

ANÁLISIS DE FALLA DE ACCESORIOS DE PEQUEÑO DIÁMETRO EN GASODUCTOS

J.L. Otegui*, C Manfredi*, A. Rivas *, W. Seri **

*INTEMA - Universidad de Mar del Plata, J.B. Justo 4302, 7600 Mar del Plata.

**Transportadora de Gas del Norte S.A.

jotegui@fi.mdp.edu.ar

El presente trabajo presenta los estudios realizados para determinar el motivo de la falla prematura de niples roscados utilizados para la instalación de válvulas de venteo y drenaje y manómetros en colectores y puentes de medición de Estaciones de Medición y Plantas Compresoras ubicadas en gasoductos troncales, y las recomendaciones necesarias para evitar la recurrencia de las fallas. Los accesorios estudiados son representativos de una gran cantidad de elementos y accesorios en plantas compresoras y estaciones en gasoductos.

The present work presents studies carried out to determine the reason of premature failures of threaded nozzles used for the installation of venting and drainage valves and gauges in collecting pipes in compressor plants and pressure reduction stations. Recommendations are given to avoid failure recurrence. These accessories are representative of a great quantity of elements and accessories in plants along main gas pipelines.

1. INTRODUCCIÓN

En todo el ámbito de las instalaciones de transporte de gas natural, Plantas Compresoras (PC), Estaciones de Medición y Regulación (EMyR), Trampas de scrapper, válvulas, etc., existen niples y conexiones de pequeño diámetro roscadas o soldadas a cañerías con alta presión de gas. Estas conexiones soportan en muchos casos válvulas, cañerías instrumentos de medición y control y/u otros accesorios de peso relativamente alto.

Debido a la cercanía de fuentes de cargas cíclicas, la presión del gas puede transmitir pulsaciones de importante amplitud, y al mismo tiempo la cañería transmite vibraciones mecánicas. Estos sistemas esbeltos pueden estar por lo tanto sometidos a tensiones cíclicas producidas por vibraciones mecánicas o pulsaciones de gas; y presentan en la raíz de las uniones roscadas o en el talón de las soldaduras de filete altas concentraciones geométricas de tensión. Por efecto de las altas tensiones cíclicas pueden producirse fallas por fatiga [1].

Los materiales operando en condiciones de cargas variables están expuestos en servicio a una serie de mecanismos de daño que pueden llevar al fin de su vida útil y eventualmente causaran una falla [2]. Los mecanismos de fatiga actúan sobre la propagación de defectos previos, introducidos durante la fabricación de la pieza o a causa de algún percance anterior. Cuando estos defectos alcanzan un tamaño crítico, la fuerza impulsora para el crecimiento de la fisura alcanza el valor de la fractoténacidad del material y se produce la Falla o Fractura del componente [3].

El modo de falla por fatiga en las roscas de los niples está muy extendido en plantas compresoras de gas. Muchas fallas de accesorios roscados no son detectadas inmediatamente, pues la fuga de gas es pequeña, pero sin embargo, entraña serios riesgos de explosión por la formación de nubes de gas. Existen antecedentes de casos similares reportados en la industria [4], sus conclusiones indican muchos incidentes involucrando roturas de niples roscados no fueron registrados como eventos de seguridad y además que algunos incidentes causados por niples roscados de ½" fisurados en plantas de gas natural y de propano butano se deben a que los niples no se diseñaron para condiciones dinámicas, y las fallas se debieron a fatiga por flexión alternativa.

Dentro de las actividades de su plan de evaluación de integridad, TGN, una empresa transportista de gas, ha realizado varias evaluaciones de niples [5–11]. Las investigaciones reportadas en este artículo conducen a establecer por una parte la calidad de los materiales utilizados así como su procedimiento de fabricación y montaje, y por otra parte determinar las condiciones operativas que influyen en la disminución de la vida útil de los niples roscados y evaluar las posibles soluciones. Se evalúan niples construidos en acero ferrítico perlítico de diámetros hasta 35 mm, y niples en acero inoxidable de diámetros hasta 12 mm.

