos y en régimen laminar, aunque la utilización de estas ecuaciones es bastante común, es importante resaltar que las mismas han sido desarrolladas para fluidos con propiedades físicas constantes o ligeramente variables, por lo que si el fluido utilizado es un líquido altamente viscoso con variaciones significativas de la viscosidad con la temperatura, se obtienen errores importantes en el estudio de la transferencia de calor.

En este sentido, Morini en el 2004 presenta una revisión bibliográfica de trabajos experimentales, basados en la transferencia de calor por convección forzada para

fluidos monofásicos, en este estudio se analizó críticamente los resultados obtenidos hasta el momento de trabajos experimentales disponibles en la literatura abierta para el Número de Nusselt, haciendo constar que existe una diferencia de los mismos con la teoría convencional, efecto que puede atribuirse a la variación de las propiedades físicas específicamente a la viscosidad, entre otros; se hizo notar de igual manera que hasta la fecha no se habían realizado estudios que trabajaran con líquidos muy viscosos.

Para darle solución a este inconveniente han surgido investigaciones experimentales como es el estudio de Nonino *et al.* en el 2005, donde realizaron un trabajo sobre el efecto de la temperatura en la viscosidad para convección forzada en flujo laminar en la región de entrada de placas rectas, tubo cilíndrico y anular, para este trabajo suponen que la viscosidad varía con la temperatura según una relación exponencial, mientras que las otras propiedades del fluido se mantienen constantes. El método utilizado para darle solución a las ecuaciones de conservación es a través del método de elementos finitos, los resultados numéricos obtenidos confirman que para la convección forzada en flujo laminar en la región de entrada, los efectos de la temperatura sobre la viscosidad no pueden despreciarse ya que la variación es notable, sin embargo para este trabajo el fluido considerado no es muy viscoso.

Posteriormente Srbislav *et al.* en el 2006, presentan un estudio experimental donde muestran la convección forzada en fluidos viscosos con fuerte dependencia de la viscosidad con la temperatura, pero limitado a los Números de Prandtl menores a dos mil ($Pr < 2000$). Otro trabajo de importancia es el presentado por Jiang-Tao Liu *et al.* En el 2006, donde desarrollaron soluciones numéricas que consideran la variación de la viscosidad con la temperatura para fluidos con Prandtl menores a mil ($Pr < 1000$).

De igual manera puede presentarse el trabajo realizado por Zhigang Li *et al.* en el 2007, donde realizaron una serie de simulaciones numéricas utilizando la herramienta computacional de CFX, considerando régimen de flujo laminar en microcanales rectangulares. Se realizaron cálculos locales y promedios que fueron comparados con diferentes correlaciones, datos experimentales y simplificaciones de soluciones teóricas. Los resultados obtenidos mediante el uso del simulador CFX pudieron validarse al ser comparados con datos extraídos de las correlaciones y soluciones numéricas propuestas en la literatura, sin embargo estos resultados se presentan para fluidos con $Pr < 1000$ y no se toma en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura.

Considerando esto, Liu *et al.* en el 2008, presentan un estudio donde muestra el efecto de la variación exponencial de la temperatura sobre la viscosidad en la transferencia de calor por convección forzada en flujo laminar, utilizando el método de volúmenes finitos a través de la herramienta computacional CFX, sin embargo este estudio no considera fluidos con $Pr > 1000$.

Finalmente, Rosales en el 2008 propuso un modelo matemático con solución analítica aproximada donde estudia el fenómeno de transferencia de calor por convección forzada para geometrías plana y cilíndrica, en fluidos monofásicos, incompresibles, altamente viscosos con elevado Número de Prandtl y con variación exponencial de la viscosidad con la temperatura; este modelo aproximado no ha sido validado con datos experimentales ni con soluciones numéricas a $Pr > 1000$.

Ahora bien, en Venezuela existen grandes reservas de crudos pesados y extrapesados, tanto éstos como parte de la producción de la industria del petróleo, son fluidos altamente viscosos con elevados Números de Prandtl ($Pr > 2000$) (Manzanilla *et al.*,

1997), por lo que surge así la necesidad de ampliar las investigaciones que se han realizado en este campo, a fin de obtener soluciones para cuando se trabaja con fluidos que posean elevados Número de Prandtl ($Pr > 2000$).

CAPÍTULO II

MARCO REFERENCIAL.

La revisión bibliográfica puede dividirse en dos partes; la primera relacionada con el fenómeno de transferencia de calor de convección forzada para flujo laminar y viscoso, tomando un enfoque teórico obtenido de la literatura así como de los estudios más recientes en el área. La segunda parte corresponde al estudio y bases del método de volúmenes finitos utilizado a través de la herramienta computacional de ANSYS® CFX™, la cual es utilizada para lograr los objetivos del trabajo Especial de Grado.

II.1. Parte I. Fundamentos del Fenómeno de Transferencia de Calor por Convección Forzada para Flujo Laminar y Viscoso.

II.1.1 Flujos Viscosos.

Los fluidos tienen propiedades físicas que permiten caracterizar y cuantificar su comportamiento así como distinguirlos de otros; algunas de estas propiedades son únicas de los fluidos y otras son típicas de todas las sustancias. Los fluidos poseen características como son la viscosidad, la conductividad térmica y la densidad, entre otras. La viscosidad es una propiedad distintiva de los fluidos y está ligada a la resistencia que opone un fluido a deformarse continuamente cuando se le somete a un esfuerzo de corte; esta propiedad es utilizada para distinguir el comportamiento entre fluidos y sólidos (Bird *et al.*, 2006). De esta manera en la tabla 1 pueden observarse viscosidades para fluidos comunes.

Tabla 1. Valores del coeficiente de viscosidad de algunos fluidos.

Fluido	Temperatura °C	Viscosidad (Pa.s)
Agua	0	1.8×10^{-3}
Agua	20	1.0×10^{-3}
Agua	100	0.3×10^{-3}
Sangre entera	37	$\approx 4 \times 10^{-3}$
Plasma sanguíneo	37	$\approx 1.5 \times 10^{-3}$
Alcohol etílico	20	1.2×10^{-3}
Aceite de motor (SAE 10)	30	200×10^{-3}
Glicerina	20	1500×10^{-3}
Aire	20	0.0018×10^{-3}
Hidrogeno	0	0.009×10^{-3}
Vapor de agua	100	0.013×10^{-3}
Crudo Liviano (API 38.5)	40	2.36×10^{-3}
Crudo mediano (API 27.3)	40	12.55×10^{-3}
Crudo pesado (API 16.18)	40	499.36×10^{-3}
Crudo Extrapesado (API 10)	40	5400×10^{-3}

Un fenómeno aceptado es la existencia de dos tipos distintos de flujos viscosos, un fluido caracterizado por presentarse de manera ordenada, es decir, las capas adyacentes de fluido se deslizan en forma suave una sobre otra y el mezclado entre las capas o láminas se produce solo a un nivel molecular, este régimen es conocido como laminar (ver figura 1); y un segundo tipo de régimen en el cual se transfieren entre las capas pequeños paquetes de partículas de fluido dándole naturaleza fluctuante, este es conocido como régimen turbulento (ver figura 2). La presencia de un flujo laminar y turbulento fue descrita por primera vez en forma cuantitativa por Reynolds en 1883. (Welty *et al.*, 1999).

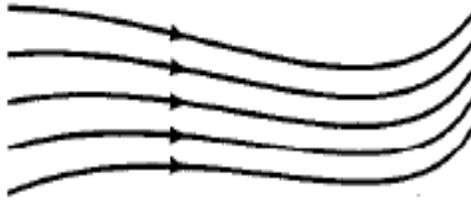


Figura 1. Régimen laminar

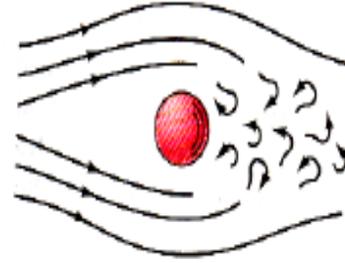


Figura 2. Régimen turbulento

La complejidad de los flujos viscosos restringió durante un tiempo los avances en la dinámica de fluidos, hasta que el ingeniero alemán Ludwig Prandtl en 1904 (según Bird *et al.*, 2006) observó que muchos flujos pueden separarse en dos regiones principales, una región que es la próxima a la superficie y que está formada por una delgada capa límite, donde se concentran los efectos viscosos y en la que puede simplificarse el modelo matemático, y otra región en donde el fluido podía considerarse ideal. El desarrollo de Prandtl ha permitido estudiar el flujo viscoso en geometrías típicas.

El estudio de los líquidos viscosos se ha incrementado en las últimas décadas esto debido no sólo a su naturaleza, sino que los mismos son parte fundamental de procesos tecnológicos que los incluyen y que son de gran influencia en la actualidad, tales como se presentan en la industria petrolera, petroquímica, la industria de los aceites y derivados, entre otros. (Manzanilla *et al.*, 1997).

II. 1. 2 Fenómenos y mecanismos de Transferencia de Calor.

La transferencia de calor es conocida como el movimiento de energía que se lleva a cabo desde un cuerpo caliente a hacia uno más frío. Cuando un cuerpo, sea este un objeto sólido o un fluido, se encuentra a una temperatura diferente de la de su

entorno, la transferencia de calor se desplaza de manera que el cuerpo y su entorno alcancen un equilibrio térmico (Bird *et al.*, 2006).

El fenómeno de transmisión de calor puede clasificarse en tres formas diferentes, conocidas como radiación, conducción y convección, sin embargo en la naturaleza el calor generalmente se transmite en dos o tres de estas formas simultáneamente.

La radiación es la forma de transmisión en la que el calor pasa de un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura sin que entre ellos exista un vínculo material. Esto indica que el calor se transmite en el vacío, en forma de ondas electromagnéticas denominadas comúnmente radiación o energía radiante. Sean estos objetos fríos o calientes, todos emiten radiación a un índice igual a su emisividad multiplicada por la radiación que emitiría si fuera un cuerpo negro. (Kern, 1999).

Por otra parte, **la conducción** puede definirse como la transferencia de calor que ocurre desde una región de alta temperatura a una región de temperatura más baja, a través de comunicación molecular directa en el interior de un medio, o entre medios en contacto físico directo sin flujo del medio material. El calor en este fenómeno es transferido cuando átomos adyacentes vibran unos contra otros, o cuando los electrones se mueven de un átomo a otro. Esta forma de transmisión de calor se manifiesta principalmente en los cuerpos sólidos ya que los átomos están mucho más cerca que en los gases y las fuerzas de cohesión están presentes. En líquidos (menos los líquidos metálicos) y gases, las moléculas están aleatoriamente separadas, dándole una menor oportunidad a estas de chocar y transferir energía térmica. (Kern, 1999).

La última forma de transmisión de calor es conocida como **Convección**, y no es más que la transferencia de energía a través de fluidos en movimiento, es decir, el movimiento de grupos de partículas calientes hacia áreas más frías en un medio material. El movimiento ocurre en fluidos o en el interior de ellos, pero no en sólidos

porque en estos, las partículas mantienen su posición relativa hasta el punto que no se permite el movimiento o el flujo en masa de las mismas, y por lo tanto la convección no puede ocurrir, generando que esta forma sólo se presente en líquidos y gases. (Kern, 1999).

II.1.2.1 Transferencia de Calor por Convección.

Ahora bien, el movimiento originado cuando un fluido (con una porción de calor absorbido) se desplaza mezclándose con una más fría (cediéndole calor) se denomina corriente de convección y si es provocado por diferencias de densidad debido a distintas temperatura, se tiene, el fenómeno de convección natural. Es decir, el fluido circula alrededor de una fuente de calor, se vuelve menos denso y se eleva, entonces en los alrededores el fluido más frío se mueve para reemplazarlo, este fluido frío es entonces calentado y el proceso continúa formando la convección. La fuerza impulsora de la convección natural es la flotabilidad, como resultado de las diferencias en la densidad del fluido cuando la gravedad o cualquier otro tipo de aceleración está presente en el sistema. Si en cambio, el movimiento del fluido se efectúa por medio de un agitador, una bomba, un ventilador u otro mecanismo que impulse el fluido y cree una convección artificialmente inducida, corresponde a la convección forzada. (Kern, 1999).

Cuando un flujo se pone en contacto con una pared sólida de mayor temperatura, se forma junto a la pared una región donde está presente un alto gradiente de temperatura, a esta región se le llama capa límite térmica; El fenómeno de transmisión de calor de la pared al fluido se realiza por conducción a través de la película y a la vez por convección debido al movimiento. En conjunto, el fenómeno es complejo porque la cantidad de calor transmitida dependerá de varios factores como: la naturaleza del fluido; las propiedades físicas del fluido (densidad,

viscosidad, calor específico y conductibilidad térmica); de la velocidad del fluido (si es pequeña, el movimiento será laminar y si es elevada será turbulento); de que el intercambio de calor provoque evaporación, condensación o formación de la película; de la forma del sólido (pared plana o curva, vertical u horizontal); de la naturaleza de la superficie (rugosa o lisa) y de que el sólido sea buen o mal conductor. (White, 2004).

II.1.2.2 Coeficiente de transmisión de calor por convección.

La cantidad de calor transmitida por convección se expresa por la Ley de Enfriamiento de Newton de la transferencia de calor por convección, de la siguiente forma (Welty *et al.*, 1999):

$$Q = h A \Delta T \quad (1)$$

Donde:

Q = Flujo de calor hacia o desde el fluido (W)

h = Coeficiente de transmisión de calor por convección (W/m²K)

A = Área de transferencia de calor (m²)

ΔT = Diferencia característica de temperatura entre el fluido y la superficie (K).

En esta expresión, **h** se denomina el coeficiente de transferencia de calor por convección, y se puede definir como la cantidad de calor que se transmite a través de la unidad de superficie de separación entre el sólido y el fluido, cuando la diferencia de temperatura entre ambos es unitaria y en la unidad de tiempo. El coeficiente de convección toma en cuenta todas las variables enunciadas anteriormente por lo que el problema fundamental de la transmisión de calor por convección es encontrar el valor de **h**, que resulte apropiado para cada caso en particular (Bird *et al.*, 2006).

Para calcular el valor de convección entre un objeto y su alrededor, los ingenieros emplean el coeficiente convectivo de transferencia de calor, **h**. A diferencia de la conductividad térmica, el coeficiente convectivo no es una propiedad del material, éste depende de la geometría, propiedades del fluido, temperatura, velocidad y otras características del sistema en el cual la convección ocurre. Por lo tanto, el coeficiente convectivo debe ser encontrado para cada sistema analizado (Bird *et al.*, 2006).

Para obtener el valor de **h** se puede proceder en forma teórica o experimental. Para esta última forma, se trabaja en un laboratorio bajo condiciones específicas, donde se logra medir el flujo de calor, el área de flujo y la diferencia de temperatura observado en el experimento. En forma teórica, se obtiene el **h** haciendo uso de las ecuaciones fundamentales, las cuales predicen el valor de la temperatura de salida y del calor que se transfiere, variables que son necesarias para este cálculo. Una forma de relacionar todos los factores que intervienen en la convección es el análisis dimensional también llamado modelo de similitud. En este método, las variables se vinculan y ordenan en grupos adimensionales, o sea relaciones numéricas sin unidades o dimensiones.

Los grupos adimensionales más importantes en transferencia de calor por convección que se han determinado son:

$$\text{Número de Grashof} \quad Gr = \frac{L_c^3 \rho^2 g \beta \Delta T}{\mu^2} \quad (2)$$

$$\text{Número de Reynolds} \quad Re = \frac{V_m \cdot D_h \cdot \rho}{\mu} \quad (3)$$

$$\text{Número de Prandtl} \quad Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K} \quad (4)$$

$$\text{Número de Nusselt} \quad Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (5)$$

$$\text{Numero de Graetz} \quad Gz = \frac{D_h}{X} \cdot Re \cdot Pr \quad (6)$$

Donde:

D_h = Diámetro hidráulico de la geometría (m)

μ = Viscosidad del fluido (Pa.s)

ρ =Densidad del fluido (kg/m^3)

k = Conductividad térmica del fluido (W/m.K)

C_p = Calor específico del fluido (J/kg.K)

V_m =Velocidad media del fluido (m/s)

β = Coeficiente de expansión volumétrica (1/K)

L_c =Longitud característica (m)

X = Longitud de las geometrías (m)

De este modo puede decirse de manera general que la ecuación que vincula los números adimensionales es de la forma:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr) \quad (7)$$

Por otra parte, si existe un fluido circulando sobre una superficie caliente, como se muestra en la figura 3, la ecuación de la Ley de Enfriamiento de Newton puede escribirse de la siguiente forma:

$$Q = h A (T_w - T_o) \quad (8)$$

Donde:

T_w = Temperatura de la superficie caliente (K)

T_o = Temperatura del fluido lejos de la superficie (K)

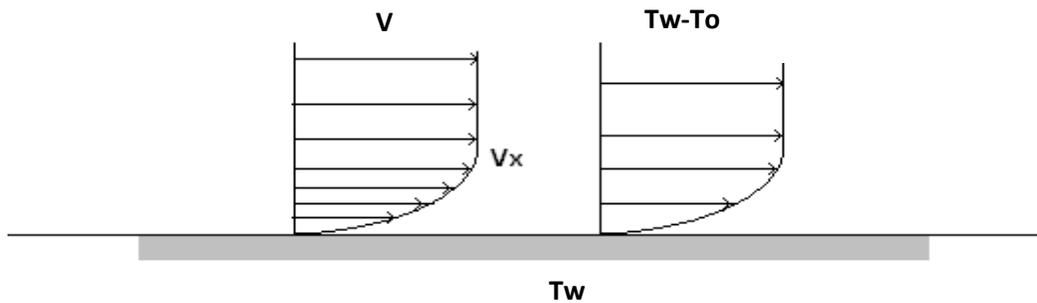


Figura 3. Perfiles de velocidad y temperatura correspondiente a un fluido que circula sobre una superficie caliente.

En el caso en que se tiene un flujo interno, como se muestra en la figura 4, el término de temperatura del fluido lejos de la superficie (T_o), es sustituido por la temperatura global del fluido (T_b), la cual es una temperatura media de masa o de la mezcla, quedando la ecuación de la ley de Enfriamiento de Newton como:

$$Q = h A (T_w - T_b) \quad (9)$$

El término T_b se define como:

$$T_b = \frac{1}{V_m \cdot A_{\text{flujo}}} \int_{A_{\text{flujo}}} V_x \cdot T dA \quad (10)$$

Donde:

A_{flujo} = Área de flujo o área de la sección transversal

V_x y T = Perfiles de velocidad y temperatura respectivamente

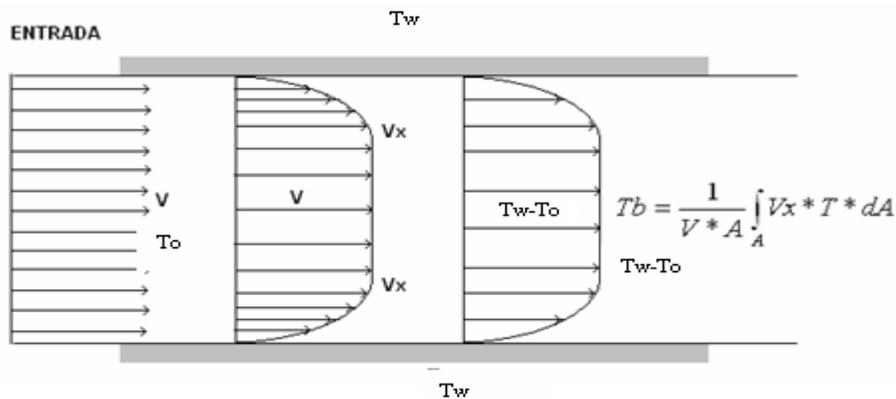


Figura 4. Perfiles de velocidad y temperatura correspondiente a un fluido que circula sobre un conducto caliente.

La temperatura global T_b , presenta un aumento de la temperatura desde la entrada a la región de calentamiento (T_{b1}), hasta la temperatura de salida de la región de calentamiento (T_{b2}), por lo tanto el valor del coeficiente convectivo obtenido a partir de la ecuación 9, puede considerarse como un valor local. Debido a que se desea calcular un valor de coeficiente de convección promedio (h_m) sobre esta región, debe tomarse una fuerza impulsora media para la diferencia de temperatura en la región.

Si la temperatura de la pared o superficie interna del conducto es constante T_w , se debe utilizar (Burmeister L., 1993):

$$Q = h_m A \Delta T_{in} = h_m A \frac{(\Delta T_{max}) - (\Delta T_{min})}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \quad (11)$$

Donde:

$$\Delta T_{max} = T_w - T_{b1} \quad (12)$$

$$\Delta T_{min} = T_w - T_{b2} \quad (13)$$

Donde nuevamente se resalta la importancia de encontrar el valor del coeficiente convectivo h_m .

Es importante mencionar que el flujo interno en tuberías y entre placas planas paralelas al fluir de forma laminar, hidrodinámicamente desarrollado e isotérmico, presenta una distribución de la velocidad en forma parabólica alcanzando así una velocidad máxima constante, como se puede observar en la figura 5. Cuando una cantidad de líquido se calienta a medida que recorre un ducto, la viscosidad cerca de la pared es menor que en la parte media, el fluido cerca de la pared se desplaza a mayor velocidad que como lo haría en flujo isotérmico y modifica la distribución parabólica de la velocidad, disminuyendo el valor de la velocidad máxima, como se indica en la curva de calentamiento de la figura 5. Si por el contrario el líquido se enfría, el fluido cerca de la pared fluye a menor velocidad que en flujo isotérmico, produciendo la distribución de velocidad indicada para enfriamiento en la misma figura, es decir, la velocidad máxima aumenta, de esta manera se originan los llamados perfiles de velocidad (Burmeister L., 1993).

Para el líquido que fluye más rápidamente en la pared durante el calentamiento, algo del mismo cerca del eje central del tubo debe fluir hacia afuera en dirección a la pared para mantener el incremento de velocidad. Este es el componente radial de la velocidad que realmente modifica la naturaleza del flujo laminar (Burmeister L., 1993).

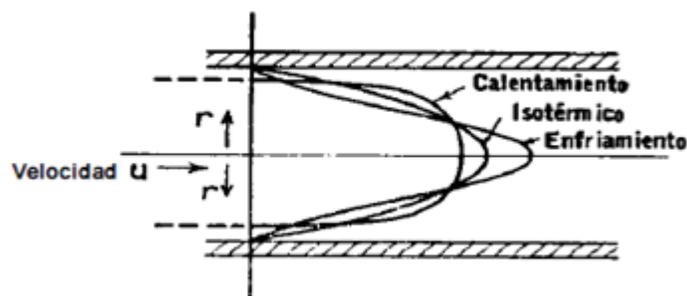


Figura 5. Comportamiento de las curvas de calentamiento, enfriamiento y flujo laminar isotérmico (Burmeister L., 1993).

II.1.2.3 Longitud de entrada hidrodinámica y térmica.

Cuando un fluido entra en contacto con una superficie, o penetra en un conducto, se espera la formación de una **capa límite de velocidad o hidrodinámica** que crece de la forma en que puede observarse en la figura 6. Una vez que el espesor de la capa límite hidrodinámica alcanza el valor $D/2$, puede decirse que el fluido está completamente desarrollado (Bejan *et al.*, 2003). Después que se encuentra completamente desarrollado los efectos viscosos se extienden sobre toda la sección transversal (Incropera, 1999).

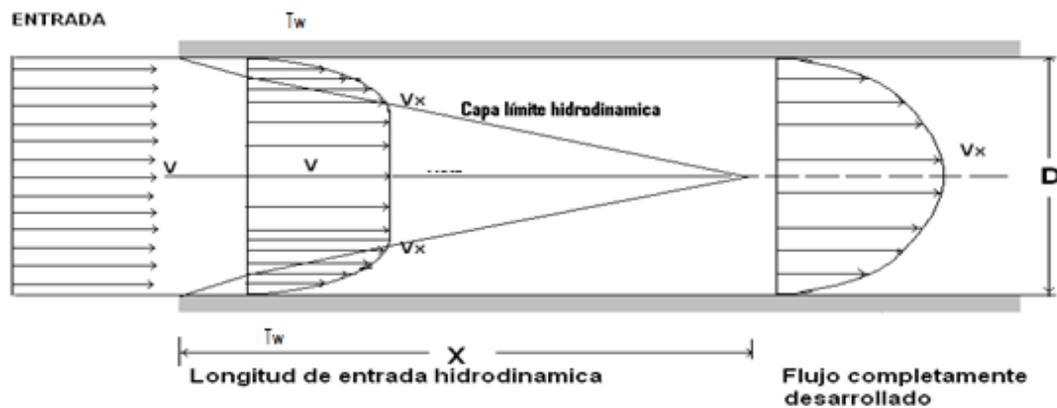


Figura 6. Región de entrada y región de flujo desarrollado hidrodinámicamente para un flujo interno; capa límite hidrodinámica.

La longitud de entrada (X), puede ser calculada usando la ecuación 14, para flujo laminar (Bejan *et al.*, 2003), donde puede observarse una dependencia directa del número de Reynolds.

$$X = 0.1 * Re * D \quad (14)$$

Cuando la temperatura del fluido es menor que la de la pared del conducto, se espera la formación de una **capa límite térmica**, producto de que el calor penetra dentro del fluido para calentarlo. Una vez que el espesor de la capa límite térmica alcanza el

valor $D/2$, puede decirse que existe un perfil de temperatura completamente desarrollado, como puede verse en la figura 7.

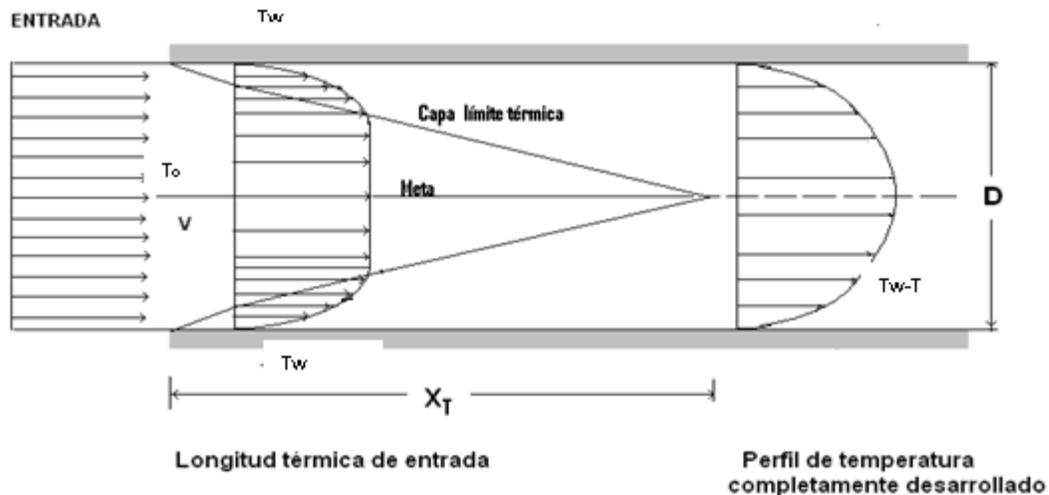


Figura 7. Capa límite térmica y perfil completamente desarrollado

La longitud de entrada térmica (X_T), depende del número de Reynolds y del número de Prandtl, como se deduce de la siguiente ecuación, para flujo laminar (Bejan *et al.*, 2003):

$$X_T = \text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot D = 10 \cdot \text{Pr} \cdot X \quad (15)$$

La relación entre las longitudes de la capa límite hidrodinámica y de la capa límite térmica, puede ser puesta en función del número de Prandtl de la siguiente forma:

$$\frac{X_T}{X} \propto \text{Pr} \quad (16)$$

De lo que se puede deducir (Bejan *et al.*, 2003):

$$\frac{\delta}{\delta_T} \propto \text{Pr} \quad (17)$$

Siendo δ , y δ_T , los espesores de las capas límites hidrodinámica y térmica respectivamente.

Para fluidos viscosos (por ejemplo crudo extrapesado con $\mu > 1000 \text{cP}$) donde el $Pr > 10000$ o $\delta / \delta_T > > 1$, al utilizar la ecuación 16 puede encontrarse que el límite $\delta / \delta_T \rightarrow \infty$, esto sugiere que la capa límite hidrodinámica se desarrolla mucho más rápido que la térmica, por lo que la suposición de flujo hidrodinámicamente desarrollado, y capa límite térmica en desarrollo ocurre en caso en que se tiene un fluido con alta viscosidad. Esto puede verse en la figura 8.

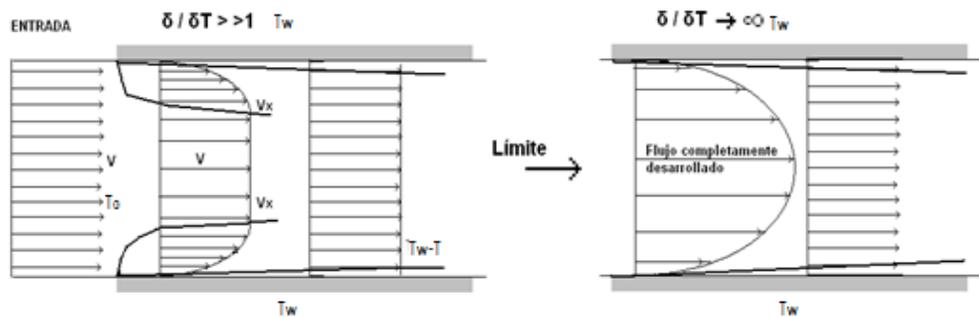


Figura 8. Perfil de velocidad y temperatura en la región de entrada para fluidos viscosos.

De esta manera se puede decir que un fluido tal como un crudo extrapesado con $\mu > 1000 \text{cP}$, se desarrolla hidrodinámicamente en la zona de entrada, pero en la medida que avanza en la región o zona de calentamiento, debido al cambio de la viscosidad con la temperatura (propiedad física que se considera variable) el perfil de velocidad se verá afectado con la longitud axial, tal como se muestra en la figura 5

II.1.2.4 Factor de fricción en un flujo completamente desarrollado.

Para determinar la caída de presión de un sistema, es conveniente trabajar con el factor de fricción de Moody (o de Darcy). El factor de fricción de Moody es un parámetro adimensional. El cálculo de este término no es inmediato y no existe una única fórmula para calcularlo. Se pueden distinguir dos situaciones diferentes, el caso en que el flujo sea laminar y el caso en que el flujo sea turbulento. En el caso de flujo

laminar se usa las expresiones de la Hagen-Poiseuille para determinar la diferencia de presión; y en el caso de flujo turbulento se usa la ecuación de Colebrook-White para determinar el factor de fricción.

En el caso de flujo laminar el factor de fricción depende únicamente del número de Reynolds. Para flujo turbulento, el factor de fricción depende tanto del número de Reynolds como de la rugosidad relativa de la tubería, por eso en este caso se representa mediante una familia de curvas, una para cada valor del parámetro ϵ / D , donde ϵ es el valor de la rugosidad absoluta, es decir la longitud (habitualmente en milímetros) de la rugosidad directamente medible en la tubería (Richardson *et al.*, 1979).

II.1.2.5 Soluciones analíticas y correlaciones para el fenómeno de transferencia de calor convectivo.

Para poder estudiar problemas para flujos con transferencia de calor se requieren tres ecuaciones de variación, estas son la ecuación de continuidad, movimiento y energía. Existe disponible en la literatura soluciones analíticas así como correlaciones, tal como uno de los problemas más antiguos de convección forzada, el problema de Graetz-Nusselt, que describe los perfiles de temperatura del flujo en un tubo, donde la temperatura de la pared experimenta un cambio repentino en alguna posición a lo largo del tubo. Para variaciones arbitrarias de temperatura de la pared y densidad de flujo de calor constante se han obtenido soluciones similares (cuando las propiedades físicas son constantes), el problema de Graetz-Nussel también se ha extendido a fluidos no Newtonianos (Bird *et al.*, 2006).

Posteriormente se propone la solución asintótica obtenida por Leveque, en 1928, y que no es más que una solución aproximada para el problema de Graetz, ésta considera régimen laminar. Esta solución puede expresarse de la siguiente manera (Bird *et al.*, 2006):

$$Nu = 1.62 * (Re * Pr * D / L)^{1/3} \quad (18)$$

Basada en esta solución, Shah and London (1978), proponen una solución numérica para convección forzada con fluido térmicamente desarrollado en la entrada, y con temperatura de la pared constante, obtenido a través de experimentación numérica (Bejan *et al.*, 2003). La solución se ajusta de la siguiente manera:

Para los valores de Nusselt locales:

$$Nu_x = 1.077 X_*^{-\frac{1}{3}} - 0,70 \quad X_* \leq 0,01 \quad (19)$$

$$Nu_x = 3.657 + 6.847(10^3 X_*)^{-0.488} e^{-57.2 X_*} \quad X_* > 0,01 \quad (20)$$

Para los valores de Nusselt promedios:

$$Nu_{0-x} = 1.615 X_*^{-\frac{1}{3}} - 0,70 \quad X_* \leq 0,005 \quad (21)$$

$$Nu_{0-x} = 1.615 X_*^{-\frac{1}{3}} - 0,20 \quad 0,005 < X_* \leq 0,03 \quad (22)$$

$$Nu_{0-x} = 3.657 + 0.0499 / X_* \quad X_* > 0,03 \quad (23)$$

Donde:

$$X_* = \frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr} = \frac{1}{Gz}$$

Es importante resaltar de igual manera el trabajo realizado por Sieder y Tate en 1935, el cual consistió en proponer una modificación de la correlación obtenida por Leveque, agregando de esta manera un término que toma en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura, este término es de la forma μ_b / μ_w , quedando la solución (Bird *et al.*, 2006):

$$Nu = 1.86 \cdot (Re \cdot Pr \cdot D/L)^{1/3} \cdot (\mu_b / \mu_w)^{0.14} \quad (24)$$

Donde:

μ_b = Viscosidad a la temperatura media de mezcla (promedio entre la temperatura de entrada y de salida).

μ_w = Viscosidad a la temperatura de la pared.

Con la adición del término que toma en cuenta la variación de la viscosidad con la temperatura, Sieder y Tate demuestran que este cambio es un parámetro importante en fluidos viscosos y en régimen laminar. A pesar de esto es primordial resaltar que esta correlación tiene hasta un 20% de error máximo cuando se cumple que $(Re \cdot Pr \cdot L/D) > 10$, y ha sido desarrolladas para tuberías; pero más aún no se recomienda su uso para fluidos altamente viscosos y con variación significativa de la viscosidad con la temperatura (Bird *et al.*, 2006).

Finalmente, Rosales en 2008 propone un modelo matemático con solución analítica aproximada, donde estudia el fenómeno de transferencia de calor por convección forzada para geometrías plana y cilíndrica, en fluidos monofásicos, incompresibles, altamente viscosos con elevado número de Prandtl y con variación exponencial de la viscosidad con la temperatura, fenómeno no considerado en los otros trabajos presentados anteriormente. Rosales propone en su modelo el orden del número Prandtl >10000 correspondiente a crudos extrapesados, pero no fue comparado con datos experimentales debido a la carencia de éstos en la literatura abierta y especializada.

Cabe destacar que Rosales en 2008, desarrollo un parámetro adimensional el cual denomino B que relaciona de forma logarítmica la variación de la viscosidad en la entrada respecto a la viscosidad en la pared ($B = \ln(\mu_0/\mu_w)$), donde considero la variación exponencial de la viscosidad con respecto a la temperatura. A lo largo de este trabajo de estudio se hará referencia a dicho parámetro adimensional.

II.1.2.6 Análisis dimensional.

Muchos de los problemas de ingeniería no pueden resolverse totalmente por métodos teóricos o matemáticos, estos problemas son frecuentes en flujo de fluidos, flujo de calor y operaciones difusionales. Una forma de abordar un problema para el que no es posible deducir una ecuación matemática, es recurriendo a la experimentación empírica.

El método empírico requiere determinar el efecto de cada variable por separado, por lo que es preciso efectuar una experimentación sistemática con cada una de las variables manteniendo todas las demás constantes. El procedimiento es muy laborioso y resulta difícil correlacionar los resultados obtenidos con el fin de hallar una relación útil para los cálculos.

Existe un método intermedio entre el desarrollo matemático formal y el estudio empírico el cual es el método de análisis dimensional, este tipo de método es muy importante para planificar experimentos y presentar los resultados en forma compacta, así como también se utiliza frecuentemente en estudios teóricos.

Con la finalidad de realizar el análisis dimensional se hizo uso del teorema de Pi Buckingham (Bennett *et al*, 1979), mediante el cual se busca establecer la dependencia que existe del número de Nusselt con respecto al número de Graetz.

II.2 Parte II. Estudio y bases del método de volúmenes finitos utilizado a través de la herramienta computacional de ANSYS® CFX™.

La dinámica de fluidos computacional (CFD) es una herramienta que se utiliza para simular el comportamiento de los sistemas que implican el flujo de fluido, intercambio térmico, y transferencia de masa. Ésta a su vez proporciona una alternativa eficaz y exacta para llevar a cabo pruebas de modelos a escala. También permite realizar variaciones de los parámetros y propiedades que definen la simulación, lo cual ofrece resultados de forma inmediata, lo cual es un procedimiento ventajoso para quien desea trabajar con esta herramienta.

El CFD trabaja solucionando las ecuaciones de cantidad de movimiento, de calor y de transferencia de masa basándose en las ecuaciones de Navier-Stokes, estas ecuaciones diferenciales parciales fueron derivadas a principios del siglo XIX y no tienen ninguna solución analítica general. En la actualidad hay numerosos métodos de solución que se utilizan en códigos del CFD. El más común, y en el cual se basa la

herramienta computacional ANSYS® CFX™, se conoce como el método de volúmenes finitos.

II.2.1 Método de Volúmenes finitos.

Con la finalidad de poder encontrar una solución a ecuaciones algunas veces consideradas como imposibles de resolver mediante la vía analítica, se ha implementado el uso de métodos numéricos los cuales permiten obtener una solución aproximada. Esta solución a su vez permite que el estudio fluidodinámico logre cumplir con su finalidad, la cual es determinar los diversos campos de propiedades que llegan a describir al flujo de interés.

El método a utilizar para obtener una solución numérica aproximada es conocido como método de volúmenes finitos el cual según Maliska (2004) plantea la conservación de propiedades, a nivel de volúmenes de control para lograr una solución aproximada.

El método de volúmenes finitos es un procedimiento de discretización en el que se recorre el camino inverso al utilizado en la obtención de las ecuaciones diferenciales de transporte. En éstas se parte de las relaciones integrales en un volumen fluido (finito), obteniéndose las relaciones para una partícula fluida al reducir el volumen de integración hasta el asociado a esta (infinitesimal). En el método de volúmenes finitos, la región de interés se divide en pequeñas subregiones, también llamados volúmenes de control, las ecuaciones son individualizadas y solucionadas de forma iterativa para cada volumen de control, para ello se integra la ecuación diferencial original sobre un volumen finito, es decir, un trozo de intervalo (1D), superficie (2D) o volumen (3D) cuya forma concreta depende de la malla y del sistema coordenado que se esté empleando. Cabe destacar que igualmente, una aproximación del valor de

cada una de las variables en los puntos específicos a través del dominio puede ser obtenida, de esta manera, se deriva un cuadro completo del comportamiento del flujo.

II.2.1.1 Ecuaciones de conservación.

La conservación de las propiedades relevantes de un flujo dentro de un volumen de control puede ser expresada como un balance entre varios procesos que tienden a incrementarlas o disminuirlas.

El autor Maliska (2004), presenta una simplificación de forma diferencial. de las ecuaciones de masa, cantidad de movimiento y energía, y que puede escribirse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w\phi) \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma^{\phi}\frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma^{\phi}\frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma^{\phi}\frac{\partial\phi}{\partial z}\right) + S^{\phi} \end{aligned} \quad (25)$$

Donde los términos generales son sustituidos por los términos dados en la tabla 2 dependiendo de la ecuación de conservación de interés.

Tabla 2. Términos a sustituir en la forma general de la ecuación de conservación

Ecuación de conservación	ϕ	$\Gamma\phi$	$S\phi$
Masa	1	0	0
Cantidad de movimiento En x	u	μ	$B_x + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} \mu \nabla * \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) - \frac{\partial p}{\partial x}$
Cantidad de movimiento En y	v	μ	$B_y + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} \mu \nabla * \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) - \frac{\partial p}{\partial y}$
Cantidad de movimiento En z	w	μ	$B_z + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{2}{3} \mu \nabla * \vec{V} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) - \frac{\partial p}{\partial z}$
Energía	T	$\frac{k}{C_p}$	$\frac{1}{C_p} \frac{Dp}{Dt} + \frac{\mu}{C_p} \Phi$

Donde:

Φ = Término que representa a la disipación viscosa.

$\Gamma\phi$ = Término que representa el producto de la difusividad de la masa específica de las propiedades transportadas.

u = Término que representa el movimiento en la coordenada x.

v = Término que representa el movimiento en la coordenada y.

w = Término que representa el movimiento en la coordenada z.

En la ecuación 25, el primer término de lado izquierdo representa la variación temporal de la propiedad ϕ dentro del volumen de control. Los otros tres términos representan el balance convectivo de la propiedad ϕ (asociado al movimiento del fluido). Los primeros tres términos de lado derecho representan el balance difusivo (transporte molecular de la cantidad), mientras que el último término representa las fuentes que incrementan o los sumideros que disminuyen la propiedad ϕ .

El autor Maliska (2004) define la forma conservativa, o forma divergente, de una ecuación, como aquella en la cual la ecuación diferencial al ser integrada una vez resulta en los flujos de la propiedad a través de la superficie de control, lo que es equivalente al balance de la propiedad dentro del volumen de control. Es por ello que la ecuación antes presentada es comúnmente utilizada en el método de volúmenes finitos, método con el que trabaja el simulador ANSYS® CFX™.

II.2.1.2 Malla de Cómputo

La aplicación del método de volúmenes finitos necesita la discretización espacial del dominio de solución en volúmenes de control finitos, para lo que se usa una malla de cómputo. Una malla de cómputo es un conjunto de celdas contiguas que permite representar en forma discreta el dominio de un problema a resolver numéricamente. La confiabilidad de la solución numérica obtenida depende de la calidad de la malla generada. Los criterios de calidad a usar dependen del método numérico escogido y del tipo de problema a resolver.

Las mallas geométricas se pueden clasificar en estructuradas, no estructuradas e híbridas. Las mallas estructuradas se caracterizan por estar compuestas de celdas de un tamaño similar y del mismo tipo, por ejemplo, triángulos o rectángulos, en dos dimensiones, tetraedros o hexaedros en tres dimensiones, como se puede ver en la figura 9(a) y 9(b). Cabe destacar que también una malla se considera estructurada cuando cada volumen interno tiende a tener siempre el mismo número de vecinos (Maliska, 2004). Estas mallas son fáciles de generar debido a que la estructura de la malla permite un fácil ordenamiento, así como también permite determinar la forma de la matriz de los coeficientes del sistema de ecuaciones algebraicas lo cual ayuda a

optimizar el tiempo de convergencia del método. Es importante señalar que estas mallas no permiten modelar eficientemente problemas geoméricamente complejos.

Por otro lado, las mallas no estructuradas permiten el uso de celdas de distinto tipo y/o de diferente tamaño, por lo que se puede decir que sus elementos no siguen un orden lógico, lo cual puede ayudar a reconocerlas debido a que es dificultoso seguir una ruta ordenada de los mismos (Maliska, 2004). Estas mallas requieren de algoritmos y estructuras de datos más complejos que las anteriores, pero permiten modelar geometrías complejas y optimizar el número de celdas usadas de acuerdo a la necesidad de la aplicación, un ejemplo de estas mallas se presenta en la figura 9(c). Por último aparecen las mallas híbridas las cuales surgen de una combinación entre las mallas estructuradas y las no estructuradas.

Actualmente, la generación de una malla adecuada en dos dimensiones se considera un problema resuelto, pero no así en tres dimensiones. En tres dimensiones se trabaja en el diseño de algoritmos eficientes, tanto secuenciales como paralelos, en todas las etapas del proceso de generación de una malla de calidad, para poder resolver cada vez problemas más complejos.

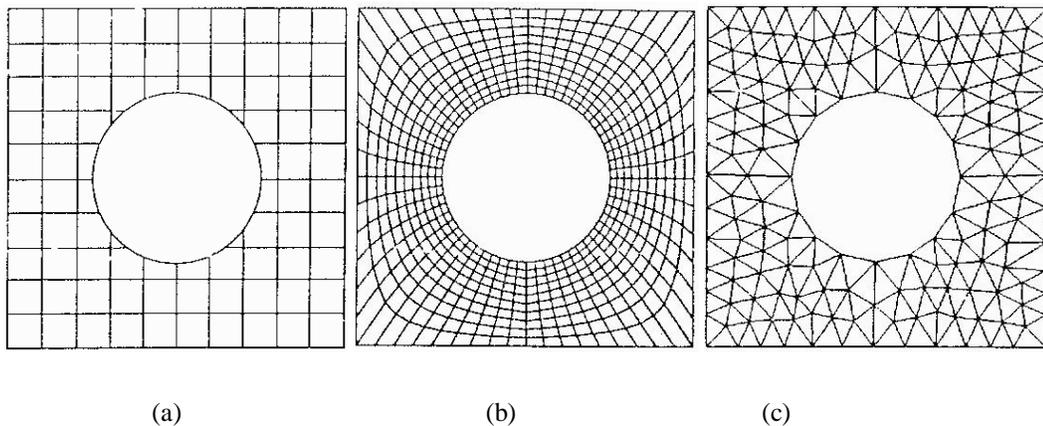


Figura 9. (a) y (b) Mallas estructuradas. (c) Malla desestructurada.

II.2.2. Discretización e integración de las ecuaciones.

Se puede decir que el algoritmo que sigue el método de volúmenes finitos es el siguiente: Integración formal de las ecuaciones de conservación del flujo sobre todos los volúmenes de control (finitos) del dominio de la solución en los cuales se ha discretizado el dominio; sustituir en las ecuaciones integradas, funciones de interpolación que relacionan los valores de las propiedades en los nodos con los valores en las superficies de control, para luego obtener una solución de las ecuaciones algebraicas por un método iterativo.

La discretización implica individualizar el dominio espacial en volúmenes de control finitos usando una malla. Las ecuaciones de cantidad de movimiento, energía y transferencia de masa son integradas sobre cada volumen de control, tal que la cantidad relevante (masa, momento o energía) está conservada en un sentido discreto para cada volumen de control.

La figura 10 demuestra una malla típica con profundidad de la unidad (de modo que sea de dos dimensiones), en la cual la superficie del volumen de control es representada por el área sombreada.

