

ANÁLISIS TENSIONAL EN ACCESORIOS TE DE SISTEMAS DE CAÑERÍAS

Alejandro J. Giudici¹, José E. Stuardi², Guillermo D. Chiappero³ y Francisco Uribarren⁴

¹ Departamento de Estructuras – Universidad Nacional de Córdoba

Av. Vélez Sarsfield 1611, X5016GCA Córdoba, Argentina - ajjudici@unc.edu.ar

² Departamento de Estructuras – Universidad Nacional de Córdoba - jose.stuardi@unc.edu.ar,

³ Departamento de Estructuras – Universidad Nacional de Córdoba -

guillermo.chiappero@unc.edu.ar

⁴ Departamento de Estructuras – Universidad Nacional de Córdoba - furibarren@mi.unc.edu.ar

RESUMEN

Los accesorios te son componentes de los sistemas de cañerías cuya función principal es lograr la derivación del fluido transportado por un tramo recto de cañería. Su análisis tensional resulta relevante, ya que por su complejidad geométrica están sometidos a exigencias superiores a las observadas en los tramos rectos. En efecto, la sección anular debilitada por la presencia del orificio de derivación provoca un incremento de tensiones debido a la presión del fluido. A esto se suma el efecto de ovalización provocado por la presencia de momentos externos. Ambas situaciones dan como resultado un aumento de la flexibilidad de los accesorios y su consecuente aumento de tensiones en comparación con la cañería recta. En general, los códigos y normas actuales aplicables a los sistemas de cañerías, tales como los ASME B31, consideran los efectos mencionados mediante el uso de factores de flexibilidad y de intensificación de las tensiones, lo que permite desarrollar el análisis estructural de un sistema de cañerías como un conjunto de vigas rectas. En el presente trabajo se comparan las tensiones obtenidas mediante la aplicación del código ASME B31.1 con las provenientes de un modelo numérico de elementos finitos, con el objetivo de analizar los márgenes de seguridad presentes dependiendo de las distintas cargas aplicadas. Para esto se plantea como caso de estudio una serie de accesorios te de variados diámetros y espesores que presentan características adecuadas para la comprensión de fenómeno y la comparación de las metodologías de cálculo. Para mejorar la interpretación de los resultados, se define un novedoso indicador denominado Margen de Seguridad Normativo, que proporciona al calculista basado en las normas valiosa información adicional de la seguridad del componente basado en su estado tensional real.

Palabras Claves: accesorios te, tensiones, códigos, métodos numéricos.

1. INTRODUCCIÓN

Los accesorios te son componentes de los sistemas de cañerías cuya función principal es lograr la derivación del fluido transportado por un tramo recto de cañería. Es habitual que en estos elementos se presenten niveles de tensión superiores a los observados en los tramos rectos, por ello en la bibliografía de esta temática, se recomienda un análisis tensional más detallado. La sección anular debilitada por la presencia del orificio de derivación provoca un incremento de tensiones debido a la presión del fluido. A esto se suma el efecto de ovalización provocado por la presencia de momentos externos. Ambas situaciones dan como resultado un aumento de la flexibilidad de los accesorios y su consecuente aumento de tensiones en comparación con la cañería recta. En general, los códigos y normas actuales aplicables a los sistemas de cañerías, tales como los ASME B31, consideran los efectos mencionados mediante el uso de factores de flexibilidad y de intensificación de las tensiones, lo que permite desarrollar el análisis estructural de un sistema de cañerías como un conjunto de vigas rectas.

Los estudios realizados por Von Kármán [1] sobre codos determinaron que una de las causas principales de los elevados niveles de tensión es el efecto de ovalización provocado por la presencia de momentos externos, introduciendo las nociones de "factor de flexibilidad" y "factor de intensificación de la tensión" para comparar estos aumentos de flexibilidad y tensión respecto a las de una cañería recta equivalente. Basados en los trabajos de Markl [2], los primeros códigos aplicables a los sistemas de cañerías formalizaron los factores de flexibilidad e intensificación de tensiones, que se introdujeron en el análisis convencional de los sistemas de cañerías, los cuales permanecen casi sin cambios hasta la actualidad. En las últimas décadas, se presentaron numerosos trabajos que comparan las tensiones en distintos accesorios de los sistemas de cañería (codos, tes, etc.) calculados con los factores de intensificación normativos con valores experimentales y/o determinados por el método de los elementos finitos (MEF). En general estos trabajos, tratan casos específicos, tanto en la geometría de los accesorios como en las cargas aplicadas, por ello sus resultados se limitan a los casos tratados [3,4].

