

COLUNAS DE PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO

João Carlos Ribeiro Plácido

COLUNAS DE PERFURAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO

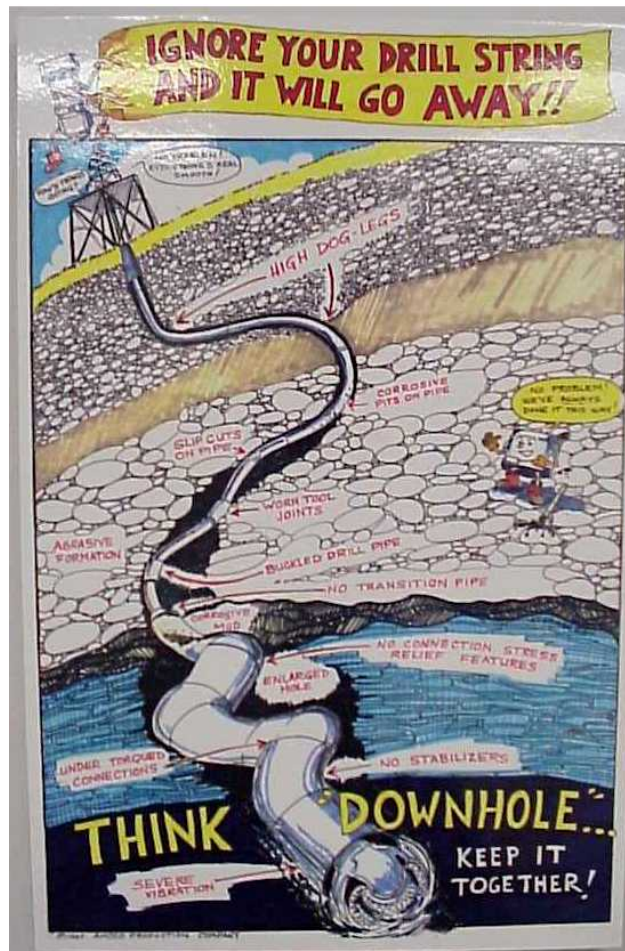
João Carlos Ribeiro Plácido

Rio de Janeiro, Brasil

Ano 2009

COLONAS DE PERFURAÇÃO

DE POÇOS DE PETRÓLEO



Introdução

As principais funções de uma coluna de perfuração são:

- Aplicar peso sobre a broca
- Transmitir a rotação para a broca
- Conduzir o fluido de perfuração
- Manter o poço calibrado
- Garantir a inclinação e a direção do poço

As normas API que tratam destas colunas são:

- Specification for Rotary Drill Stem Elements – API SPECIFICATION 7 – (SPEC 7)
- Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits – API RECOMMENDED PRACTICE 7G - (RP-7G)

A composição básica de uma coluna consiste de:

- Haste quadrada (Kelly)
- Tubos de perfuração (Drill Pipe ou DP)
- Tubos pesados (Heavy-Weight ou HW)
- Comandos (Drill Collar ou DC)

Haste Quadrada (Kelly)

A haste quadrada (Kelly) conecta-se um componente à extremidade inferior do Kelly chamado sub de salvação do Kelly, que é um pequeno tubo com função de proteger a rosca do Kelly das constantes operações de enroscamento e desenroscamento. Para conseguir o fechamento do interior da coluna em caso de Kick (influxo da formação para o interior do poço), o Kelly possui uma válvula chamada Kelly Cock.

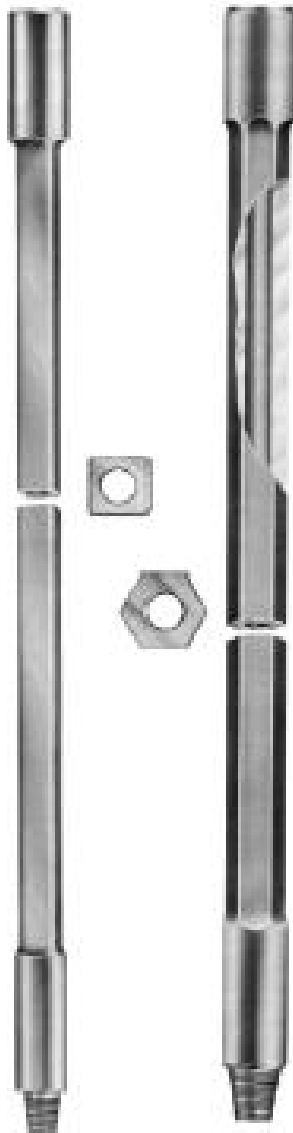


Figura - Haste quadrada (Kelly)

Tubo de Perfuração (Drill Pipe)

Os tubos de perfuração são normalmente fabricados tubos de aço sem costura feitos por extrusão, reforçados nas extremidades para permitir que uniões cônicas sejam soldadas nestas extremidades. Existem tubos de perfuração de outros materiais (por exemplo alumínio) para aplicações especiais.

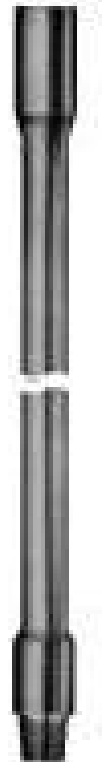
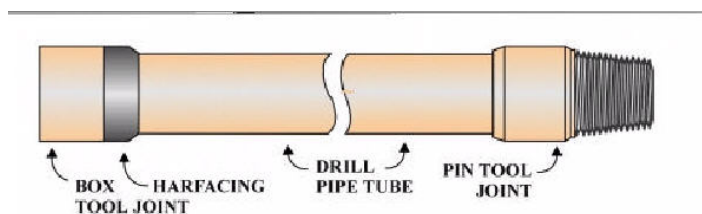


Figura - Tubos de perfuração (drill pipe)

Na especificação do tubo de perfuração devem constar as seguintes informações: diâmetro nominal, peso nominal, grau do aço, tipo de reforço (*upset*), comprimento nominal, grau de desgaste e as características especiais.

O diâmetro nominal é o diâmetro externo do corpo do tubo. Os mais utilizados estão entre 2 3/8" e 6 5/8". O peso nominal é o valor médio do peso do corpo com os *Tool Joints* (Uniãoes Cônicas). Com o peso nominal e o diâmetro nominal se determinam as outras características. O grau do aço indica as tensões de escoamento e de ruptura do tubo de perfuração. Por exemplo: E-75 (75000 psi de tensão de escoamento), X-95, G-105, S -135. O comprimento é o tamanho médio dos tubos de perfuração. Existem três grupos em função do comprimento:

- Range I: 18 a 22 pés (média 20 pés)
- Range II: 27 a 32 pés (média 30 pés)
- Range III: 38 a 45 pés (média 40 pés)

A maioria das sondas utiliza tubos de perfuração com range II.

O reforço na extremidade do tubo (*upset*) tem a função de criar uma área com maior resistência onde é soldada a união cônica. Este reforço pode ser: Interno (IU) - Internal Upset, Externo (EU) - External Upset, Misto (IEU) - Internal-External Upset.



Figura - Tipos de reforço das conexões (*Upset*)

O desgaste está relacionado com a espessura da parede do tubo de perfuração. Conforme os tubos vão sendo utilizados, eles vão tendo sua espessura da parede diminuída. Portanto, periodicamente os tubos são inspecionados e classificados de acordo com a norma API. O desgaste está diretamente relacionado com a resistência dos tubos de perfuração. Um tubo de perfuração é novo somente antes de ser utilizado. Assim que este tubo é descido no poço ele já passa a condição de *Premium*.

A classificação quanto ao desgaste é a seguinte:

Classe	Redução da Espessura	Código Faixa/Cor
Novo	0 %	1 Faixa Branca
Premium	de 0% a 20 %	2 Faixas Brancas
Classe 2	de 20 a 30%	1 Faixa Amarela
Classe 3	de 30 a 40%	1 Faixa Laranja
Rejeitado	Maior que 40%	1 Faixa Vermelha

Na perfuração no mar é comum utilizar apenas tubos de perfuração classe Premium. Já em sondas de terra, principalmente com menores capacidades,

pode-se utilizar classe 1 ou mesmo classe 2. Os tubos com desgaste maior que 40% na espessura não devem ser utilizados.

