



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

ANÁLISIS DE CARGAS SOBRE BOQUILLAS EN ESTANQUES Y RECIPIENTES A  
PRESIÓN (SEGÚN ASME VIII) POR EL WRC 107 Y POR MÉTODO FEM

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FELIPE ANDRÉS ARRIAGADA MARTÍNEZ

PROFESOR GUÍA:  
LEONEL NÚÑEZ LAZO

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
ALEJANDRO FONT FILAX  
MARCO ETCHEBERRIGARAY TORRES

SANTIAGO DE CHILE  
2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: FELIPE ANDRÉS ARRIAGADA MARTÍNEZ  
FECHA: 17 DE DICIEMBRE DEL 2018  
PROF. GUÍA: LEONEL NÚÑEZ LAZO

## ANÁLISIS DE CARGAS SOBRE BOQUILLAS EN ESTANQUES Y RECIPIENTES A PRESIÓN (SEGÚN ASME VIII) POR EL WRC 107 Y POR MÉTODO FEM

En Chile y en gran parte del mundo se utiliza el código ASME VIII, para el diseño, fabricación y montaje de recipientes a presión. Sin embargo, las reglas de montaje del piping, no suelen ser respetadas, provocando fallas en los equipos. Esto es de suma importancia en ingeniería ya que las empresas fabricantes son las responsables de entregar la memoria de cálculo correspondiente.

En base a esto, el objetivo general de esta memoria consiste en calcular la capacidad de carga en las boquillas de recipientes a presión, debido a fuerzas externas. Para esto, se deben desarrollar dos procedimientos de análisis: El WRC 107 y una técnica FEM. Los cuales son aplicados en un caso base y en un conjunto de aplicaciones. De esta manera, poder realizar una comparación entre los resultados de ambos análisis.

Para lograr los objetivos, se evalúan 3 tipos de cargas: Una carga radial ( $P$ ), un momento circunferencial ( $M_c$ ) y uno longitudinal ( $M_l$ ). Se aplica la metodología del WRC 107 imponiendo la condición del límite de fluencia del material. Mientras que el FEM (Ansys), consiste en encontrar el "instante" en donde comienza la deformación plástica, debido a la carga aplicada. De esta manera se puede determinar de forma directa la magnitud.

El resultado del caso base, muestra una mayor capacidad de carga en la boquilla de 10 in con respecto a la de 6 in, en ambos análisis (WRC 107 y FEM). Sin embargo, la diferencia entre cada uno de ellos es aproximadamente de un 60%. Esto se debe a que WRC 107 no considera todos los refuerzos cercanos a la boquilla que presenta el caso base real.

Los resultados correspondientes al conjunto de estanques seleccionados, muestran una tendencia a disminuir la capacidad de carga de las boquillas, en función del aumento del parámetro  $D/T$  del recipiente. Tanto para el análisis del WRC 107 como para el FEM. Esto muestra que el manto se comporta cada vez más similar a una membrana, perdiendo rigidez.

También, se aprecia una diferencia entre ambos métodos de al menos un 29%. Sin embargo, para la carga  $M_L$  en la boquilla de 10 in, se presenta una diferencia de solo un 8%.

Se concluye que realizar el análisis de capacidad de carga en un caso real, conlleva a muchas consideraciones que no están incluidas en el WRC 107, afectando considerablemente los resultados (WRC 107 hasta un 60% más conservativo que FEM).

Para los casos parametrizados en función de  $D/T$  del estanque, se reafirma que WRC 107 es conservativo. Sin embargo, solo para la carga radial y momento circunferencial. No así para el momento longitudinal. Finalmente se destaca la importancia de realizar una técnica FEM para obtener resultados confiables.

*Dedicado a mi madre Eva, gracias por todo.*

# Agradecimientos

Las personas que más contribuyeron a mi formación es sin lugar a duda mi familia. Quienes me apoyaron y orientaron en la dirección correcta a lo largo de mi vida.

Gracias a mi madre, que desde pequeño me brindó el hábito del estudio, el positivismo y la seguridad de siempre lograr lo que me propusiera. Gracias a ella soy lo que soy ahora. A mi padre Carlos, que me enseñó a siempre ser el mejor y me brindó el apoyo siempre que lo necesité. También a mi hermana mayor María José quien, con su esfuerzo, fué mi ejemplo a seguir.

Gracias a mi novia, por apoyarme siempre en las decisiones que tomo y a mis compañeros de la universidad: Oliver, Israfel y Vivi, que fueron mi segunda familia y con quienes trabajé durante varios años.

Gracias a mis profesores que me ayudaron y dedicaron su tiempo para permitir mi desarrollo.

Finalmente gracias a todos quienes aportaron su "granito de arena" en mi formación, permitiendo que me defina como lo que soy ahora.

¡Muchas gracias a todos!

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes generales y motivación . . . . .	1
1.2. Objetivos . . . . .	3
1.2.1. Objetivo general . . . . .	3
1.2.2. Objetivos específicos . . . . .	3
1.3. Alcances . . . . .	3
<b>2. Antecedentes</b>	<b>4</b>
2.1. Preámbulo . . . . .	4
2.2. Recipientes a presión . . . . .	5
2.2.1. Recipientes a presión clasificados por su uso . . . . .	6
2.2.2. Recipientes a presión clasificados por su forma . . . . .	6
2.3. ASME . . . . .	8
2.3.1. ASME sección VIII, división 1 . . . . .	8
2.4. Fallas en estanques por cargas externas . . . . .	15
2.5. Teoría de cascaras y placas . . . . .	16
2.6. Welding Research Council 107 . . . . .	21
2.6.1. Convención de signos . . . . .	21
2.6.2. Ecuación general . . . . .	23
2.6.3. Parámetros geométricos . . . . .	23
2.6.4. Cálculo de los esfuerzos . . . . .	24
2.7. Método de elementos finito . . . . .	27
2.7.1. Descripción . . . . .	27
2.7.2. Mallado . . . . .	28
2.8. Comportamiento plástico de materiales . . . . .	31
<b>3. Metodología</b>	<b>32</b>
3.1. Descripción caso base . . . . .	33
3.1.1. Descripción del estanque . . . . .	33
3.1.2. Criterios de diseño . . . . .	34
3.1.3. Características geométricas . . . . .	34
3.1.4. Materiales constructivos . . . . .	34
3.2. WRC 107 . . . . .	35
3.2.1. Para carga radial $P$ . . . . .	36
3.2.2. Para momento circunferencial $M_c$ . . . . .	37
3.2.3. Momento longitudinal $M_L$ . . . . .	37

3.3. FEM del caso base . . . . .	38
3.3.1. Modelación en Inventor . . . . .	38
3.3.2. Modelación en ANSYS . . . . .	40
3.3.3. Selección de Malla . . . . .	40
3.4. Parametrización . . . . .	40
3.4.1. Modelación geométrica . . . . .	41
3.5. Simulación de modelos . . . . .	42
<b>4. Resultados y discusiones</b>	<b>44</b>
4.1. Caso base . . . . .	44
4.1.1. Welding Research Council 107 . . . . .	44
4.1.2. FEM del caso base . . . . .	46
4.2. Parametrización . . . . .	51
4.2.1. WRC 107 de casos seleccionados . . . . .	51
4.2.2. FEM de casos seleccionados . . . . .	52
<b>5. Conclusiones</b>	<b>58</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>61</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>63</b>
<b>Anexo A: Curvas requeridas por la metodología del Welding Research Council 107</b>	<b>65</b>
<b>Anexo B: Modelación geométrica de casos seleccionados para parametrización.</b>	<b>82</b>
<b>Anexo C: Resultados mallado de casos seleccionados para parametrización.</b>	<b>85</b>
<b>Anexo D: Respuesta principal de casos seleccionados para parametrización.</b>	<b>87</b>

# Índice de Tablas

1.1. Principales Códigos existentes en el mundo, para el diseño y fabricación de recipientes a presión [5]. . . . .	1
2.1. Convención de signos en los puntos de interés. Signo positivo representa tensión y signo negativo compresión [18]. . . . .	23
3.1. Valores geométricos del caso base . . . . .	35
3.2. Propiedades del acero inoxidable 304 provistas por la biblioteca de <i>Ansys</i> [13]	35
3.3. Dimensiones de boquilla . . . . .	39
3.4. Codificación de resultados . . . . .	43
4.1. Valores obtenidos por diagramas de Anexo A para los parámetros geométricos correspondientes . . . . .	45
4.2. Carga máxima necesaria para generar fluencia en los puntos de interés . . . .	45
4.3. Resumen capacidad de carga según WRC 107. Caso base . . . . .	45
4.4. Resumen calidad de mallado . . . . .	47
4.5. Resultados principales para boquilla de 6 in . . . . .	48
4.6. Resultados principales para boquilla de 10 in . . . . .	50
4.7. Resultados de capacidad de carga. Caso base. . . . .	50
4.8. Tabla comparativa entre resultados WRC 107 y FEM . . . . .	50
4.9. Carga máxima radial (P) en cada punto de interés. Según WRC 107 para casos paramétricos . . . . .	51
4.10. Momento longitudinal y circunferencial máximo en cada punto de interés. Según WRC 107 para casos paramétricos . . . . .	52
4.11. Resumen de cargas maximas según WRC 107 . . . . .	52
4.12. Convergencia de malla para boquilla 10 in, estanque 812 mm, momento circunferencial . . . . .	53
4.13. Resultados parametrización: Esfuerzo equivalente (von-misses) y deformacion total equivalente. Carga radial . . . . .	54
4.14. Resultados parametrización: Esfuerzo equivalente (von-misses) y deformacion total equivalente. Momento circunferencial . . . . .	54
4.15. Resultados parametrización: Esfuerzo equivalente (von-misses) y deformacion total equivalente. Momento longitudinal . . . . .	54
4.16. Resumen capacidad de carga según FEM . . . . .	55
4.17. Resultados simulación casos con union soldada . . . . .	57

# Índice de Figuras

2.1. Clasificación de recipientes a presión [5] . . . . .	5
2.2. Recipiente a presión cilíndrico horizontal [5]. . . . .	6
2.3. Recipiente a presión esférico [5] . . . . .	7
2.4. Vista de corte de la unión boquilla estanque, segun el principio de área [3] .	11
2.5. Vista de corte de la unión boquilla estanque, con refuerzos [3] . . . . .	11
2.6. Vista de corte de la unión boquilla estanque, con refuerzos y soldadura [3] .	12
2.7. Area de presión y area del metal que restinge [3] . . . . .	12
2.8. Descripción de la longitud de decaimiento $L_r$ [3] . . . . .	13
2.9. Geometría de un cabezal plano y un cabezal toriesférico [5] . . . . .	14
2.10. Geometría de un cabezal semielíptico y semiesférico [5] . . . . .	14
2.11. Falla en estanque a presión debido a carga externa [9] . . . . .	15
2.12. Esquema de fuerzas de membrana, momentos flectores y presiones de la cáscara cilíndrica [12] . . . . .	18
2.13. Carga radial (caso 1), Momento circunferencial $M_c$ (caso 2) y momento longi- tudinal $M_l$ (caso 3) [18] . . . . .	21
2.14. Tensiones en membrana producto de momento externo [3]. . . . .	22
2.15. Puntos de interes alrededor de la boquilla [18] . . . . .	22
2.16. Descripción de elementos de linea, de area y de volumen, junto con el número de nodos correspondiente [21] . . . . .	28
2.17. Representacion gráfica de oblicuidad de elementos [17] . . . . .	29
2.18. Vectores utilizados para determinar la calidad de ortogonalidad de cada elemento	30
2.19. Variación pendiente en zona plástica. Curva esfuerzo vs deformación [11] . .	31
3.1. Diagrama de la metodología general . . . . .	32
3.2. Diseño general del intercambiador de calor . . . . .	33
3.3. Dimensiones de boquilla . . . . .	39
3.4. Geometría del estanque diseñada en Autodesk Inventor . . . . .	39
3.5. Número de divisiones alrededor de boquilla . . . . .	41
3.6. Modelación geométrica con incorporación de soldadura en la unión boquilla estanque. . . . .	42
3.7. Diagrama de uno de ocho casos que forman la parametrización: Boquilla de 6 in y estanque de 814 mm. . . . .	43
4.1. Modelación geométrica del caso base. Izquierda: geometría para boquilla 6 in. Derecha: geometría para boquilla 10 in . . . . .	46
4.2. Mallado por default . . . . .	47



4.3.	mallado por hexaedros . . . . .	47
4.4.	Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento circunferencial en boquilla 6 in . . . . .	48
4.5.	Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento longitudinal en boquilla 6 in . . . . .	49
4.6.	Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento circunferencial en boquilla 10 in . . . . .	49
4.7.	Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento longitudinal en boquilla 10 in . . . . .	49
4.8.	Capacidad de carga radial en función del factor de forma D/T . . . . .	56
4.9.	Capacidad de momento longitudinal en función del factor de forma D/T . . . . .	56
4.10.	Capacidad de momento longitudinal en función del factor de forma D/T . . . . .	57
5.1.	Momento $M_\phi/(M_c/R_m\beta)$ debido a un momento circunferencial externo $M_c$ [18]	66
5.2.	Momento $M_x/(M_c/R_m\beta)$ debido a un momento circunferencial externo $M_c$ [18]	67
5.3.	Fuerza en membrana $N_\phi/(M_c/R_m^2\beta)$ debido a un momento circunferencial externo $M_c$ [18] . . . . .	68
5.4.	Fuerza en membrana $N_x/(M_c/R_m^2\beta)$ debido a un momento circunferencial externo $M_c$ [18] . . . . .	69
5.5.	Momento $M_\phi/(M_l/R_m\beta)$ debido a un momento longitudinal externo $M_l$ [18]	70
5.6.	Momento $M_\phi/(M_l/R_m\beta)$ debido a un momento longitudinal externo $M_l$ [18]	71
5.7.	Momento $M_x/(M_l/R_m\beta)$ debido a un momento longitudinal externo $M_l$ [18]	72
5.8.	Momento $M_x/(M_l/R_m\beta)$ debido a un momento longitudinal externo $M_l$ [18]	73
5.9.	Fuerza en membrana $N_\phi/(M_l/R_m^2\beta)$ debido a un momento longitudinal $M_l$ [18]	74
5.10.	Fuerza en membrana $N_x/(M_l/R_m^2\beta)$ debido a un momento longitudinal externo $M_l$ [18] . . . . .	75
5.11.	Momento de flexión $M_\phi/P$ debido a una carga radial externa $P$ [18] . . . . .	76
5.12.	Momento de flexión $M_x/P$ debido a una carga radial externa $P$ [18] . . . . .	77
5.13.	Momento de flexión $M_x/P$ debido a una carga radial externa $P$ [18] . . . . .	78
5.14.	Momento de flexión $M_\phi/P$ debido a una carga radial externa $P$ [18] . . . . .	79
5.15.	Fuerza en membrana $N_{\phi,x}/(P/R_m)$ debido a una carga radial externa $P$ [18]	80
5.16.	Fuerza en membrana $N_{x,\phi}/(P/R_m)$ debido a una carga radial externa $P$ [18]	81
5.17.	Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 6 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm. . . . .	82
5.18.	Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 6 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm. . . . .	83
5.19.	Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 10 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm. . . . .	83
5.20.	Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 10 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm. . . . .	84
5.21.	Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 6 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm. . . . .	85
5.22.	Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 6 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm. . . . .	86
5.23.	Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 10 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm. . . . .	86

5.24. Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 10 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm. . . . .	86
5.25. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 6 in. . . . .	87
5.26. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 6 in. . . . .	88
5.27. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 6 in. . . . .	88
5.28. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 6 in. . . . .	88
5.29. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 10 in. . . . .	89
5.30. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 10 in. . . . .	89
5.31. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 10 in. . . . .	89
5.32. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 10 in. . . . .	90
5.33. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 6 in. . . . .	90
5.34. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 6 in. . . . .	90
5.35. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 6 in. . . . .	91
5.36. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 6 in. . . . .	91
5.37. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 10 in. . . . .	91
5.38. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 10 in. . . . .	92
5.39. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 10 in. . . . .	92

5.40. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 10 in. . . . .	92
5.41. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 6 in. . . . .	93
5.42. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 6 in. . . . .	93
5.43. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 6 in. . . . .	93
5.44. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 6 in. . . . .	94
5.45. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 10 in. . . . .	94
5.46. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 10 in. . . . .	94
5.47. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 10 in. . . . .	95
5.48. Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 10 in. . . . .	95

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Antecedentes generales y motivación

Los recipientes a presión son vasijas de pared delgada capaces de almacenar fluidos a presión superior a la atmosférica. Existen de varios tipos, pero principalmente se clasifican según su uso o geometría: recipientes esféricos y cilíndricos. Siendo de interés, para este documento, los recipientes cilíndricos horizontales: intercambiadores de tubo y carcasa.

Nacen en el siglo XIX, con la necesidad de generar vapor, en la revolución industrial. Donde se desarrollan las primeras calderas. Sin embargo, la precariedad de mano de obra, calidad de materiales y procesos de manufactura generan una larga lista de fallas y accidentes dentro de las empresas. Es por esto que la regularización de la fabricación, mediante reglas dictadas por cálculos ingenieriles se hace presente.

Hoy en día, para el diseño y fabricación de cada una de sus partes, se rigen por varios Códigos a lo largo del mundo. Los principales se resumen en la Tabla 1.

Tabla 1.1: Principales Códigos existentes en el mundo, para el diseño y fabricación de recipientes a presión [5].

Países	Códigos
Alemania Occidental	A.D. Merkblatt Code
Estados Unidos	A.S.M.E. Code. Section VIII División 1 y 2
Inglaterra	British Code BS 5500
Italia	Italian Pressure Vessel Code
Japón	Japanesse Pressure Vessel Code
Japón	Japanesse Std. Pressure Vessel Construction

En Chile y en gran parte del mundo, se rigen por el CODIGO A.S.M.E. SECCION VIII, DIVISIÓN 1. El cual es publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos.

Una de las grandes desventajas de este código, es que no presenta una metodología para el cálculo de la capacidad de carga de boquillas debido a cargas externas. Han ocurrido, incontables situaciones, durante el montaje del piping, que las boquillas ceden o definitivamente fallan catastróficamente. Este es un problema que se produce constantemente, por lo cual cuantificar los esfuerzos en la union boquilla estanque, en equipos sujetos a cargas de tuberías, es esencial para su diseño.

Debido a esto, existe el boletín WRC 107 (Welding Reasearch Council), desarrollada por el prof P. P. Bijlaard [18]. Este documento, creado en 1965, presenta una metodología para el cálculo de la capacidad de carga de boquillas, debido a cargas externas, en estanques a presión esféricos y cilíndricos; en base a gráficos y tablas. Si bien en un principio el procedimiento era limitado por un conjunto acotado de aplicaciones (relación de diámetro de la boquilla y del estanque 0,1 para estanques esféricos y 0,126 para cilíndricos) hoy en día presenta una extensión para aplicaciones de boquillas más grandes.

La metodología del WRC es sencilla (seguir paso a paso como un libro de cocina), sin embargo, presenta varias aproximaciones. A pesar de esto, no existe un mejor desarrollo analítico para el propósito de este documento: **calcular la capacidad de carga, en boquillas, debido a fuerzas externas.**

Además, paralelo al WRC, se desarrolla una rutina FEM (método de elementos finitos) para determinar la carga máxima externa en las boquillas. De esta manera se puede realizar una comparación entre los resultados y así disminuir errores.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo general**

Desarrollar el procedimiento de análisis de cargas en Boquillas mediante la metodología del Welding Research Council (WRC 107), empleando paralelamente una técnica FEM que permita depurar resultados.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- i) Evaluar el estado del arte sobre el análisis de cargas en boquillas.
- ii) Desarrollar el cálculo analítico del WRC 107 para cargas sobre boquillas en un recipiente a presión típico (intercambiador de tubo y carcasa).
- iii) Preparar y adoptar una rutina FEM para análisis de cargas sobre boquillas en el mismo recipiente a presión.
- iv) Comparar los resultados obtenidos en el análisis FEM con el procedimiento analíticos del WRC 107.
- v) Evaluar la solución efectuando el análisis del WRC 107 y FEM para un conjunto acotado de aplicaciones.

## **1.3. Alcances**

El proyecto es exploratorio en el área de estimación de cargas sobre boquillas y se refiere exclusivamente a recipientes de acero, para procesos térmicos en plantas industriales, con boquillas soldadas a la carcasa del recipiente y conectadas empernadas al piping de procesos.

# Capítulo 2

## Antecedentes

### 2.1. Preámbulo

Para la revisión bibliográfica se deben abordar varias secciones que aportan al desarrollo del tema, estas son:

- Tipos de recipientes a presión
- Códigos ASME
- Fallas en boquillas de estanques
- Teoría de cáscaras y placas
- Welding research council 107
- Método de elementos finitos
- Comportamiento plástico de los materiales.

Primero, se estudia los tipos de recipiente a presión y sus características, junto con las normas que rigen en Chile para el diseño, inspección y fabricación de cada una de sus partes. En este caso el código ASME VIII división 1.

Se detallan las subsecciones involucradas al tema: cálculo de espesor de manto, cálculo del espesor de boquilla, cálculo de refuerzos en boquillas y cabezales.

Luego, se presenta la problemática existente sobre fallas en boquillas de recipientes a presión, debido a cargas externas, durante el montaje del piping de procesos. Como la norma ASME VIII div. 1 no presenta un cálculo para este tipo de cargas, no se tiene una regulación de esto.

Lo que conlleva al estudio de la teoría sobre cascaras y placas, para poder desarrollar un cálculo analítico sobre la membrana de los recipientes. Esta teoría da lugar al Bouletin WRC 107 que entrega un procedimiento para el cálculo de esfuerzos en las cercanías de las boquillas, debido a cargas externas.

Después, se describe el Método de Elementos Finitos (FEM). Herramienta computacional que permite obtener resultados mas fidedignos, permitiendo realizar una comparación entre ambos métodos.

Finalmente, con la utilización del software se realiza un análisis elastoplástico, por lo que el comportamiento plástico de los materiales es requerido.

## 2.2. Recipientes a presión

Los recipiente a presión son contenedores, de forma variada, diseñados de acero A36 o acero inoxidable, para contener fluidos como líquidos o gases a presiones distintas de la ambiental. Se ocupan principalmente en la industria petroquímica o de calderas.

Existen de varios tipos, pero principalmente se clasifican segun su uso: ya sean de almacenamiento o de procesos o por su forma: cilíndricos o esféricos. La figura 2.1 muestra los distintos tipos de recipientes a presión [5].

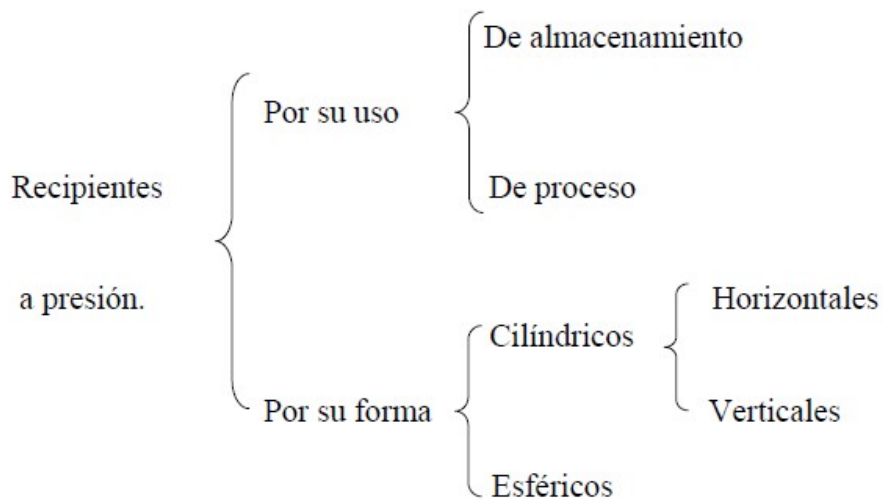


Figura 2.1: Clasificación de recipientes a presión [5]



## 2.2.1. Recipientes a presión clasificados por su uso

### Recipientes de almacenamiento

Los recipientes de almacenamiento sirven unicamente para almacenar fluidos a presión, y de acuerdo con su servicio son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc [6].

### Recipientes de procesos

Los recipientes de procesos tienen múltiples y muy variados usos, entre ellos tenemos: los intercambiadores de calor, torres fraccionadoras, torres de destilación, reactores, etc.

## 2.2.2. Recipientes a presión clasificados por su forma

### Recipientes cilíndricos

Los recipientes cilíndricos corresponden a los recipientes más utilizados, debido a su mediano costo de producción. Estos pueden dividirse en: **horizontales** y **verticales**.

Los recipientes cilíndricos horizontales son utilizados para almacenamientos subterráneos, sobre el terreno, para el transporte o para algunos procesos. Ver figura 2.2

Los recipientes cilíndricos verticales, los encontramos en calderas, torres de destilación, entre otros.

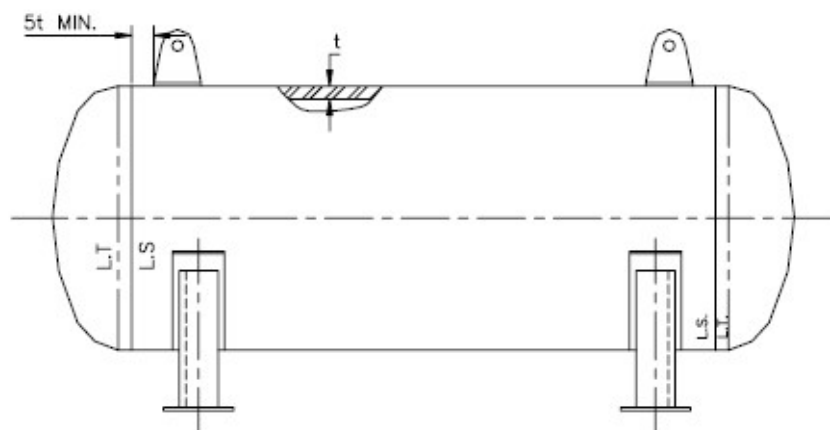


Figura 2.2: Recipiente a presión cilíndrico horizontal [5].

## Recipientes esféricos

Los recipientes esféricos (figura 2.3) se utilizan normalmente para almacenar fluidos a grandes presiones. Como la geometría esférica es la más "**natural**", ya que no tienen concentraciones de esfuerzo, estos estanques pueden resistir grandes presiones. Sin embargo, el costo de fabricación es mucho mayor en comparación a los cilíndricos [6].

Se utilizan para almacenar muchos productos, tales como: amoniaco anhidro, GLP, LGN, gasonila, nafta, butadieno, etileno, hidrógeno, oxígeno, nitrógeno, argón, biogás, gas de aguas residuales y aguas residuales [16].

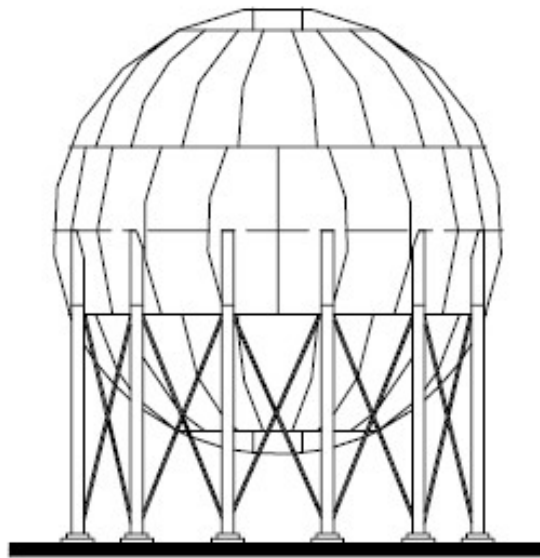


Figura 2.3: Recipiente a presión esférico [5]

## 2.3. ASME

ASME (American society of Mechanical Engineers) es una asociación americana sin fines de lucro, que permite la colaboración entre estudiantes y profesionales con el objetivo de aportar a la comunidad de ingeniería, soluciones para el beneficio global.

Es fundada en 1880, por un pequeño grupo de líderes industriales, en respuesta a las fallas ocurridas en las calderas de vapor a alta presión. Hoy en día cuenta con más de 130.000 miembros (32.000 son estudiantes) en 151 países, produciendo aproximadamente 600 códigos y estándares cubriendo varias áreas técnicas [14].

El código se compone de XI secciones, de las cuales la VIII está dedicada exclusivamente a los recipientes a presión. La cual se detalla a continuación.

### 2.3.1. ASME sección VIII, división 1

Este código proporciona requerimientos aplicables al diseño, fabricación, inspección, prueba y certificación de recipientes a presión operando con presiones internas o externas (vacío) [10]. Fue establecido en 1925 y consta de tres subsecciones [7]:

- **A:** Requisitos generales.
- **B:** Requisitos concernientes a los métodos de diseño y fabricación.
- **C:** Requisitos concernientes a las clases de materiales.

#### ASME VIII, división 1, Subsección A

Esta subsección corresponde a la parte UG y trata de los requisitos mínimos concernientes a:

- Materiales (UG-4 a UG-5)
- Diseño (UG-16 a UG-35)
- Aberturas y Refuerzos (UG-36 a UG-46)
- Superficies reforzadas y apoyadas (UG-47 a UG-50)
- Ligamentos (UG-53 a UG-55)
- Fabricación (UG-75 a UG-85)
- Inspección y prueba (UG-90 a UG-103)
- Estampado y reportes (UG-115 a UG-120)

- Dispositivos de alivio de presión (UG-125 a UG-136)

Los más relevantes para este documento corresponden al diseño y aberturas y refuerzos, descritos a continuación:

**Diseño (UG-16 a UG-35):** Proporciona las ecuaciones para el diseño de carcazas y tubos bajo condiciones de presión interna y externa. También proporciona las ecuaciones para el diseño de tapas.

### Espesor mínimo del manto (UG-27)

Para cuerpos cilíndricos de pared delgada y sin costuras sometidos a presión, los esfuerzos circunferenciales son aproximadamente el doble de los esfuerzos longitudinales [4], calculados como sigue:

$t$ : Espesor mínimo de coraza (mm).

$P$ : Presión interna de diseño (kPa).

$R$ : Radio interno del recipiente (mm).

$S$ : Esfuerzo máximo admisible (kPa).

$E$ : Eficiencia de junta para recipientes cilíndricos o esféricos.

### Recipientes cilíndricos

**Esfuerzos Circunferenciales:** Cuando el espesor no excede la mitad del radio interno ( $0,5R$ ) o  $P$  no supera  $0,385SE$ , se debe utilizar:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \quad (2.1)$$

$$P = \frac{SEt}{R + 0,6t} \quad (2.2)$$

**Esfuerzos longitudinales:** Cuando el espesor del recipiente no excede la mitad del radio interno ( $0,5R$ ) o la presión  $P$  no es mayor que  $1,25SE$ , se debe aplicar las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,4P} \quad (2.3)$$

$$P = \frac{2SEt}{R - 0,4t} \quad (2.4)$$

## Recipientes esféricos.

Para el diseño de un recipiente esférico, el espesor no debe ser mayor que  $0,356R$  o la presión no debe superar  $0,665SE$  por medio de las siguientes ecuaciones:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P} \quad (2.5)$$

$$P = \frac{2SEt}{R + 0,2t} \quad (2.6)$$

### Espesor mínimo requerido para boquillas (trn)

Para el diseño de boquillas se utiliza la misma ecuación de espesor mínimo de manto (ecuación 2.1). Con una eficiencia de junta igual a  $E = 1$ .

Para todas las boquillas mayores a 3 in de diámetro, instaladas en recipientes a presión, la norma establece que deben tener una placa de refuerzo en la unión del cuello de la boquilla con el recipiente [7]. Para esto, la norma se basa en dos principios: Reemplazo de área y área de presión.

### Aberturas y Refuerzos (UG-36 a UG-46)

Cuando existen aberturas en recipientes a presión, se debe tener cuidado de mantener cargas y esfuerzo en un nivel aceptable. Las cargas pueden ser generadas por presión interna o externa o incluso por fuerzas externas. De esta manera, de ser requerido, se debe incrementar el espesor del estanque, de la boquilla o agregar un refuerzo alrededor de la discontinuidad [20].

El código UG-36 al UG-46: Trata sobre refuerzos que deben instalarse en las aberturas de carcasas y cabezales. El tamaño de estos se puede calcular mediante dos formas: por reemplazo de área y por área de presión.

**Reemplazo de Área (UG-37)** La norma establece que cuando se inserta una boquilla en un recipiente, primero se tiene que hacer un orificio, siendo el agujero el punto débil del estanque. Por lo que el orificio debe ser reforzado para hacer que sea lo suficientemente fuerte. El código se basa en el principio de reemplazo de área, el cual tiene como principio que: el metal removido debe ser reemplazado.

Sea  $trn$  el espesor requerido de la boquilla para la presión de operación, y  $tr$  para la del estanque, como muestra la figura 2.4. Luego de la instalación de la boquilla se genera un área

A que se debe reforzar. Además, se genera un área  $A_1$  que corresponde al área adicional del espesor requerido de la coraza.

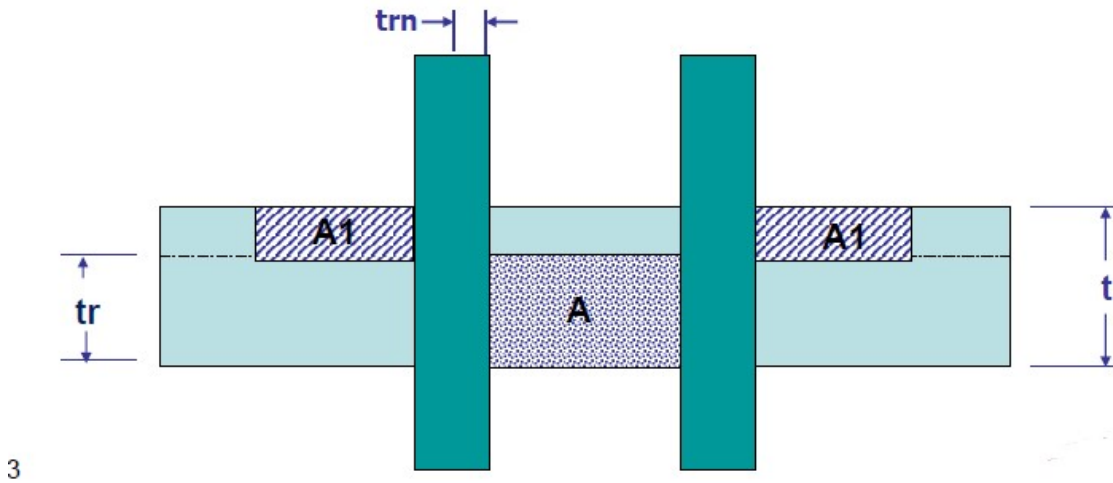


Figura 2.4: Vista de corte de la unión boquilla estanque, según el principio de área [3]

Agregando material de refuerzo en las esquinas  $A_5$ , y el área de la boquilla en el interior  $A_3$ , junto con el área de espesor sobrante para la boquilla  $A_2$ , se tiene lo representado por la figura 2.5.