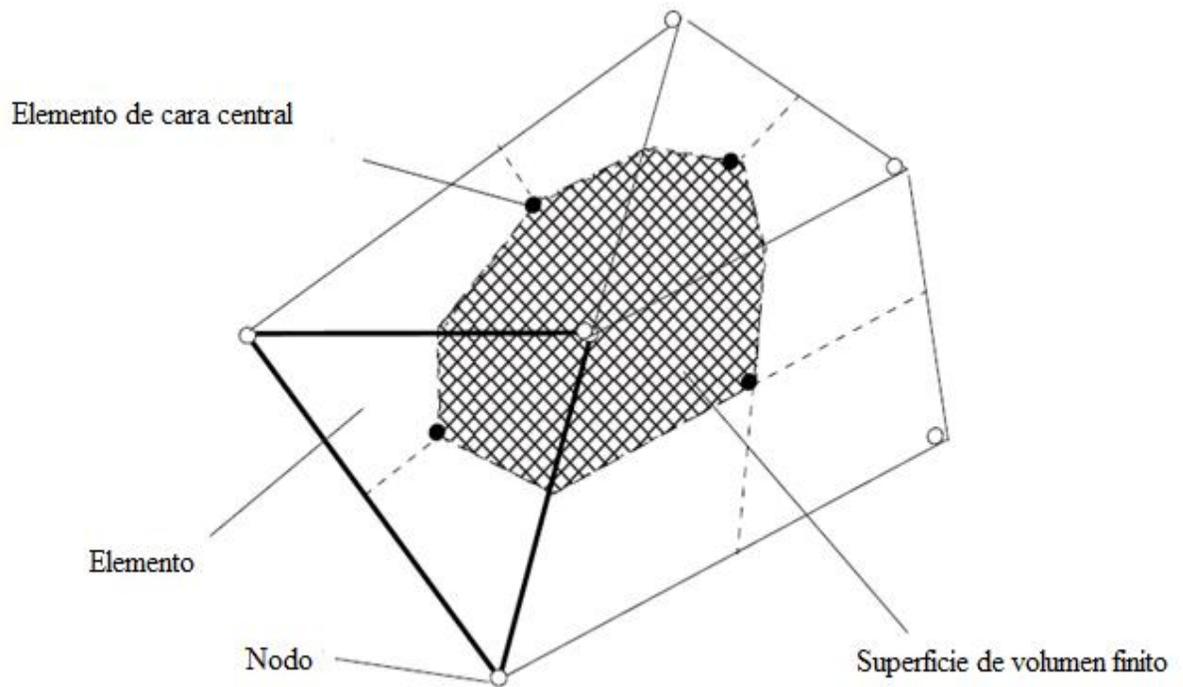


Figura 10. Superficie de volumen de control

Se puede observar que cada nodo está rodeado por un sistema de superficies que definen el volumen de control. Todas las variables de la solución y características fluidas se almacenan en los nodos del elemento.

Considerando la forma de las ecuaciones de la conservación para la masa, el momento y un escalar pasivo, ésta se puede expresar en coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S\phi \quad (26)$$

Donde el índice j al repetirse representa suma, y esto se pueda observar en esta ecuación debido a que la misma es una ecuación indicial.

Estas ecuaciones son integradas sobre un volumen de control, y el teorema de la divergencia de Gauss se aplica para convertir algunas integrales de volumen en integrales superficiales. Si los volúmenes de control no varían en el tiempo, los mismos se pueden mover fuera de las integrales de volumen y las ecuaciones se convierten:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_s \rho U_j \phi dn_j = \int_s \Gamma_{eff} \left(\frac{\phi}{x_j} \right) dn_j + \int_V S_\phi dV \quad (27)$$

donde V y s denotan respectivamente las regiones del volumen y de la superficie de integración, y dn_j son los componentes cartesianos diferenciados del vector superficial normal exterior. Los integrales del volumen representan términos de la fuente o de la acumulación, y las integrales superficiales representan la adición de los flujos.

El primer paso en la solución numérica de estas ecuaciones diferenciales exactas es crear un sistema emparejado de ecuaciones algebraicas linealizadas. Esto se hace convirtiendo cada término en una forma discreta. Si se considera, por ejemplo, un elemento aislado del acoplamiento como el que está demostrado en la figura 11. (Es decir, fuente o acumulación) los términos volumétricos son convertidos en su forma discreta aproximando valores específicos en cada sector y después integrando esos valores sobre todos los sectores que contribuyan a un volumen de control.

Los términos superficiales del flujo son convertidos en su forma discreta por los primeros flujos que aproximan en los puntos de la integración, ip_n , los cuales están situados en el centro de cada segmento superficial en un elemento 3D que rodea el volumen de control. Los flujos entonces son evaluados integrando los flujos sobre los segmentos superficiales que conforman un volumen de control. Muchas aproximaciones discretas para el CFD se basan en la extensión de series aproximadas de funciones continuas (tales como la serie de Taylor). El orden-exactitud de la aproximación es determinada por el exponente en el factor del espaciamiento en la malla o por el término del timestep más grande de la parte truncada de la extensión de serie. Éste es a menudo el primer término excluido de la aproximación. Aumentar el orden-exactitud de una aproximación implica generalmente que los errores están reducidos más rápidamente con el refinamiento de la malla o con el tamaño del timestep.

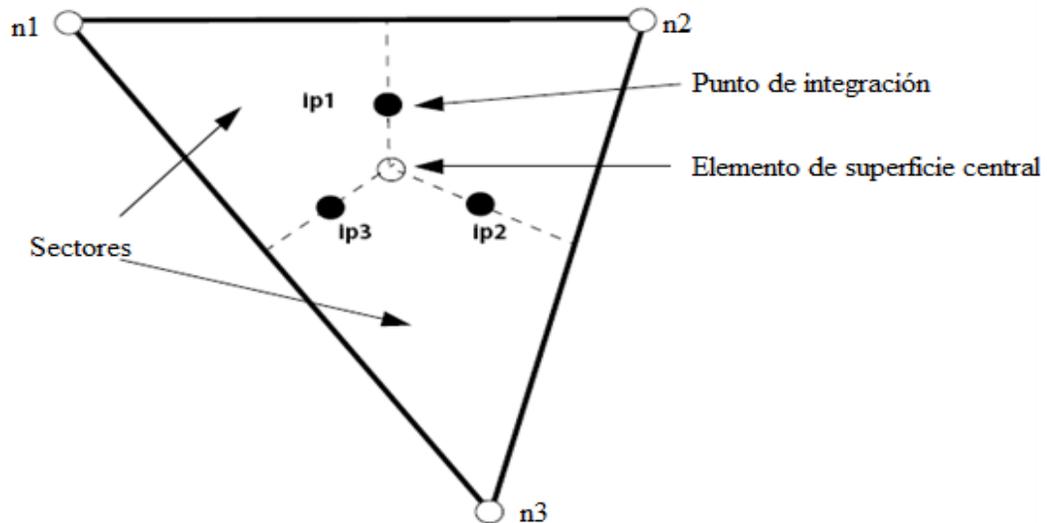


Figura 11. Elementos de una malla

Desafortunadamente, además de aumentar la carga de cómputo, de categoría alta las aproximaciones son también generalmente menos robustas (es decir, menos numéricamente estable) que sus contrapartes de orden inferior.

La forma discreta de las ecuaciones integrales se convierte:

$$V \left(\frac{\rho \phi - \rho^0 \phi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \phi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\phi V \quad (28)$$

En esta ecuación está el volumen V de control, Δt es el timestep, ∇n_j es la superficie exterior discreta el vector, el IP del subíndice denota la evaluación en un punto de la integración, y las adiciones están sobre todos los puntos de la integración del volumen de control. Observe que el esquema posterior de Euler del primer orden se ha asumido en esta ecuación, aunque un segundo esquema de la orden esté también disponible según lo discutido posteriormente. El exponente se refiere al instante de tiempo anterior. La masa discreta atraviesa una superficie del volumen de control, denotada como \dot{m}_{ip} , el cual viene dado por:

$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} \quad (29)$$

Para discretizar totalmente la ecuación de conservación, es necesario aproximar las derivadas respecto al tiempo y los gradientes. El término temporal puede ser aproximado utilizando una formulación explícita o implícita.

Para aproximar los gradientes, se utilizan las funciones de forma, que no son más que una transformación de coordenadas globales o coordenadas locales al elemento, lo que permite dar un tratamiento independiente a cada elemento, sin importar su forma geométrica.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO.

En esta sección se presenta la metodología que se empleó para el desarrollo de este Trabajo Especial de Grado y así cumplir con los objetivos planteados, explicando brevemente en cada paso el procedimiento realizado, así como la operación del simulador ANSYS® CFX™.

III. 1 Metodología.

La metodología que se siguió para cumplir los objetivos planteados fue la siguiente:

III.1.1 Desarrollo de las geometrías.

1.1 Se realizó una revisión bibliográfica del problema, haciendo uso de libros, investigaciones teóricas y experimentales, planteamientos de problemas y modelos, así como de cualquier otro documento que respaldase la información concerniente al tema. Igualmente, se realizó un entrenamiento previo del simulador ANSYS® CFX™, bajo la instrucción del personal docente especializado en el área.

1.2 Se definieron las dimensiones de las geometrías a utilizar en el desarrollo de esta investigación, estableciendo un diámetro entre 10-20 cm y una longitud de 10 m; la medida del diámetro fue tomada de dimensiones típicas utilizadas en actividades de la industria petrolera, como por ejemplo, el bombeo de crudos altamente viscosos en campos petroleros, así como el calentamiento y enfriamiento de crudos a través de intercambiadores de calor y hornos (Normas PDVSA, 1993).

Para la selección de la longitud, aparte de verificar las medidas típicas utilizadas en la industria del petróleo, se consideró tomar un valor mucho menor que la longitud de desarrollo térmica, ya que de esta manera se garantizó estar trabajando en la región de entrada (longitud inicial de la zona de desarrollo térmico), que es el área de interés en este estudio. El valor de la longitud de desarrollo fue de 250 m aproximadamente, y fue obtenido a través de la ecuación 30 (Bejan A., 1995).

$$X_T \approx 10^{-2} * Pr * Re_{D_h} * D_h \quad (30)$$

1.3 Una vez definidas las dimensiones de las geometrías se procedió a construir un sólido geométrico cerrado, que para el caso de este trabajo consistió en un cilindro, un tubo anular y placas planas paralelas. Esta selección se llevó a cabo al observar las figuras características de equipos utilizados en la industria de procesos. Las geometrías fueron construidas utilizando el DesignModeler, la cual es una aplicación del programa ANSYS-Workbench.

III.1.2 Selección y generación de las mallas.

2.1 Se procedió a la selección y generación de la malla más adecuada, proceso que consistió en comparar las características de los tres tipos de mallas probables (estructurada, desestructurada o híbrida), con el fin de observar para cada caso el número de elementos que posee la malla al generarse sobre la geometría, así como el tamaño y la estructura de dichos elementos a lo largo de la figura. Luego de esta evaluación se escogió la malla que ofreció el resultado más preciso. Cabe destacar que para esta selección se tomó en cuenta las recomendaciones reportadas por la bibliografía (Maliska, 2004). Las mallas fueron desarrolladas en el CFX-Mesh, la cual es una aplicación del ANSYS-Workbench. Un ejemplo de

los tres tipos de mallas que pueden generarse en las geometrías, se presentan en las figuras 12, 13 y 14.

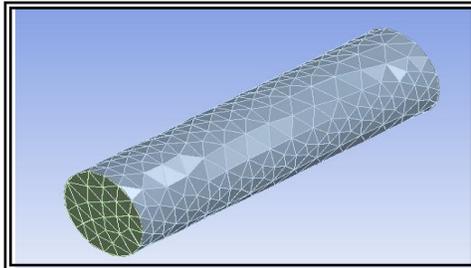


Figura 12. Geometría Cilíndrica con malla desestructurada

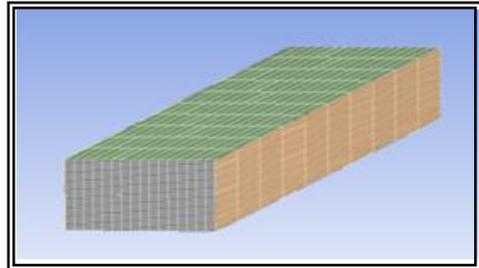


Figura 13. Geometría de placas planas planas paralelas con malla estructurada

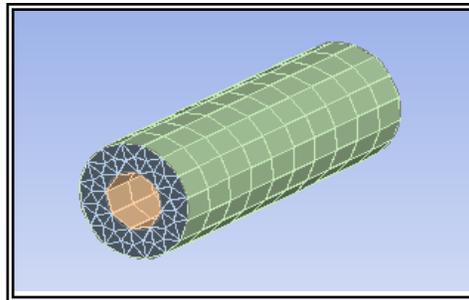


Figura 14. Geometría Anular con malla híbrida

III.1.3 Clasificación general del fluido y condiciones de borde.

3.1 Una vez desarrollada la geometría y la malla con la que se iba a trabajar, se estableció los parámetros requeridos por el CFX-Pre, el cual es una herramienta computacional del ANSYS-CFX, que sirve para definir el tipo y las características del fluido, así como las condiciones de borde, y el modelo fluidodinámico a emplear en las simulaciones. Dentro de los requerimientos establecidos se fijó al sistema en estado estacionario, con transferencia de calor en fluidos de alta viscosidad y de comportamiento laminar. Para las condiciones de

borde se fijaron temperatura de entrada y de pared al sistema, igualmente se introdujo el perfil de velocidad el cual dependió a su vez de la velocidad media del fluido, y el flujo másico en la entrada que es equivalente al flujo másico en la salida ya que el fluido con el que se está trabajando es incompresible.

La investigación fue dividida en dos partes, la primera donde se trabajó utilizando propiedades termofísicas constantes, considerando que el fluido se encuentra completamente desarrollado hidrodinámicamente y en la segunda se consideró que la viscosidad dinámica varía de forma exponencial con respecto a la temperatura, manteniéndose las demás propiedades termofísicas constantes y el fluido completamente desarrollado hidrodinámicamente.

III.1.4 Identificación de los parámetros para la transferencia de calor por convección forzada en fluidos altamente viscosos.

Para el análisis dimensional de una ecuación teórica formada por n variables dimensionales que afectan a un proceso físico, y siendo la misma dimensionalmente homogénea, se pueden reunir varios factores en un número menor de k variables adimensionales, la reducción es $n-k=1,2,3$ ó 4 , depende de la complejidad del problema. Generalmente $n-k$ es igual al número de dimensiones independientes (a veces llamadas dimensiones básicas o primarias) que aparecen en el problema. En mecánica de fluidos, se toman generalmente cuatro dimensiones básicas como son: la masa M , la longitud L , el tiempo T y la temperatura Θ , o en resumen un sistema $MLT\Theta$. Cabe destacar que para realizar el análisis dimensional se debe hacer uso del teorema de Pi Buckingham (Bennett *et al*, 1979).

El análisis dimensional se realizara con el fin de que el número de Nusselt dependiera únicamente de dos grupos adimensionales, el primero que es el número de Graetz, y el segundo que es el parámetro adimensional μ_0/μ_w , que relaciona la variación de la viscosidad del fluido a la temperatura de entrada y a la temperatura de pared, resultado conocido empíricamente de la bibliografía. Se cree que los autores Sieder y Tate fueron los primeros en usar dicha dependencia para transferencia de calor en flujo laminar con viscosidad dependiente de la temperatura (Bird R., *et. al.*, 2006).

III.1.5 Resultados obtenidos a través del software ANSYS® CFX™.

Una vez creado el archivo en el CFX-Pre se procedió a introducirlo en el solucionador del CFD, el cual trabajó de la siguiente forma para obtener los resultados esperados:

- Las ecuaciones diferenciales parciales fueron integradas sobre todos los volúmenes de control en la región de interés, esto es equivalente a aplicar una ley de conservación básica a cada volumen de control.
- Estas ecuaciones integrales se convirtieron posteriormente en un conjunto de ecuaciones algebraicas que generó un sistema de aproximaciones para los términos en las ecuaciones integrales.
- Las ecuaciones algebraicas se solucionaron de forma iterativa.
- Un acercamiento iterativo se requirió debido a la naturaleza no lineal de las ecuaciones, y cuando la solución se acercó a la solución exacta, se dijo que convergió. Para cada iteración, se divulgó un error.
- La cercanía de la solución final a la solución exacta dependió de un número de factores, incluyendo el tamaño y la forma de los volúmenes de control y del tamaño de las residuales finales.

Luego de que el solucionador del CFD realizó el proceso iterativo descrito, se reprodujo un archivo con los resultados, que pudo ser visualizado en el postprocesador. El postprocesador es el componente del CFD usado para analizar, visualizar y presentar los resultados simultáneamente. El Post-procesador reportó los resultados utilizando distintas herramientas propias del mismo, entre las que pueden resaltarse:

- Visualización de la geometría y de los volúmenes de control.
- Vectores que muestran la dirección y la magnitud del flujo.
- Visualización de la variación de las variables escalares (variables que tienen solamente magnitud, no dirección, tal como temperatura y presión) en el dominio.
- Cálculos numéricos cuantitativos.

Para este caso en estudio, haciendo uso de esta herramienta se pudo visualizar para cada simulación los perfiles de velocidad y temperatura así como la obtención de valores escalares de temperatura y presión.

Cabe destacar que para la generación de los resultados, se debió realizar varias simulaciones con el fin de obtener el valor más óptimo, por lo que se varió el número de elementos que poseía la malla (refinamiento de malla). El resultado más óptimo se obtenía al observar que la variación encontrada entre los resultados no fuese superior al 2%.

III.1.6 Efecto de la variación de la viscosidad con la temperatura.

Con los resultados obtenidos del simulador se procedió a desarrollar un conjunto de curvas donde se muestran los números de Nusselt en función del número de Graetz, esto con el fin de comparar para el caso de propiedades constantes, los resultados

encontrados mediante el simulador, con los calculados a través de las correlaciones de Leveque, Sieder y Tate y, Shah y London. Para el caso de viscosidad variable los resultados fueron comparados con la ecuación de Sieder y Tate, y con datos extraídos del estudio numérico de Nonino *et al.* y del modelo matemático de Rosales

Se representaron de igual forma, curvas del factor de fricción teórico y experimental en función del número de Graetz, para el caso de propiedades constantes y para el caso de viscosidad variable.

III.2 Plan de experiencias.

A continuación se presenta el plan de experiencias que se realizó para el cumplimiento de los objetivos de este Trabajo Especial de Grado.

Tabla 3. Plan de simulaciones para propiedades físicas constantes.

Geometría Placas Planas Paralelas			
Fluido	Propiedades	$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Simulaciones
Crudo de Gravedad API° 10	Constantes	0.02	5
		0.03	5
		0.05	5
Geometría Cilíndrica			
Fluido	Propiedades	$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Simulaciones
Crudo de Gravedad API° 10	Constantes	0.02	5
		0.03	5
		0.05	5
Geometría Anular			
Fluido	Propiedades	$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Simulaciones
Crudo de Gravedad API° 10	Constantes	0.02	5
		0.03	5
		0.05	5
<i>Total Simulaciones para propiedades físicas constantes</i>			45

Tabla 4. Plan de simulaciones para viscosidad variable.

Geometría Placas Planas Paralelas					
Fluido	Propiedades	B	$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Simulaciones	
Crudo de Gravedad API° 10	-Viscosidad variable en función de la temperatura	1	0.02	5	
			0.03	5	
			0.05	5	
	-El resto de las propiedades físicas constantes	3	0.02	5	
			0.03	5	
			0.05	5	
			5	0.02	5
				0.03	5
				0.05	5
Geometría Cilíndrica					
Fluido	Propiedades	B	$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Simulaciones	
Crudo de Gravedad API° 10	-Viscosidad variable en función de la temperatura	0.69	0.02	3	
			0.03	3	
			0.05	3	
	-El resto de las propiedades físicas constantes	1.38	0.02	3	
			0.03	3	
			0.05	3	
			5	0.02	3
				0.03	3
				0.05	3
Geometría Anular					
Fluido	Propiedades	B	$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Simulaciones	
Crudo de Gravedad API° 10	-Viscosidad variable en función de la temperatura	1	0.02	3	
			0.03	3	
			0.05	3	
	-El resto de las propiedades físicas constantes	5	0.02	3	
			0.03	3	
			0.05	3	
<i>Total Simulaciones para cuando la viscosidad varia</i>				90	

CAPÍTULO IV

PRESENTACIÓN Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.

En la siguiente sección se presentan los resultados obtenidos luego de las diferentes simulaciones realizadas para cada geometría con su respectivo análisis y discusión, demostrando los objetivos que se lograron en este Trabajo Especial de Grado. Se comienza con el dimensionamiento de las geometrías y construcción de las mismas, para luego realizar la selección y generación de la malla que mejor se adecuo al problema en estudio, posteriormente se clasificó el fluido y las condiciones de borde con las que se trabajaría, para finalmente obtener los resultados que permitirían estudiar el efecto que tiene la variación de la viscosidad sobre el desarrollo de la capa limite térmica.

IV.1 Desarrollo de las geometrías.

IV.1.1 Dimensionamiento de las geometrías.

Se estableció como primer paso seleccionar las dimensiones de las geometrías a utilizar, para ello se comenzó por escoger el diámetro el cual fue de 10 cm, esta medida pudo considerarse luego de analizar las dimensiones características que presentan las tuberías en intercambiadores de calor, hornos, líneas de flujo y sistemas de bombeo en los campos petroleros, cuando el fluido de proceso es un crudo de alta viscosidad. Algunas de estas dimensiones fueron las sugeridas por las normas PDVSA correspondientes al dimensionamiento de tuberías, intercambiadores y hornos.

La dimensión de la longitud de las geometrías fue de 10 m, la selección de este valor se basó en la importancia de este Trabajo Especial de Grado de trabajar en la región

de entrada, lugar donde se comienza a desarrollar la capa limite térmica. En un proceso donde está involucrado un fluido altamente viscoso que circula a través de un equipo, como por ejemplo una tubería de un intercambiador, la longitud que este requiere para la formación de la capa limite térmica es de aproximadamente 250 m (ver ecuación 29); sin embargo, en la realidad esta longitud no se alcanza puesto que las medidas típicas son de 5 a 20 m, es por esta razón que en los procesos cotidianos bajo estas condiciones, se trabaja en la región de entrada, motivo por el cual se escogió la longitud de 10 m, ya que aparte de estar en el intervalo de las longitudes típicas, se asegura que se está trabajando en la región de entrada.

Dimensiones para cada una de las geometrías a trabajar:

<u>Placas planas paralelas</u>	→	Longitud: 10 m Espesor: 0.1 m
<u>Cilindro</u>	→	Longitud: 10 m Diámetro: 0.1 m
<u>Tubo anular</u>	→	Longitud: 10 m Diámetro interno: 0.1 m Diámetro externo: 0.2 m

IV.1.2 Construcción de las geometrías.

Las geometrías utilizadas para esta investigación fueron placas planas paralelas, cilindros y tubos anulares, la selección de estas geometrías se basó en el interés de trabajar con figuras simples, presentes en equipos de uso común, como por ejemplo

es el caso de los tubos anulares encontrados en los intercambiadores de calor, las tuberías de flujo que unen sistemas y las placas paralelas en intercambiadores de placas (ver apéndice A); el fin de utilizar estas geometrías es generar aplicaciones prácticas a este trabajo.

Con las dimensiones de las geometrías establecidas previamente se procedió a la construcción de las figuras geométricas a utilizar (cilindro, tubo anular y placa plana paralela) mediante el uso del DesignModeler. El primer paso para esta construcción fue fijar un eje de coordenadas tridimensional, para posteriormente dibujar sobre él la figura a desarrollar, tomando en cuenta que el eje de coordenadas debe estar sobre el centro de la figura, luego se procedió a realizar la extrusión, lo cual le otorga a la figura el volumen que lo convierte en un sólido geométrico cerrado, este procedimiento se realizó para cada una de las geometrías planteadas en los objetivos, las cuales se pueden observar en las figuras 15,16, y 17.

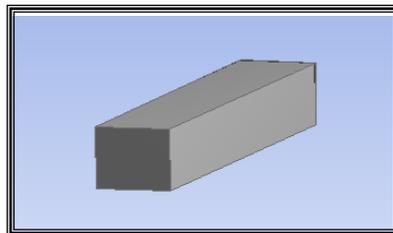


Figura 15. Geometría de Placas planas Paralelas

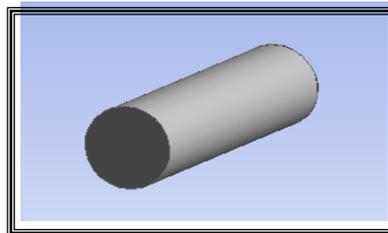


Figura 16. Geometria Cilíndrica

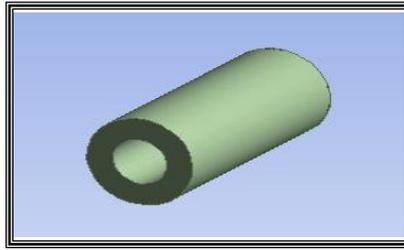


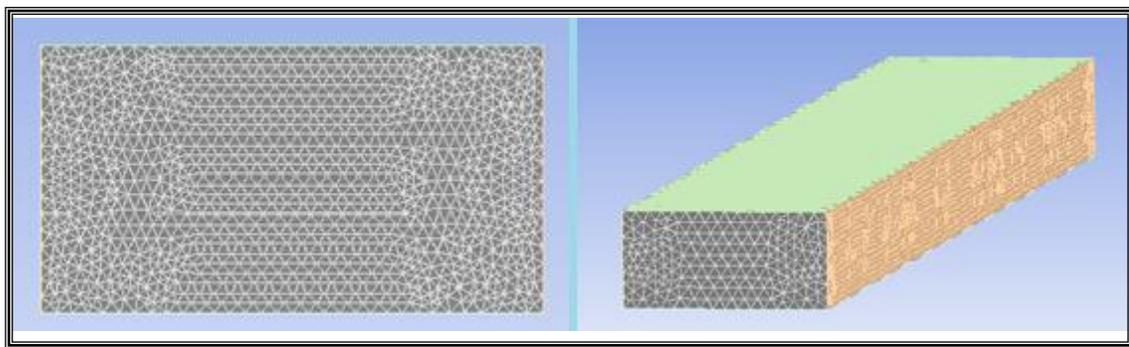
Figura 17. Geometría Anular

IV.2 Selección y generación de la malla.

Luego de una revisión bibliográfica se encontró que existían tres tipos posibles de mallas (desestructurada, estructurada e híbrida) a emplear sobre las geometrías de interés, y que a su vez éstas se podían acoplar fácilmente a las exigencias del caso en estudio. Para la generación de la misma, se disponía de varios programas entre los cuales caben destacar, CFX-Mesh y ICEM CFD, entre estas opciones se escogió utilizar CFX-Mesh, (herramienta del ANSYS-Workbench), haciendo uso de esa forma del generador de malla recomendado por el programa con el que se llevó a cabo todo el estudio, ya que su manejo es simple, dando mayor facilidad para abordar el problema. Para la selección del tipo de malla se procedió a comparar el número y tipo de elementos producidos al generarse la misma, y el tiempo de cómputo en el que se obtiene el resultado esperado. Es importante resaltar que la selección se basó en encontrar una malla que se acoplara a la necesidad de estudiar el desarrollo de la capa límite térmica.

Al observar la malla desestructurada, se notó que se necesitaba una gran cantidad de elementos para poder estudiar satisfactoriamente el desarrollo de la capa límite

térmica, y así obtener un resultado preciso. Estos elementos se presentan con distintas estructuras y tamaños, lo que conlleva a un tiempo de cómputo elevado. Al generar esta malla se obtiene una malla de superficie conformada por triángulos y una malla de volumen compuesta por tetraedros y prismas, este tipo de malla es utilizada mayormente para geometrías complejas que así lo requieren. En la figura 18(a) y 18(b), se puede observar la cantidad de nodos que se necesitan hacia los bordes de la geometría, para poder estudiar favorablemente la formación de la capa límite térmica, viendo la forma desestructurada en que se presentan los elementos.



(a)

(b)

Figura 18. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla desestructurada.

(b) Vista completa de la geometría de placas planas paralelas con una malla desestructurada.

La malla estructurada por su parte, es utilizada comúnmente para geometrías simples (caso en estudio), y genera un tiempo de cómputo menor debido a que el número de elementos se reduce considerablemente. Los elementos presentan un tamaño y un tipo similar, lo cual permite un fácil ordenamiento, esto se traduce a un menor número de nodos, con una mayor precisión en los resultados y a menor tiempo de cómputo. Al generar esta malla se obtiene una malla de superficie conformada por cuadriláteros y una malla de volumen compuesta por hexaedros y prismas. En la figura 19(a) y 19(b), se puede ver la cantidad de nodos que se necesitan hacia los bordes de la geometría, para poder realizar el estudio del desarrollo de la capa límite térmica.

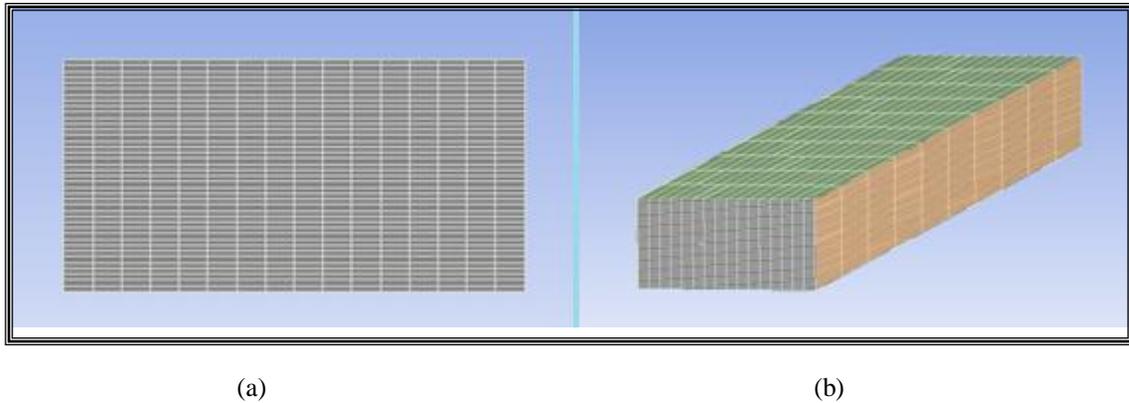
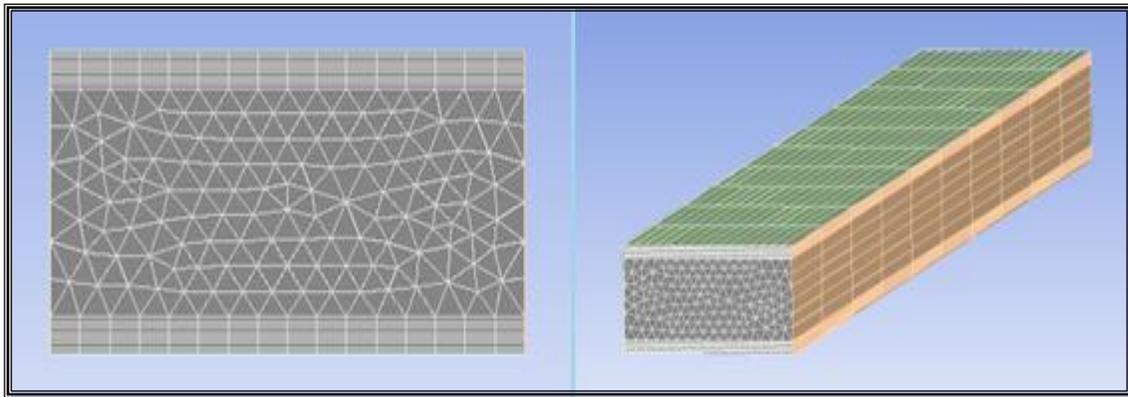


Figura 19. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla estructurada. (b) Vista completa de la geometría de placas planas paralelas con una malla estructurada.

Finalmente la malla híbrida es una combinación de las dos mallas anteriores, es decir, exhibe dos zonas, una estructurada con elementos de tamaño y tipo similares, y una zona desestructurada que tiene elementos de tamaños y tipos diferentes. Al utilizar la malla híbrida el número de elementos tiende a aumentar levemente así como el tiempo de cómputo. Esta se puede aplicar a geometrías simples al igual que las mallas estructuradas. En la figura 20(a) y 20(b), se puede observar la cantidad de nodos necesarios hacia los bordes de la geometría donde ocurre el desarrollo de la capa límite térmica (elementos ordenados); así como los nodos requeridos en la zona central de la figura (elementos desordenados).



(a)

(b)

Figura 20. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla híbrida. (b) Vista completa de la geometría de placas planas paralelas con una malla híbrida.

Al analizar las características de cada malla, puede descartarse desde un comienzo la malla desestructurada, quedando la selección entre la malla estructurada y la híbrida; ambas pueden utilizarse para geometrías simples y la diferencia entre los elementos generados por cada una, y tiempos de computo no son apreciables; basándose en este punto, se decidió trabajar con la malla híbrida, ya que esta nos permite tener una zona estructurada en el borde de la geometría, lugar donde los gradientes de temperatura son importantes, desarrollándose la capa límite térmica; y una zona desestructurada en el centro de la figura, donde los gradientes de temperatura no son significativos debido al carácter viscoso del fluido. Otro factor decisivo fue que el generador de malla escogido (CFX-Mesh) no trabaja con mallas estructuradas, pero si con mallas híbridas, partiendo del hecho de la efectividad y simplicidad con la que trabaja este programa, se pudo poner plena confianza en los resultados que se tienen cuando se trabaja con ella. Estas mallas fueron generadas para cada una de las geometrías propuestas, pudiendo ser observadas en las figuras 20, 21 y 22 para placas planas paralelas, cilindros y tubos anulares respectivamente.

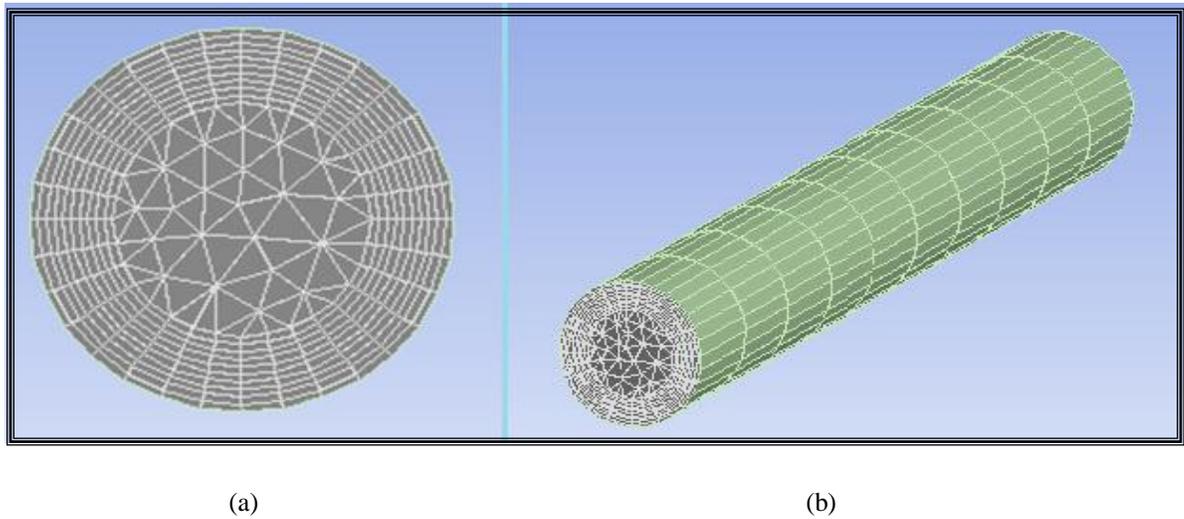


Figura 21. (a) Corte frontal de la geometría del cilindro con una malla híbrida. (b) Vista completa de la geometría del cilindro con una malla híbrida.

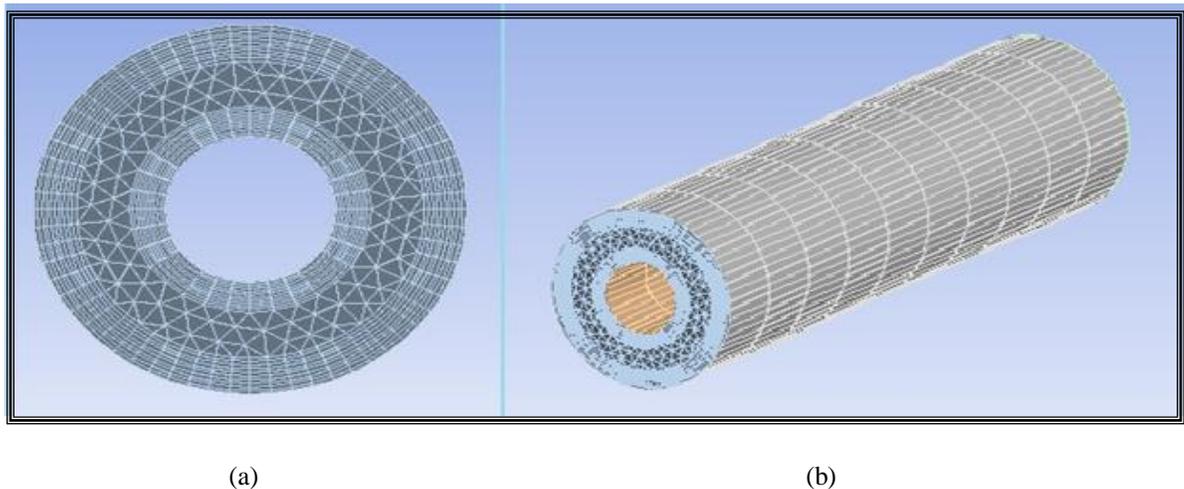


Figura 22. (a) Corte frontal de la geometría del tubo anular con una malla híbrida. (b) Vista completa de la geometría del tubo anular con una malla híbrida.

Cabe destacar que para una malla típica el número de nodos en las geometrías de placas planas paralelas fue de 5000000, en el cilindro fue de 3000000 y en el tubo anular fue de 5000000. Este alto número de nodos trajo inconvenientes ya que cuando el número de nodos era mayor a 1500000, el computador presentaba problemas.

Debido a la naturaleza de las geometrías utilizadas en esta investigación, pudo aplicarse a las mismas el concepto de simetría. Se dice que un objeto es simétrico cuando posee la característica de tener proporcionalidad de referencia espacial, es decir, si existe un plano tal que los giros de 180° alrededor de él no conducen a cambios de posición en el espacio. Se consideró la simetría para este caso de estudio debido a que al emplearla se pudo reducir considerablemente el número de elementos que tenía la malla lográndose así trabajar dentro del rango permisible por el computador de 1500000 nodos.

Como se mencionó anteriormente, para la generación de la malla se empleó el CFX-Mesh, donde el primer paso consistió en importar la geometría, es decir abrir el archivo que se había creado previamente en el DesignModeler (la geometría), luego se procedió a variar algunos parámetros propios de la generación de la malla, como lo son el tamaño de los elementos, el número de partes en que se divide la zona estructurada (borde de la figura) y el número de partes en que se divide la malla longitudinalmente. Posteriormente se genera la malla dando por culminado este proceso, este procedimiento se repite de igual manera para las tres geometrías.

IV.3 Clasificación del fluido y condiciones de borde.

Una vez construida la geometría y la malla, se hizo necesario definir ciertas condiciones referentes al fluido, como son las propiedades termofísicas y el régimen de flujo, así como el estado del sistema, el modelo termofísico empleado y las condiciones de borde propias del dominio de la figura. Es importante destacar que el trabajo se realizó tomando propiedades termofísicas constantes en una primera etapa, y para una segunda parte se consideró que la viscosidad variaba de forma exponencial, manteniéndose las demás propiedades del fluido constantes.

IV. 3.1 Condiciones de borde: De acuerdo al dominio de cada geometría se debió especificar las siguientes condiciones de borde, quedando de la siguiente manera:

- **Entrada:** en esta zona se especificó la temperatura de entrada del fluido al sistema, la cual se fijó en 323 K (50°C), se tomó esta temperatura basándose en las condiciones típicas en el que se encuentra el fluido en pozos petroleros de crudos viscosos (Manzanilla et al, 2007). Igualmente se especificó la velocidad en las coordenadas X, Y y Z, teniendo para las coordenadas X y Y un valor igual a cero, esto debido a que se estima que por ser de comportamiento laminar el fluido solo se mueve en una sola dirección, la cual es la dirección en el eje Z, donde se presenta un perfil de velocidad parabólico. Esta temperatura de entrada fue la misma para las tres geometrías en estudio.

Es importante destacar que la velocidad pudo tomarse como un valor constante, sin embargo, se decidió trabajar con el perfil de velocidad para que el fluido al momento de entrar al sistema se encontrara completamente desarrollado hidrodinámicamente. El interés de trabajar con la característica de un fluido completamente desarrollado hidrodinámicamente es porque al trabaja con fluidos altamente viscosos la formación de la capa limite térmica no se verá afectada, logrando así que desde el inicio exista la formación de la capa limite térmica, motivo de esta investigación.

Si el fluido no se encontrara hidrodinámicamente desarrollado no se podría decir que el número de Nusselt es sólo función del número de Graetz, si no que se tendría que considerar que depende del número de Reynolds, del número de Prandtl y de la relación de L/D, por lo que para obtener los valores del número de Nusselt tendría que variarse de forma separada cada

uno de estos parámetros (Re, Pr, L/D) lo que conllevaría tener que realizar un gran número de simulaciones.

Otro aspecto importante de considerar en la entrada flujo hidrodinámicamente desarrollado es que se trabajaría con altos número de Prandtl, lo cual para este caso es de vital importancia debido a la naturaleza viscosa del fluido seleccionado. A esta consideración se llega luego de analizar que existe una relación entre el espesor de la capa limite hidrodinámica y la capa límite térmica que es proporcional a los números de Prandtl, por lo que si los números de Prandtl son elevados la capa limite hidrodinámica se desarrolla mucho más rápido que la térmica, pudiéndose concluir que el flujo se encuentra hidrodinámicamente desarrollado y la capa limite térmica se encuentra en desarrollo (Bejan A., 1995). Para las tres geometrías se consideró que la velocidad en el eje Z se encuentra expresada en función del perfil, lo que le da la característica a las geometrías de contar con un comportamiento completamente desarrollado.

Por otra parte, el perfil de velocidad varió de acuerdo a la geometría, los cuales pueden expresarse a través de las siguientes ecuaciones: (Bird *et al.*, 2006).

Para placas planas paralelas infinitas:

$$V_z = 1.5 * V_m * \left[1 - \left(\frac{Y}{C} \right)^2 \right] \quad (31)$$

Donde:

V_m : Velocidad media del fluido (m/s)

Y: Coordenada en el eje Y

C: Mitad del espesor de la placa (m)

Para cilindro:

$$V_z = 2 * V_m * \left[1 - \left(\frac{X^2 + Y^2}{R^2} \right) \right] \quad (32)$$

Donde:

V_m: Velocidad media del fluido (m/s)

X: Coordenada en el eje X

Y: Coordenada en el eje Y

R: radio del cilindro (m)

Para tubo anular:

$$V_z = \frac{2 * V_m}{\left[\left(\frac{1 - K^4}{1 - K^2} \right) - \left(\frac{1 - K^2}{\ln(1/K)} \right) \right]} * \left[1 - \left(\frac{X^2 + Y^2}{R^2} \right) + \left(\frac{1 - K^2}{\ln(1/K)} \right) * \ln \left(\frac{(X^2 + Y^2)^{1/2}}{R} \right) \right] \quad (33)$$

Donde:

V_m: Velocidad media del fluido (m/s)

X: Coordenada en el eje X

Y: Coordenada en el eje Y

R: Radio mayor del tubo anular (m)

r: Radio del tubo interno.(m)

K: Relación entre el radio menor y el mayor $K = \frac{r}{R}$

Como se puede observar en cada uno de los perfiles de velocidad, existe una dependencia del valor de la velocidad media, para este Trabajo Especial de

Grado se trabajó tomando valores al azar de velocidad media, junto al diámetro y longitud de la geometría fijada, se obtuvo el número de Graetz correspondiente, al cual se le calculo el inverso y la raíz cuadrada. Este procedimiento se realizó con el fin de obtener los valores necesarios para hacer uso de la figura 23, en el caso de placas planas paralelas, y la figura 24 para la geometría cilíndrica y anular , en este caso se utilizó la misma figura del cilindro, debido a que no se contaba con la figura de anular, realizándose el cálculo a partir del diámetro hidráulico; de este modo se pudo verificar que se estuviera en la región de entrada y no en la región de desarrollo; si está en la región de entrada se toma como un valor posible para ser utilizado. Luego se seleccionaron tres valores de los que cumplían esta condición, obteniendo las tablas 5 y 6.

Debe señalarse que el inverso del número de Graetz representa una longitud axial adimensional (Burmeister L., 1993). Los resultados a lo largo de este Trabajo Especial de Grado serán presentados en función de esta longitud axial adimensional elevada a la $1/2$, con el fin no solo de generar resultados que nos permitan hacer uso de estas figuras, sino que a su vez se muestren los resultados en un mismo orden que faciliten su entendimiento.