Como características especiais são descritos alguns tratamentos que os tubos de perfuração são submetidos. Por exemplo, o capeamento interno com resina para diminuir o desgaste interno e a corrosão, assim como a aplicação de uma cobertura nas conexões (*tool joints*). Esta cobertura é denominada de “*smooth hard facing*”.



Figura - *Smooth hard facing* no tool joint



Figura - Detalhe do *smooth hard facing* no tool joint

As uniões cônicas (tool joints) são fixadas ao tubo de perfuração por enroscamento à quente (união aquecida no tubo frio) ou por soldagem integral, onde as partes são aquecidas por indução e unidas com pressão e rotação sem adição de material.

Os tipos de tool joints mais comuns são: NC26 (2 3/8 IF), NC31 (2 7/8 IF), NC38 (3 1/2 IF), NC40 (4 FH), NC46 (4 IF), NC50 (4 1/2 IF), 5 1/2 FH e 6 5/8 FH.

As roscas das uniões cônicas são padronizadas, pela API, levando em conta o número de fios por polegada, a conicidade e o perfil da rosca. As roscas mais usadas são as seguintes:

Conexões API:

- IF Internal Flush Perfil V
- FH Full Hole Perfil V
- REG Regular Perfil V

Conexões Não API:

- XH Extra Hole
- SH Slim Hole
- EF External Flush
- DSL Double Streamline
- ACME Hydril
- H-90 Hughes Tool

É importante lembrar que as roscas não promovem vedação, como acontece no caso de tubos de revestimento e tubos de produção (*tubings*). A vedação se processa nos espelhos da caixa e pino. Um aperto insuficiente pode provocar a passagem do fluido de perfuração por entre as roscas e provocar a lavagem da rosca; já um aperto excessivo pode deformar a rosca fragilizando a conexão. A API fornece o aperto recomendado (make-up torque) para cada tipo de conexão.

Os tubos de perfuração são colocados no poço com a parte do pino para baixo, assim deve-se ter cuidado durante a conexão e evitar que o pino bata no espelho da caixa, danificando o local da vedação.

O torque adequado nas conexões dos tubos de perfuração é muito importante, já que a união sendo do tipo macaco-parafuso, ao continuar a apertar a conexão algo irá romper. O pino pode quebrar ou a caixa se alargar. Por outro lado, um torque insuficiente faz que a vedação nos espelhos não fique adequada, o que permite a passagem de fluido por entre os fios das roscas, causando assim uma lavagem da rosca, ou mesmo uma lavagem da conexão e conseqüentemente a quebra da conexão.

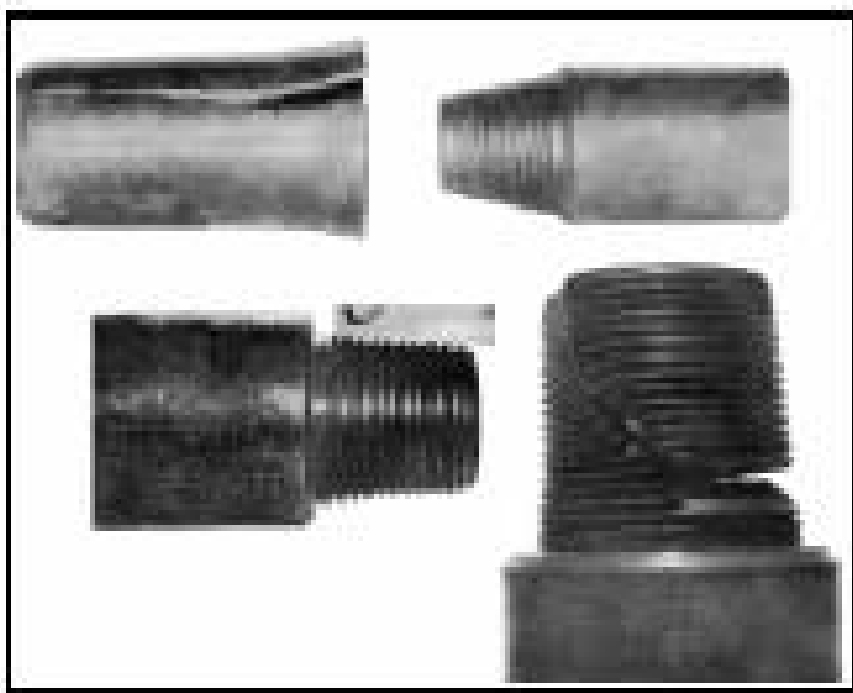


Figura - Conexões submetidos a torques elevados

Fadiga

A fadiga é a causa da maioria das rupturas nos tubos de perfuração. A fadiga aparece quando o tubos são submetidos a rotação com flexão, que causa o aparecimento de uma carga cíclica. A primeira manifestação da fadiga é o aparecimento de trincas no tubo de perfuração, que num primeiro momento são invisíveis ao olho nu.

Deve-se programar inspeções periódicas nos tubos de perfuração, buscando com isto detectar o mais cedo possível o aparecimento de trincas. Deve-se também fazer um rastreamento dos tubos de perfuração e calcular a vida residual à fadiga.



Figura - Falha típica de fadiga

Fadiga: Efeito de ranhuras e sulcos

Os tubos de perfuração acumulam sulcos e ranhuras pela ação das cunhas, contato com o revestimento, transporte, etc. Quando elas são arredondadas ou longitudinais os problemas são poucos, pois sendo arredondadas não causam acúmulo de tensões, e sendo longitudinais seguem a direção dos esforços principais. As ranhuras transversais e em especial as agudas são muito perigosas, principalmente quando perto das uniões, pois ao concentrarem as tensões facilitam o aparecimento das trincas de fadiga.

Fadiga: Efeito da corrosão

A corrosão causa a formação de depressões na superfície do tubo facilitando a ação da fadiga. Causa também uma redução na espessura da parede dos tubos, reduzindo assim sua resistência.

Altura máxima do tool joint na conexão

É necessário calcular a máxima altura em que o tool joint deve ficar durante as conexões para evitar que ocorra o empenamento do tubo.

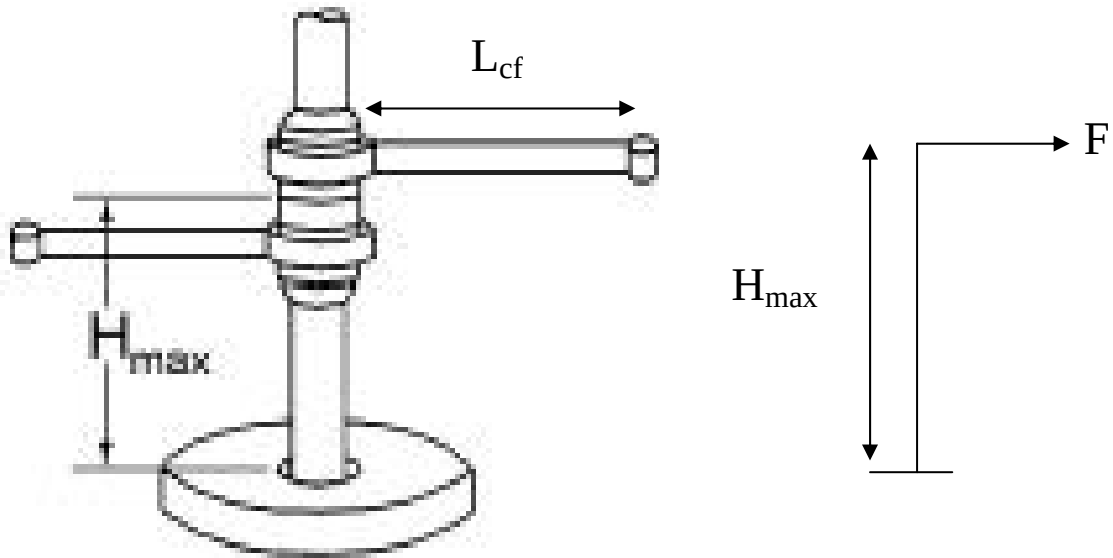


Figura - Altura máxima do tool joint na conexão

Altura máxima do tool joint na conexão

Partindo da tensão de dobramento:

$$\sigma_b = \frac{Mr_e}{I} = \frac{FH_{max}r_e}{I}$$

Quando as chaves são posicionadas a 180 graus tem-se $F=2F_c$, onde F_c é a força no cabo. Fazendo a tensão de dobramento igual ao limite de escoamento Y_p e sabendo que o torque na conexão é dado por $Q=F_cL_{cf}$, tem-se:

$$H_{max} = \frac{Y_p I}{F r_e} = \frac{Y_p I}{2 F_c r_e} = \frac{Y_p I L_{cf}}{2 Q r_e}$$