2. OBJETIVOS DEL TRABAJO

El objetivo del trabajo es estudiar los estados tensionales en los accesorios te provocados por la presencia de momentos externos y presión interna del fluido que transportan los sistemas de cañerías. Se plantea como caso de estudio una serie de tes de diversos diámetros y espesores de pared con características adecuadas para el análisis y comprensión de los fenómenos provocados por el debilitamiento de la sección anular por la presencia del orificio de derivación y de la ovalización, la comparación de las metodologías de cálculo y la discusión de los resultados obtenidos. Se contrastan los resultados calculados mediante la aplicación de un código vigente con aquellos obtenidos por un modelo numérico de elementos finitos, a fin de profundizar el

estudio de los estados tensionales en estos elementos y determinar los márgenes de seguridad que se obtienen de esa comparación, según las cargas aplicadas.

3. CASO DE ESTUDIO

Las tes de la serie que se estudian son rectas (el diámetro de la derivación es igual al tramo recto), forjadas, para soldar a tope y dimensionalmente responden a la norma ASME B16.9 [5], ver Figura 1. Se tomaron tres diámetros nominales típicos para cañería, 150 mm (6"), 300 mm (12") y 600 mm (24"). En la Figura 2 se muestran las dimensiones características de las tes, donde t_n es el espesor nominal de la te, r_x es el radio de curvatura, r es el radio medio de la te y T_c es el espesor en la zona de empalme.



Figura 1: Te recta para soldar

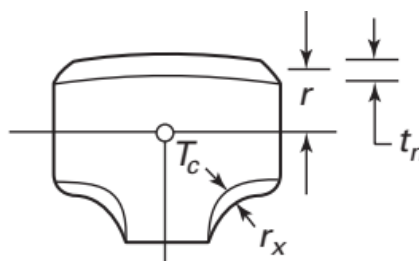


Figura 2: Dimensiones de te para soldar

En la Tabla 1 se detallan las características dimensionales de las tes seleccionadas en la serie, y los parámetros de flexibilidad e intensificación de tensión establecidos por el código ASME B31.1 [6]. La flexibilidad característica h , que es un parámetro que indica la capacidad de flexionarse que tiene una te y el factor de intensificación de tensiones i , se definen como:

$$h = \frac{3,1 t_n}{r} \quad ; \quad i = \frac{0,9}{h^{2/3}} \quad (1)$$

Tabla 1: Tes rectas de la serie

Diámetro nominal (D_n) (mm/")	150 / 6	300 / 12	600 / 24
Diámetro externo (D_o) (mm)	168,3	323,8	610
Espesor nominal (t_n) (mm)	7,11	9,53	17,48
Denominación espesor	STD - Sch.40	STD	Sch.40
Radio medio (r) (mm)	80,6	157,1	296,3
Flexibilidad característica h	0,273	0,188	0,183
Factor de intensificación de tensiones i	2,136	2,742	2,793

El material constitutivo de las tes de la serie es acero API 5L X52, típico de los sistemas de cañerías, cuya tensión de fluencia es $S_y = 360$ MPa y tensión de rotura $S_u = 455$ MPa. Además, se adopta como módulo de Young $E = 206.000$ MPa y módulo de Poisson $\nu = 0,3$.

Las cargas aplicadas, tanto la presión interna P como los momentos M , son relacionadas con la tensión de fluencia considerando las tensiones que ellas provocan en la te y evitando aplicar

cargas excesivas. Para determinar el rango de presiones a aplicar en la te se utiliza la fórmula de Barlow, que define la tensión circunferencial S_c provocada sólo por la presión interna P :

$$S_c = \frac{P D_o}{2 t_n} \quad \Rightarrow \quad P = \frac{2 S_c t_n}{D_o} \quad (2)$$

El rango de tensiones circunferenciales propuesto y consecuentemente el rango de presiones adoptado es:

$$0 \leq S_c \leq 0,5 S_y \quad \Rightarrow \quad 0 \leq P \leq \frac{360 t_n}{D_o} \text{ [MPa]} \quad (3)$$

Para determinar el rango de momentos a aplicar en la te se utiliza la fórmula de tensión simple (asumiendo en primera instancia la presencia de solo un momento flector) para determinar la tensión longitudinal S_l :

$$S_l = \frac{M}{Z} \quad \Rightarrow \quad M = S_l Z \quad (4)$$

donde Z es el módulo resistente de la sección anular de la te: $Z = \pi r^2 t_n$

El rango tensiones longitudinales propuesto y consecuentemente el rango de momentos adoptados son:

$$0 \leq S_l \leq 0,3 S_y \quad \Rightarrow \quad 0 \leq M \leq 108 Z \text{ [Nmm]} \quad (5)$$