1. CARACTERIZACIÓN DE NIPLES FALLADOS EN ACCESORIOS

Se realizó la evaluación visual en lupa y microscopio óptico (5X – 50X) de los principales aspectos geométricos de cada accesorio roscado, y

de las superficies de la fractura, con el objeto de identificar su forma de propagación, tamaño y posición relativa del defecto iniciador, posición relativa respecto del primer filete de fijación y de la superficie exterior del niple, tubito, etc. Se realizaron ensayos de dureza, análisis químicos y se construyeron probetas metalográficas para identificar las características microestructurales de los materiales de construcción. De estos análisis se obtuvieron conclusiones que permitieron determinar, a partir de la morfología de los defectos y su interacción con las características geométricas, el origen de las fisuras, su modo de propagación, y su relación con la acción combinada de efectos del medio y condiciones de carga. De este modo se pueden establecer medidas tendientes a la prevención de la repetición del problema.

La **Figura 1** muestra típicos accesorios fallados. Se trata de válvulas de operación manual, montadas sobre una “entre rosca” o niple corto de diámetro 1/2”. Los nipples en estudio van roscados a accesorios tipo “threadolet” soldados al colector. Se trata de uniones roscadas a través de un niple de 19 mm de diámetro externo y de 25 mm de largo. El cuerpo de la válvula pesa aproximadamente 800 gramos, y su Baricentro se halla ubicado a una distancia de 80 mm del empotramiento en la pared del tubo.



FIGURA 1

Las evaluaciones microestructurales no revelan signos de orientación de los granos ni de plaquedo o tratamiento térmico superficial. Las **Figuras 2 y 3** muestran que las superficies mecanizadas del exterior de los filetes roscados presentan diversos grados de ataque corrosivo, sin signos de desgarros indicativos de mecanizado defectuoso.

El análisis en lupa binocular reveló la existencia de múltiples sitios de iniciación, todos

ubicados en el fondo del filete roscado. La **Figura 4** muestra la superficie de propagación de una fisura típica. A la derecha de la foto se aprecian las “marcas de playa”, que corresponden a sucesivos frentes de fisuración e indican la forma en que la fisura fue progresando. Estas marcas de playa se producen por variaciones circunstanciales del estado de cargas cíclicas durante la propagación de las fisuras. Se muestra una multiplicidad de escalones o marcas perpendiculares a las marcas de playa, que se inician en el fondo del filete y desaparecen a una profundidad del orden de 1 mm. En los espaciados entre estos escalones se produjo la iniciación de una microfisura, como se aprecia en el ejemplo de la **Figura 5**. El gran número y escasa profundidad de estos escalones indican un número elevado de sitios de iniciación y coalescencia temprana de las microfisuras, al formar la fisura principal.

FIGURA 2



FIGURA 3

Los sitios de iniciación se encuentran en el fondo del primer y segundo filete de la parte roscada en la pared del caño, a partir de los cuales se propagaron fisuras por fatiga normales al eje del niple. No se observa iniciación preferencial a

partir de algún defecto previo, por lo que se concluye que las fallas por fatiga iniciaron a partir del concentrador geométrico de tensiones representado por la raíz del filete roscado. En muchos casos en la superficies de fractura se observa un escalón o cuña que avanza desde la raíz del filete roscado hasta la superficie interior del niple, que corresponde al sitio donde las fisuras coalescieron durante la etapa final de su propagación (ver por ejemplo las figuras 2 y 5).