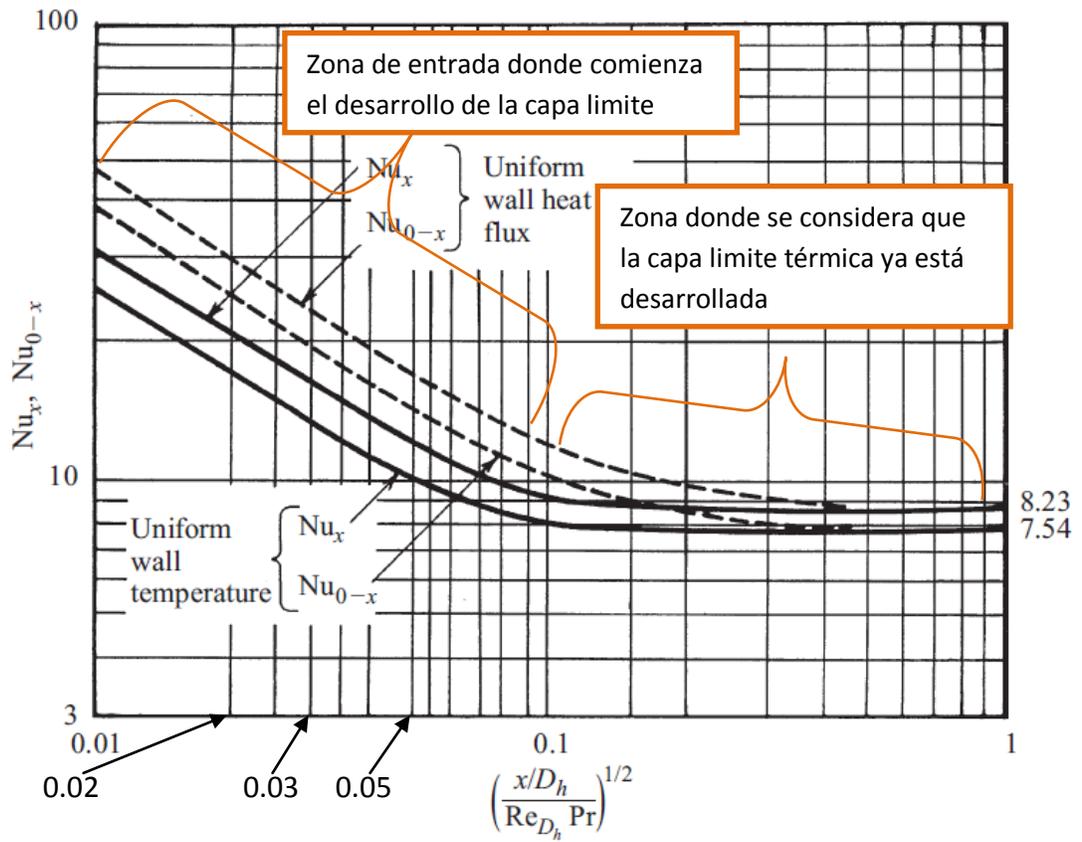


Figura 23. Transferencia de calor en la región de entrada térmica a través de un canal de placas planas paralelas. Datos del estudio Shah y London, 1978 (Bejan, 1995)

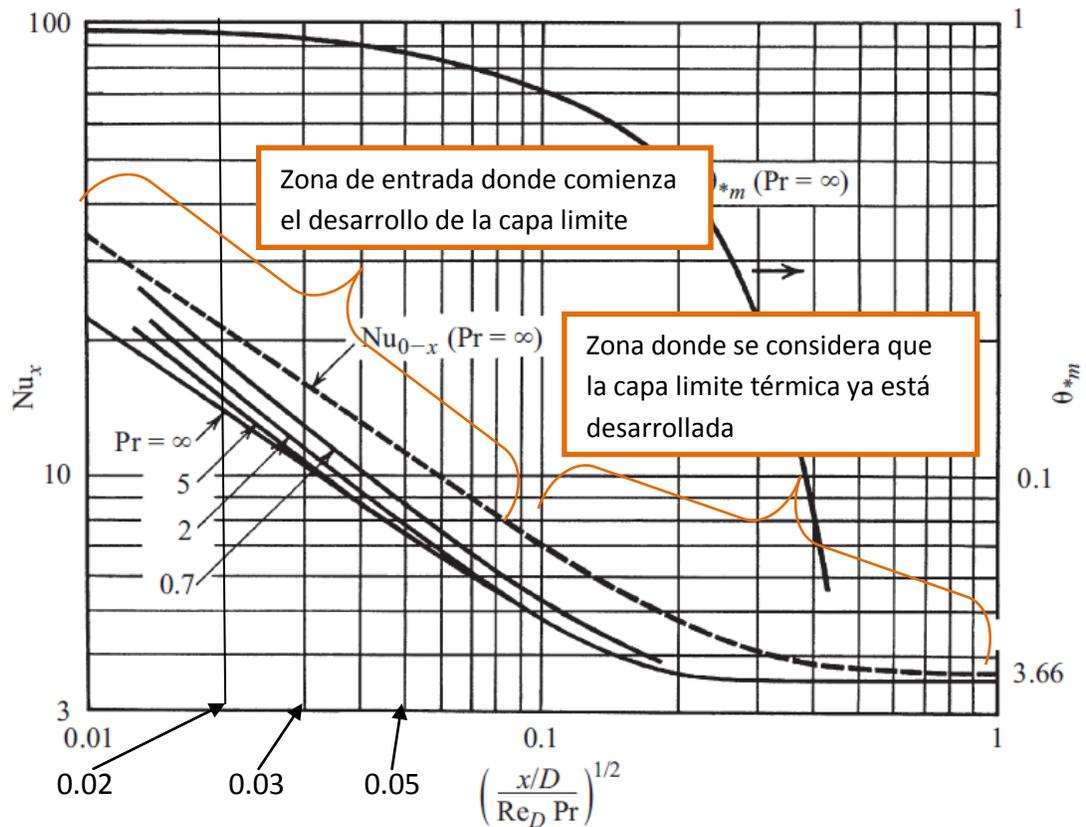


Figura 24. Transferencia de calor en la región de entrada térmica a través de un cilindro. Datos del estudio Shah y London, 1978 (Bejan, 1995)

Tabla 5. Valores de velocidad media seleccionados con su respectiva longitud axial adimensional para la geometría de placas planas paralelas.

Velocidad Media (m/s)	$\left(\frac{x/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$ (adim)
0.0453	0.02
0.0201	0.03
0.0072	0.05

Tabla 6. Valores de velocidad media seleccionados con su respectiva longitud axial adimensional para la geometría de cilindro.

Velocidad Media (m/s)	$\left(\frac{x/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$ (adim)
0.1812	0.02
0.0805	0.03
0.0290	0.05

- Pared:** para este sector de las figuras se especificó la temperatura de pared y se le asignó la propiedad de no deslizante. Para la primera parte donde se trabajó con propiedades constantes la temperatura fue de 373 K (100 °C), valor escogido con el fin de crear un gradiente de temperatura que lograra desarrollar la capa limite térmica, el gradiente de temperatura que se obtiene con una temperatura de pared de 100 °C, es de 50 °C, es decir mayor a 10 °C que es el gradiente mínimo que puede encontrarse en un intercambiador de calor. Para la segunda parte, se tuvo varias temperaturas de pared, las cuales fueron obtenidas de acuerdo al cambio de viscosidad que se quería presentar. Debe resaltarse que por la forma de placas planas paralelas y tubo anular se contaba con dos paredes, las cuales se definieron de la misma manera.
- Salida:** Se especificó el flujo másico de la salida el cual depende de la velocidad media seleccionada para cada geometría y del área de la superficie de salida, valores que pueden observarse en las tablas 7, 8 y 9.

Tabla 7. Valores de velocidad media seleccionados con su respectivo valor de flujo másico para placas paralelas.

Velocidad media (m/s)	Flujo másico (Kg/s)
0.0453	0.88695
0.0201	0.39419
0.0072	0.14191

Tabla 8. Valores de velocidad media seleccionados con su respectivo valor de flujo másico para cilindro.

Velocidad media (m/s)	Flujo másico (Kg/s)
0.1812	1.39274
0.0805	0.61863
0.0290	0.22292

Tabla 9. Valores de velocidad media seleccionados con su respectivo valor de flujo másico para tubo anular.

Velocidad media (m/s)	Flujo másico (Kg/s)
0.1812	4.18035
0.0805	1.85716
0.0290	0.66904

- **Simetría:** Esta condición de borde solo se aplicó para la geometría de placas planas paralelas pues es la única que cuenta con estas superficies, en esta zona se aplicó la condición de simetría, debido a que se consideran infinitas, garantizando que se repita el gradiente de temperatura y de velocidad a lo

largo del eje de simetría. En esta geometría existían dos bordes que fueron especificados de la misma manera.

A continuación se presentan cada una de las geometrías con las superficies de borde que fueron especificadas en el programa, como puede observarse en la figura 25, 26 y 27, para placas planas paralelas, cilindros y tubos anulares respectivamente.

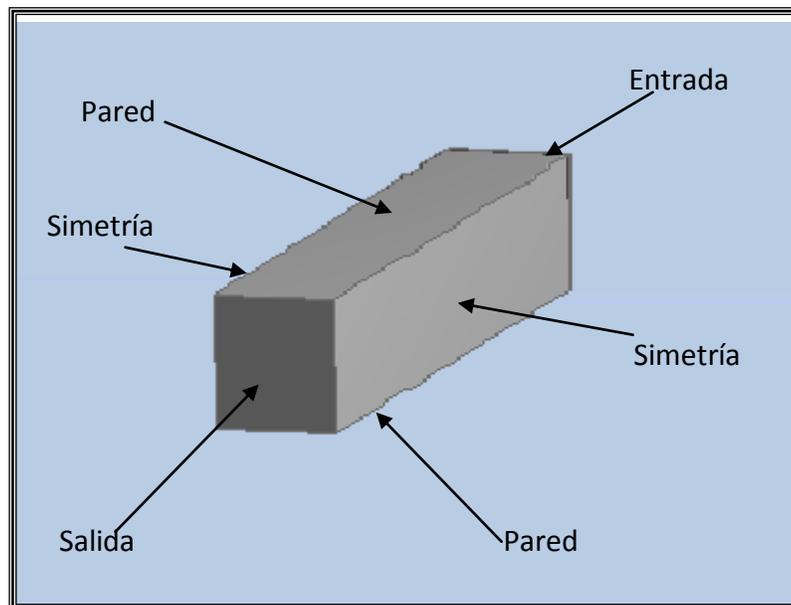


Figura 25. Condiciones de borde especificadas para placas planas paralelas.

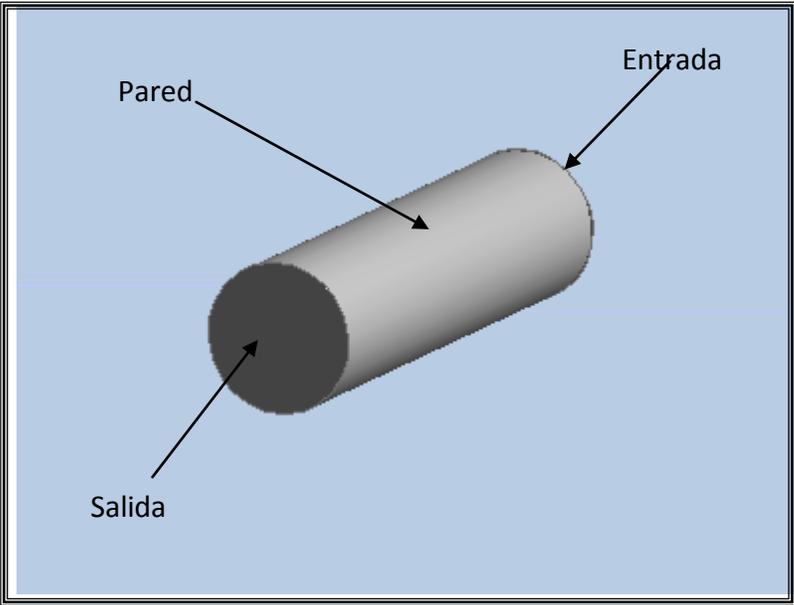


Figura 26. Condiciones de borde especificadas para cilindro.

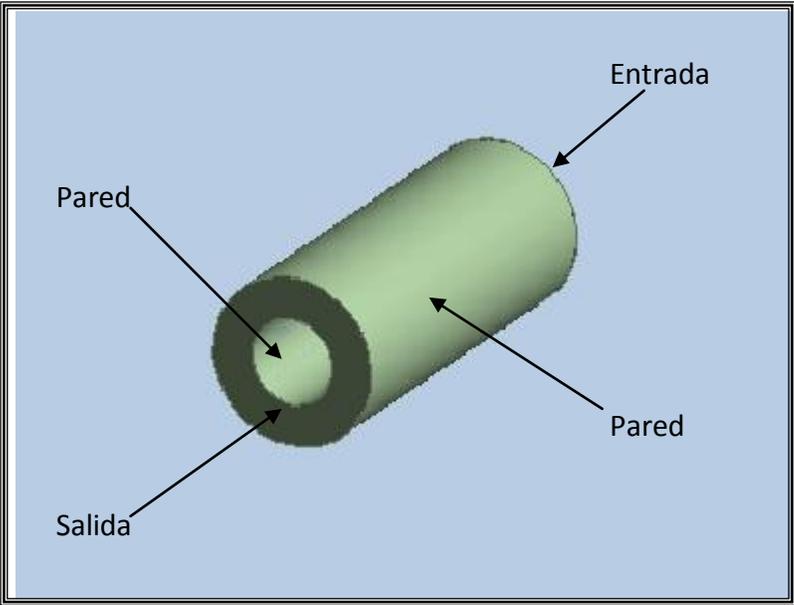


Figura 27. Condiciones de borde especificadas para tubo anular.

IV.3.2 Propiedades termofísicas: Para el cálculo de las propiedades termofísicas del fluido (densidad, viscosidad cinemática, conductividad térmica, calor específico, viscosidad dinámica y difusividad térmica) se hizo uso de ajustes dependientes de la temperatura obtenidos de la bibliografía (Manzanilla et al, 2007), estos cálculos pueden apreciarse en el apéndice B.1. Para la obtención de los mismos se tomó en cuenta que el fluido seleccionado fue un crudo de alta viscosidad de 10 °API (crudo del campo Boscán 6) (Manzanilla et al, 2007). Es importante destacar que las propiedades se calcularon utilizando la temperatura de entrada, estos resultados pueden observarse en la tabla 10.

Tabla 10. Propiedades termofísicas del crudo Boscán 6 a la temperatura de entrada (323K).

PROPIEDADES TERMOFÍSICAS	
Densidad (ρ) (Kg/m^3)	979.1
Viscosidad Cinemática (m^2/s)	0.00292
Conductividad Térmica (w/mk)	0.1415
Calor Específico (J/kgK)	1994
Viscosidad Dinámica (Pa.s)	2.866
Difusividad Térmica (m^2/s)* 10^8	7.246

IV.3.3 Régimen de flujo: El régimen con el que se trabajó fue **laminar**, esto debido a que por la naturaleza viscosa del crudo Boscán 6, el movimiento del fluido tiende a presentarse de forma uniforme, es decir, el desplazamiento se presenta a través de capas una sobre otra, de forma suave y ordenada. Además, puede garantizarse estar dentro de este régimen debido al diámetro pequeño que se está utilizando, lo que no permite que el fluido se desarrolle turbulentamente.

IV.3.4 Estado del flujo: El flujo se definió en **estado estacionario**, ya que se consideró que las características del mismo no varían con el tiempo, es decir, las

variables de estado (temperatura, presión, volumen) no dependieron del transcurso del tiempo que duró la simulación.

IV.3.5 Modelo Fluidodinámico: El modelo seleccionado para solucionar el problema planteado, fue un **modelo de energía térmica** que se rige bajo las ecuaciones de cantidad de movimiento, continuidad y energía. Este modelo es adecuado para cuando se tienen flujos de poca velocidad (flujo subsónico, esto es una característica propia del software con que se trabajó) donde es insignificante los efectos cinéticos, de igual manera, es un modelo utilizado cuando existe intercambio térmico como principal efecto en un proceso.

Finalmente, definidas las condiciones de borde, las propiedades termofísicas, el régimen de flujo, el estado del sistema y el modelo fluidodinámico utilizado, se procedió a crear la entrada requerida por el solucionador del problema del CFD (solver), el cual es el encargado de solucionar el problema a través de un proceso iterativo. La entrada al CFD se estableció en el CFX-Pre el cual es una aplicación del ANSYS-CFX. Se comenzó por cargar el archivo donde se definió la geometría-malla identificada anteriormente, luego se procedió a introducir las características principales de la simulación, las cuales fueron: el fluido de trabajo con sus respectivas propiedades, el estado del sistema, el régimen del fluido y el modelo fluido dinámico, posteriormente se introdujeron las condiciones de borde previamente establecidas, para concluir con el desarrollo del archivo final que se cargo en el solucionador. Este procedimiento se realizó para cada una de las simulaciones de las tres geometrías.

IV.4 Identificación de los parámetros para la transferencia de calor por convección forzada en fluidos altamente viscosos.

Al realizar el análisis dimensional, se comenzó por identificar el conjunto de variables que afectan el problema a estudiar, para posteriormente identificar el número de variables independientes, para así saber cuántos grupos adimensionales se iban a formar.

El cálculo del calor transferido o el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada h depende de las siguientes variables: velocidad media V_m , densidad ρ , viscosidad μ , conductividad térmica k , capacidad calorífica C_p , diámetro D , y longitud L ; esto puede observarse en la ecuación 33.

$$h = f(V_m, \rho, \mu, k, c_p, D, L) \quad (34)$$

El número de dimensiones que se pueden identificar una vez conocidas las variables involucradas son: masa M , longitud L , tiempo T y la temperatura θ . Ahora una vez conocido que el número de variables involucradas es 8 y que el número de dimensiones es 4, se procede a aplicar la reducción con el fin de conocer el número de grupos adimensionales que se deben definir, para este caso en estudio se deben identificar 4 grupos adimensionales.

Ahora aplicando el teorema de Pi Buckingham (Bennett et al, 1979) a la ecuación 34, el cual es una de los teoremas que se puede utilizar para realizar el análisis dimensional, se pudo reducir dicha ecuación a su forma equivalente como se puede ver en la ecuación 35. Es importante señalar que el análisis dimensional también se puede hacer partiendo de las ecuaciones diferenciales de energía, cantidad de movimiento y continuidad.

$$\frac{h * D}{k} = f\left(\frac{\rho * D * Vm}{\mu}, \frac{\mu * Cp}{k}, \frac{L}{D}\right) \quad (35)$$

Esta ecuación se puede escribir en función de los números adimensionales quedando de la siguiente forma.

$$Nu = f\left(Re, Pr, \frac{L}{D}\right) \quad (36)$$

Para el caso de propiedades constantes, al tener un flujo laminar hidrodinámicamente desarrollado en convección forzada, se pueden combinar los grupos adimensionales número de Reynolds (Re), número de Prandtl (Pr) y L/D para obtener así al número de Graetz, quedando la ecuación 35 de la siguiente forma (Welty *et al.*, 1999).

$$Nu = f(Gz) \quad (37)$$

Estas reducciones de parámetros adimensionales se realizaron para que al momento de calcular el flujo de calor o el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada, no fuera necesario variar los valores de Vm, ρ, μ, k, cp, D y L de forma separada, si no que bastara con variar el grupo adimensional de número de Graetz (Gz), para obtener un valor del grupo adimensional de número de Nusselt, donde está involucrado el flujo de calor o el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada. Cabe destacar que estas variaciones del número de *Graetz* se pueden llevar a cabo solamente al variar el valor de la Vm .

Hasta este punto solo se ha supuesto que las propiedades físicas permanecen constantes en el intervalo de temperatura existente en el sistema, sin embargo para grandes diferencias de temperatura esta suposición conduce a errores considerables, debido a la variación de la viscosidad que puede producir distorsiones en los perfiles de velocidad, por lo que es necesario incluir un nuevo grupo adimensional (parámetro obtenido empíricamente por Sieder y Tate, 1935), el cual es μ_0/μ_w , siendo μ_0 la viscosidad calculada para una temperatura de entrada dada y μ_w la viscosidad

calculada para una temperatura de pared (Bird *et al.*, 2006). De esta manera se puede escribir el número de Nusselt no solo en función de Re, Pr, L/D sino también en función de este nuevo parámetro adimensional, lo cual se puede observar en la ecuación 38.

$$Nu = f\left(Re, Pr, \frac{L}{D}, \frac{\mu_0}{\mu_w}\right) \quad (38)$$

Sin embargo se puede obtener teóricamente que μ_0/μ_w es un parámetro adimensional característico al considerar la influencia de la viscosidad con la temperatura, teniéndose un ajuste exponencial (White, 2004):

$$\mu = A * e^{-B*T} \quad (39)$$

Donde A y B, pueden determinarse a partir de datos experimentales, y la ecuación 39, puede utilizarse para calcular la viscosidad μ_0 a la temperatura del fluido a la entrada T_0 y la viscosidad del fluido μ_w a la temperatura de pared T_w , ahora sabiendo que:

$$\mu_0 = A_1 * e^{-B_1*T_0}, \quad \mu_w = A_1 * e^{-B_1*T_w} \quad (40) \text{ y } (41)$$

Manipulando las relaciones (39), (40), (41) se llega a:

$$\frac{\mu}{\mu_w} = e^{\ln\left(\frac{\mu_0}{\mu_w}\right) * \left(\frac{T-T_w}{T_0-T_w}\right)} \quad (42)$$

Definiendo la temperatura adimensional como se observa en la ecuación 44, se puede escribir:

$$\frac{\mu}{\mu_w} = e^{\ln\left(\frac{\mu_0}{\mu_w}\right) * \theta} = e^{B*\theta} \quad (43)$$

$$\theta = \frac{T-T_w}{T_0-T_w} \quad (44)$$

Donde $B = \ln\left(\frac{\mu_0}{\mu_w}\right)$, es un parámetro adimensional que toma en cuenta la variación de la

viscosidad de forma exponencial con respecto a la temperatura de esta forma queda definido el parámetro B (Rosales, 2008), el cual puede sustituir al grupo adimensional obtenido

empíricamente que considera la variación de la viscosidad (μ_0/μ_w) quedando la ecuación 38 de la siguiente forma

$$Nu = f(Re, Pr, \frac{L}{D}, B) \quad (45)$$

Cabe destacar que para el caso de estudio como se está trabajando con fluidos altamente viscosos (crudos extrapesados), se pueden combinar los grupos adimensionales número de Reynolds (Re), número de Prandtl (Pr) y L/D para obtener al número de Graetz, quedando la ecuación 45 de la siguiente forma (Rosales, 2008).

$$Nu = f(Gz, B) \quad (46)$$

Como se explicó anteriormente solamente basta con variar al grupo adimensional de número de Graetz (Gz) para obtener distintos valores del número de Nusselt, ahora cuando se considera que la diferencia de la temperatura en el sistema es elevada, se logra el mismo efecto solamente con variar el valor del parámetro que relaciona la variación de la viscosidad (B). De tal forma que el número de Nusselt (Nu) depende ahora del número de Graetz y del parámetro que relaciona la variación de la viscosidad (B).

Otro análisis dimensional que debe realizarse es para el cálculo de la fuerza (o el f que es el factor de fricción) que ejerce el fluido sobre una superficie, la cual depende de las siguientes variables: velocidad media V_m , densidad ρ , viscosidad μ , conductividad térmica k , capacidad calorífica C_p , diámetro D , y longitud L ; esto se puede ver en la ecuación 47. La fuerza es función de la capacidad calorífica y de la conductividad térmica debido a que al realizar el análisis dimensional a partir de las ecuaciones diferenciales se observa que al variar la viscosidad en función de la temperatura la ecuación de diferencial de energía y de cantidad de movimiento se encuentran acopladas.

$$f = f(V_m, \rho, \mu_0, \mu_w, k, c_p, D, L) \quad (47)$$

Al realizar el análisis dimensional como se dijo anteriormente a partir de las ecuaciones diferenciales se puede reducir la ecuación 46 a su forma equivalente

$$f = f\left(Re, Pr, \frac{L}{D}, \frac{\mu_0}{\mu_w}\right) \quad (48)$$

De igual forma como se explicó anteriormente para flujos altamente viscosos se pueden combinar los grupos adimensionales presentes para obtener al grupo adimensional de número Graetz, así como se pudo incorporar el parámetro que considera la variación de la viscosidad quedando la ecuación 48 de la siguiente forma

$$f = f(Gz, B) \quad (49)$$

Cabe destacar que esta reducción se realizó con el mismo fin que la anterior, lográndose de esta manera que el factor de fricción dependa de la variación de número de Graetz y del parámetro que relaciona la variación de la viscosidad (B).

IV.5 Resultados obtenidos a través del software ANSYS® CFX™.

Una vez creado el archivo en el CFX-Pre, se cargó como se mencionó anteriormente, en el solucionador del CFD, el cual trabajó siguiendo los pasos explicados anteriormente en la metodología. Luego de que el solucionador del CFD realizó el proceso iterativo, los resultados se visualizaron en el postprocesador.

IV.5.1 Refinamiento de malla.

Es importante resaltar que para la obtención de los resultados reportados, se debió realizar varias simulaciones, donde el único factor sometido a cambio, fue el número de elementos que poseía la malla (refinamiento de malla), a fin de poder obtener

distintos valores donde al comparar entre ellos, la variación encontrada no fuese superior a un 2%.

El refinamiento de malla se realizó variando de forma independiente, los parámetros que influyen en la cantidad y tipo de los elementos, que se tienen radialmente y axialmente; Primero se hizo el refinamiento radial el cual consistió en variar la cantidad y tipo de los elementos que se tienen en la región estructurada, provocando que la zona desestructurada sufriera un reordenamiento automático de sus elementos; posteriormente se realizó el refinamiento axial, el cual consistió en variar la profundidad de los elementos a lo largo de la geometría, este paso pudo ser logrado al dividir la longitud de la figura en segmentos de igual tamaño.

Debe señalarse que al momento de realizar ambos refinamientos, se debió cuidar que los ángulos internos de los hexaedros y los tetraedros (forma geométrica de los elementos de la malla) no fueran agudos, ya que esto traía problemas de convergencia al momento de llevar a cabo la simulación. También se debió tomar en cuenta al refinar la parte estructurada de la malla, el espesor de la capa límite térmica, puesto que la misma debía permanecer en su totalidad dentro de la zona estructurada, esto con el fin de optimizar los resultados.

Es relevante mencionar que al realizar el refinamiento de la malla para la obtención de los distintos valores, el número de nodos era muy elevado (mayor a 3000000), razón por lo que se decidió utilizar simetría de $\frac{1}{4}$ en la figura. Esta consideración ocasionó una disminución considerable en el número de nodos (menor a 800000) y permitió poder refinar aún más la malla, logrando obtener resultados más precisos. Esta premisa fue tomada para las tres geometrías en estudio. En las figura 28, 29 y 30 puede observarse la simetría de $\frac{1}{4}$ en las geometrías de placas planas paralelas, cilindro y tubo anular respectivamente, con mallas híbridas.

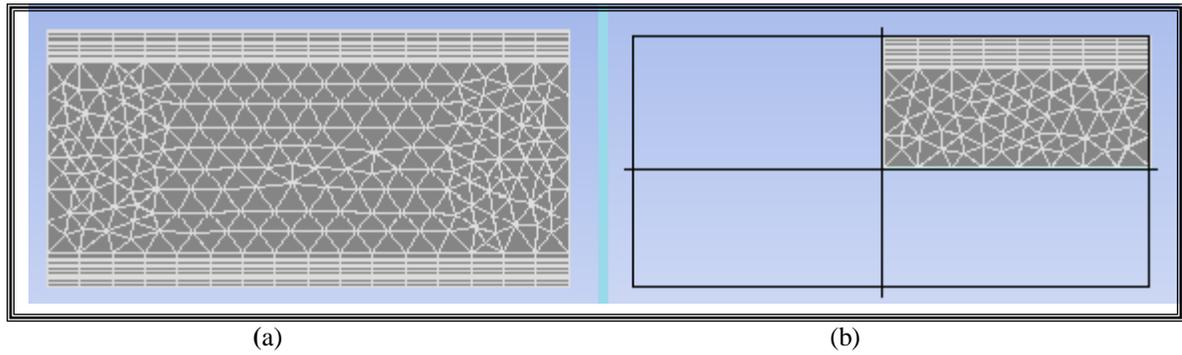


Figura 28. (a) Corte frontal de la geometría de placas planas paralelas con una malla mixta. (b) Vista de la simetría 1/4 de la geometría de placas planas paralelas con una malla mixta.

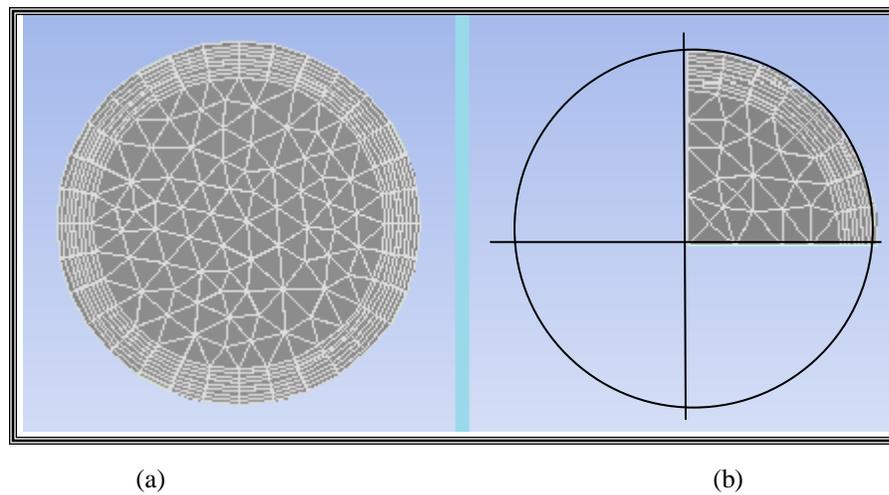


Figura 29. (a) Corte frontal de la geometría cilíndrica con una malla mixta. (b) Vista de la simetría 1/4 de la geometría cilíndrica con una malla mixta.

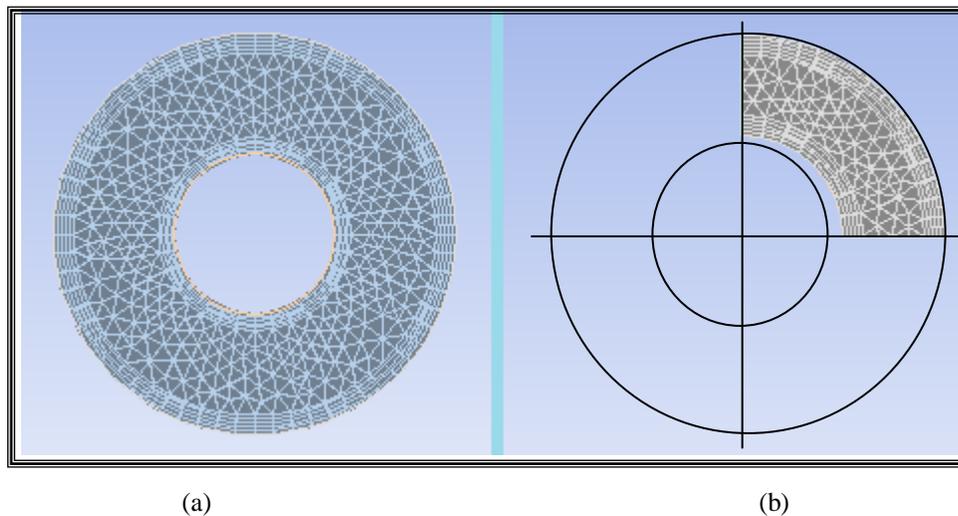


Figura 30. (a) Corte frontal de la geometría de tubo anular con una malla mixta. (b) Vista de la simetría 1/4 de la geometría de tubo anular con una malla mixta.

IV.5.2 Resultados presentados a través de perfiles de velocidad y temperatura.

Cada uno de los perfiles de velocidad presentados a lo largo de este capítulo, fueron divididos por 3 tramos; el primero representa la entrada del fluido al sistema (0m a 1m), el segundo tramo se ubica en el medio de la figura justo cuando el fluido ha recorrido la mitad del trayecto (5m a 6 m), y el tercer y último tramo constituye la salida del fluido de la geometría (9m a 10m). Los resultados se presentan de esta manera con el fin de poder estudiar los cambios generados en el perfil de velocidad, cuando el fluido ha recorrido la totalidad del sistema.

Para el caso de los perfiles de temperatura, estos fueron presentados de la misma forma que los perfiles de velocidad, en tres tramos, sólo que para este caso se tomó una distancia de 0.5m en cada tramo, es decir, el primero tomado desde 0m a 0.5m, el segundo de 5m a 5.5m y el último tramo de 9.5m a 10m. Los perfiles se presentan de esta forma, con el fin de poder estudiar la formación de la capa límite térmica cuando la temperatura varía a lo largo de la geometría.

A continuación pueden observarse los perfiles de velocidad y temperatura cuando se tiene el caso de propiedades constantes y cuando se considera la variación de la viscosidad en función de la temperatura, variando los valores del parámetro B, para cada geometría y cada valor de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ (0.02; 0.03 y 0.05).

IV.5.2.1 Resultados obtenidos para el caso de propiedades constantes.

Para presentar los resultados para un flujo con propiedades constantes, se hizo una comparación de los perfiles (velocidad y temperatura) obtenidos por cada longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ (0.02; 0.03 y 0.05), posteriormente se presentan por geometría (placas planas paralelas, cilíndricos y anular). La comparación se hizo con el fin de poder observar los cambios en el desarrollo de la capa límite térmica, al variar la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de tal forma de estar cerca de la zona de desarrollo térmico.

Se presenta a continuación de la figura 31 a la 33, los perfiles de velocidad para placas planas paralelas a propiedades constantes.

IV.5.2.1 .1 Geometría de placas planas paralelas

Perfiles de velocidad para longitudes axiales adimensionales elevadas a la 1/2 de 0.02/0.03/0.05 respectivamente:

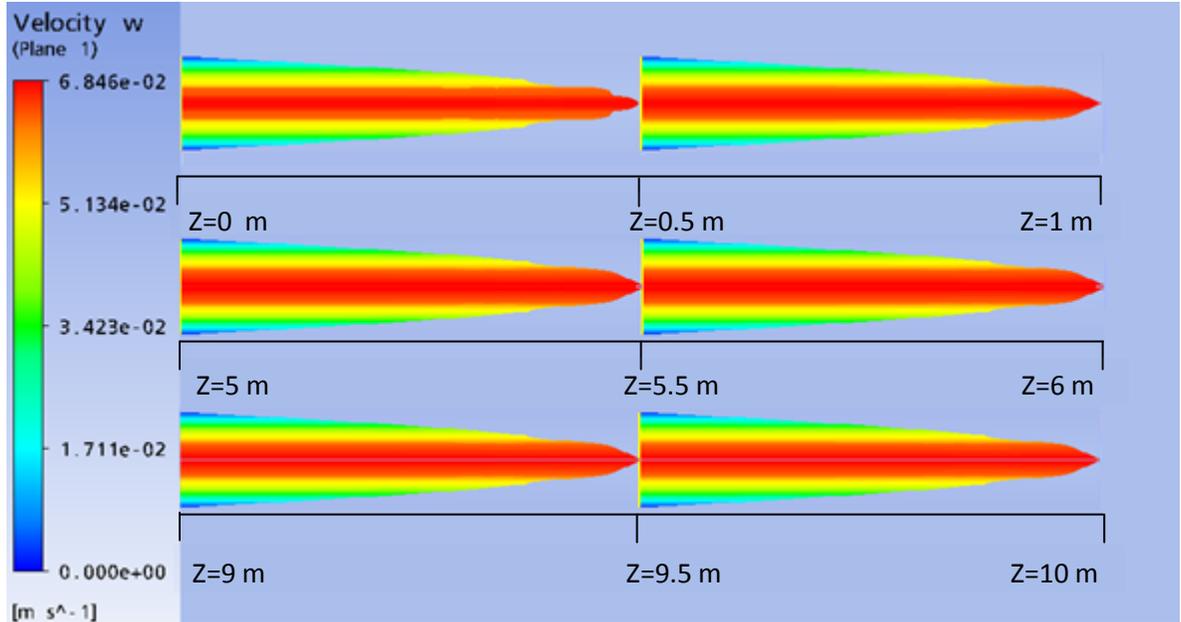


Figura 31. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a propiedades constantes.

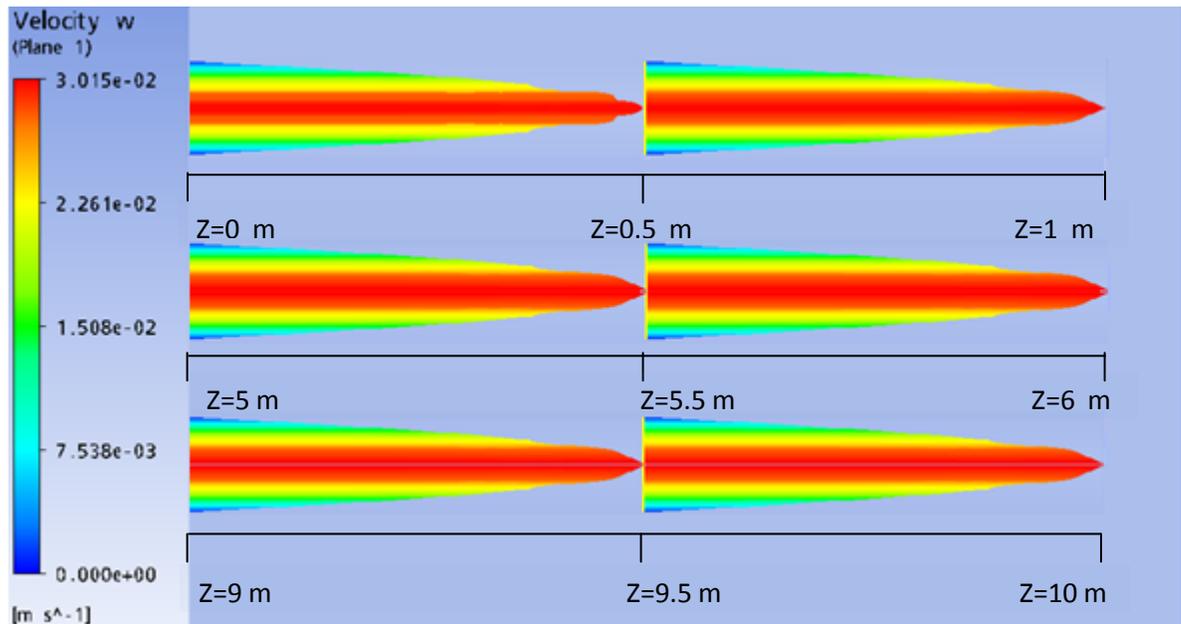


Figura 32. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a propiedades constantes.

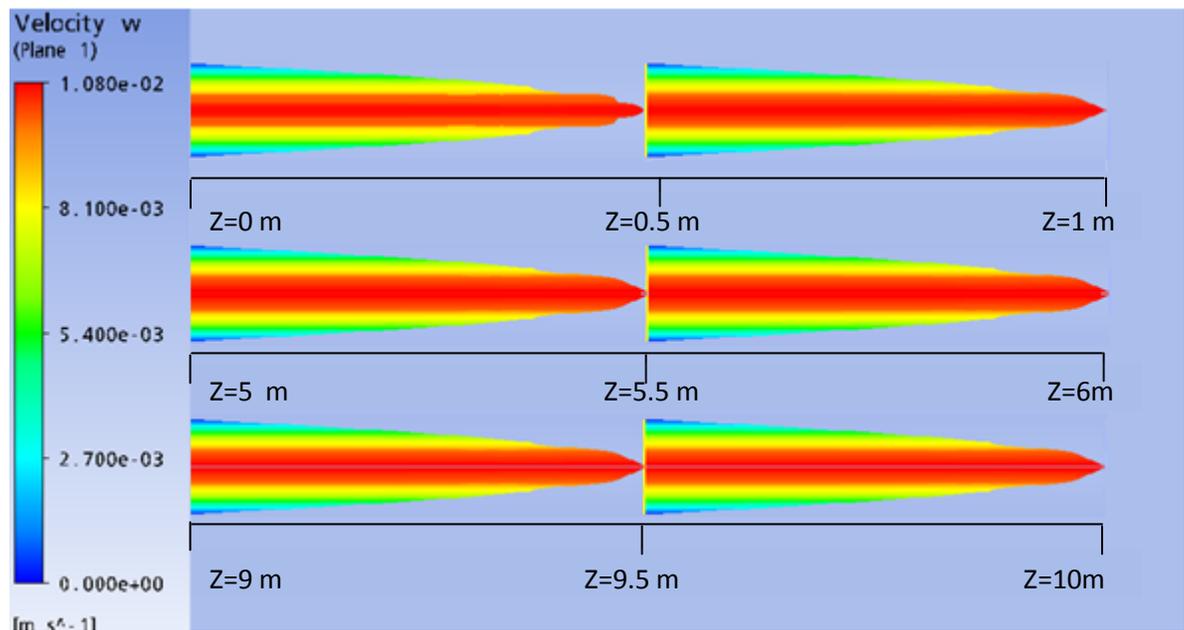


Figura 33. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a propiedades constantes.

Al observar los perfiles presentados en la figura 31, puede verse que los mismos no presentan variación a lo largo del trayecto recorrido por el fluido, es decir el perfil de velocidad es igual para cada tramo de la geometría. Este efecto se atribuye a que las propiedades termofísicas del fluido son constantes, por lo que al no existir ningún cambio en las mismas, el flujo mantiene su comportamiento de flujo desarrollado hidrodinámicamente, que le permite a su vez mantener constante la velocidad máxima en todo el recorrido.

Puede notarse que las figuras 32 y 33, presentan el mismo comportamiento que la figura 31, teniendo como única diferencia que el valor máximo de velocidad alcanzado es diferente para cada caso, esto debido a que cada número de Graetz depende de un valor de velocidad media distinto.

Es importante destacar que según lo reportado en la bibliografía, al trabajar con un fluido laminar desarrollado hidrodinámicamente en flujo entre placas, se espera que

los perfiles de velocidad obtenidos sean parabólicos (Bird R., *et. al.*, 2006), esta conducta puede verse en los perfiles de las tres figuras descritas anteriormente.

A continuación se presentan las figuras 34, 35, y 36, correspondientes a los perfiles de temperatura para placas planas paralelas a propiedades constantes.

Perfiles de temperatura para longitudes axiales adimensionales elevadas a la 1/2 de 0.02/0.03/0.05 respectivamente:

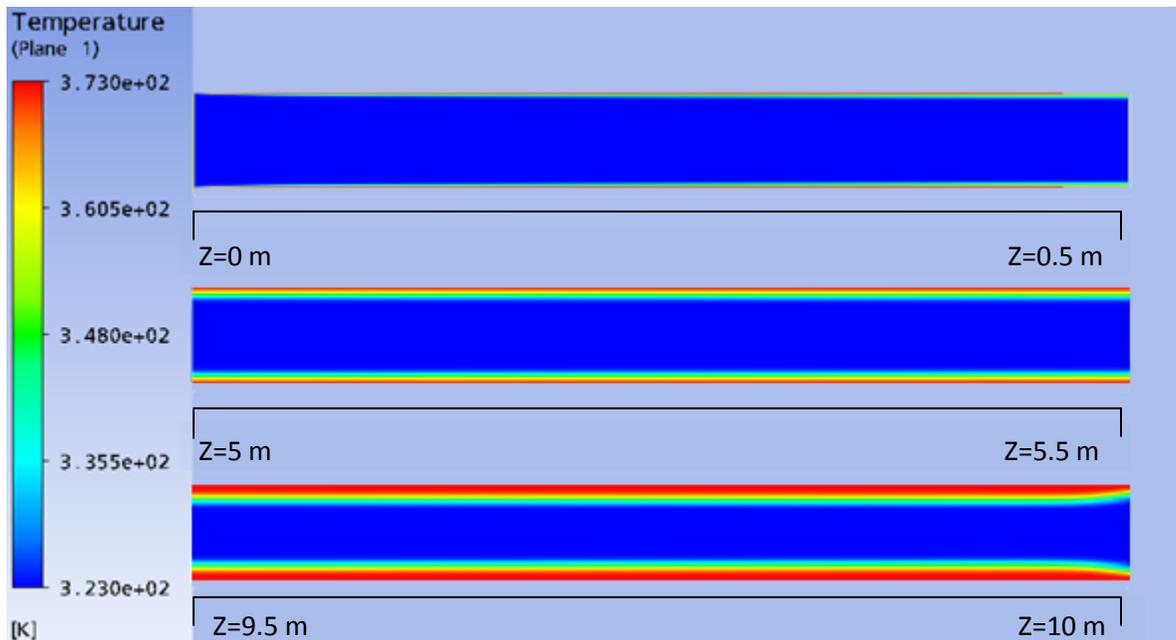


Figura 34. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a propiedades constantes.

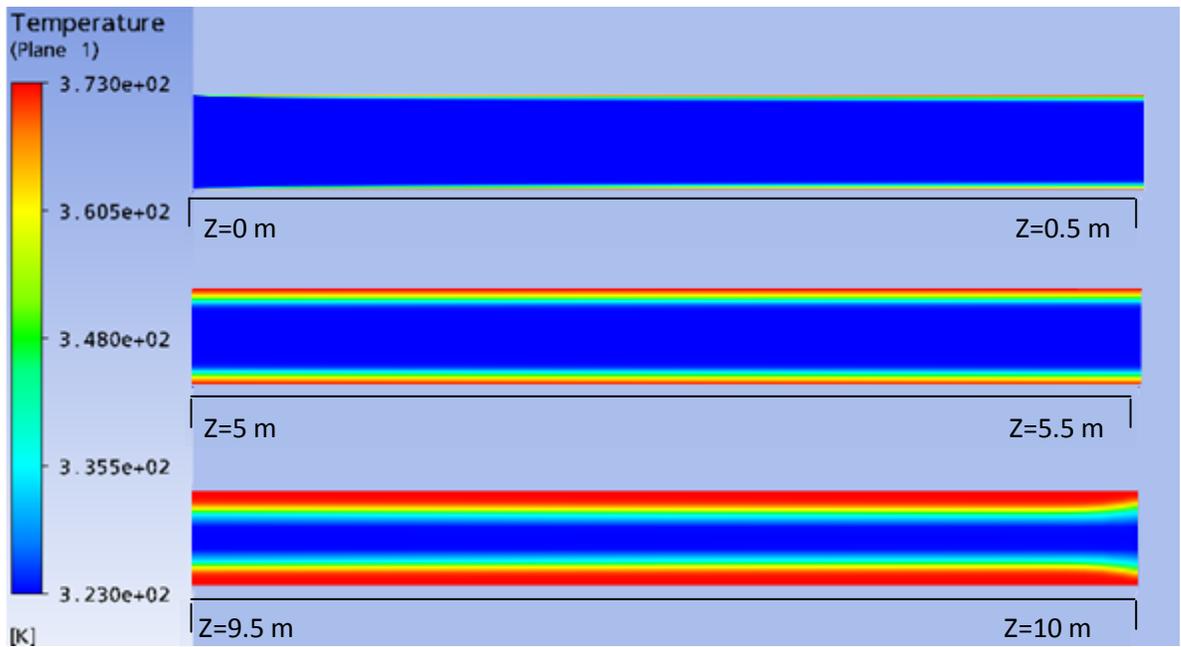


Figura 35. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a propiedades constantes.