Quando as chaves são posicionadas a 90 graus, tem-se $F=1,414F_c$, logo:

$$H_{max} = \frac{Y_p I L_{cf}}{\sqrt{2} Q r_e}$$

Normalmente, utiliza-se um fator de segurança igual a 0,9.

Exemplo: Qual é a altura máxima do tool joint de um tubo de perfuração 4 1/2" OD x 3,826" ID, 16,6 lb/pé, grau E, com rosca NC46? Considerar o tubo novo e o tubo premium. O comprimento do braço da chave flutuante é de 3,5 pés. Para

esta conexão o make-up torque recomendado é de 20396 lbf-pé para o tubo novo e de 12085 lbf-pé para tubo premium. Considerar as chaves posicionadas a 180 graus e um fator de segurança de 0,9.

Para o tubo novo:

$$I = \frac{\pi(OD^4 - ID^4)}{64} = \frac{\pi(4,5^4 - 3,826^4)}{64} = 9,61 \text{ pol}^4$$

$$H_{\max} = \frac{0,9Y_p I}{2F_c r_e} = \frac{0,9Y_p I L_{cf}}{2Q r_e} = \frac{0,9 \times 75000 \times 9,61 \times 3,5}{2 \times 20396 \times 2,25} = 24,74 \text{ pol} = 2,1 \text{ pés}$$

Para o tubo premium considerar desgaste máximo de 20% na espessura:

$$t = 0,337 \times 0,8 = 0,270$$

$$OD = 3,826 + 2(0,270) = 4,365$$

$$I = \frac{\pi(OD^4 - ID^4)}{64} = \frac{\pi(4,365^4 - 3,826^4)}{64} = 7,30 \text{ pol}^4$$

$$H_{\max} = \frac{0,9 \times 75000 \times 7,30 \times 3,5}{2 \times 12085 \times (4,365 / 2)} = 32,72 \text{ pol} = 2,7 \text{ pés}$$

Cuidados a serem tomados em relação aos tubos de perfuração:

- Não usar cunha no lugar da chave flutuante durante as conexões. O uso da cunha pode causar dano ao corpo do tubo.
- Não usar martelo ou marreta para bater nos tubos. Caso seja necessário utilizar marreta de bronze.
- Deve-se evitar a utilização de corrente para enroscar tubos, pois caso a corrente corra e se encaixe entre o pino e a caixa, pode vir a danificar a rosca e o espelho.
- Evitar a utilização de tubos tortos na coluna de perfuração, pois seu uso causa um desgaste prematuro nas uniões cônicas.
- Evitar torque excessivo durante as conexões e durante a perfuração.
- Evitar que os tubos de perfuração trabalhem em compressão.

- Caso na coluna não exista Heavy Weight, a cada manobra deve-se mudar os tubos de perfuração que estão acima dos comandos.
- Quando desconectar a coluna por unidade, retirar todos os protetores de borracha existentes, minimizando assim a corrosão.
- Quando os tubos estiverem estaleirados deve-se apoiar os tubos em três pontos com tiras de madeira; uma em cada extremidade e outra no meio. Nunca usar cabo de aço ou tubos de pequeno diâmetro.
- No término de cada poço deve-se lavar as rosas com solvente apropriado, secar, aplicar graxa e colocar os protetores de rosca.
- Não usar chave de tubo (grifo) para alinhar as seções de tubos no tabuleiro, isto danifica o espelho do pino.

Comando de Perfuração (Drill Collar)

A principal função dos comandos é fornecer peso sobre a broca. Como trabalham sob compressão estes tubos devem ter paredes espessas.

Os comandos são feitos de uma liga de aço cromo molibdênio forjados e usinado no diâmetro externo, sendo o diâmetro interno perfurado. A escala de dureza dos comandos varia de 285 a 341 BHN. São fabricados no range de 30 a 32 pés, podendo em casos especiais ter de 42 a 43,5 pés.

A conexão é usinada no próprio tubo e é protegida por uma camada fosfatada na superfície. Ao contrário dos tubos de perfuração, a conexão é a parte mais frágil dos comandos.

Os comandos podem ser lisos ou espiralados. Os espiralados tem uma redução de cerca de 4% no seu peso. Graças a sua redução na área de contato lateral os comandos espiralados têm menos propensão a prisão por diferencial. Existem também comandos de seção quadrada, com a função de prevenir a prisão por diferencial, mas são pouco utilizados pela dificuldade de ferramentas de pescaria.

Os comandos podem ter rebaixamento no ponto de aplicação das cunhas, evitando com isso a necessidade de se utilizar o colar de segurança durante as conexões, tendo então um ganho de tempo durante as manobras. Podem também possuir pescoço para adaptação de elevadores, neste caso evitando a utilização de lift-sub, tendo novamente ganho no tempo de manobra.

Os comandos em conjunto com os estabilizadores são usados para dar rigidez à coluna, e utilizados também no controle da inclinação do poço.



Figura - Comando de Perfuração Liso e Espiralado

A especificação necessária dos comandos é a seguinte: diâmetro externo, diâmetro interno, tipo de conexão, características especiais. O diâmetro externo é escolhido em função do diâmetro do poço e sempre levando em consideração a possibilidade de ser necessária uma pescaria. O diâmetro interno está diretamente relacionado com o peso do comando, sendo muito comum se especificar o peso em lb/pé no lugar do diâmetro interno. Como características especiais podem-se ter as seguintes: comando espiralado, rebaixamento para a cunha, pescoço para o elevador, tratamento térmico especial.

Existe um comando especial muito utilizado em perfuração direcional conhecido como K-Monel. Este comando tem todas as características dos comandos, só que é feito de material não magnético, o que permite registrar fotos magnéticas em seu interior.

A resistência mecânica dos comandos são as seguintes:

- 3 1/8" a 6 7/8" - 110.000 psi (escoamento) e 140.000 psi (ruptura).
- 7" a 10" - 100.000 psi (escoamento) e 135.000 (ruptura)

O uso do torque recomendado é mais importante nos comandos, devido as conexões serem seu ponto frágil. O aperto deve ser feito com tração constante e demorado nos cabos, e nunca com puxões violentos devido a sua grande inércia.

A quebra de coluna é muito mais freqüente nos comandos do que nos tubos de perfuração, pois os esforços nos comando são mais severos e também são submetidos a esforços maiores. Sendo assim durante as manobras os comandos devem ser desconectados sempre nas juntas que não foram desfeitas durante a última manobra, permitindo que todas as conexões trabalhem igualmente, bem como permitindo uma inspeção visual com igual freqüência em todas as conexões. Diferente dos tubos de perfuração, não há para os comandos uma classificação para o desgaste.