FIGURA 4

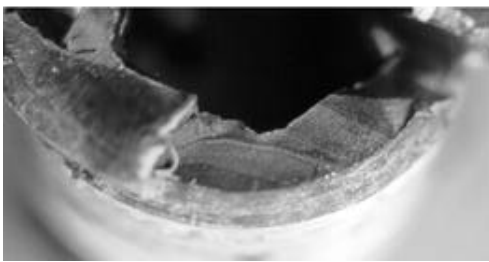
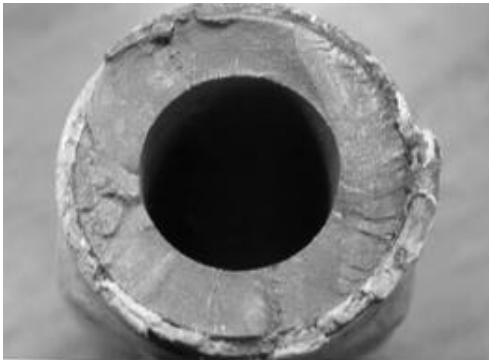


FIGURA 5

La propagación por fatiga continuo hasta que la sección remanente quedo circunscripta a uno o dos pequeños ligamentos remanentes, en el momento de la rotura final. El colapso plástico se produjo cuando el ligamento remanente era del orden del 4 % al 12 % de la sección original, lo que es indicativo de la buena ductilidad del material, y de que las cargas aplicadas eran mucho menores a la resistencia teórica de los niples. La **figura 6** muestra un esquema del modo de propagación de las fisuras. Las flechas negras indican la dirección de propagación a partir de los iniciadores, y las flechas blancas los sitios de rotura final.

Modelado de las Cargas Cíclicas y la Respuesta Dinámica de los Accesorios

Durante los estudios de vibraciones mecánicas en tramos de cañería donde se ubicaron niples fallados, en condiciones de bajo caudal se observaron vibraciones a frecuencias máximas de 540 Hz, pero de muy baja amplitud ($0.015 \mu\text{m}$). Circunstancialmente, pudo detectarse vibraciones, de frecuencia muy alta, del orden de 1020 Hz. Esta vibración se debe a “zumbidos” en las válvulas de regulación en los horarios de consumo pico, asociados a valores máximos de caudal. En estas condiciones se midió sobre la pared del colector una oscilación de 1020 Hz, con amplitudes y aceleraciones máximas de $6 \mu\text{m}$ y 12 g, respectivamente. Esta energía de vibración es muy alta.

FIGURA 6

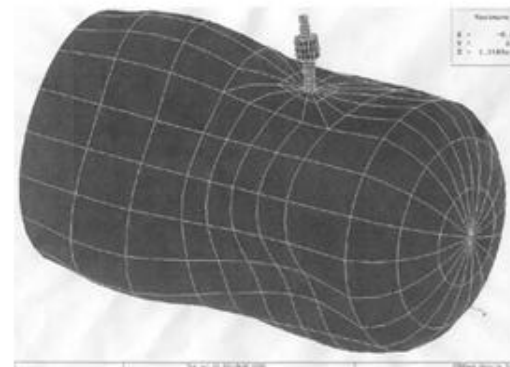
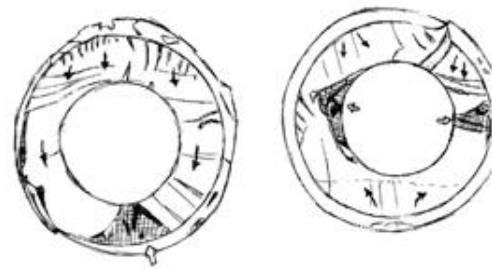


FIGURA 7

Las vibraciones medidas se encuadran muy por encima de los 300 Hz, valor máximo normal. Las amplitudes se encontrarían dentro de la zona aceptable. Otros aspectos mencionados de la medición de vibraciones es la detección de “batido” en la zona del colector enterrado. El batido consiste en una vibración de amplitud variable en el tiempo, que resulta de la interferencia de dos fuentes de vibraciones de frecuencias muy parecidas. Los apoyos en el colector tienen soporteria plana. Por lo tanto,

puede considerarse que en este caso los soportes no rigidizan el tramo, desde el punto de vista de las vibraciones.