Es importante destacar que en este trabajo se adoptan los espesores nominales establecidos por la norma ASME B16.9 [5] para determinar los parámetros geométricos y las tensiones establecidas por el código estudiado (ver Tabla 1), si bien los espesores reales encontrados habitualmente en las tes fabricadas exceden los nominales. Para conocer esta característica de la fabricación de las te forjadas, se realizó una serie de mediciones en estos accesorios. Para poder identificar las distintas áreas del accesorio, se dividieron las mediciones en cuatro sectores como se observa en la Figura 3: cuerpo, derivación, empalmes y caras externas. Se tomaron mediciones en tes de distintos diámetros y espesores nominales para determinar los espesores reales en los distintos sectores establecidos. En los sectores del cuerpo y derivación, el rango de espesores medidos es de 21% a 50% mayor a los espesores nominales, en el sector de las caras externas es de 25% a 47% y en los empalmes es de 38% a 65%.

4. DETERMINACIÓN DE TENSIONES APLICANDO EL CÓDIGO ASME B31.1

En este punto se presenta la metodología utilizada para la determinación de las tensiones existentes en una te de acuerdo con los rangos de presiones internas y momentos adoptados. Las verificaciones previstas por el código ASME B31.1 [6] tratan las tensiones circunferenciales y longitudinales de manera independiente. A partir de la verificación de la norma respecto al espesor mínimo requerido t_m para una te, se determina la tensión circunferencial:

$$t_m = \frac{PD_o}{2(SE + Py)} + A \quad (6)$$

donde: S es la tensión admisible del material a la temperatura de diseño, E es el factor de eficiencia de junta, en este caso es $E = 1$ teniendo en cuenta que estos accesorios son forjados; y es un factor que depende el tipo de material y la temperatura de trabajo, en este caso $y = 0,4$; A es el espesor adicional, se adopta $A = 0$.

De acuerdo con lo indicado, la tensión circunferencial puede ser despejada de la ecuación (6) considerando el espesor nominal de las tes t_n :

$$S_c = \frac{PD_o}{2t_n} - Py \quad (7)$$

Para la tensión longitudinal S_l , se adopta la siguiente expresión del código:

$$S_l = \frac{PD_o}{4t_n} + \frac{C_i M}{Z} \quad (8)$$

donde: $C_i = \text{mayor}(1; 0,75 \lambda)$, i es el factor de intensificación de tensiones y M es el momento resultante aplicado.

El momento resultante aplicado M resulta de considerar todos los posibles momentos presentes en la sección en estudio: el momento flector en el plano de la te M_i , el momento flector fuera de plano de la te M_o y el momento torsor M_t (ver Figura 4):

$$M = \sqrt{(M_i)^2 + (M_o)^2 + (M_t)^2} \quad (9)$$

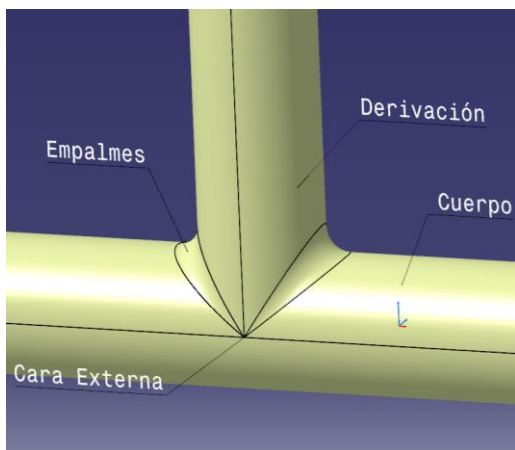


Figura 3: Sectores del accesorio te

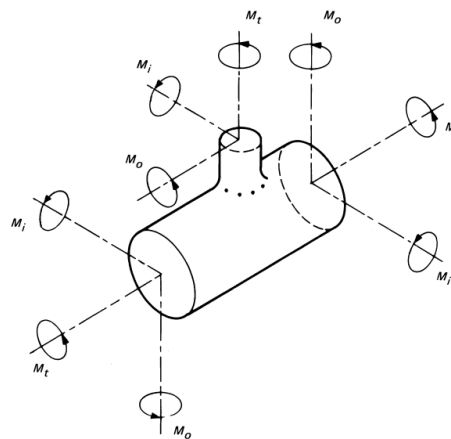


Figura 4: Momentos aplicados de los extremos de una te (ASME B31.1 [6])