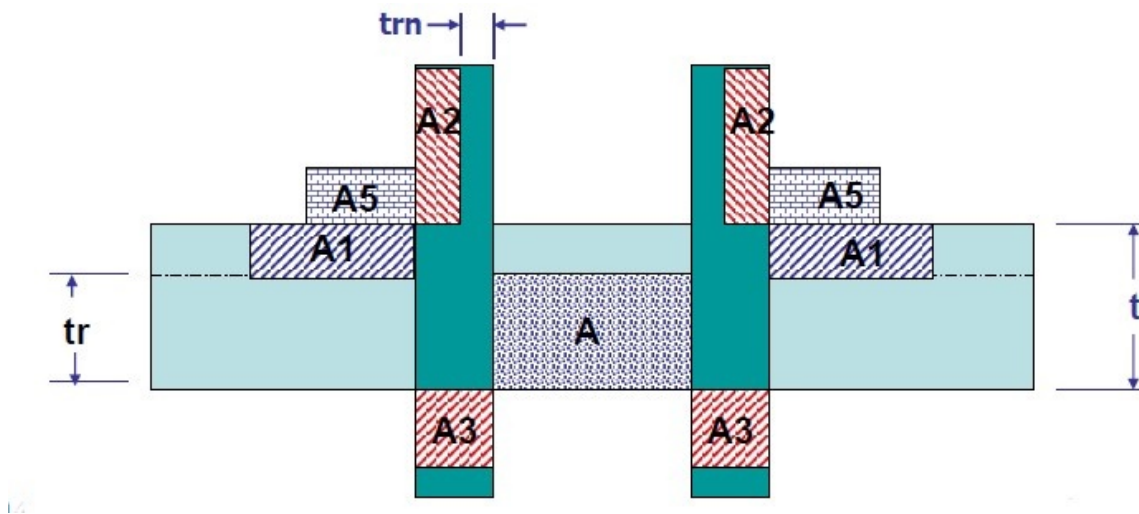


Figura 2.5: Vista de corte de la unión boquilla estanque, con refuerzos [3]

Finalmente, agregando el área de las soldaduras (figura 2.6) se debe cumplir que: La suma de las áreas agregadas, debe ser mayor al área removida (ecuación 2.7)

$$A < A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \quad (2.7)$$

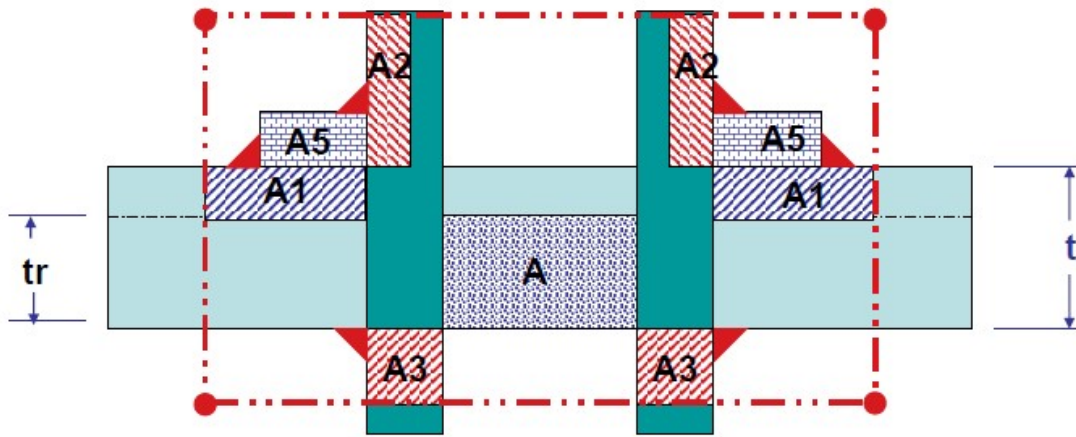


Figura 2.6: Vista de corte de la unión boquilla estanque, con refuerzos y soldadura [3]

### Área de Presión (apéndice 1-10)

Por este método la norma define que la fuerza que realiza la presión sobre la boquilla debe ser igual a la fuerza que realiza el metal para restringirla. Es decir, que la presión multiplicada por el **área de presión** ( $A_p$ ) debe ser igual al **área del metal** ( $A_s$ ) por la tensión admisible (ver figura 2.7)[3].

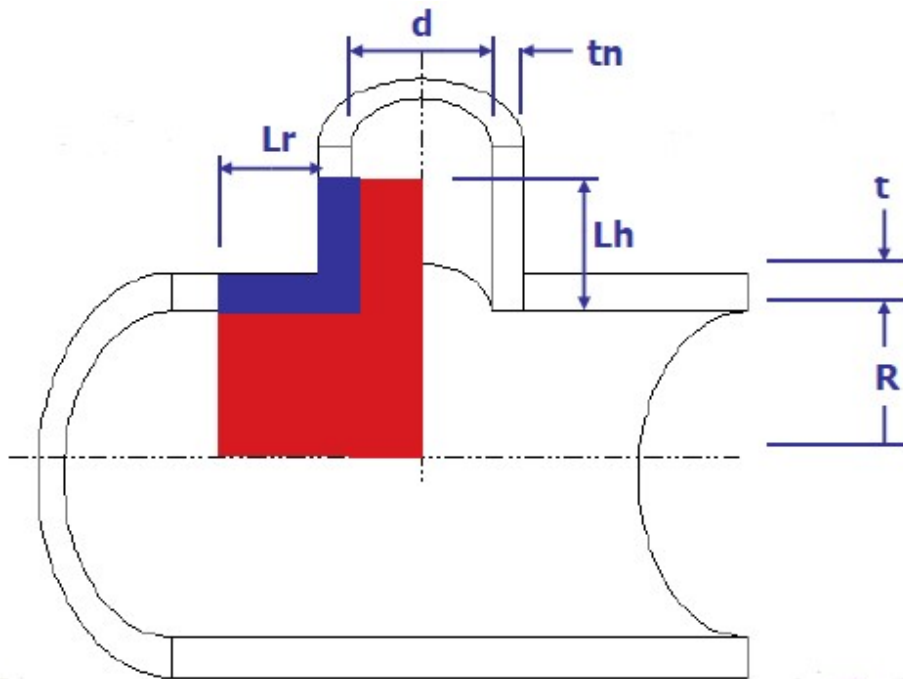


Figura 2.7: Área de presión y área del metal que restringe [3]

Donde

- $t_n$ : Espesor de boquilla.
- $t$ : Espesor del estanque.
- $r$ : Radio de boquilla.

$R$ : Radio del estanque.

$L_r$ : Longitud de decaimiento de la tensión, como se muestra en la figura 2.8.

$$L_r = 1,56\sqrt{R \cdot t} \quad (2.8)$$

$$L_h = \sqrt{r \cdot t_n} \quad (2.9)$$

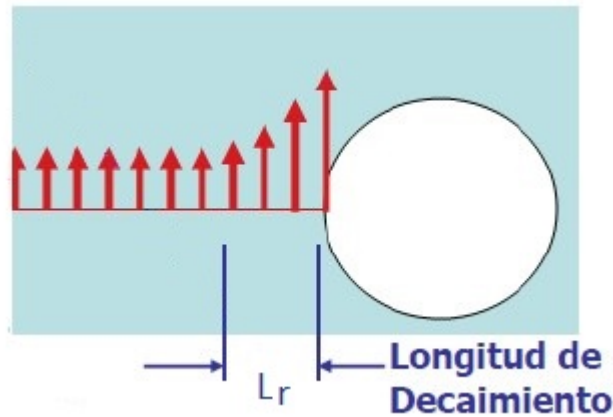


Figura 2.8: Descripción de la longitud de decaimiento  $L_r$  [3]

Finalmente se debe cumplir que:

$$Presion \cdot A_p < TensionAdmisible \cdot A_s \quad (2.10)$$

## Cabezales

Para “cerrar” los recipientes cilíndricos, se utilizan varios tipos de cabezales, dependiendo de los requerimientos de diseño. Entre estos tenemos: cabezales planos, toriesféricas, semi-elípticas, semiesféricas, entre otras.

1. **Cabezales planos:** Se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica. Entre todos los cabezales, es el de menor costo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.
2. **Cabezales toriestéricos:** Los más utilizados en la industria debido al bajo costo y a que soportan altas presiones manométricas.
3. **Cabezales semielípticos:** Se utilizan cuando el espesor calculado de un cabezal toriesférico es alto. Logran soportar mayores presiones que los toriesféricos y su costo de fabricación es alto.



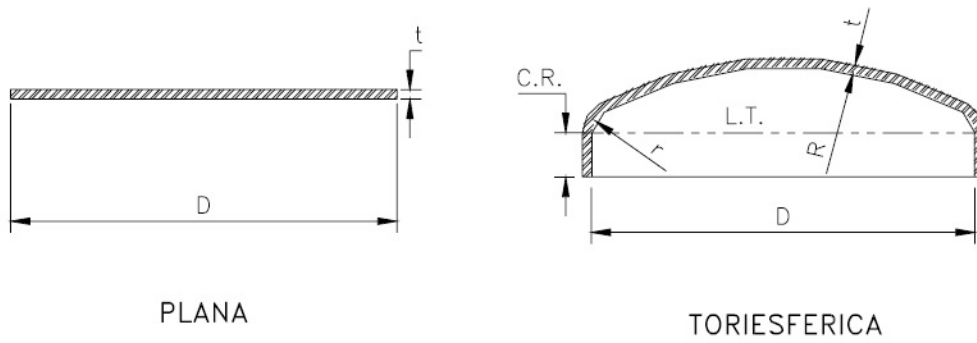


Figura 2.9: Geometría de un cabezal plano y un cabezal toriesférico [5]

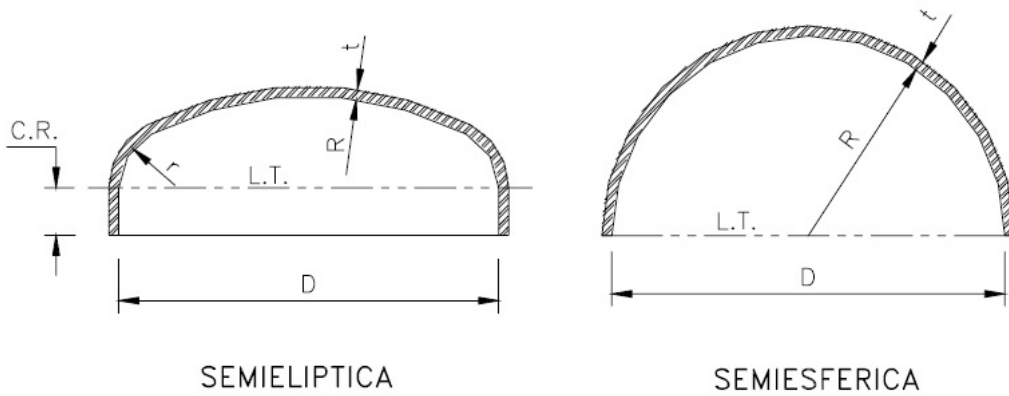


Figura 2.10: Geometría de un cabezal semielíptico y semiesférico [5]

4. **Cabezales semiesféricos:** Utilizados solamente para presiones críticas, como su nombre lo señala, corresponde a una media circunferencia perfecta. Su costo de fabricación es alto.

Las Figuras 2.9 y 2.10 muestran las geometrías de cada uno de los cabezales mencionados.

Para el cálculo de espesor de cada cabezal, la norma establece las relaciones mostradas a continuación [4]. Con: t: espesor de la pared

P: presión interna de diseño

R: Radio interno de la carcasa

S: Esfuerzo máximo permisible

E: Eficiencia de junta.

### 1. Cabezales planos:

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}}$$

2. Cabezal toriesféricos:

$$t = \frac{0,885PR}{SE - 0,1P}$$

3. Cabezal semielíptico:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P}$$

4. Cabezal semiesféricos:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,2P}$$

## 2.4. Fallas en estanques por cargas externas

Unas de las problemáticas ocurridas, que motivan el desarrollo de esta memoria, son las fallas en recipientes a presión debido a cargas externas. A pesar que el código ASME presenta las condiciones de fabricación y montaje, según el uso que se requieran. Se presentan históricamente fallas que muestran que esas condiciones tienen un alto riesgo de ser violadas. Por este motivo, es conveniente agregar cálculos adicionales para otras condiciones de esfuerzo. Un mal diseño de los soportes del piping o un mal montaje de estos, pueden provocar estos esfuerzos adicionales en la union boquilla-estanque.

En la figura 2.11 se muestra el ejemplo de una falla ocurrida por sobre exigir la boquilla provocando el colapso de la "membrana".



Figura 2.11: Falla en estanque a presión debido a carga externa [9]

## 2.5. Teoría de cascaras y placas

Las cascaras y placas de pared delgada, son estructuras muy eficientes para el transporte o almacenamiento de cargas, debido que las cargas se reciben de forma perpendicular a la membrana y con una contribucion mínima de esfuerzos de flexion para satisfacer el equilibrio. En membranas los esfuerzos se pueden categorizar como primarios o secundarios. Los esfuerzos primarios corresponden a aquellos causados directamente por la aplicacion del sistema de cargas. Mientras que los esfuerzos secundarios son originados para satisfacer el equilibrio de la estructura al presentarse discontinuidades estructurales por algún defecto [2] .

La teoría elástica de cáscaras y placas (Shell theory) desarrolla el cálculo analítico de los esfuerzos en una estructura de pared delgada. Es formulada por Love y extendida por Novozhilov [2]. En esta teoría, la geometría de la cáscara se puede especificar por la posición de la superficie media y su espesor en cualquier punto. Los supuestos de esta teoría son:

- El espesor de la cáscara es pequeño en comparación al radio de curvatura.
- Las deflexiones son pequeñas.
- La sección transversal de la geometría deformada es perpendicular a su vector posición en cualquier punto.

Para un sistema de coordenadas cilíndrico, donde  $x$  representa la coordenada axial,  $\phi$  la coordenada circunferencial y  $z$  la coordenada radial, Novozhilov [1] representa el campo de deformaciones en cualquier punto en términos del desplazamiento axial ( $u$ ), circunferencial ( $v$ ) y radial ( $w$ ), como:

$$\varepsilon_x = u' - zw'' \quad (2.11)$$

$$\varepsilon_\phi = v\dot{\phantom{v}} - \frac{Rz}{R+z}w\dot{\phantom{w}} + \frac{w}{R+z} \quad (2.12)$$

$$\gamma_{x\phi} = \frac{Ru\dot{\phantom{u}}}{R+z} + \frac{R+z}{R}v' - w' \left( \frac{z}{R} + \frac{z}{R+z} \right) \quad (2.13)$$

Donde  $R$  corresponde al radio del cilindro y las operaciones  $()'$  y  $()\dot{\phantom{}}$  se definen como:

$$\begin{aligned} ()' &= \frac{\partial ()}{\partial x} \\ ()\dot{\phantom{}} &= \frac{1}{R} \frac{\partial ()}{\partial \phi} \end{aligned}$$

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_x + \nu\varepsilon_\phi) \quad (2.14)$$

$$\sigma_\phi = \frac{E}{1 - \nu^2} (\varepsilon_\phi + \nu \varepsilon_x) \quad (2.15)$$

$$\tau_{x\phi} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{x\phi} \quad (2.16)$$

$$\tau_{\phi x} = \frac{E}{2(1 + \nu)} \gamma_{\phi x} \quad (2.17)$$

Donde  $E$  es el módulo de elasticidad y  $\nu$  es el coeficiente de Poisson. A partir de estos esfuerzos, se pueden determinar las fuerzas de membrana y los momentos flectores, definidos en la figura 2.12, integrando los esfuerzos a través del espesor  $t$  de la cáscara, como se muestra a continuación:

$$N_x = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x \left(1 + \frac{z}{R}\right) dz \quad (2.18)$$

$$N_\phi = \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_\phi dz \quad (2.19)$$

$$N_{x\phi} = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{x\phi} \left(1 + \frac{z}{R}\right) dz \quad (2.20)$$

$$N_{\phi x} = \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{\phi x} dz \quad (2.21)$$

$$M_x = - \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_x \left(1 + \frac{z}{R}\right) z dz \quad (2.22)$$

$$M_\phi = - \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_\phi z dz \quad (2.23)$$

$$M_{x\phi} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{x\phi} \left(1 + \frac{z}{R}\right) z dz \quad (2.24)$$

$$M_{\phi x} = - \int_{-t/2}^{t/2} \tau_{\phi x} z dz \quad (2.25)$$

Rinehart al desarrollar el equilibrio de fuerzas internas y de presiones de la figura 2.12 obtiene las siguientes ecuaciones:

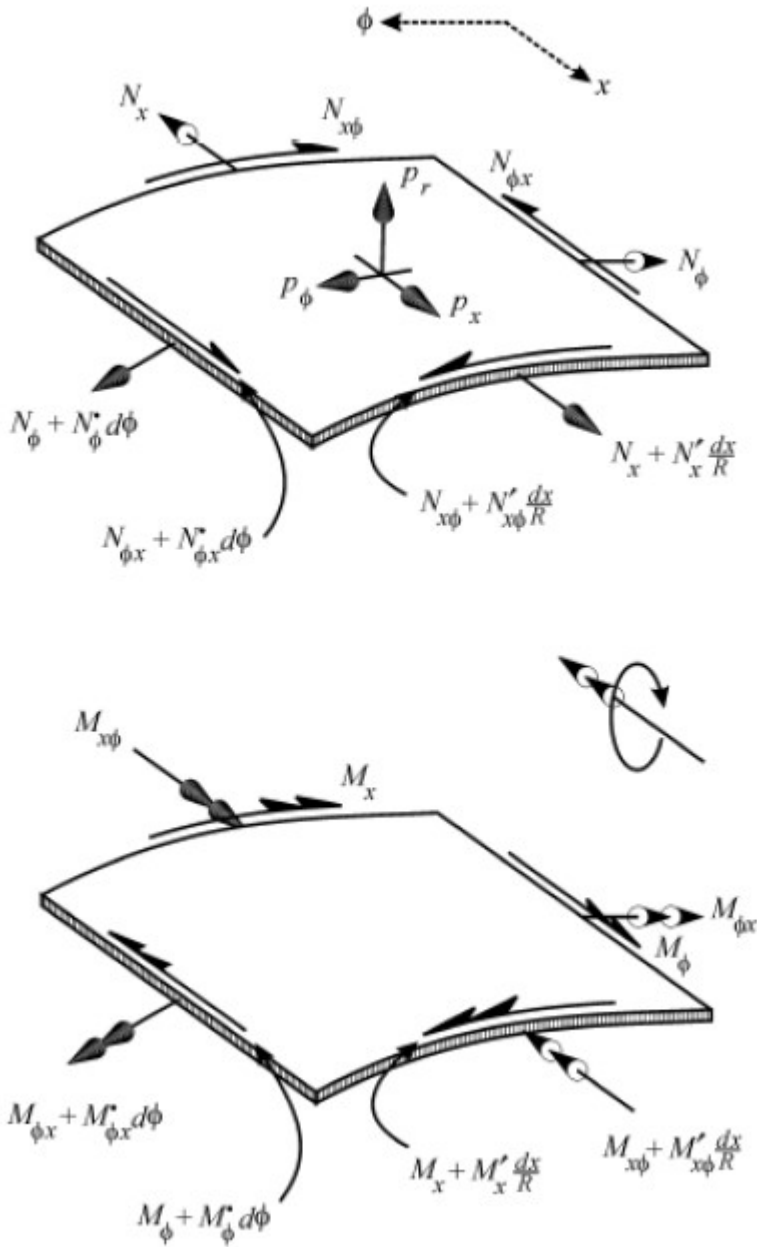


Figura 2.12: Esquema de fuerzas de membrana, momentos flectores y presiones de la cáscara cilíndrica [12]

$$RN'_x + N_{\phi x} + R^2 p_x = 0 \quad (2.26)$$

$$N_{\dot{\phi}} + R^2 N'_{x\phi} - M_{\phi} - RM'_{x\phi} + R^2 p_{\phi} = 0 \quad (2.27)$$

$$R^2 M_{\phi}'' + R^2 M'_{x\phi} + RM_{\phi x} + R^2 M''_x + RN_{\phi} - R^2 p_r = 0 \quad (2.28)$$

Los resultados de Novozhilov para las fuerzas y momentos internos en funcion de los desplazamientos, son:

$$N_x = K(u' + \nu v + \nu v w) - \frac{D}{R} w'' \quad (2.29)$$

$$N_{\phi} = K \left( v + \frac{w}{R} + \nu u' \right) + \frac{D}{R \left( \frac{w}{R^2} + w \right)} \quad (2.30)$$

$$N_{\phi x} = K \left( \frac{1 - \nu}{2} \right) (u + v') + \frac{D}{R^2} \left( \frac{1 - \nu}{2} \right) (u + R w') \quad (2.31)$$

$$N_{x\phi} = K \left( \frac{1 - \nu}{2} \right) (u + v') + \frac{D}{R^2} \left( \frac{1 - \nu}{2} \right) (v' - R w') \quad (2.32)$$

$$M_x = D(w'' + v w \ddot{\phantom{w}} - \frac{1}{R}(u' - \nu v)) \quad (2.33)$$

$$M_{\phi} = D \left( \frac{w}{R^2} + \ddot{w} + v w'' \right) \quad (2.34)$$

$$M_{\phi x} = D(1 - \nu) \left( w' + \frac{1}{2R}(u - v') \right) \quad (2.35)$$

$$M_{x\phi} = D(1 - \nu)(w' - v') \quad (2.36)$$

Donde K y D corresponden a la rigidez de la membrana y de flexión respectivamente y se definen como:

$$K = \frac{Et}{1 - \nu^2} \quad (2.37)$$

$$D = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (2.38)$$

Los esfuerzos se pueden escribir en términos de las fuerzas de membrana y momentos flectores como:

$$\sigma_x = \frac{N_x}{t} - \frac{12M_x}{t^3}z \quad (2.39)$$

$$\sigma_\phi = \frac{N_\phi}{t} - \frac{12M_\phi}{t^3}z \quad (2.40)$$

$$\tau_{x\phi} = \frac{N_{x\phi}}{t} - \frac{12M_{x\phi}}{t^3}z \quad (2.41)$$

$$\tau_{\phi x} = \frac{N_{\phi x}}{t} - \frac{12M_{\phi x}}{t^3}z \quad (2.42)$$

Donde  $z$  representa la variable que toma valores entre  $-t/2$  y  $t/2$ . El valor del esfuerzo máximo se desarrolla en los extremos de la membrana ( $-t/2$  y  $t/2$ ). Así, se distingue el primer término de los esfuerzos normales, como el esfuerzo de membrana ( $N/t$ ) y el segundo término como el esfuerzo flector ( $12M \cdot z/t^3$ ).

Los esfuerzos circunferenciales 2.39 y longitudinales 2.40, son utilizados en el análisis del Welding Research Council 107, descrito en la siguiente sección.

## 2.6. Welding Research Council 107

La base de estudio de esta memoria es la publicación del boletín WRC 107 (welding research council), desarrollada por el profesor P. P. Bijlaard [18]. Esta consiste en un “manual” para calcular los esfuerzos producidos en la membrana debido a cargas externas en las boquillas, mediante gráficos y tablas. Los tipos de cargas que esta metodología considera son: una carga presionando hacia el centro del estanque, un momento en la dirección circunferencial y un momento en la dirección longitudinal (como muestra la Figura 2.13). Utilizando este boletín se pueden encontrar: los esfuerzos en la membrana, específicamente en la unión boquilla-estanque.

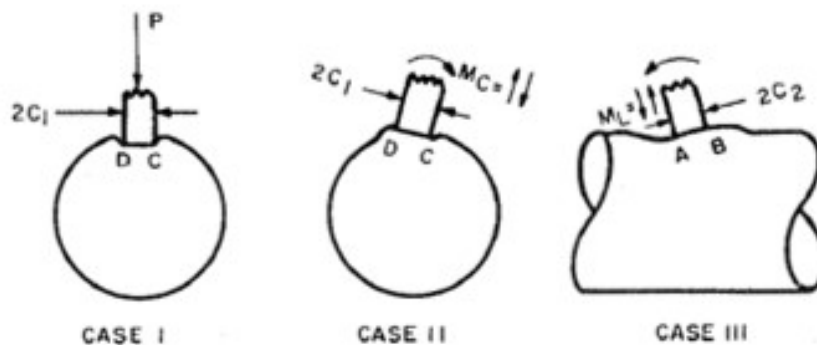


Figura 2.13: Carga radial (caso 1), Momento circunferencial  $M_c$  (caso 2) y momento longitudinal  $M_l$  (caso 3) [18]

Cuando una boquilla está sujeta a un momento externo se deforma como se muestra en la figura 2.14. Este momento produce tensiones de compresión y tracción en el exterior e interior de la membrana. Los esfuerzos máximos justamente se producen en estas zonas. Por lo tanto, los puntos a estudiar por este boletín son 8: cuatro en cada lado de la boquilla (A, B, C y D) y en la capa exterior (Upper) e interior (Lower) de la membrana (ver figura 2.15) [18].

Para esto, el profesor Bijlaard define la siguiente convención de signos.

### 2.6.1. Convención de signos

El caso 1 de la figura 2.13 muestra una carga radial  $P$  que actúa similar a una presión externa, localizada en la boquilla, causando compresión en la membrana del estanque.

En el caso 2, el momento circunferencial genera una fuerza de tensión en la membrana, para los puntos  $D_u$  y  $C_L$  (ver figura 2.15). Mientras que una de compresión para los puntos  $D_L$  y  $C_U$ .

Por otro lado, el momento longitudinal genera una fuerza de tensión en la membrana, para



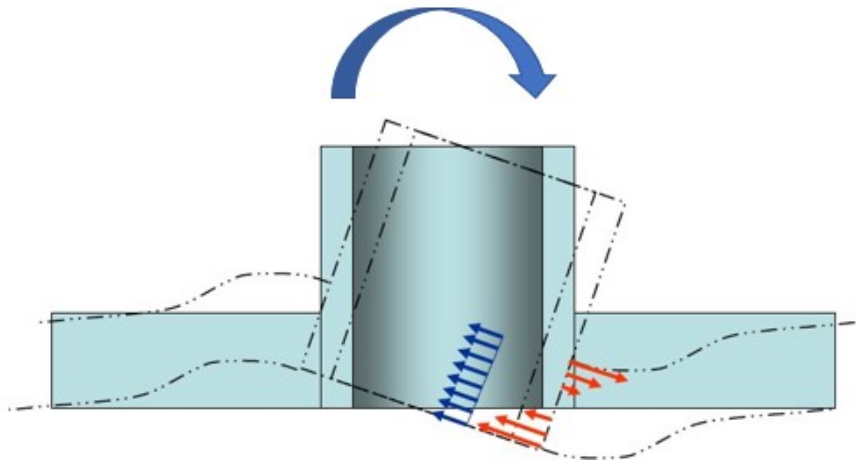
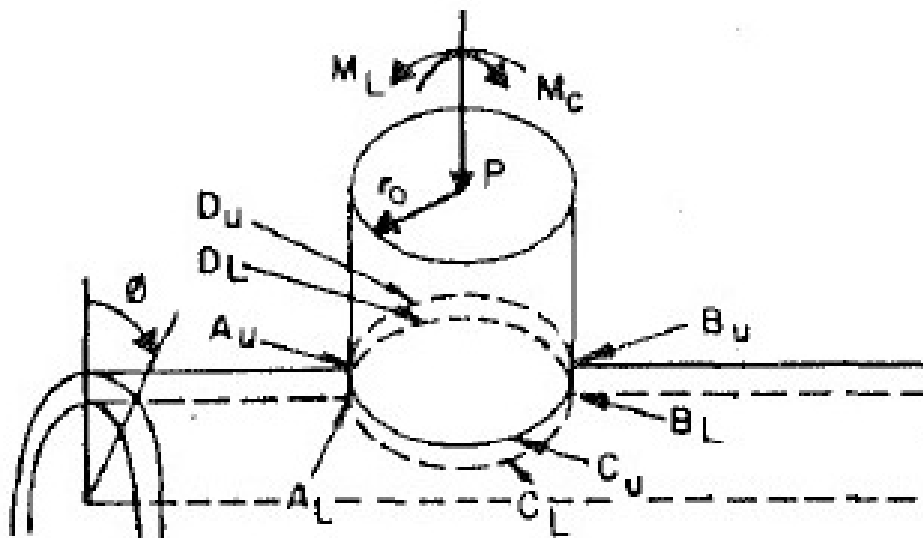


Figura 2.14: Tensiones en membrana producto de momento externo [3].



2

Figura 2.15: Puntos de interes alrededor de la boquilla [18]

los puntos AL y BU, mientras que una de compresión para los puntos AU y BL.

La Tabla 2.1 muestra los signos del esfuerzo aplicado en los puntos de interés de la unión boquilla-estanque, siguiendo la orientación de las cargas mostrados en la figura 2.15). **El signo positivo representa tensión y el negativo compresión.**

Tabla 2.1: Convención de signos en los puntos de interés. Signo positivo representa tensión y signo negativo compresión [18].

Carga	AU	AL	BU	BL	CU	CL	DU	DL
$P$	-	+	-	+	-	+	-	+
$M_c$					-	+	+	-
$M_L$	-	+	+	-				

### 2.6.2. Ecuación general

Para el análisis de tensiones en cascaras y placas, se procede considerando la relación entre la fuerza de la membrana interna ( $N_i/T$ ) y momento de flexión interno ( $6M_i/T^2$ ), según la teoría descrita en la sección 2.5. Además, se considera la concentración de esfuerzos como muestra la ecuación 2.43 (ver nomenclatura):

$$\sigma_i = K_n \frac{N_i}{T} \pm K_b \frac{6M_i}{T^2} \quad (2.43)$$

Donde i corresponde a:

$\phi$  para esfuerzos circunferenciales.

$x$  para esfuerzos longitudinales.

### 2.6.3. Parámetros geométricos

El primer paso en el procedimiento del boletín WRC 107, es evaluar los parámetros geométricos que se aplican:  $\gamma$  y  $\beta$ .

#### Shell parameter ( $\gamma$ )

El parámetro de estanque es dado por el radio medio de este y de su espesor.

$$\gamma = \frac{R_m}{T} \quad (2.44)$$

$R_m$ : Radio medio del estanque.

$T$ : Espesor del estanque.

## attachment parameter ( $\beta$ )

Para estanques cilíndricos, el parametro  $\beta$  de las boquillas cilíndricas (round attachment) deben ser consideradas de la siguiente manera:

$$\beta = 0,875 \frac{r_o}{R_m} \quad (2.45)$$

$r_o$ : Radio exterior de la boquilla.

### 2.6.4. Cálculo de los esfuerzos

#### Esfuerzo resultante de la carga radial, P

- Esfuerzo circunferencial,  $\sigma_\phi$ :
  - Paso 1: Usando los valores de  $\beta$  y  $\gamma$  y la figura 5.15 (en Anexo A) encontrar la fuerza adimensional en la membrana  $[N_\phi/(P/R_m)]$ .
  - Paso 2: Similar al paso anterior, se debe encontrar en la figura 5.11 o 5.14 el momento de flexión adimensional  $[M_\phi/P]$ .
  - Paso 3: Utilizando los valores de  $P$ ,  $R_m$ ,  $T$  y el paso 1, encontrar el esfuerzo circunferencial en la membrana  $[N_\phi/T]$ , a través de:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[ \frac{N_\phi}{P/R_m} \right] \left[ \frac{P}{R_m T} \right] \quad (2.46)$$

- Paso 4: Similar al paso 3, encontrar el esfuerzo de flexión circunferencial  $[6M_\phi/T^2]$ , a través de:

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[ \frac{M_\phi}{P} \right] \left[ \frac{6P}{T^2} \right] \quad (2.47)$$

- Paso 5: Utilizando el paso 3 y 4 en la ecuación general, se tiene:

$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2} \quad (2.48)$$

- Esfuerzo longitudinal,  $\sigma_x$ : Se siguen los mismos pasos que en el caso anterior, a excepción que  $[N_\phi/(P/R_m)]$  es obtenido de la figura 5.16; y  $[M_\phi/P]$  usando la figura 5.13 o 5.12, siguiendo que:

$$\frac{N_x}{T} = \left[ \frac{N_x}{P/R_m} \right] \left[ \frac{P}{R_m T} \right] \quad (2.49)$$

$$\frac{6M_x}{T^2} = \left[ \frac{M_x}{P} \right] \left[ \frac{6P}{T^2} \right] \quad (2.50)$$

Por último, reemplazando la dos expresiones anteriores en la ecuación general, se obtiene el esfuerzo longitudinal:

$$\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2} \quad (2.51)$$

### Esfuerzo resultante del momento circunferencial, $M_c$

- Esfuerzo circunferencial,  $\sigma_\phi$ :
  - Paso 1: Usando los valores de  $\beta$  y  $\gamma$  calculados en 2.45 y 2.44 respectivamente y la figura 5.3, encontrar la fuerza de membrana adimensional:  $\left[ \frac{N_\phi}{M_c/R_m^2\beta} \right]$ .
  - Paso 2: Similar al paso anterior y con la figura 5.1, encontrar el momento de flexion adimensional  $\left[ \frac{M_\phi}{M_c/R_m\beta} \right]$ .
  - Paso 3: Usando los valores aplicables para  $M_c, R_m, \beta y T$ , encontrar el esfuerzo circunferencial en la membrana ( $N_\phi/T$ ), por:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[ \frac{N_\phi}{M_c/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{M_c}{R_m^2\beta T} \right] \quad (2.52)$$

- Paso 4: Por un procedimiento similar al anterior, se debe encontrar el esfuerzo de flexión circunferencial ( $6M_\phi/T^2$ ), así:

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[ \frac{M_\phi}{M_c/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6M_c}{R_m T^2 \beta} \right] \quad (2.53)$$

- Paso 5: Utilizando el paso 3 y 4 en la ecuación general (ecuación 2.43, junto con el apropiado uso de signos, se obtiene:  $\sigma_\phi$

$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2} \quad (2.54)$$

- Esfuerzo longitudinal,  $\sigma_x$ : Siguiendo los pasos para el esfuerzo circunferencial, a diferencia de la expresión  $\frac{N_x}{(M_c/R_m^2\beta)}$  que es obtenida de la figura 5.4 y  $\frac{M_x}{M_c/R_m\beta}$  es obtenida de la figura 5.2, Luego:

$$\frac{N_x}{T} = \left[ \frac{N_x}{M_c/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{M_c}{R_m^2\beta T} \right] \quad (2.55)$$

$$\frac{6M_x}{T^2} = \left[ \frac{M_x}{M_c/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6M_c}{R_m T^2\beta} \right] \quad (2.56)$$

Finalmente, con la ecuación general (ecuación 2.43), se obtiene  $\sigma_x$ .

$$\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2} \quad (2.57)$$

### Esfuerzo resultante del momento longitudinal, $M_l$

- Esfuerzo circunferencial,  $\sigma_\phi$ : Siguiendo los mismos pasos que en el cálculo de esfuerzo circunferencial para el momento circunferencial, a excepción de que la expresión  $N_\phi/(M_l/R_m^2\beta)$  es obtenida de la figura 5.9; y la expresión  $M_\phi/(M_l/R_m\beta)$  es obtenida de la figura 5.5 o 5.6. Luego:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[ \frac{N_\phi}{M_L/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{M_L}{R_m^2\beta T} \right] \quad (2.58)$$

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[ \frac{M_\phi}{M_l/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6M_l}{R_m T^2\beta} \right] \quad (2.59)$$

$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2} \quad (2.60)$$

- Esfuerzo longitudinal,  $\sigma_x$ : Siguiendo los mismos pasos, a excepción de  $N_x/(M_l/R_m^2\beta)$  se obtiene de la figura 5.10 y  $M_x/(M_l/R_m\beta)$  de la figura 5.7 o 5.8, siguiendo:

$$\frac{N_x}{T} = \left[ \frac{N_x}{M_L/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{M_L}{R_m^2\beta T} \right] \quad (2.61)$$

$$\frac{6M_x}{T^2} = \left[ \frac{M_x}{M_l/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6M_l}{R_m T^2\beta} \right] \quad (2.62)$$

$$\sigma_x = K_n \frac{N_x}{T} \pm K_b \frac{6M_x}{T^2} \quad (2.63)$$

## Esfuerzo equivalente

Finalmente, el esfuerzo equivalente para cada uno de los tipos de cargas, se calculo como la diferencia entre el esfuerzo circunferencial y el esfuerzo longitudinal. Como sigue:

$$\sigma_{eq} = \sigma_{\phi} - \sigma_x \quad (2.64)$$

## 2.7. Método de elementos finito

### 2.7.1. Descripción

El método de elementos finitos (FEM) fué introducido originalmente por Turner en 1956 [19] es un poderoso método computacional para aproximar soluciones, de problemas de ingeniería, a la "vida real".

El método consiste en descomponer todo el dominio en un número finito de subdominios (elementos), los cuales están conectados unos con otros por puntos comunes llamados **nodos**. Este proceso se denomina "Discretización".

Para relacionar cada variable nodal generada, se utiliza una expresión matricial, denominada "matriz elemental". por el cual el sistema de soluciones es realizado aplicando dos tipos de métodos: variacionales o residuos ponderados.

El conjunto de matrices elementales se combinan para formar un conjunto de ecuaciones algebraicas que describen el sistema global. La matriz de coeficientes del problema global se conoce como **matriz global**. Este sistema global se puede expresar de forma matricial como:

$$Ku = F \quad (2.65)$$

donde  $K$  corresponde a la matriz de rigidez,  $u$  es el vector de incógnitas y  $F$  es el vector de fuerzas. Dependiendo de la naturaleza del problema  $K$  puede ser dependiente de  $u$  i.e.  $K = K(u)$  y  $F$  puede ser dependiente del tiempo i.e.  $F = F(t)$ .

Como resumen, el método de elementos finitos requiere de los siguientes pasos:

- Discretización del dominio en un número finito de subdominios.
- Seleccionar la función de interpolación
- Desarrollar la matriz elemental para los subdominios (elementos).

- Ensamblar las matrices elementales de cada subdominio para obtener la matriz global para todo el dominio.
- Imponer las condiciones de bordes
- Solución de las ecuaciones.

## 2.7.2. Mallado

### Tipos de elementos

Dependiendo de la geometría o de la naturaleza física del problema, el dominio puede ser discretizado por elementos de línea, de área o de volumen. Algunos de los elementos más comunes utilizados en FEM se muestran en la figura 2.16.