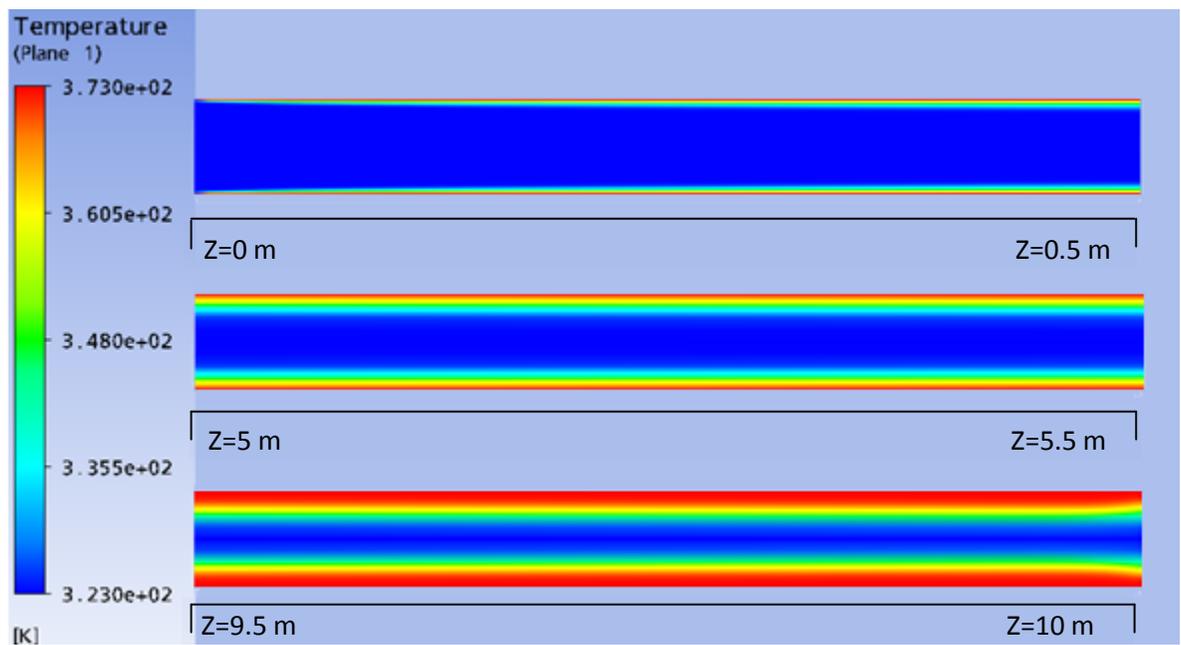


Figura 36. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a propiedades constantes.

Al ver los perfiles presentados en la figura 34, puede observarse como el espesor de la capa límite térmica aumenta a medida que el fluido circula a través del sistema, comportamiento que puede corroborarse al ver los tres tramos de la figura; este efecto de transferencia de calor, se debe a la diferencia de temperatura que existe entre la temperatura de entrada y la temperatura de pared; de igual forma puede notarse que para el primer tramo que representa la entrada del fluido al sistema, la capa límite térmica comienza a formarse inmediatamente.

Puede verse que las figuras 35 y 36, presentan el mismo comportamiento que la figura 34, teniendo como diferencia que el espesor de la capa límite térmica de la figura 35 es mayor que el de la figura 34, y a su vez que el de la Figura 36, es mayor que el de las figuras anteriores, es decir los espesores de capa límite de la figura 36 > figura 35 > figura 34; este hecho se debe a que al aumentar la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, el cual representa como se dijo anteriormente al inverso del número de Gratez, se tiende a estar más cerca de la zona de desarrollo de la capa límite térmica.

Es importante destacar que al observar las figuras, la capa límite térmica se ve representada por la zona comprendida desde la región de color rojo (temperatura de la pared= 373K), hasta donde empieza el color azul oscuro (temperatura de entrada=323K). De esto puede concluirse que, para ninguna de las figuras se ha logrado alcanzar el desarrollo de la capa límite térmica, puesto que aún queda fluido en el centro que no se ha visto influenciado por los gradientes de temperatura (color azul oscuro), esto confirma el hecho de estar trabajando en la región de entrada. Este efecto también se debe a que la conductividad térmica que presenta el fluido es pequeña con respecto a la conductividad térmica del agua, por lo que la transferencia de calor por conducción se lleva a cabo de forma lenta.

Seguidamente se presentan las figuras 37, 38 y 39, donde se muestran los perfiles de velocidad para cilindro a propiedades constantes.

IV.5.2.1.2 Geometría cilíndrica

Perfiles de velocidad para longitudes axiales adimensionales elevadas a la 1/2 de 0.02/0.03/0.05 respectivamente:

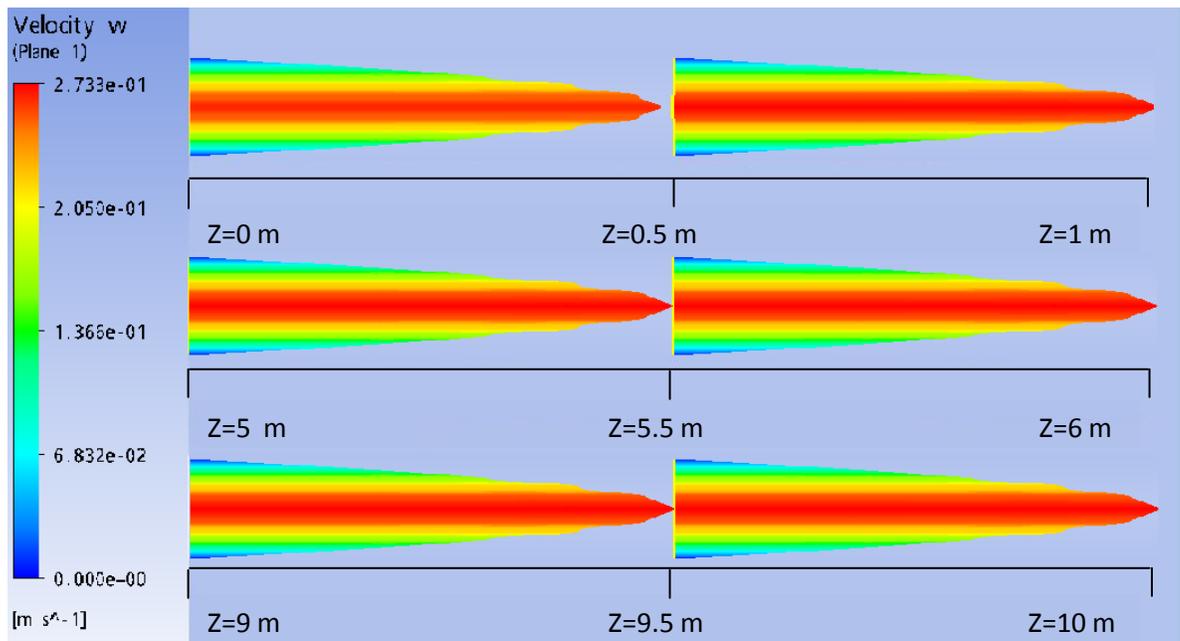


Figura 37. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a propiedades constantes.

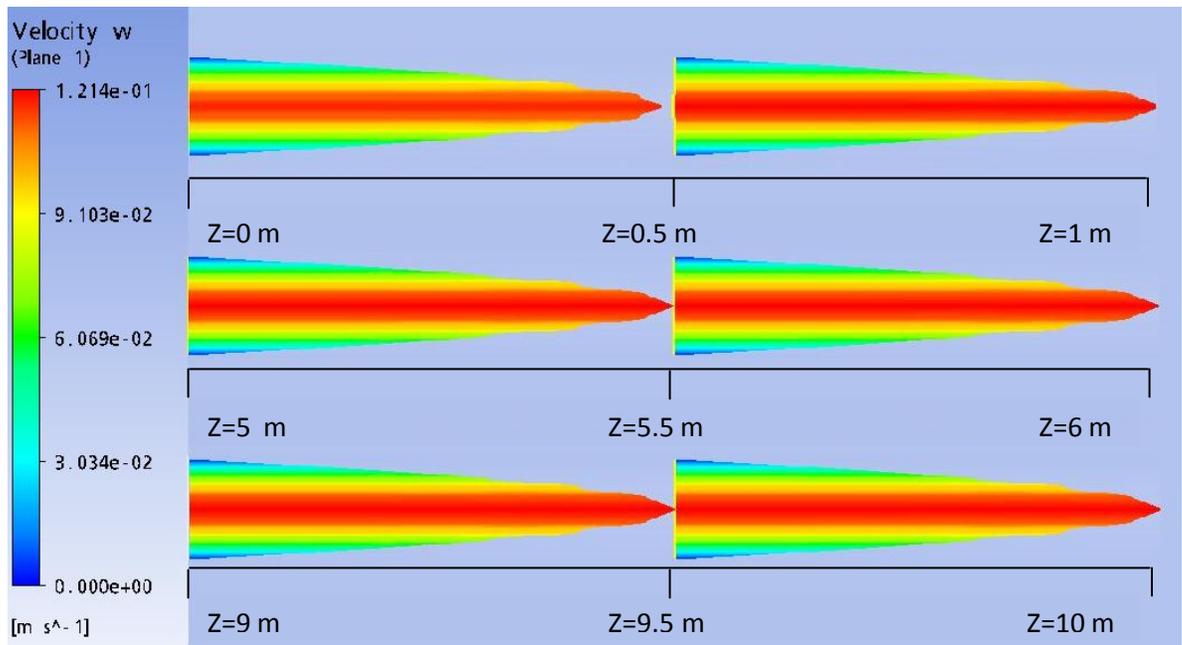


Figura 38. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a propiedades constantes.

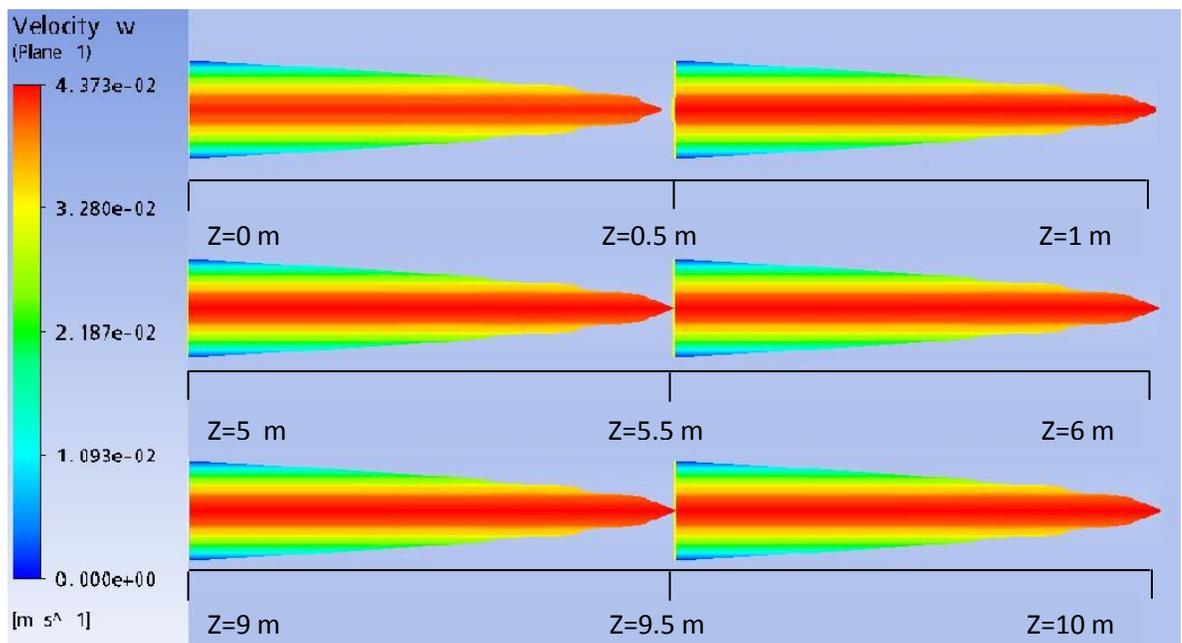


Figura 39. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a propiedades constantes.

En la figura 37, puede observarse que los perfiles de velocidad no presentaron ninguna deformación durante el recorrido del fluido por la geometría, es decir el perfil de velocidad es igual en cada tramo de la figura. El comportamiento que se exhibe para esta geometría es similar al observado en placas planas paralela, esto se atribuye a que las propiedades termofísicas del crudo son constantes; en otras palabras, si no existe ningún cambio en las propiedades, el perfil de velocidad del fluido muestra una conducta uniforme, lo que le permite mantener la velocidad máxima constante en todo el recorrido.

Para las figuras 38 y 39, se puede observar un comportamiento análogo al de la figura 37, solo que para cada caso, el valor máximo de velocidad alcanzado es diferente, esto debido a que cada figura está desarrollada para un número de Graetz distinto. Se hace significativo señalar que, cuando se tiene un fluido laminar se espera que los perfiles de velocidad generados sean parabólicos, esta conducta es propia de los perfiles que se presentan en las tres figuras descritas anteriormente.

En las siguientes figuras 40, 41 y 42, se presentan los perfiles de temperatura para cilindro a propiedades constantes.

Perfiles de temperatura para longitudes axiales adimensionales elevadas a la 1/2 de 0.02/0.03/0.05 respectivamente:

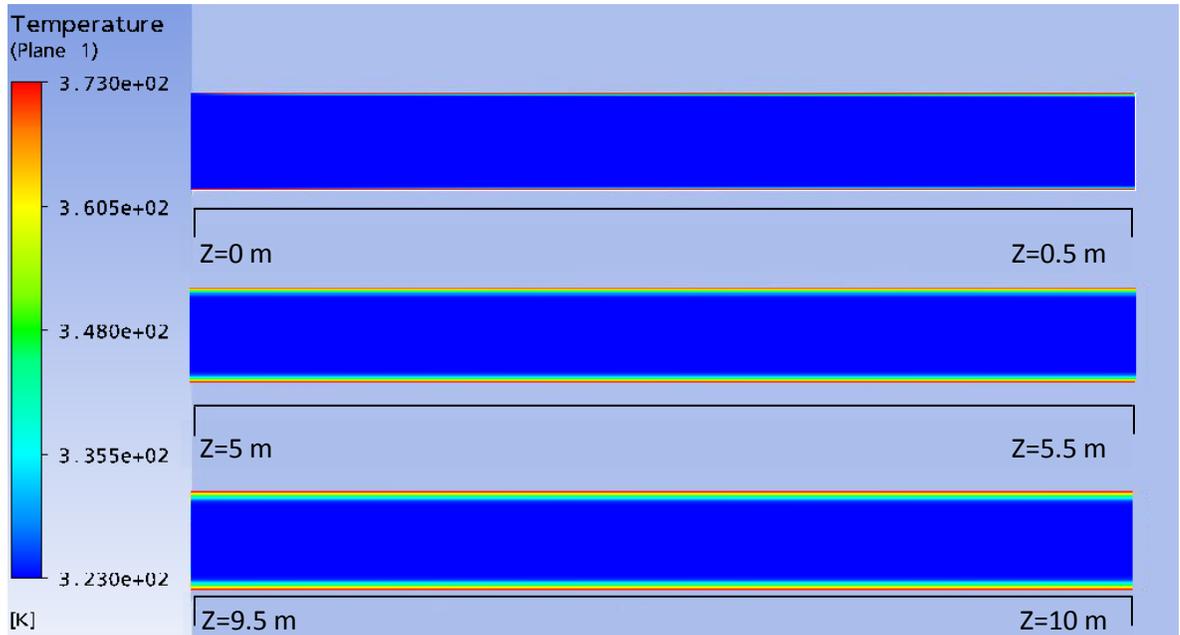


Figura 40. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a propiedades constantes.



Figura 41. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a propiedades constantes.

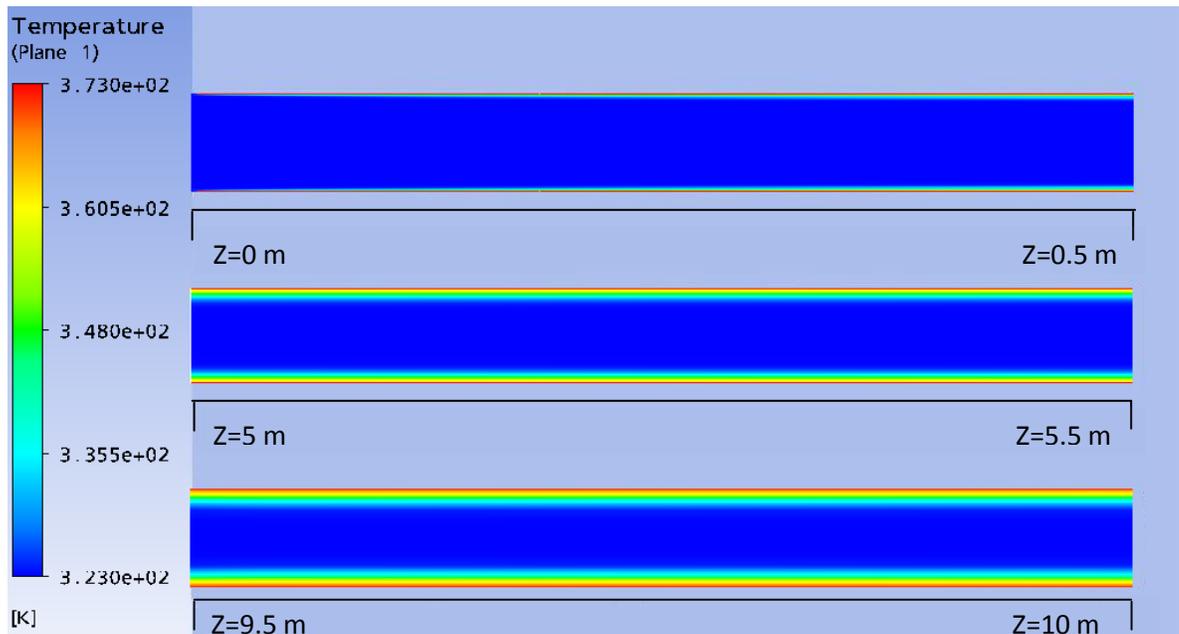


Figura 42. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a propiedades constantes.

En la figura 40, puede observarse como el espesor de la capa límite térmica aumenta a medida que el fluido circula a través del sistema, esta conducta se atribuye a la existencia de un gradiente de temperatura formado por la diferencia que existe entre la temperatura de entrada y la temperatura de pared. Para las figuras 41 y 42, se presenta un comportamiento igual al de la figura 40, teniendo solo como diferencia el espesor de la capa límite térmica formada en cada caso.

Como puede observarse el comportamiento encontrado en el cilindro es similar al presentado para placas planas paralelas, donde puede mencionarse como punto importante que para ninguna de las figuras (40, 41 y 42), al igual que en placas, se ha logrado alcanzar el desarrollo de la capa límite térmica, hecho ocasionado por estar trabajando en la región de entrada, y como se mencionó anteriormente por el valor pequeño de conductividad térmica.

A continuación se presentan las figuras 43, 44 y 45, los perfiles de velocidad para tubo anular a propiedades constantes.

IV.5.2.1.3 Geometría anular

Perfiles de velocidad para longitudes axiales adimensionales elevadas a la 1/2 de 0.02/0.03/0.05 respectivamente:

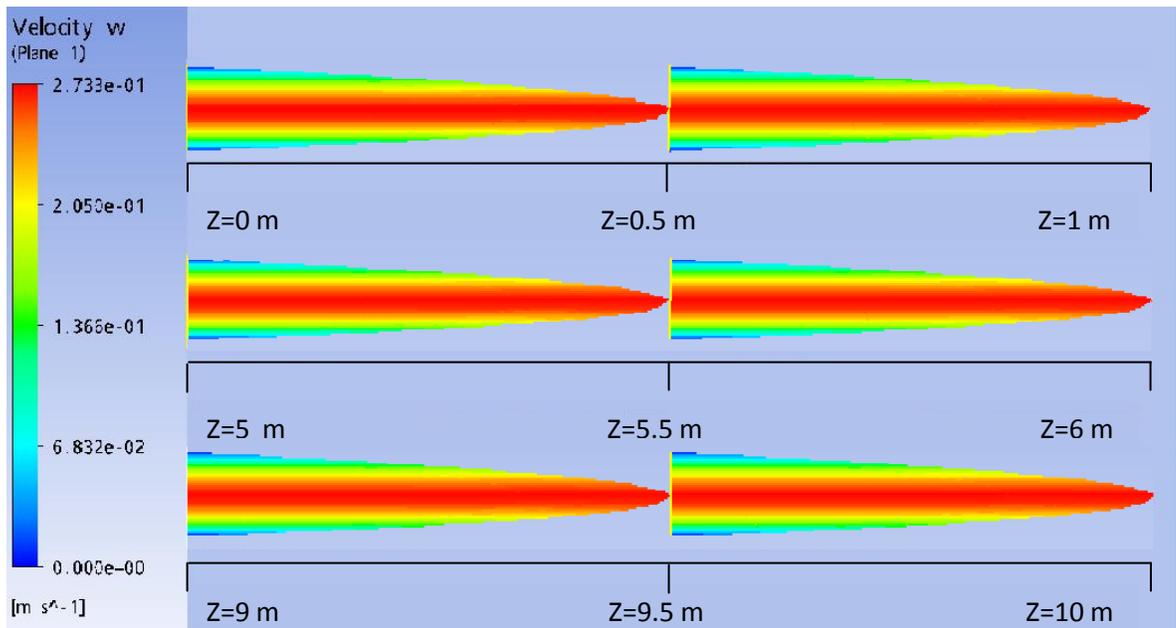


Figura 43 Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a propiedades constantes.

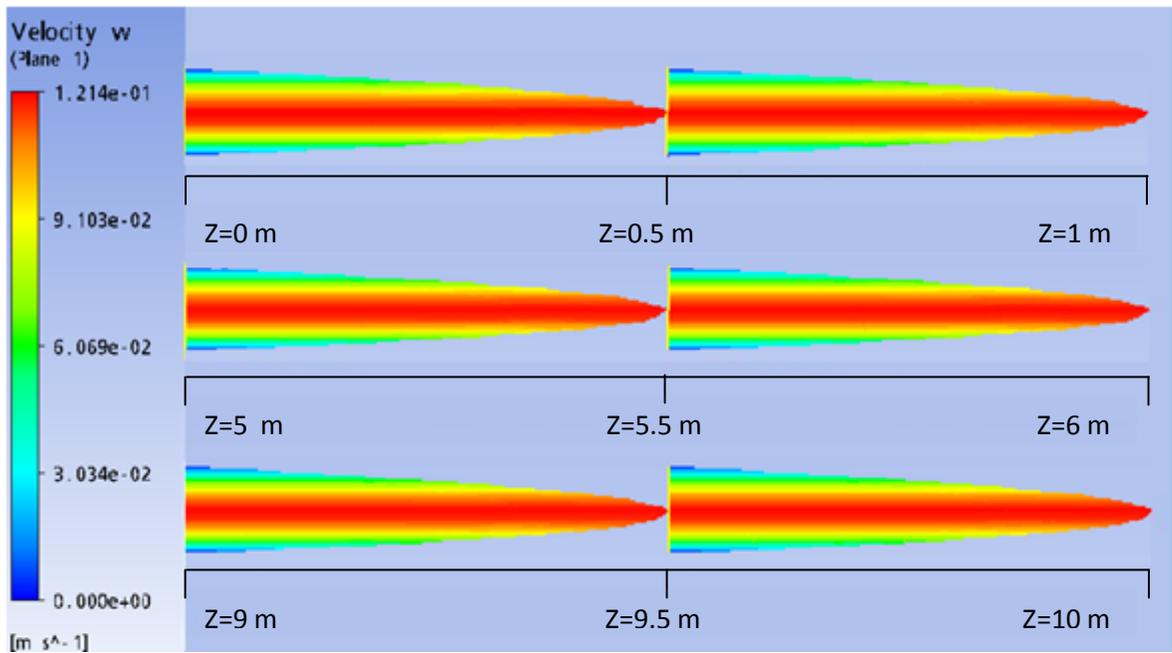


Figura 44. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a propiedades constantes.

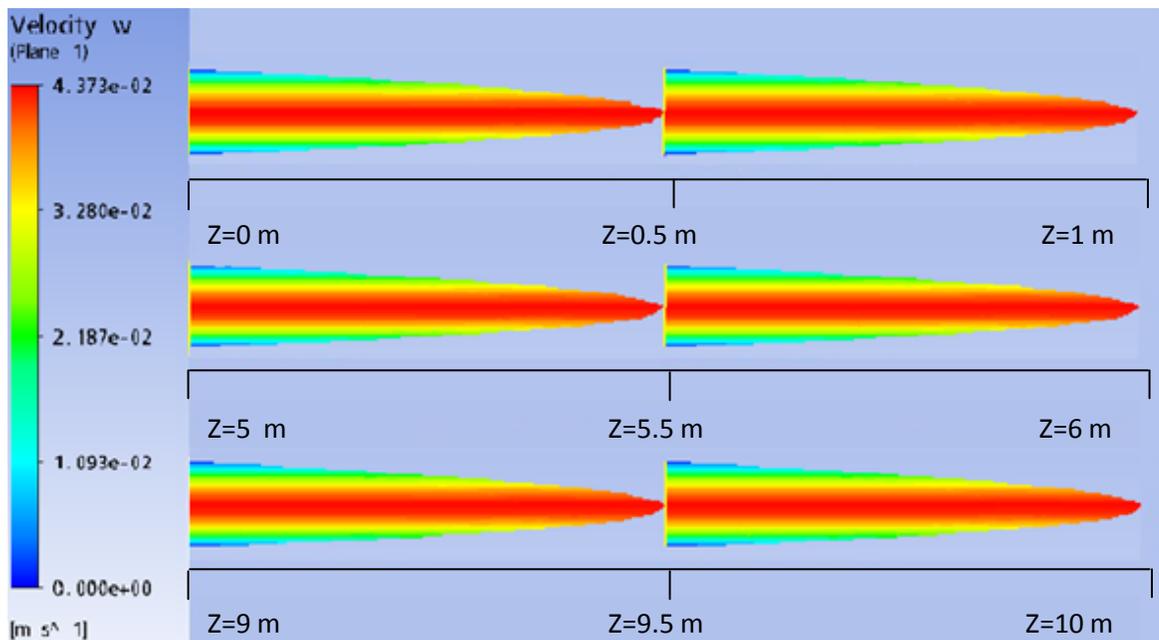


Figura 45. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a propiedades constantes.

Para el caso en que se tiene un tubo anular con un fluido de comportamiento laminar, e hidrodinámicamente desarrollado, los perfiles de velocidad obtenidos son logarítmicos (parábola distorsionada) (Bird R., *et. al.*, 2006), esta conducta es similar en las tres figuras presentadas.

En la figura 43, 44 y 45 puede verse que los perfiles de velocidad, como en los casos anteriores (placas planas paralelas y cilindro), no presentan deformación a lo largo del trayecto recorrido por el crudo, este efecto esta argumentado en que las propiedades termofísicas del fluido son constantes, permitiendo mantener la velocidad máxima constante en todo el recorrido. Es importante resaltar que la única discrepancia encontrada entre las tres figuras (43, 44 y 45) es que el valor máximo de velocidad alcanzado para cada uno es diferente, esto debido a que como se mencionó inicialmente, cada número de Graetz depende de un valor de velocidad media distinto.

A continuación se presentan las figuras 46, 47 y 48, los perfiles de temperatura para tubo anular a propiedades constantes.

Perfiles de temperatura para longitudes axiales adimensionales elevadas a la 1/2 de 0.02/0.03/0.05 respectivamente:

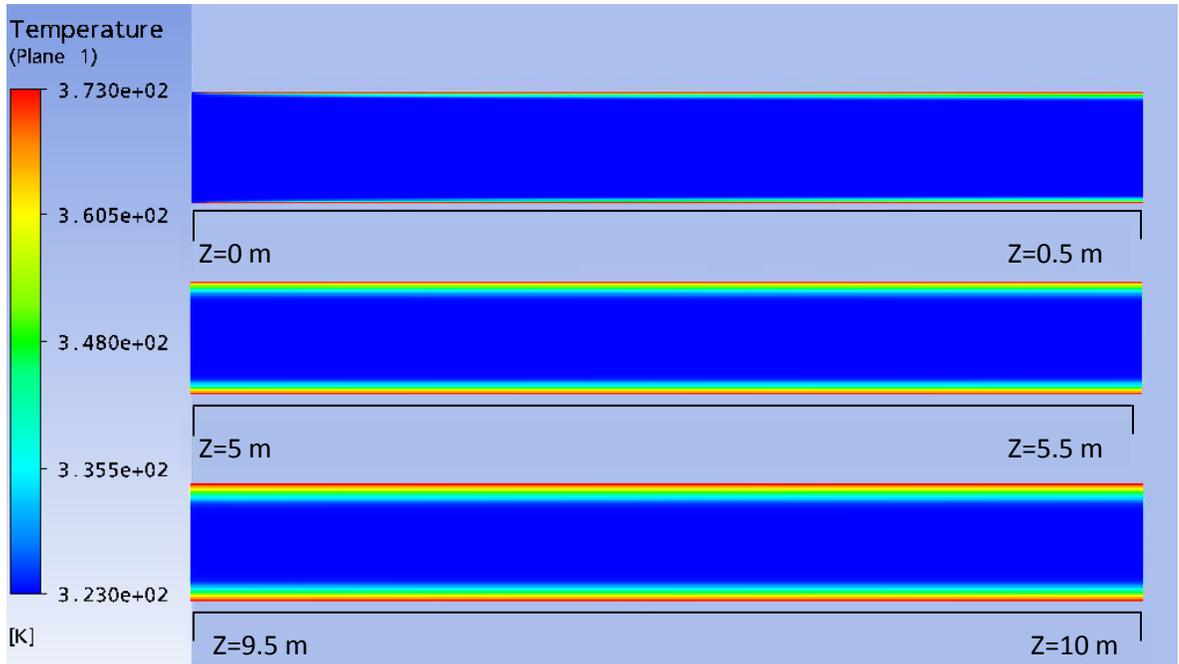


Figura 46. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a propiedades constantes.

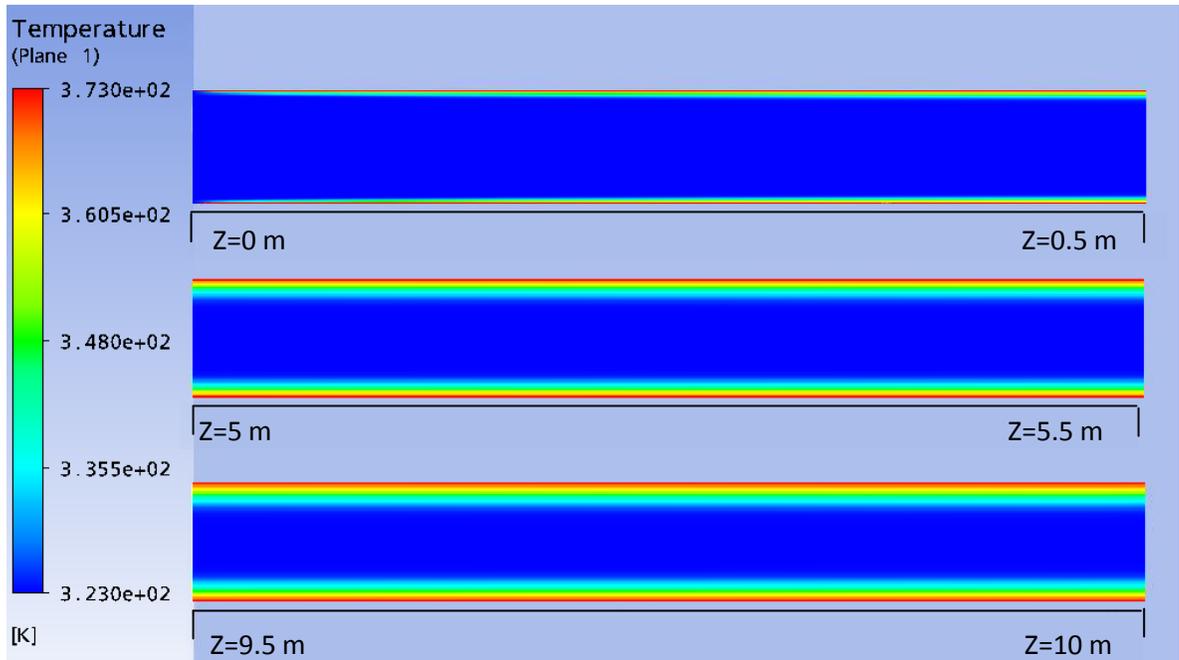


Figura 47. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a propiedades constantes.

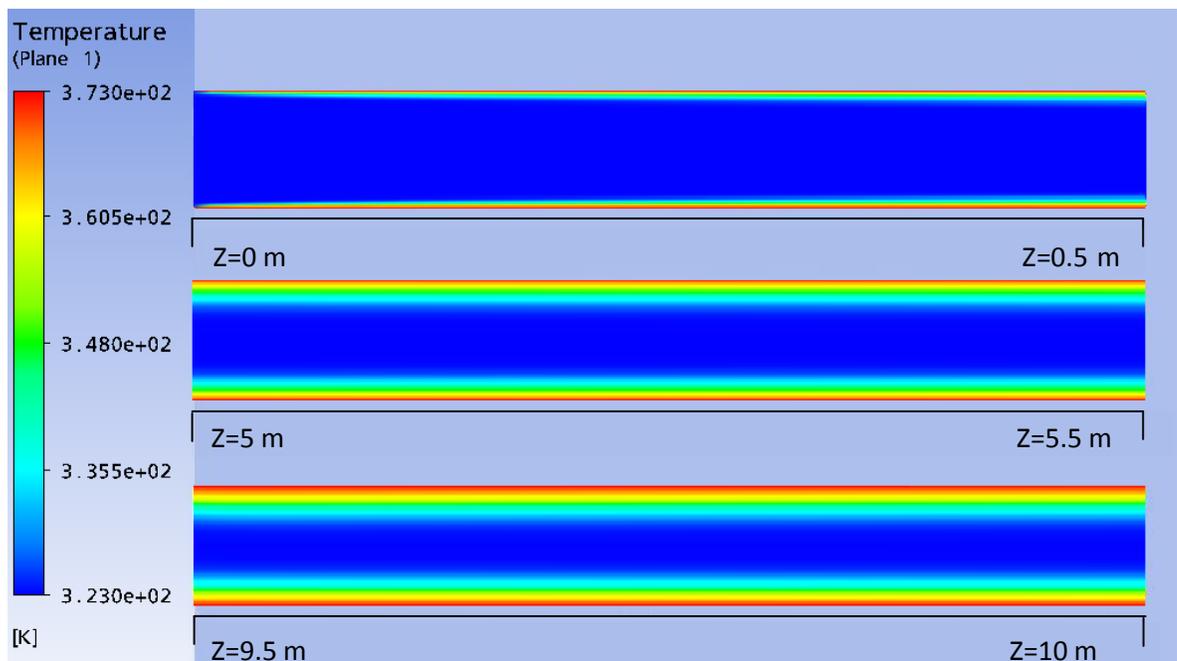


Figura 48. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a propiedades constantes.

En general, el comportamiento encontrado en tubo anular es equivalente al hallado en placas planas paralelas y cilindro, lo que hace concluir que la geometría no está ejerciendo influencia sobre la formación de la capa límite térmica. En conclusión, puede resumirse que para tubo anular, al igual que las dos anteriores geometrías, se presenta qué:

- ✓ En las figuras 46, 47 y 48 el espesor de la capa límite térmica aumenta a medida que el fluido circula a través del sistema, efecto ocasionado por los gradientes de temperatura existentes.
- ✓ En la entrada del fluido al sistema, la capa límite térmica se forma inmediatamente.
- ✓ Las figuras 46, 47 y 48 difieren en el espesor de la capa límite térmica, siendo: figura 48 > Figura 47 > figura 46 , este hecho se debe a que al aumentar la longitud axial adimensional se tiende a estar más cerca de la zona de desarrollo de la capa límite térmica.

- ✓ En ninguna de las figuras se logró alcanzar el desarrollo de la capa límite térmica, esto confirma el hecho de estar trabajando en la región de entrada.

IV.5.2.2 Resultados obtenidos para el caso en que la viscosidad varía en función de la temperatura.

Para presentar los resultados al utilizar la viscosidad variable con respecto a la temperatura, se hizo una comparación de los perfiles (velocidad y temperatura) obtenidos para una misma longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ cuando se varía la relación de viscosidad, es decir al utilizar distintos valores de B; esto a su vez fue dividido por geometrías. Esta comparación se realizó con el objetivo de poder observar la deformación del perfil de velocidad y la variación de la capa límite térmica, para una misma longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, y cuando se tienen distintos valores del parámetro B (grupo adimensional que representa la variación de la viscosidad).

A continuación se presentan las figuras 49, 50 y 51, en donde se muestran los perfiles de velocidad para placas planas paralelas, cuando la viscosidad varía en función de la temperatura, con valores del parámetro B igual a 1.38, 3 y 5; y para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, de 0.02.

IV.5.2.2.1 Geometría de placas planas paralelas

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02:

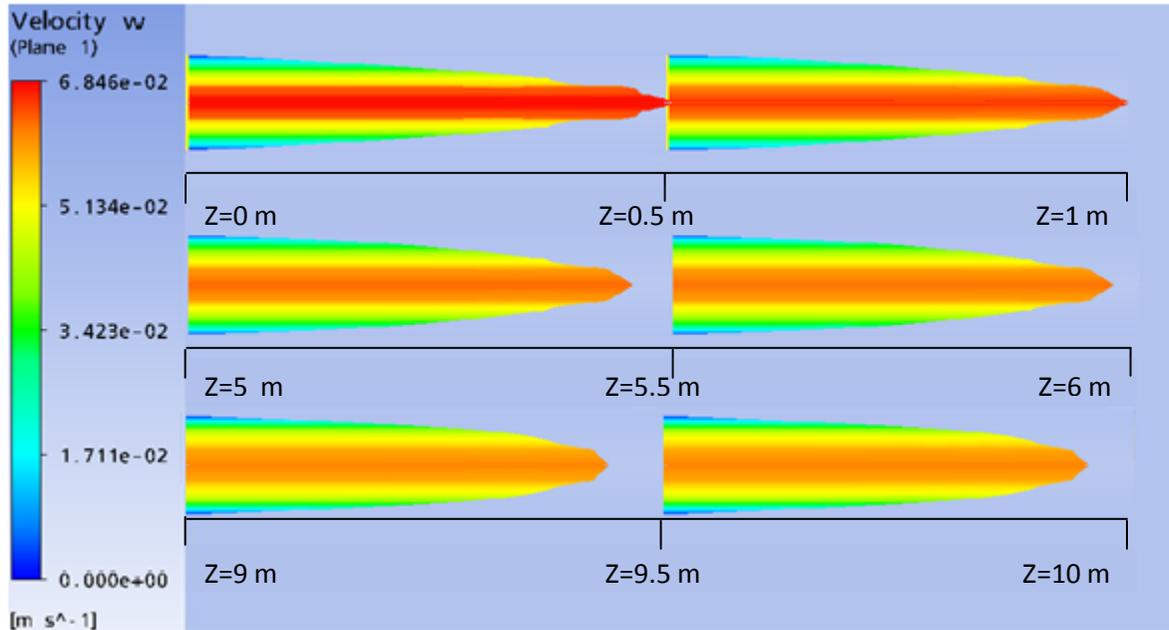


Figura 49. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=1.38$.

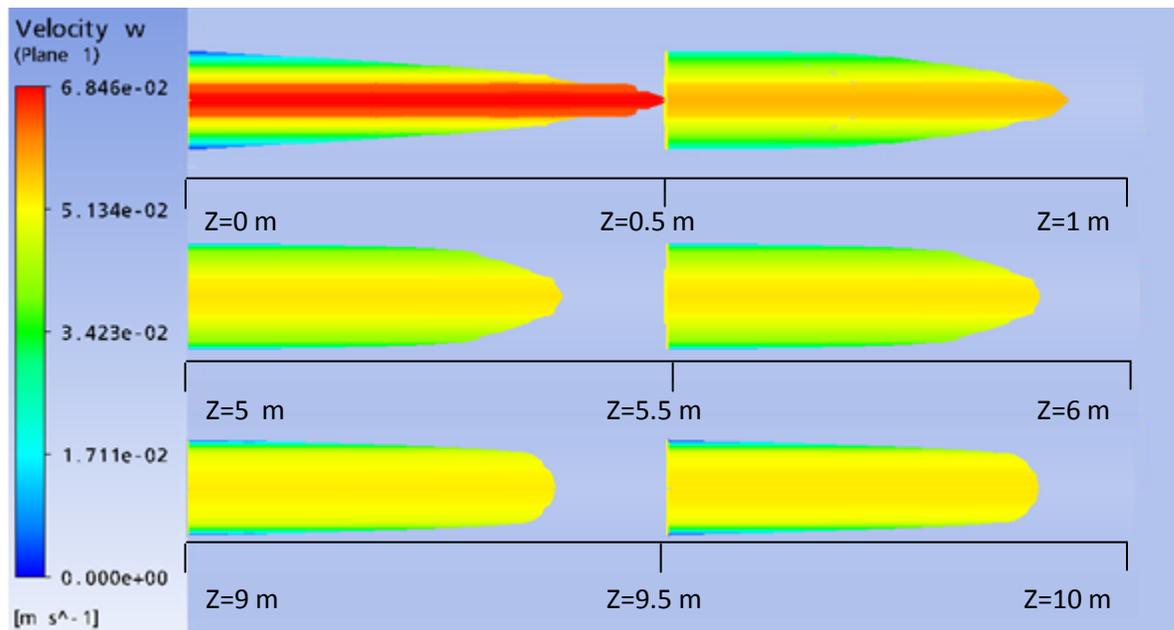


Figura 50. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=3$.

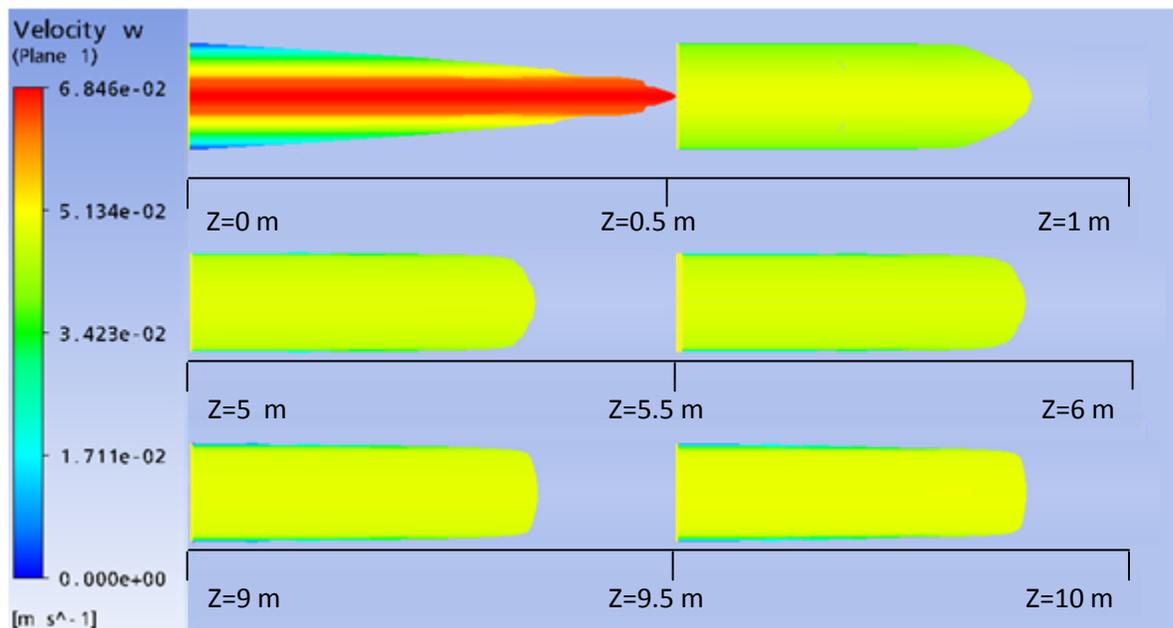


Figura 51. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=5$.

Al observar las figuras 49, 50 y 51 se puede apreciar como el perfil de velocidad para cada una, se va deformando a medida que el fluido transita por el conducto, lo cual permite ver más achatado el perfil de velocidad (disminución de la velocidad máxima) en cada tramo de la figura. Este efecto se debe al comportamiento de la viscosidad en la zona de la capa límite térmica, donde por disminución de esta propiedad, el fluido tiende a aumentar su velocidad en dicha región, lo que conlleva a un descenso de la velocidad en la zona central, garantizando de esta forma que se conserve así el caudal (Rosales, 2008). Puede resaltarse que para la figura 49, este comportamiento se presenta ligeramente, puesto que para este caso al tener un parámetro $B=1.38$ ($\mu_0=3.97\mu_w$), se tiene una temperatura de pared de 364 K (91°C), lo que representa que el cambio de la viscosidad es pequeño, haciendo que la deformación que sufre el perfil a lo largo del recorrido no sea significativo, aunque ya se comienzan a percibir los cambios de velocidad en la zona central como en la capa límite térmica.

Para los casos de la figura 50 y 51, en que el parámetro tiene un valor de $B=3$ ($\mu_0=20\mu_w$), y $B=5$ ($\mu_0=148.4\mu_w$), con temperaturas de pared de 413 K (140°C) y 474 K (201°C) respectivamente, los perfiles de velocidad presentan una deformación considerable, lo que se debe a que la viscosidad del fluido ha disminuido en mayor proporción al de la figura 49, siendo el cambio para $B=5$ más notable. Puede observarse en este sentido, como los perfiles se ven más achatados en estos casos, cumpliéndose así el efecto antes mencionado, es decir, la velocidad en el centro tiende a disminuir, mientras que la velocidad en los bordes tiende a aumentar, conducta que puede apreciarse en mayor proporción cuando se tienen parámetros de B elevados.

Cabe destacar, que para el caso en que se tiene mayor temperatura de pared, que en el centro del perfil, el fluido se asemeja a un flujo tapón, esto significa que no se ve afectado por gradientes de velocidad, por lo que puede fluir sin resistencia apreciable. Toda la resistencia de la transferencia de calor y de la transferencia de cantidad de movimiento se encuentran dentro de la capa límite térmica (Rosales, 2008).