Cuidados a serem tomados em relação aos comandos:

- Não usar cunha no lugar da chave flutuante durante as conexões, pois pode causar dano ao corpo do tubo.
- Não usar martelo ou marreta para bater nos tubos. Caso seja necessário utilizar marreta de bronze.
- Evitar o uso de corrente para enroscar tubos, pois caso a corrente corra e se encaixe entre o pino e a caixa, pode danificar a rosca e o espelho.
- Evitar torque excessivo durante as conexões e durante a perfuração.
- Ao estaleirar os comandos, deve-se apoiar os tubos em três pontos com tiras de madeiras; uma em cada extremidade e outra no meio. Nunca usar cabo de aço ou tubos de pequeno diâmetro.
- No término de cada poço deve-se lavar as rosca com solvente apropriado, secar, aplicar graxa e colocar os protetores de rosca.
- Não usar chave de tubo (grifo) para alinhar as seções de comandos no tabuleiro, pois isto danifica o espelho do pino.
- Deve-se durante as movimentações utilizar o protetor de rosca e nunca rolar os comandos, mas sim suspender pelo seu centro de gravidade.
- Manter o BSR (Bending Strength Ratio) entre 2,5:1 e 3:1.

Cálculo do BSR

O BSR (Bending Strength Ratio) é a razão da rigidez relativa entre a caixa e o pino de uma conexão de comandos (DC). Esta razão descreve a capacidade relativa de uma conexão pino-caixa resistir a falhas devido a fadiga. Um valor tradicionalmente aceito para BSR é igual a 2,5:1, que descreve uma conexão equilibrada. No entanto, poucas conexões de DC's resultam em um BSR de 2,5:1. Logo, uma regra prática é manter o BSR entre 2,5:1 e 3:1. O BSR é dado pela seguinte equação:

$$BSR = \frac{Z_B}{Z_P} = \frac{\frac{D^4 - b^4}{R}}{\frac{R^4 - d^4}{R}}$$

onde:

- ZB - módulo da seção da caixa
- ZP - módulo da seção do pino
- D - diâmetro externo do pino e caixa (col. 2, Tabela 6.1, API Spec 7)
- d - diâmetro interno da conexão (col. 3, Tabela 6.1, API Spec 7)
- b - diâmetro interno na raiz da rosca da caixa na ponta do pino
- R - diâmetro interno na raiz da rosca do pino medido na distância de 0,75 pol a partir do ombro do pino.

Abaixo seguem os procedimentos de cálculo do “dedendum”, b e R:

$$dedendum = \frac{H}{2} - f_{rn}$$

onde

H - (col. 3, Tabela 8.2, API Spec 7)

frn (col. 5, Tabela 8.2, API Spec 7)

$$b = C - \frac{tpr(L_{pc} - 0,625)}{12} + (2dedendum)$$

onde

C - (col. 5, Tabela 8.1, API Spec 7)

Tpr - (col. 4, Tabela 8.1, API Spec 7)

Lpc - (col. 9, Tabela 8.1, API Spec 7)

Tubos Pesados (Heavy Weight)

Os HW's são elementos de peso intermediário, entre os tubos de perfuração e os comandos. Sua principal função, além de transmitir o torque e permitir a passagem do fluido, é fazer uma transição mais gradual de rigidez entre os comandos e os tubos de perfuração. São bastante utilizados em poços direcionais, como elemento auxiliar no fornecimento de peso sobre a broca, em substituição a alguns comandos. A utilização de HW's tem as seguintes vantagens:

- Diminui a quebra de tubos nas zonas de transição entre comandos e tubos de perfuração.
- Aumenta a eficiência e a capacidade de sondas de pequeno porte, pela sua maior facilidade de manuseio do que os comandos.

- Nos poços direcionais diminui o torque e o arraste (drag) em vista de sua menor área de contato com as paredes do poço.
- Reduz tempo de manobra.

Normalmente se utiliza de 3 a 6 seções de HW's na zona de transição. A especificação dos HW's é a seguinte: Diâmetro Nominal; Peso por comprimento (ou diâmetro interno); Comprimento; Aplicação de Material Duro.

O diâmetro nominal do HW variam de 3 1/2" a 5". Normalmente é utilizado na coluna HW com o diâmetro igual ao do tubo de perfuração. Os HW's são fabricados no range II e III. Pode-se aplicar um "smooth hard material" nos Tool Joints ou no reforço intermediário. Não há normalização para o desgaste do HW, então a resistência dos tubos usados deve ser avaliada pelo usuário.



Figura - Tubos Pesados (Heavy Weight)

Principais Acessórios

- Subs ou Substitutos
- Estabilizadores
- Roller Reamer ou Escareadores
- Alargadores
- Amortecedores de choque
- Protetores de Coluna

Subs ou Substitutos

Os subs são pequenos tubos que desempenham várias funções. Todos devem ser fabricados segundo as recomendações do API e ter propriedades compatíveis com os outros elementos da coluna. Os principais sub's em função

da sua utilização são: Sub de içamento ou de elevação, Sub de cruzamento, Sub de broca, Sub do kelly ou de salvação.

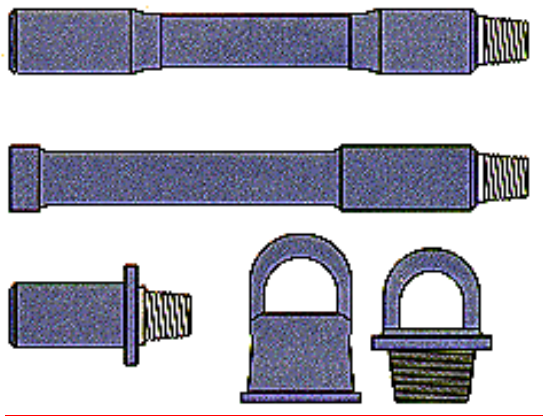


Figura - Subs ou Substitutos

O sub de içamento (Lift Sub) serve para promover um batente para o elevador poder içar comandos que não possuem pescoço para este fim.

O sub de cruzamento (Cross Over ou XO), são pequenos tubos que permitem a conexão de tubos com diferentes tipos de roscas. O sub de cruzamento podem ser: Caixa-Pino com tipos de roscas diferentes em cada extremidade;

Caixa-Caixa com ou sem roscas diferentes em cada extremidade; Pino-Pino com ou sem roscas diferentes em cada extremidade.

O sub de broca é apenas um sub de cruzamento caixa-caixa, que serve para conectar a broca, cuja união é pino, à coluna, cujos elementos são conectados com o pino para baixo.

O sub de salvação, como já foi dito, é um pequeno tubo conectado ao kelly, que tem a finalidade de proteger a rosca do kelly dos constantes enroscamentos e desenroscamentos, inerentes ao processo de perfuração convencional.

Estabilizadores

Tem a função de centralizar a coluna de perfuração e afastar os comandos das paredes do poço. Mantém o calibre do poço. O seu posicionamento na coluna é muito importante para a perfuração direcional, pois suas posições controlam a variação da inclinação.

Os estabilizadores se dividem em: não rotativos; e rotativos com lâminas intercambiáveis, integrais e soldadas. Os não rotativos são fabricados de borracha e danificam-se rapidamente quando perfurando em formações abrasivas. Os estabilizadores de camisas intercambiáveis podem ter a camisa substituída quando está muito desgastada. Quando as lâminas dos estabilizadores integrais estiverem desgastadas e sua recuperação for antieconômica, o corpo do estabilizador pode ser transformado em um sub.



Figura - Estabilizadores



Figura – Ação do estabilizador na parede

Escareadores

Também conhecidos como Roler-Reamer ou apenas Reamer, é uma ferramenta estabilizadora utilizada em formações abrasivas, onde graças à presença de roletes consegue mais facilmente manter o calibre do poço.

Basicamente existem três usos:

- Reamer de fundo com três roletes: utilizado entre os comandos e a broca, para diminuir a necessidade de repassamento.
- Reamer de coluna com três roletes: É utilizado entre os comandos com finalidade de manter o calibre do poço e ajudar na eliminação de dog-legs e chavetas.
- Reamer de fundo com seis roletes: É utilizado entre os comandos e a broca e graças ao seu maior número de apoios evita alterações abruptas na direção e inclinação.