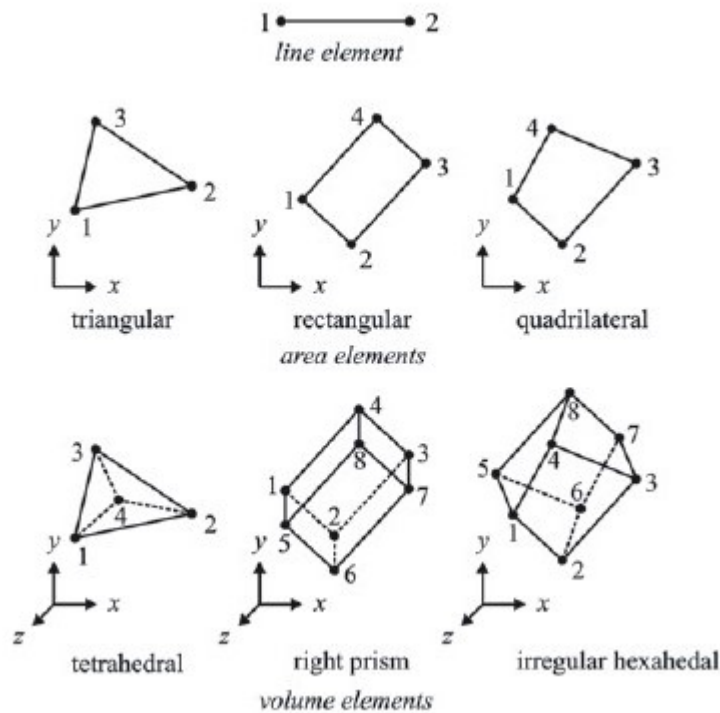


Figura 2.16: Descripción de elementos de línea, de área y de volumen, junto con el número de nodos correspondiente [21]

### Consideraciones para mallado

En general un largo número de elementos entrega una mejor aproximación de la solución. Sin embargo, en algunos casos, un excesivo número de elementos incrementa el error [21]. Por

eso es importante que la malla sea lo suficientemente fina en las regiones de interés. Cuán fina debe ser esta, depende de cada problema físico.

Para poder cerciorarse de haber utilizado una malla adecuada, se puede realizar una prueba de refinamiento o convergencia de malla. Esta consiste en realizar varias simulaciones incrementando la densidad de elementos en la zona de interés.

Por ejemplo: En primera instancia se realiza una simulación con un tipo de malla y luego se repite esta, pero con una malla más fina. Si el segundo resultado no varía mucho del primero se puede decir que en un comienzo se utiliza una malla adecuada. En cambio, si la diferencia de la solución entre cada uno es grande, significa que la primera malla no era lo suficientemente refinada y se debe repetir el proceso (partiendo desde el segundo caso).

## Factores para mallado

### Oblicuidad:

Se refiere a "qué tan deforme es el elemento". Elementos triangulares o cuadrados con ángulos muy agudos u obtusos (superiores a  $30^\circ$ ) no son aceptados, ya que producen resultados impredecibles y generan problemas durante la ejecución del programa. Ver figura 2.17. Un intervalo aceptable para la oblicuidad (skewness) es entre  $[0-0,25]$

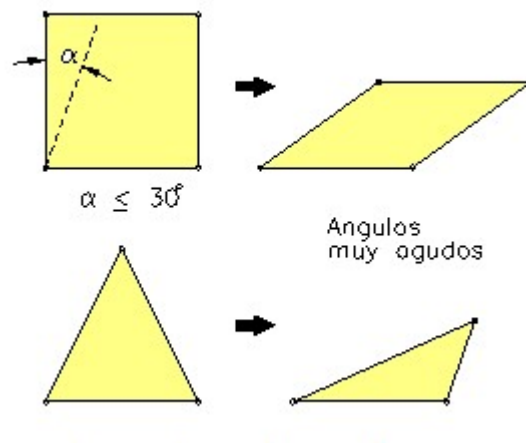


Figura 2.17: Representación gráfica de oblicuidad de elementos [17]

### Ortogonalidad:

Refiere a la "similitud entre elementos adyacentes". Un valor de ortogonalidad cercano a 1 es lo perfecto, pero una ortogonalidad entre  $[0,6-1]$  es aceptable.

Véase la figura 2.18, la ortogonalidad se calcula multiplicando los vectores normal de cada cara  $i$  ( $|\vec{A}_i|$ ), con el vector que une un centroide con centroide entre elementos vecinos ( $|\vec{c}_i|$ ).

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| \cdot |\vec{c}_i|} \quad (2.66)$$



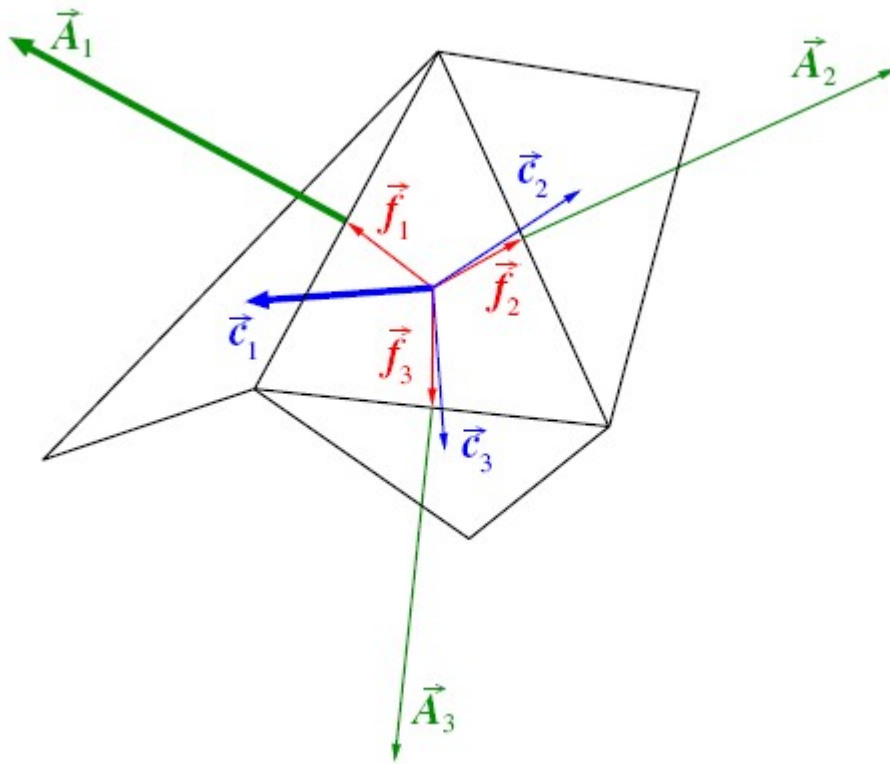


Figura 2.18: Vectores utilizados para determinar la calidad de ortogonalidad de cada elemento

## 2.8. Comportamiento plástico de materiales

El comportamiento plástico de los materiales corresponde a deformaciones irreversibles que ocurren cuando se alcanza un cierto nivel de esfuerzo, llamado límite de fluencia ( $\sigma_y$ ). Es de suma importancia en ingeniería, ya que puede provocar daños irreparables en estructuras [?].

Cuando el material es sometido a un esfuerzo, como el acero ASTM A36, se presenta en primera instancia, una deformación ( $\varepsilon$ ). Luego, superado el límite de fluencia comienza la deformación plástica, caracterizada por el cambio de pendiente en la curva esfuerzo vs deformación, denominado módulo tangente ( $E_t$ ) (ver figura 2.19). De esta forma, el material se sigue deformando hasta alcanzar el límite de ruptura  $\sigma_{uts}$

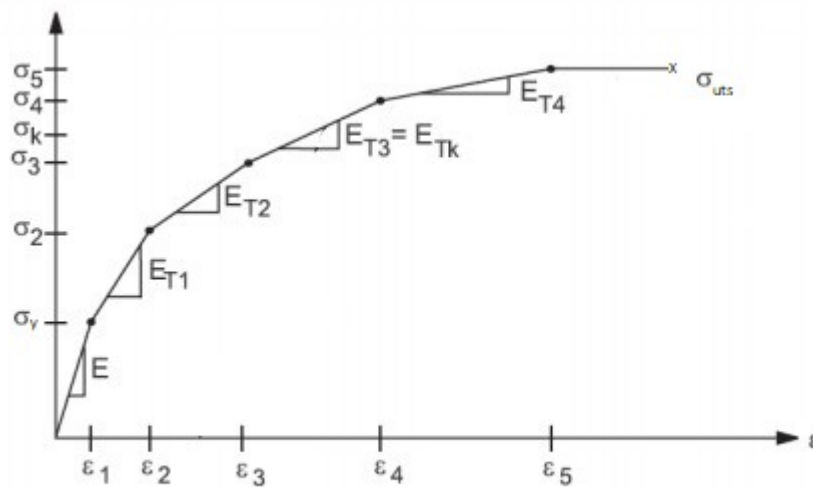


Figura 2.19: Variación pendiente en zona plástica. Curva esfuerzo vs deformación [11]

Cuando se retira la carga aplicada, a un material que ha sufrido deformación plástica, este se recogerá una deformación igual a  $\varepsilon_1$ , como muestra la figura 2.19. Este desplazamiento de la curva genera un nuevo límite de fluencia  $\sigma_2$ , mayor al anterior ( $\sigma_y > \sigma_2$ ). Este comportamiento se conoce como endurecimiento plástico.

Para el acero inoxidable 304 se tiene un módulo de elasticidad  $E = 193GPa$ , un límite de fluencia  $\sigma_y = 210MPa$  y un límite de ruptura de  $\sigma_{uts} = 520MPa$ .

# Capítulo 3

## Metodología

Para conseguir el objetivo general: **determinar la capacidad de carga de boquillas, debido a cargas externas**, se sigue la metodología descrita en el diagrama de bloques a continuación, figura 3.1:

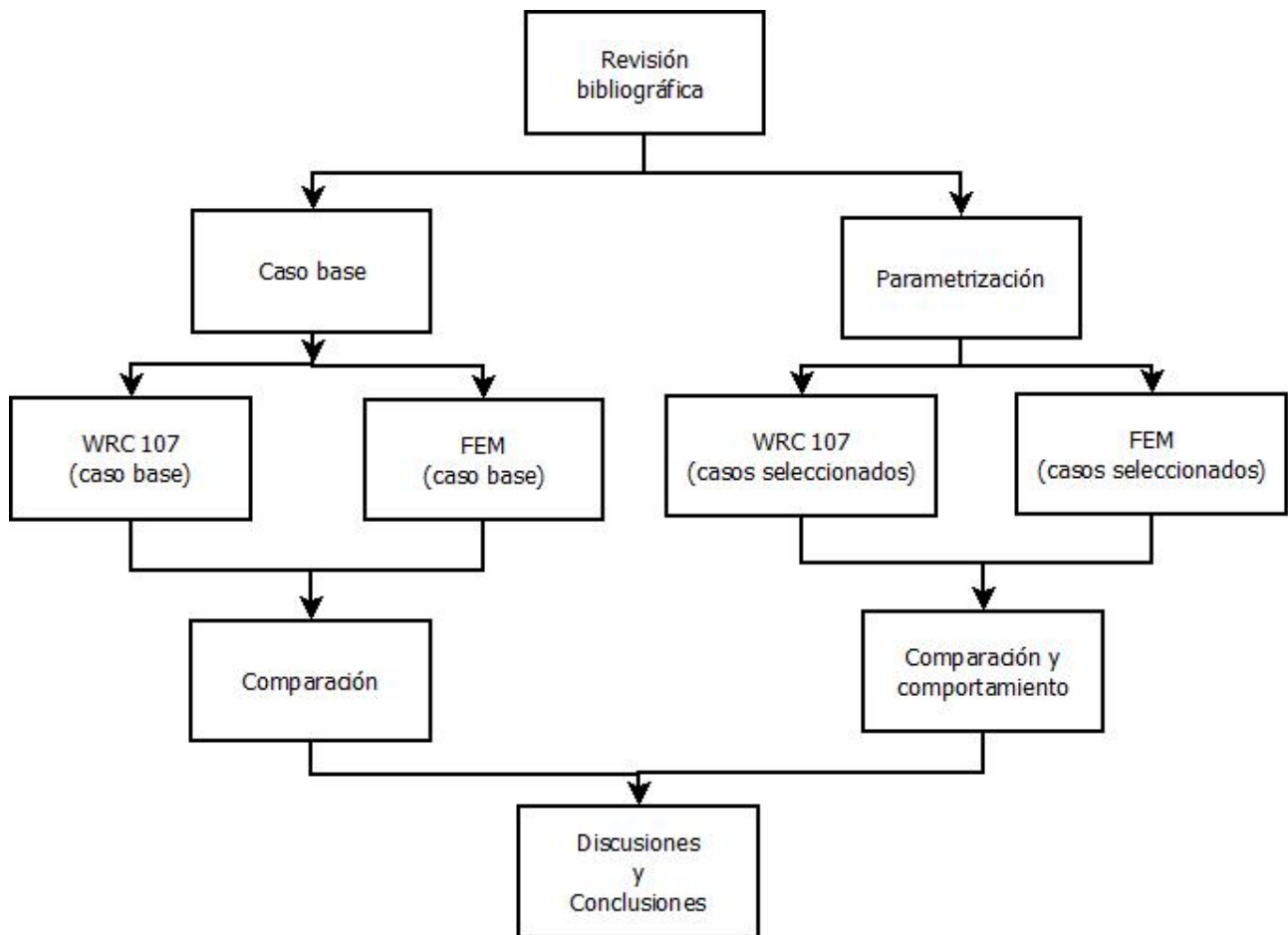


Figura 3.1: Diagrama de la metodología general

Donde se selecciona, en primera instancia, un caso real para determinar la capacidad de carga de sus boquillas, mediante el método analítico (WRC 107) y método computacional y así realizar una comparación de ambos resultados. Después, se selecciona un conjunto de estanques, con el objeto de determinar la tendencia de la capacidad de carga vs la relación D/T de cada caso (D: diametro estanque; T: espesor).

### 3.1. Descripción caso base

Para realizar el análisis de cargas externas en boquillas, se selecciona el caso real de un recipiente a presión, denominado caso base. Este corresponde a un intercambiador de calor TAG n° 267-21-100, diseñado y fabricado por la empresa Termia Ltda. El diseño general se muestran en la figura 3.2.

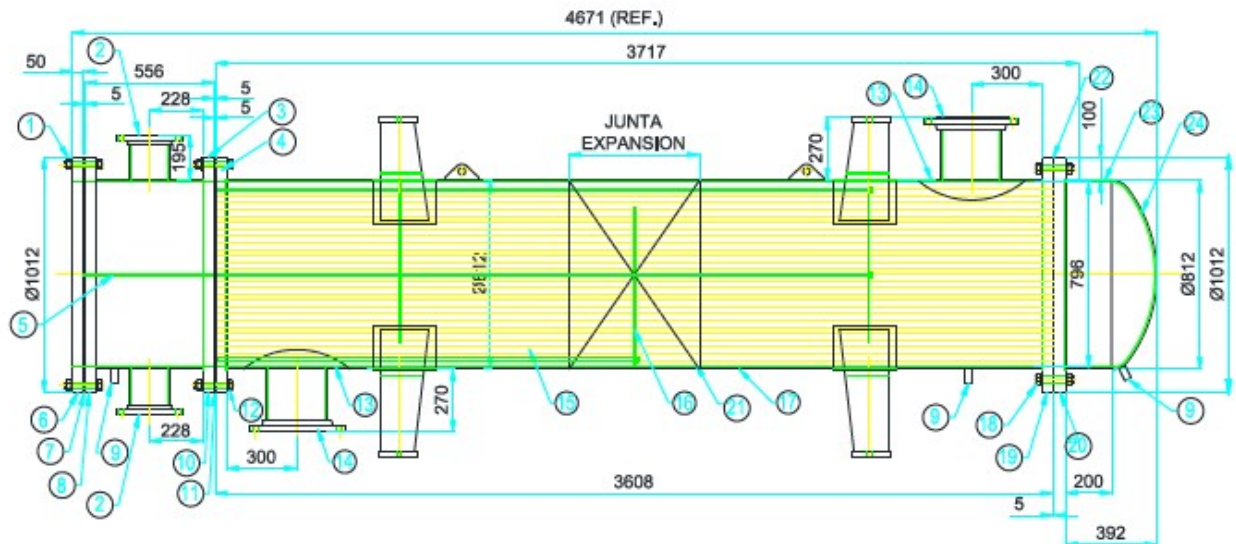


Figura 3.2: Diseño general del intercambiador de calor

#### 3.1.1. Descripción del estanque

El intercambiador de tubo y carcasa corresponde a uno de los intercambiadores de calor más utilizados en la industria. Consiste en un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de este. Por estos tubos transita uno de los fluidos, mientras que por el casco o carcasa circula el otro, logrando así la transferencia de calor. El recipiente seleccionado, de la figura 3.2, cuenta con cuatro boquillas:

- boquilla superior 10 in.
- boquilla inferior 10 in.

- boquilla superior 6 in.
- boquilla inferior 6 in.

Además, de cuatro sorportes: dos inferiores y dos superiores.

Los soportes inferiores, permiten el anclaje con el suelo, para evitar bolcamientos en caso de sismo. Por otro lado, los superiores permiten la unión de otro equipo sobre él mismo, aumentando las etapas en el intercambio de calor.

### 3.1.2. Criterios de diseño

Los criterios de fabricación de este estanque se muestran a continuación:

- ASME Boiler and Pressure Vessel Code 2013 - Rules for Construction of Pressure Vessels
- AISC 360-05 – Specification for Structural Buildings
- NCh. 2369 Of. 2003 – Diseño Sísmico de Estructuras e Instalaciones Industriales
- NCh. 3171 Of. 2010 – Diseño Estructural – Disposiciones Generales y Combinaciones de Carga

### 3.1.3. Características geométricas

Las características geométricas de interés para el análisis del caso base, se dividen en tres: tamaño del estanque, tamaño de boquillas grandes y boquillas chicas. Como se muestra en la tabla 3.1.

### 3.1.4. Materiales constructivos

Toda la estructura externa del estanque corresponde a acero inoxidable 304. Las propiedades de este material se detallan en la Tabla 3.2 provistas por la biblioteca de *Ansys*.

Tabla 3.1: Valores geométricos del caso base

Descripción	Notación	Dimensiones [mm]
<b>Estanque</b>		
Diámetro manto (externo)	$D$	812
Espesor manto	$T$	8
Largo estanque	$L$	4.672
<b>Boquillas 10 in</b>		
Diámetro boquilla (interno)	$d_1$	254,4
Espesor boquilla	$t_1$	9,27
Largo boquilla	$l_1$	270
Espesor refuerzo	$D_{p1}$	462
Espesor refuerzo	$t_e$	8
<b>Boquilla 6 in</b>		
Diámetro boquilla (interno)	$d_1$	152,4
Espesor boquilla	$t_1$	9,27
Largo boquilla	$l_1$	195
Diámetro refuerzo	$D_{p1}$	346
Espesor refuerzo	$t_e$	8

Tabla 3.2: Propiedades del acero inoxidable 304 provistas por la biblioteca de *Ansys* [13]

Propiedad	Notación	Valor	Unidad
Límite de fluencia	$\phi_y$	210 (2.141)	MPa ( $kg/cm^2$ )
Límite de fractura	$\phi_{uts}$	520 (5.302)	MPa ( $kg/cm^2$ )
Modulo de elasticidad	$E$	193 (1.968.000)	GPa ( $kg/cm^2$ )
Coefficiente de Poisson	$\nu$	0,31	s.u.
Densidad	$\rho$	7.750	( $kg/m^2$ )
Modulo tangente	$E_{tan}$	1,8 (18.354)	GPa ( $kg/cm^2$ )

## 3.2. WRC 107

Una vez conocida la teoría pertinente, se procede con el trabajo del caso base, descrito en la sección anterior. Se desarrolla el boletín WRC 107 para determinar la carga máximas, de forma analítica, en dos boquillas del caso: una de 10 in y otra de 6 in. Cabe mencionar que es necesario realizar este análisis en solo dos (de cuatro) boquillas, debido a que el resto son equivalentes. Además, se desarrolla este método para la parametrización geométrica descrita más adelante.

Las cargas máximas a estimar (no simultáneas) corresponden a:

- Carga radial:  $P$
- Momento circunferencial:  $M_c$
- Momento longitudinal:  $M_l$

Como se describe en el WRC 107 (sección 2.6) este método permite determinar los esfuerzos generados en la membrana, ya sean de tracción o compresión. Siempre y cuando se conozca la carga aplicada.

En caso contrario, se puede determinar la carga máxima que se puede aplicar, si se conoce el esfuerzo máximo permitido en el material: límite de fluencia. Para esto se sigue con el procedimiento normal del WRC 107, sin embargo, se debe trabajar con la ecuación general (2.43). Reemplazando  $i$  con:

- $\sigma$  para esfuerzos circunferenciales.
- $x$  para esfuerzos longitudinales

Se considera  $K_n = K_b = 1,5$  según Ray Delaforce [15].

### 3.2.1. Para carga radial $P$

Para la carga radial  $P$  y según la metodología del WRC 107, el esfuerzo máximo (límite de fluencia) corresponde a la diferencia del esfuerzo circunferencial con el longitudinal, como sigue:

$$\sigma_y = \sigma_\phi - \sigma_x$$

Luego, reemplazando con la ecuación 2.43, se tiene:

$$\sigma_y = K_n \left[ \frac{N_x}{P/R_m} - \frac{N_\phi}{P/R_m} \right] \left[ \frac{P}{R_m T} \right] \pm K_b \left[ \frac{M_x}{P} \mp \frac{M_\phi}{P} \right] \left[ \frac{6P}{T^2} \right]$$

Despejando  $P$  del lado derecho de cada una de las expresiones:

$$\begin{aligned} \sigma_y &= P \left[ \left[ \frac{N_x}{P/R_m} - \frac{N_\phi}{P/R_m} \right] \left[ \frac{K_n}{R_m T} \right] \pm \left[ \frac{M_x}{P} \mp \frac{M_\phi}{P} \right] \left[ \frac{6K_b}{T^2} \right] \right] \\ P &= \sigma_y \left[ \left[ \frac{N_x}{P/R_m} - \frac{N_\phi}{P/R_m} \right] \left[ \frac{K_n}{R_m T} \right] \pm \left[ \frac{M_x}{P} \mp \frac{M_\phi}{P} \right] \left[ \frac{6K_b}{T^2} \right] \right]^{-1} \end{aligned} \quad (3.1)$$

Donde, las expresiones se obtienen de Anexo A. De izquierda a derecha:

- $N_x/(P/R_m)$  figura 5.16.
- $N_\phi/(P/R_m)$  figura 5.15.

- $M_x/P$  figura 5.13.
- $M_\phi/P$  figura 5.11.

### 3.2.2. Para momento circunferencial $M_c$

Siguiendo la metodología anterior, pero esta vez para el momento circunferencial, se tiene:

$$\sigma_y = \sigma_\phi - \sigma_x$$

Luego, reemplazando con la ecuación 2.43, se tiene

$$\sigma_y = K_n \left[ \frac{N_\phi}{M_c/R_m^2\beta} - \frac{N_x}{M_c/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{M_c}{R_m^2\beta T} \right] \pm K_b \left[ \frac{M_\phi}{M_c/R_m\beta} \mp \frac{M_x}{M_c/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6M_c}{R_m T^2\beta} \right]$$

Despejando  $M_c$

$$\sigma_y = M_c \left[ \left[ \frac{N_\phi}{M_c/R_m^2\beta} - \frac{N_x}{M_c/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{K_n}{R_m^2\beta T} \right] \pm \left[ \frac{M_\phi}{M_c/R_m\beta} \mp \frac{M_x}{M_c/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6K_n}{R_m T^2\beta} \right] \right]$$

Por lo tanto

$$M_c = \sigma_y \left[ \left[ \frac{N_\phi}{M_c/R_m^2\beta} - \frac{N_x}{M_c/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{K_n}{R_m^2\beta T} \right] \pm \left[ \frac{M_\phi}{M_c/R_m\beta} \mp \frac{M_x}{M_c/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6K_n}{R_m T^2\beta} \right] \right]^{-1} \quad (3.2)$$

Donde las expresiones se obtienen del Anexo A. De izquierda a derecha:

- $N_\phi/(M_c/R_m^2\beta)$  figura 5.4.
- $N_x/(M_c/R_m^2\beta)$  figura 5.3.
- $M_\phi/(M_c/R_m\beta)$  figura 5.2.
- $M_x/(M_c/R_m\beta)$  figura 5.1.

### 3.2.3. Momento longitudinal $M_L$

De manera análoga, para este ítem:

$$\sigma_y = \sigma_\phi - \sigma_x$$

$$\sigma_y = K_n \left[ \frac{N_x}{M_L/R_m^2\beta} - \frac{N_\phi}{M_L/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{M_L}{R_m^2\beta T} \right] \pm K_b \left[ \frac{M_x}{M_L/R_m\beta} - \frac{M_\phi}{M_L/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6M_L}{R_m T^2\beta} \right]$$



Factorizando  $M_L$

$$\sigma_y = M_L \left[ \left[ \frac{N_x}{M_L/R_m^2\beta} - \frac{N_\phi}{M_L/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{K_n}{R_m^2\beta T} \right] \pm \left[ \frac{M_x}{M_L/R_m\beta} - \frac{M_\phi}{M_L/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6K_b}{R_m T^2\beta} \right] \right]$$

$$M_L = \sigma_y \left[ \left[ \frac{N_x}{M_L/R_m^2\beta} - \frac{N_\phi}{M_L/R_m^2\beta} \right] \left[ \frac{K_n}{R_m^2\beta T} \right] \pm \left[ \frac{M_x}{M_L/R_m\beta} - \frac{M_\phi}{M_L/R_m\beta} \right] \left[ \frac{6K_b}{R_m T^2\beta} \right] \right]^{-1} \quad (3.3)$$

Donde las expresiones se obtienen del Anexo A. De izquierda a derecha:

- $N_x/(M_L/R_m^2\beta)$  figura 5.10.
- $N_\phi/(M_L/R_m^2\beta)$  figura 5.9.
- $M_x/(M_L/R_m\beta)$  figura 5.7.
- $M_\phi/(M_L/R_m\beta)$  figura 5.5.

### 3.3. FEM del caso base

Paralelo al WRC 107 se desarrolla un método de elementos finitos (FEM) del caso base, el cual consiste en la utilización del software comercial: ANSYS, para desarrollar una simulación y depurar resultados. Para esto se desarrolla la modelación geométrica del estanque entero, incluyendo: boquillas, refuerzos, soportes y flanges.

La modelación geométrica se realiza en el software *Autodesk Inventor*, debido a las ventajas que tiene sobre el *DesignModeler* de *Ansys* en cuanto a herramientas de diseño.

#### 3.3.1. Modelación en Inventor

Para simplificar la modelación del estanque, éste se divide en tres partes:

- i) Cilindro pequeño: En donde se ubican las 2 boquillas de 6 in.
- ii) Cilindro grande: En donde se ubican las 2 boquillas de 10 in y los 4 soportes del estanque.
- iii) Cabezal

Cada una de las partes son diseñadas con las especificaciones de la figura 3.2. Además, las boquillas con sus refuerzos y flanges tiene las dimensiones descritas en la tabla 3.3 siguiendo la figura a continuación 3.3

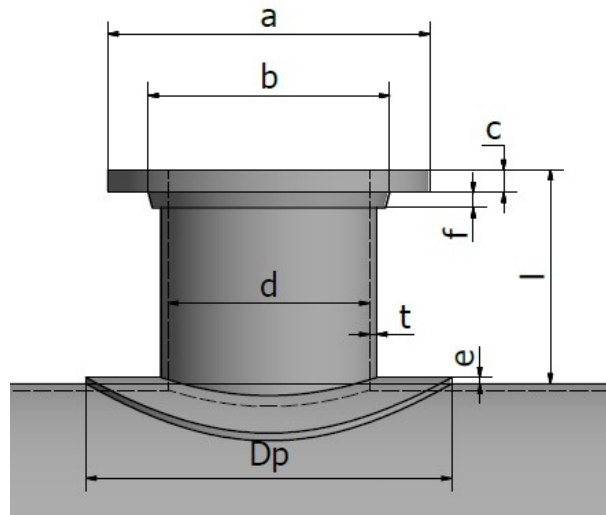


Figura 3.3: Dimensiones de boquilla

Tabla 3.3: Dimensiones de boquilla

Descripción	$l$	$d$	$t$	$D_p$	$e$	$a$	$b$	$c$	$d$	Dimensión
Boquilla de 6 in	195	152,7	9,27	346,5	8	279,5	192	24	14	[mm]
Boquilla de 10 in	270	254,5	9,27	462	8	406,5	305	28,5	19	[mm]

Posteriormente, cada una de estas partes son ensambladas mediante la herramienta “ensamble” del software, para finalmente ser exportadas a *ANSYS*. La geometría final obtenida se muestra en la figura 3.4

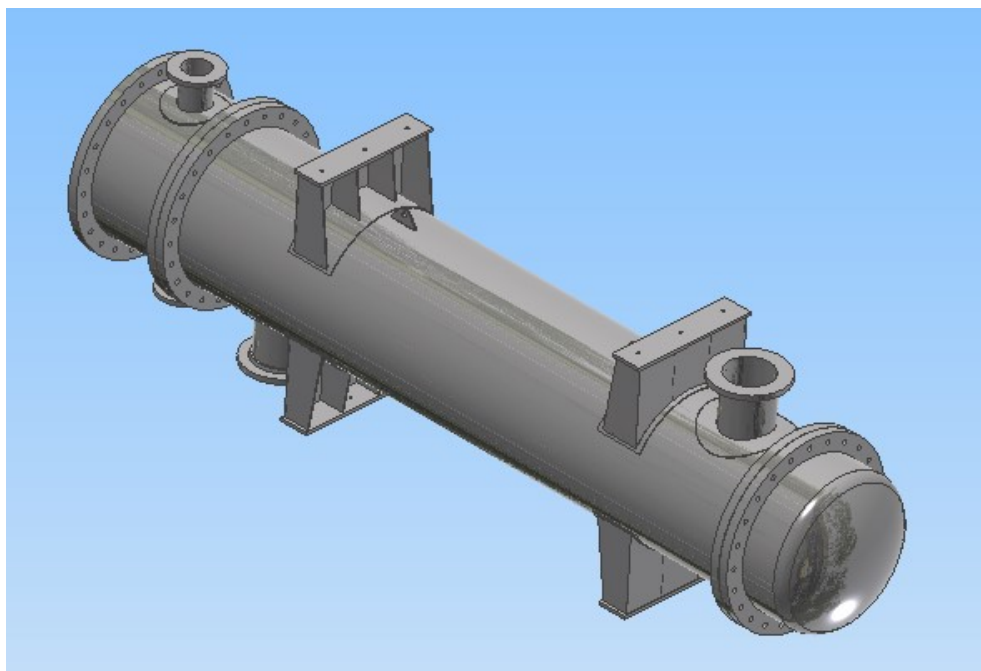


Figura 3.4: Geometría del estanque diseñada en Autodesk Inventor

### 3.3.2. Modelación en ANSYS

Una vez en *Ansys*, se continúa trabajando en la geometría, para optimizar recursos computacionales. De esta manera se omiten algunos elementos del diseño, como perforaciones para pernos, en flanges del piping, orejas de izajes y algunos otros que no afecten a los resultados del caso. Además, la geometría se secciona en varios cuerpos para tener mejor control en la utilización de herramientas de mallado.

### 3.3.3. Selección de Malla

Como se describe anteriormente la discretización del dominio debe ser de un tamaño adecuado para captar los resultados del análisis sin mermar la capacidad del hardware. Para este caso se consideran dos tipos de configuraciones: un mallado por default y un mallado por hexaedros. Se prioriza en la calidad de los elementos, tratando de mantener los niveles más bajos de oblicuidad y altos de ortogonalidad. De esta manera se puede asegurar un comportamiento adecuado del material. Además, se realiza una convergencia de mallado (ver sección 2.7.2), aplicando un momento circunferencial random, para determinar el número mínimos de elementos alrededor de la boquilla, que aseguran la severidad del resultados, como se muestra en la figura 3.5.

- **Mallado por default:** El cual es entregado por ANSYS sin configuración previa. Este mallado utiliza tipos de elementos aleatorios, dependiendo de la geometría, lo cual permite optimizar el tiempo de mallado en desmedro de la calidad del elemento.
- **Mallado por hexaedros con refinamiento por zonas:** En este mallado configurado, el usuario impone elementos hexaédricos para optar a una mejor calidad de los elementos. Se utiliza un mayor número de estos, en la boquilla y en la carcasa (alrededor de la boquilla). Este número de elementos es determinado por la prueba de refinamiento de malla.

## 3.4. Parametrización

Una vez obtenidos los resultados del caso base, se realiza una parametrización, de la capacidad de carga para distintas configuraciones de estanques, para boquillas de 6 y 10 in, cada una de ellas escogidas de un caso real. Con esto se espera obtener una tendencia entre la carga radial, el momento circunferencia y el momento longitudinal en función del factor de forma D/T de cada manto.

Las dimensiones geométricas de cada configuración, son cuatro:

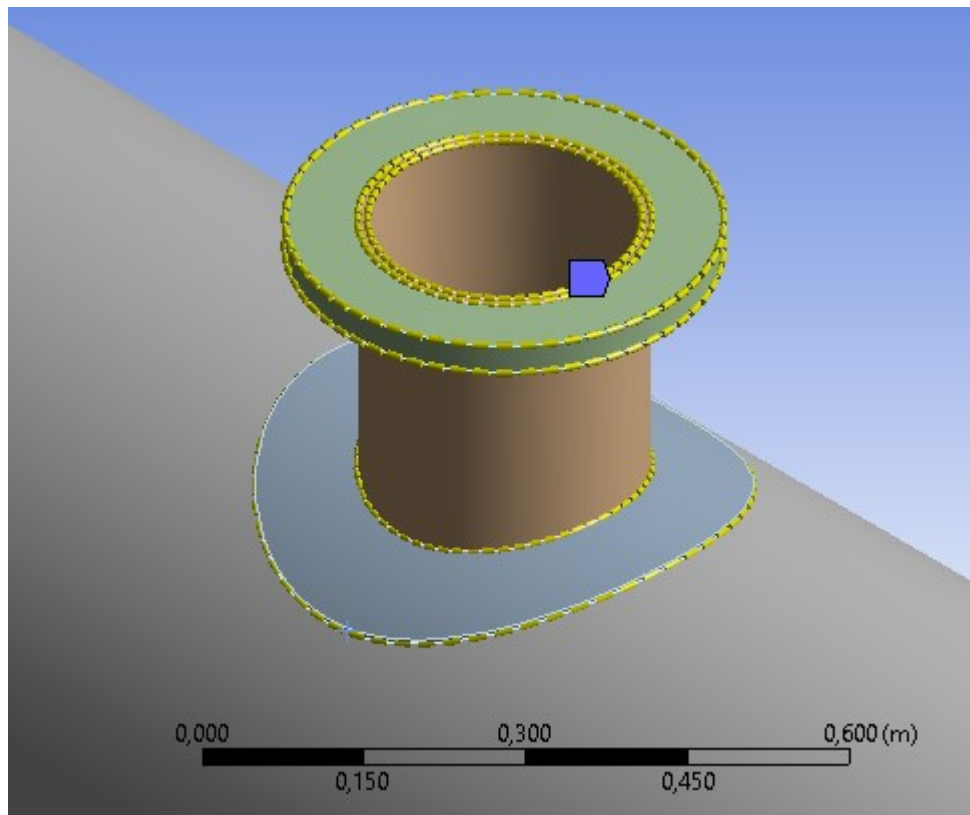


Figura 3.5: Número de divisiones alrededor de boquilla

- Estanque de Diámetro exterior 814mm y espesor 8mm.
- Estanque de Diámetro exterior 850mm y espesor 8mm.
- Estanque de Diámetro exterior 900mm y espesor 8mm.
- Estanque de Diámetro exterior 1004mm y espesor 8mm

De esta manera, considerando el estudio de las dos boquillas, da un total de ocho configuraciones.

### 3.4.1. Modelación geométrica

La modelación geométrica se realiza en Autodesk Inventor y corresponde a una geometría simple del estanque cilíndrico junto a su boquilla, incluyendo el flange y el refuerzo correspondiente.

Las dimensiones y espesores de cada componente se detallan como variable, de manera que al modificarse, la geometría cambie de forma automática. De esta manera se realiza solo una modelación, para todos los casos, en vez de una para cada configuración.

Paralelo a esto, se realiza la modelación geométrica, del primer y ultimo caso, incluyendo la soldadura en la unión boquilla estanque. Para determinar la variación en la capacidad de carga de cada caso. Las dimensiones de la soldadura corresponden a 15 mm de ancho y alto. Como se aprecia en la figura 3.6.