A continuación se presentan las figuras 52, 53 y 54, en donde se muestran los perfiles de velocidad para placas planas paralelas, cuando la viscosidad varía en función de la temperatura, con valores de parámetros de 1.38, 3 y 5; y para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, de 0.03.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03:

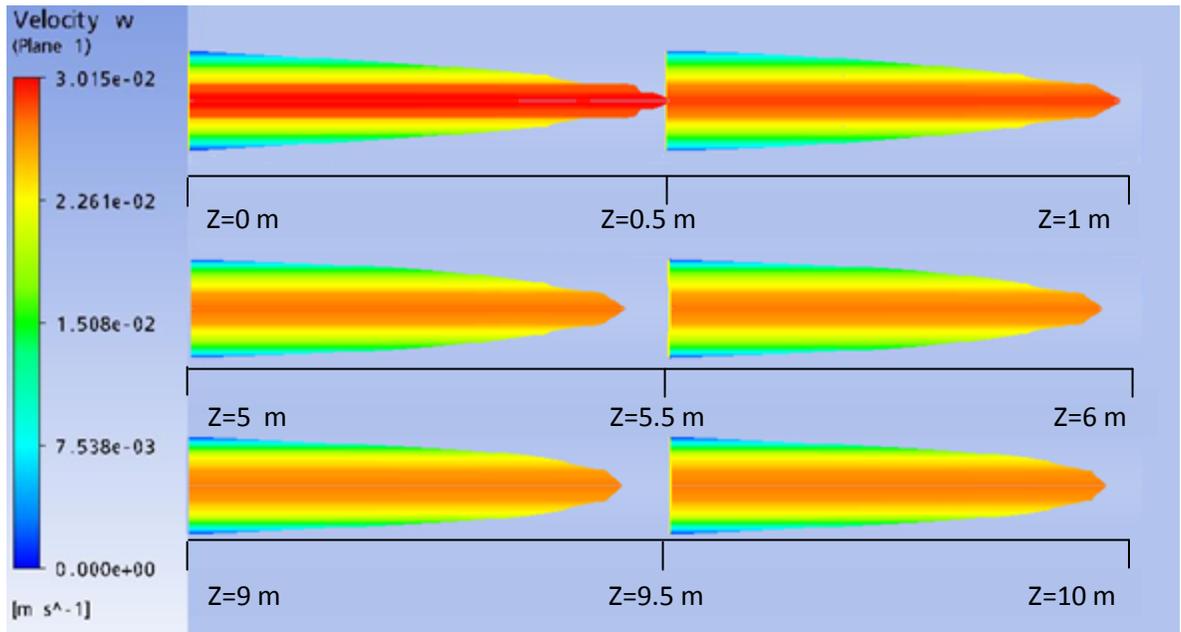


Figura 52. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a viscosidad variable con B=1.38

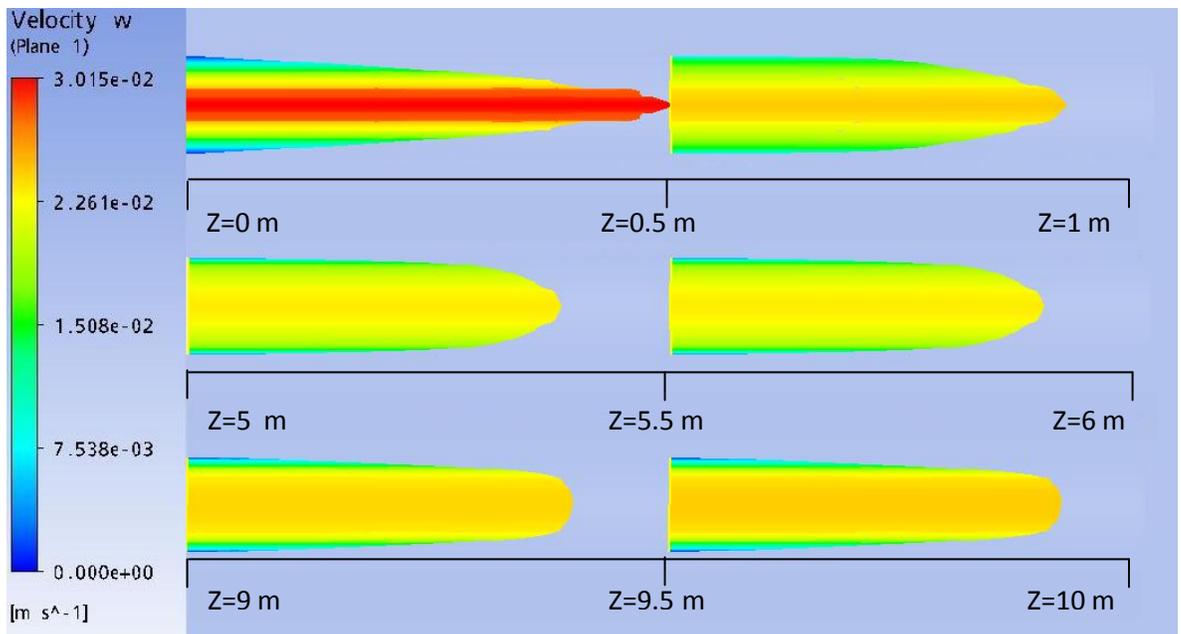


Figura 53. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a viscosidad variable con B=3.

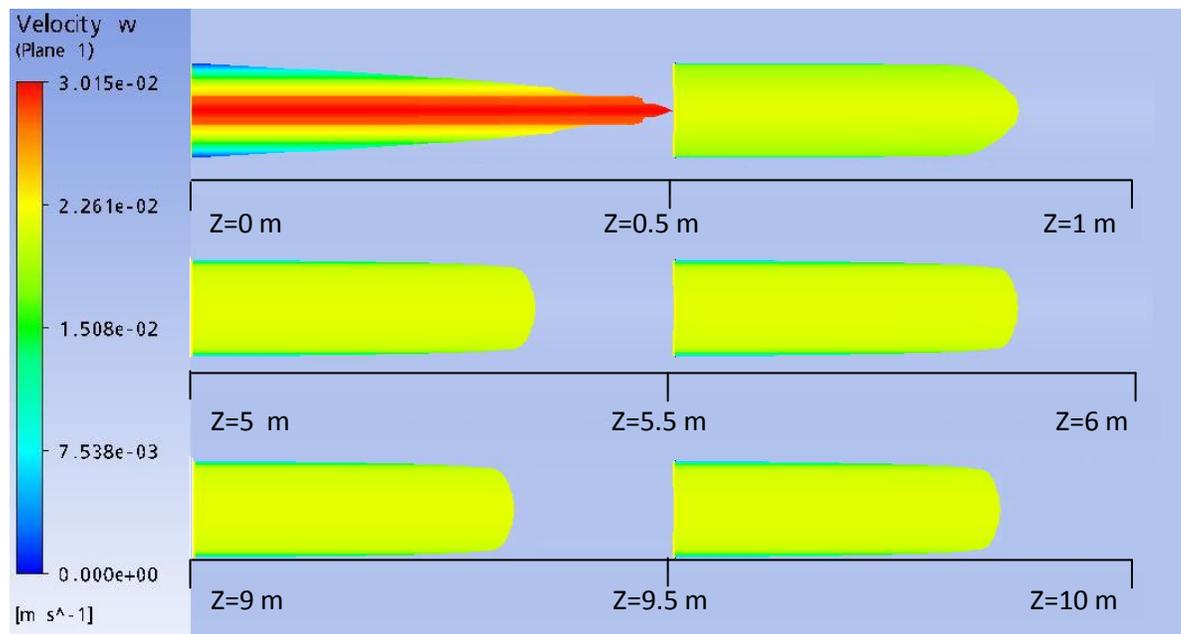


Figura 54. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=5$.

Para las figuras 52, 53 y 54, puede observarse un comportamiento análogo al presentado para los perfiles con una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02, es decir, tienen la misma tendencia en cuanto a la deformación de los perfiles debido a la disminución de viscosidad, este efecto puede justificarse de la misma forma que se hizo para las figuras antes mencionadas; sin embargo debe tomarse en cuenta que los valores de velocidad alcanzados son distintos, esto ya que al trabajar con otro número de Graetz se tiene un valor de velocidad media diferente.

Se presentan a continuación las figuras 55, 56 y 57, en donde se muestran los perfiles de velocidad para placas planas paralelas, cuando la viscosidad varía en función de la temperatura, con valores de parámetros de 1.38, 3 y 5; y para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, de 0.05.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05:

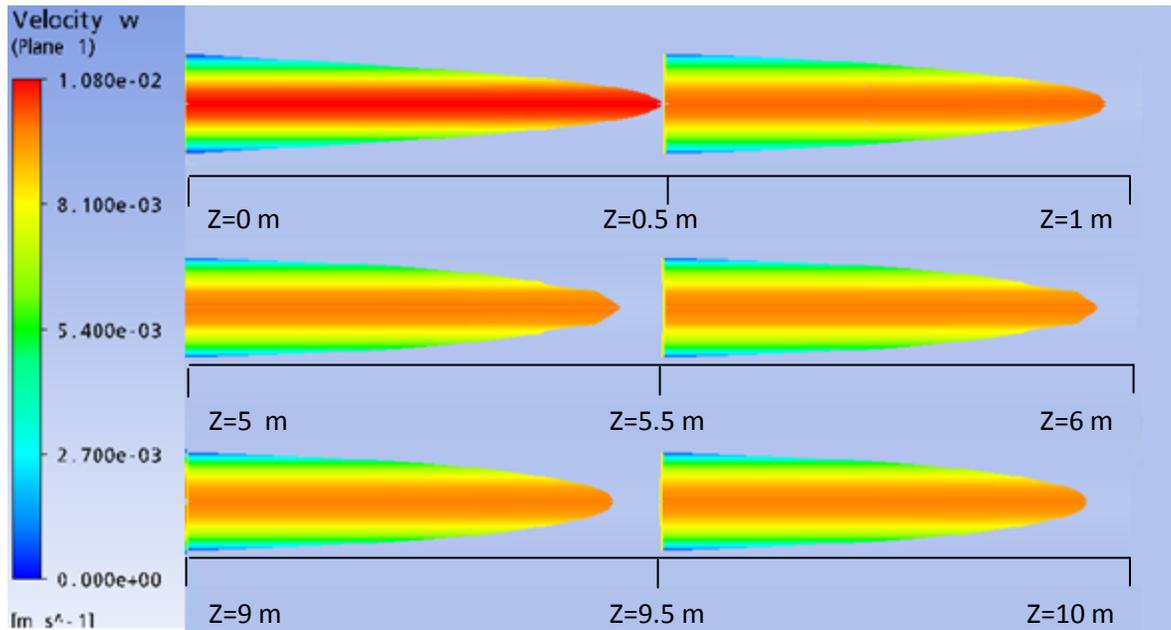


Figura 55. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05 a viscosidad variable con B=1.38

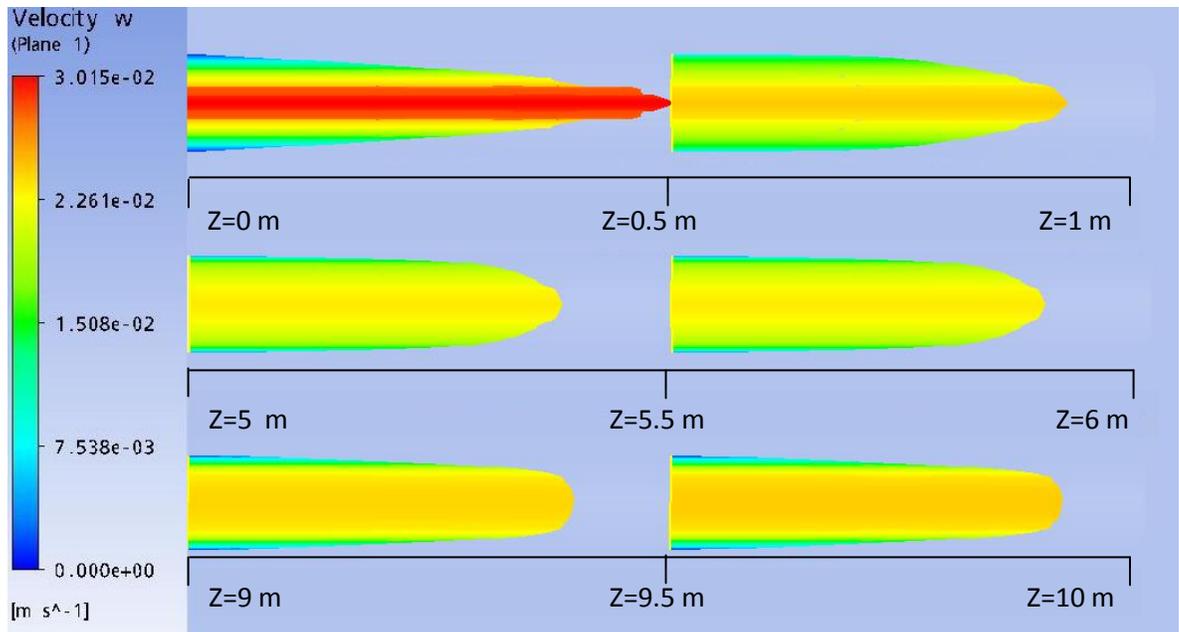


Figura 56. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05 a viscosidad variable con B=3.

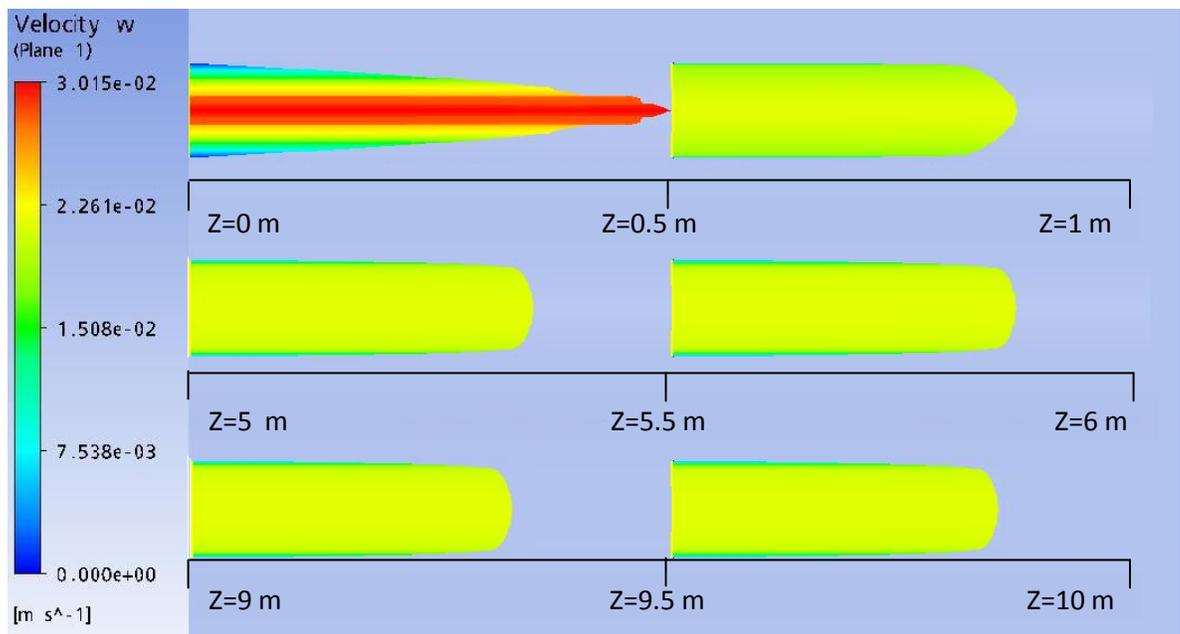


Figura 57. Perfil de velocidad para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=5$.

Como en los casos anteriores en que se desarrolló las simulaciones para unas longitudes axiales adimensionales elevadas a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 y 0.03, puede verse en las figuras 55, 56 y 57, como la tendencia de los resultados es análoga, es decir, tienen el mismo comportamiento en cuanto a la deformación de los perfiles debido a la disminución de viscosidad; sin embargo para este caso, también debe señalarse que los valores de velocidad obtenidos son distintos, esto ya que al utilizar otro número de Graetz se tiene un valor de velocidad media diferente.

En la siguiente sección se muestran las figuras 58, 59 y 60, en donde se muestran los perfiles de temperatura para placas planas paralelas, cuando la viscosidad varía en función de la temperatura, con valores de parámetros de 1.38, 3 y 5; y para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, de 0.02.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02:

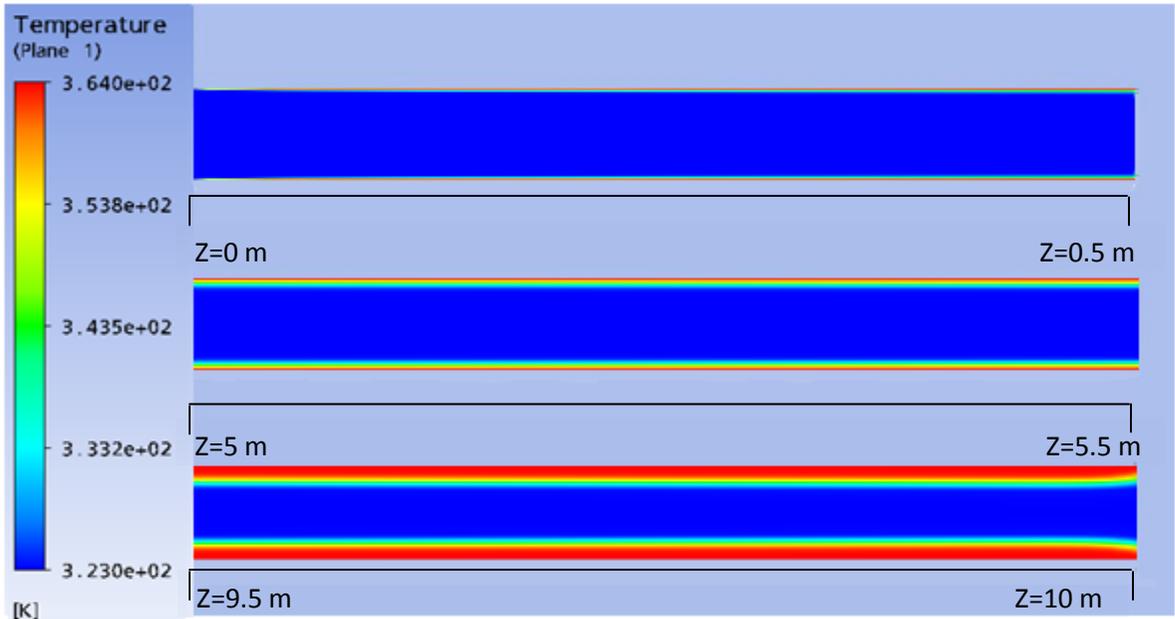


Figura 58. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=1.38$.

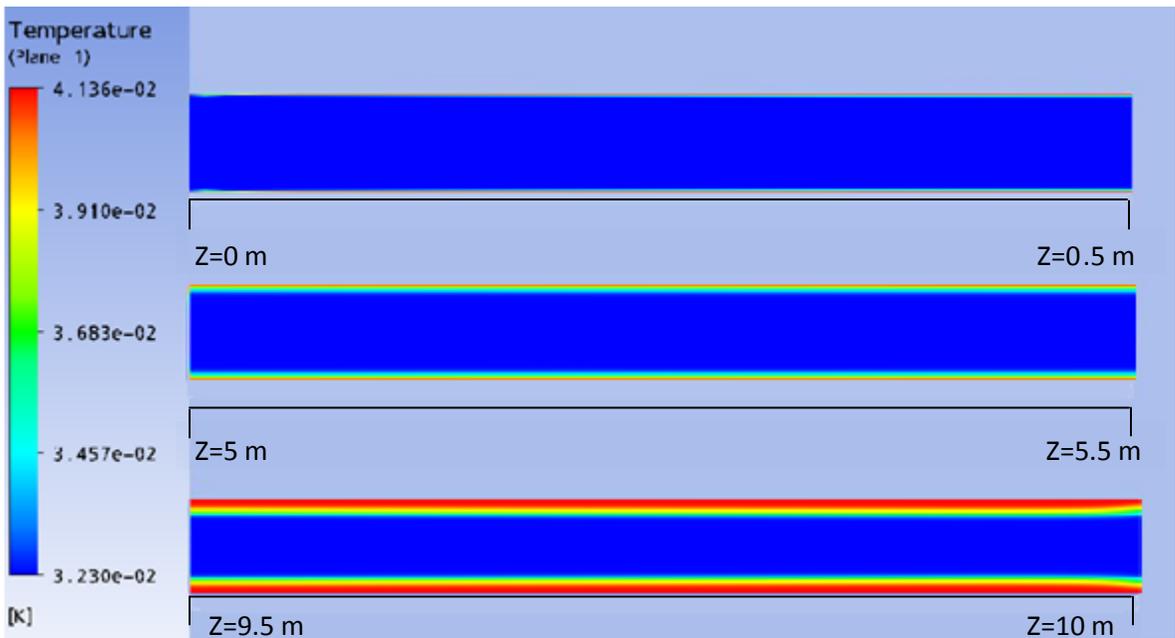


Figura 59. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=3$.

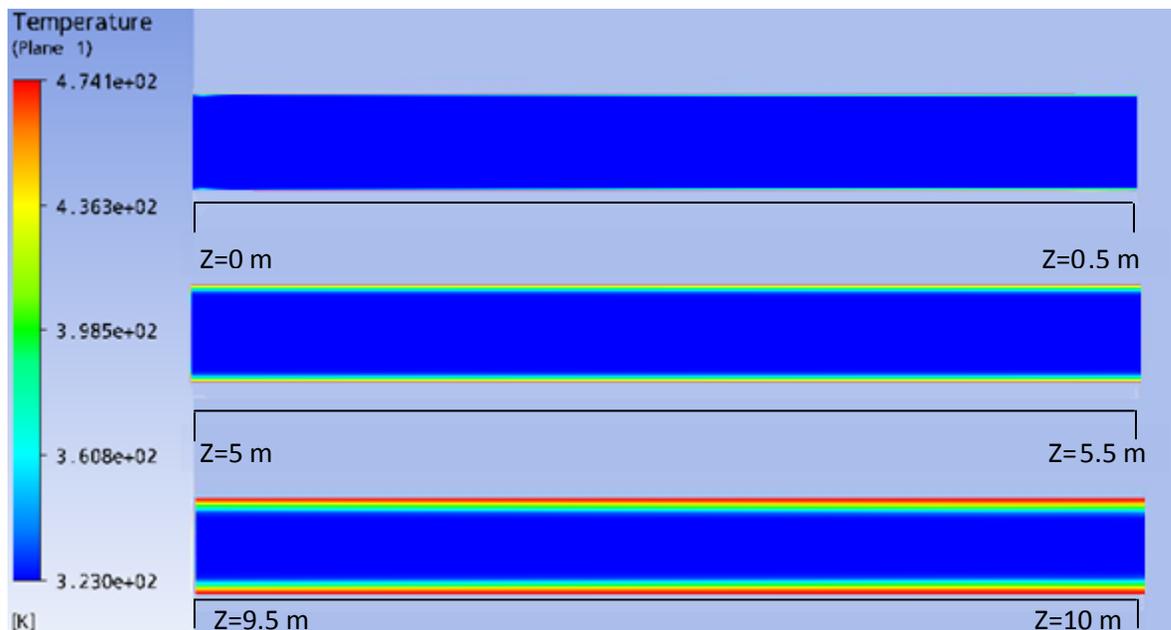


Figura 60. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=5$.

A continuación se realizará el análisis de las figuras 58, 59 y 60, donde puede observarse en cada tramo, que a medida que el fluido circula dentro de las placas, el espesor de la capa límite tiende a aumentar, pero no lo suficiente como para alcanzar el desarrollo.

Al detallar por separado cada una de las figuras, puede decirse que el espesor de la capa límite térmica alcanzada en la figura 59, tiende a ser menor que el de la figura 58 y a su vez el de la figura 60 es menor a las otras dos; es decir, el espesor de la capa límite térmica en la figura $60 < 59 < 58$, este efecto es ocasionado por la diferencia de la relación de viscosidad con la que se desarrollo cada figura ($B=1.38$, $B=3$ y $B=5$), es decir, para cada simulación se trabajó con una temperatura de pared distinta (364K, 413K y 474K). Al aumentar la temperatura se originó una disminución de la viscosidad del fluido, lo que hace que la velocidad del mismo en la zona de la capa límite térmica aumente, ocasionando así un aumento de la transferencia de calor por convección axialmente, así como una disminución de la transferencia de calor

radialmente (disminución hacia el centro de la figura); este efecto fue predicho por el modelo desarrollado por Rosales, 2008.

La capa límite térmica, como se explicó para el caso de propiedades constantes, puede identificarse en los dibujos, como la zona comprendida desde el color rojo (temperatura de pared) hasta donde comienza el color azul oscuro (temperatura del fluido).

A continuación se presentan las figuras 61, 62 y 63, en donde se muestran los perfiles de temperatura para placas planas paralelas, cuando la viscosidad varía en función de la temperatura, con valores de parámetros de 1.38, 3 y 5; y para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, de 0.03.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03:

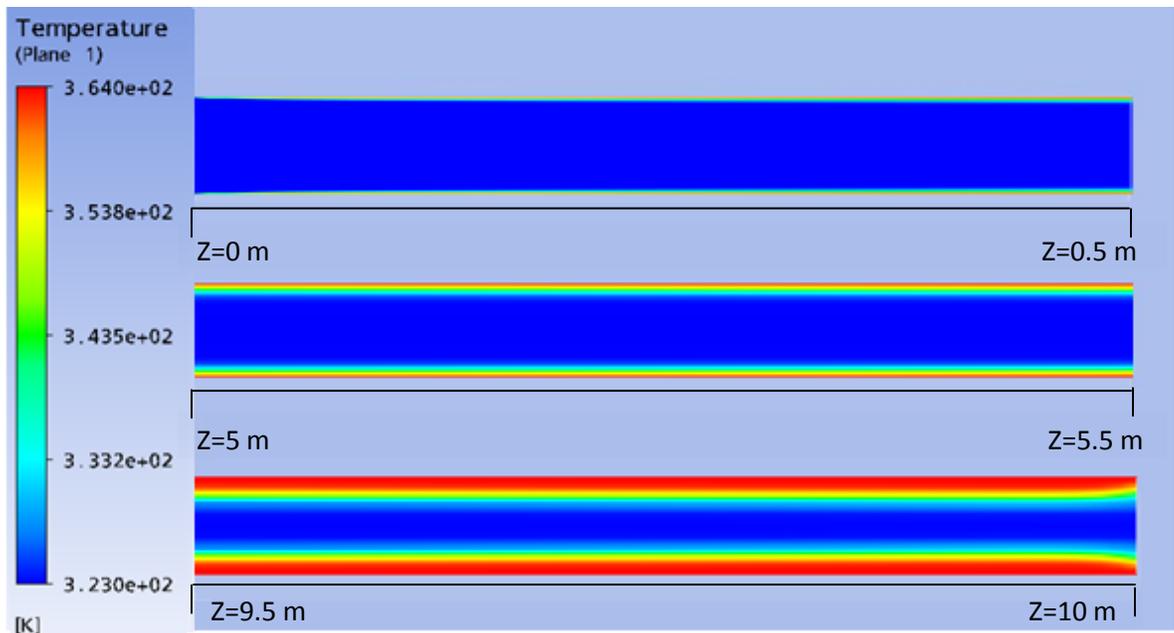


Figura 61. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=1.38$.

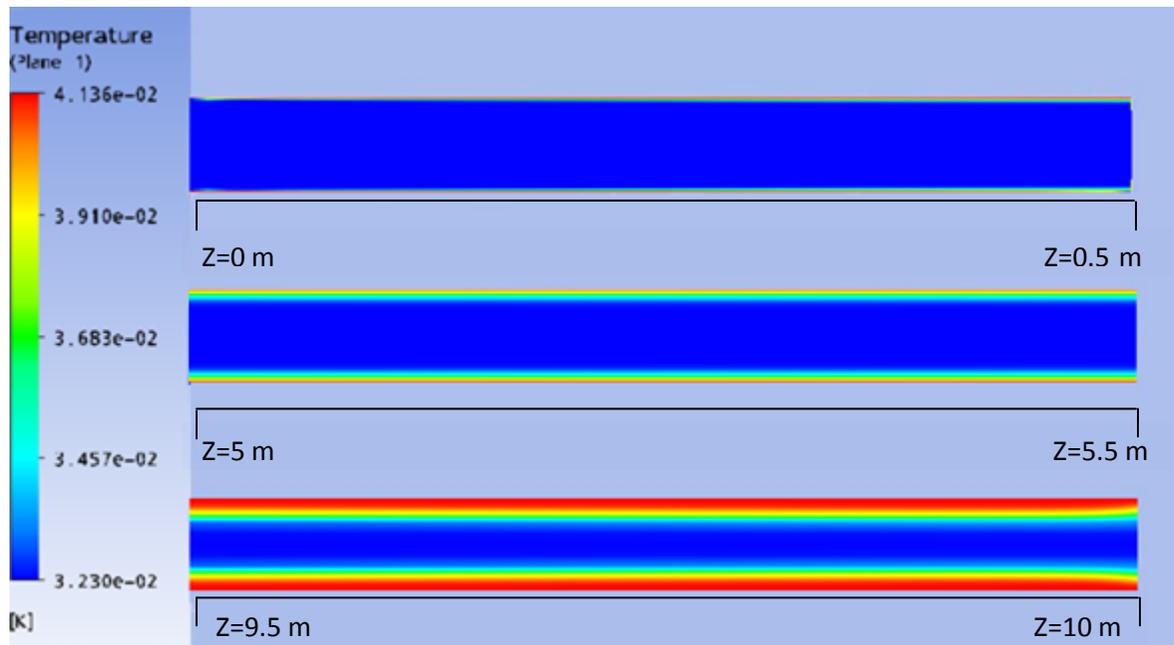


Figura 62. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=3$.

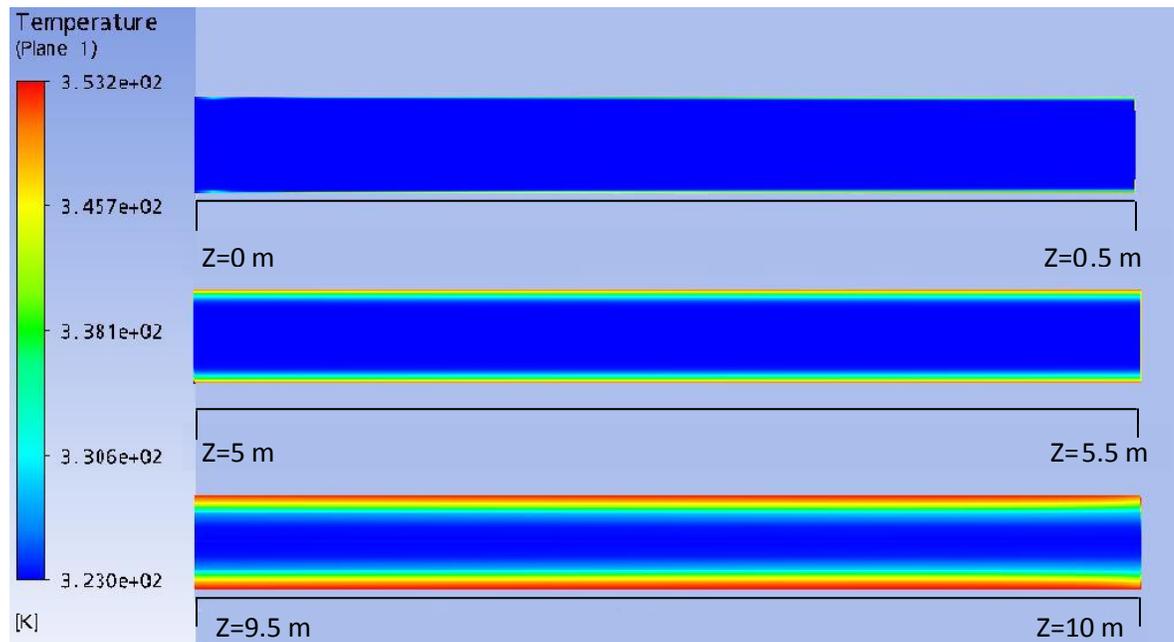


Figura 63. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=5$.

Al analizar las figuras 61, 62 y 63, puede observarse un comportamiento similar al presentado para los perfiles de temperatura con una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02; es decir, para un mismo B el espesor de la capa límite térmica tiende a ir en aumento, pero al comparar el espesor obtenido con los otros dos B se puede notar una disminución apreciable, este efecto puede justificarse de la misma forma que se hizo para las figuras 58, 59 y 60; sin embargo es importante acotar que el espesor de la capa límite térmica de las figuras 61, 62 y 63 suele ser mayor al de sus figuras análogas para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02; esto debido a que al aumentar la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, se está más cerca de la longitud de desarrollo de la capa límite térmica.

Seguidamente, se tienen las figuras 64, 65 y 66, en donde se muestran los perfiles de temperatura para placas planas paralelas, cuando la viscosidad varía en función de la temperatura, con valores de parámetros de 1.38, 3 y 5; y para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, de 0.05.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05:

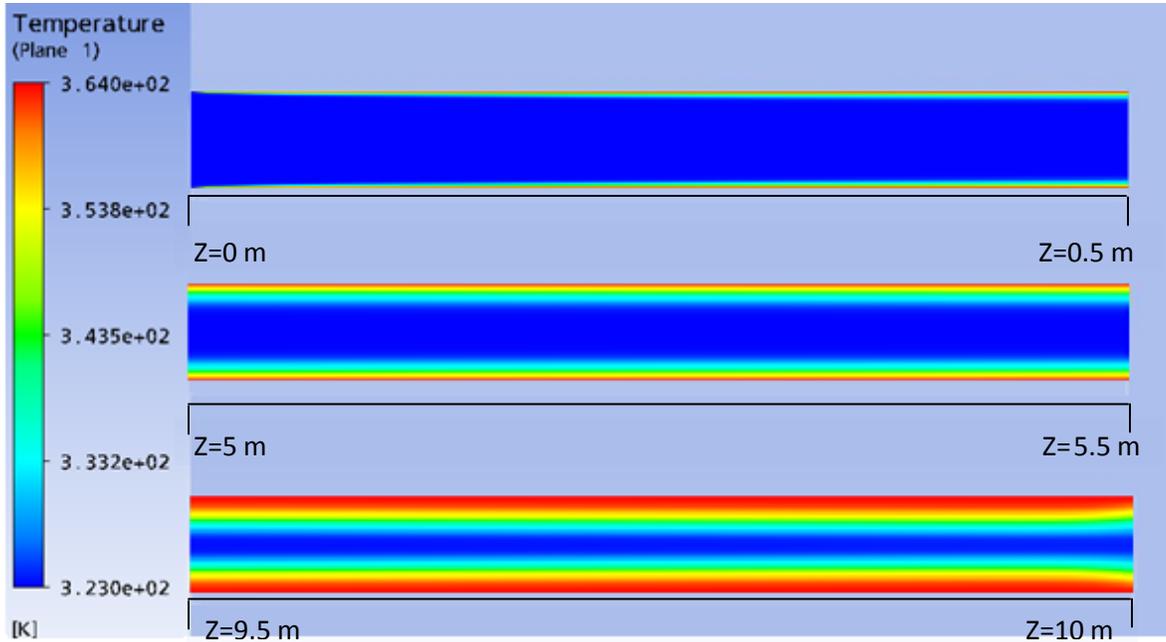


Figura 64. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=1.38$

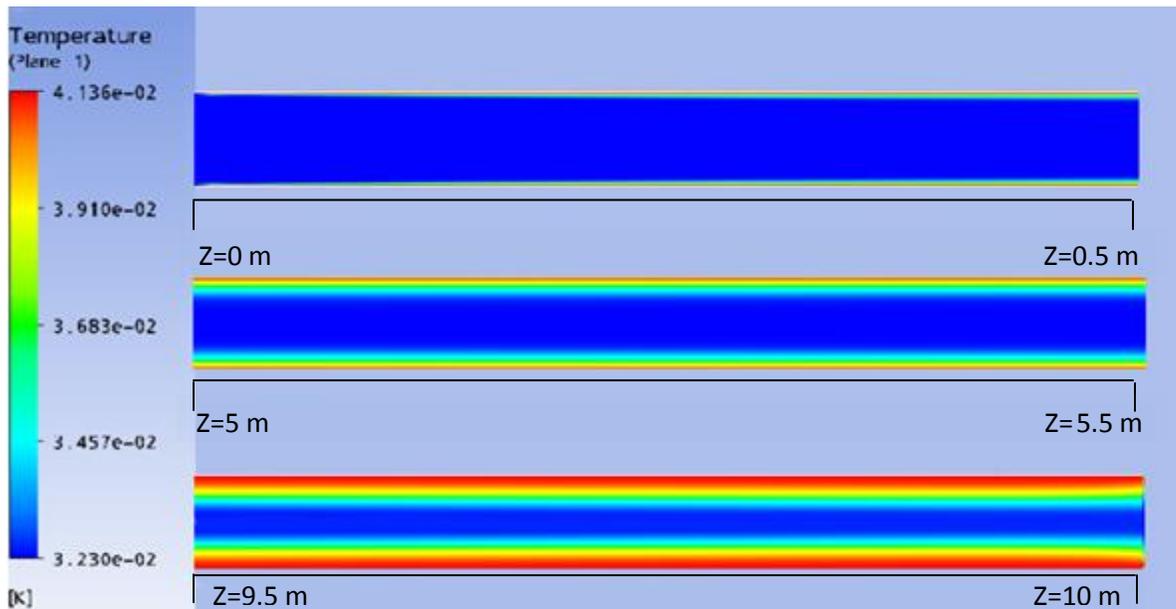


Figura 65. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=3$.

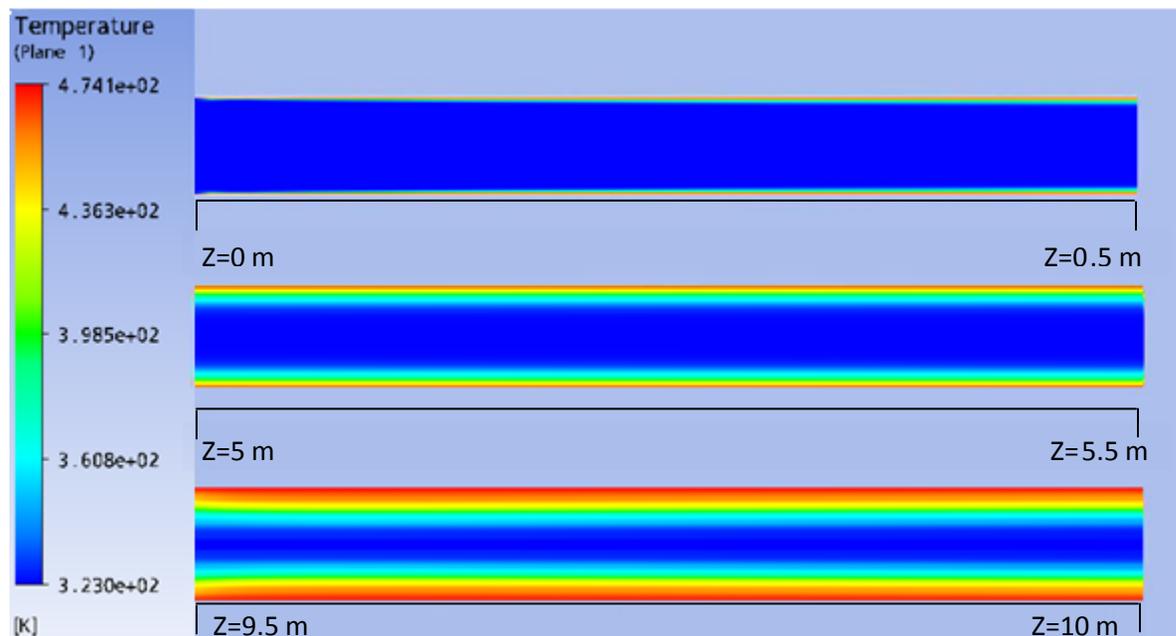


Figura 66. Perfil de temperatura para placas planas paralelas cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=5$.

Los perfiles de temperatura obtenidos para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05, mostrados en las figuras 64, 65 y 66, presentan la misma tendencia de los perfiles de temperatura para las longitudes axiales adimensionales elevadas a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 y 0.03; sin embargo como se mencionó inicialmente, el espesor de la capa límite térmica de dichas figuras, tiende a ser mayor al de sus figuras análogas para unas longitudes axiales adimensionales elevadas a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 y 0.03.

IV.5.2.2.2 Geometría cilíndrica y anular.

Perfiles de velocidad

En el caso del análisis de los resultados obtenidos para cilindro y tubo anular, pudo observarse que los mismos presentan la misma tendencia encontrada en placas planas paralelas, donde los perfiles de velocidad se deforman a medida que el fluido recorre la totalidad de la geometría, generándose una deformación, de modo que se van

achatando en cada tramo de las figuras, esto causado por el cambio de la viscosidad en la zona de la capa límite térmica. Este efecto se encontró para cada parámetro B fijado. Así mismo, el comportamiento para las distintas longitudes axiales adimensionales elevadas a la $\frac{1}{2}$ fue similar al de placas planas paralelas (ver apéndice C para cilindro y apéndice D para tubo anular).

Perfiles de temperatura

Al observar los perfiles de temperatura generados para cilindro y tubo anular, se encontró un comportamiento similar al presentado en placas planas paralelas, donde a medida que circula el fluido por cada tramo del tubo, el espesor de la capa límite térmica presenta una tendencia en aumento, sin embargo este crecimiento no lo deja llegar aun a alcanzar el desarrollo; pero al comparar las figuras de las relaciones de viscosidad para una misma longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, se observa que el espesor de la capa límite térmica tiende a disminuir, este efecto se debe a que al aumentar la temperatura se origina una disminución de la viscosidad del fluido, lo que ocasiona que la velocidad del mismo en la zona de la capa límite térmica aumente, generando un aumento de la transferencia de calor por convección axialmente, así como una disminución de la transferencia de calor radialmente.

Es importante señalar que la tendencia presentada para cada longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ fue igualmente similar al de placas por lo que puede explicarse de la misma manera (ver apéndice C para cilindro y apéndice D para tubo anular). Es decir, al aumentar la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ el espesor de la capa límite térmica tiende a ser mayor, también puede observarse que para un mismo valor de la longitud axial adimensional, al variar la relación de viscosidad la capa límite térmica tiende a disminuir.

IV.6 Comparaciones de los resultados obtenidos con datos teóricos y experimentales.

En las simulación realizadas para cada número de Graetz y cada geometría, además de obtener los perfiles de velocidad y temperatura, el simulador reportaba resultados que proporcionaba valores escalares de temperatura (entrada, pared y salida), presión y calor transferido, de tal manera que se pudo calcular el valor del coeficiente de transferencia de calor, posteriormente el número de Nusselt para cada caso, esto con el fin de poder generar curvas del número de Nusselt en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para ser comparadas con las correlaciones de Leveque, Sieder y Tate, y Shah y London para el caso de propiedades constantes, y las correlaciones de Sieder y Tate, el estudio de Nonino *et. al.* y el modelo matemático de Rosales para el caso de viscosidad variable. De igual forma se pudo calcular los valores del factor de fricción con los que se construyeron curvas del mismo en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, estas curvas fueron comparadas con valores teóricos que fueron obtenidos de ecuaciones reportadas en la bibliografía (ver apéndice B.4).

IV.6.1 Comparación de los resultados con las correlaciones de Leveque, Sieder y Tate, y Shah y London, para propiedades constantes.

A continuación se presenta la comparación de las correlaciones de Leveque, Sieder y Tate, y Shah y London, en geometrías de placas planas paralelas (figura 67), cilindro (figura 68) y anular (figura 69), para propiedades constantes.

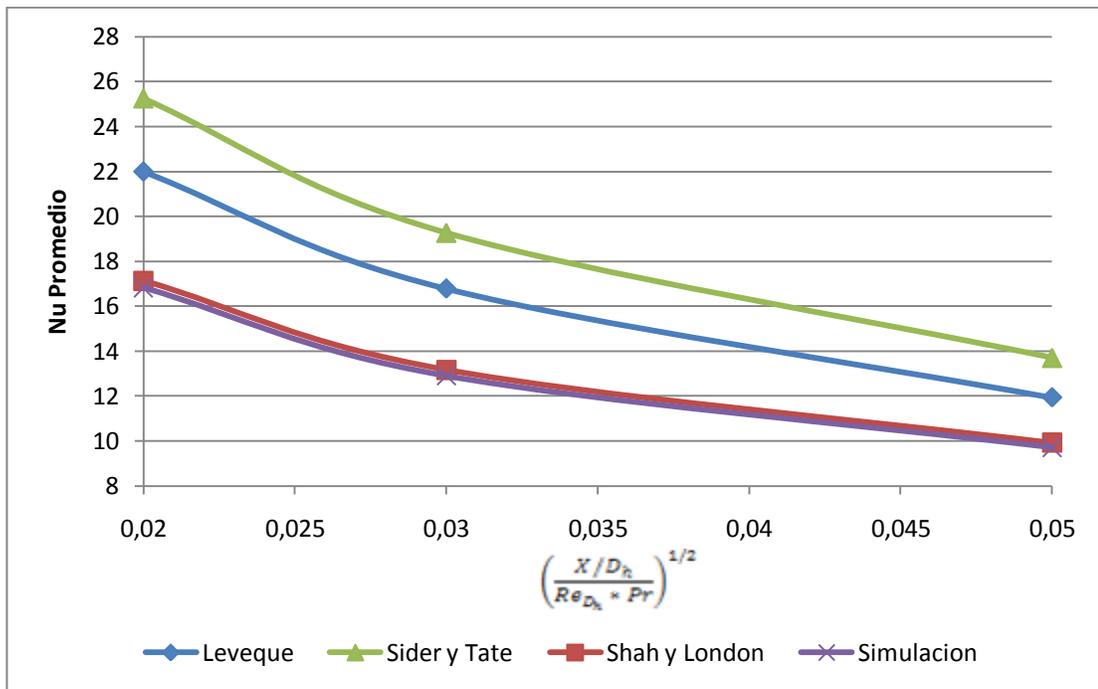


Figura 67. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, para propiedades constantes en geometría de placas planas paralelas.