Figura – Escareador

Alargadores

São ferramentas que servem para aumentar o diâmetro de um trecho já perfurado do poço. Existem basicamente dois tipos: Hole Opener e Under reamer.

O Hole Opener é utilizado quando se deseja alargar o poço desde a superfície, tem braços fixos e é muito utilizado quando se perfura para a descida do condutor de 30", que neste caso se perfura com uma broca de 26" e com um Hole Opener de 36" posicionado acima da broca.

O Underreamer é usado quando se deseja alargar um trecho do poço começando por um ponto abaixo da superfície. Por exemplo, podem ser usados com a finalidade de prover espaço para a descida de revestimento e para alargamento da formação, para se efetuar gravel packer. Seus braços móveis são normalmente abertos através da pressão de bombeio.

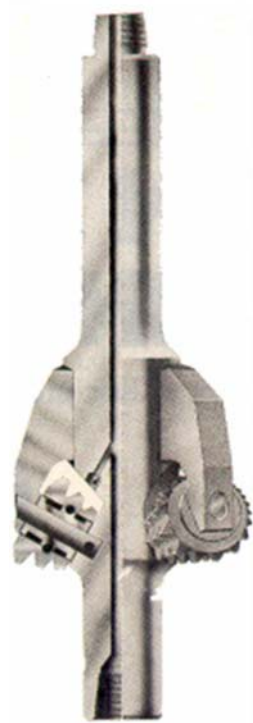


Figura – Hole Opener



Figura – Under Reamer

Amortecedores de choque (Shock Sub)

São ferramentas que absorvem as vibrações axiais da coluna de perfuração induzidas pela broca. Devem ser usados para perfurar rochas duras ou zonas com várias mudanças de dureza. Seu uso é importante para aumentar a vida útil das brocas, principalmente de inserts e de PDC. Podem ser de mola helicoidal ou hidráulico.

Para ter melhor eficácia deve ser colocado o mais perto possível da broca. Entretanto, por não ser tão rígido quanto um comando, a colocação dele perto da broca pode induzir inclinações no poço. Assim devem ser seguidas as seguintes recomendações:

- Para poços sem tendência de desvio, o amortecedor de choque deve ser colocado acima do sub de broca.
- Para poços com pequena tendência de desvio, deve-se posicionar o amortecedor de choque acima do primeiro ou segundo estabilizador.
- Para poços com grande tendência de desvio, deve-se colocar o amortecedor de choque acima de todo conjunto estabilizado.



Figura – Amortecedor de choque (Shock Sub)

Protetores de Coluna

São elementos não rotativos utilizados para evitar o contato do tubo de perfuração com a parede do poço ou do revestimento, evitando o desgaste tanto do tubo de perfuração quanto das paredes do revestimento.

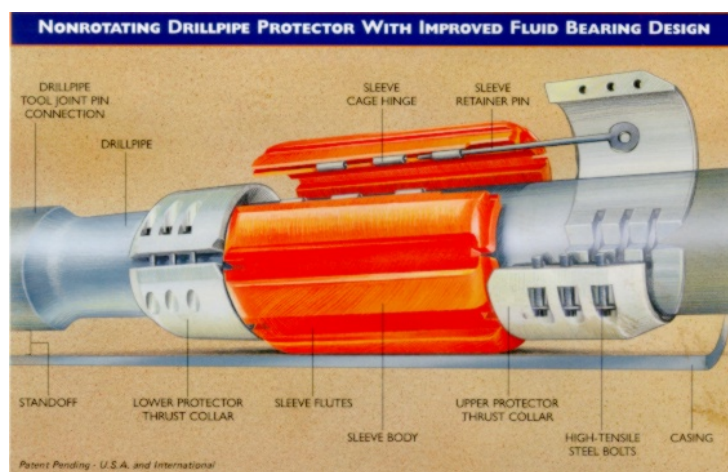


Figura – Protetor de coluna

Ferramentas de Manuseio da Coluna de Perfuração

As principais ferramentas de manuseio da coluna de perfuração são:

- Cordas, correntes, chaves Flutuantes e chaves automáticas,
- Chave de broca,
- Cunhas,
- Colar de Segurança.

As cordas são utilizadas para enroscar e desenroscar os tubos. As chaves flutuantes são mantidas suspensas na plataforma através de um sistema de cabo de aço, polia e contrapeso. São duas chaves que permitem dar o torque de aperto ou desaperto nas uniões dos elementos tubulares da coluna. São providas de mordentes intercambiáveis, responsáveis pela fixação das chaves à coluna. Algumas sondas são equipadas com chaves pneumáticas ou hidráulicas que servem para enroscar e desenroscar tubos de perfuração, mas sem dar o torque de aperto, o qual é dado com a chave flutuante. Existe também o Eazy-Torq para aplicar altos valores de torque, que podem ser utilizados para apertar ou desapertar as conexões dos comandos. Em algumas sondas existe o Iron Roughneck, que é capaz de executar automaticamente os serviços dos plataformistas durante as conexões.



Figura – Operação com chave flutuante e corda



Figura – Iron Roughneck

A chave de broca é uma ferramenta utilizada para permitir enroscar e desenroscar a broca da coluna.

As cunhas servem para apoiar totalmente a coluna de perfuração na plataforma. São providas de mordentes intercambiáveis e se encaixam entre a tubulação e a bucha da mesa rotativa. Existem tipos diferentes para tubos de perfuração e comandos.



Figura – Cunhas para tubo de perfuração (esquerda) e para comando de perfuração (direita)

O colar de segurança é um equipamento colocado nos comandos que não possuem rebaixamento para a cunha. Sua finalidade é aumentar a segurança provendo um batente para a cunha, no caso de escorregamento do comando.

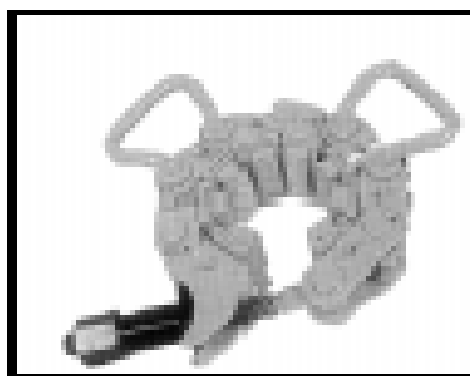


Figura – Colar de segurança

Dimensionamento da Coluna de Perfuração

Para se dimensionar uma coluna de perfuração faz-se necessário saber:

- Profundidade máxima prevista para a coluna.
- Trajetória do poço (inclinações e direções).
- Diâmetros das fases.
- Peso específico do fluido de perfuração.
- Máximo peso sobre broca.
- Coeficientes de fricção para poço aberto e revestido.
- Fatores de segurança.

A coluna de perfuração está normalmente sujeita a esforços de tração, compressão, flexão, torção e pressão durante as operações rotineiras da perfuração. Deve-se analisar o efeito da solicitação simultânea de alguns destes esforços.

A coluna pode ser submetida a esforços cíclicos devido à rotação em seções curvas. Estes esforços cíclicos causam fadiga dos elementos da coluna. Outra causa de fadiga são os esforços dinâmicos causados pela vibração. Portanto, devem-se evitar as velocidades (frequências) críticas.

Deve-se também dimensionar a coluna de modo que não sofra flambagem. Caso não seja possível evitar a flambagem senoidal, deve-se evitar pelo menos a helicoidal que levará ao *lock up*.

Análise de tensões em colunas de perfuração

A análise de tensões em colunas de perfuração é feita considerando os seguintes esforços:

- Tensão axial devido às cargas axiais geradas pela tração e compressão.
- Tensão axial devido à flexão.
- Tensão tangencial devido à pressão.
- Tensão cisalhante devido ao torque.