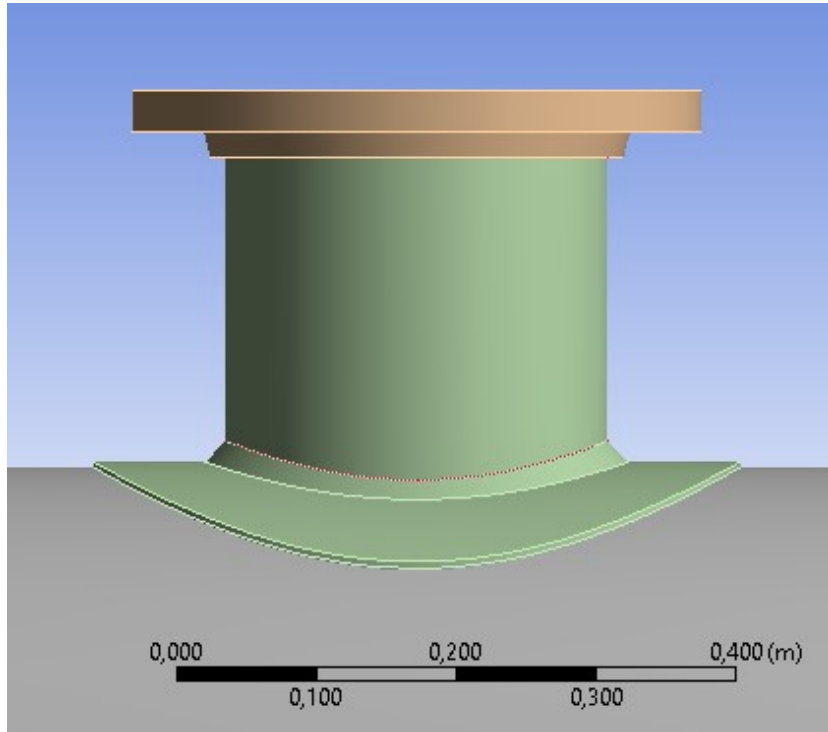


Figura 3.6: Modelación geométrica con incorporación de soldadura en la unión boquilla estanque.

Uno de los diseños geométricos realizados se muestra en la figura 3.7. Este representa el caso de manto 814 [mm] y una boquilla de 6 in. Las dimensiones de flange y refuerzo se mantienen según las referencias de la tabla 3.3.

### 3.5. Simulación de modelos

El Método de elementos finitos, de los modelos, se genera utilizando el *Mechanical* de Ansys. Se realiza un análisis elastoplástico de los casos, para esto se permiten las grandes deformaciones, considerando la no linealidad de los materiales (Stainless Steel NL). Se utiliza un modelo bilineal con las propiedades mecánicas descritas en la tabla 3.2.

En el análisis elastoplástico se considera una carga, en el flange de las boquillas, con incrementos lineales. Para ello se utiliza una cantidad de subpasos definida por el programa, de manera de no incurrir en demasiado tiempo en la simulación. La idea consiste en aplicar

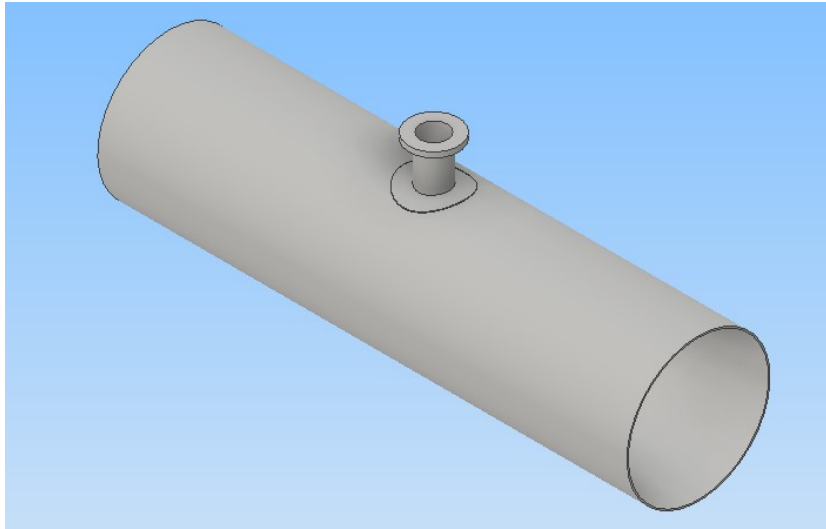


Figura 3.7: Diagrama de uno de ocho casos que forman la parametrización: Boquilla de 6 in y estanque de 814 mm.

la carga lo suficientemente grande para que el esfuerzo máximo supere el límite de fluencia y se genere deformación plástica .

Luego se determina la carga aproximada que genera esta deformación plástica, y se redefinen los pasos y subpasos de manera de repetir la simulación. Para el primer paso se utiliza una pequeña cantidad de subpasos de manera de acercarse a la carga que genera la plasticidad. En cambio para el segundo paso, se considera una mayor cantidad de subpasos para afinar la exactitud de la carga generadora del colapso.

Esta metodología se repite para cada configuración de de carga y para cada configuración de estanque. Además, se determinan lo parámetros principales descritos en la tabla 3.4

Tabla 3.4: Codificación de resultados

Respuesta principal	Símbolo	Modelo
Esfuerzo equivalente	$\sigma_e$	CB, CP
Esfuerzo principal maximo	$\sigma_1$	CB
Esfuerzo principal medio	$\sigma_2$	CB
Esfuerzo principal mínimo	$\sigma_3$	CB
Deformación equivalente total	$\varepsilon_t$	CB, CP
Deformación plástica equivalente	$\varepsilon_p$	CB, CP
CB: caso base; CP: casos paramétricos		

# Capítulo 4

## Resultados y discusiones

### 4.1. Caso base

#### 4.1.1. Welding Research Council 107

Los parámetros geométricos se calculan según las dimensiones descritas en la tabla 3.1.

$$\begin{aligned}\gamma &= \frac{R_m}{T} = 50,25 \\ \beta_{6in} &= \frac{0,875 \cdot r_1}{R_m} = 0,183 \\ \beta_{10in} &= \frac{0,875 \cdot r_2}{R_m} = 0,297\end{aligned}$$

Con estos parámetros geométricos junto a las figuras presentes en Anexo A, se obtienen los valores para determinar las fuerzas y momentos en la membrana.

Las figuras denotadas con la letra C,A y B corresponden al cálculo de la carga radial, momento circunferencial y momento longitudinal respectivamente. Los resultados se muestran en la tabla 4.1.

Con los valores de la tabla 4.1, las ecuaciones 3.1, 3.2 y 3.3 y las dimensiones geométricas conocidas (manteniendo la convención de signos de la tabla 2.1), se obtiene la carga máxima, en cada punto descrito por el prof. Bijlaard [18]. Imponiendo la condición de alcanzar el límite de fluencia. Estos valores son simétricos para cada lado de la boquilla y varían de signo dependiendo si corresponde a tracción (positivo) o compresión. Los resultados se presentan en la tabla 4.2

Tabla 4.1: Valores obtenidos por diagramas de Anexo A para los parámetros geométricos correspondientes

	Para esfuerzo circ.		Para esfuerzo long.	
Figura	3C	1C o 2C-1	4C	1C-1 o 2C
Boquilla 6 in	4,6	0,043	7	0,074
Boquilla 10 in	2,4	0,015	5,2	0,037
Figura	3A	1A	4A	2A
Boquilla 6 in	2,2	0,072	3,9	0,036
Boquilla 10 in	1,65	0,06	4,9	0,025
Figura	3B	1B o 1B1	4B	2B o 2B-1
Boquilla 6 in	5,2	0,024	2,2	0,034
Boquilla 10 in	3,4	0,01	1,8	0,015

Tabla 4.2: Carga máxima necesaria para generar fluencia en los puntos de interés

Boquilla	Carga	AU	AI	Bu	BI	Cu	CI	Du	DI
6 in	$P_{radial}[N]$	38.330	-64.815	-38.330	64.815	38.330	64.815	-38.330	64.815
	$M_c[Nm]$	-	-	-	-	-3.685	2.687	3.685	-2.687
	$M_l[Nm]$	2.248.724	-5.608	-2.248.724	5.608	-	-	-	-
10 in	$P_{radial}[N]$	47.730	-117.464	-47.730	117.464	47.730	117.464	-47.730	117.464
	$M_c[Nm]$	-	-	-	-	-7.365	3.897	7.365	-3.897
	$M_l[Nm]$	-581.442	-17.308	581.442	17.308	-	-	-	-

De esta manera, se puede obtener la menor (en valor absoluto) carga generadora de fluencia. Además, de determinar su ubicación y sentido (tracción o compresión). Estos valores máximos se representan en la tabla 4.3.

Tabla 4.3: Resumen capacidad de carga según WRC 107. Caso base

Boquilla	Carga	Carga max.	Unidad
6 in	$P_{radial}$	38.330	[N]
	$M_c$	2.687	[Nm]
	$M_l$	5.608	[Nm]
10 in	$P_{radial}$	47.730	[N]
	$M_c$	3.897	[Nm]
	$M_l$	17.308	[Nm]



## 4.1.2. FEM del caso base

### Modelación geométrica

La modelación geométrica del estanque se consigue tras seguir la metodología de las secciones 3.3.1 y 3.3.2. En la figura 4.1 se muestran los resultados de dos geometrías a trabajar. De izquierda a derecha:

- La primera corresponde a la boquilla de 6 in, en donde se eliminan elementos innecesarios para la simulación; partes del estanque lejanas a la boquilla principalmente. Los soportes de apoyo, se conservan para permitir la condición de borde de empotramiento más adelante.
- La segunda geometría corresponde a la simulación de la boquilla de 10 in. Al igual que en el caso anterior, aquí se eliminan elementos lejanos a la boquilla.

En conjunto con la eliminación de partes, las geometrías son seccionadas en varios cuerpos. De esta manera se puede tener un mejor control en las herramientas de mallado que se aplican en la sección a continuación. Además, se impone que cada cuerpo corresponda a "una parte" lo que permite, en ANSYS, una continuidad de mallado entre un cuerpo y otro.

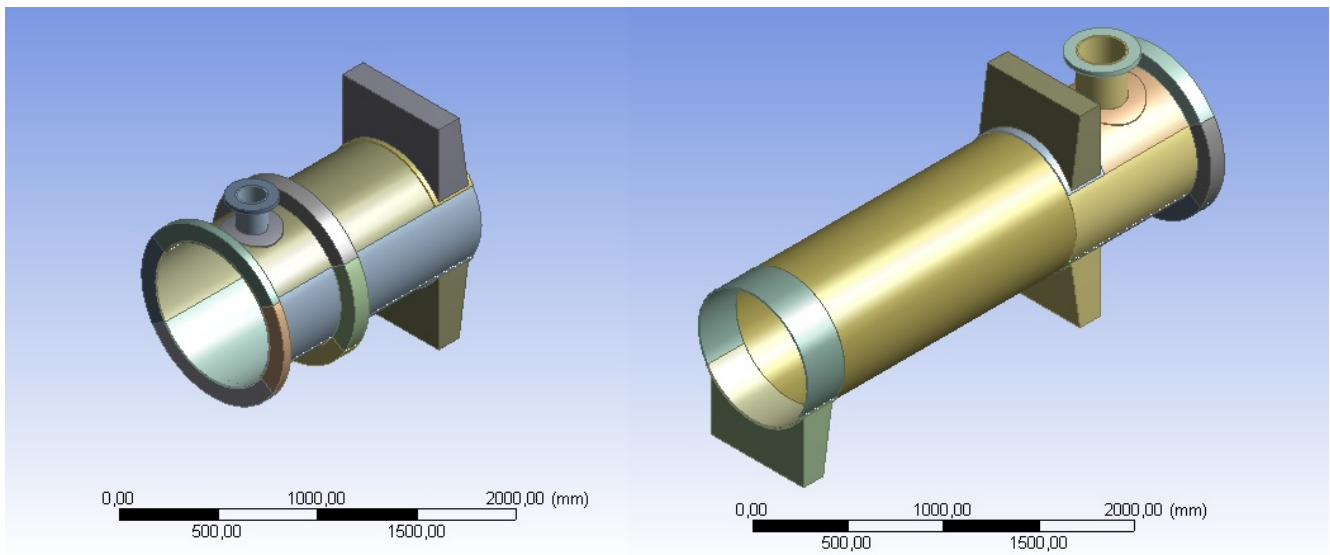


Figura 4.1: Modelación geométrica del caso base. Izquierda: geometría para boquilla 6 in. Derecha: geometría para boquilla 10 in

## Selección de Malla

La selección de malla se realiza siguiendo la metodología de la sección 3.3.3. En las figuras 4.2 y 4.3 se muestran los resultados obtenidos.

El mallado por default se genera imponiendo un tamaño de elementos igual a 50mm, ya que el software no es capaz de realizar esta operación en todo el conjunto. Por otra parte, el mallado por hexaedros es generado mediante la edición de cada cuerpo seccionado.

Los parámetros de mallado obtenidos para cada configuración se muestran en la tabla 4.4. En donde se aprecia que los mallados configurados tienen una mejor calidad al tener una oblicuidad mas baja y una ortogonalidad mas alta (Como se especifica en la sección 2.7.2).

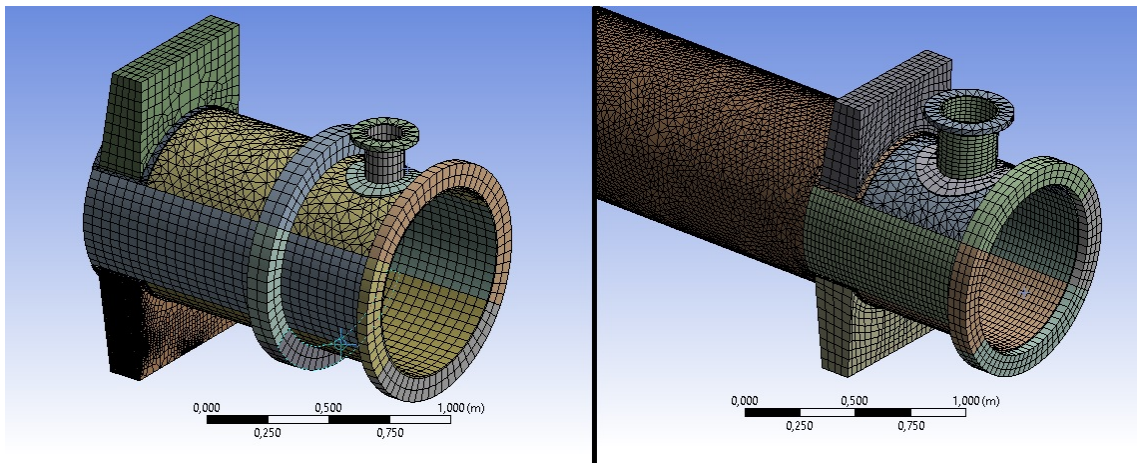


Figura 4.2: Mallado por default

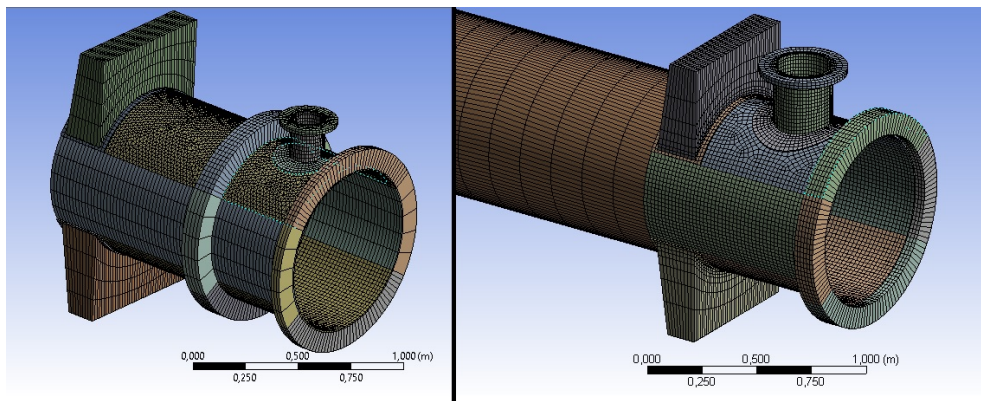


Figura 4.3: mallado por hexaedros

Tabla 4.4: Resumen calidad de mallado

Boquilla	Tipo de malla	Nodos	Num. elementos	Oblicuidad	Ortogonalidad
6 in	Defaul	55.473	15.669	0,546	0,604
	Configurada	113.112	39.051	0,415	0,716
10 in	Default	102.932	40.011	0,718	0,479
	Configurada	135.753	29.610	0,320	0,783

## Simulación

En esta sección se muestran los resultados del análisis de elementos finitos (FEM) para los modelos del caso base: boquilla de 6 y 10 in.

Siguiendo la metodología de la sección 3.5, se encuentra el tiempo (subpaso) en que se genera la deformación plástica (Equivalent plastic strain) con al menos dos iteraciones y 10 subpasos. El esfuerzo y la deformación equivalente, en cada uno de los modelos, se muestran en las figuras 4.4 y 4.6 para el momento circunferencial y en las figuras 4.5 y 4.7 para el Momento longitudinal.

En las figuras 4.4, 4.6, 4.5 y 4.7 se aprecia, un esfuerzo máximo en las zonas de interés, al igual que en la metodología del WRC 107 [18].

Nótese además, que para cada simulación, en este tiempo, se presenta un esfuerzo equivalente de Von-Mises mayor que el límite de fluencia del material (210 MPa). Sin embargo, no hay deformación plástica en el modelo. Esto se debe a una deformación "plástica local". Es decir, a pesar del esfuerzo mayor que el límite de fluencia, generado en un nodo, en la periferia de este no ocurre, lo cuál no permite la deformación plástica de la pared .

En las tablas 4.5 y 4.6 se muestran los resultados principales para el modelo de la boquilla de 6 y 10 in para cada tipo de carga. Esto para el tiempo correspondiente a la falla del sistema.

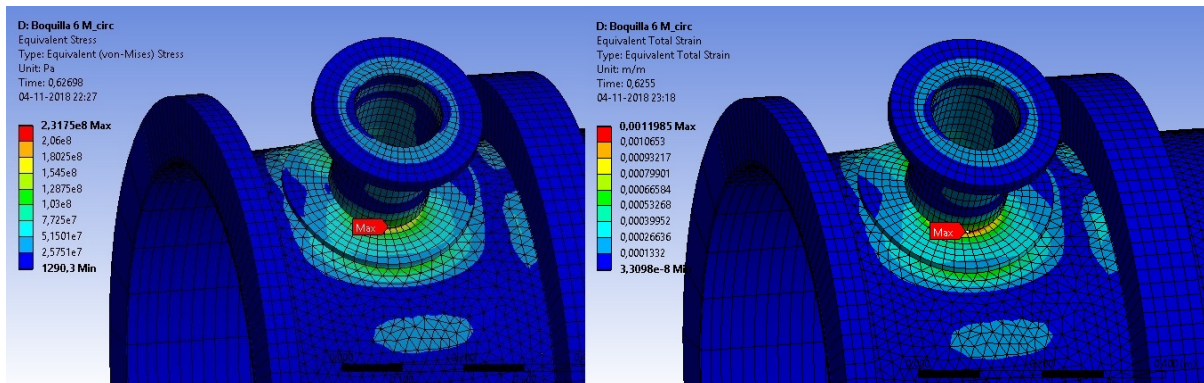


Figura 4.4: Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento circunferencial en boquilla 6 in

Tabla 4.5: Resultados principales para boquilla de 6 in

Respuesta principal	Unidad	Símbolo	$P_{radial}$	$M_c$	$M_l$
Esfuerzo equivalente	MPa	$\sigma_e$	292,58	231,75	271,61
Esfuerzo principal maximo	MPa	$\sigma_1$	256,84	305,02	363,56
Esfuerzo principal medio	MPa	$\sigma_2$	76,37	175,21	236,75
Esfuerzo principal minimo	MPa	$\sigma_3$	12,11	76,82	97,53
Deformación total equivalente	mm/mm	$\varepsilon_t$	0,0015159	0,0011985	0,0014106

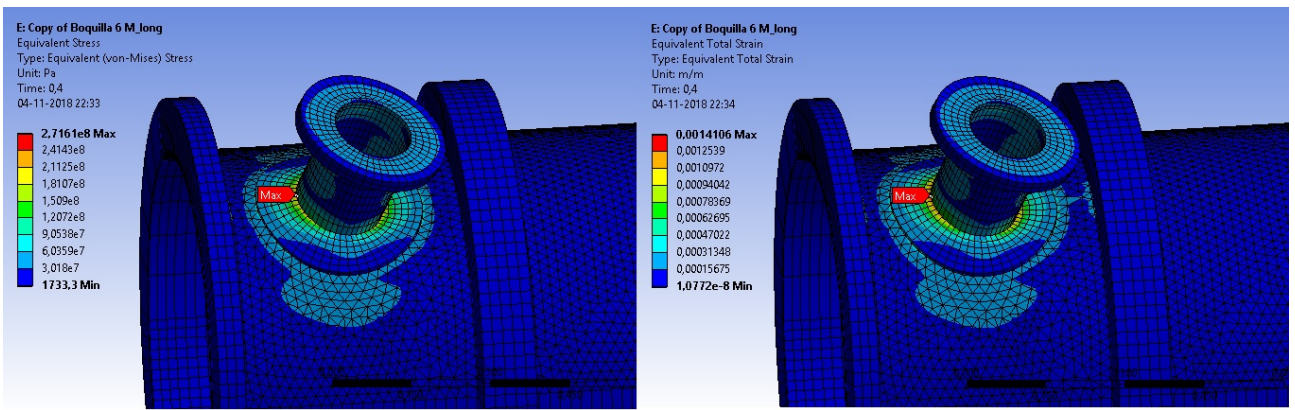


Figura 4.5: Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento longitudinal en boquilla 6 in

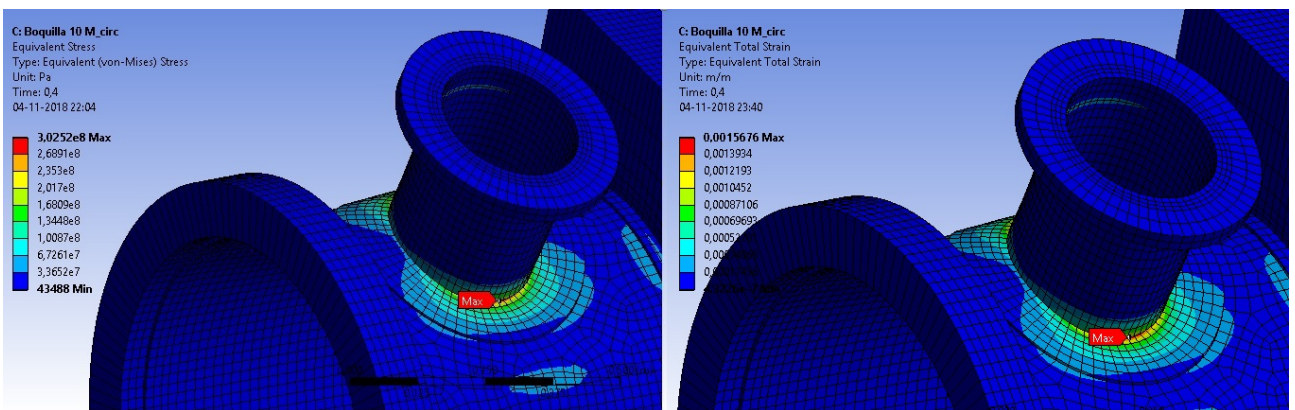


Figura 4.6: Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento circunferencial en boquilla 10 in

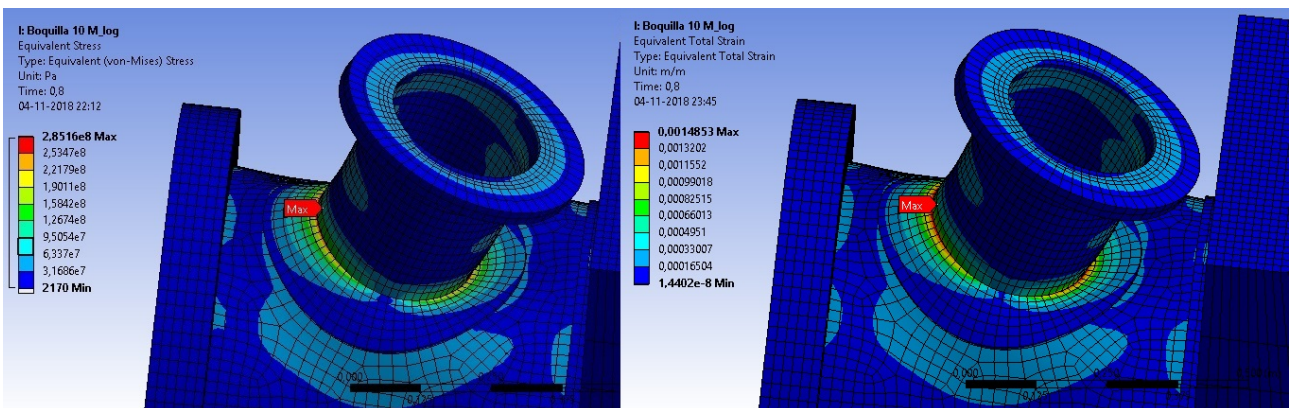


Figura 4.7: Izquierda: esfuerzo equivalente. Derecha: deformación equivalente. Momento de la falla para momento longitudinal en boquilla 10 in

Con la identificación del subpaso en que se genera el colapso, se determina de forma directa en el software, la carga aplicada, correspondiente a la capacidad de la boquilla. Los resultados para cada configuración se muestran en la tabla 4.7.

Tabla 4.6: Resultados principales para boquilla de 10 in

Respuesta principal	Unidad	Símbolo	$P_{radial}$	$M_c$	$M_l$
Esfuerzo equivalente	MPa	$\sigma_e$	259,84	302,52	285,16
Esfuerzo principal maximo	MPa	$\sigma_1$	229,26	391,51	410,05
Esfuerzo principal medio	MPa	$\sigma_2$	50,79	194,57	265,41
Esfuerzo principal minimo	MPa	$\sigma_3$	13,33	69,25	88,56
Deformación total equivalente	mm/mm	$\varepsilon_t$	0,0013464	0,0015676	0,0015321

Tabla 4.7: Resultados de capacidad de carga. Caso base.

Boquilla	Carga	Carga máxima FEM	Unidad
6 in	$P_{radial}$	116.000	[N]
	$M_c$	6.220	[Nm]
	$M_l$	10.040	[Nm]
10 in	$P_{radial}$	139.000	[N]
	$M_c$	10.230	[Nm]
	$M_l$	20.130	[Nm]

Comparando los resultados entre ambo métodos, ver tabla 4.8, se aprecia una gran diferencia entre la capacidad de carga del método analítico y la simulación por elementos finitos.

Una de las grandes diferencias, que explica este comportamiento, corresponde al refuerzo (pad) presente en la modelación geométrica. El WRC 107 no considera refuerzo en la unión boquilla estanque, por eso su capacidad de carga de aproximadamente un 33% del modelo computacional.

Esta diferencia también expresa lo conservativo del WRC 107, para cada boquilla mayor a 3 in. Ya que por norma ASME VIII toda boquilla mayor a este diámetro debe llevar un refuerzo [7].

Tabla 4.8: Tabla comparativa entre resultados WRC 107 y FEM

Boquilla	Carga	Carga maxima WRC 107	Carga maxima FEM	Unidad
6 in	$P_{radial}$	38.330	116.000	[N]
	$M_c$	2.687	6.220	[Nm]
	$M_l$	5.608	10.040	[Nm]
10 in	$P_{radial}$	47.730	139.000	[N]
	$M_c$	3.897	10.230	[Nm]
	$M_l$	17.308	20.130	[Nm]

## 4.2. Parametrización

Para realizar la parametrización de la estimación de cargas en boquillas de recipientes a presión, se utilizan los ocho casos descritos en la sección 3.4. En estos casos seleccionados, se aplican los tres tipos de cargas: Carga radial  $P$ , Momento circunferencial y Momento longitudinal.

Para este análisis, al igual que en el caso base, se realiza la metodología del WRC 107 y una simulación de elementos finitos. Con el propósito de estimar el comportamiento de la capacidad de carga en función del factor de esbeltez  $D/T$ . Además, de la comparación entre ambos análisis.

### 4.2.1. WRC 107 de casos seleccionados

Para cada caso seleccionado, se sigue la metodología del WRC 107 descrita en la sección 3.2, para determinar la carga máxima en cada punto de interés. Donde se escoge el menor valor absoluto correspondiente al punto más débil de la carcasa.

La capacidad de carga obtenida, en cada punto de interés, se detalla en la tabla 4.9, la cual muestra la carga radial máxima ( $P$ ), para cada caso. De igual manera en la tabla 4.10 se muestran los momentos máximos longitudinales y circunferenciales.

Tabla 4.9: Carga máxima radial ( $P$ ) en cada punto de interés. Según WRC 107 para casos paramétricos

Boquilla	$D$ [mm]	Carga radial $P$ [N]							
		Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
6 in	812	<b>38.330</b>	-64.815	<b>-38.330</b>	64.815	<b>38.330</b>	64.815	<b>-38.330</b>	64.815
	850	<b>39.483</b>	-67.336	<b>-39.483</b>	67.336	<b>39.483</b>	67.336	<b>-39.483</b>	67.336
	900	<b>37.917</b>	-60.666	<b>-37.917</b>	60.666	<b>37.917</b>	60.666	<b>-37.917</b>	60.666
	1.004	<b>40.560</b>	-53.882	<b>-40.560</b>	53.882	<b>40.560</b>	53.882	<b>-40.560</b>	53.882
10 inh	812	<b>47.730</b>	-117.464	<b>-47.730</b>	117.464	<b>47.730</b>	117.464	<b>-47.730</b>	117.464
	850	<b>42.253</b>	-89.651	<b>-42.253</b>	89.651	<b>42.253</b>	89.651	<b>-42.253</b>	89.651
	900	<b>37.403</b>	-74.389	<b>-37.403</b>	74.389	<b>37.403</b>	74.389	<b>-37.403</b>	74.389
	1.004	<b>35.681</b>	-67.427	<b>-35.681</b>	67.427	<b>35.681</b>	67.427	<b>-35.681</b>	67.427

De esta manera, se puede deducir que la capacidad de carga, para cada configuración, según el WRC 107, corresponden a los estipulados en la tabla 4.11.

Tabla 4.10: Momento longitudinal y circunferencial máximo en cada punto de interés. Según WRC 107 para casos paramétricos

Boquilla	$D$ [mm]	Momento long. [Nm]				Momento circ. [Nm]			
		Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
6 in	812	2.248.723	<b>-5.607</b>	-2.248.723	<b>5.607</b>	-3.684	<b>2.686</b>	3.684	<b>-2.686</b>
	850	942.002	<b>-5.627</b>	-942.002	<b>5.627</b>	-3392	<b>2.485</b>	3.392	<b>-2.485</b>
	900	-93.838	<b>-5.486</b>	93.838	<b>5.486</b>	-3.507	<b>2.537</b>	3.507	<b>-2.537</b>
	1.004	787.226	<b>-4.990</b>	-787.226	<b>4.990</b>	-3.466	<b>2.558</b>	3.466	<b>-2.558</b>
10 inh	812	-581.442	<b>-17.307</b>	581.442	<b>17.307</b>	-7.365	<b>3.896</b>	7.365	<b>-3.896</b>
	850	-464.539	<b>-17.178</b>	464.539	<b>17.178</b>	-6.711	<b>3.761</b>	6.711	<b>-3.761</b>
	900	-168.369	<b>-16.735</b>	168.369	<b>16.735</b>	-6.920	<b>3.859</b>	6.920	<b>-3.859</b>
	1.004	-84.277	<b>-13.853</b>	84.277	<b>13.853</b>	-7.004	<b>4.005</b>	7.004	<b>-4.005</b>

Tabla 4.11: Resumen de cargas maximas según WRC 107

Boquilla	$D$ [mm]	$P_{radial}$ [N]	$M_c$ [Nm]	$M_t$ [Nm]
6 in	812	38.330	2.687	5.608
	850	39.483	2.485	5.627
	900	37.917	2.537	5.486
	1.004	49.309	2.558	4.991
10 in	812	47.730	3.897	17.308
	850	42.253	3.762	17.179
	900	37.403	3.859	16.735
	1.004	35.681	4.006	13853

## 4.2.2. FEM de casos seleccionados

### Modelación geométrica

La modelación geométrica de cada caso, corresponde a un estanque simple de largo 3000 mm y espesor 8 mm, en donde el diámetro varía según especificaciones de la sección 3.4.1. Se trabaja con dos tipos de boquillas: 6 y 10 in, unidas al centro del estanque con su refuerzo correspondiente. Los resultados de esta modelación geométrica se muestran en Anexo B.

### Sellección de malla

Los resultados de la malla seleccionada, se muestran en Anexo C. Para cada configuración de la parametrización, se utilizan elementos hexaédricos, para asegurar una calidad de malla adecuada.

Los valores obtenidos de oblicuidad y ortogonalidad promedio, son 0,1 y 0,9, respectivamente.

Aparte de los factores de mallado, para asegurar la correcta utilización de las herramientas

computacionales, se realiza un análisis de convergencia de malla, en al menos un caso. Este resultado se aplica al resto de los modelos, considerando que la geometría es relativamente la misma en cada uno de ellos.

En la tabla 4.12 se muestra los resultados del análisis de convergencia de malla. Para esto se siguen las especificaciones de la sección 2.7.2 y se utiliza un momento circunferencial random en función del número de divisiones alrededor de la boquilla, como se muestra en la figura 3.5. Luego, el número de divisiones se aumenta (de manera de ir disminuyendo el tamaño de los elementos) hasta alcanzar la convergencia del esfuerzo principal máximo en un punto (de interés).

Tabla 4.12: Convergencia de malla para boquilla 10 in, estanque 812 mm, momento circunferencial

Número	Numero de divisiones	Esfuerzo maximo [MPa]
1	20	284,85
2	25	307,86
3	30	301,98
4	35	301,51
5	40	301,18
6	45	309,41
7	50	301,26
8	55	305,97
9	60	284,85
10	65	284,85
11	70	284,85

Se aprecia que solo basta un número de divisiones igual a 60 elementos, alrededor de la boquilla, para asegurar un resultado fidedigno. Un mayor número de divisiones, solo induce un gasto computacional mayor.

## Simulación

Siguiendo la metodología del caso base, la simulación de los casos seleccionado corresponde a encontrar el momento que genera la deformación plástica (equivalent plastic stain). Este tiempo se encuentra con al menos dos iteraciones, en donde se mantiene el número de subpasos, igual a 10, y se acota el intervalo de la carga, para acercarse cada vez más al instante del colapso.

En las tablas 4.13, 4.14 y 4.15 se muestran los resultados principales (esfuerzo equivalente y deformación total equivalente), en el momento del colapso, para el modelo de boquilla 6 y 10 in, para cada tipo de carga: carga radial, momento circunferencial y momento longitudinal respectivamente. En Anexo D se muestran las figuras de la simulación, que respaldan estos resultados.



Tabla 4.13: Resultados parametrización: Esfuerzo equivalente (von-misses) y deformacion total equivalente. Carga radial

Carga radial $P$			
Boquilla	D [mm]	Esfuerzo equivalente [MPa]	Deformación total equivalente [mm/mm]
6 in	814	292,58	0,001516
	850	302,61	0,001568
	900	303,73	0,001574
	1.004	301,57	0,001563
10 in	814	259,84	0,001346
	850	281,25	0,001457
	900	272,21	0,001411
	1.004	271,12	0,001405

Tabla 4.14: Resultados parametrización: Esfuerzo equivalente (von-misses) y deformacion total equivalente. Momento circunferencial

Momento circunferencial $M_c$			
Boquilla	D [mm]	Esfuerzo equivalente [MPa]	Deformación total equivalente [mm/mm]
6 in	814	302,84	0,001569
	850	297,00	0,001539
	900	301,67	0,001563
	1.004	303,92	0,001575
10 in	814	294,86	0,001528
	850	289,30	0,001499
	900	277,99	0,001440
	1.004	276,55	0,001433

Tabla 4.15: Resultados parametrización: Esfuerzo equivalente (von-misses) y deformacion total equivalente. Momento longitudinal

Momento longitudinal $M_L$			
Boquilla	D [mm]	Esfuerzo equivalente [MPa]	Deformación total equivalente [mm/mm]
6 in	814	296,93	0,001538
	850	296,51	0,001536
	900	293,61	0,001521
	1.004	293,41	0,001521
10 in	814	274,88	0,001424
	850	288,85	0,001497
	900	278,31	0,001450
	1.004	281,53	0,001468

Identificado el momento crítico, los valores de las cargas máximas permitidas, para cada uno de los ocho casos, se muestran en la tabla 4.16.