Las tensiones cíclicas aplicadas sobre un accesorio roscado operando en el exterior de la cañería en condiciones dinámicas dependen de la magnitud y frecuencia de las vibraciones en la pared de la cañería, la sección resistente del niple, y la frecuencia propia o de resonancia del sistema válvula – niple. Las tensiones y deformaciones provocadas en condiciones dinámicas en el material de la pieza roscada pueden ser muy superiores a las estimadas en condiciones estáticas. El coeficiente β , denominado coeficiente de amplificación dinámica, es función de la relación Ω / ω , donde Ω es la frecuencia de la fuerza perturbadora y ω es la frecuencia propia de la válvula roscada. Nótese que β es igual a uno para pequeños valores de Ω / ω (condición cuasi estática), alcanza valores muy altos cuando $\Omega = \omega$ (condición de resonancia), y tiende a valores muy pequeños cuando Ω es mucho mayor que ω . [12,13]

Se determinaron los modos normales de oscilación de algunos accesorios tipo., utilizando el programa de elementos finitos FE/Pipe (Algor Inc. USA) [14]. Se modelaron las geometrías completas, según se ilustra en la **Figura 7** para el caso de la válvula manual en el extremo de un colector. Este modelo consta de 721 elementos y 2147 nodos. La **Tabla 1** muestra que los niples evaluados tienen 28 modos naturales de vibración o frecuencias de resonancia, dentro del rango de frecuencias entre 380 y 1450 Hz. Entre ellas, se destacan los modos No. 15, 16 y 17, con frecuencias de 976, 1033 y 1043 Hz. El modelo numérico es una aproximación del problema real, por lo que cualquiera de estos modos se hallan suficientemente cercanos a la frecuencia medida de 1020 Hz, como para concluir que la probabilidad de fenómenos de resonancia es extremadamente alta.

La **Figura 8** muestra en forma exagerada los desplazamientos correspondientes al modo propio No. 16, y la distribución de máximas tensiones nominales en la pared cilíndrica del niple. El modo de vibración incluye varios desplazamientos radiales del colector, y el desplazamiento lateral del niple. Se concluye que este modo genera solicitaciones de flexión sobre el niple, de manera coincidente con la evidencia aportada por el análisis fractográfico.

2. FALLA DE CUPLAS ROSCADAS

Los casos estudiados hasta ahora se corresponden a los modos de propagación típicos de barras cilíndricas con concentradores suaves de tensión. La carga nominal absorbida por los niples es mayoritariamente de flexión alternativa. En la **Figura 8** se muestra una fisura longitudinal sobre una cupla roscada adaptando la salida de 1/2" a una válvula a un caño de 3/4".

FIGURA 8

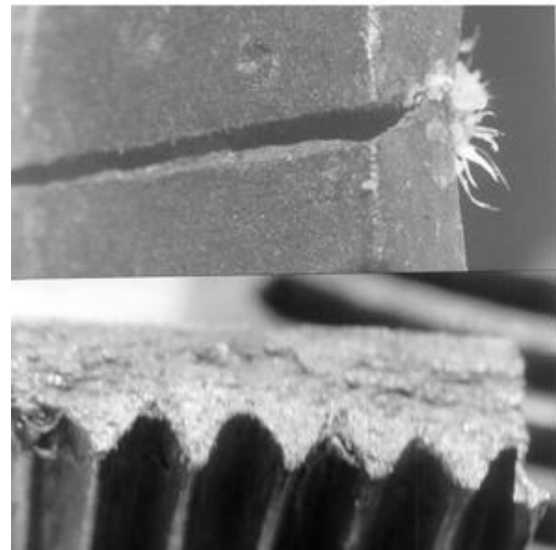


FIGURA 9

En la **Figura 9 (a,b)** se muestra que la fractura es pasante, se inicia en la región de menor espesor en el extremo no roscado de la cupla, y finaliza a la altura del segundo filete de la rosca exterior. Su morfología de propagación es por colapso debido a sobrecarga mecánica. Los resultados de los ensayos mecánicos y químicos permiten concluir que el material utilizado es un acero de baja resistencia, similar al de niples y otros accesorios roscados. No se detectaron anomalías de importancia en los aspectos constructivos de la cupla.