Considera-se um estado plano de tensões na superfície externa da coluna e calcula-se a tensão equivalente de Von Mises. Compara-se com o limite de escoamento para calcular o fator de segurança. A seguir serão mostradas as equações para cada tipo de esforço.

Tração

A tensão axial, σ_a , devido à tração é calculada por:

$$\sigma_a = \frac{T}{A}$$

A Resistência à tração, R_t , é calculada pela equação acima quando a tensão atinge o limite de escoamento Y_p , utilizando um fator de segurança, FS.

$$R_t = \frac{Y_p A}{FS}$$

Um fator de 1,25 é normalmente utilizado. Pode-se também multiplicar o limite de escoamento por 0,9 para garantir que está se trabalhando no regime linear.

Pode-se também utilizar o conceito de Margem de Overpull que substitui o fator de segurança. Neste caso tem-se:

$$R_t = Y_p A - MOP$$

Tração + Dobramento

Neste caso a tensão axial é dada por:

$$\sigma_x = \sigma_a \pm \sigma_b = \frac{T}{A} \pm \frac{Ec_o OD}{2}$$

A curvatura da coluna, c_o , é calculada usando um fator de concentração desenvolvido por Lubinski (1961).

$$c_o = \frac{c(KL)}{\tanh(KL)} \quad K = \sqrt{\frac{T}{EI}}$$

A nomenclatura dos parâmetros das equações acima é a seguinte:

T - carga axial de tração considerando o fator de fricção

A - área transversal do tubo

E - módulo de Young

OD - diâmetro externo da coluna

c_o - curvatura da coluna

L - metade do comprimento de um tubo de perfuração

Pressão Interna:

A tensão tangencial, σ_y , é dada pela equação para cilindros de paredes finas (Barlow), ou seja, $OD/t > 10$.

$$\sigma_y = \frac{(P_i - P_e)OD}{2t}$$

onde:

(P_i-P_e) - diferencial de pressão (interno menos externo)

OD - diâmetro externo do tubo

t - espessura da parede do tubo

A Resistência máxima à pressão interna, R_{pi}, ocorre quando a tensão atuante atinge o limite de escoamento Y_p. Utiliza-se normalmente um fator de 0,875 para tubos novos. Para tubos com outras classes de desgaste utiliza-se o valor medido da espessura. O fator de segurança, FS, normalmente usado para pressão interna é de 1,1.

$$\text{novo: } R_{pi} = \frac{(0,875)(2t)Y_p}{FS(OD)} \quad \text{outras classes: } R_{pi} = \frac{2t^*Y_p}{FS(OD)}$$

Exemplo: Qual é resistência a pressão interna de um tubo de perfuração 4 ½" OD x 3,826" ID, 16,6 lb/pé, grau E, para um tubo novo e para um premium? Usar fator de segurança igual a 1,1.

$$\text{Para o tubo novo: } R_{pi} = \frac{(0,875)(2)(0,337)75000}{1,1(4,5)} = 8935 \text{ psi}$$

Para o tubo premium: $t=0,80(0,337)=0,2696$ pol

$$R_{pi} = \frac{2(0,2696)75000}{1,1(4,5)} = 8170 \text{ psi}$$

Colapso:

O colapso pode ser causado por um esforço resultante do diferencial das pressões criadas pelos fluidos no anular e no interior da coluna. A resistência ao colapso, é função de D/t e grau do aço. Normalmente usa-se um fator de segurança de 1,125.

São definidos 4 regimes de colapso:

- Escoamento
- Plástico
- Transição
- Elástico

Deve-se calcular os limites (D/t) para cada regime e comparar com o valor de (D/t) do tubo para verificar qual equação de colapso deverá ser usada. Os valores de (D/t) para cada regime são apresentados a seguir:

Regime de Escoamento / Plástico:
$$(D/t)_{yp} = \frac{\sqrt{(A-2)^2 + 8(B+C/Yp)} + (A-2)}{2(B+C/Yp)}$$

Regime Plástico / Transição:
$$(D/t)_{pt} = \frac{Yp(A-F)}{C+Yp(B-G)}$$

Regime de Transição / Elástico:
$$(D/t)_{te} = \frac{2+B/A}{3B/A}$$

As resistências ao colapso para cada regime são dadas a seguir:

Colapso por escoamento $(D/t) < (D/t)_{yp}$:
$$Pyp = 2Yp \left[\frac{(D/t)-1}{(D/t)^2} \right]$$

Colapso plástico: $(D/t)_{yp} < (D/t) < (D/t)_{pt}$:
$$Pp = Yp \left[\frac{A}{(D/t)} - B \right] - C$$

Colapso de transição: $(D/t)_{pt} < (D/t) < (D/t)_{te}$:
$$Pt = Yp \left[\frac{F}{(D/t)} - G \right]$$

Colapso elástico: $(D/t) > (D/t)_{te}$:
$$Pe = \frac{46,95 \times 10^6}{(D/t)[(D/t)-1]^2}$$

A nomenclatura referente às equações de colapso acima é dada a seguir:

Pyp - pressão de colapso de escoamento (psi)

Pp - pressão de colapso plástico (psi)

Pt - pressão de colapso de transição (psi)

Pe - pressão de colapso elástico (psi)

Yp - limite de escoamento (psi)

D - diâmetro nominal do tubo (pol)

t - espessura da parede do tubo (pol)

(D/t)_{yp} - limite entre colapso de escoamento e plástico

(D/t)_{pt} - limite entre colapso plástico e de transição

(D/t)_{te} - limite entre colapso de transição e elástico

Os fatores A, B, C, F, G são apresentados a seguir:

$$A = 2,8762 + 0,10679 \times 10^{-5} Y_p + 0,21301 \times 10^{-10} Y_p^2 - 0,53132 \times 10^{-16} Y_p^3$$

$$B = 0,026233 + 0,50609 \times 10^{-6} Y_p$$

$$C = -465,93 + 0,030867 Y_p - 0,10483 \times 10^{-7} Y_p^2 + 0,36989 \times 10^{-13} Y_p^3$$

$$F = \frac{46,95 \times 10^6 \left[\frac{3B/A}{2 + (B/A)} \right]^3}{Y_p \left[\frac{3B/A}{2 + (B/A)} - (B/A) \right] \times \left[1 - \frac{3B/A}{2 + (B/A)} \right]^2}$$

$$G = F(B/A)$$

Exemplo: Qual é a resistência ao colapso de um tubo de perfuração 4 ½" OD x 3,826" ID, 16,6 lb/pé, grau E? Calcular tanto para o tubo Novo como para o Premium, considerando um fator de segurança de 1,125.

Para o tubo Novo:

$$t = (4,5 - 3,826) / 2 = 0,337 \text{ pol}$$

$$(D/t)_{yp} = 13,60 ; (D/t)_{pt} = 22,91 ; (D/t)_{te} = 32,05$$

$D/t=13,35<13,60$, logo o colapso será no regime de escoamento.

$$R_c = \frac{2Yp}{FS} \left[\frac{(D/t)-1}{(D/t)^2} \right] = \frac{2(75000)}{1,125} \left[\frac{13,353-1}{13,353^2} \right] = 9237 \text{ psi}$$

Para o tubo Premium:

$$t=0,80(4,5-3,826)/2=0,8(0,337)=0,270 \text{ pol}$$

$$OD=3,826 + 2(0,270) = 4,36 \text{ pol}$$

$D/t=4,36/0,270=16,19 \Rightarrow 13,60<16,19<22,91$, logo o colapso será plástico.

$$R_c = \frac{Yp}{FS} \left[\frac{A}{(D/t)} - B \right] - C = \frac{75000}{1,125} \left[\frac{3,054}{16,19} - 0,0642 \right] - 1806 = 6689 \text{ psi}$$

Torque:

A tensão cisalhante, τ_{xy} , devido ao torque é dada por: $\tau_{xy} = \frac{T_q r_e}{J}$

onde:

T_q - torque.