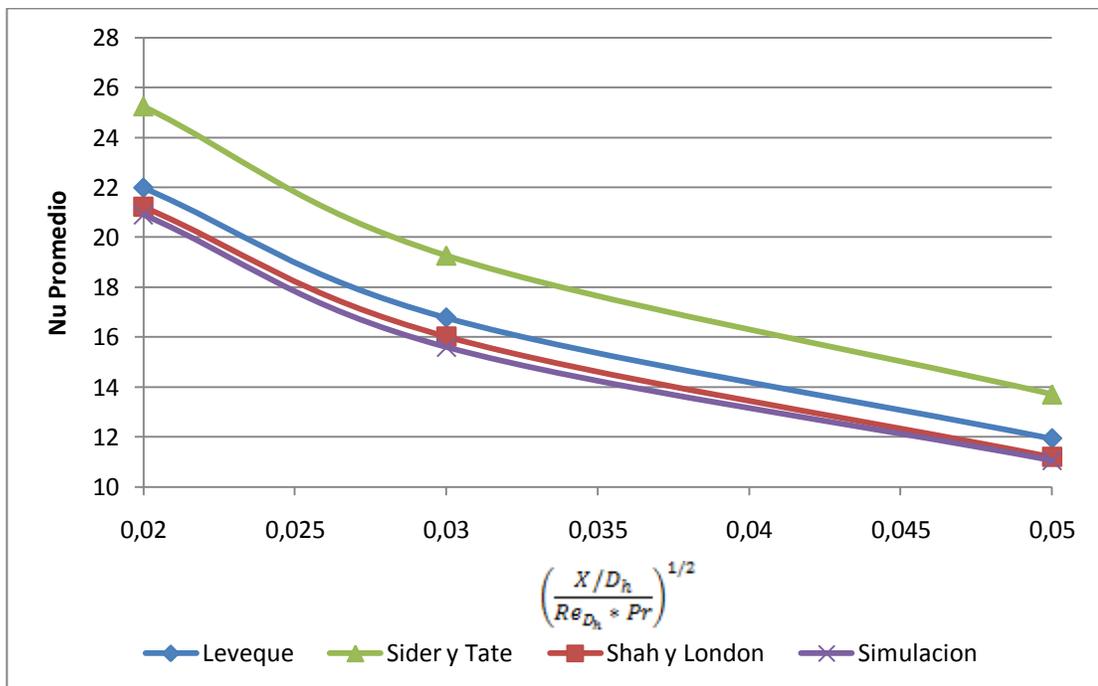


Figura 68. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, para propiedades constantes en geometría cilíndrica.

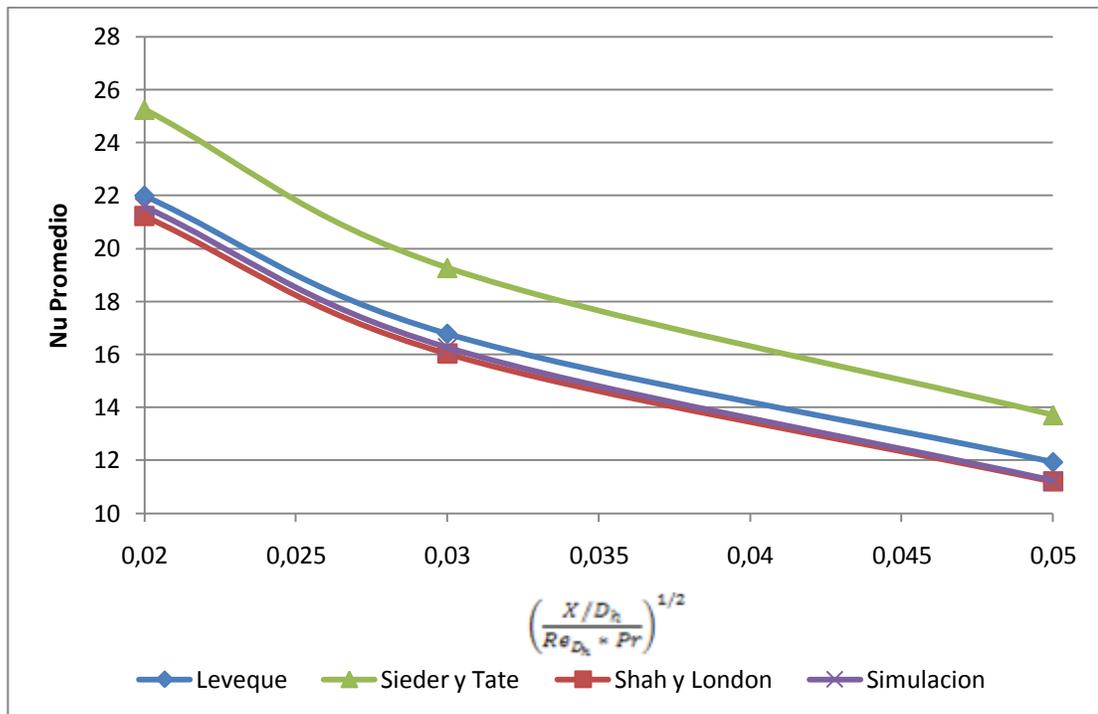


Figura 69. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades constantes en geometría de tubo anular.

En las figuras 67, 68 y 69 puede observarse en general que los resultados obtenidos mediante la simulación presentan una misma tendencia que las correlaciones de Leveque, Sieder y Tate, y Shah y London, la cual es de disminuir el número de Nusselt a medida que la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ aumenta, indicando que se está más cerca de la longitud de desarrollo de la capa límite térmica. La tendencia a disminuir se debe a que a medida que se tiende a desarrollar la capa límite térmica, el fluido se calienta disminuyendo la fuerza impulsora y la transferencia de calor, afectándose de esta manera el coeficiente de transferencia de calor h y por ende disminuyendo también el **número de Nu** (Rosales 2008).

Al comparar los resultados de la simulación con cada una de las correlaciones puede verse lo siguiente:

En el caso de la ecuación de Leveque, los resultados muestran para el caso de las geometrías de cilindro y tubo anular, una desviación menor al 10 %, esto concuerda con lo esperado según la bibliografía (Bird *et al.*, 2006), que dice que el error asociado al utilizar esta correlación suele ser de un 20%. Para el caso de placas planas paralelas el error es mayor al 20%, esta desviación puede adjudicarse a que la ecuación de Leveque está desarrollada para tubos, por lo que puede esperarse que cuando se trabaja con una geometría distinta a ésta se presente un error mayor en los resultados.

Para la correlación empírica de Sieder y Tate, los resultados obtenidos presentan una desviación menor al 20% para el caso de cilindro y tubo anular, hecho reportado en la bibliografía, el cual expresa que cuando se tiene $(Re \cdot Pr \cdot L/D) > 10$ se encontrará un error de este orden; para este caso de estudio los valores de esta relación se encuentran muy por encima de 10, por lo que la desviación de los resultados obtenidos mediante la simulación con respecto a los obtenidos por la correlación de Sieder y Tate se encuentran correctamente justificados. Para el caso de placas planas paralelas se presenta un error mayor al 20%, de igual forma que se observó para el caso de la ecuación de Leveque, estas correlaciones fueron desarrolladas para tubos, por lo que si se trabaja con una geometría diferente a esta es de esperarse que el error asociado sea mayor. De igual manera debe resaltarse que esta correlación fue desarrollada para propiedades ligeramente variables, sin embargo el término que toma en cuenta el cambio de viscosidad se anuló para efecto de la obtención de los valores mediante la misma.

Es importante resaltar que aunque la ecuación de Sieder y Tate se desarrolló basándose en la ecuación de Leveque, los resultados obtenidos por ambas correlaciones presentan una diferencia, esto se debe a que el coeficiente de la ecuación de Sieder y Tate (término de 1.86 en la correlación), determinado empíricamente, no concuerda con el de la solución analítica aproximada de Leveque

para propiedades constantes (término de 1.62 de la ecuación), la discrepancia se ha atribuido a pequeños efectos de convección libre originados por las elevadas diferencias de temperatura utilizadas en las experiencias (Bird *et al.*, 2006). Es por esta razón que la discrepancia que existe entre los resultados obtenidos mediante la simulación es menor respecto a Leveque y un poco mayor a Sieder y Tate.

Finalmente cuando se compara los resultados obtenidos con los encontrados teóricamente por la ecuación de Shah y London, puede notarse que las desviaciones son menores al 3%, tal como lo indica la bibliografía, este comportamiento fue el mismo para placas planas paralelas, cilindro y tubo anular, demostrando que esta ecuación puede utilizarse para cualquier geometría. Este hecho es debido a que la ecuación de Shah y London considera utilizar el diámetro hidráulico de la figura, a diferencia de las correlaciones antes mencionadas las cuales están desarrolladas para trabajar con el diámetro de la geometría.

Puede decirse que para el caso de propiedades constantes, la desviación menor se obtuvo con respecto a la ecuación de Shah y London, esto se debe a que las simulaciones se llevaron a cabo considerando las mismas condiciones con las que se desarrolló la solución exacta de Graetz-Nusselt, y la ecuación de Shah y London representa un ajuste de los resultados obtenidos de la solución exacta de Graetz-Nusselt, motivo por el cual la desviación es pequeña, con resultados más exactos.

Al observar que los resultados obtenidos mediante la simulación presentan las desviaciones esperadas respecto a las correlaciones teóricas y empíricas desarrolladas para propiedades constantes, puede validarse el funcionamiento y operación del simulador para las condiciones de este caso de estudio.

Los valores utilizados para construir estas graficas pueden observarse en el apéndice E.1

IV.6.2 Comparación de los resultados con la correlación de Sieder y Tate para viscosidad variable.

A continuación se muestra la comparación de la correlación de Sieder y Tate (presentado en las gráficas como S&T), en geometrías de placas planas paralelas (figura 70), cilindro (figura 71) y anular (figura 72), para variación de la viscosidad con la temperatura (presentado en las gráficas como Sim).

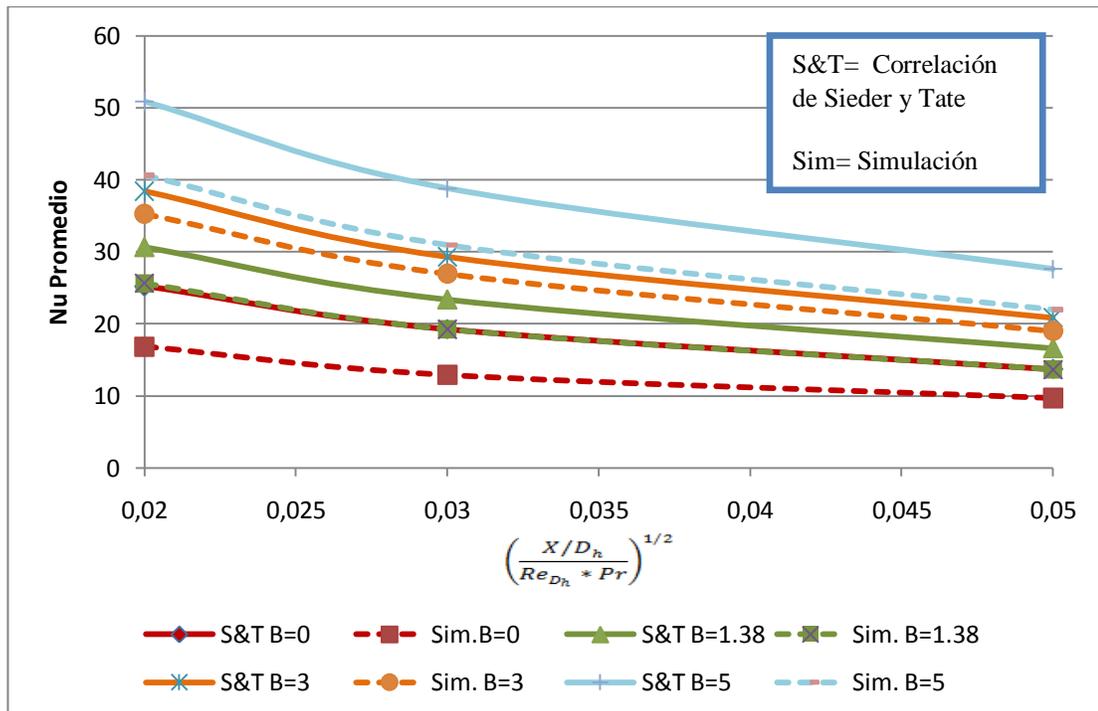


Figura 70. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la $1/2$, para viscosidad variable en geometría de placas planas paralelas.

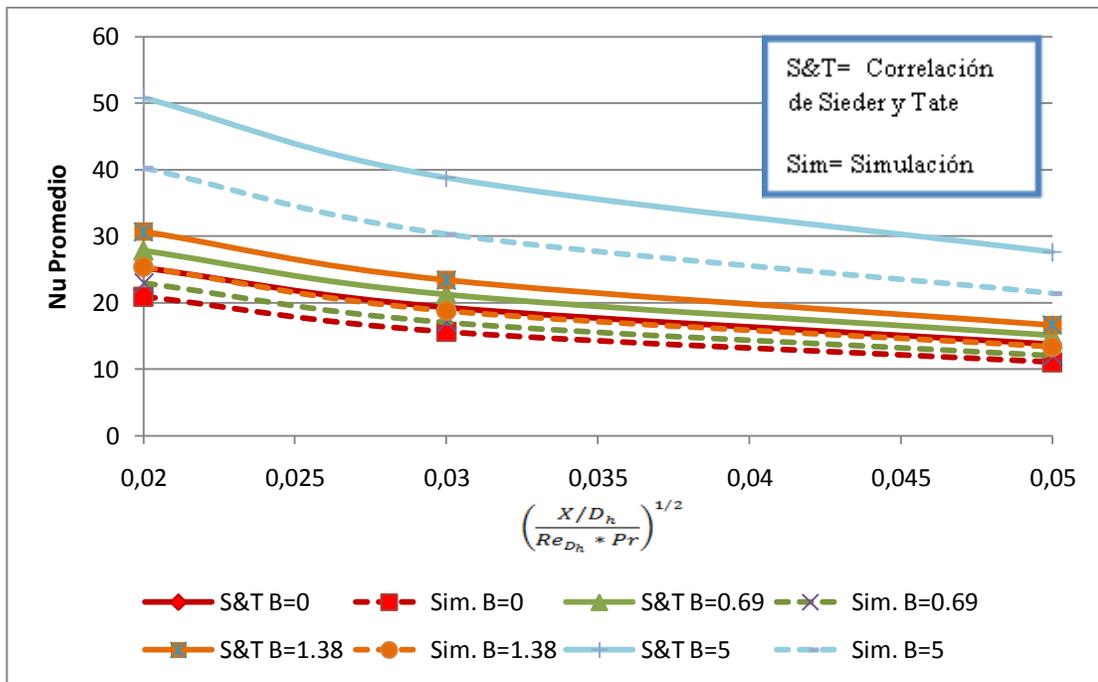


Figura 71. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, para viscosidad variable en geometría cilíndrica.

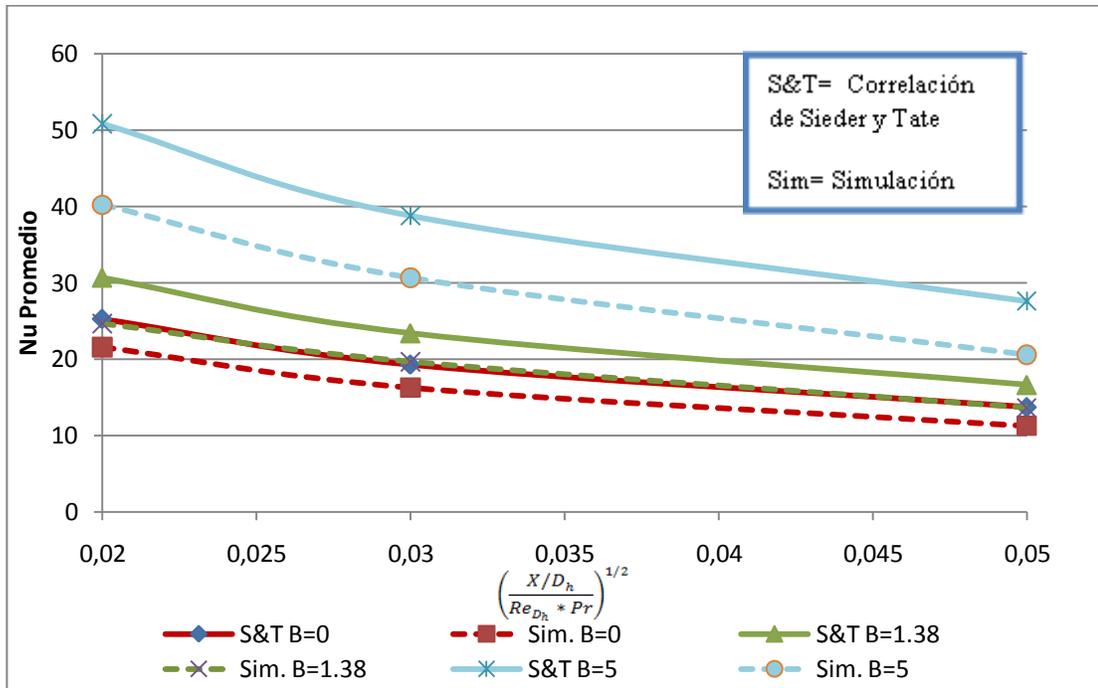


Figura 72. Número de Nusselt promedio en función de la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, para viscosidad variables en geometría de tubo anular.

Al observar las figuras 70, 71 y 72, puede notarse que para el caso de viscosidad variable se mantiene la misma tendencia que para el caso de propiedades constantes, en donde como se mencionó anteriormente, el número de Nusselt tiende a disminuir a medida que aumenta la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, tanto para los resultados de la simulación como los obtenidos mediante la correlación de Sieder y Tate. Sin embargo puede verse que para una misma longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, el valor del número de Nusselt tiende a aumentar al variar la relación de viscosidad (parámetro adimensional B), ocasionando así que la curva generada para cada valor de relación de viscosidad, esté por encima de la curva de propiedades constantes, siendo la más alejada la que mayor relación de viscosidad tenga. Esta tendencia puede explicarse debido al efecto de la disminución de la viscosidad cercana a la pared a causa del aumento de la temperatura en esta zona, lo que conlleva a su vez a un aumento considerable de la velocidad en esta zona, lográndose aumentar el transporte de energía por convección y por ende el flujo de calor en la interfase; este aumento del flujo de calor afecta al coeficiente de transferencia de calor y por ende al número de Nusselt (Rosales, 2008).

Para las tres geometrías se puede observar que para cada relación de viscosidad se presenta una diferencia entre los resultados de la simulación y los reportados teóricamente mediante la correlación de Sieder y Tate, ahora esta diferencia tiende a aumentar a medida que se acerca a la zona de desarrollo de la capa límite térmica. De esta manera, es importante señalar para cuando se trabajó con $B < 5$, en las tres geometrías, el error aumentaba sin llegar a superar el 20 %, sin embargo para $B = 5$, los valores del número de Nusselt presentaban una desviación mayor al 20%, esta diferencia es por defecto y se puede atribuir a que la correlación de Sieder y Tate fue desarrollada tomando en consideración la variación de todas las propiedades en función de la temperatura, mientras que para este caso en estudio solo se consideró variable la viscosidad; tomando esto en cuenta puede esperarse que si desarrollara

una simulación en la que todos las propiedades del fluido variaran en función de la temperatura el resultado obtenido un desviación menor al 20%.

Los valores utilizados para construir estas gráficas pueden observarse en el apéndice E.2

IV.1.6.3 Comparación de los resultados con datos obtenidos del estudio de Nonino *et. al.* (2005), para viscosidad variable.

En las siguientes gráficas se observa la comparación del estudio de Nonino *et. al.* (presentados en las figuras como Nonino) con los valores reportados por la simulación (presentados en las figuras como Sim), en geometrías de placas planas paralelas (figura 73), cilindro (figura 74) y anular (figura 75), cuando la viscosidad varía con la temperatura.

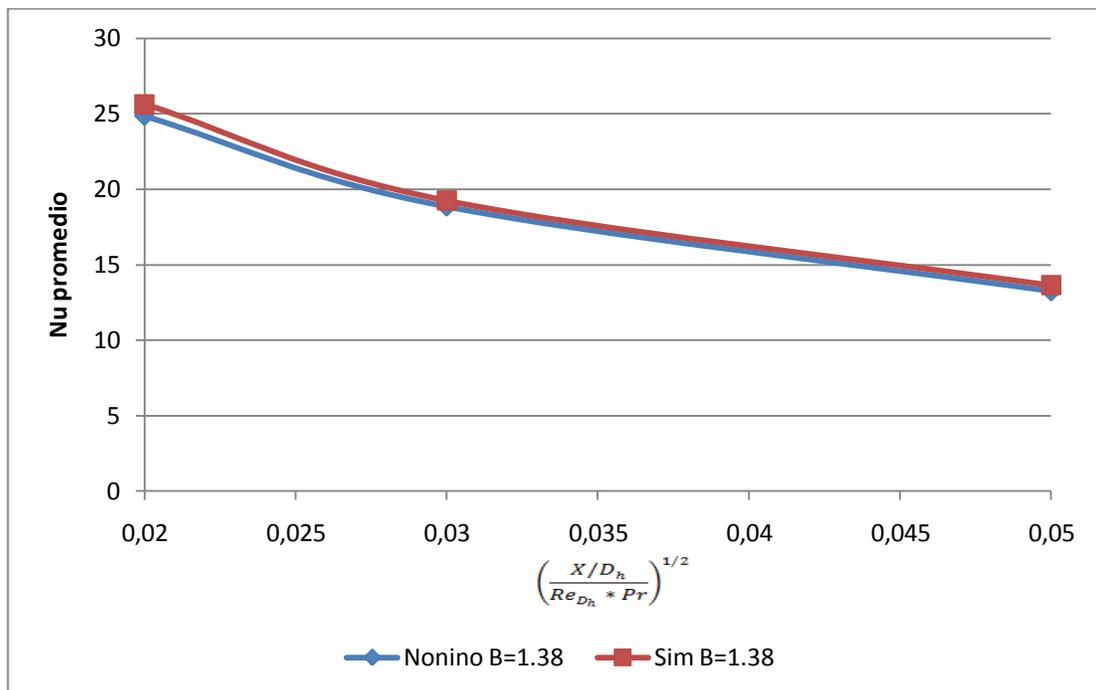


Figura 73. Número de Nusselt promedio del estudio de Nonino *et. al.* en función de la longitud adimensional elevada a la 1/2, para propiedades variables en geometría de placas planas paralelas.

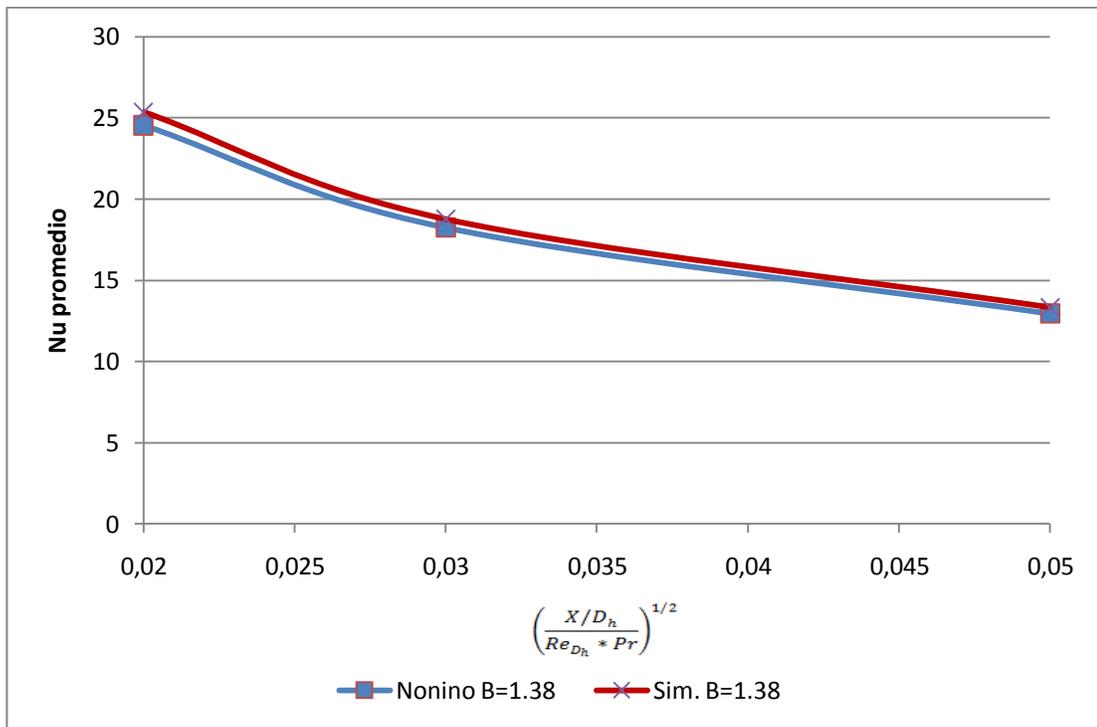


Figura 74. Número de Nusselt promedio del estudio de Nonino *et. al.* en función de la longitud adimensional elevada a la 1/2, para propiedades variables en geometría de tubo cilíndrico.

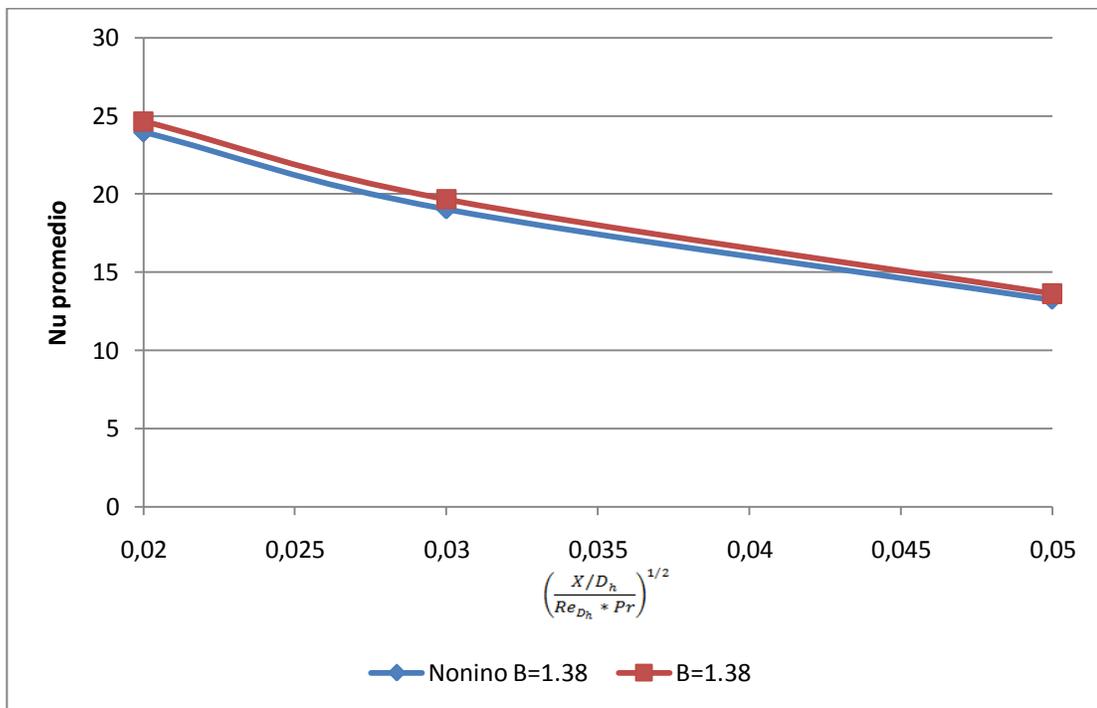


Figura 75. Número de Nusselt promedio del estudio de Nonino *et. al.* en función de la longitud adimensional elevada a la 1/2, para propiedades variables en geometría anular.

En las figuras 73, 74 y 75, se presenta una comparación de los valores del número de Nusselt promedio obtenidos del estudio numérico de Nonino *et. al.* con respecto a los obtenidos a partir de las simulaciones, ambos presentados en función de la longitud axial adimensional elevada a la $1/2$.

Los autores Nonino *et. al.*, realizaron un estudio sobre el efecto de la temperatura en la viscosidad para convección forzada, trabajaron de igual forma con flujo laminar y en la región de entrada de placas rectas paralelas, tubo cilíndrico y anular. Supusieron que la viscosidad varía con la temperatura según una relación exponencial, mientras que las otras propiedades del fluido se mantienen constantes. Los resultados los obtuvieron a través del uso de herramientas computacionales basadas en elementos finitos. Todas estas consideraciones son similares a las utilizadas en el desarrollo de este Trabajo Especial de Grado, por lo que pudo tomarse como punto de comparación para validar los resultados presentados.

Al comparar los valores obtenidos a partir de las simulaciones realizadas para placas planas paralelas, cilindro y anular, figuras 73, 74 y 75 respectivamente, con los valores extraídos del estudio de Nonino *et. al.*, para un valor del parámetro B igual a 1.38; se observó que existe una desviación menor al 3%, lo que indica que los resultados obtenidos mediante este trabajo se ajustan a los obtenidos por Nonino *et. al.*, esto puede demostrar que las simulaciones realizadas en este Trabajo Especial de Grado, para casos en que se considera el efecto de la temperatura sobre la viscosidad, se han desarrollado de forma satisfactoria.

IV.1.6.4 Comparación de los resultados con datos obtenidos del modelo matemático de Rosales (2008), para viscosidad variable.

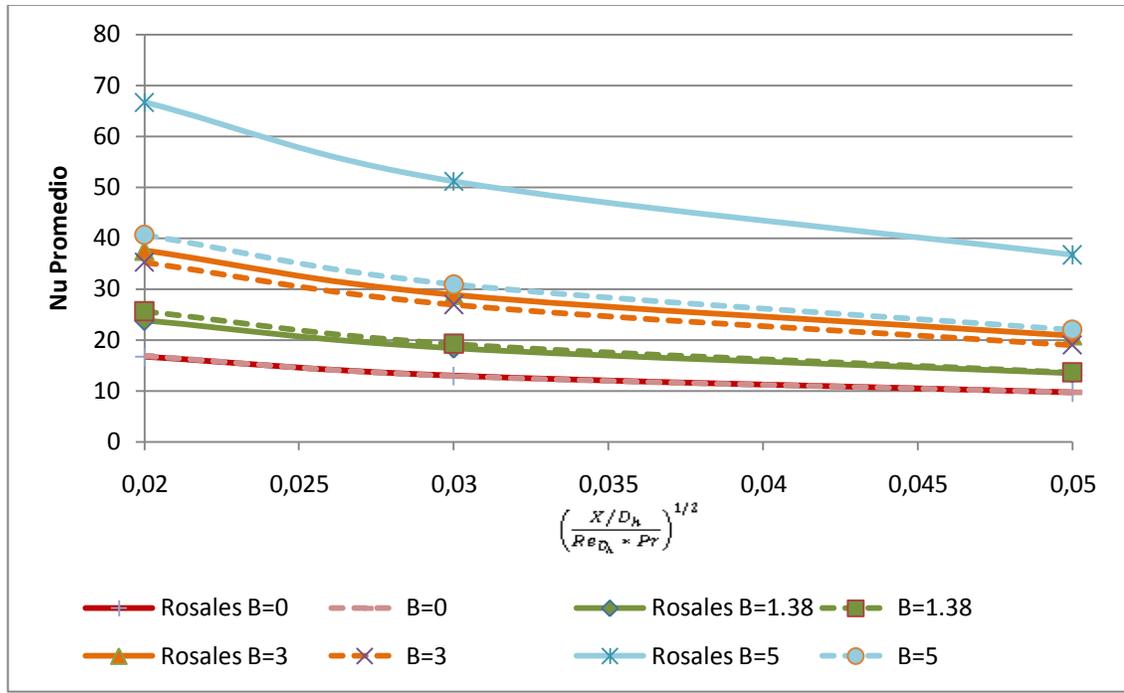


Figura 76. Número de Nusselt promedio del modelo matemático de Rosales en función de la longitud dimensional elevada a la 1/2, para propiedades variables en geometría de placas planas paralelas.

En esta figura se comparan los valores del número de Nusselt promedio obtenido a partir del modelo matemático de Rosales (2008) con los de la simulación para cada uno de los valores del parámetro B, y para placas planas paralelas. En esta figura se puede observar como los valores de la simulación se ajustan a los obtenidos por el modelo matemático de Rosales (2008), para el caso de B=0, B=1.38 y B=3, sin embargo para B=5 se tiene una discrepancia considerable. Como se observó en la figura 70 los valores de la simulación también se ajustaron a los de la correlación de Sieder y Tate hasta B=3, pero para B=5 pasó lo mismo que con el modelo matemático de Rosales (2008), sin embargo es importante señalar que cuando el autor Rosales (2008) desarrolló su correlación, este planteó que sus valores se ajustan perfectamente a la correlación de Sieder y Tate para valores de $B < 5$, y que a partir de $B = 5$ su

modelo presentaba discrepancia por exceso con respecto a la correlación de Sieder y Tate.

IV.1.6.5 Comparación de los resultados de factor de fricción con los valores teóricos.

A continuación se presentan las figuras del factor de fricción obtenido a partir de una correlación empírica (representado en las figuras como FFT) y de las simulaciones (representado en las figuras como FFP), para las geometrías de placas planas paralelas (figura 77), cilindro (figura 78) y anular (figura 79), y para cada parámetro adimensional B.

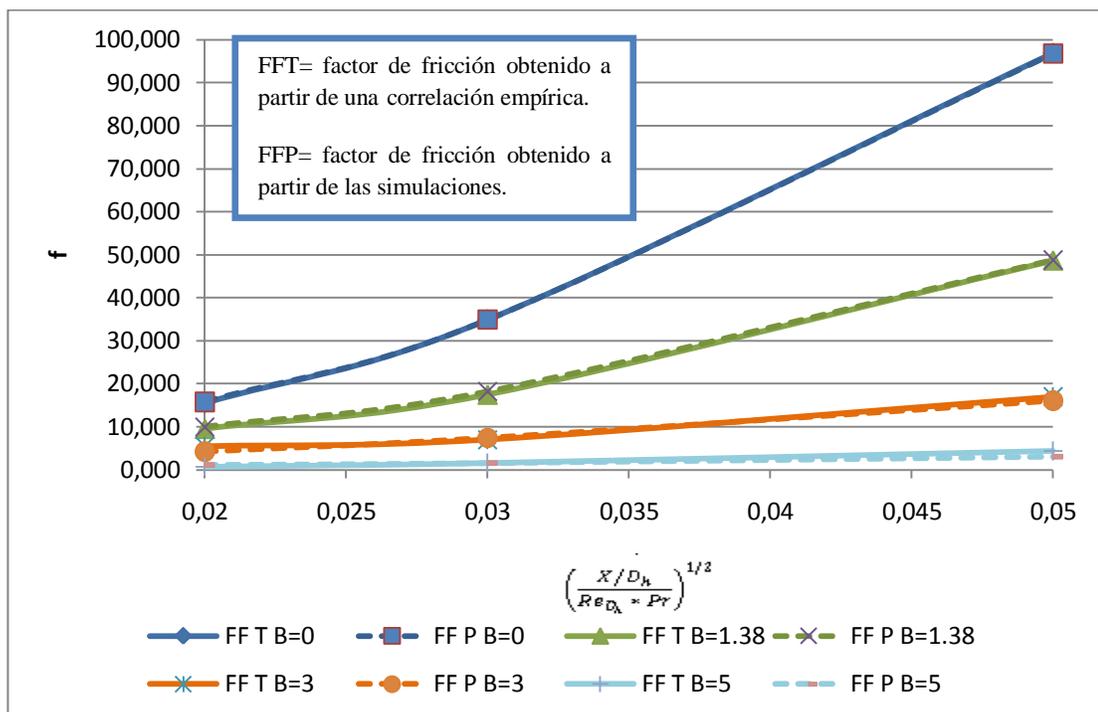


Figura 77. Factor de fricción en función de la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, para propiedades constantes y viscosidad variable en geometría de placas planas paralelas.

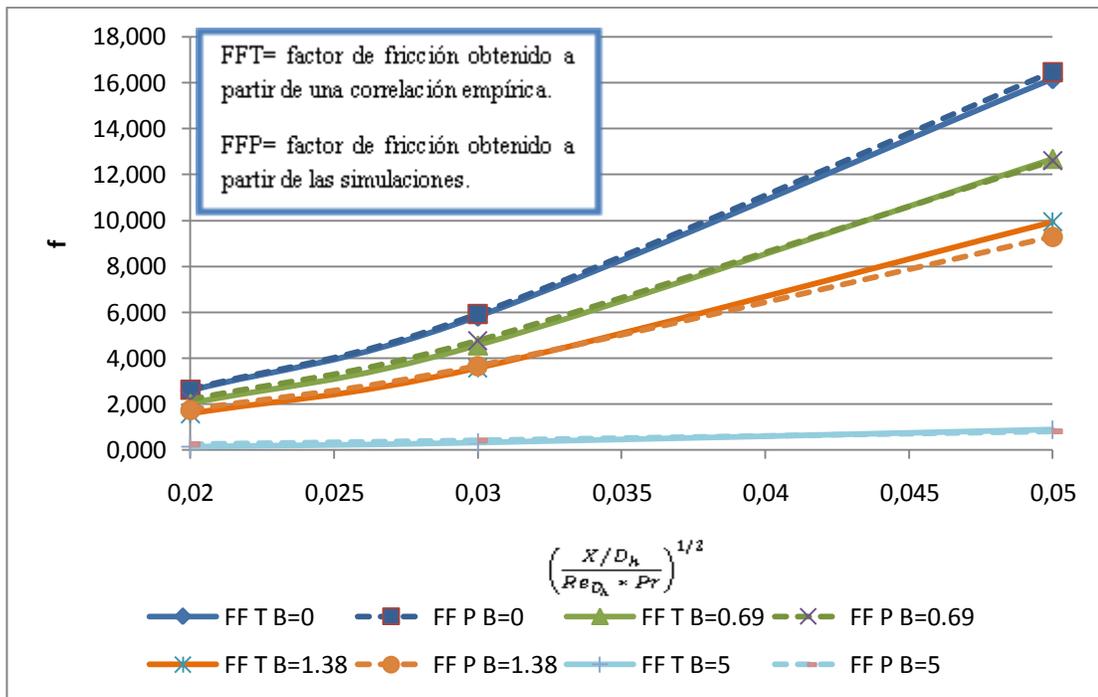


Figura 78. Factor de fricción en función de la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, para propiedades constantes y viscosidad variable en geometría cilíndrica.

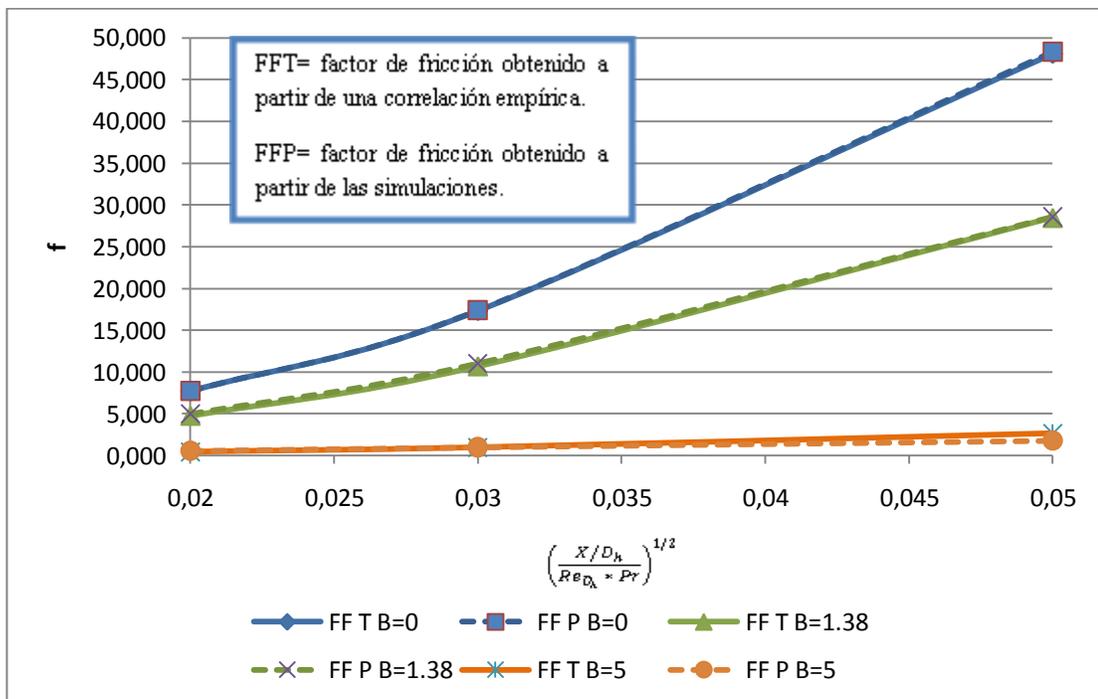


Figura 79. Factor de fricción en función de la longitud axial adimensional elevada a la 1/2, para propiedades constantes y viscosidad variable en geometría de tubo anular.

En las figuras 77, 78 y 79 puede observarse que tanto las curvas del factor de fricción obtenidas a partir de una correlación empírica así como las obtenidas de la simulación, tienen la misma tendencia, la cual es de aumentar a medida que la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, aumenta, estando así cerca de la región de desarrollo de la capa límite térmica. Esta tendencia se debe a que al aumentar la longitud axial adimensional, se está más cerca de la región de desarrollo de la capa límite térmica, por lo que la longitud que recorre el fluido es mayor lo cual provoca mayores pérdidas por fricción. Es importante señalar que para una misma longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, los valores del factor de fricción tienden a disminuir al aumentar la relación de viscosidad, ocasionando así que la curva generada para cada valor de relación de viscosidad, esté por debajo de la curva de propiedades constantes, siendo la más alejada la que mayor relación de viscosidad tenga, para el caso de estudio la mayor relación de viscosidad se tiene para un parámetro adimensional de $B=5$. Esta tendencia puede explicarse debido a la disminución de la viscosidad cercana a la pared, lo que provoca un aumento considerable de la velocidad en esta zona, conllevando así a una disminución de las pérdidas por fricción.

Como se puede observar en las figuras 77, 78 y 79 la desviación que se tiene entre los valores obtenidos a partir de las correlaciones reportadas por la bibliografía (Bird *et. al.*, 2006), y los obtenidos experimentalmente, es menor al 2% lo cual quiere decir que los valores obtenidos de forma experimental se ajustan completamente a los reportados de forma teórica. Es importante señalar que esta desviación se observa tanto para el caso de propiedades constantes como para el caso de viscosidad variable.

Los valores utilizados para construir estas gráficas pueden observarse en el apéndice E.3

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES

En este capítulo se presentan las conclusiones del Trabajo Especial de Grado, en base a los análisis y la discusión de resultados.

1. Se construyeron las geometrías de placas planas paralelas, cilindro y tubo anular considerando las dimensiones típicas en la industria.
2. Se trabajó con mallas híbridas, las cuales cuentan con una parte estructurada y con una parte desestructurada, donde la parte estructurada pudo ubicarse en la zona de desarrollo de la capa límite térmica.
3. Para placas planas paralelas la malla híbrida se ajusta adecuadamente sin presentar inestabilidad, logrando así resultados óptimos.
4. Se utilizó el concepto de simetría en las geometrías, reduciendo a $\frac{1}{4}$ el número de nodos de las mallas que fueron necesarias para llevar a cabo la simulación.
5. La transferencia de calor por convección forzada para fluidos altamente viscosos puede estudiarse considerando un flujo desarrollado hidrodinámicamente, en estado estacionario, con propiedades físicas constantes a excepción de la viscosidad.
6. Los perfiles de velocidad para propiedades constantes, se ven representados por una parábola para el caso de placas planas paralelas y cilindro; y por una parábola distorsionada para el caso de la geometría anular, sin embargo dichos

perfiles no presentaron ninguna variación a medida en que se estaba más próximo a la zona de desarrollo térmico.

7. Al trabajar con viscosidad variable, los perfiles de velocidad presentan una deformación de la parábola, la cual va en aumento a medida que la temperatura en la zona cercana a la pared es mayor, es decir cuando el parámetro B aumenta.
8. Para los perfiles de temperatura obtenidos al trabajar con propiedades constantes y viscosidad variable, se puede observar que el espesor de la capa limite térmica aumenta a medida que el fluido avanza a través del conducto.
9. A medida que se está cercano a la zona de desarrollo térmica, es decir al aumentar la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, el espesor de la capa limite térmica tiende a ser mayor, efecto observado para propiedades constantes y cuando se toma en cuenta el cambio de la viscosidad con la temperatura.
10. Al aumentar la temperatura en la pared, equivalente a un aumento en el parámetro B, para un mismo valor de longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$, el espesor de la capa limite térmica disminuye.
11. Los valores calculados del número de Nusselt a partir de la experimentación numérica, presentan cierta similitud con los obtenidos usando la ecuación de Leveque, Sieder y Tate y, Shah y London para propiedades constantes, lo que valida el uso del ANSYS® CFX™, como herramienta computacional para este tipo de estudios.
12. Los valores obtenidos del número de Nusselt mediante el uso del simulador presentan un error menor al 20% con respecto a la correlación de Sieder y Tate, para parámetros adimensionales menores a 5.

13. Los valores calculados del número de Nusselt a partir de la experimentación numérica para la viscosidad variable, se ajustan a los valores presentados en el estudio de Nonino *et al*, lo cual indica la aplicabilidad del ANSYS® CFX™ en problemas de esta naturaleza.
14. En placas planas paralelas, los valores obtenidos del número de Nusselt a través del simulador presentan un error menor al 10% con respecto al modelo matemático de Rosales, para un parámetro adimensional de $B=0$, $B=1.38$ y $B=3$; ya cuando se tienen parámetros mayores a 3 ($B=5$) se presenta un error mayor al 30%.
15. Existen mayores pérdidas por fricción (obtenido a partir de una correlación empírica y a partir de las simulaciones) a medida que la longitud axial adimensional aumenta, debido a que el fluido recorre un mayor trayecto.
16. Para un mismo valor de longitud axial adimensional, las pérdidas por fricción disminuyen a medida que la temperatura cercana a la pared aumenta, equivalente a un aumento del parámetro B .
17. El aumento en la temperatura de pared, equivalente a un aumento del parámetro B , produce un aumento en el número de Nusselt y una disminución en el factor de fricción para un mismo valor de longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$. Sin embargo, dicho incremento concuerda con los modelos presentados en las bibliografías más antiguas.

CAPÍTULO VI

RECOMENDACIONES.

A continuación se presentan las recomendaciones sugeridas con el objeto de producir mejoras referidas al tema de este Trabajo Especial de Grado en futuras investigaciones.

1. Si se desea trabajar con geometrías simples se recomienda generar mallas estructuradas.
2. Se recomienda el uso del CFX-Mesh para geometrías complejas, en caso de tener geometrías simples puede recurrirse al uso de otros programas que generen mallas estructuradas.
3. Antes de utilizar cualquier programa de generación de mallas, se recomienda verificar el número de elementos máximos con el que se puede trabajar, de acuerdo a la memoria RAM que se dispone.
4. Al trabaja con mallas híbridas es importante considerar que la zona estructurada debe cubrir en su totalidad la zona de la capa límite, donde se espera que haya mayores cambios en los gradientes a estudiar.
5. Se recomienda que si la geometría con lo que se va a trabajar lo permite, aplicarle simetría con el fin de reducir el número de elementos y así disminuir el tiempo de computo en el simulador.
6. Al momento de realizar el refinamiento de la malla tanto en la longitud axial como radial, se debe tener especial cuidado en la formación de los ángulos de los elementos, puesto que es un factor influyente en la convergencia de los resultados.