La presión interior que hubiera sido necesaria para producir la rotura es diez veces superior a las máximas presiones de operación. La máxima tensión se aplica en la zona roscada exterior, por lo que la fisura debió haber iniciado en ese sector. La evidencia experimental permite eliminar esta situación como posible causa de la falla. La geometría y ubicación de la fisura, el modelado mecánico, y demás evidencia experimental, confirman que la rotura fue producida por excesivo apriete durante el ensamblado. El límite elástico del material de la cupla se supera con un apriete de menos de una vuelta a partir de la condición de apriete manual. La sección mas solicitada es el extremo no roscado de la cupla.

El exceso de teflón compactado sobre la rosca del niple y atrapado entre las superficies de la fisura indica que la cupla fue reiteradamente ajustada. En cada ajuste se generó plastificación del material de la cupla, llegándose al agotamiento de la ductilidad y la consiguiente aparición de la fractura. La cupla tiene un espesor inferior al del niple sobre el que va roscada. Ante una presión interior, la cupla tiende a aumentar su diámetro mas que el niple, con lo cual se reduce el ajuste diametral y se permite la fuga de gas. La cupla deforma plásticamente, con lo que no se puede alcanzar un ajuste diametral suficiente para evitar una futura fuga de gas.

	Hz		Hz
1	384	15	976
2	393	16	1033
3	410	17	1043
4	429	18	1145
5	487	19	1155
6	506	20	1220
7	609	21	1259
8	627	22	1268
9	635	23	1324
10	652	24	1361
11	884	25	1391
12	920	26	1397
13	954	27	1439
14	969	28	1444

TABLA 1: Frecuencias naturales del sistema

3. FALLA DE TUBITOS DE MUY PEQUEÑO DIÁMETRO

La **Figura 10** (5X) muestra el aspecto de uno de los niples de acero inoxidable austenítico de 8 mm de diámetro, luego de la rotura. En la superficie de fractura se observan detalles de la iniciación y propagación de la falla, y la forma de construcción del accesorio. Se observa la

sobremonta interior de la soldadura longitudinal. Se trata de una unión roscada realizada sobre un tubo construido con una chapa rolada y soldada longitudinalmente mediante soldadura de arco.

La **figura 11** (40X) muestra un sector de la fractura en la zona del cordón de soldadura. En las superficies de fractura se observa una morfología típica de propagación por fatiga. Los sitios de iniciación se encuentran en el fondo del segundo y tercer filete de la parte roscada en la pared del tubito, a partir de los cuales se propagaron fisuras por fatiga aproximadamente normales al eje longitudinal del niple. Nuevamente se aprecian las “marcas de playa” que corresponden a sucesivos frentes de fisuración e indican la forma en que la fisura fue progresando, y multiplicidad de escalones perpendiculares que se inician en el fondo del filete y desaparecen a una profundidad del orden de 0.05 a 0.1 mm. En la superficie de fractura de la Figura 10 se observa un gran escalón desde la raíz del filete roscado hasta la superficie interior del niple, que corresponde al sitio donde las fisuras coalescieron durante la etapa final de propagación inestable dúctil.

FIGURA 10



FIGURA 11

La falla por fatiga inició a partir del concentrador geométrico de tensiones representado por la raíz del filete roscado. Un aspecto interesante en este caso es la variación de espesor del tubito. En la zona alejada de la soldadura, el espesor llega a 0.85 mm, mientras que en las zonas aledañas al cordón, especialmente la mostrada en la figura 3,

el espesor se reduce a 0.55 mm. Esto representa una reducción del espesor del orden del 35%.