Tanto la tensión circunferencial S_c como la tensión longitudinal S_l deben resultar menores o iguales a la tensión admisible a máxima temperatura de trabajo S_h :

$$S_c \leq S_h \quad ; \quad S_l \leq S_h \quad (10)$$

En este trabajo se adopta como máxima temperatura de trabajo la correspondiente a la temperatura de ambiente, entonces $S_h = S$. Las tensiones admisibles para los materiales establecidas en este código ASME B31.1 [6], siguen los lineamientos adoptados en el Apéndice 1 de la Parte D del código ASME BPVC.II [7]. Para el tipo de acero adoptado para las tes de la serie estudiada (API 5L X52), la tensión admisible es:

$$S = \frac{S_u}{3,5} \Rightarrow S = 130 \text{ [MPa]} \quad (11)$$

5. DETERMINACIÓN DE TENSIONES APLICANDO MÉTODOS NUMÉRICOS

Para el análisis numérico de la serie de tes se utilizó el método de los elementos finitos (MEF) empleando un software comercial. La configuración utilizada es una te recta que está unida en sus extremos a tres tramos de cañería recta (ver la Figura 5). La longitud de cada uno de los tramos rectos es diez veces el diámetro exterior de la cañería ($L = 10 D_o$), de modo que la te no sea afectada por las condiciones de apoyo de los extremos del modelo [8]. Para facilitar la definición de las condiciones de borde se generó el punto de referencia RP-1, situado en el extremo libre de la derivación y los puntos de referencia RP-2 y RP-3 en los extremos de la parte recta (ver Figura 5). Estos puntos están vinculados a cada una de las secciones extremas del modelo mediante una restricción de acoplamiento cinemático, que permite el desplazamiento radial de las secciones finales de la cañería. Respecto a los apoyos y las cargas, el RP-1 se lo define como empotrado, mientras que en los RP-2 y RP-3 se aplican los momentos externos. La presión se incorpora en la cara interior del conjunto. Es importante destacar que la ubicación del RP-1 en el eje de intersección de los planos de simetría del conjunto X-Y e Y-Z y su condición de empotrado permite equilibrar las fuerzas generadas por la presión en las caras internas del modelo. Tanto la te como los tramos rectos se modelan utilizando elementos de cáscara cuadrilátero de cuatro nodos con integración reducida. El tamaño de la malla se densifica en la te para captar más adecuadamente las variaciones en deformaciones y tensiones (ver Figura 6). Se utiliza un material elástico lineal para el modelo en estudio.

5.1 Aplicación de los momentos externos

El código ASME B31.1 [6] no hace diferenciación en cuanto al tipo de momento que se aplica en una sección, puede ser momento flector en el plano de la te M_i , el momento flector fuera de plano de la te M_o y el momento torsor M_t (ver Figura 4), todos ellos se aplican a la ecuación 9. En una primera instancia se aplica el rango de momentos como momento flector en el plano M_i para la determinación de las tensiones por MEF. Además, se analizan las tensiones generadas en el accesorio de acuerdo a cómo se distribuye este momento en los dos extremos libres de la te (RP-2 y RP-3).

En la Tabla 2 se presentan las tensiones máximas de Von Mises S_{VM} determinadas para un diámetro de $D_n = 150 \text{ mm}$ (6"), según la distribución de un momento $M_i = 36 Z$ ($5,22 \times 10^6 \text{ Nmm}$), en los

extremos libres y sin presión interna. De la observación de la Tabla 2, surge que el caso más exigente corresponde a aplicar la totalidad del momento externo en unos de los extremos libres.

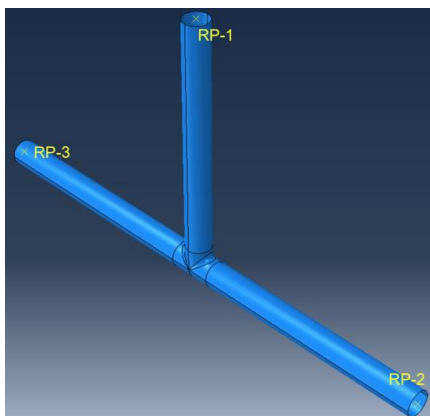


Figura 5: Configuración adoptada para el análisis numérico

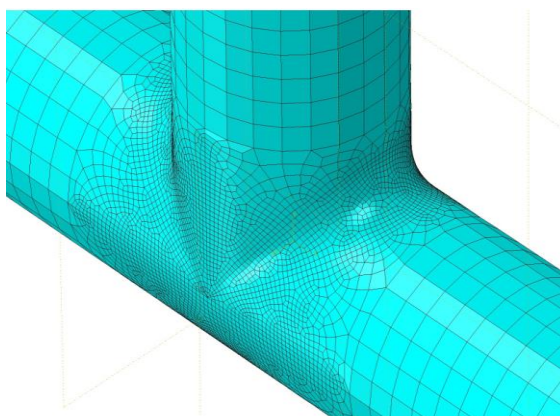


Figura 6: Detalle condición de apoyo. RP-1 empotrado

Tabla 2: Tensiones máximas en el accesorio te según la distribución en ambos extremos libres (RP-2 y RP3) de un momento flector en el plano M_i