7. Se recomienda para estudios posteriores que quieran darle continuidad a este Trabajo Especial de Grado, realizar simulaciones detalladas cuando se tiene variación en la viscosidad del fluido con un parámetro de $B=5$, lográndolo a partir de un refinamiento exhaustivo.

BIBLIOGRAFÍA.

- Bennett C. y Myers J. (1979). **Transferencia de cantidad de movimiento, calor y materia**. España, Reverté, S.A.
- Bird R., Stewart W. y Lightfoot E. (2006). **Fenómenos de transporte**. 2ª edición, Departamento de Ingeniería Química Universidad de Wisconsin-Madison, México, Editorial Limusa Wiley, S.A.
- Incropera F., De Witt D. (1999). **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. Editorial John Wiley and Sons Inc.
- Jiang-Tao Liu, Xiao-Feng Peng and Wei-Mon Yan (2006). **Numerical study of fluid flow and heat transfer in microchannel cooling pasajes**. International Journal of Heat and Mass Transfer 50, 1855–1864.
- Kern D. (1999). **Procesos de Transferencia de Calor**. 31ª edición, México, Compañía Editorial Continental S.A.
- Liu J., Peng X., Wang B. (2008). **Variable-property effect on liquid flow and heat transfer in microchannels**. Chemical Engineering Journal 141, 346–353.
- Malalasekera W. and Versteeg H. (1995). **An Introduction to Computacional Fluid Dynamics The Finite Volume Method**. England, Longman Scientific and Technical.
- Maliska C. (2004). **Transferencia de Calor e Mecánica Dos Fluidos Computacional**. 2ª edición, Rio de Janeiro, Livros Tecnicos e Cientificos Editora.
- Manzanilla R., Moreno N. and Yáñez R. (2007). **Heat Transfer between Heavy Oil and Electric Submersible Pump's Motor**. Presentado en Society of Petroleum Engineers, Electric submersible Pump Workshop.

- Morini G. (2004). **Single-phase convective heat transfer in microchannels: a review of experimental results**. International Journal of Thermal Sciences 43, 631–651.
- Nonino C., Giudice S., Savino S. (2005). **Temperature dependent viscosity effects on laminar forced convection in the entrance region of straight ducts**. International Journal of Heat and Mass Transfer 49, 4469–4481.
- Norma PDVSA. Dimensionamiento de Tuberías de Proceso**. Manual de Diseño de Proceso, Volumen 13-III, Guía de Ingeniería. PDVSA 90616.1.024. 1993, Caracas.
- Norma PDVSA. Intercambiadores de Tubo y Carcasa**. Manual de Diseño de Proceso, Transferencia de Calor, Intercambiadores de Calor. PDVSA MDP-05-E-02. 1993, Caracas.
- Rosales A. (2008). **Modelo de convección forzada en fluidos altamente viscosos: aplicación al enfriamiento de un motor de un sistema BES**. Tesis de Maestría, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
- Srbislav B., Branislav M., and Bojan J. (2006). **Experimental research of highly viscous fluid cooling in cross-flow to a tube bundle**. International Journal of Heat and Mass Transfer 50, 1288–1294.
- Welty J., Wicks C., y Wilson R. (2004). **Fundamentos de Transferencia de Momento, Calor y Masa**. 2ª edición. México, Editorial Limusa Wiley, S.A.
- White F. (2004). **Mecánica de Fluidos**. 2ª edición, Universidad de Rhode Island, Editorial McGraw-Hill.
- Zhigang Li, Xiulan Huai, Yujia Tao, Huanzhuo Chen. (2007). **Effects of Thermal Property Variations on the Liquid Flow and Heat Transfer in Microchannel Heat Sinks**. Applied Thermal Engineering 27, 2803–2814.

APENDICE A. INTERCAMBIADORES DE CALOR.

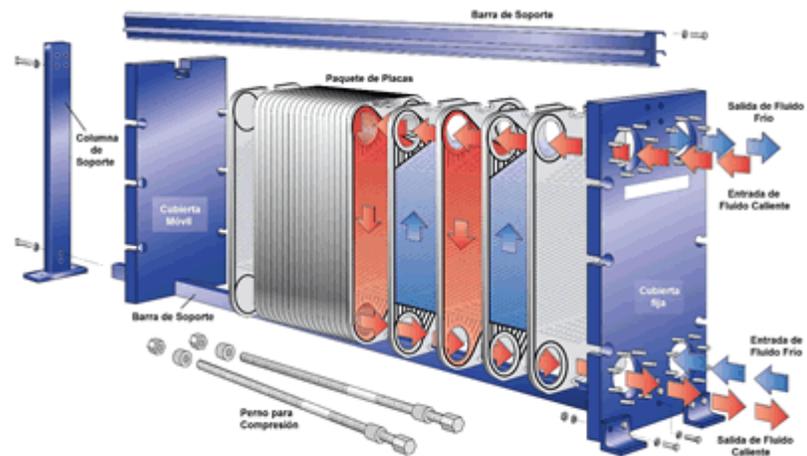


Figura 80. Intercambiador de calor de placas

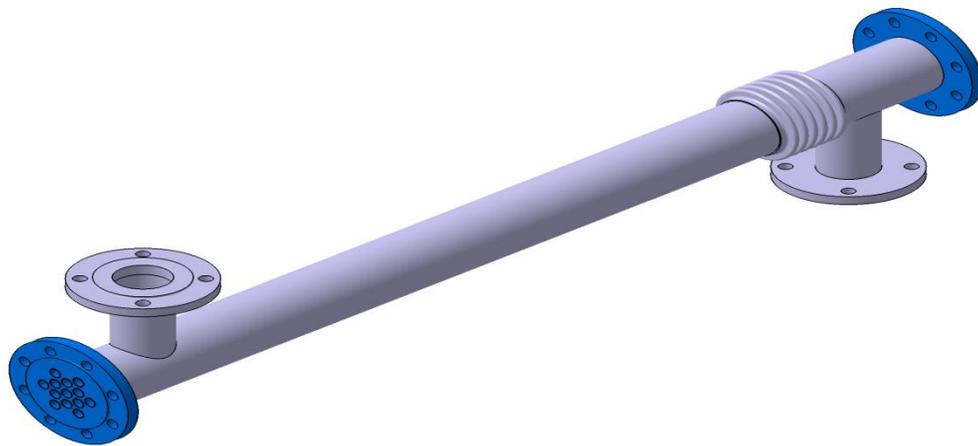


Figura 81. Intercambiador de calor de tubos

APENDICE B. CÁLCULO TIPO DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS DEL FLUIDO ESTUDIADO (CRUDO BOSCAN 6), DE LAS CORRELACIONES UTILIZADAS Y DEL FACTOR DE FRICCIÓN.

Los cálculos se realizaron para un valor de la raíz la longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a una temperatura de entrada de 323K, en la geometría de placas planas paralelas.

B.1 Cálculo de propiedades físicas

- **Cálculo de Densidad**

$$\rho = 1171 - 0.594 * T \quad (50)$$

Donde

ρ = Densidad del Fluido (Kg/m³)

T = Temperatura (K)

$$\rho = 1171 - 0.594 * 323K$$

$$\rho = 979.1 \text{ Kg/m}^3$$

- **Cálculo de la viscosidad cinemática**

$$v = \left(10^{10(6.705 - 2.457 * \log T)} - 0.7 \right) * 1e^{-6}$$

(50)

Donde

v = Viscosidad cinemática (m²/s)

$$v = \left(10^{10^{(6.705 - 2.457 * \log(323 K))}} - 0.7\right) * 1e^{-6}$$

$$v = 0.002926m^2/s$$

- **Cálculo de la conductividad térmica**

$$k = 0.1728 - 9.70e^{-5} * T \quad (51)$$

Donde

k = Conductividad termica (w/mk)

$$k = 0.1728 - 9.70e^{-5} * 323K \quad (52)$$

$$k = 0.1415w/mK$$

- **Cálculo del calor específico**

$$Cp = 630.6 + 4.221 * T \quad (53)$$

Donde

Cp = Calor específico (J/KgK)

$$Cp = 630.6 + 4.221 * 323K$$

$$Cp = 1994 J/KgK$$

- **Cálculo de la viscosidad dinámica**

$$\mu = \rho * v \quad (54)$$

$$\mu = 979.138(\text{Kg}/\text{m}^3) * 0.00293(\text{m}^2/\text{s})$$

$$\mu = 2.866\text{Pa}\cdot\text{s}$$

- **Cálculo de la difusividad Térmica**

$$\alpha = \frac{K}{\rho * c_p} \quad (55)$$

Donde

α = Difusividad térmica (m^2/s)

$$\alpha = \frac{0.1415\text{w}/\text{mK}}{979.1 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * 1994 \left(\frac{\text{J}}{\text{KgK}}\right)}$$

$$\alpha = 7.246e^{-8}\text{m}^2/\text{s}$$

B.2 Cálculo de números adimensionales necesarios

- **Cálculo del número de Prandtl**

$$Pr = \frac{\mu * c_p}{K}$$

Donde

Pr = Numero de Prandtl

$$Pr = \frac{2.866 Pa \cdot s * 1994 (J/KgK)}{0.1415 (w/mk)}$$

$$Pr = 40380$$

- **Cálculo del número de Reynold**

$$Re = \frac{\rho * D_h * Vm}{\mu}$$

Donde

Re = Numero de Reynolds

D_h = Diámetro hidráulico propio de cada geometria (m)

Vm = Velocidad media del fluido (m/s)

Para el cálculo del número de Reynolds se procede a suponer un valor de velocidad media con el fin de obtener un valor de este número adimensional para ser utilizado posteriormente en el cálculo del número de Graetz.

Tabla 11. Diámetros Hidráulicos

Geometría	D_h
Placas	0.2m
Cilindro	0.1m
Anular	0.1m

Como los cálculos tipos se están realizando para placas planas paralelas el valor del D_h a utilizar será 0.2m, valor que puede obtenerse de la tabla 11.

El valor de velocidad media supuesta para placas planas paralelas es 0.0453m/s

$$Re = \frac{979.1(\text{kg}/\text{m}^3) * 0.2 \text{ m} * 0.0453(\text{m}/\text{s})}{2.866(\text{Pa} \cdot \text{s})}$$

$$Re = 3.0951$$

- **Cálculo del número de Graetz**

$$Gz = \frac{D_h}{X} Re * Pr \quad (56)$$

Donde

Gz = Numero de Graetz

X = Longitud de la geometría con que se trabaje (m)

$$Gz = \frac{0.2\text{m}}{10\text{m}} * 3.0951 * 40380$$

$$Gz = 2500$$

Ahora una vez calculado este número adimensional se procede a calcular su inverso y la raíz del mismo con el fin de encontrar un valor con el que se pueda entrar en la gráfica 1 y así observar en que zona de desarrollo se encuentra, si está en la región de entrada se toma como un valor posible para ser utilizado.

$$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2} = \left(\frac{1}{Gz}\right)^{1/2} \quad (57)$$

$$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2} = \left(\frac{1}{2500}\right)^{1/2}$$

$$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2} = 0.02$$

Como se puede ver el valor se encuentra dentro de la zona de desarrollo, por lo que se puede decir que la velocidad media seleccionada anteriormente es adecuada. Cabe destacar que este valor fue uno de los seleccionados.

El procedimiento para elegir los otros 2 valores con los que se trabajó se realizó de la misma manera.

B.3 Cálculo de la temperatura de pared cuando la viscosidad varía de forma exponencial.

Para calcular la temperatura de pared primero se debe conocer la forma como la viscosidad varia de forma exponencial; posteriormente se utilizó la definición del parámetro B con el fin de conocer el valor de la viscosidad de la pared. Una vez que se conoció este valor se procedió a calcular el valor de la temperatura propio de esa viscosidad.

$$\mu = 125969 * e^{-3.31e^{-2} * T} \quad (58)$$

Donde

μ = Viscosidad dinámica

$$B = \ln\left(\frac{\mu_0}{\mu_w}\right) \quad (59)$$

Donde

μ_0 = Viscosidad dinámica a la temperatura de entrada (Pa.s)

μ_w = Viscosidad dinámica a la temperatura de pared (Pa.s)

Para el caso de placas paralelas el parámetro B tuvo tres distintos valores los cuales son 1.38, 3 y 5. El cálculo de la temperatura de pared se realizó para $B=1.38$.

Despejando la viscosidad de la pared la ecuación queda de la siguiente forma;

$$\mu_w = \frac{\mu_0}{e^B}$$

$$\mu_w = \frac{2.866 \text{ Pa.s}}{e^{1.38}}$$

$$\mu_w = 0.7209 \text{ Pa.s}$$

Ahora se de la ecuación que considera la variación de la viscosidad de forma exponencial procede a despejar la temperatura para un valor de 1.05419 Pa.s

$$T = \frac{\ln\left(\frac{125969}{\mu_w}\right)}{3.31e^{-2}}$$

$$T = \frac{\ln\left(\frac{125969}{0.7209 \text{ Pa.s}}\right)}{3.31e^{-2}}$$

$$T = 364.683K$$

Este es el valor de temperatura de pared con que se trabaja para un parámetro de $B=1.38$. Cabe destacar que para calcular los demás valores de temperatura de pared para cada B con los que se trabajó hay que realizar el mismo procedimiento.

B.4 Cálculo de las correlaciones utilizadas para comparar los valores obtenidos de cada simulación al trabaja con propiedades constantes.

- **Ecuación de Leveque:**

$$Nu = 1.62 * \left(Re * Pr * \frac{D_h}{X} \right)^{1/3}$$

$$Nu = 1.62 * \left(3.0951 * 40380 * \frac{0.2m}{10m} \right)^{1/3}$$

$$Nu = 21.98$$

- **Correlación de Sieder y Tate**

$$Nu = 1.86 * \left(Re * Pr * \frac{D_h}{X} \right)^{1/3} * \left(\frac{\mu_0}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$Nu = 1.86 * \left(3.0951 * 40380 * \frac{0.2}{10} \right)^{1/3} * \left(\frac{2.866 Pa.s}{2.866 Pa.s} \right)^{0.14}$$

$$Nu = 25.24$$

Es importante señalar que para el caso donde la viscosidad varía en función de la temperatura también se utiliza la ecuación de Sieder y Tate como punto de comparación calculándose de igual forma

- **Solución de Shah y London**

$$Nu = 1233 * \left(\frac{1}{Gz} \right)^{-1/3} + 0.4$$

$$Nu = 1.233 * \left(\frac{1}{2500} \right)^{-1/3} + 0.4$$

$$Nu = 17.13$$

B.5 Cálculo a partir de los valores obtenidos en la simulación

Una vez que concluye la simulación se puede hacer uso del Post-procesador, con el fin de obtener los datos necesarios para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, para posteriormente calcular el número de Nusselt. Del simulador se extrajo el valor de la temperatura de pared y de entrada mediante el uso de una función que calcula la temperatura media del fluido, el valor de la temperatura de salida se obtuvo mediante una función que calcula la temperatura promedio absoluta del flujo másico; por otra parte el calor transferido se obtuvo también a partir de una función que

calcula el calor promedio transferido a lo largo de la zona donde existe intercambio térmico. Los valores extraídos pueden verse en la tabla 12.

Tabla 12. Valores utilizados para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección.

Temperatura en la entrada (Te)	323.758 K
Temperatura en la pared (Tw)	373 K
Temperatura en la salida (Ts)	329.326 K
Calor Transferido (Q)	2207.658w

- **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor**

$$Q = h * A * \Delta T_m \ln$$

Donde

h = Coeficiente de transferencia de calor (w/m^2k)

A = Area donde ocurre el intercambio térmico (m)

$\Delta T_m \ln$ = Delta de temperatura medio logaritmico (K)

Q =Calor (w)

Despejando el coeficiente de Transferencia de calor

$$h = \frac{Q}{A * \Delta T_m \ln}$$

$$h = \frac{2207.658w}{4m^2 * \left(\frac{(373K - 323.758K) - (373K - 329.326K)}{\ln\left(\frac{373K - 323.758K}{373K - 329.326K}\right)} \right)}$$

$$h = 11.8941w/m^2K$$

- **Cálculo del número de Nusselt**

$$Nu = \frac{h * D_h}{k}$$

Donde

Nu = Numero de Nusselt

$$Nu = \frac{11.8941(w/m^2K) * 0.2 m}{0.1414 W/mK}$$

$$Nu = 16.826$$

Este procedimiento que se realizó para calcular el número de Nusselt para propiedades constantes es el mismo que se realizó para el caso en el que se trabaja con la viscosidad variando en función de la temperatura.

B.6 Cálculo del factor de fricción

Es importante destacar que la ecuación del factor de fricción teórica y práctica cambia de una geometría a otra, a continuación se presentara las ecuaciones para las tres geometrías, sin embargo los cálculos se realizaran únicamente para la geometría de placas planas paralelas.

Ecuaciones del factor de fricción teórico para el caso de propiedades constantes

Para Placas:

$$f = \frac{48}{Re} \quad (60)$$

Donde:

f = Factor de fricción.

$$f = \frac{48}{3.0951}$$

$$f = 15.508$$

Para cilindro:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (61)$$

Para Tubo anular

$$f = \frac{32}{Re_{D_h}} * \left(\frac{D_h}{D}\right)^2 * \frac{1}{E} \quad (62)$$

Donde:

$$E = (1 - K^4) - \frac{(1 - K^2)^2}{\ln(1/K)}$$

$$K = \frac{\text{Diametro menor}}{\text{Diametro mayor}}$$

Es importante señalar que para el caso en que la viscosidad varía en función de la temperatura las ecuaciones teóricas del factor de fricción van a ser básicamente iguales, con una sola diferencia y es que van a estar multiplicadas por $\left(\frac{\mu_0}{\mu_w}\right)^{-0.58}$, obteniéndose de esta forma una correlación empírica.

Ecuaciones del factor de fricción práctico para el caso de propiedades constantes y el caso en que la viscosidad varía en función de la temperatura.

Para placas:

$$f = \frac{1}{2} * \frac{D_h}{X} * \frac{\Delta P}{0.5 * \rho * V m^2} \quad (63)$$

Donde

ΔP = Caída de presión que se produjo en las distintas geometrías. Dicho valor fue extraído del simulador.

$$f = \frac{1}{2} * \frac{0.2m}{10m} * \frac{1584.51 Pa}{0.5 * 979.138 (Kg/m^3) * (0.0453m/s)^2}$$

$$f = 15.7719$$

Para Cilindro

$$f = \frac{1}{4} * \frac{D_h}{X} * \frac{\Delta P}{0.5 * \rho * Vm^2} \quad (64)$$

Para Anular

$$f = \frac{1}{2} * \frac{D_h}{X} * \frac{\Delta P}{0.5 * \rho * Vm^2} \quad (65)$$

APENDICE C. PERFILES DE VELOCIDAD Y TEMPERATURA PARA GEOMETRÍA CILÍNDRICA

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02:

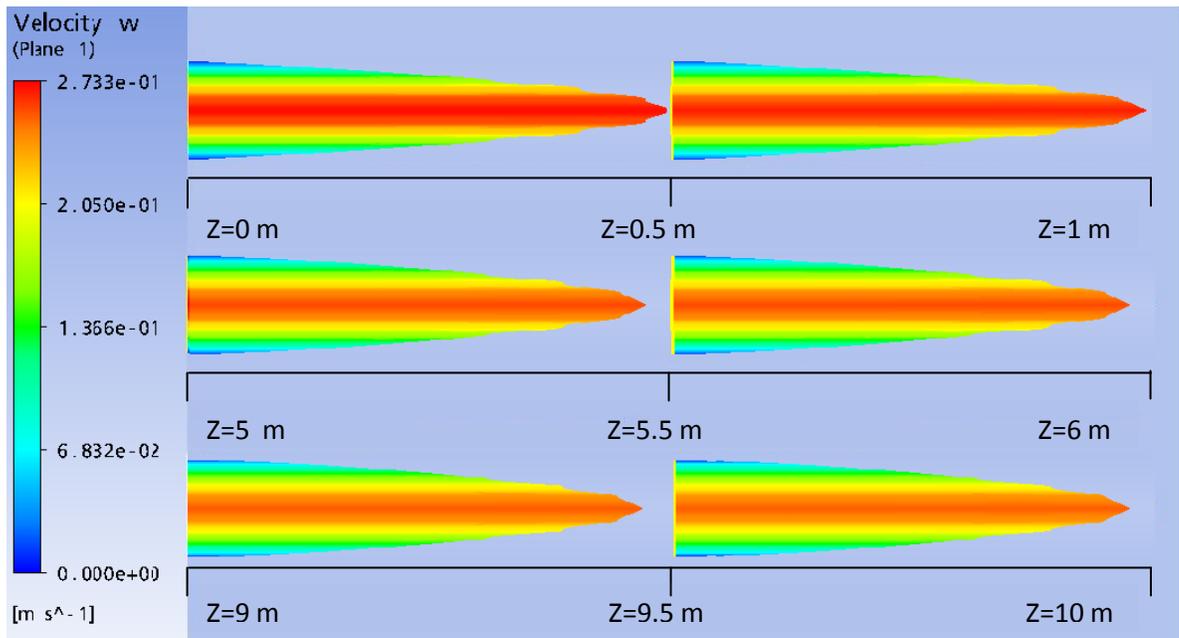


Figura 82. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=0.69$.

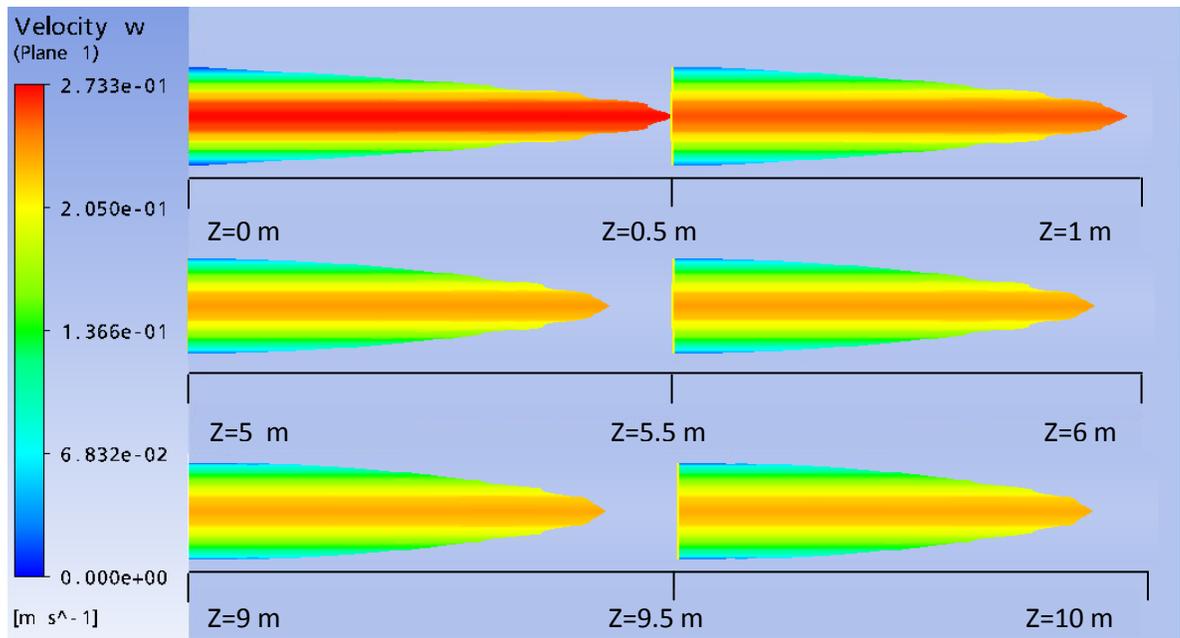


Figura 83. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=1.38$.

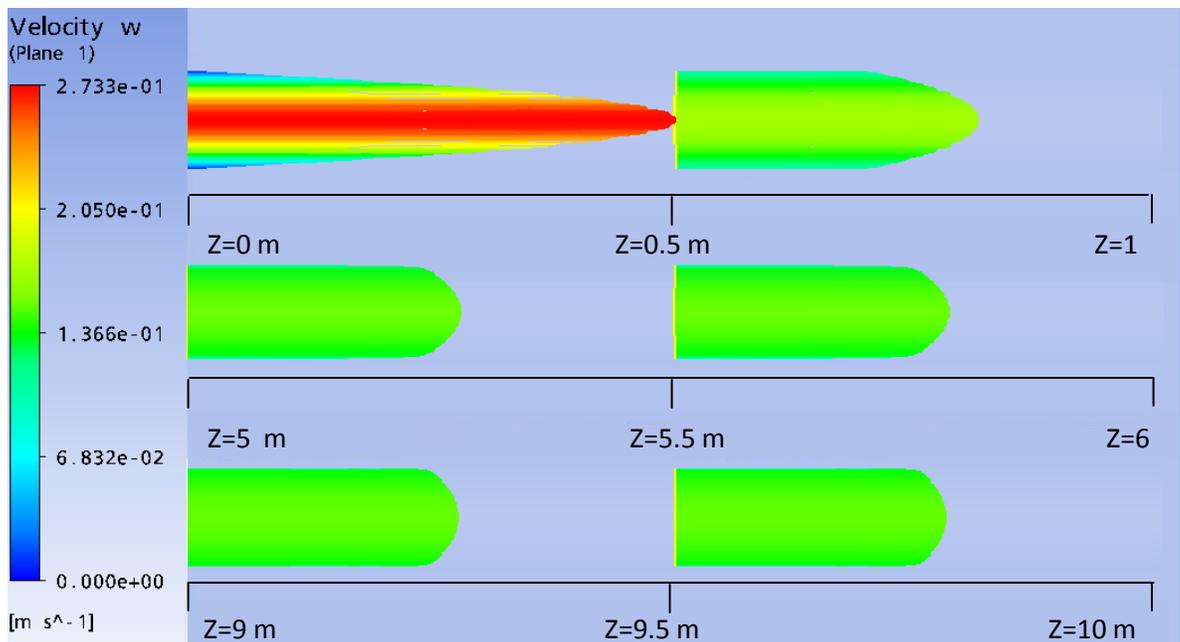


Figura 84. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03:

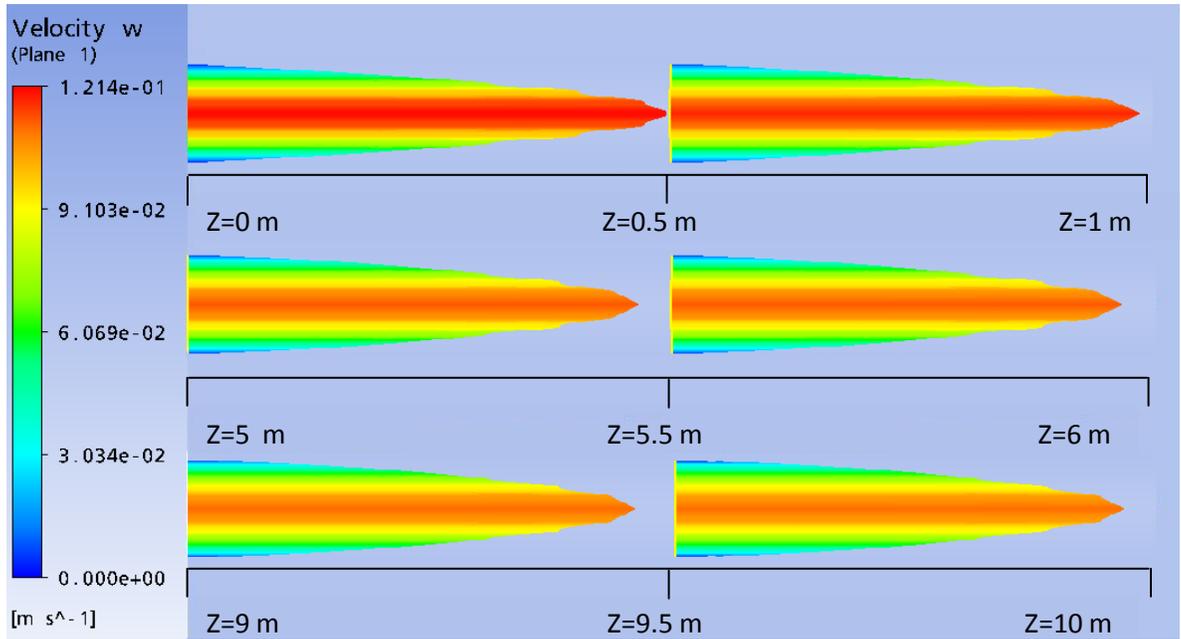


Figura 85. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a viscosidad variable con $B=0.69$.

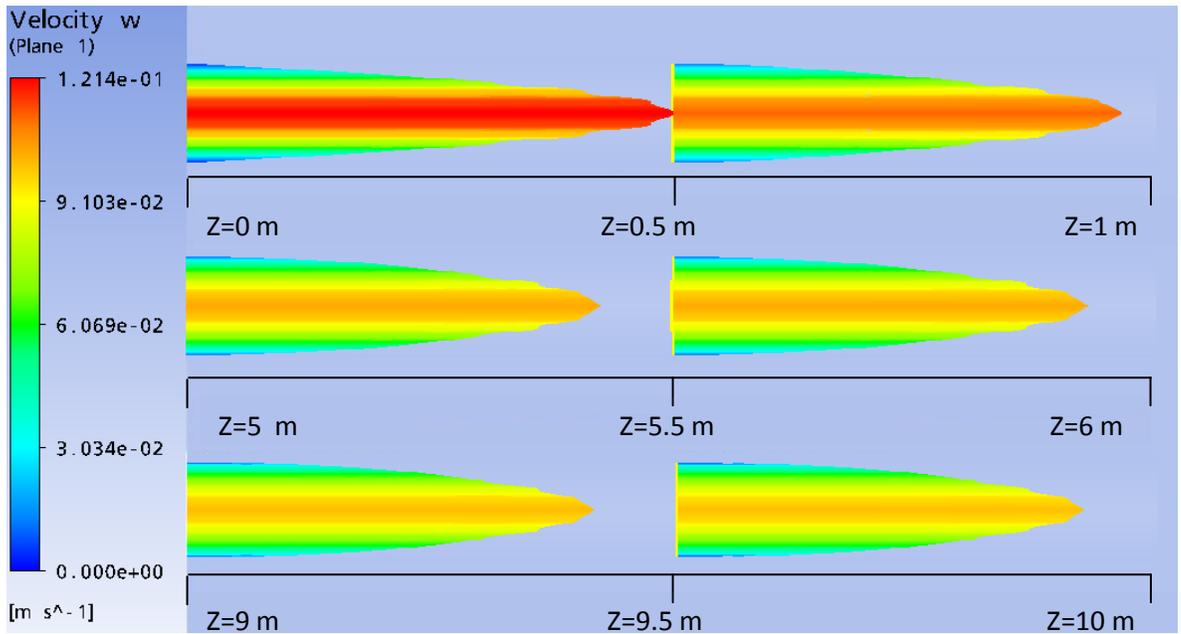


Figura 86. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a viscosidad variable con $B=1.38$.

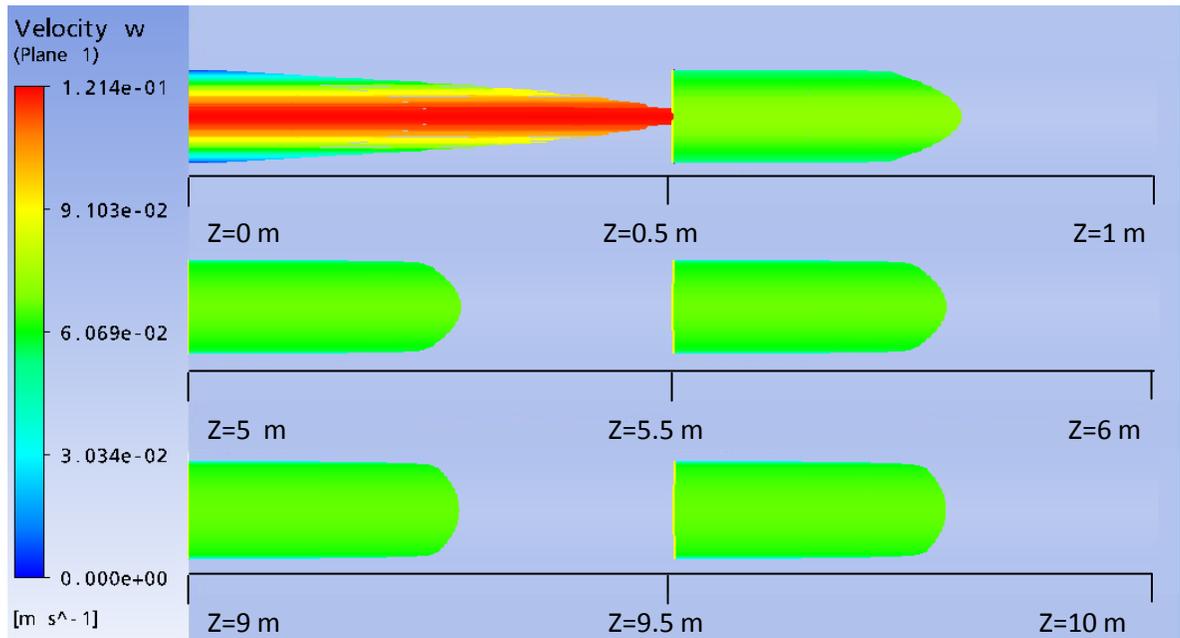


Figura 87. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05:

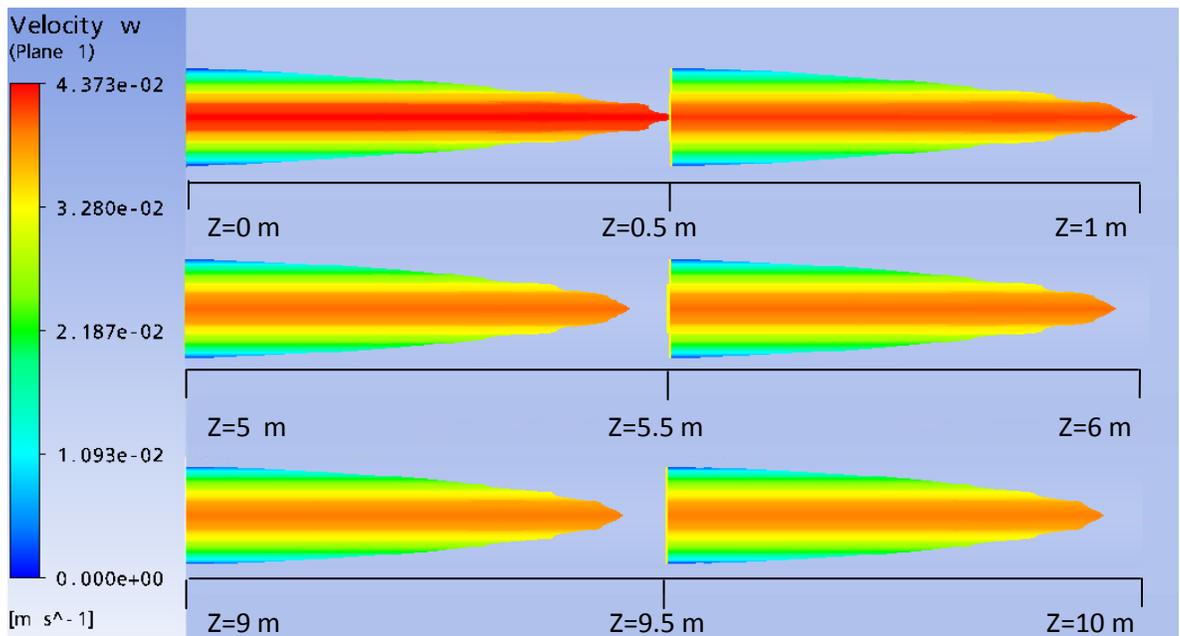


Figura 88. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0,05 a viscosidad variable con $B=0.69$.

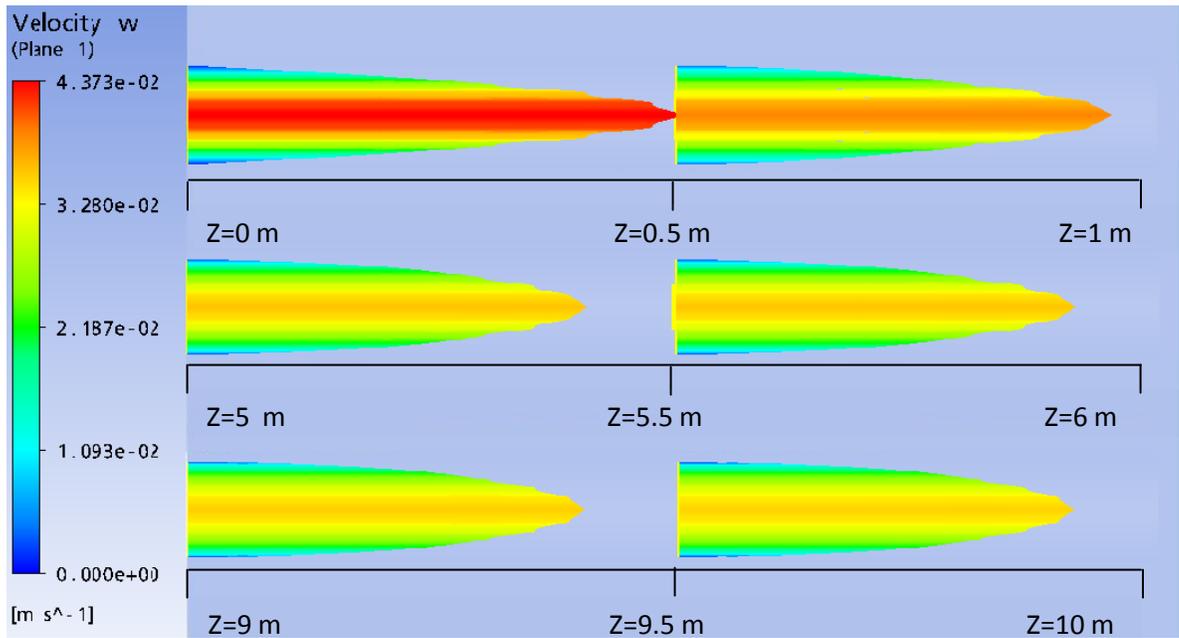


Figura 89. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=1.38$.

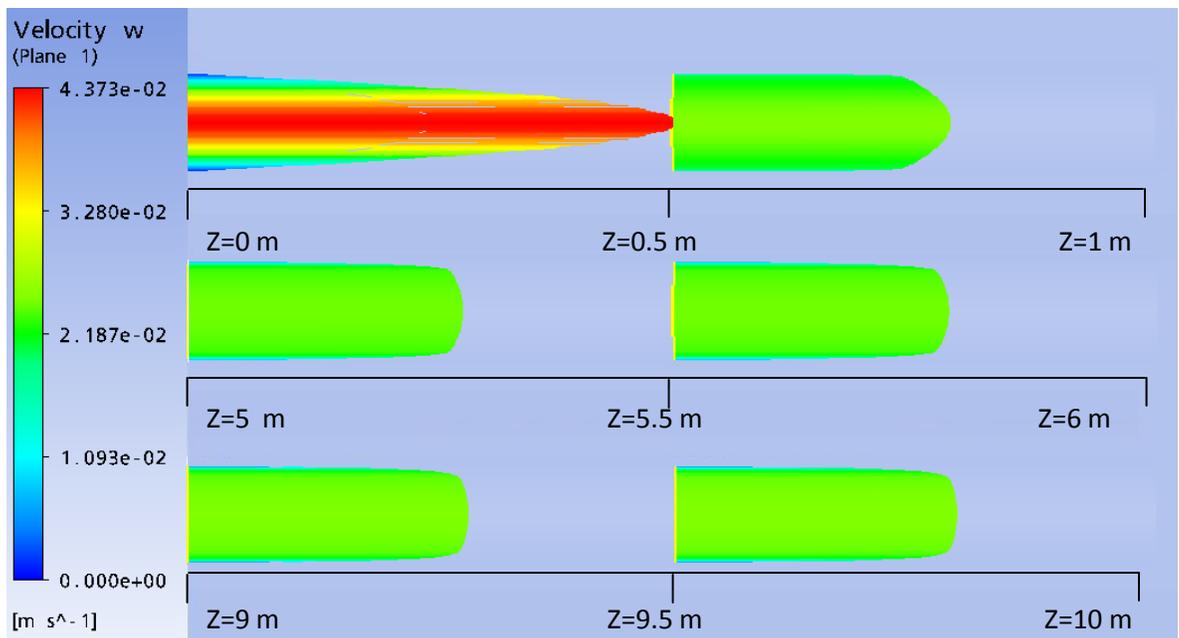


Figura 90. Perfil de velocidad para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02:

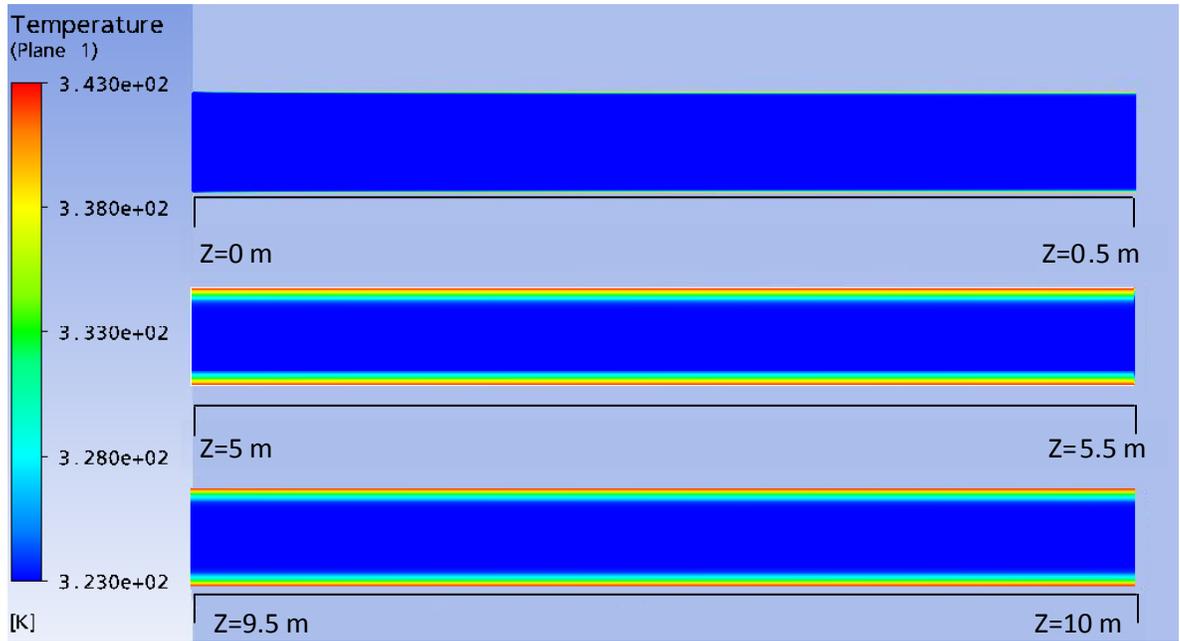


Figura 91. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a viscosidad variable con B=0.69.

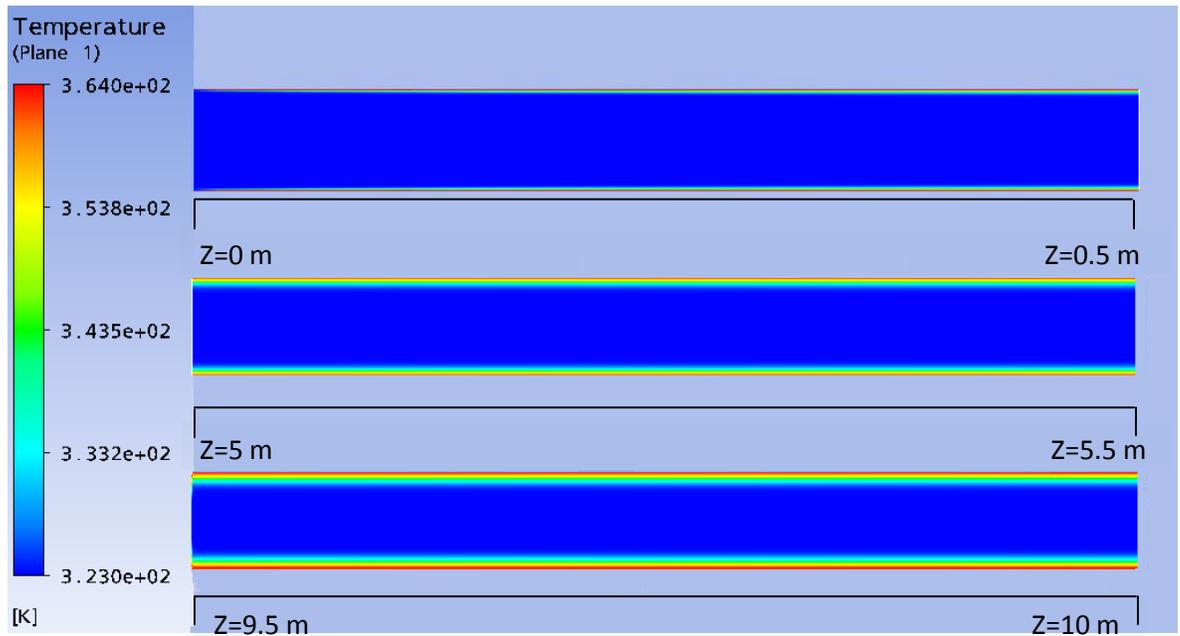


Figura 92. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada

a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=1.38$.



Figura 93. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.02 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03:



Figura 94. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=0.69$.