El croquis de la **Figura 12.a** permite compendiar la forma en que se propagó la fractura en la sección del tubo. Las marcas curvas indican sucesivas posiciones del frente de fisura, y las flechas el sentido de la propagación. El detalle ampliado en la **Figura 13** indica la forma en que se inició la fractura en la zona cercana al cordón soldado, y las flechas el sentido de la propagación. La zona de iniciación coincide con la intersección entre el cordón de soldadura y el sector de espesor reducido. Una vez que la fisura alcanzó una longitud superficial de unos 3 mm, se hizo pasante, y la propagación por fatiga se continuó tangencialmente por los dos caminos y de la manera mostrada en la figura 3. La colapso plástico se produjo cuando el ligamento remanente era del orden del 5 % de la sección original, lo que es indicativo de la buena ductilidad del material, y de que las cargas aplicadas eran mucho menores a la resistencia teórica del niple.

De acuerdo a estos resultados, queda claro que la falla se produjo por un mecanismo de propagación por fatiga debida a cargas cíclicas. La conjunción de la reducción de espesor con la presencia del talón de la soldadura generó un aumento importante de las componentes estáticas y cíclicas de las tensiones longitudinales. La reducción del espesor es el resultado del proceso de rolado de la chapa. Debido al conocido problema de “roofing”, al mecanizar la rosca se recupera la forma circular a costa de una reducción del espesor a los costados de la soldadura, ver **Figura 13.b**. Podemos responsabilizar esta falla a un problema de fabricación del accesorio, facilitada probablemente por un procedimiento inadecuado de fijación

4. ACCIONES PARA EL ASEGURAMIENTO DE APTITUD PARA EL SERVICIO

Una solución inmediata al problema de fracturas en cuplas roscadas sería utilizar cuplas de espesor semejante al de los niples al que van roscadas. Esto puede ser incompatible con la función de algunas cuplas, como la estudiada, de adaptar una válvula de $\frac{3}{4}$ " a un niple hembra de 1". Por lo tanto, se ha decidido considerar la eliminación de estas cuplas adaptadoras macho-hembra por niples adaptadores, y utilizar en lo posible válvulas y caños de igual diámetro y presión de servicio (schedule).

FIGURA 12



FIGURA 13

Puede mejorarse la resistencia a la fatiga de los tubitos de muy pequeño diámetro y espesor utilizados en los puentes de medición y regulación, mediante la verificación de la circularidad del tubo, o seleccionando tubos sin costura, con roscas laminadas y con tratamientos superficiales.

En las plantas compresoras y EMyR se observa gran cantidad de tubitos de poco diámetro (6 mm en adelante). Muchas veces el trazado de estas cañerías no se halla adecuadamente sostenido, sumando una longitud de hasta 4 metros entre apoyos. Los grandes voladizos en cañerías de poca rigidez a la flexión aumentan notablemente el riesgo de roturas de las mismas, debido a accidentes fortuitos tales como la acción del viento, impacto accidental por personas circulando, etc. En algunos casos se han detectado cañitos que además de no estar adecuadamente sostenidos vibran por efecto de las pulsaciones del gas, con lo que existe alto riesgo de rotura prematura por fatiga.

La adecuada fijación de los tubitos sueltos fue una de las principales consecuencias de las recientes inspecciones a los que la empresa TGN S.A. sometió a las instalaciones de sus plantas compresoras y EMyR. Esta fijación se realizó de diversas maneras, y su ejecución representó una inversión muy reducida, habida cuenta de la facilidad de manipulación de los tubitos y la posibilidad de realizar las modificaciones sin afectar el transporte de gas.