J - momento polar de inércia.

r_e – raio diâmetro externo da coluna.

A resistência máxima ao torque, T_q , é calculada substituindo-se a tensão de cisalhamento máxima por 0,5 Y_p (círculo de Mohr – teste de tração simples). O API recomenda utilizar 0,577.

$$T_q = \frac{0,577 Y_p J}{FS(r_e)}$$

Exemplo: Qual é a resistência a torção de um tubo de perfuração 4 1/2" OD x 3,826" ID, 16,6 lb/pé, grau E. Usar fator de segurança igual a 1.

Tubo Novo: $J = \frac{\pi}{32} (OD^4 - ID^4) = \frac{\pi}{32} (4,5^4 - 3,826^4) = 19,22 \text{ pol}^4$

$$T_q = \frac{0,577(75000)(19,22)}{2,25(12)} = 30807 \text{ lbf} \cdot \text{pé}$$

Tubo Premium: $t=0,8(0,337)=0,270 \text{ pol}$; $OD=3,826 + 2(0,270)=4,365 \text{ pol}$

$$J = \frac{\pi}{32} (OD^4 - ID^4) = \frac{\pi}{32} (4,365^4 - 3,826^4) = 14,61 \text{ pol}^4$$

$$T_q = \frac{0,577(75000)(14,61)}{(4,365/2)(12)} = 24139 \text{ lbf} \cdot \text{pé}$$

Tensão equivalente de Von Mises (estado plano de tensões):

A tensão equivalente de Von Mises é dada por:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

onde:

σ_{eq} - tensão equivalente de Von Mises

σ_x - tensão axial

σ_y - tensão tangencial

τ_{xy} - tensão cisalhante

$$FS = Y_p / \sigma_{eq}$$

onde:

FS - fator de segurança

Y_p - limite de escoamento

Tensões Combinadas

Efeito da tensão axial e da pressão interna na resistência ao colapso:

O efeito da pressão interna, P_i , e da tensão axial, σ_x na resistência ao colapso é considerado pela API usando-se a seguinte equação:

$$Y_{pe} = Y_p \left[\sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\sigma_x + P_i}{Y_p} \right)^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_x + P_i}{Y_p} \right) \right]$$

Y_{pe} – limite ao escoamento efetivo

Y_p - limite ao escoamento

Deve-se utilizar Y_{pe} nas equações de colapso no lugar de Y_p , para então calcular a resistência ao colapso corrigida.

Efeito da tração na resistência a torção:

Do círculo de Mohr tem-se:

$$\tau_{xy} = \sqrt{\tau_{\max}^2 - \left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2}$$

Logo, a resistência à torção com o efeito de tração é dada substituindo-se na equação abaixo:

$$T_q = \frac{J\tau_{xy}}{r_e}$$

Exemplo: Qual é a resistência a torção de um tubo de perfuração 4 1/2" OD x 3,826" ID, 16,6 lb/pé, grau E, Novo, ao ser submetido a uma tração de 100000 lbf.

$$\tau_{\max} = 0,577Y_p = 0,577(75000) = 43275 \text{ psi}$$

$$\sigma_x = \frac{T}{A} = \frac{100000}{4,4074} = 22689 \text{ psi}$$

$$\tau_{xy} = \sqrt{\tau_{\max}^2 - \left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2} = \sqrt{43275^2 - \left(\frac{22689}{2}\right)^2} = 41762 \text{ psi}$$

$$T_q = \frac{J\tau_{xy}}{r_e} = \frac{19,22(41762)}{2,25(12)} = 29730 \text{ lbf.pé}$$

Posição do Ponto Neutro de Carga Axial

Devem ser consideradas duas situações distintas: poços verticais e poços inclinados e horizontais. Em poços verticais o ponto neutro deve ficar a 80% do topo dos comandos, ou seja, os comandos devem trabalhar parte em compressão (80%) disponibilizando peso sobre a broca, e parte em tração (20%) por segurança. Para que não haja uma grande diferença de momento de inércia entre os comandos de perfuração (drill collars) e os tubos de perfuração (drill pipes), devem ser inseridas de 3 a 6 seções de tubos pesados (heavy weight drill pipes).

Os tubos de perfuração em poços verticais não devem JAMAIS trabalhar em COMPRESSÃO. Com o aumento da inclinação dos poços, os comandos de perfuração tendem a perder a capacidade de exercer peso sobre a broca, perdendo a sua função e, além disso, podem acarretar problemas no caso de uma pescaria. Neste caso, os comandos devem ser transferidos para o trecho

vertical do poço, sendo substituídos por tubos de perfuração ou tubos pesados, que passam a trabalhar nos trechos mais inclinados.

Flambagem

Existem dois tipos de flambagem: senoidal e helicoidal. O limite de flambagem senoidal deve ser respeitado, porém pode ser ultrapassado em condições limites. O limite de flambagem helicoidal, no entanto, não deve ser ultrapassado, pois pode implicar em *lockup*, o que significa que nenhum peso da coluna de perfuração é transmitido para a broca.

Flambagem Senoidal:

A seguir são apresentadas as equações de Dawson & Paslay e de Wu & Juvkan-Wold, as quais são usadas para calcular a força crítica de flambagem senoidal em várias situações de poço.

Dawson & Paslay:
$$F_s = 2\sqrt{\frac{EIw \sin(\alpha)}{r}}$$

Obs: Para poço vertical adotar α igual 3° .

Wu & Juvkan-Wold:

Poço inclinado: equação igual a anterior de Dawson & Paslay

Poço vertical:
$$F_s = 2,55\sqrt[3]{EIw^2}$$

Seção curva:
$$F_s = \frac{4EI}{rR} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{rR^2 w \sin(\alpha)}{4EI}} \right]$$

Flambagem helicoidal:

A força crítica para iniciar a flambagem helicoidal é dada por:

Chen & Cheatham:
$$F_{hel} = 2\sqrt{2}\sqrt{\frac{EIw \sin(\alpha)}{r}}$$

Obs: Para poço vertical adotar α igual 3° .

Wu & Juvkan-Wold:

Poço inclinado:
$$F_{hel} = 2(2\sqrt{2} - 1) \sqrt{\frac{EIw \sin(\alpha)}{r}}$$

Poço vertical:
$$F_{hel} = 5,55 \sqrt{EIw^2}$$

Seção curva:
$$F_{hel} = \frac{12EI}{rR} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{rR^2 w \sin(\alpha)}{8EI}} \right]$$

A nomenclatura para as equações de flambagem acima é a seguinte:

FS - força crítica para flambagem senoidal (lbf)

FH - força crítica para flambagem helicoidal (lbf)

E - modulo de Young (psi)

I - momento de inércia (pol⁴)

w - peso considerando empuxo (lb/pol)

r - folga radial (ODpoço – ODcoluna)/2 (pol)

α - inclinação do poço (graus)

R - raio de curvatura (pol)

Exemplo: Para uma coluna de perfuração, composta a partir da broca por DC's, HW's e DP's, calcule o mínimo comprimento de DC's na coluna de fundo de poço (BHA), a fim de garantir que a linha neutra não atinja os HW's ao se trabalhar com um peso sobre broca (PSB) de 45000 lbs durante a perfuração da fase de 12 1/4". Verifique se para este PSB o DC irá flambar.