Tabla 4.16: Resumen capacidad de carga según FEM

Boquilla	$D[mm]$	$P_{radial}[N]$	$M_c[Nm]$	$M_l[Nm]$
6 in	812	50.600	14.350	8.640
	850	50.000	4.400	8.500
	900	49.500	4.300	8.200
	1.004	48.000	4.200	7.860
10 in	812	63.000	7.300	18.800
	850	67.000	7.200	18.500
	900	66.000	7.100	18.200
	1.004	64.000	6.980	13.853

Considerando que el caso de diámetro 812mm, para la boquilla de 6 y de 10 in corresponde al caso base, se nota una considerable diferencia entre los resultados obtenidos de ambas simulaciones(ver tabla 4.7 y 4.16). La capacidad de boquillas en el caso base (real), considera flanges y soportes que le brindan mayor rigidez a la membrana. Estos elementos se ubican a 151,8mm y 173 mm de la boquilla de 6 y 10 in respectivamente.

Realizando el análisis de discontinuidad presente en la seccion 2.3.1.

$$L_r = 1,56 * \sqrt{406} \cdot 8L_r = 88,9 \text{ mm}$$

Se aprecia que a pesar de estar, los soportes y flanges, más distantes que la longitud de decaimiento (88,9 mm). Estos rigidizan la membrana.

La comparación entre los resultados del WRC 107 y del método de elementos finitos, se muestran en los gráficos de la figura 4.8, 4.9 y 4.10.

En la figura 4.8, para la carga radial  $P$  en la boquilla 6 in se aprecia un comportamiento diferente entre ambos modelos. El FEM muestra un comportamiento decreciente mientras que el WRC 107 un comportamiento aproximadamente constante. Se refleja además, una diferencia promedio de un 21 %, lo cual corresponde a lo descrito anteriormente (debido que WRC 107 no considera refuerzo).

Para la boquilla 10 in, en cambio, se aprecia una tendencia similar: ambos modelos son decrecientes. Esto refleja que a mayor relación de esbeltez (mayor  $D/T$ ), el manto se comporta cada vez más "como membrana", disminuyendo su capacidad de carga.

Para el gráfico de la figura 4.9, se aprecia un comportamiento similar en ambos modelos. Para la boquilla de 6 in se presenta una diferencia promedio de 39 % mientras que para la boquilla de 10 in se presenta una diferencia del 46 %. Esto refleja una gran diferencia (casi el doble) lo que refleja lo conservativo del WRC 107 para una carga circunferencial. Además, se aprecia una capacidad de carga levemente decreciente en funcion del factor de esbeltez.

Para el gráfico de la figura 4.10, en el caso boquilla 6 in, se aprecia un comportamiento similar entre ambos modelos, presentando una diferencia promedio de 35 % (2870 Nm de diferencia). Esto también refleja lo conservativo del modelo.

Por otro lado, la capacidad del momento longitudinal, para la boquilla de 10 in presenta una diferencia promedio de solo un 8 %, lo cual es muy aceptable. Esto muestra una disminución entre la diferencia de ambos modelos, a medida que aumenta la boquilla. Por lo que se debe tener precaución, para estimar el momento longitudinal en boquillas mayores a 10 in. (el WRC 107 puede dejar de ser conservativo).

Ambos casos muestran que la capacidad de carga decrece cuanto mayor es el factor de esbeltez, con una pendiente más inclinada, en este caso (momento longitudinal), que los anteriores.

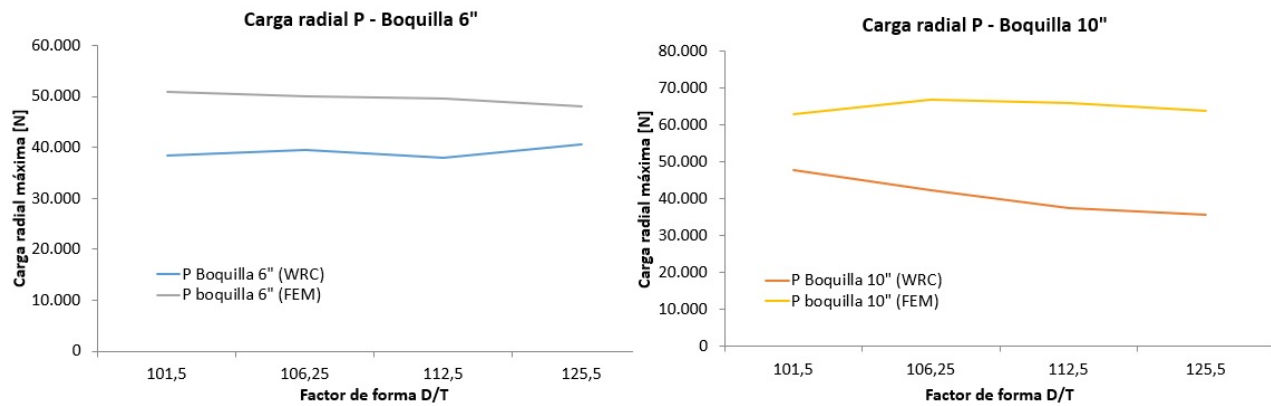


Figura 4.8: Capacidad de carga radial en función del factor de forma D/T

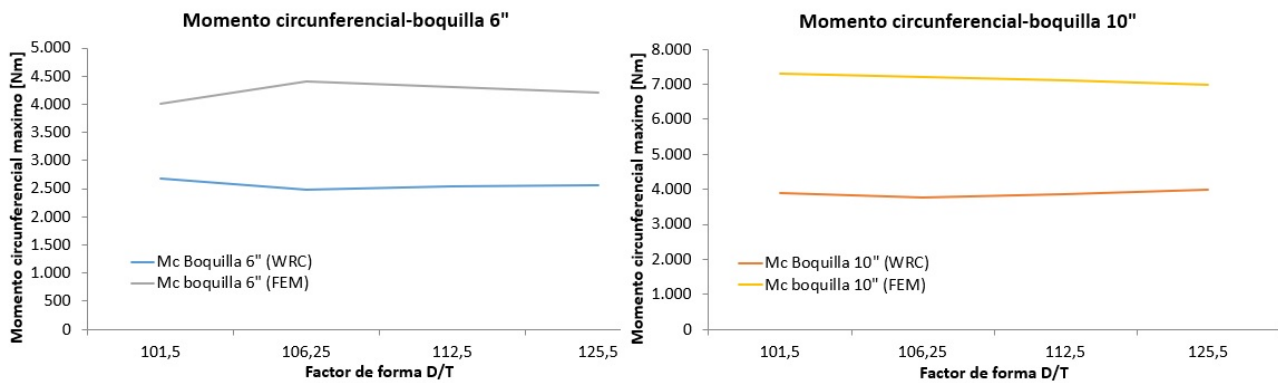


Figura 4.9: Capacidad de momento longitudinal en función del factor de forma D/T

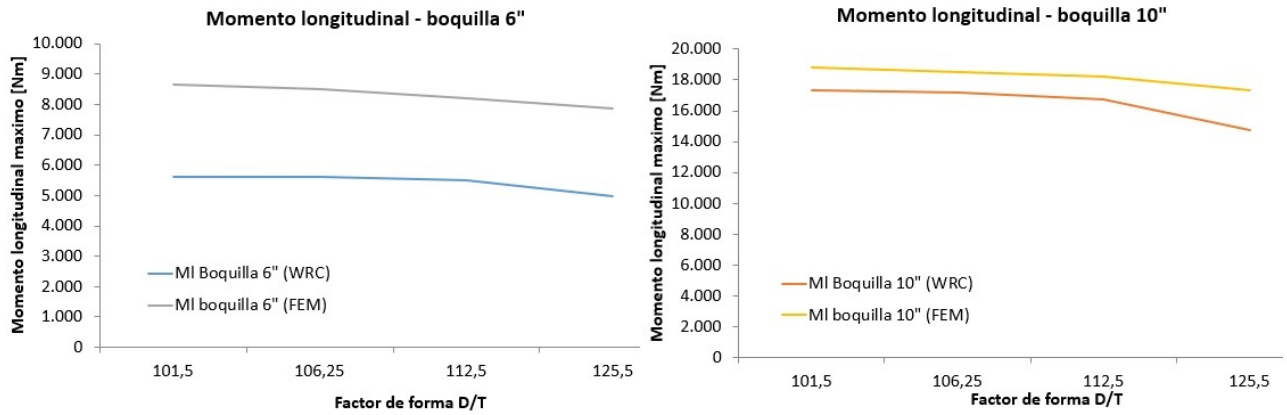


Figura 4.10: Capacidad de momento longitudinal en función del factor de forma D/T

En la tabla 4.17, se muestran los resultados obtenidos de la simulación del caso boquilla 10 in con estanque 814 mm de diámetro y 1004 mm. Siguiendo la metodología de la sección 3.5 (soldadura en la unión boquilla estanque). Se aprecia un aumento en los resultados de un 26 % y 18 % aproximadamente (para caso 814 mm y 1004 mm respectivamente) con respecto a la tabla 4.16. Este aumento es esperado, por aumento de área en el refuerzo, como estipula la norma ASME [7] y por disminución en la concentración de esfuerzos en la unión boquilla estanque.

Tabla 4.17: Resultados simulación casos con union soldada

	$D$ [mm]	$P_{radial}$ [N]	$M_c$ [Nm]	$M_L$ [Nm]
Boquilla 10 in	814	80.400	9.005	24.080
	1.004	76.700	8.400	21.660

# Capítulo 5

## Conclusiones

En base a los análisis desarrollados en esta memoria se concluye que:

### **1) Evaluar el estado del arte sobre el análisis de cargas en boquillas.**

En Chile actualmente no se cuenta con un registro sobre accidentes asociados al uso de recipientes a presión. Sin embargo, se exige, por el Ministerio de Salud [8] que todo recipiente a presión debe ser diseñado y construido por algún código internacional reconocido, en este caso por ASME VIII.

A pesar que no ser un problema nuevo, siguen ocurriendo fallas en recipientes a presión debido a malas prácticas, siendo el mejor análisis numérico existente, para la estimación de carga en boquillas debido a fuerzas externas, el WRC 107. Sin embargo, este análisis presenta aproximaciones que conllevan a incertidumbres. Por esto, se concluye que aplicar un Método de Elementos Finitos es muy importante para obtener resultados fidedignos, evitando posibles accidentes ocupacionales y altos costos para la industria.

### **2) Desarrollar el cálculo analítico del WRC 107 para cargas sobre boquillas en un recipiente a presión típico (intercambiador de tubo y carcasa).**

Para la realización del método analítico WRC 107, se selecciona un caso base correspondiente a un intercambiador de calor de tubo y carcasa de 812mm de diámetro con boquillas de 6 y 10 in.

Mediante la metodología estipulada en 3.2 se logra determinar la capacidad de carga de cada boquilla del caso base, junto con los puntos más vulnerables, correspondientes a los puntos de interés, estipulado por el prof. Bijlard [18].

Se observa que la capacidad de carga (radial, circunferencial o longitudinal) es mayor en la boquilla de 10 in que la de 6 in:

- 19% para carga radial

- 31 % para momento circunferencial.
- 68 % para momento longitudinal

### **3) Preparar y adoptar una rutina FEM para análisis de carga sobre boquillas en el mismo recipiente.**

Para depurar resultados obtenidos por el WRC 107, se realiza un Método de Elementos Finitos en el intercambiador seleccionado como caso base. Para esto se utiliza el software ANSYS.

Gracias al FEM se obtiene el "instante" donde comienza la deformación plástica (Equivalent plastic strain) y de esta manera se identifica el módulo de la capacidad de carga de cada boquilla.

Determinada la capacidad de carga, también se obtiene la ubicación y la magnitud del esfuerzo máximo (Equivalent (Von-Mises) total stress). Los cuales coinciden con la ubicación descrita por Bijlard [18] en la metodología del WRC 107. Estos esfuerzos se ubican en la unión boquilla-estaque: en la dirección circunferencial para  $M_c$  y  $P$ , y en la dirección longitudinal para  $M_l$ .

Los esfuerzos máximos, además, sobrepasan el límite de fluencia de 210 [MPa], en el momento que empieza la deformación plástica en la boquilla. Debido a que se genera deformación plástica local.

### **4) Comparar los resultados obtenidos en el análisis FEM con el procedimiento analíticos del WRC 107.**

La comparación entre el método analítico y el computacional, del caso base, arroja grandes diferencias.

Primero se obtienen diferencias de más del 60 % para la estimación de carga radial y momento circunferencia, y un 29 % para el momento longitudinal. Esto se debe principalmente que el modelo computacional presenta un refuerzo en la unión boquilla-estaque, a diferencia del WRC 107 que considera solo el espesor del manto.

A pesar que el WRC 107 considera la boquillas como un cuerpo rígido inserto en el manto. En el FEM no se muestran contradicciones (ver figura 4.4, 4.5, 4.6 y 4.5): Los esfuerzos máximos se ubican en el manto y no en la boquilla.

Se puede concluir que el WRC 107 es conservativo con respecto al método de elementos finitos al menos un 29 %.

### **5) Evaluar la solución efectuando el análisis del WRC 107 y FEM para un conjunto acotado de aplicaciones**

Se realiza la parametrización, para distintos diámetros de estanques (814, 850 900 y 1004

mm), para las boquillas de 6 y 10 in. En cada uno de los modelos se realiza una simulación para los tres tipos de cargas: Carga radial, momento circunferencial y momento longitudinal.

Se compara el caso base con el caso paramétrico correspondiente a las mismas dimensiones. Donde se aprecia una capacidad de carga mayor en el caso base. Esto se debe a que el estanque real contiene refuerzos y soportes en las proximidades de la boquilla, la cual ayuda en la rigidez de la membrana, a pesar de encontrarse a una distancia mayor que la longitud de decaimiento.

De la Parametrización se obtienen las curvas de la figura 4.8, 4.9 y 4.10, las cuales muestran la tendencia de disminuir la capacidad de carga en función del aumento de la relación D/T (aumento de diámetro estanque). Esto se debe a la disminución de la rigidez de la "membrana".

Se vuelve a concluir que el WRC 107 es conservador con respecto al FEM para las cargas radial y circunferencial. En cambio para el momento longitudinal, el método analítico prácticamente coincide (error de 8%) con el FEM. Esto último representa un problema ya que es de esperarse que el WRC 107 entregue una menor capacidad de carga debido a que no considera refuerzo en la boquilla, para sus cálculos. Como ocurre con los otros tipos de carga.

Finalmente, se concluye que el análisis computacional es indispensable, para obtener resultados fidedignos en la estimación de carga en boquillas debido a fuerzas externas.

# Nomenclatura

La nomenclatura utilizada por el WRC 107, para formulas y ecuaciones, son:

$\sigma_i$ : Esfuerzo normal en la dirección  $i$  en la cara de la superficie del estanque.

$\tau_{ij}$ : Esfuerzo de corte en la superficie  $i$  de la dirección  $j$ .

$N_i$ : Fuerza en la membrana por unidad de largo en la dirección  $i$ .

$M_i$ : Momento de flexión por unidad de largo en la dirección  $i$ .

$K_n$ : Factor de concentracion de esfuerzos en la membrana (tension o compresion pura).

$K_b$ : Factor de concentracion de esfuerzos.

$i$ : Denota direccion. Para estaques cilindricos denota la direccion circunferencial o longitudinal.

$\theta$ : Ángulo alrededor de la boquilla.

$E$ : Módulo de elasticidad.

$P$ : Carga radial.

$M$ : Momento externo.

$d_i, d_m$ : Diámetro interno y diámetro medio de la boquilla.

$D_i, D_m$ : Diámetro interno y diámetro medio del estanque.

Nomenclatura aplicable para estanques cilindricos.

$V_c$ : Esfuerzo de corte en la dirección circunferencial.

$V_L$ : Esfuerzo de corte en la dirección longitudinal.

$M_c$ : Momento externo en la dirección circunferencial.

$M_L$ : Momento externo en la dirección longitudinal.

$R_m$ : Radio medio del estanque cilíndrico.

$l$ : Largo del estanque cilindrico.

$r_o$ : Radio exterior de la boquilla cilindrica.

$c_1$ : Largo medio de carga rectangular en la dirección circunferencial.

$c_2$ : Largo medio de carga rectangular en la dirección longitudinal.

$T$ : Espesor de la pared del estanque cilíndrico.

$x$ : Cordenada de la dirección longitudinal del estanque.

$y$ : Cordenada de la dirección circunferencial del estanque.

$\phi$ : coordenada cilindrica en la direccion circunferencial dl estanque.

$\beta$ : Attachment parameter.



$$\alpha = 1/R_m$$

$$\beta_1 : c_1/R_m$$

$$\beta_2 : c_2/R_m$$

$$\gamma = R_m/T: \text{Shell parameter}$$

$K_c, K_l$ : Coeficientes dados en la tabla 3 y 4.

$C_c, C_l$ : Multiplicacion de factores para  $N_\phi$  y  $N_x$ , para rectangulares superficies, dados en la table 3 y 4.

$N_\phi, N_x$ : Fuerza de membrana en la pared del estanque, en la direccion circunferencial y longitudinal.

$\sigma_\phi$ : Esfuerzo normal en la direccion circunferencial, con respecto al estanque.

$\sigma_x$ : Esfuerzo normal en la direccion longitudinal del estanque.

# Bibliografía

- [1] Novozhilov. 1964. Thin shell theory-2nd edition. *Groningen*. The Netherlands: P. Noordhoff Ltd.
- [2] Godoy L. A. 1996. Thin-walled structures with structural imperfections. Puerto Rico: PERGAMON.
- [3] Ray Delaforce. 2000. Abertura en recipientes y sus refuerzos. madrid, españa. [presentación power-point]. Symposium, Madrid, España.
- [4] Jose Fernando Salazar. 2001. Diseño de equipos de transferencia de calor. cap 3. *En opción al grado de maestro en ciencias de la ingeniería mecánica con especialidad en termica y fluidos*. San Nicolas de los garza, México, pages 60–67.
- [5] Juan Leon. 2001. Diseño y cálculo de recipientes a presión. Lindavista, Mexico. pages 1-18;50-54.
- [6] Francisco Rodriguez. 2014. Diseño y calculo de recipientes a presión bajo especificaciones del código asme sección viii división 1. *Requirement for the degree of master of engineering in mechanical engineering*. Sta Catarina, Mexico.
- [7] ASME. 2015. Asme boiler and pressure vessel code. Rules of construction of pressure vessel. Sección VIII, división 1, New York. USA.
- [8] Miguel Camus. 2015. Recipientes sometidos a presión. Nota técnica. Instituto de salud pública. Ministerio de salud. Gobierno de Chile.
- [9] Phillip E. Prueter. 2015. Comparing closed-form solution to computational methods for predicting and validating stresses at nozzle-to-shell junctions on pressure vessels subjected to piping loads. ASME Verification and Validation Symposium. Las Vegas. USA.
- [10] Yousaf Nadir Khan. 2015. Asme introduction and inspection of pressure vessel (asme section viii div. 1). [Presentacion power-point]. En: Attock refinery Ltd. Symposium. Pakistan.
- [11] Prof. Robert Basan. 2016. Constitutive modeling and material behavior. interim report. Rijeka. University of Rijeka. Faculty of engineering,.
- [12] Avaro Falconi. 2017. Análisis de integridad estructural (ie) de estanques verticales em-

pleando el procedimiento api 579 (fitness for service, ffs). Memoria para optar al título de ingeniero civil mecánico. Santiago, Universidad de Chile, Facultad de ciencias físicas y matemáticas. 10p.

- [13] ANSYS. Academic research mechanical. *Release 17.1*.
- [14] ASME. Asme. about asme. [en línea]. <https://www.asme.org/about-asme>, consulta: 4 de mayo del 2018.
- [15] Ray Delaforce. Using wrc 107 and nozzlepro fea [en línea]. <https://xsystemltda.files.wordpress.com/2014/10/cau-22.png>.
- [16] TFWarren group. Esferas (asme) tanques esféricos. [en línea]. <http://www.tfwarren.com/sp/tarscosp/productos/esferas-almacenamiento-asme>, consulta: 2 de mayo del 2018.
- [17] Iberisa. Reglas básicas de mallado por elementos finitos [en línea]. <http://www.iberisa.com/soporte/femap/reglas-mallado>, consulta: 29 de octubre del 2018.
- [18] J.L. Mershon K.R. Wichman, A.G. Hopper. 2002. Local stresses in spherical and cylindrical shells due to external loadings. *Welding research council, Bulletin 107*. New York. USA.
- [19] G.R. Liu and S.S. Quek. 2003. The finite element method. A practical course. *Butterworth heinemann*.
- [20] James R. Farr. Maan H Jawad. 1984. *Estructural analysis and design of process equipment*. *John wiley and sons*. Toronto, Canadá.
- [21] Erdogan Madenci y Ibrahim Guven. 2015. introduction. En: The finite element method and applications in engineering using ansys. Edition 2. Arizona, USA, Springer Publishing.

# Anexo A: Curvas requeridas por la metodología del Welding Research Council 107

En el siguiente capítulo, se presentan las figuras correspondientes a la metodología del Welding Research Council 107. Mediante estas figuras y a los parámetros geométricos, se pueden obtener los esfuerzos en membrana y de flexión, circunferencial o longitudinal, según corresponda.

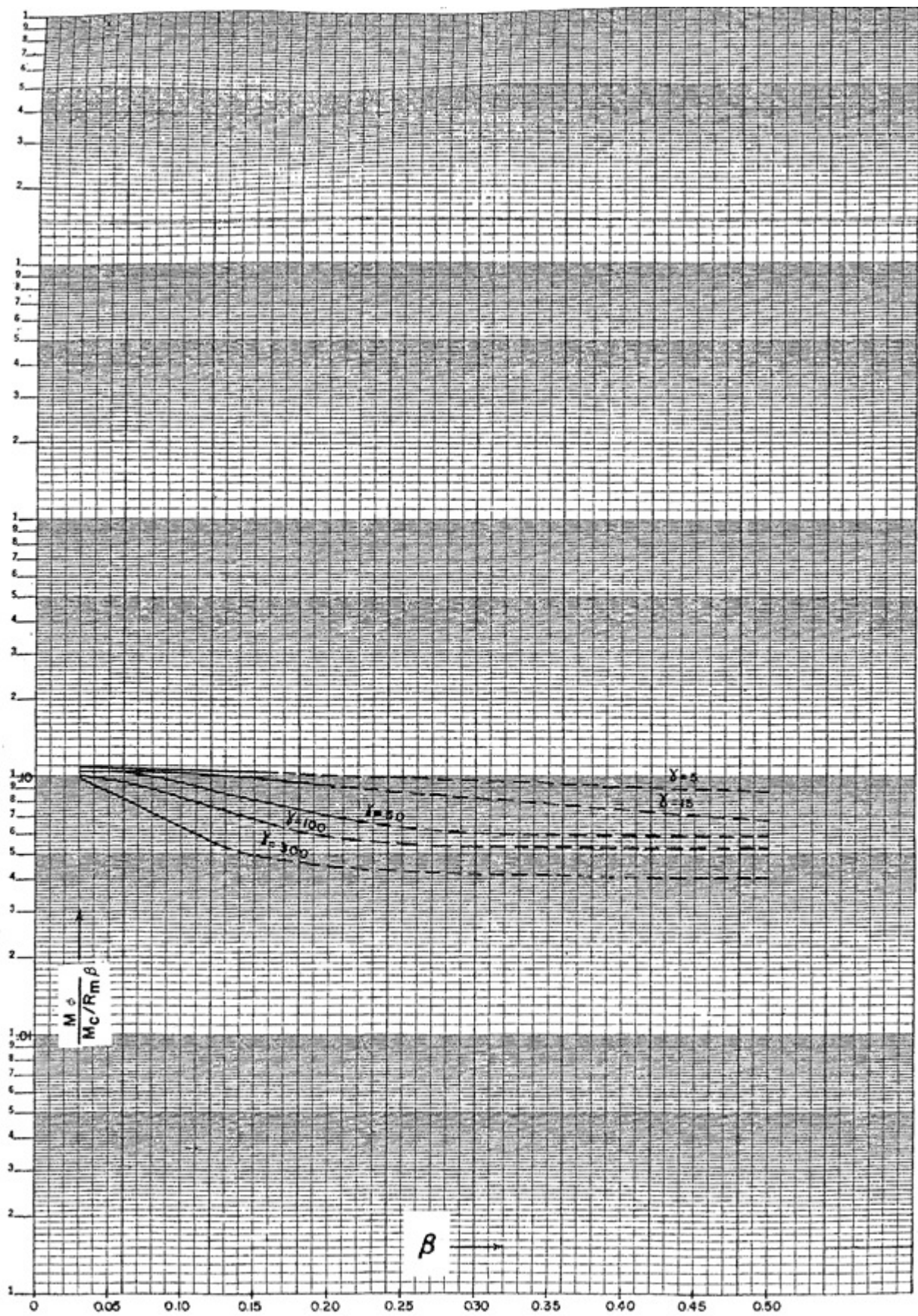


Figura 5.1: Momento  $M_\phi / (M_c / R_m \beta)$  debido a un momento circunferencial externo  $M_c$  [18]

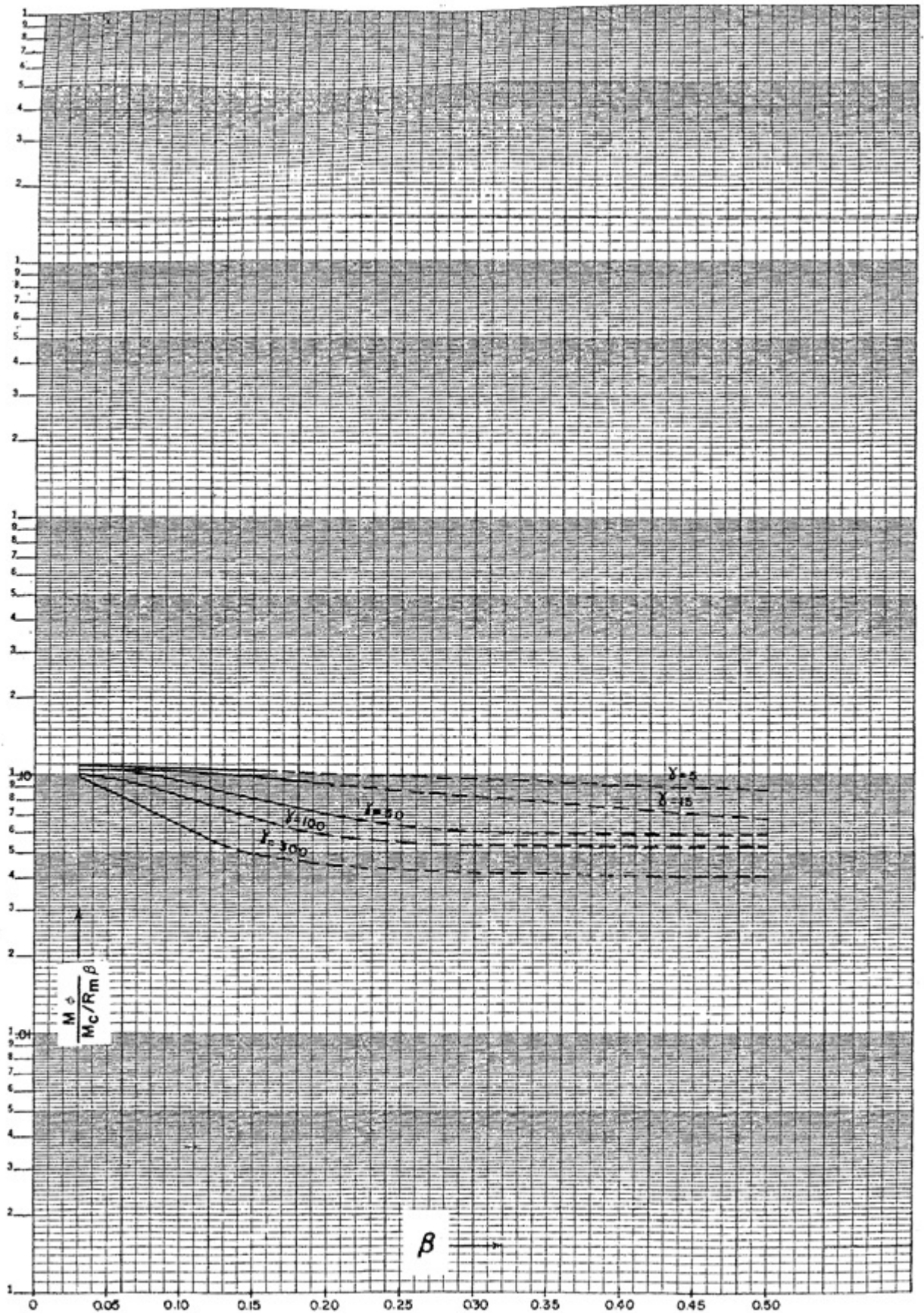


Figura 5.2: Momento  $M_x/(M_c/R_m\beta)$  debido a un momento circunferencial externo  $M_c$  [18]

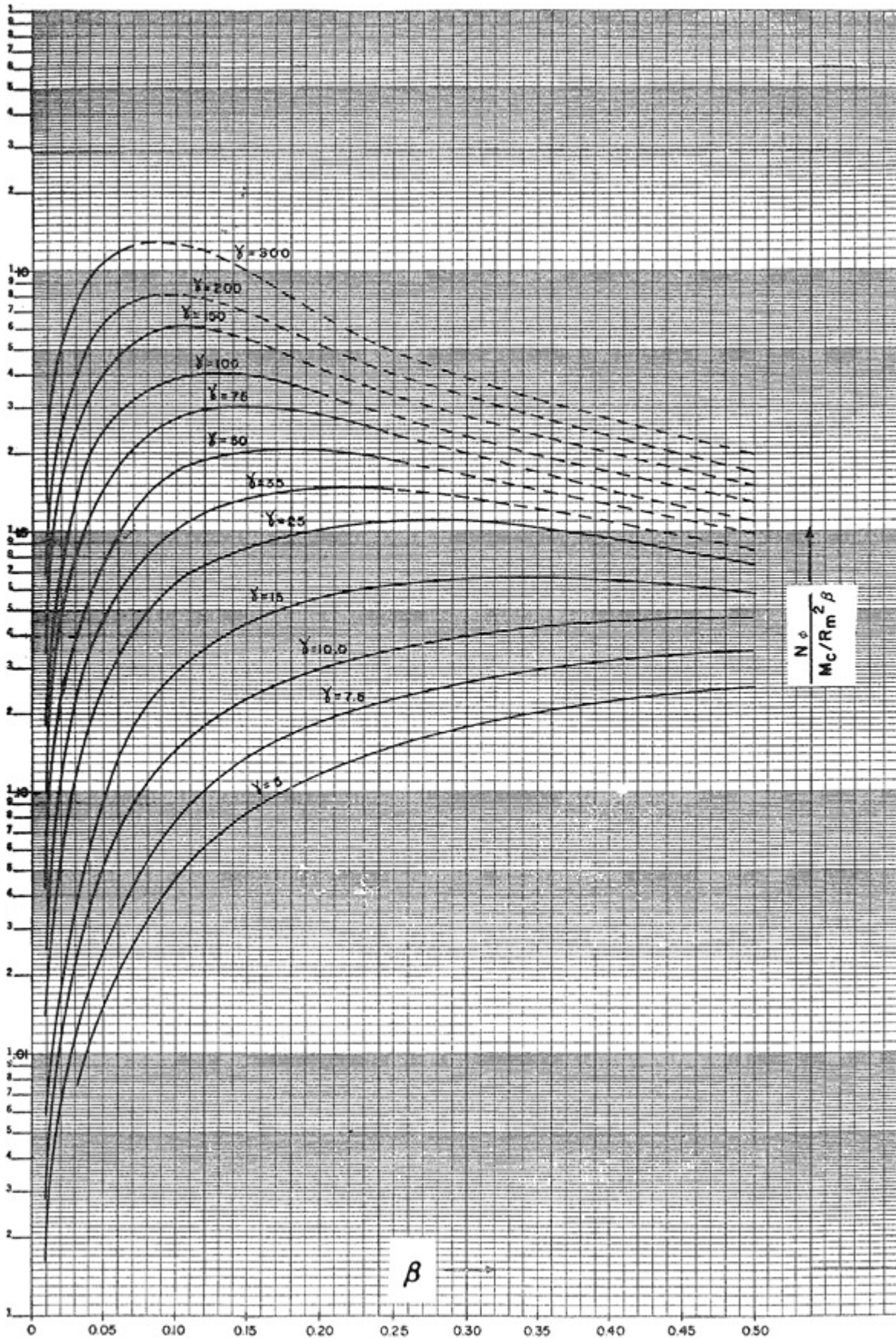


Figura 5.3: Fuerza en membrana  $N_\phi/(M_c/R_m^2\beta)$  debido a un momento circunferencial externo  $M_c$  [18]

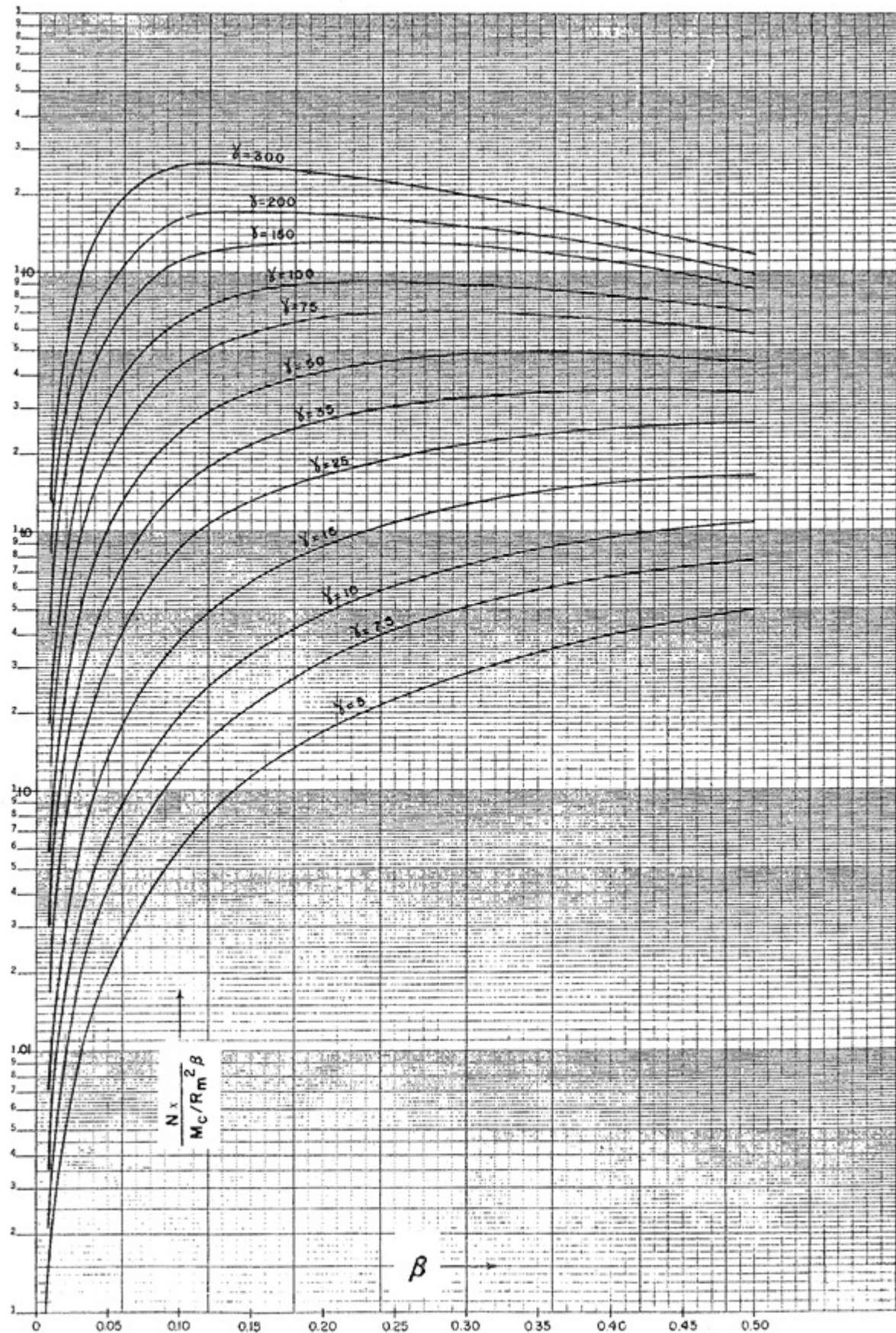


Figura 5.4: Fuerza en membrana  $N_x/(M_c/R_m^2\beta)$  debido a un momento circunferencial externo  $M_c$  [18]