La inspección cuidadosa de las superficies de fractura de los niples de los accesorios (válvulas, derivaciones y manómetros) permitió detectar en todas las piezas estudiadas una morfología típica

de propagación por fatiga mecánica, esto es, por causa de cargas cíclicas. La falla por fatiga involucra tres etapas: (a) iniciación de fisuras a partir de micro defectos, (b) crecimiento estable subcrítico de las fisuras durante la vida útil del componente; y (c) colapso o propagación rápida de la fisura. De acuerdo a los resultados de los puntos anteriores, queda claro que las fallas por fatiga se produjeron por un mecanismo de propagación debida a cargas cíclicas, seguido de la fractura dúctil cuando el ligamento remanente era del orden del 4 al 12 % de la sección original.

Puede realizarse una estimación de los esfuerzos alternativos totales debido al efecto de las condiciones dinámicas de las vibraciones transmitidas por la pared del colector. Los códigos de diseño a la fatiga de estructuras se basan en curvas S-N determinadas experimentalmente, y clasifican los detalles de diseño en rangos específicos de severidad. Este método de análisis se basa en la determinación de la vida total a la fatiga de un componente, hasta su falla, y no considera las diferentes fases del proceso. En resultados experimentales correspondientes a un acero ferrítico perlítico similar al de los casos en estudio, se observa que la vida a la fatiga alcanza valores muy altos cuando la tensión cíclica está por debajo de 200 MPa. Este valor, denominado límite de fatiga, corresponde a la situación en la cual no se produce iniciación de fisuras, y generalmente se observa que a partir de los dos millones de ciclos la vida a la fatiga puede ser considerada infinita.

En nuestro caso, los accesorios roscados han soportado probablemente en servicio un elevado número de ciclos. El criterio de diseño de elementos roscados es precisamente evitar la iniciación de fisuras, y se considera que una vez iniciadas las fisuras el tiempo de vida remanente puede ser muy corto. El factor de concentración de tensiones local en el fondo del filete roscado es del orden de 3, pero tiene un campo de acción limitado a menos de 1 mm de profundidad. De las discusiones anteriores se concluye que la tensión cíclica máxima en el sitio de iniciación de la muestra fue del orden de 200 MPa, que representan aproximadamente 65 MPa de tensión cíclica nominal.

El modelado numérico concluye que la causa de las fallas por fatiga de los niples estudiados fue la aparición de vibraciones mecánicas transmitidas por la pared de la cañería, de gran amplitud y frecuencias cercanas a la resonancia modos de vibración naturales de los niples. Este modo de

falla por fatiga en las roscas de los niples entraña serios riesgos de explosión. Durante inspecciones a plantas compresoras y EMyR se observó que en algunos soportes no existe contacto con la cañería. Es posible que con la optimización de los soportes existentes, mas la colocación de algún otro nuevo, se minimicen los efectos de vibración.

Independientemente de las amplitudes de vibración, la ocurrencia de fallas en los niples esta asociada a la falta de un diseño de detalle que tenga en cuenta la probabilidad de falla por fatiga. Algunas acciones realizadas para minimizar el riesgo de reaparición de las fallas son:

- reducir el largo y aumentar el diámetro del niple roscado entre la válvula y la pared del gasoducto
- el reemplazo del tramo de tubo roscado, por un apriete directo de la contratuerca de la válvula contra la pared del gasoducto, o mediante otros aprietes tipo espejo.
- un procedimiento de apriete correcto, para eliminar las tensiones cíclicas.
- adaptación de zunchos o soportes para rigidizar y redistribuir esfuerzos

Es posible que otros accesorios roscados en uso se encuentren fisurados. Se verificó mediante inspección que los accesorios roscados instaladas en zonas cercanas a los niples fallados se hallan adecuadamente montados y no presentan riesgos de falla.. Una alternativa de prevención de roturas que no involucra despresurización ni soldadura es la adaptación de zunchos o soportes, de manera de redistribuir los esfuerzos generados por la inercia de la válvula u otro accesorio hacia otros sectores de la superficie del colector o caño. Esto fue realizado en numerosos casos, tanto en EMyR como es plantas compresoras. Un ejemplo de la disposición adoptada se muestra en la **Figura 14**. Paralelamente, es muy importante corregir la causa de la aparición de las vibraciones de alta frecuencia. Se requirió un estudio de las causas y circunstancias de su aparición, y posteriormente se realizó una evaluación de los métodos alternativos de corrección del problema.