Diámetro nominal (D_n) (mm/")	150 / 6		
Espesor nominal (t_n) (mm)	7,11		
Denominación espesor	STD - Sch.40		
Distribución del momento M_i en RP-2 y RP-3 (%) (%)	100 / 0	75 / 25	50 / 50
Tensión máxima de Von Mises S_{VM} (Mpa)	202	179	157

Para completar el estudio, se aplica el rango de momentos no solo en el plano de la te (M_i), sino momentos flectores aplicados fuera del plano (M_o), momentos torsores (M_t) y una combinación de los tres momentos mencionados anteriormente. La combinación de momentos corresponde al caso cuyos módulos son $|\overline{M}_j| = \sqrt{3}/3$ por lo tanto el vector final se ubica a 45° de los ejes principales.

5.2 Tensiones en el accesorio te

Para las distintas configuraciones de la serie en estudio, se determinan las máximas tensiones de Von Mises que se pueden presentar en el sector de empalme cuando la carga predominante es una presión interna (ver Figura 7), en el sector de la cara externa cuando la carga predominante es un momento (ver Figura 8) y en ambos sectores debido a una combinación de presión interna y momento.

6. COMPARACIÓN DE RESULTADOS

Para comparar los resultados calculados mediante la aplicación del código ASME B31.1 con aquellos obtenidos por el MEF se define un indicador que llamaremos Margen Normativo de Seguridad (MNS) [9]. Este índice compara dos relaciones de tensiones, en el numerador la

relación calculada por la aplicación del código y en el denominador la relación que incluye la tensión obtenida por MEF, de la siguiente manera:

$$MNS = \frac{\text{mayor}(S_c, S_l)/S}{S_{VM}/S_u} \quad (12)$$

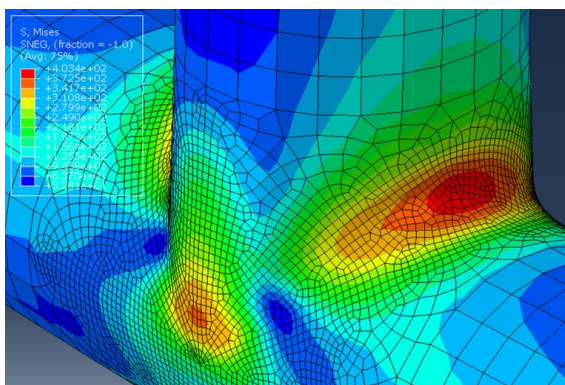


Figura 7: Detalle de la te y sus tensiones de Von Mises para $P = 180 t_r/D_o$ y $M_i = 0$

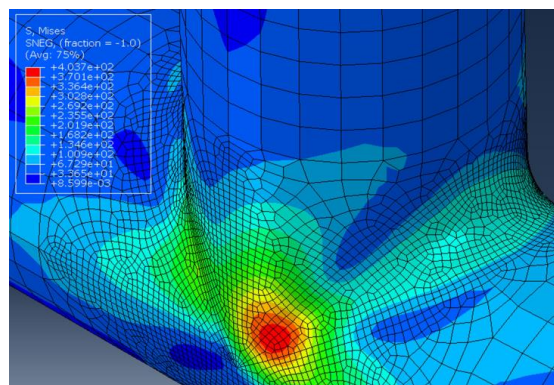


Figura 8: Detalle de la te y sus tensiones de Von Mises para $M = 72 Z$

La relación correspondiente al código considera la mayor de las tensiones, circunferencial S_c o longitudinal S_l , calculadas en un punto de la te frente a la tensión admisible S establecida por dicho código (ver ecuaciones 10 y 11). La relación en el denominador considera la tensión de Von Mises S_{VM} obtenida por el MEF respecto a la tensión de rotura S_u del material. Así definido, el MNS es un parámetro de control que permite evaluar el nivel de seguridad del código estudiado frente a los resultados numéricos de los casos de estudio. En un punto del accesorio, si el MNS es mayor a uno se puede asegurar que cuando se cumplan las verificaciones previstas en el código que se está aplicando, la tensión de Von Mises no supera la tensión de rotura S_u del material. Por otra parte, el MNS menor a uno indica que la tensión de Von Mises ha superado la tensión de rotura S_u del material aun cuando se cumplan las verificaciones previstas en el código.