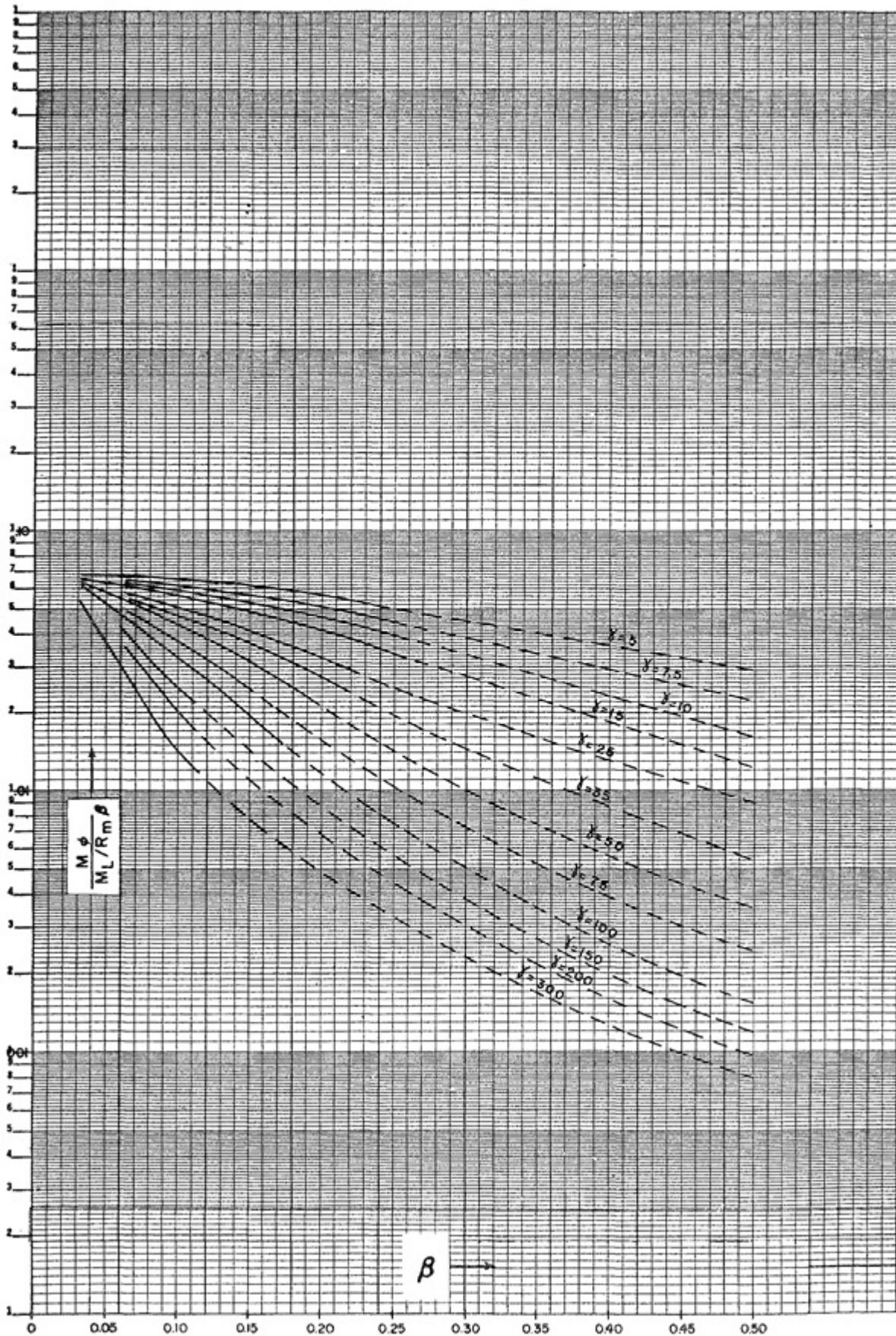


Figura 5.5: Momento  $M_\phi/(M_L/R_m\beta)$  debido a un momento longitudinal externo  $M_L$  [18]

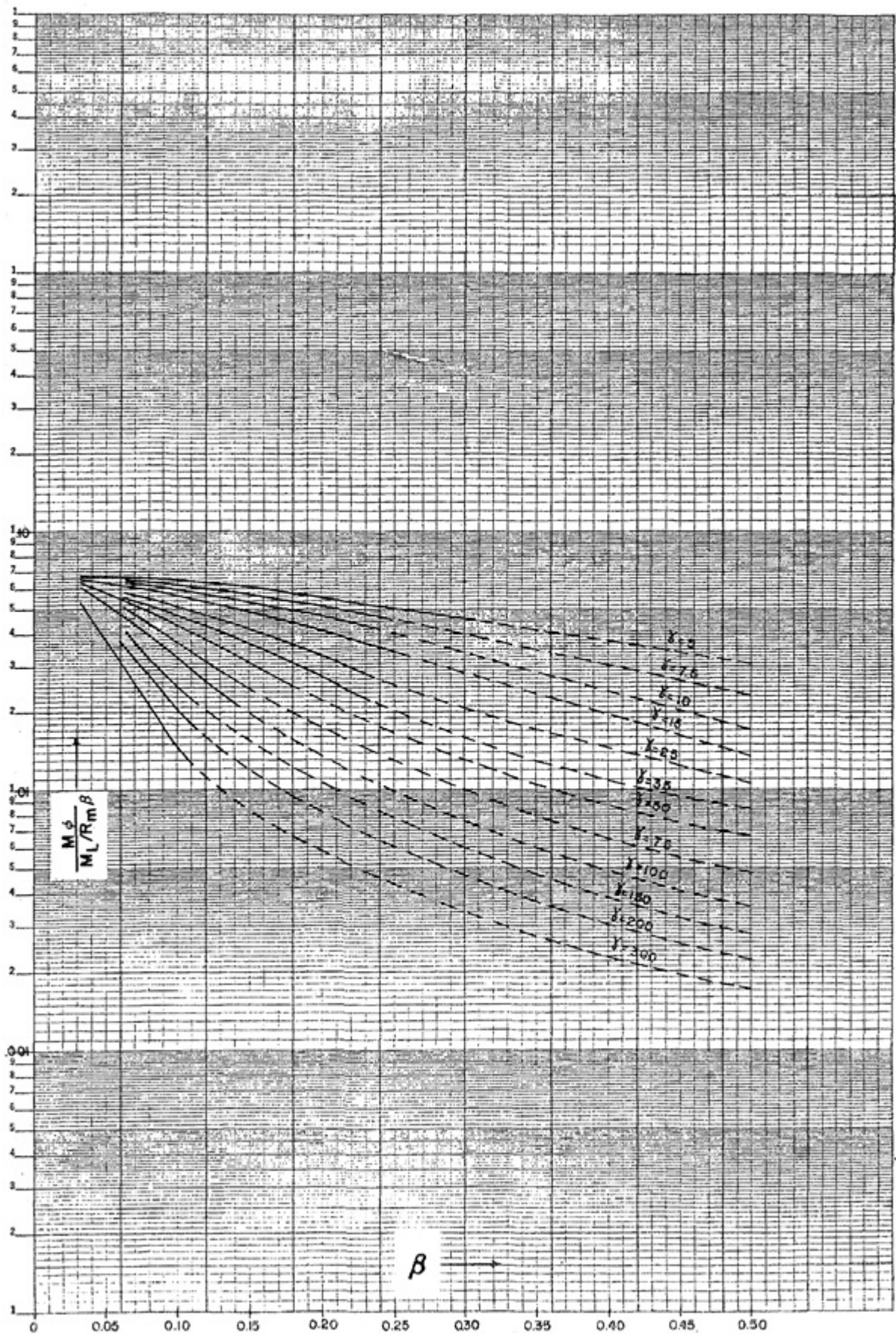


Figura 5.6: Momento  $M_\phi/(M_L/R_m\beta)$  debido a un momento longitudinal externo  $M_L$  [18]

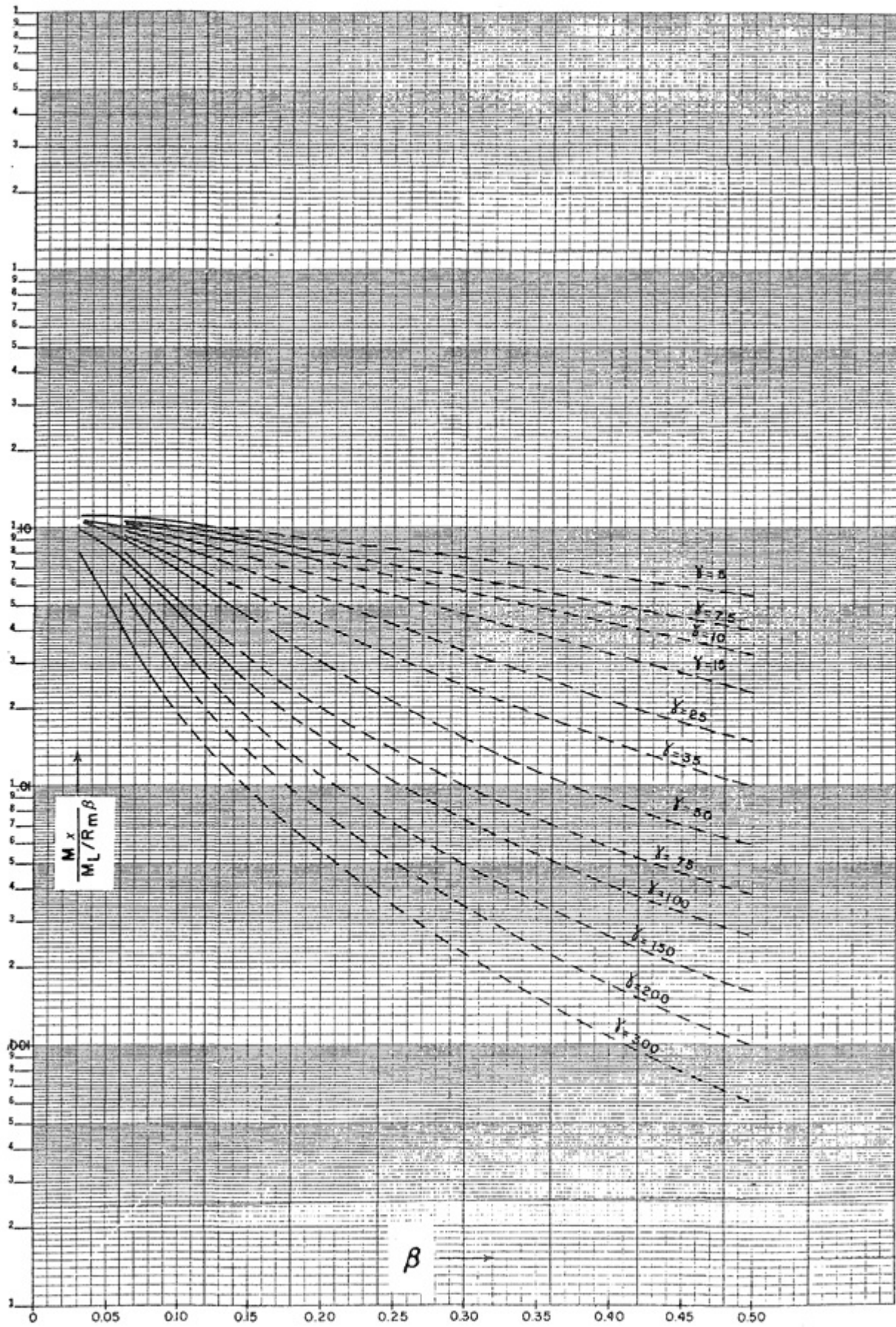


Figura 5.7: Momento  $M_x/(M_l/R_m\beta)$  debido a un momento longitudinal externo  $M_l$  [18]

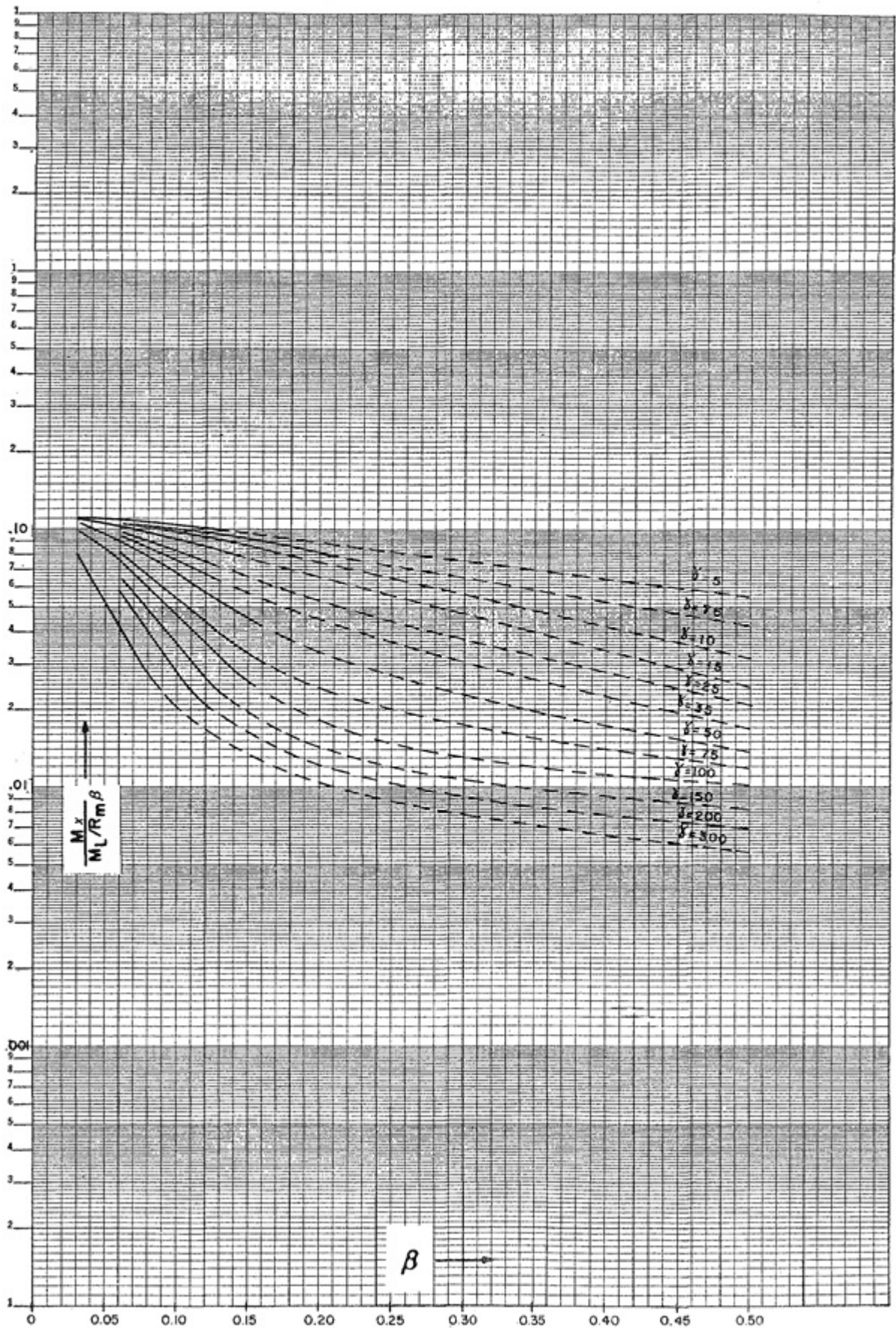


Figura 5.8: Momento  $M_x/(M_l/R_m\beta)$  debido a un momento longitudinal externo  $M_l$  [18]

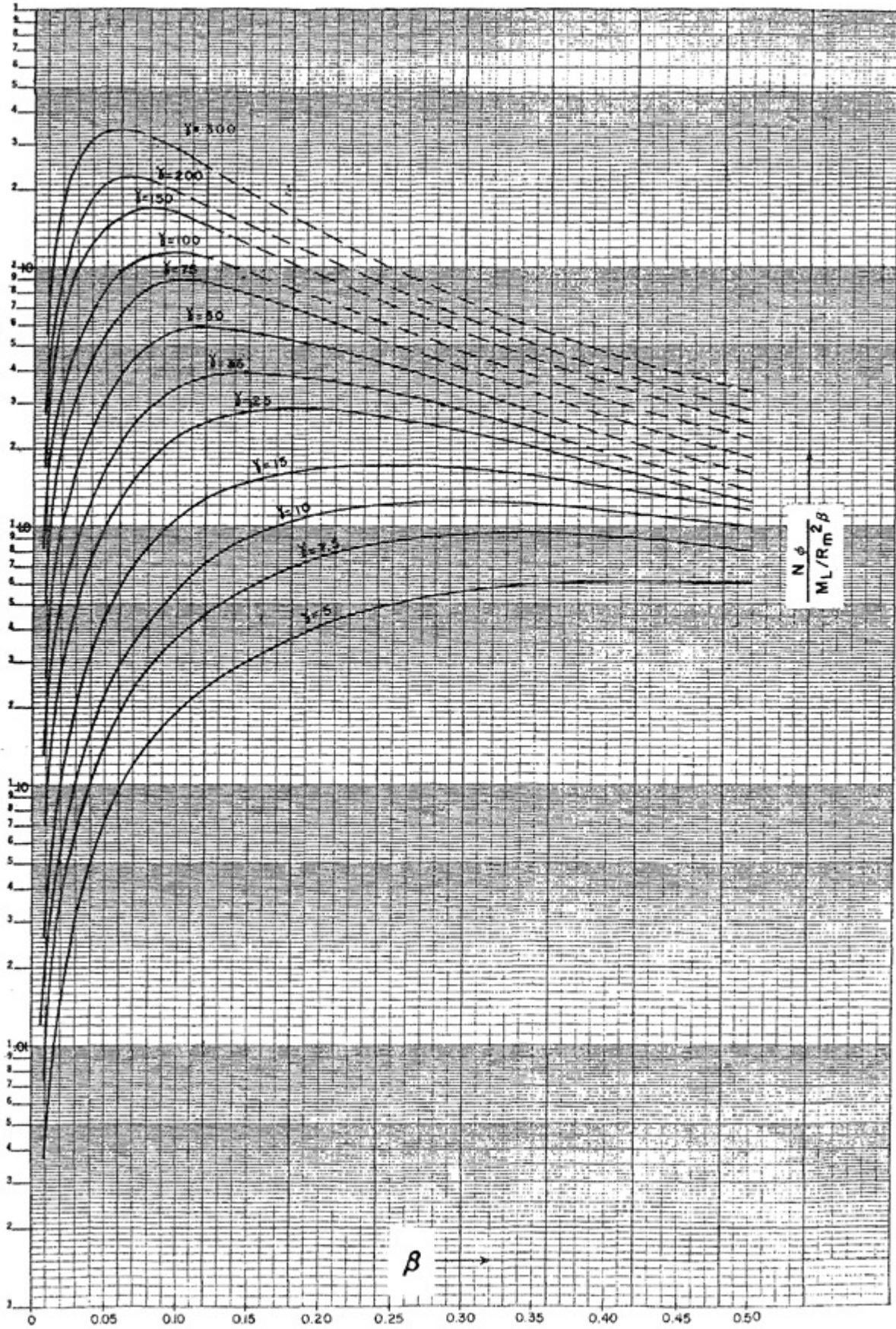


Figura 5.9: Fuerza en membrana  $N_\phi / (M_l / R_m^2 \beta)$  debido a un momento longitudinal  $M_l$  [18]

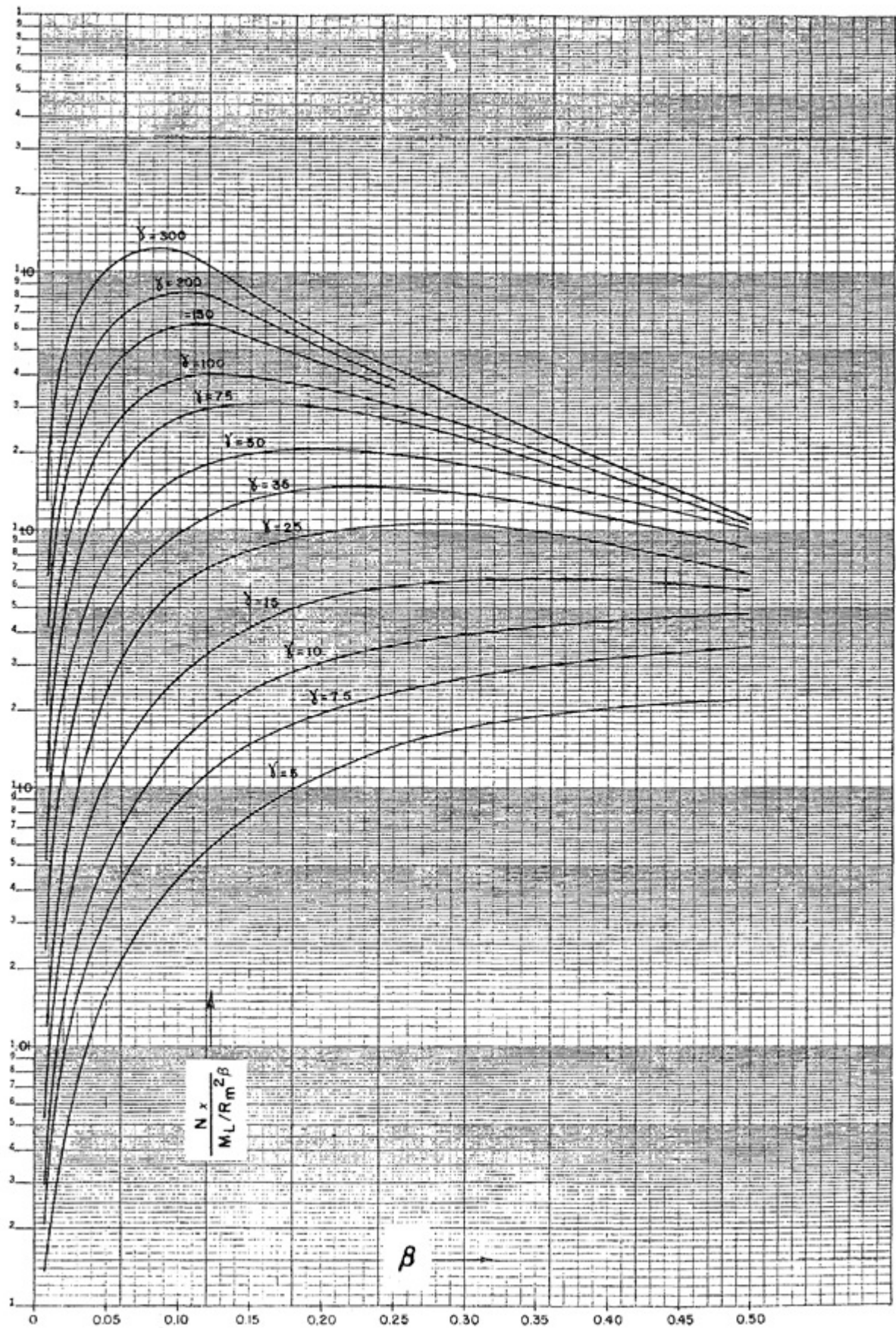


Figura 5.10: Fuerza en membrana  $N_x / (M_l / R_m^2 \beta)$  debido a un momento longitudinal externo  $M_l$  [18]

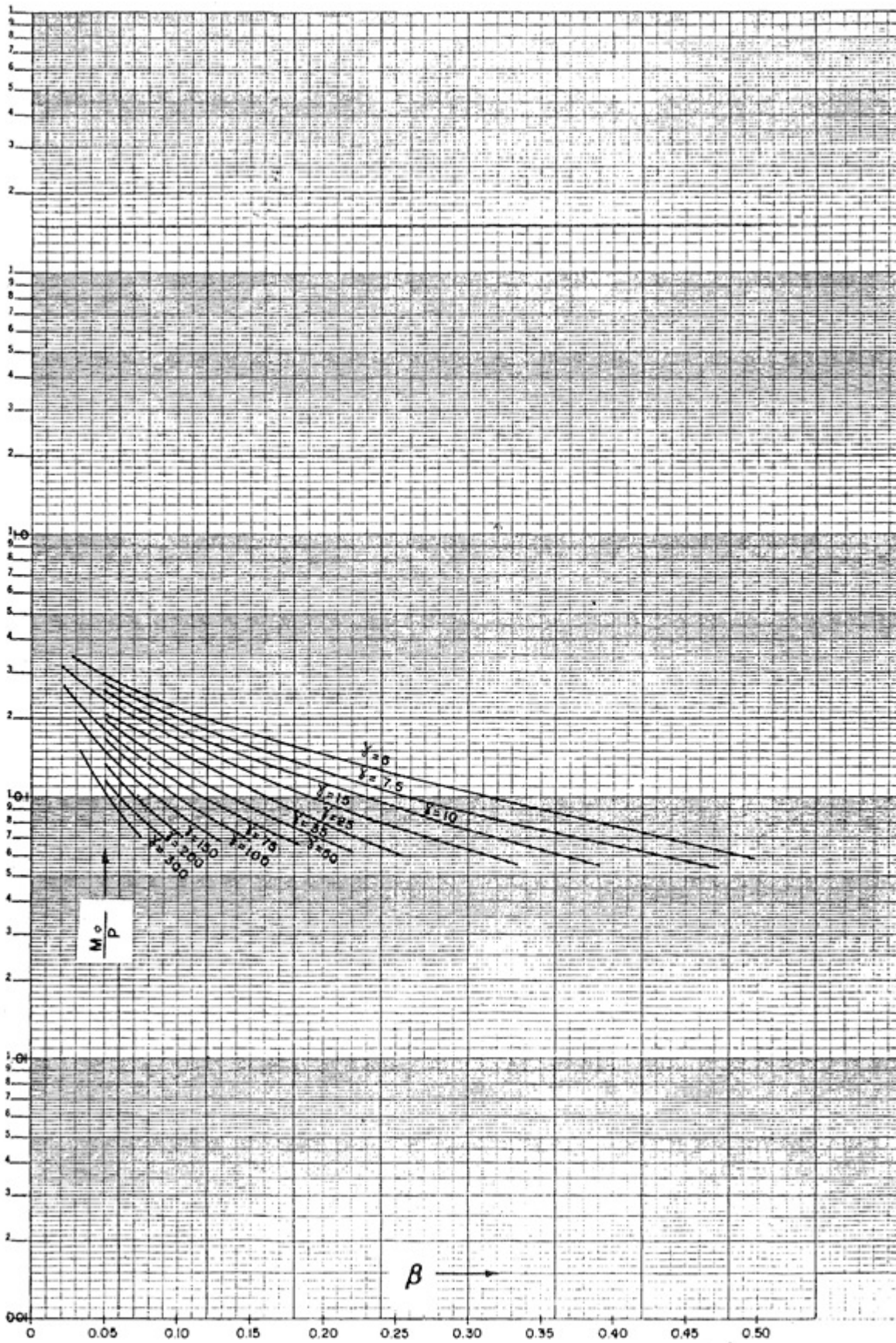


Figura 5.11: Momento de flexión  $M_\phi/P$  debido a una carga radial externa  $P$  [18]

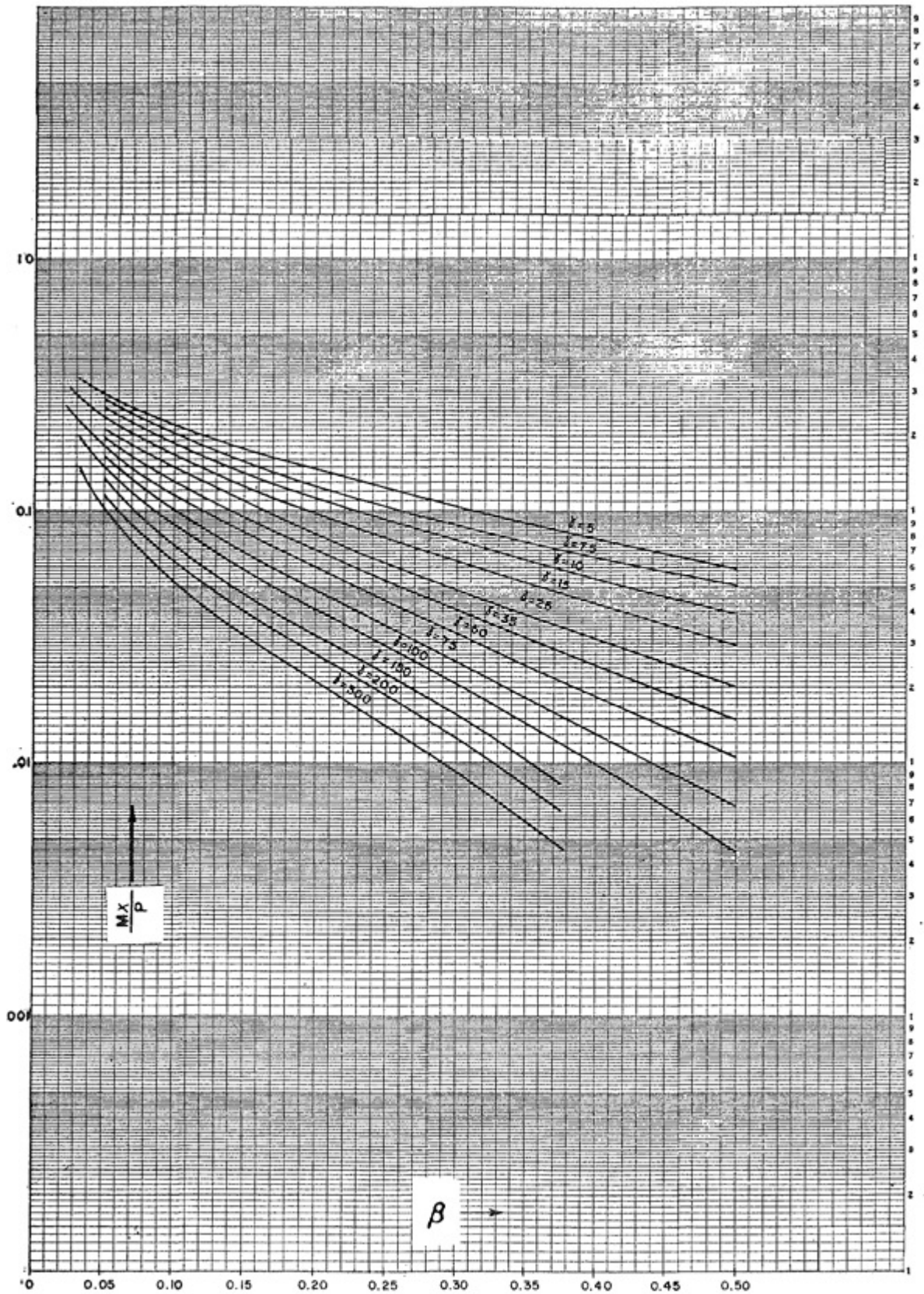


Figura 5.12: Momento de flexión  $M_x/P$  debido a una carga radial externa  $P$  [18]



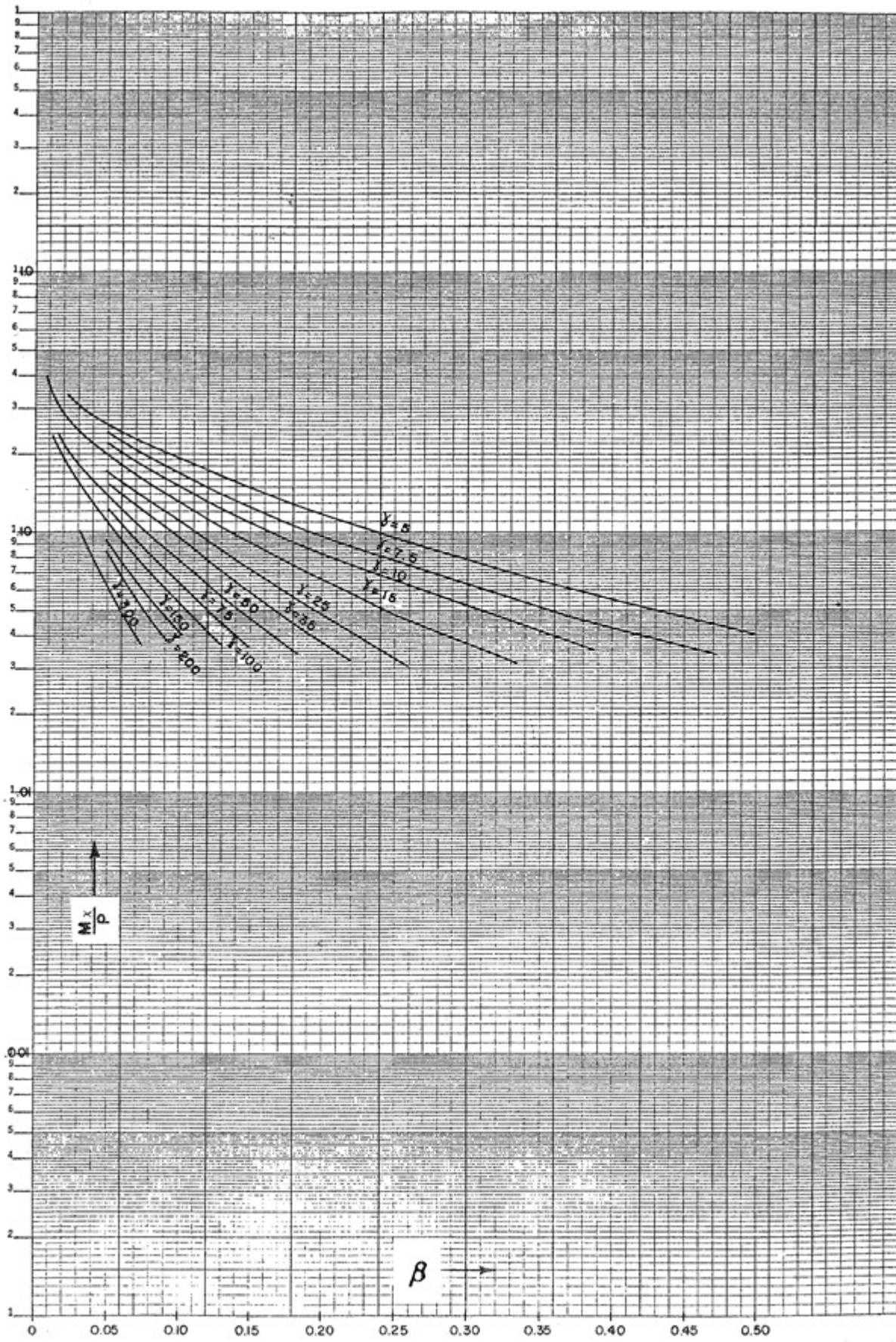


Figura 5.13: Momento de flexión  $M_x/P$  debido a una carga radial externa  $P$  [18]

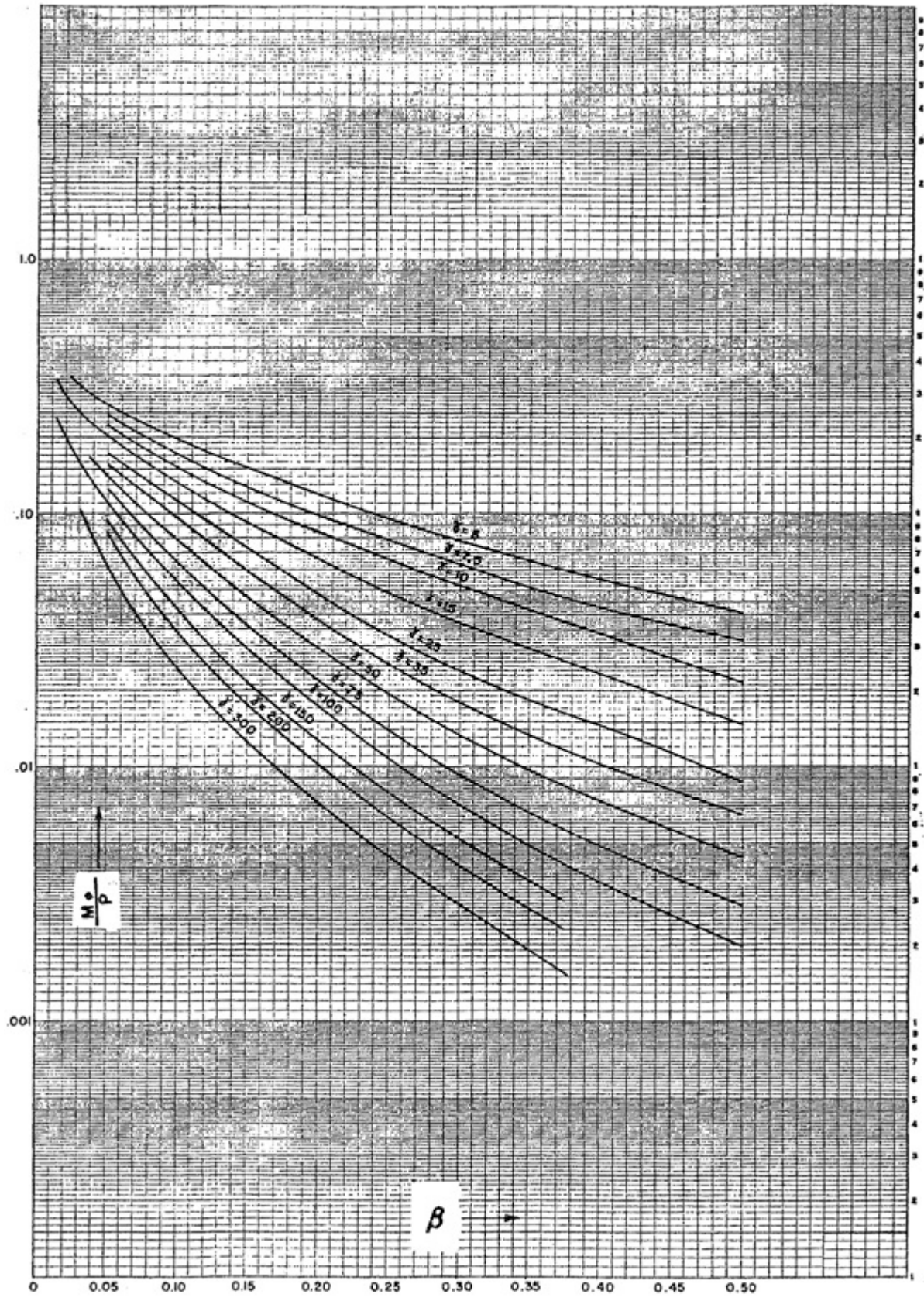


Figura 5.14: Momento de flexión  $M_\phi/P$  debido a una carga radial externa  $P$  [18]