Las fallas estudiadas ponen de relieve la conveniencia de definir un limite máximo admisible de frecuencias de vibración en las cañerías.



FIGURA 14

5. CONCLUSIONES

Se realizaron análisis químicos, mecánicos y microestructurales de los materiales, caracterizaciones fractográficas de las fallas, y modelados numéricos de las sollicitaciones cíclicas sobre los accesorios, debidas a las vibraciones mecánicas y otras cargas cíclicas en la pared de la tubería. Se estableció que la mayor parte de las fallas se produjeron por un mecanismo de propagación por fatiga debida a cargas cíclicas. La causa de las fallas por fatiga fue la aparición de vibraciones mecánicas transmitidas por la pared de las cañerías, de gran amplitud y frecuencias cercanas a las de resonancia del accesorio.

Para evitar la recurrencia de estas fallas se planteó la optimización de los soportes existentes, y el mejoramiento del diseño y construcción de los accesorios roscados. Para esto último, se plantea el reemplazo del tubo roscado por un apriete directo de la contratuerca del accesorio, o mediante aprietes tipo espejo (accesorios tipo Shagelock o similares), y la adaptación de zunchos o soportes para rigidizar y redistribuir esfuerzos

Resulta importante corregir la causa de la aparición de las vibraciones de alta frecuencia. Para ello requiere un estudio de las causas y circunstancias de su aparición en cada caso, y una evaluación de los métodos alternativos de corrección. Una fuente de problemas es la variación de las frecuencias de vibración con el caudal que circula por las válvulas y elementos de medición y regulación.

Las fallas estudiadas ponen de relieve la conveniencia de definir un límite máximo admisible de frecuencias de vibración en las cañerías. Conservativamente, se definió como 300 Hz la máxima frecuencia admisible de vibraciones mecánicas en las cañerías.

Agradecimientos

Este estudio fue financiado por TGN S.A., y subsidio PICT 1204586 de la Agencia Nacional de Promoción Científica., Argentina. Los autores agradecen al Dr. Adrian Cisilino por sus valiosos aportes a esta investigación.

6. REFERENCIAS

1. G. Haviland: Designing with Threaded Fasteners, Mechanical Engineering, 1983
2. H.O. Fuchs: Metal Fatigue in engineering., 1980.
3. D. Broek. Elementary Engineering Fracture Mechanics, 1982
4. B. Patterson, Memorando de información de eventos reportados en Caribou Plant. Novagas Canada S.A. Dic. 1997.
5. Informe GIE 2-8/97: Evaluación de Cañerías Aéreas y Recipientes de Presión de Estaciones de Medición y Regulación. Set. 1997 .
6. Informe GIE 5-02/98: Análisis de Falla y Propuesta de Rediseño de Niples Roscados al Gasoducto . Mayo 1998.
7. Informe GIE 2-7/98: Análisis de Falla de Tres Niples Roscados en EMyR Cardales. Julio 1998.
8. Informe GIE 20-12/98 Análisis de Falla de Niple de 8 mm en Estación Cañada de Gomez . Dic. 1998
9. Informe GIE 21-12/98 Análisis de Falla de Niple de 1 ½ “ en Planta TGN Lumbrera Dic. 1998
10. Informe GIE 23-12/99 detección de Fisuras en Niple Roscado de 1 ½”. Dic. 1999
11. Informe GIE 26-03/00 Análisis de Falla de Cupla Roscada de 1”. Marzo 2000
12. J. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica, 4* ed., 1985
13. JP. Laura, M. Maurizi, Introducción a la mecánica de los sólidos. EUDEBA, 1979
14. ALGOR Finite Element Design Software. Algor Inc., USA, 1998