En primera instancia se comparan los resultados obtenidos por la aplicación del código y los correspondientes al MEF, para el caso de una te de $D_n = 150$ mm (6"), espesor nominal $t_n = 7,11$ mm, con presión interna P y un momento flector en el plano de la te (M_i) variables en el rango de estudio. En la Tabla 3 se comparan las tensiones resultantes de la aplicación creciente de las cargas externas. En la columna 1 se indica la presión interna aplicada creciente en la te dentro del rango establecido en la ecuación 3 y en la columna 2 se presenta el momento flector aplicado creciente dentro del rango establecido en la ecuación 5. En las columnas 3 y 4 se muestran las tensiones circunferenciales y longitudinales determinadas por el código ASME B31.1 [6] y la relación de la mayor de ellas (columna 5) con la tensión admisible del material (columna 6). Para este código la tensión admisible es $S = 130$ MPa, según la ecuación 11. Además, se incluye las máximas tensiones de Von Mises S_{VM} , en la te obtenidas por el MEF (columna 7) y su relación con la tensión de rotura del material $S_u = 455$ MPa (columna 9). En la columna 8 se indica el sector donde se ubican de las máximas tensión de Von Mises y en la columna 10 se presenta el

MNS que surge de la relación entre las columnas 6 y 9. Para los casos donde la presión interna es $P = 360 t_r / D_o$, la tensión calculada por el código supera la tensión admisible S (celdas en amarillo) por lo cual en estos tramos no se realiza la comparación.

Tabla 3: Comparación de tensiones en tes de $D_n = 150$ mm (6") y $t_n = 7,11$ mm – Código ASME B31.1 y MEF

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P (MPa)	M_i (Nmm)	S_c	S_i	mayor (S_c, S_i) (a)	(a) / S (%) (b)	S_{VM}	Ubic. Max.	S_{VM}/S_u (%) (c)	$MNS =$ (b)/(c)
0	0	0	0	0	0%	0	---	0%	---
	36 Z	0	58	58	45%	202	Externo	44%	1,00
	72 Z	0	115	115	88%	404	Externo	89%	1,00
	108 Z	0	173	173	133%	605	Externo	133%	1,00
90 t_r/D_o	0	43	23	43	33%	201	Empalme	44%	0,75
	36 Z	43	80	80	62%	347	Externo	76%	0,81
	72 Z	43	138	138	106%	539	Externo	118%	0,90
	108 Z	43	196	196	151%	737	Externo	162%	0,93
180 t_r/D_o	0	87	45	87	67%	403	Empalme	88%	0,76
	36 Z	87	103	103	79%	503	Externo	111%	0,72
	72 Z	87	160	160	123%	694	Externo	153%	0,81
	108 Z	87	218	218	168%	886	Externo	195%	0,86
270 t_r/D_o	0	130	68	130	100%	604	Empalme	133%	0,75
	36 Z	130	125	130	100%	665	Externo	146%	0,68
	72 Z	130	183	183	141%	850	Externo	187%	0,75
	108 Z	130	241	241	185%	1041	Externo	229%	0,81
360 t_r/D_o	0	174	90	174	134%	805	Empalme	177%	0,76
	36 Z	174	148	174	134%	847	Empalme	186%	0,72
	72 Z	174	205	205	158%	1007	Externo	221%	0,71
	108 Z	174	263	263	202%	1197	Externo	263%	0,77

En la tabla anterior están resaltadas en verde aquellas celdas entre las cuales se alcanza la tensión admisible a medida que crecen las cargas aplicadas. A partir de las celdas mencionadas se obtiene el *MNS* para las distintas combinaciones de cargas (en azul). Se aprecia que el *MNS* varía entre 1,00 y 0,68. Como se indicó precedentemente, los valores del *MNS* menores a uno indican que la tensión de Von Mises ha superado la tensión de rotura S_u del material aun cuando se cumplan las verificaciones previstas en el código. Es importante recordar que estos resultados se obtuvieron a partir del espesor nominal del accesorio te y como es habitual la existencia de sobreespesores en este tipo de accesorios forjados (según lo relevado en el punto 3), podemos determinar los sobreespesores mínimos necesarios para obtener $MNS > 1$, que asegura que cuando se cumplan las verificaciones previstas en el código, la tensión de Von Mises no supera la tensión de rotura S_u del material. En la Tabla 4 se presentan los sobreespesores necesarios para obtener el $MNS = 1$.