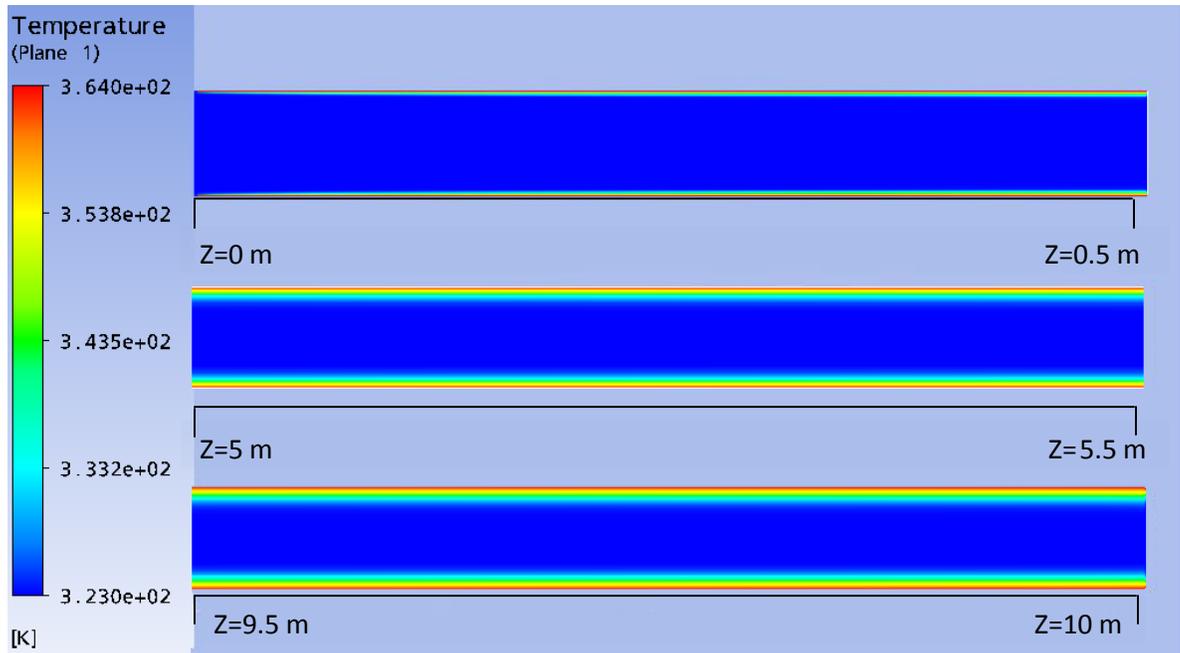


Figura 95. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=1.38$.

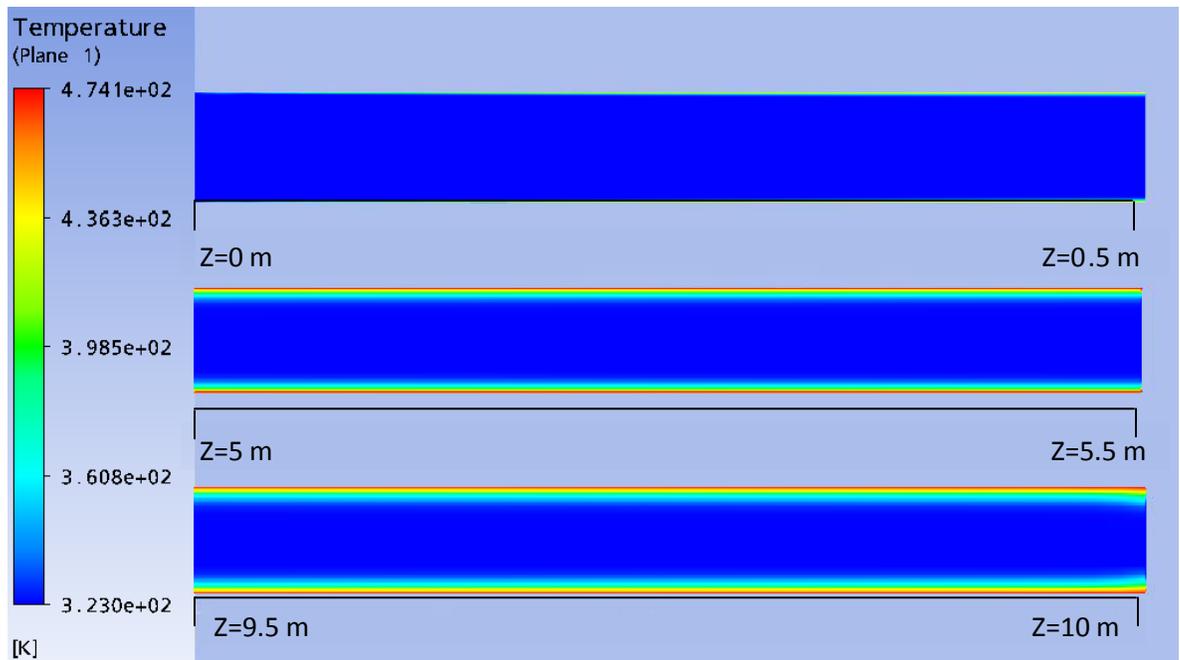


Figura 96. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05:

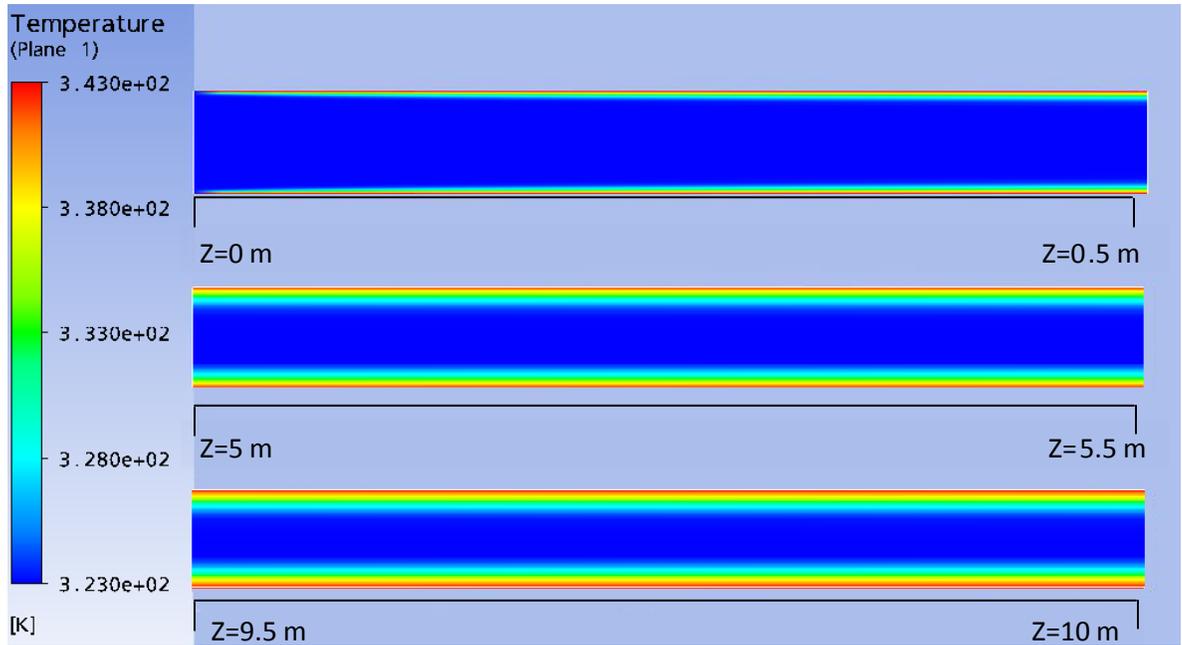


Figura 97. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05 a viscosidad variable con B=0.69.

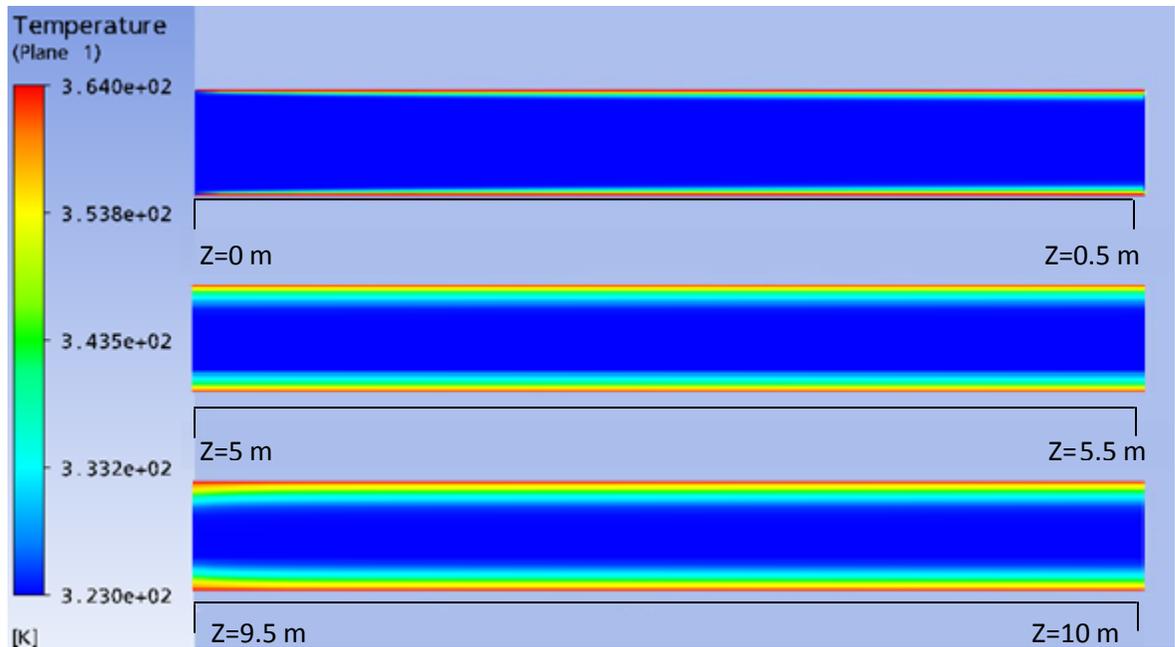


Figura 98. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05 a viscosidad variable con B=1.38.

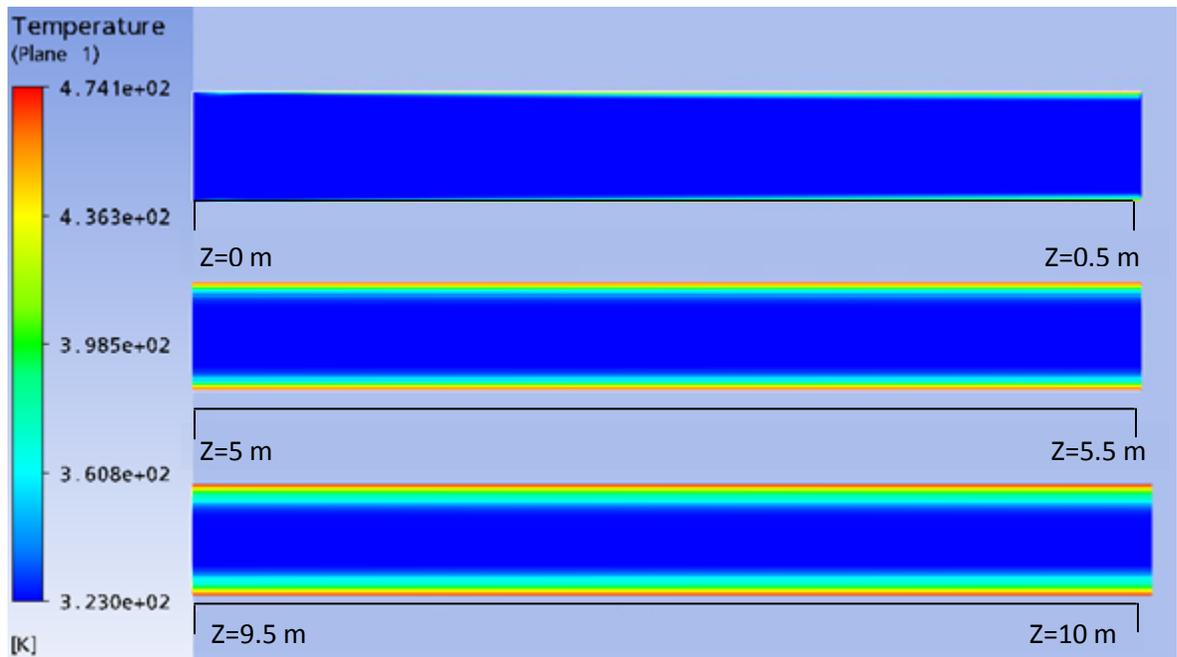


Figura 99. Perfil de temperatura para cilindro cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=5$.

APENDICE D. PERFILES DE VELOCIDAD Y TEMPERATURA PARA GEOMETRÍA ANULAR.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02:

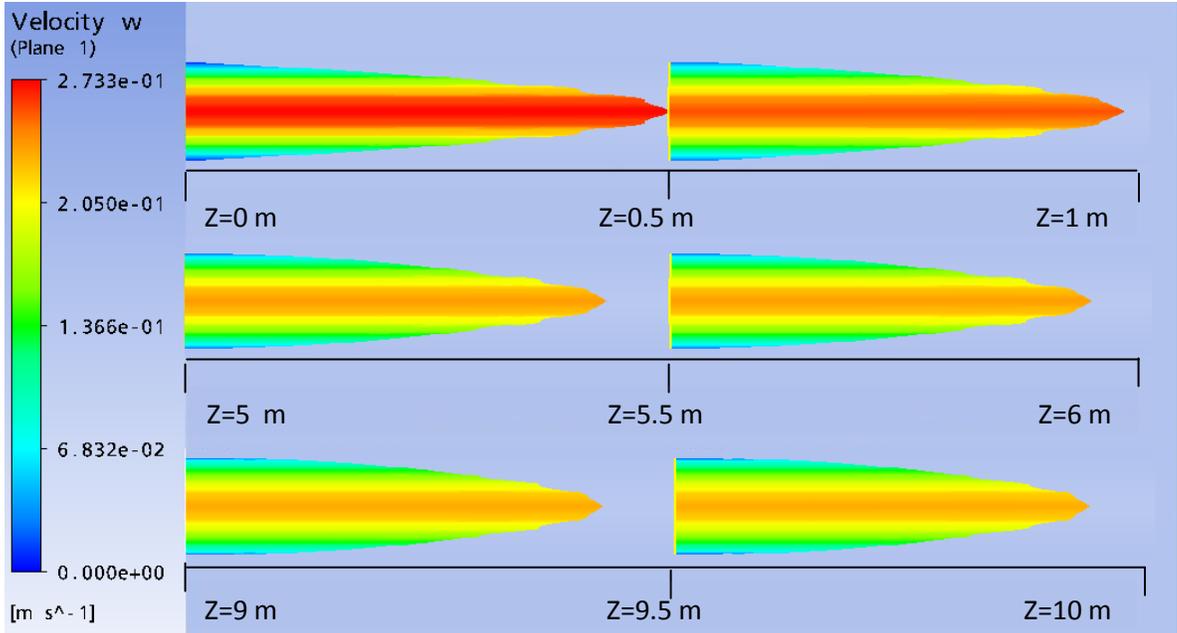


Figura 100. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a viscosidad variable con B=1.38.

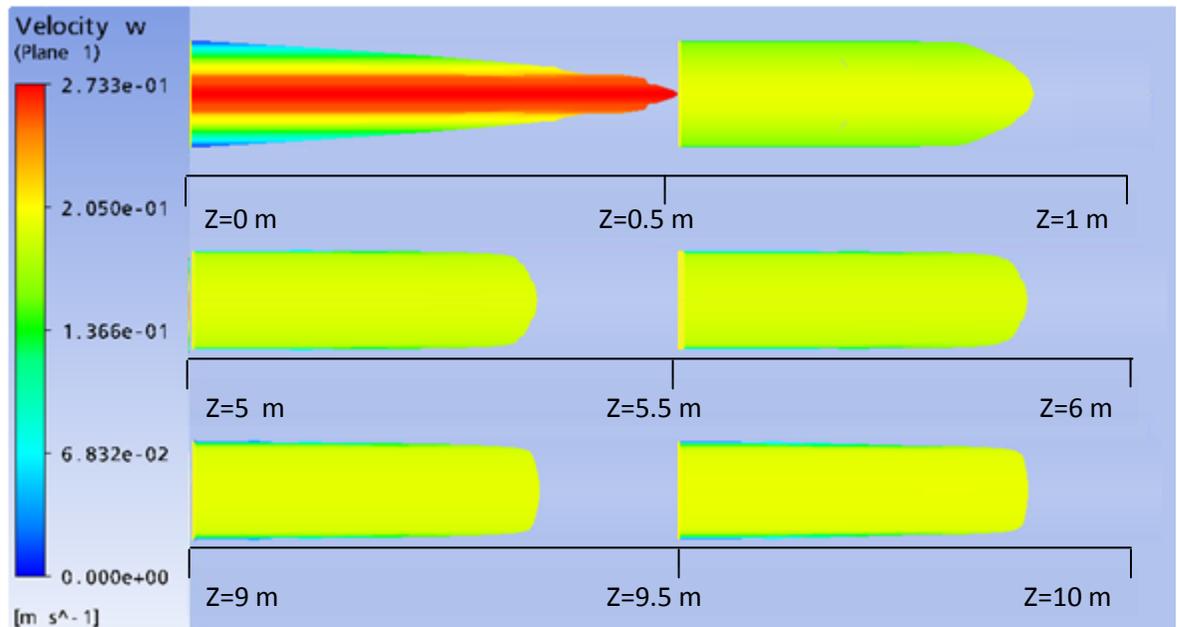


Figura 101. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a viscosidad variable con B=5.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03:

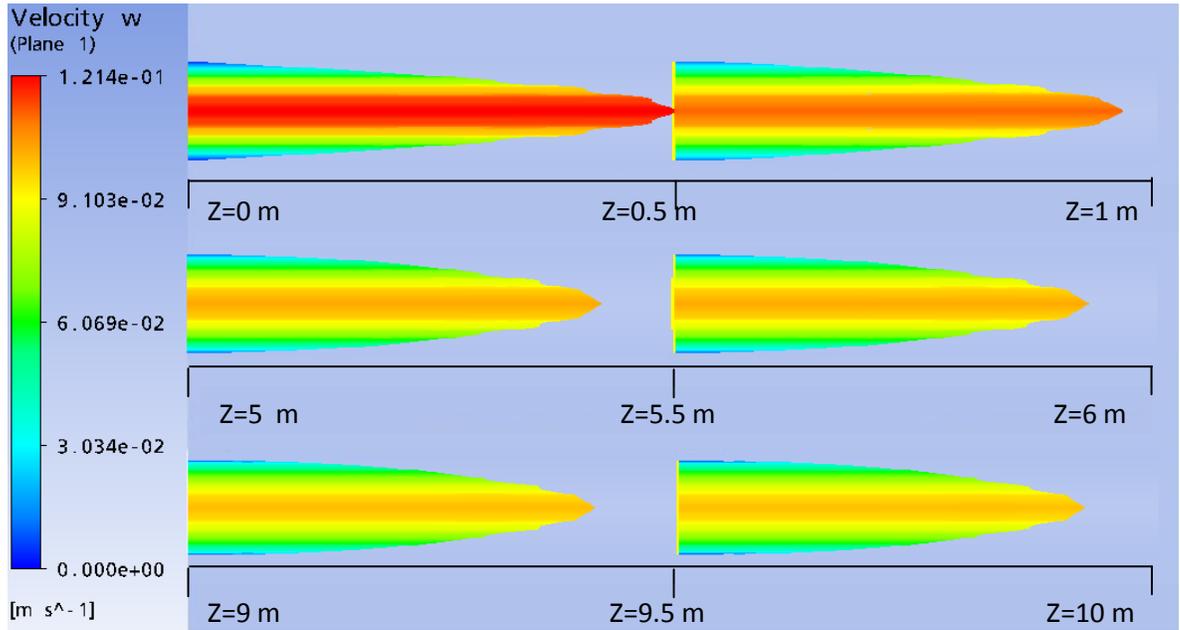


Figura 102. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=1.38$.

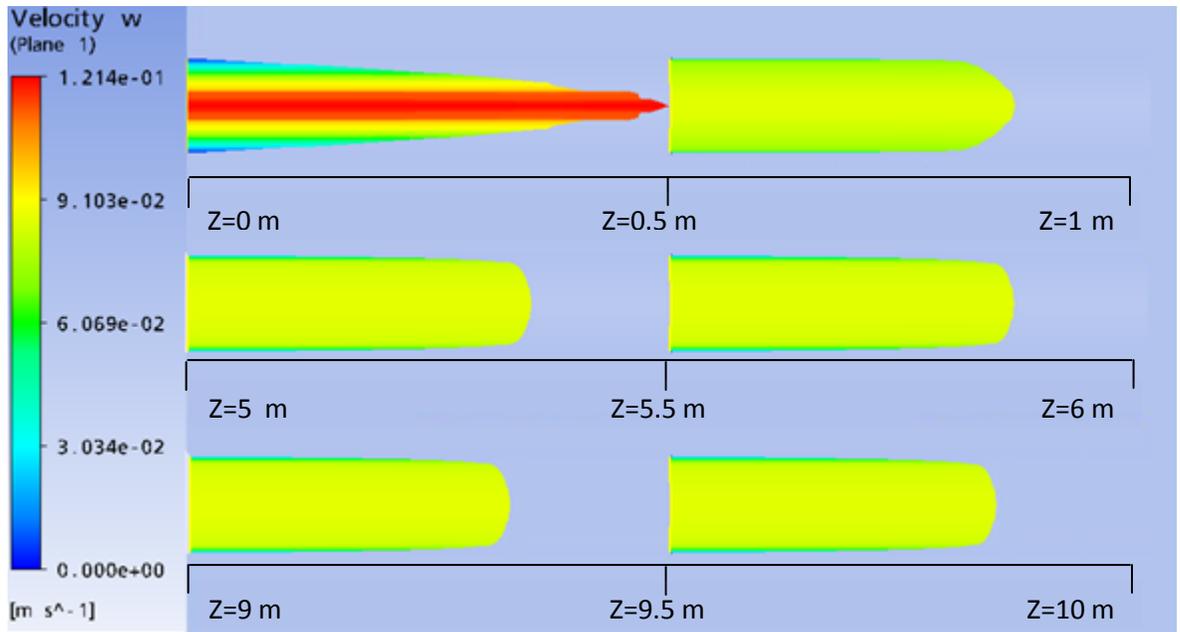


Figura 103. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.03 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de velocidad para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05:

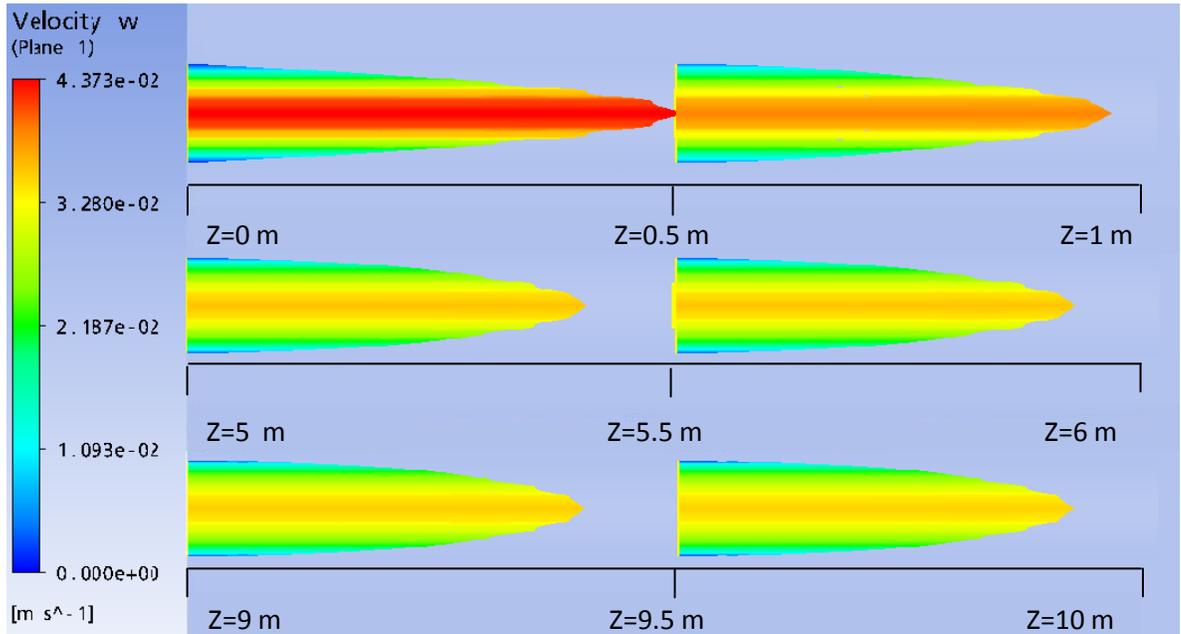


Figura 104. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05 a viscosidad variable con $B=1.38$

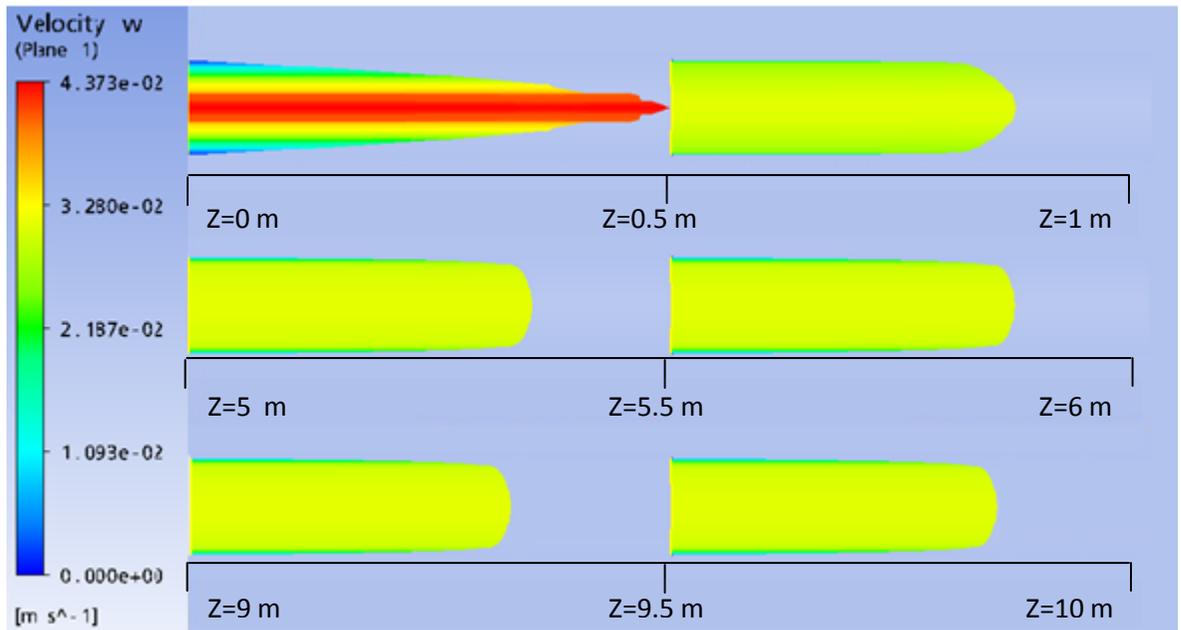


Figura 105. Perfil de velocidad para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.05 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02:

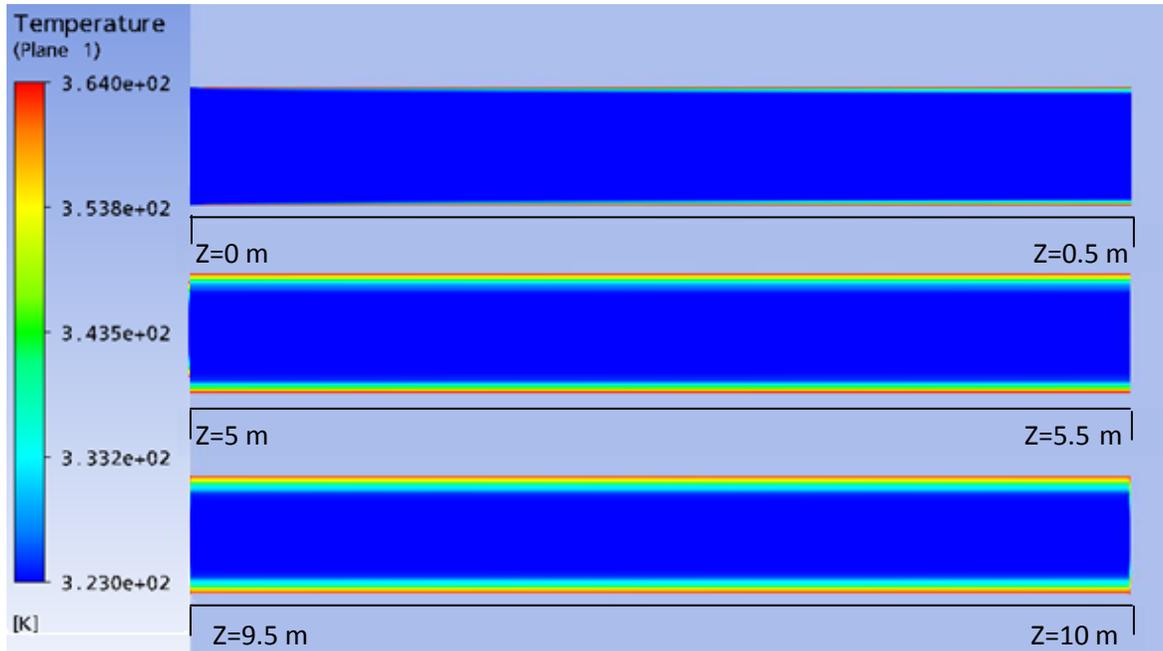


Figura 106. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a viscosidad variable con $B=1.38$.

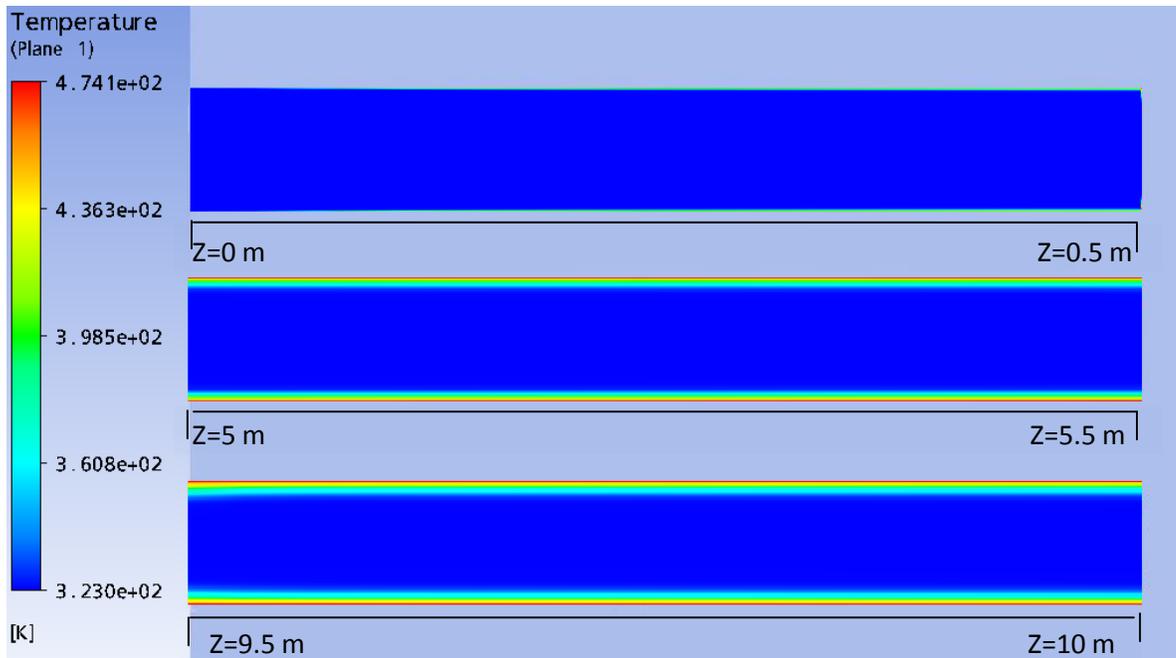


Figura 107. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.02 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03:

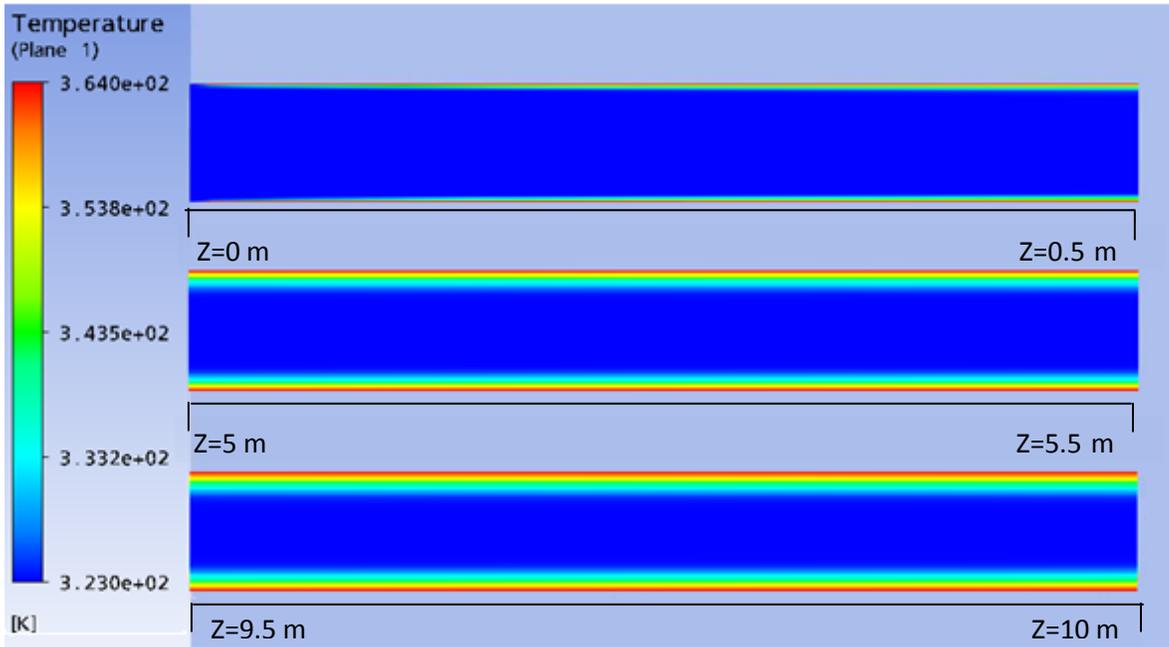


Figura 108. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a viscosidad variable con $B=1.38$.

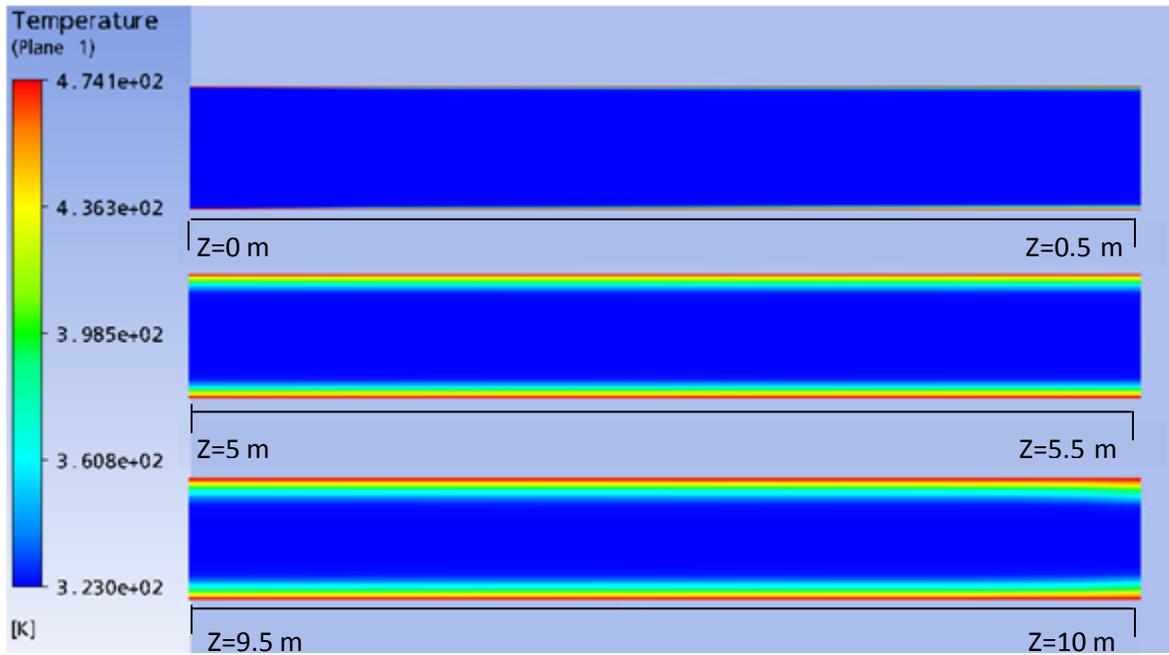


Figura 109. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la 1/2 de 0.03 a viscosidad variable con $B=5$.

Perfiles de temperatura para una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05:

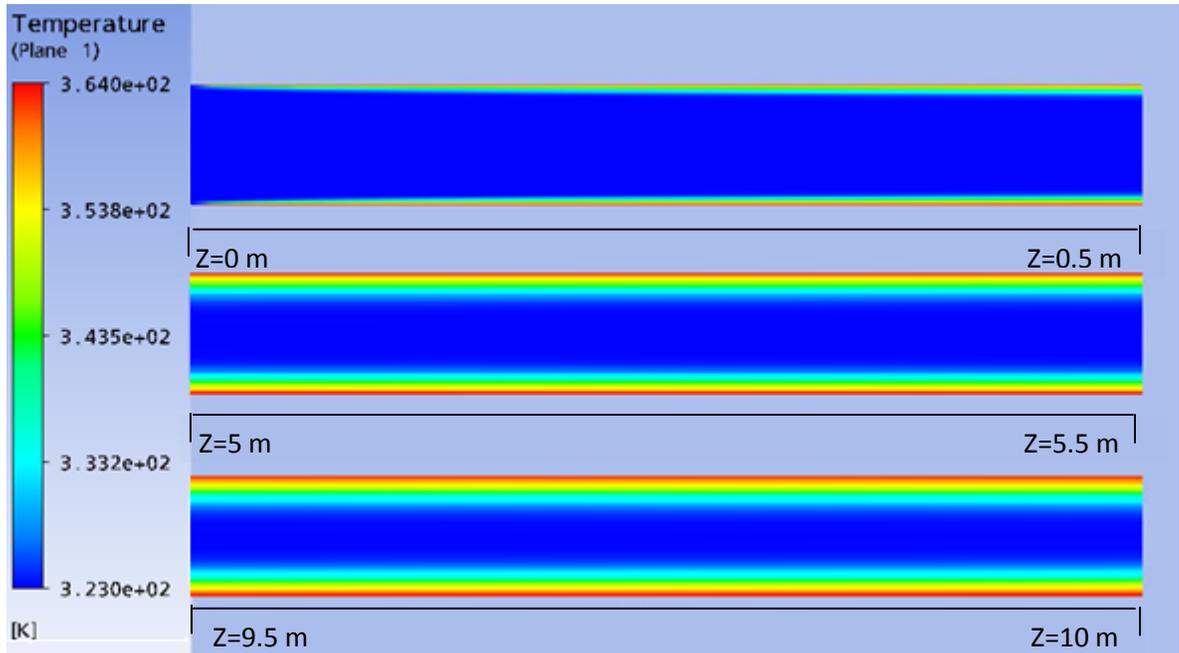


Figura 110. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=1.38$.

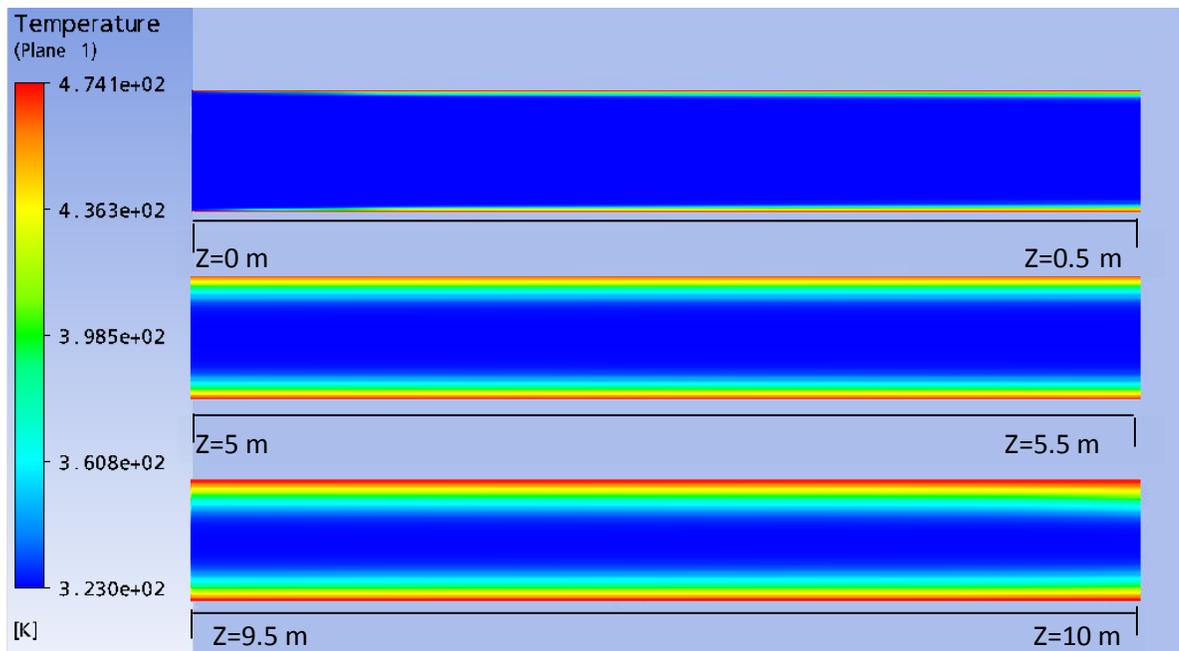


Figura 111. Perfil de temperatura para tubo anular cuando se tiene una longitud axial adimensional elevada a la $\frac{1}{2}$ de 0.05 a viscosidad variable con $B=5$.

APENDICE E. TABLAS DE RESULTADOS OBTENIDOS A TRAVÉS DEL SIMULADOR Y DE LAS CORRELACIONES.

E.1 Resultados para propiedades constantes

Los valores reportados en las tablas siguientes son números de Nusselt, y con ellos se construyeron las gráficas presentadas en el capítulo IV.

- Geometría de Placas Planas Paralelas.

Tabla 13. Números de Nusselt calculados a partir de las ecuaciones de Leveque, Sieder y Tate, Shah y London, y de la simulación, para placas planas paralelas y propiedades constantes.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Leveque	Sieder y Tate	Shah y London	Simulación
0.02	21.986	25.244	17.134	16.826
0.03	16.779	19.264	13.170	12.895
0.05	11.936	13.704	9.920	9.7052

- Geometría Cilíndrica

Tabla 14. Números de Nusselt calculados a partir de las ecuaciones de Leveque, Sieder y Tate, Shah y London, y de la simulación, para geometría cilíndrica y propiedades constantes.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Leveque	Sieder y Tate	Shah y London	Simulación
0.02	21.986	25.244	21.218	20.895
0.03	16.779	19.264	16.027	15.594
0.05	11.936	13.704	11.199	11.056

- Geometría Anular

Tabla 15. Números de Nusselt calculados a partir de las ecuaciones de Leveque, Sieder y Tate, Shah y London, y de la simulación, para geometría anular y propiedades constantes.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Leveque	Sieder y Tate	Shah y London	Simulación
0.02	21.986	25.244	17.134	16.826
0.03	16.779	19.264	13.170	12.895
0.05	11.936	13.704	9.920	9.7052

E.2 Resultados para viscosidad variable

En las siguientes tablas se podrá observar para cada una de las geometrías los valores obtenidos del número de Nusselt para distintos valores del parámetro B

- Geometría Placas planas paralelas

Tabla 16. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría de placas planas paralelas y viscosidad variable con B=1.38.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	30.651	25.638
0.03	23.391	19.253
0.05	16.640	13.652

Tabla 17. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría de placas planas paralelas y viscosidad variable con B=3.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	38.420	35.251
0.03	29.320	25.555
0.05	20.857	18.274

Tabla 18. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría de placas planas paralelas y viscosidad variable con B=5.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	50.835	40.623
0.03	38.794	30.954
0.05	27.597	21.985

- Geometría Cilíndrica

Tabla 19. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría cilíndrica y viscosidad variable con B=0.69.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	27.816	22.985
0.03	21.228	17.065
0.05	15.101	12.066

Tabla 20. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría cilíndrica y viscosidad variable con B=1.38.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	30.651	25.363
0.03	23.391	18.754
0.05	16.640	13.320

Tabla 21. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría cilíndrica y viscosidad variable con B=5.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	50.835	40.216
0.03	38.794	30.265
0.05	27.597	21.365

- Geometría Anular

Tabla 22. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría anular y viscosidad variable con B=1.38.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	30.651	24.652
0.03	23.391	19.653
0.05	16.640	13.623

Tabla 23. Números de Nusselt calculados a partir de la correlación de Sieder y Tate, y de la simulación, para geometría anular y viscosidad variable con B=5.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Sieder y Tate	Simulación
0.02	50.835	40.225
0.03	38.794	30.653
0.05	27.597	20.569

E.3 Resultados para factor de fricción

- Geometría placas planas paralelas

Tabla 24. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y propiedades constantes.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	15.508	15.777
0.03	34.894	34.872
0.05	96.928	96.775

- Geometría Cilíndrica

Tabla 25. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y propiedades constantes.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	2.585	2.635
0.03	5.816	5.924
0.05	16.155	16.466

- Geometría Anular

Tabla 26. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y propiedades constantes.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	7.694	7.728
0.03	17.311	17.381
0.05	48.085	48.316

- Geometría Placas planas paralelas

Tabla 27. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y viscosidad variable con B=1.38.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	9.568	9.957
0.03	17.502	18.160
0.05	48.617	48.761

Tabla 28. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y viscosidad variable con B=3.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	5.427	4.237
0.03	7.010	7.433
0.05	17.013	16.063

Tabla 29. Factor de fricción teórico y práctico para placas planas paralelas y viscosidad variable con B=5.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	0.699	1.067
0.03	1.572	1.510
0.05	4.367	3.096

- Geometría Cilíndrica

Tabla 30. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y viscosidad variable con B=0.69.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	2.028	2.194
0.03	4.563	4.765
0.05	12.675	12.594

Tabla 31. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y viscosidad variable con B=1.38.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	1.591	1.746
0.03	3.580	3.663
0.05	9.944	9.288

Tabla 32. Factor de fricción teórico y práctico para geometría cilíndrica y viscosidad variable con B=5.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	0.142	0.274
0.03	0.320	0.437
0.05	0.889	0.819

- Geometría Anular

Tabla 33. Factor de fricción teórico y práctico para geometría anular y viscosidad variable con B=1.38.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	4.746	4.979
0.03	10.680	11.028
0.05	28.62	28.568

Tabla 34. Factor de fricción teórico y práctico para geometría anular y viscosidad variable con B=5.

$\left(\frac{X/D_h}{Re_{D_h} * Pr}\right)^{1/2}$	Factor de fricción teórico	Factor de fricción Practico
0.02	0.423	0.568
0.03	0.952	0.989
0.05	2.646	1.784