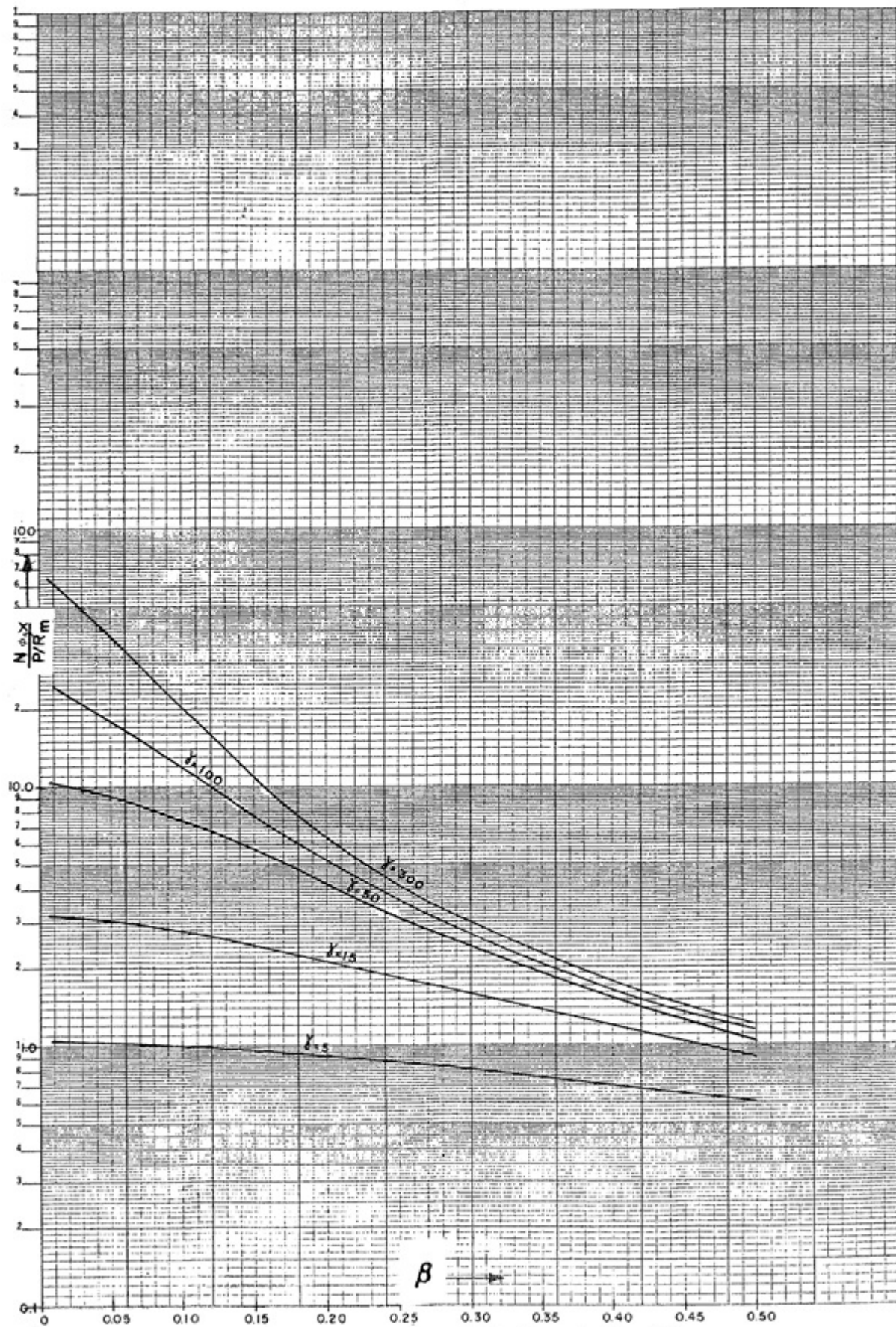


Figura 5.15: Fuerza en membrana  $N_{\phi,x}/(P/R_m)$  debido a una carga radial externa  $P$  [18]

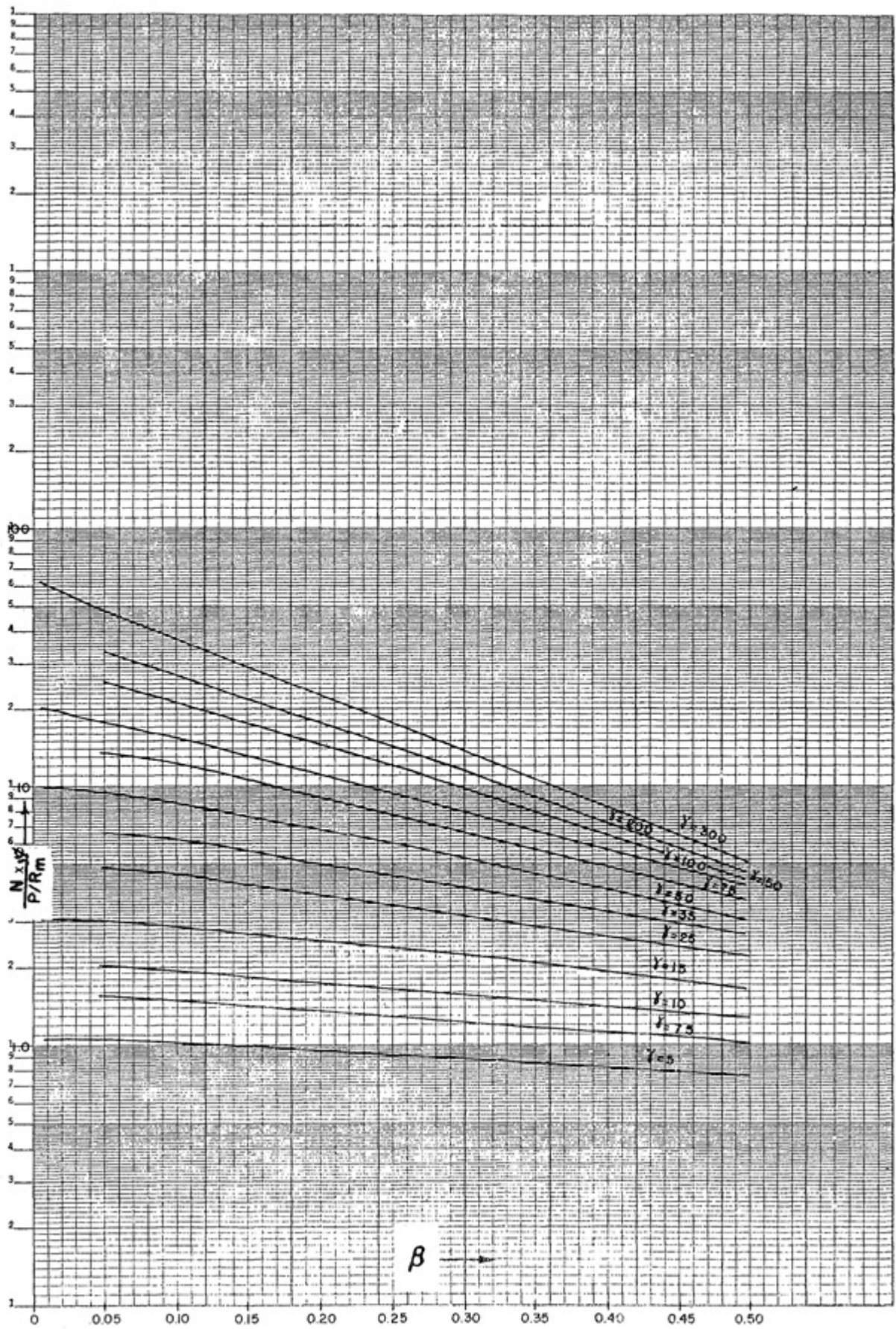


Figura 5.16: Fuerza en membrana  $N_{x,\phi}/(P/R_m)$  debido a una carga radial externa  $P$  [18]

## Anexo B: Modelación geométrica de casos seleccionados para parametrización.

En el siguiente Anexo se muestran los resultados de la modelación geométrica de los 8 casos trabajados.

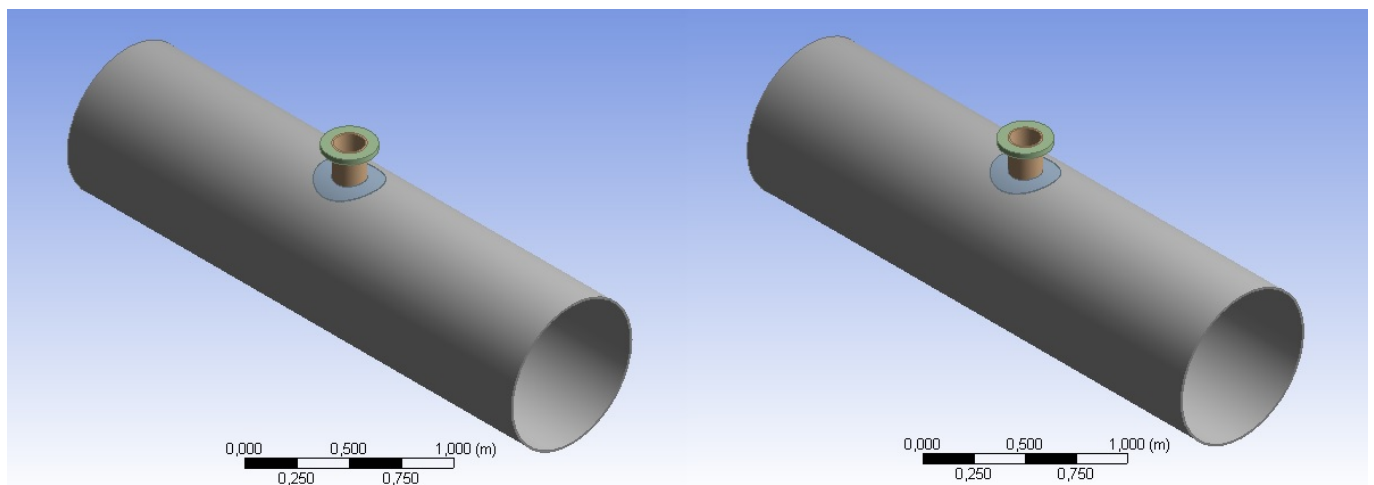


Figura 5.17: Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 6 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm.

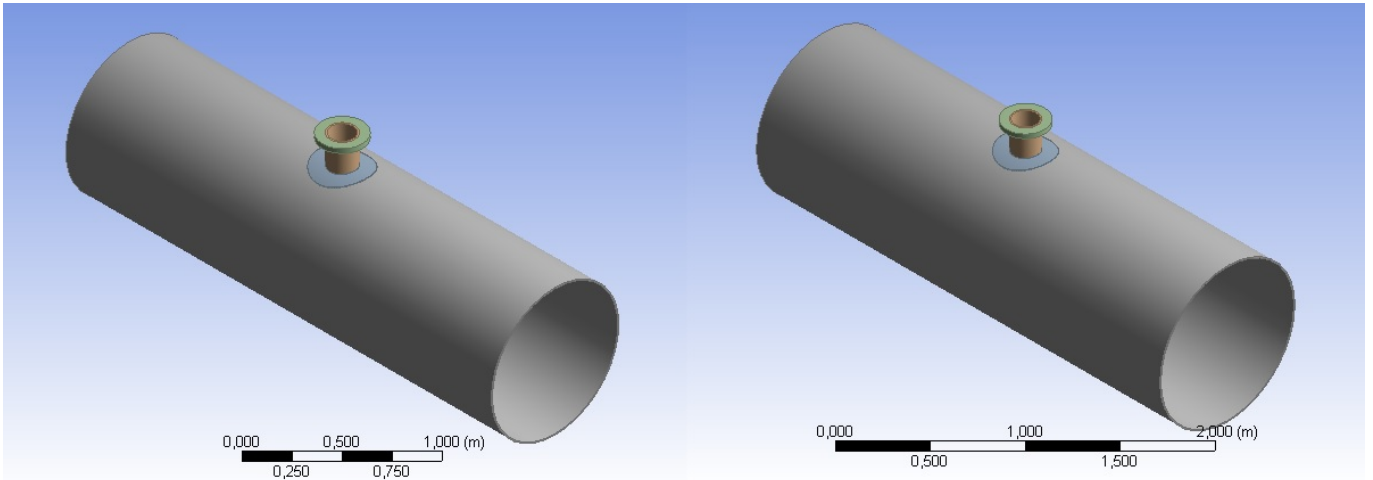


Figura 5.18: Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 6 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm.

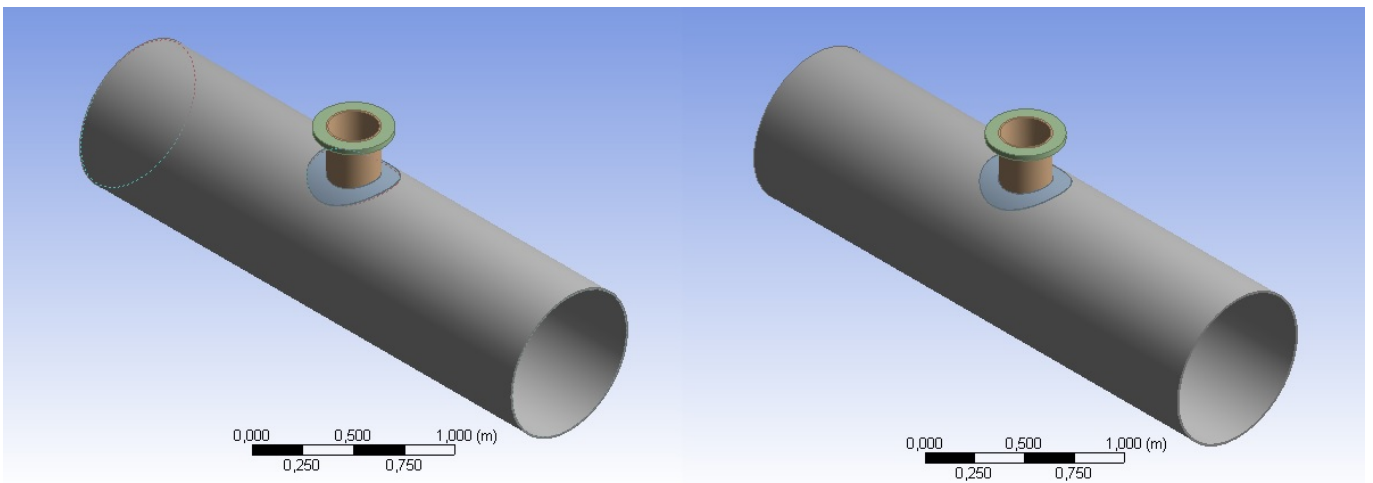


Figura 5.19: Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 10 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm.

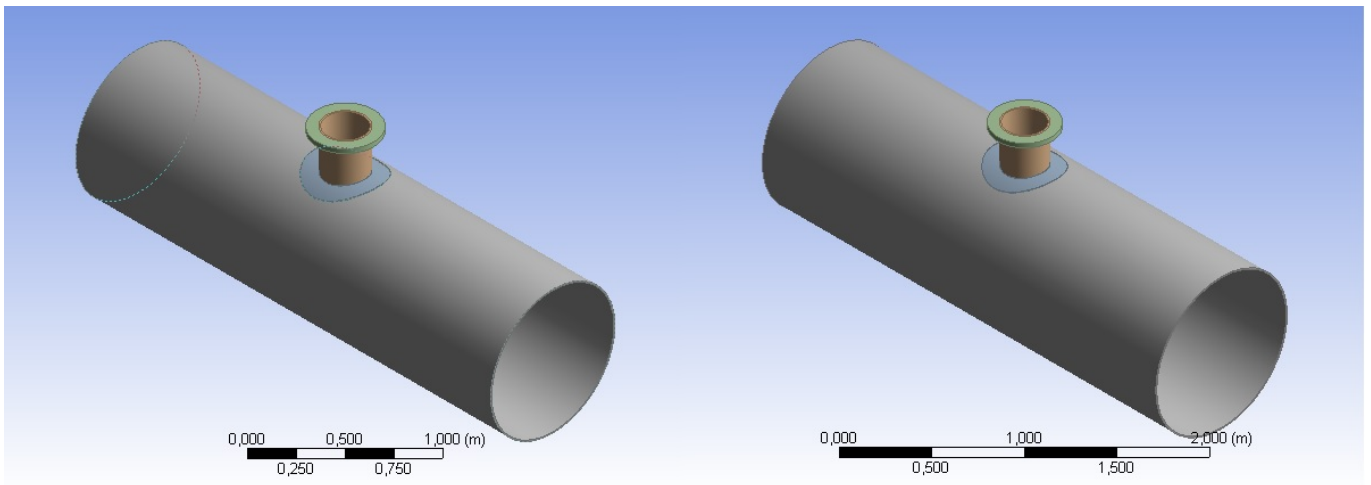


Figura 5.20: Modelación geométrica de casos parametrizados para boquilla 10 in. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm.

## Anexo C: Resultados mallado de casos seleccionados para parametrización.

En el siguiente Anexo se muestran los resultados de la selección de malla para los 8 casos trabajados.

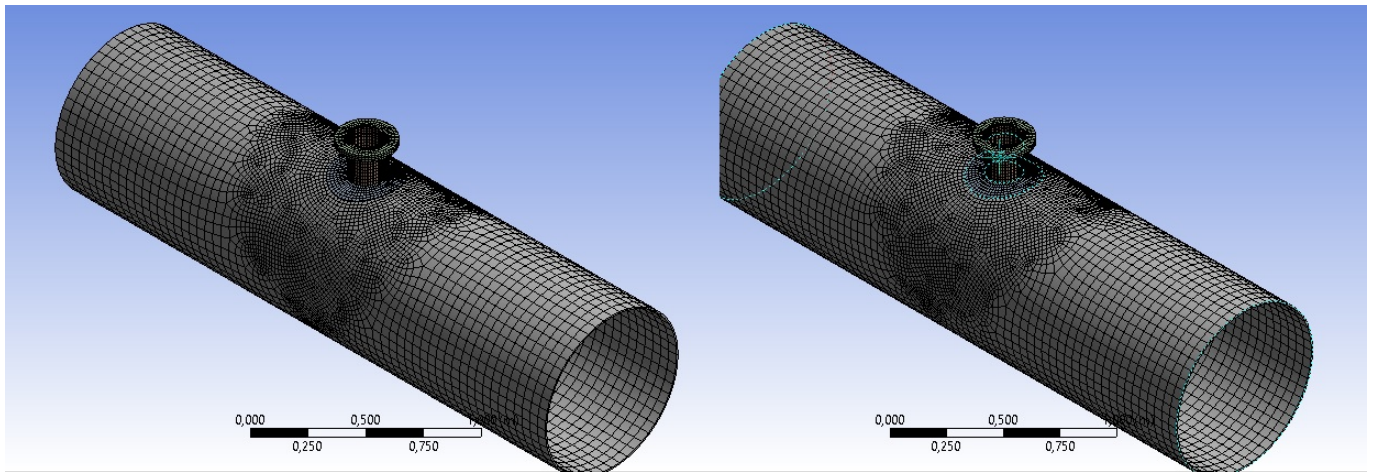


Figura 5.21: Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 6 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm.



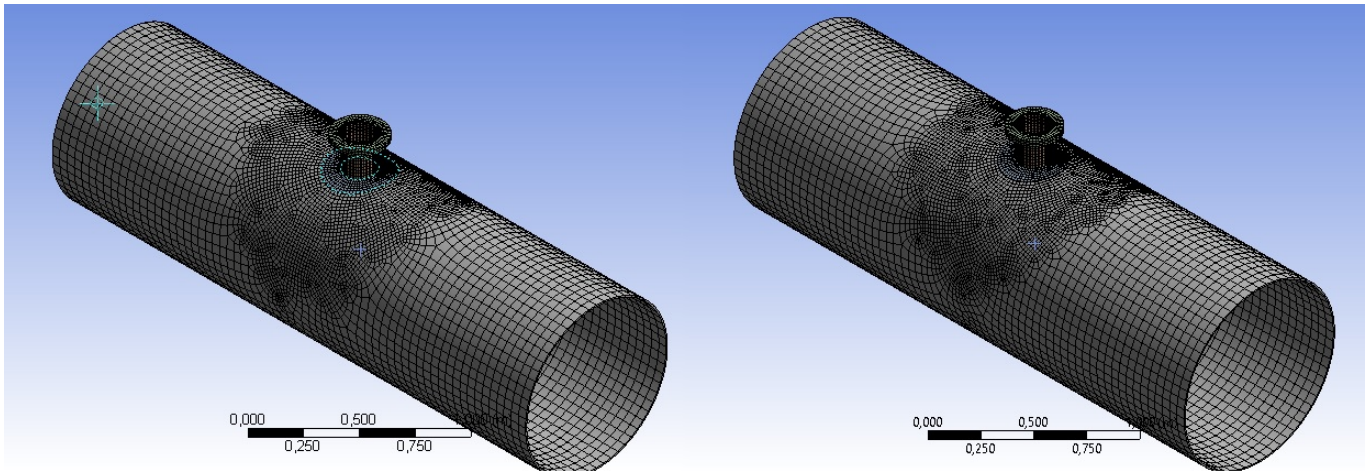


Figura 5.22: Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 6 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm.

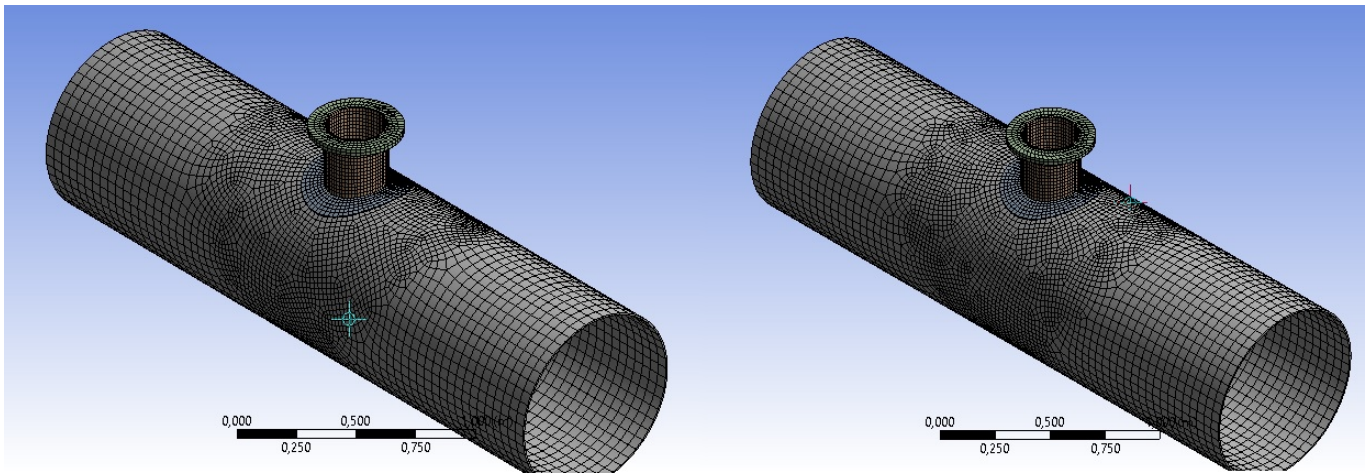


Figura 5.23: Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 10 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 812 mm y 850 mm.

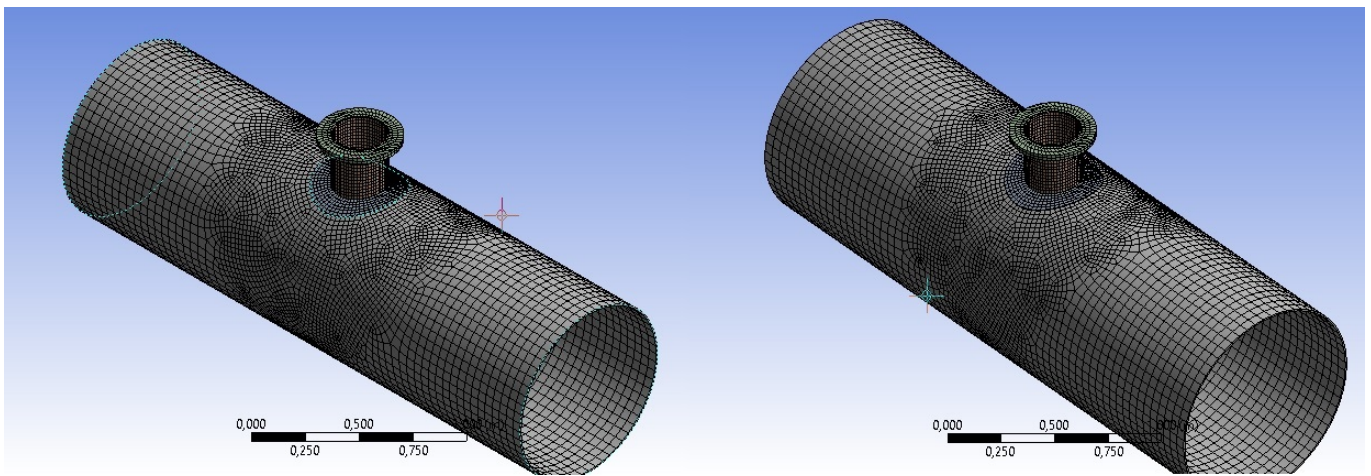


Figura 5.24: Selección de malla de casos parametrizados para boquilla 10 pulgadas. De izquierda a derecha: diametro estanque 900 mm y 1004 mm.

## Anexo D: Respuesta principal de casos seleccionados para parametrización.

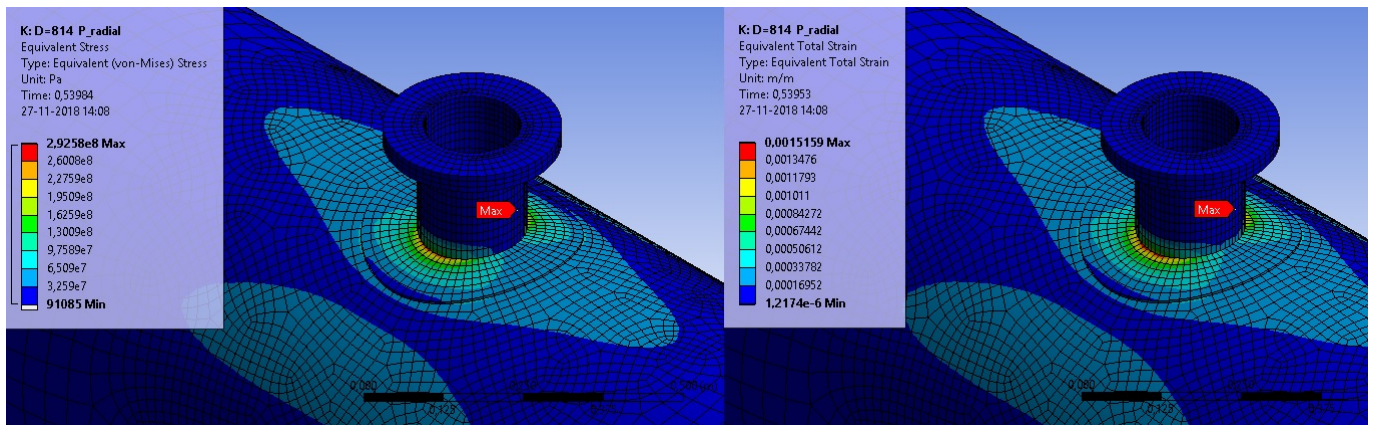


Figura 5.25: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 6 in.

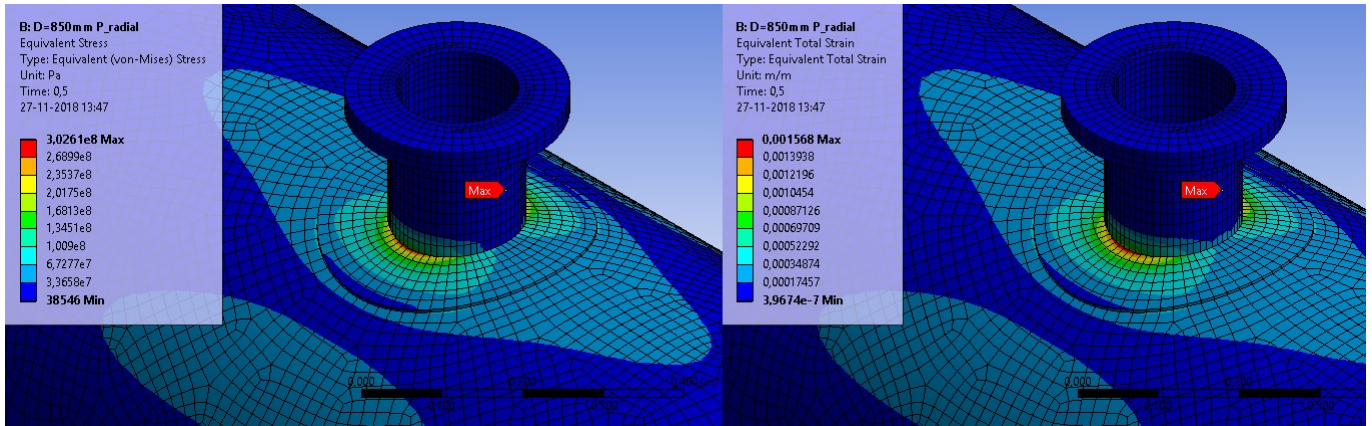


Figura 5.26: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 6 in.

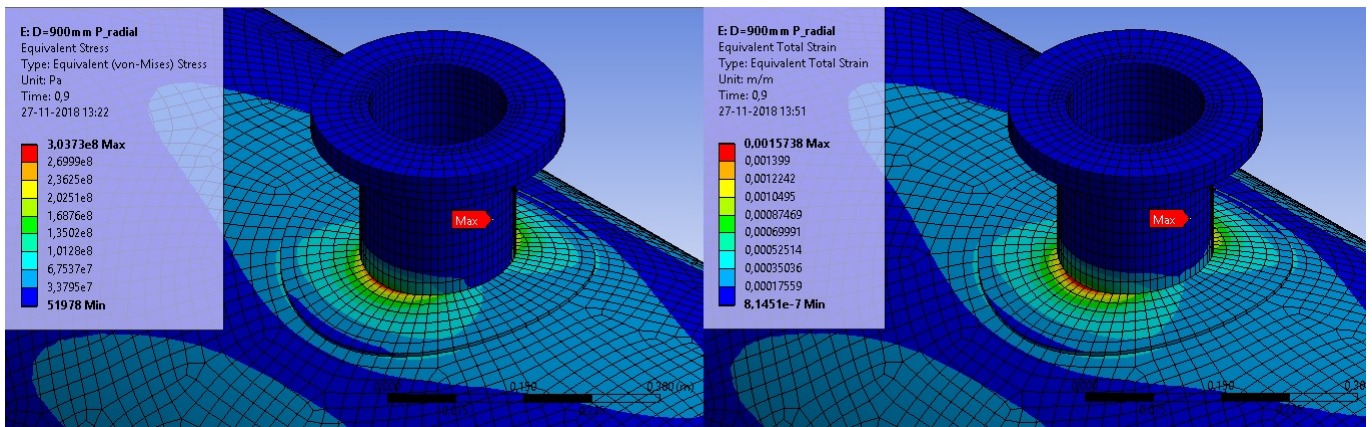


Figura 5.27: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 6 in.

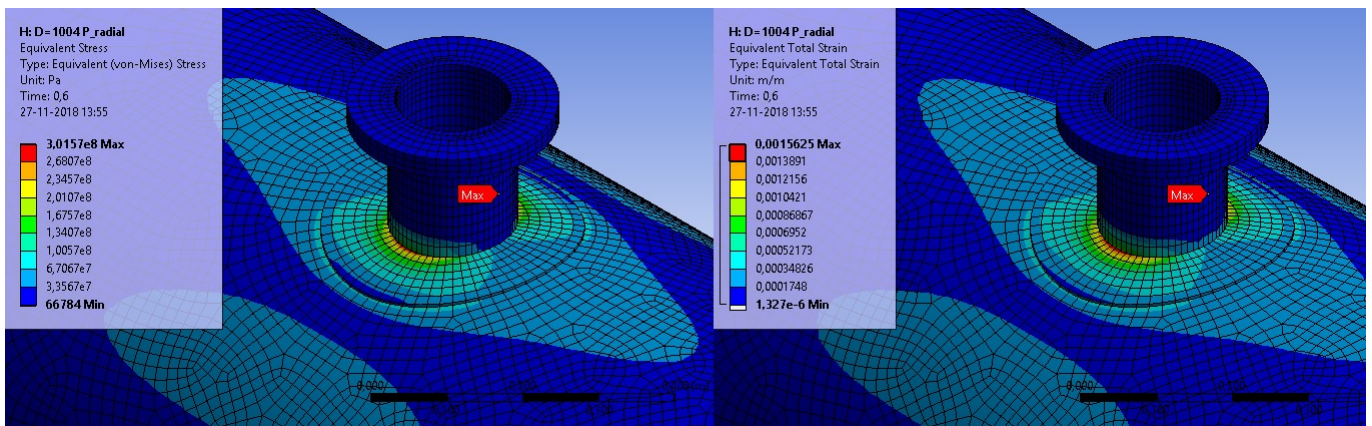


Figura 5.28: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 6 in.

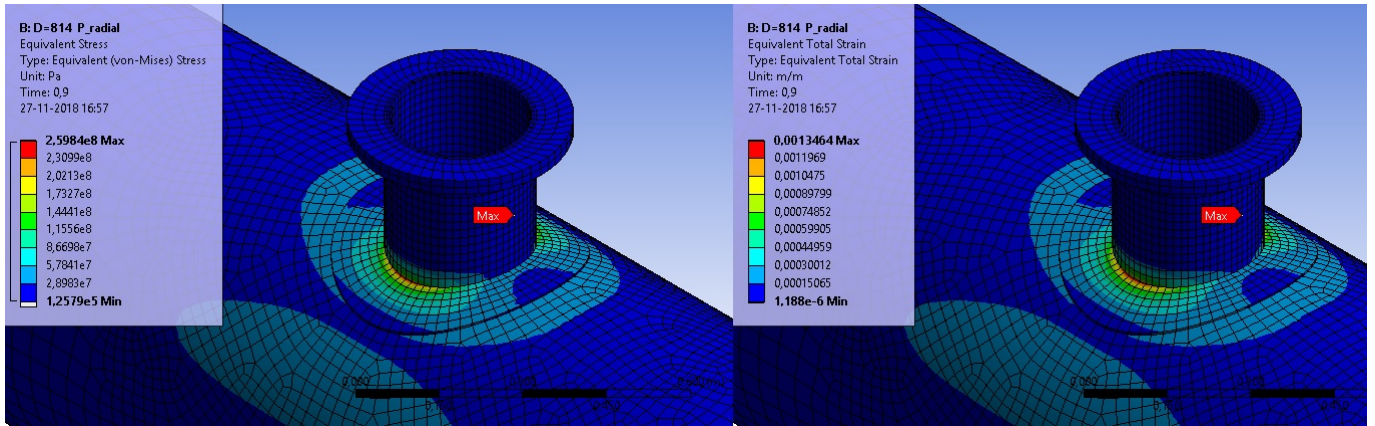


Figura 5.29: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 10 in.