Tabla 4: Determinación de sobreespesores necesarios para obtener $MNS = 1$ en tes de $D_n = 150$ mm (6") y $t_n = 7,11$ mm

P (MPa)	M_i (Nmm)	S_c	S_l	mayor (S_c, S_l) (a)	(a) / S (%) (b)	Sobre espesor (%)	S_{VM}	Ubic. Max.	S_{VM}/S_u (%) (c)	$MNS =$ (b)/(c)
90 t_n/D_o	72 Z	43	138	138	106%	7%	483	Externo	106%	1,00
180 t_n/D_o	36 Z	87	103	103	79%	26%	360	Empalme	79%	1,00
	72 Z	87	160	160	123%	13%	560	Externo	123%	1,00
270 t_n/D_o	0	130	68	130	100%	34%	455	Empalme	100%	1,00
	36 Z	130	125	130	100%	45%	455	Empalme	100%	1,00

De la observación de la Tabla 4, se desprende que los sobreespesores necesarios para obtener $MNS > 1$, se encuentran dentro de los sobreespesores medidos en cada sector de la te, según se determinó en el punto 3.

El mismo estudio se realiza para los casos de tes de: a) $D_n = 300$ mm (12"), espesor $t_n = 9,53$ mm y b) $D_n = 600$ mm (24"), espesor $t_n = 17,48$ mm, con presión interna P y un momento flector en el plano de la te (M_i) variables en los rangos de estudio. En la Tabla 5 se presentan los rangos del MNS y de los sobreespesores necesarios para llegar a $MNS = 1$, obtenidos en las tes de diámetros y espesores indicados en la Tabla 1, con cargas aplicadas de presión interna P y momento flector en el plano de la te (M_i), variables en los rangos de estudio. De la observación de la Tabla 5, surge que los rangos de los MNS que se obtienen para los distintos diámetros de la serie en estudio son similares y consecuentemente los sobreespesores necesarios para llegar a $MNS = 1$ también lo son. No obstante ello, se aprecia que el mayor sobreespesor en sector externo para la cañería de 600 mm y el mayor sobreespesor en los empalmes para la cañería de 150 mm, excede levemente los sobreespesores mínimos relevados en los correspondientes sectores de las tes. Para completar el estudio, se aplica el rango de momentos no solo en el plano de la te (M_i), sino momentos flectores aplicados fuera del plano (M_o), momentos torsores (M_t) y una combinación de los tres momentos mencionados anteriormente. La combinación de momentos corresponde al caso cuyos módulos son $|M_j| = \sqrt{3}/3$ por lo tanto el vector final se ubica a 45° de los ejes principales.

Tabla 5: Rangos del MNS y sobreespesores necesarios para llegar a $MNS = 1$, con P y M_i , variables en los rangos de estudio

Diámetro nominal (D_n) (mm/")	150 / 6	300 / 12	600 / 24
Espesor nominal (t_n) (mm)	7,11	9,53	17,48
Denominación espesor	Sch.40 – STD	STD	Sch.40
Rangos MNS	1,00 - 0,68	1,25 – 0,68	0,89 – 0,64
Rangos de sobreespesores en sector externo (%)	7 – 13	5 – 17	9 – 30
Rangos de sobreespesores en empalmes (%)	26 – 45	29 -30	30 – 35

En la Tabla 6 se presentan los rangos del MNS , obtenidos para el diámetro $D_n = 150$ mm (6"), con cargas aplicadas de presión interna P y un momento según lo indicado precedentemente. Según la Tabla 6, los rangos de los MNS correspondientes a cargas de presión interna con momento flector fuera del plano (M_o) y con momento torsor (M_t) son mayores al rango del MNS para la carga de presión interna y momento flector en el plano (M_i), según Tabla 5, por lo cual se desprende que los rangos de sobreespesores serán menores para estos casos. Por otra parte, como el rango del MNS para la carga de presión interna y combinación de los tres momentos (M_i , M_o y M_t) se encuentra dentro del rango del MNS para la carga de presión interna y momento flector en el plano (M_i) se calculan los rangos de sobreespesores necesarios para llegar a $MNS = 1$ para verificar que estos presentan magnitudes similares a las obtenidas en los casos anteriores.

Tabla 6: Rangos del MNS y sobreespesores necesarios para llegar a $MNS = 1$, con P , M_o , M_t y combinaciones de los tres momentos, variables en los rangos de estudio

Diámetro nominal (D_n) (mm/")	150 / 6		
Espesor nominal (t_n) (mm)	7,11		
Denominación espesor	STD - Sch.40		
Carga aplicada	Presión y momento flector fuera del plano (M_o)	Presión y momento torsor (M_t)	Presión y combinación de los tres momentos (M_i , M_o y M_t)
Rangos MNS	1,05 – 0,75	1,03 – 0,74	0,75 – 0,68
Rangos de sobreespesores en sector externo (%)	---	---	18 – 26
Rangos de sobreespesores en empalmes (%)	---	---	21 – 40

7. CONCLUSIONES

En este trabajo se estudiaron los estados tensionales en accesorios te provocados por la presencia de momentos externos y presión interna del fluido que transportan los sistemas de cañerías. Se plantearon como casos de estudio una serie de tes de diversos diámetros con características adecuadas para el análisis y comprensión los resultados obtenidos mediante la aplicación del código ASME B31.1 con los obtenidos por un modelo numérico de elementos finitos, con el objetivo de profundizar el estudio de los estados tensionales en estos elementos y visualizar los márgenes de seguridad presentes según las cargas aplicadas.

Se definió como margen normativo de seguridad (MNS) al cociente de dos relaciones; en el numerador la relación entre la mayor tensión normal calculada en un punto de la te frente a la tensión admisible establecida por el código ASME y en el denominador la relación que considera la tensión de Von Mises obtenida por el MEF respecto a la tensión de rotura del material. De esta forma el MNS es un parámetro de control que indica la presencia de tensiones de rotura no detectadas mediante los cálculos normativos. Así un MNS mayor a uno asegura que cuando se cumplan las verificaciones previstas en el código que se está aplicando, la tensión de Von Mises

no supera la tensión de rotura del material. En cambio, cuando el MNS es menor a uno indica que la tensión de Von Mises ha superado la tensión de rotura del material aun cuando se cumplan las verificaciones previstas en el código.

Considerando que las tes forjadas presentan espesores reales que exceden los nominales establecidos por la normativa vigente, se realizó una serie de mediciones en estos accesorios, para establecer los sobreespesores en los distintos sectores de las tes. Se determinó que de los momentos externos que se pueden aplicar a las tes, los que provocan mayores niveles de tensión son aquellos aplicados en el plano del accesorio. En gran parte de la serie en estudio el MNS es menor a uno, por lo cual se determinaron los sobreespesores necesarios para obtener el $MNS = 1$ y se los comparó con los sobreespesores medidos en los distintos sectores de las tes, concluyendo en general que los sobreespesores reales son mayores a los necesarios.

Como conclusión general se indica que la seguridad en estos casos queda ligada a la existencia de sobreespesores, los que son habituales en la fabricación de las tes o a otros fenómenos, tal como la redistribución de tensiones dentro de los accesorios en sectores donde se supera la tensión de fluencia de material.

8. REFERENCIAS

- [1] Von Karman, Th. *Über die Formänderung dünnwandiger Rohre, insbesondere federnder Ausgleich Rohre*, Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. Vol. 55, Part 2. pp. 1889-1895, 1911
- [2] Markl, A. Piping-Flexibility Analysis, *Transactions of the ASME*. Vol. 77, pp. 127–143, 1955.
- [3] Bhattacharya A. *A Finite Element Based Study on Stress Intensification Factors (SIF) for Reinforced Fabricated Tees*, NAFEMS World Congress 2011, Boston, USA, 2011.
- [4] Jacimovic, N. *Analysis of Piping Stress Intensification Factors based of Numerical Models*, International Journal of Pressure Vessels and Piping. Vol. 163, pp. 8–14, 2018.
- [5] ASME B16.9. *Factory-Made Wrought Butt Welding Fittings*, American Society of Mechanical Engineers, NY, USA, 2018.
- [6] ASME B31.1. *Power Piping*, American Society of Mechanical Engineers, NY, USA, 2020.
- [7] ASME BPVC II. *Boiler and Pressure Vessel Code, Section II*, American Society of Mechanical Engineers, NY, USA, 2021.
- [8] Matzen, B.C. y Yu, L. *Elbow Stress Indices using Finite Element Analysis*, Nuclear Engineering and Design. Vol.181, pp. 257–65. 1998.
- [9] Giudici, A., Wechselberg, N., Stuardi, J. y Chiappero, G. *Análisis Comparativo Tensional en Codos de Sistemas de Cañería aplicando el Margen Normativo de Seguridad*, Revista Internacional de Desastres Naturales, Accidentes e Infraestructura Civil, artículo aceptado para publicación el 13 de abril de 2023.