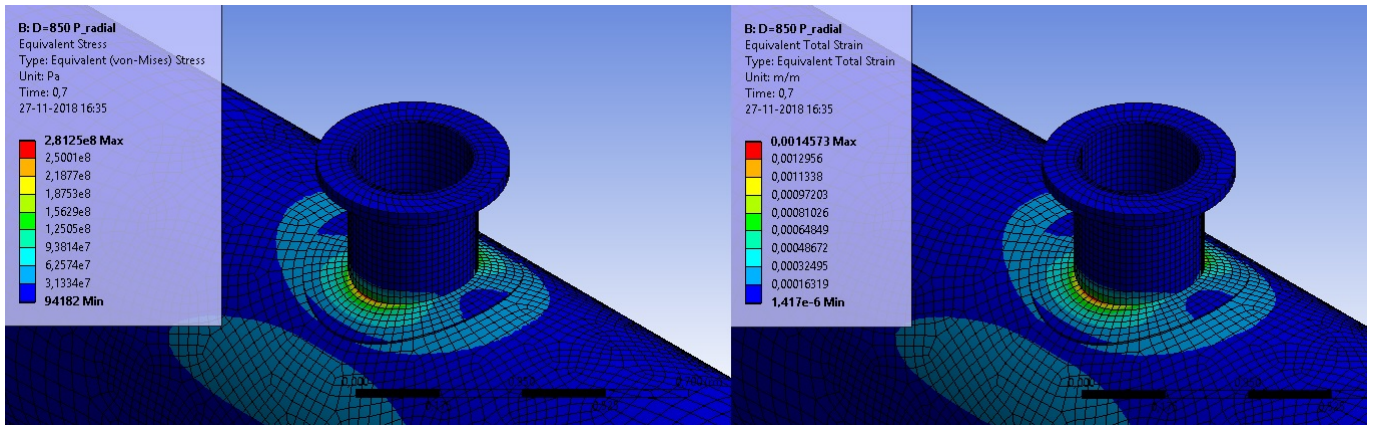


Figura 5.30: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 10 in.

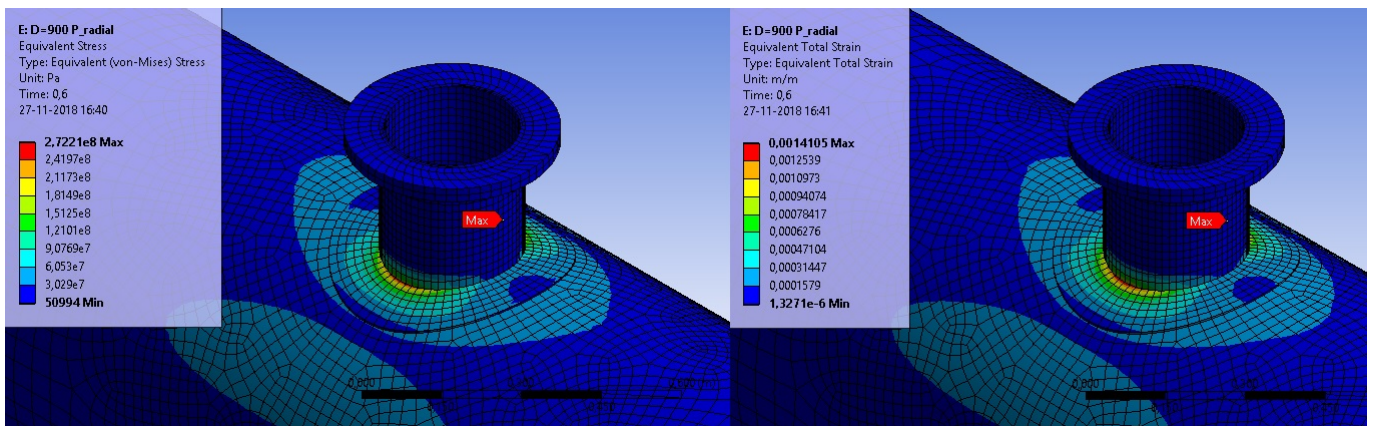


Figura 5.31: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 10 in.

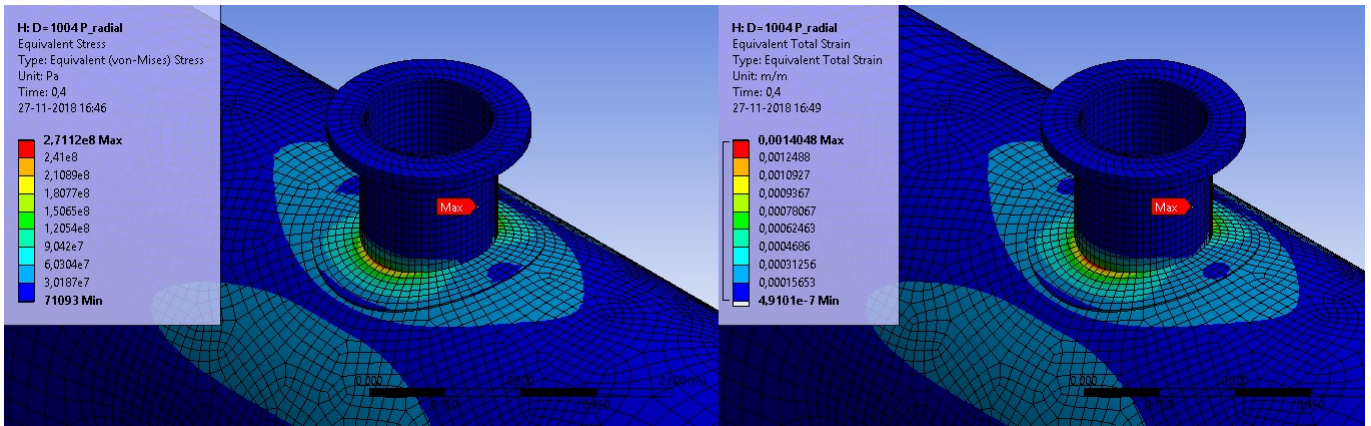


Figura 5.32: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para carga P al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 10 in.

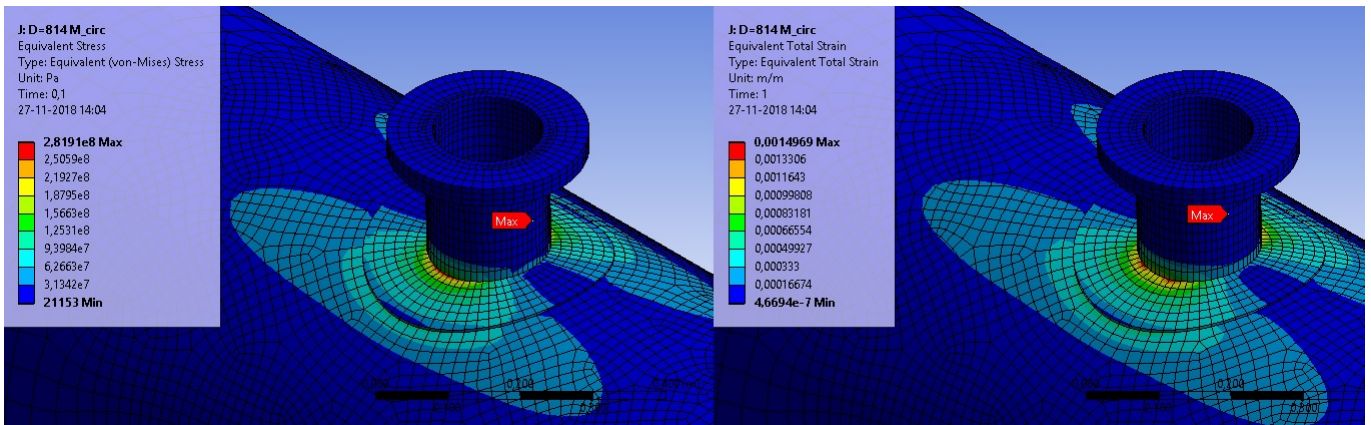


Figura 5.33: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 6 in.

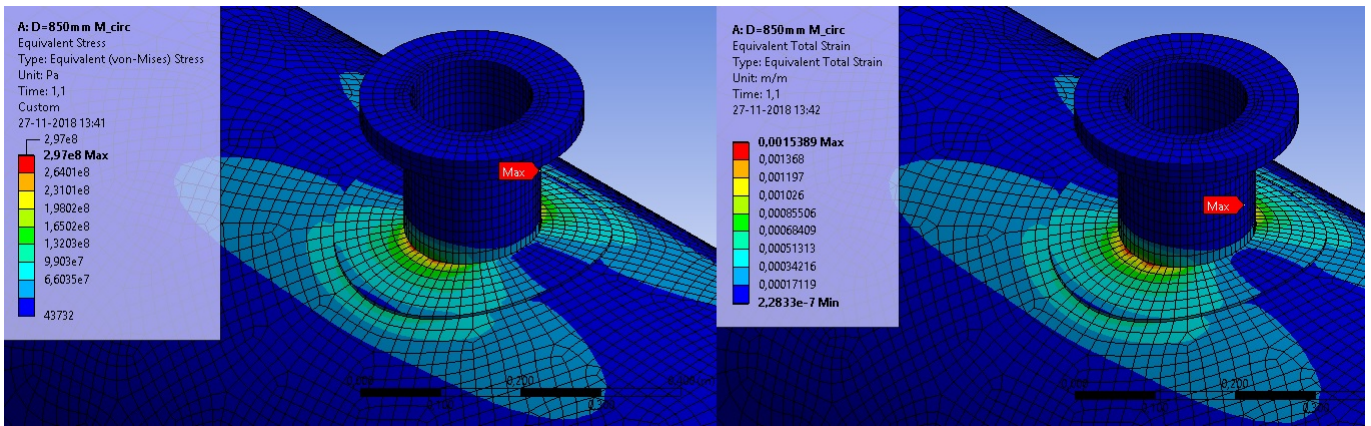


Figura 5.34: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 6 in.

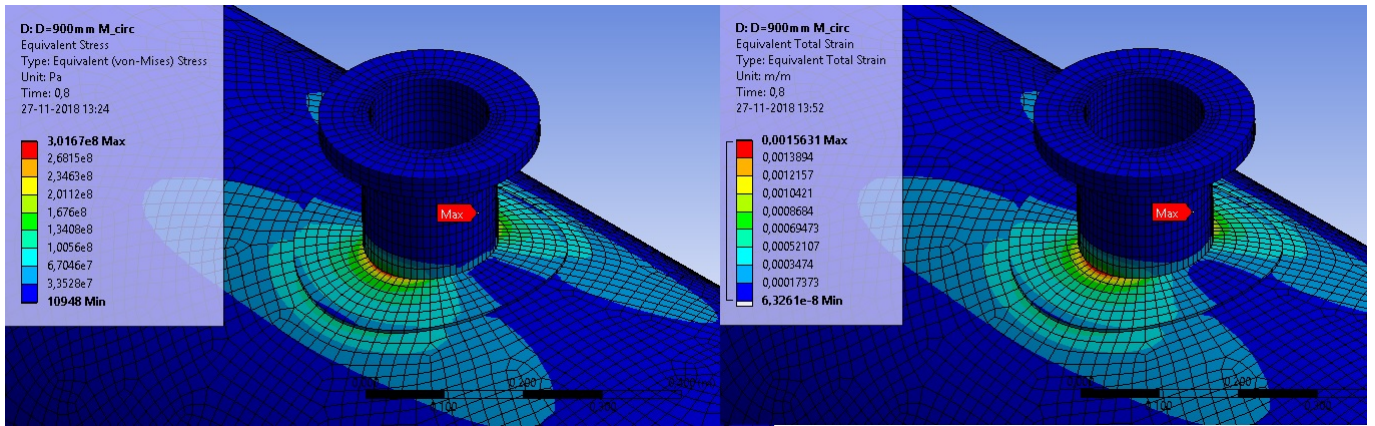


Figura 5.35: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 6 in.

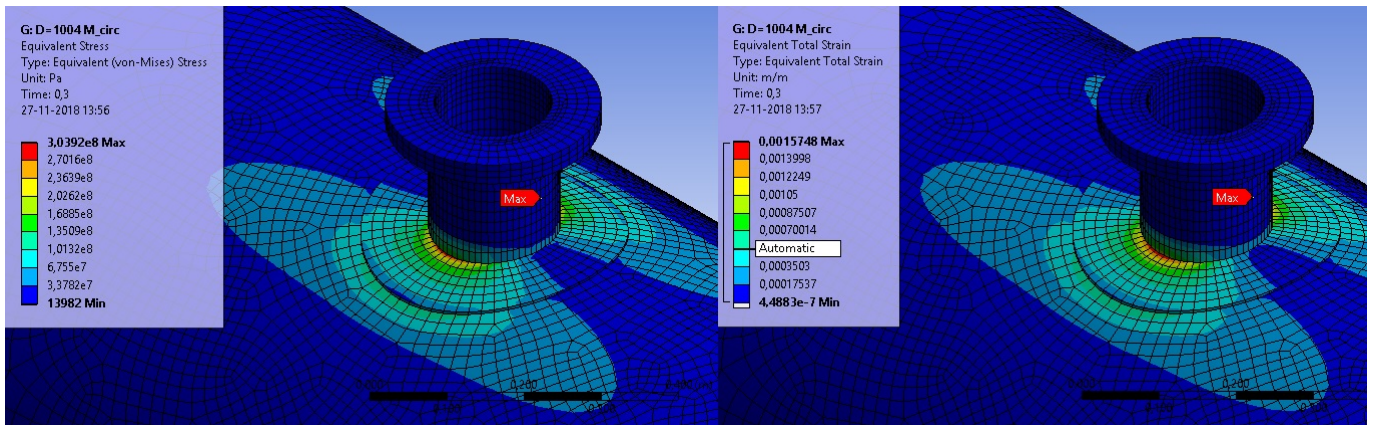


Figura 5.36: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 6 in.

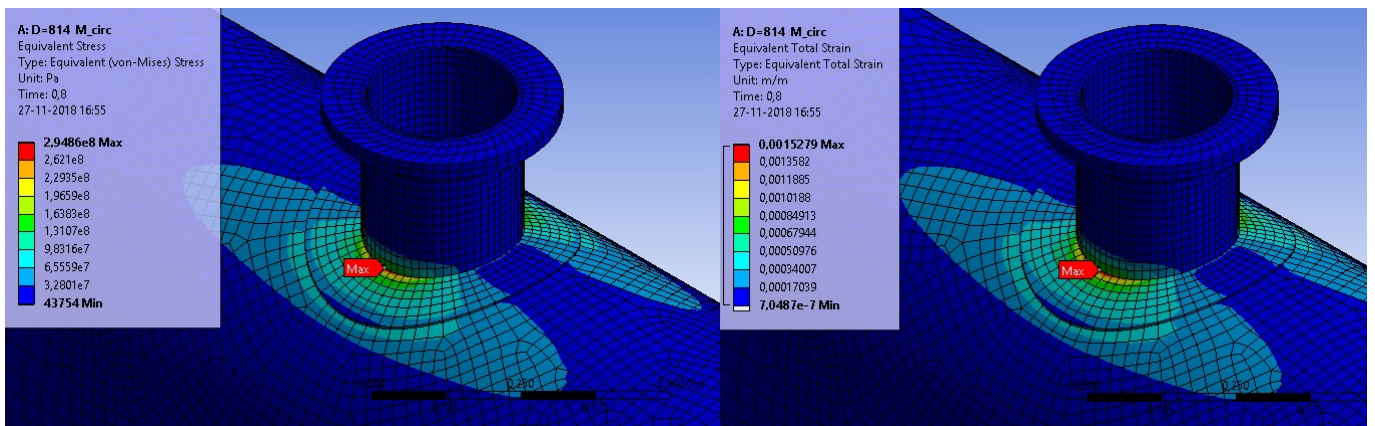


Figura 5.37: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 10 in.

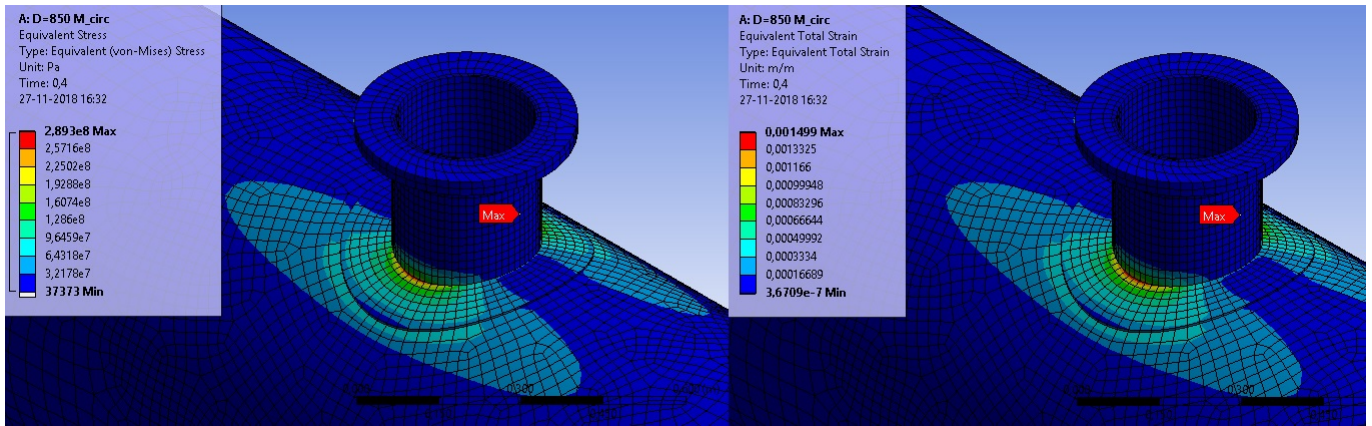


Figura 5.38: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 10 in.

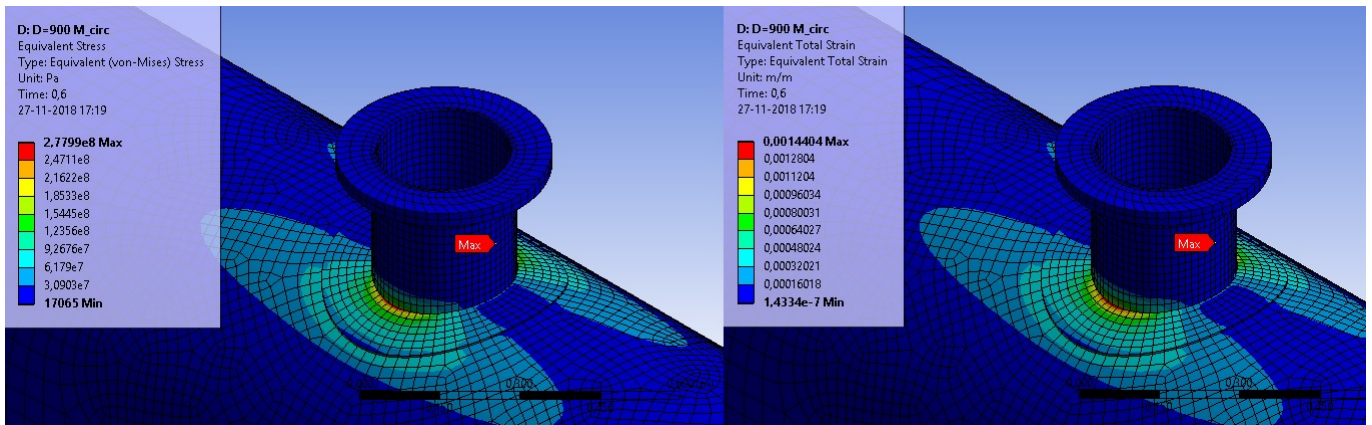


Figura 5.39: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 10 in.

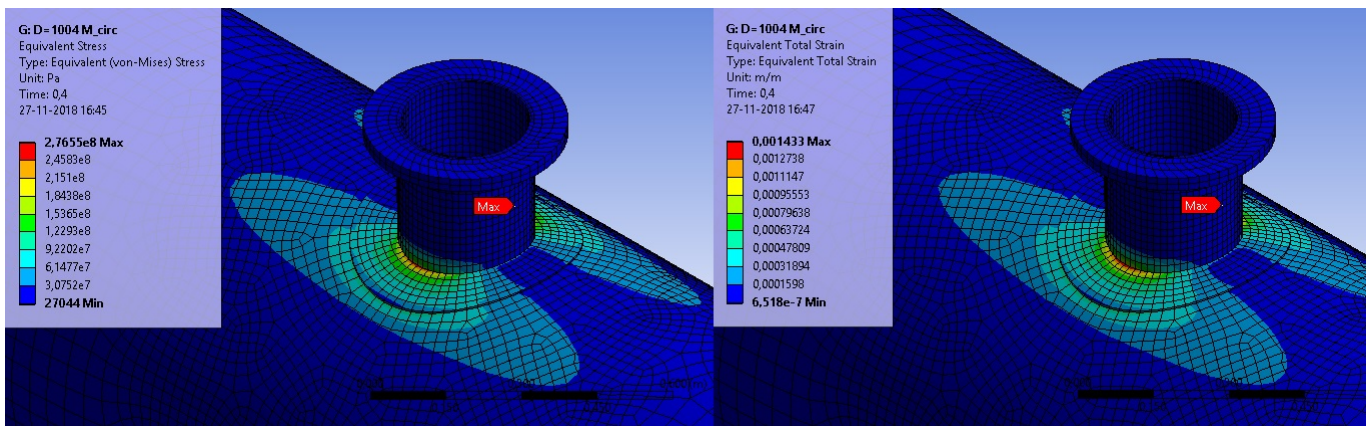


Figura 5.40: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento circunferencial al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 10 in.

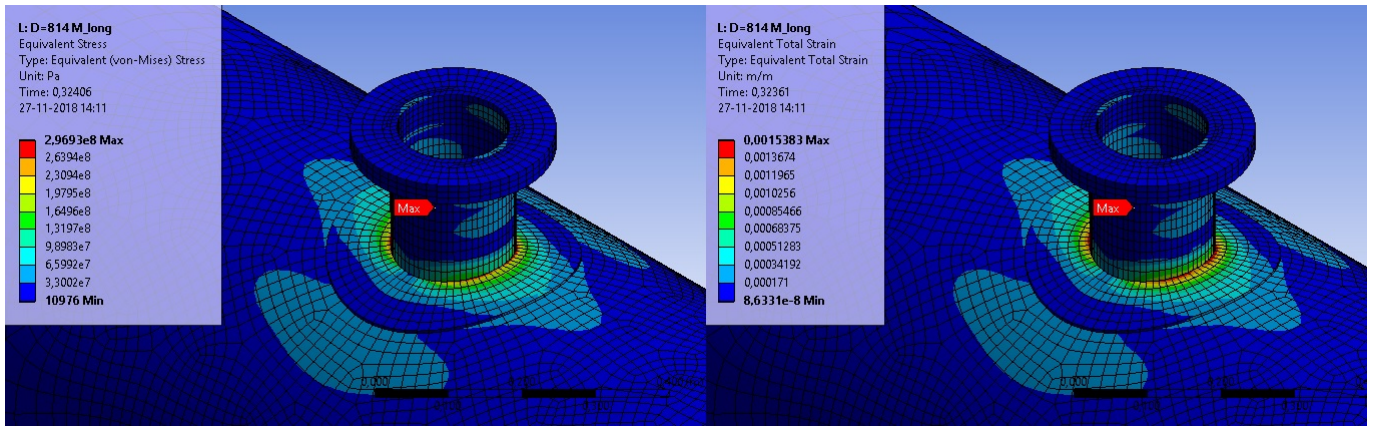


Figura 5.41: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 6 in.

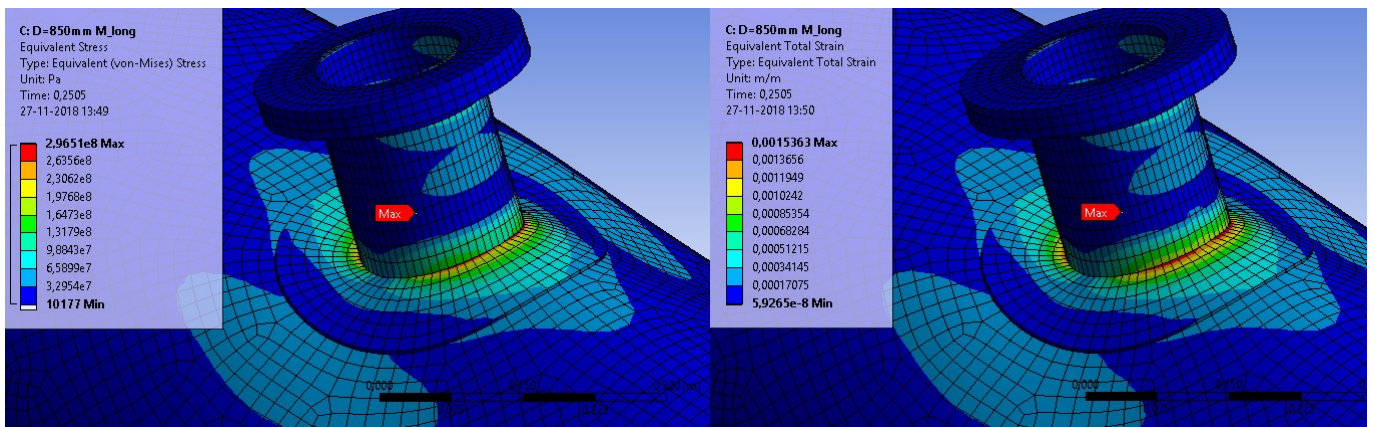


Figura 5.42: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 6 in.

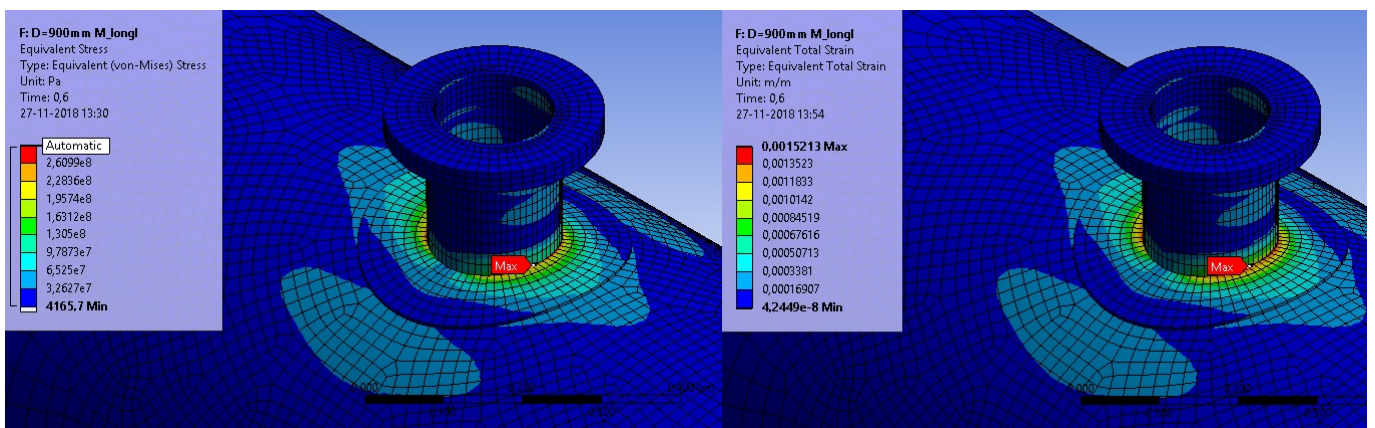


Figura 5.43: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 6 in.



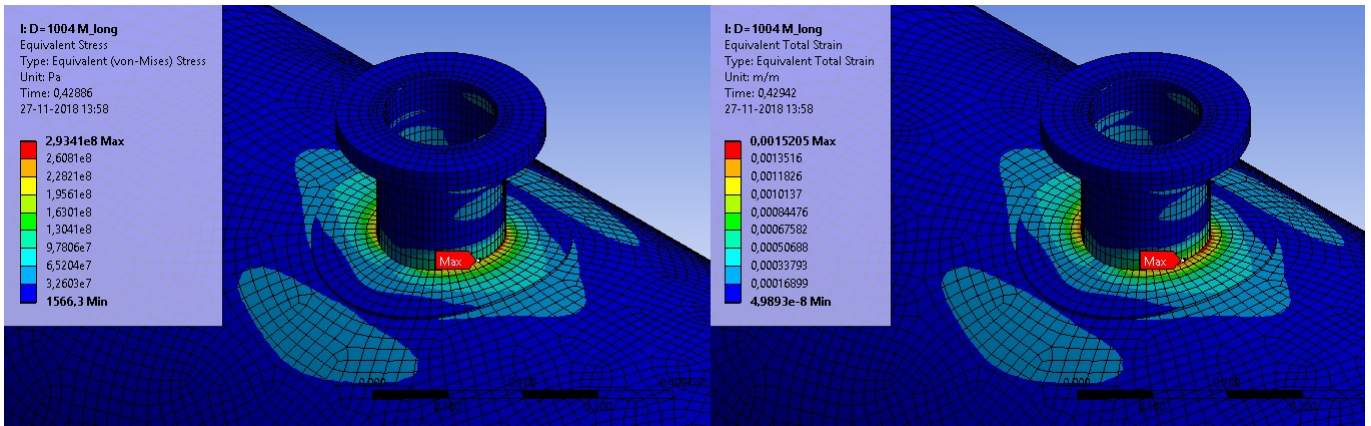


Figura 5.44: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 6 in.

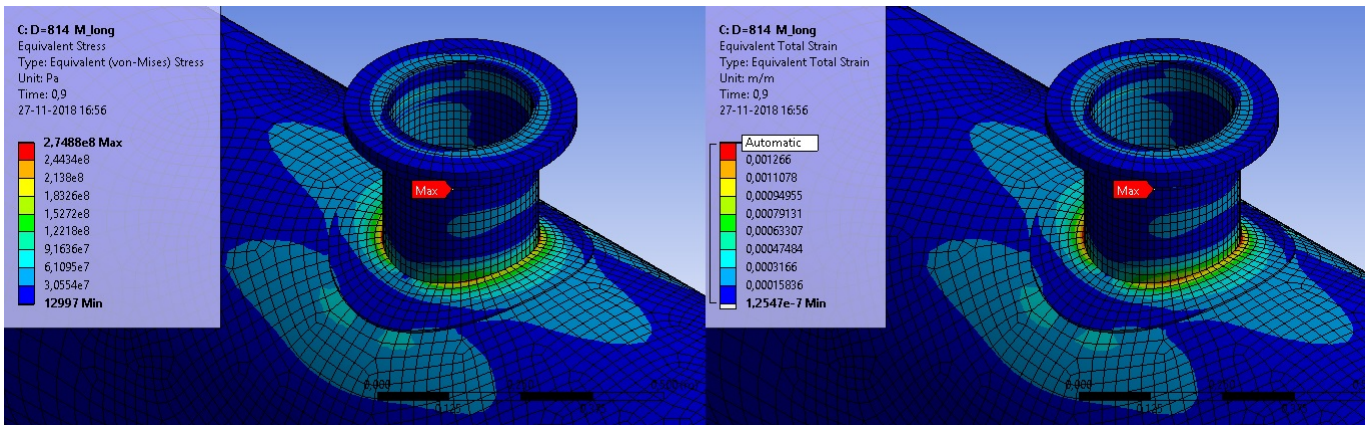


Figura 5.45: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 814 mm y boquilla 10 in.

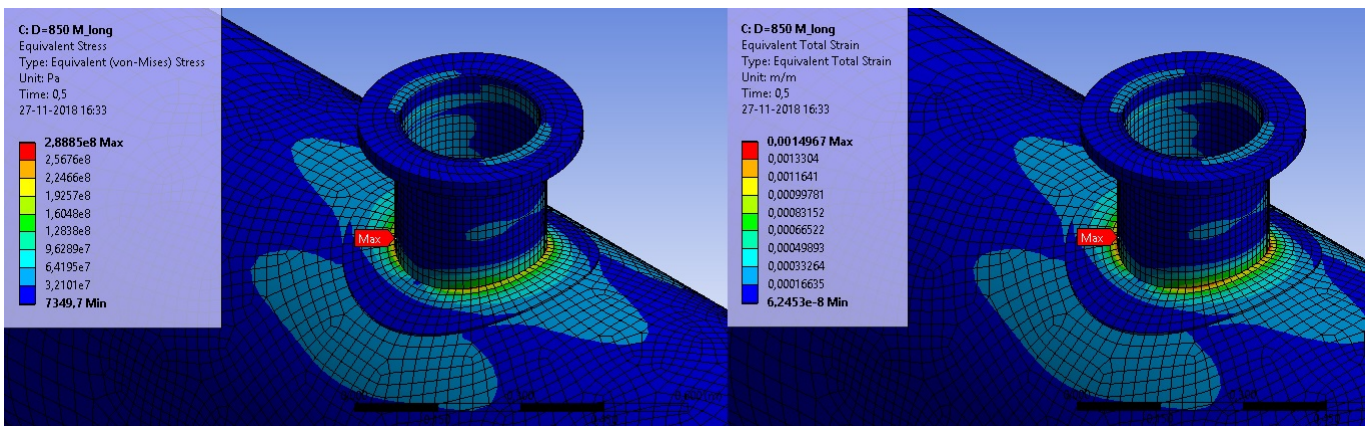


Figura 5.46: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 850 mm y boquilla 10 in.

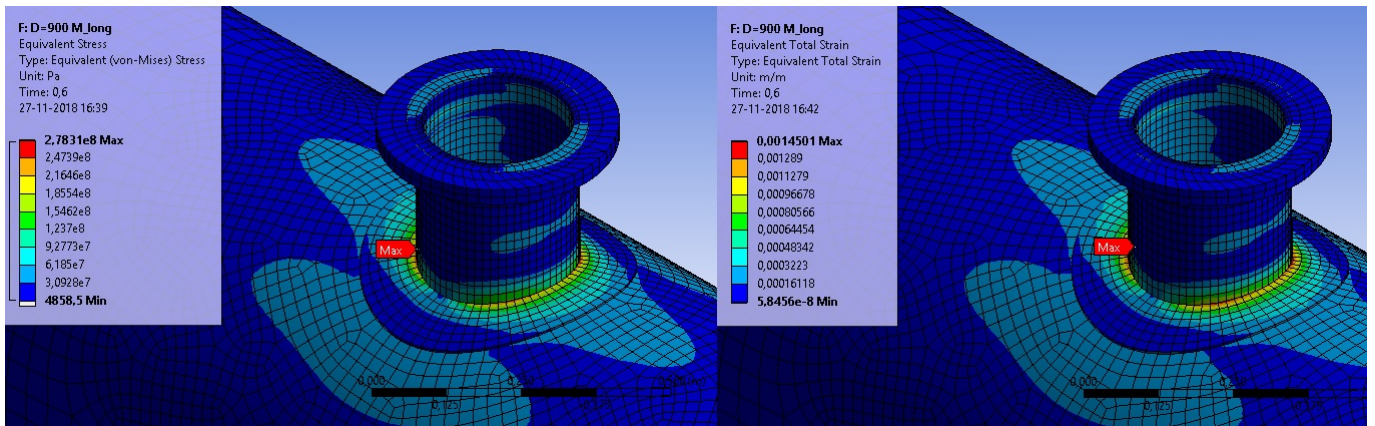


Figura 5.47: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 900 mm y boquilla 10 in.

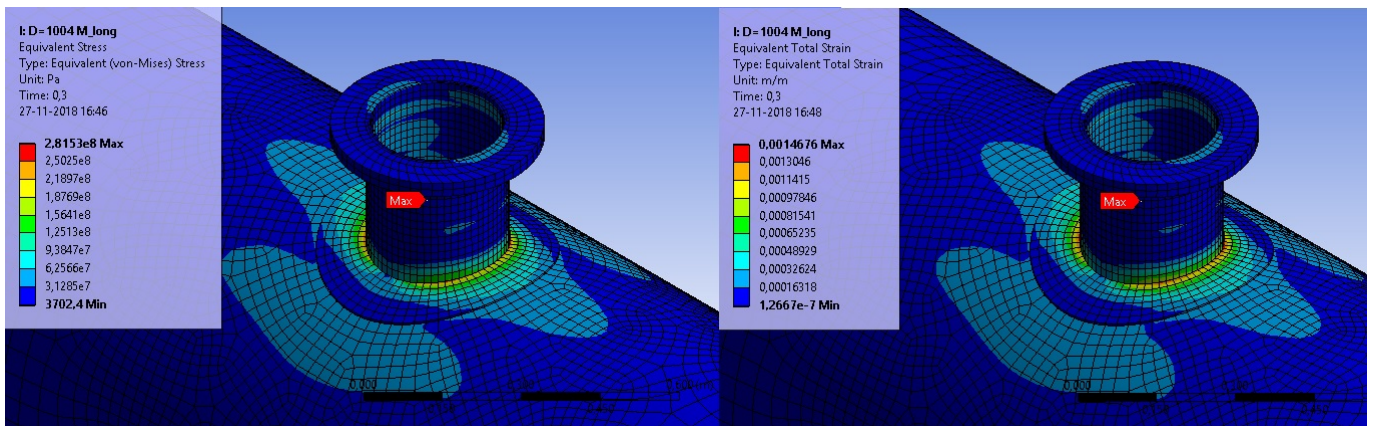


Figura 5.48: Izquierda: esfuerzo equivalente (Von Mises). Derecha: deformación total equivalente. Para Momento longitudinal al momento del colapso. Estanque 1004 mm y boquilla 10 in.