Dados:

DC's: 6" x 2" x 102 lb/pé

HW's: 5" x 3" x 49,5 lb/pé

DP's: 5" x 4,276" x 19,5 lb/pé

Densidade da lama (ρ_m): 10 lb/gal

Inclinação do poço (α): 10 graus

Fator de Segurança (FS): 1,2

Fator de Empuxo (FE): $FE = 1 - \frac{\rho_m}{65,5} = 1 - \frac{10}{65,5} = 0,847$

Comprimento de DC's para garantir que a linha neutra fique nesta seção de tubos:

$$L_{DC} = \frac{(FS)(PSB)}{w_{DC}FE \cos(\alpha)} = \frac{1,2 \times 45000}{102 \times 0,847 \times \cos(10)} = 635 \text{ pés}$$

Carga crítica para flambagem senoidal:

$$I_{DC} = \frac{\pi(OD^4 - ID^4)}{64} = \frac{\pi(6^4 - 2^4)}{64} = 62,83 \text{ pol}^4 \quad r = \frac{D_{poço} - OD_{DC}}{2} = \frac{12,25 - 6}{2} = 3,125 \text{ pol}$$

$$F_s = 2\sqrt{\frac{EI_{DC} w \sin(\alpha)}{r}} = 2\sqrt{\frac{30E6 \times 62,83 \times (102/12) \times 0,847 \times \sin(10)}{3,125}} = 54920 \text{ lbf}$$

Portanto, para um PSB de 45000 lbf o BHA não sofrerá flambagem senoidal.

Esforços Dinâmicos (Vibração)

Existem 3 modos principais de vibração: axial (bouncing), torsional (slip-stick) e lateral (whirl).

O objetivo do entendimento dos modos de vibração de uma coluna de perfuração é o cálculo das frequências críticas. Sempre que possível, se deve evitar girar a coluna com estas rotações (frequências críticas) para evitar ressonância.

Como a vibração é um mecanismo muito complexo, com difícil previsão numérica, é importante monitorar a vibração em tempo real.

O cálculo das frequências críticas é normalmente feito usando-se modelos computacionais baseados em elementos finitos. O módulo Critical Speed Analysis (CSA) da Wellplan, desenvolvido da Landmark, é um dos programas mais usados. A avaliação da tensão equivalente de Von Mises devido ao efeito dinâmico (Figura abaixo) permite observar as frequências críticas, as quais

devem ser evitadas. Nesta figura observa-se que as rotações de 65 e 105 rpm devem ser evitadas.

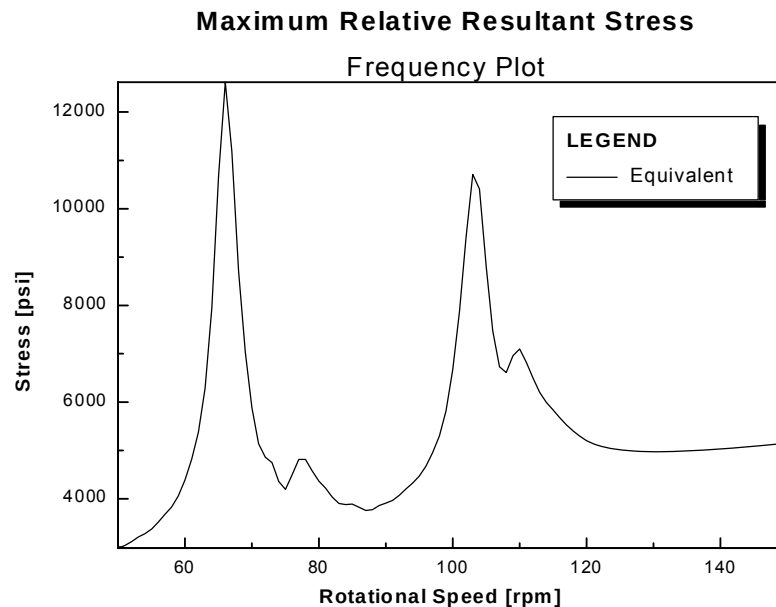


Figura – Saída do programa CSA do WellPlan (Landmark)

A detecção de vibração na coluna de perfuração pode ser feita através da monitoração em tempo real. Uma das técnicas utilizadas é a aquisição em alta frequência (10 Hz) de parâmetros convencionais de perfuração, tais como: rotação da coluna, torque na coluna, carga no gancho e pressão no tubo bengala. A figura a seguir mostra a saída de um dos sistemas de monitoramento de vibração em tempo real, através da aquisição de parâmetros de perfuração.

O exemplo mostrado na figura a seguir detectou um modo de vibração torsional (slip-stick). Neste modo existe uma variação alternada da rotação com o torque na coluna.

O modo de vibração axial (bouncing) é normalmente detectado ao se observar uma variação grande da carga no gancho e também da pressão no interior do tubo de perfuração.

O modo de vibração lateral (whirl) já é mais difícil de ser detectado na superfície através da aquisição dos parâmetros de perfuração. Para detectar este tipo de vibração, que é muito danosa aos equipamentos que compõem a composição de fundo de poço (BHA – Bottom Hole Assembly), deve ser através de sensores colocados na própria coluna. Estes sensores são normalmente colocados no MWD/LWD, e alertam o sondador por meio de sinais transmitidos por pulsos através do fluido de perfuração. Os dados completos são armazenados em uma memória e são recuperados quando a coluna é retirada.

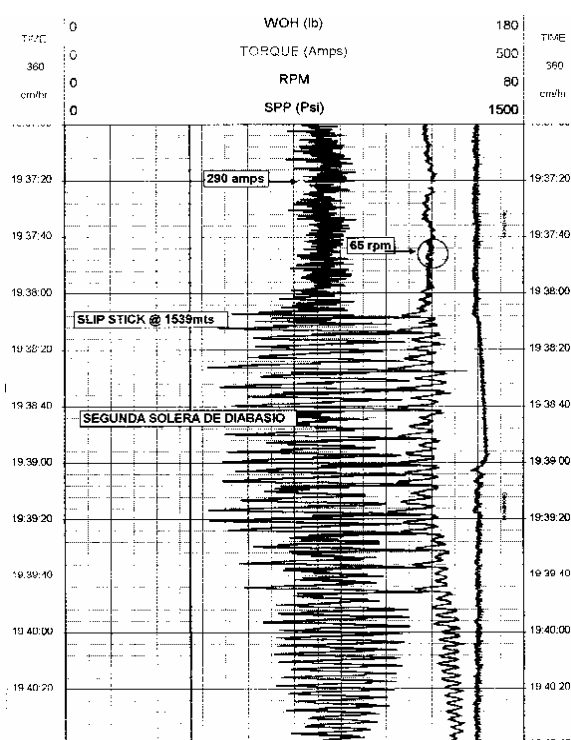
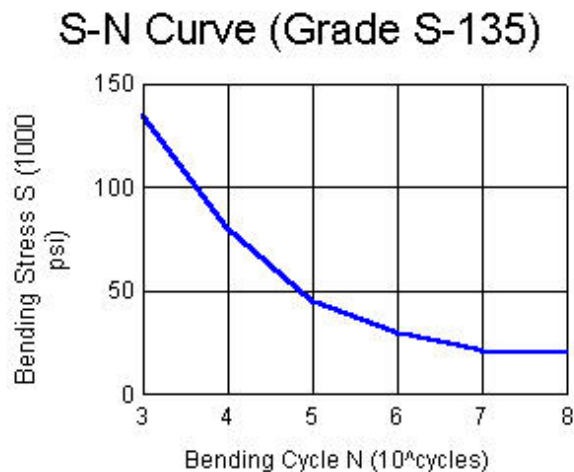
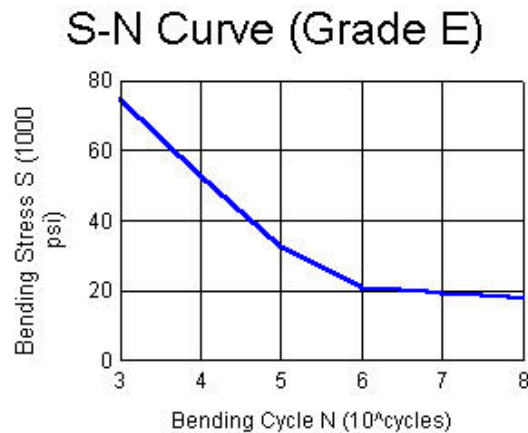


Figura – Monitoramento de vibração em tempo real

Fadiga

Deve-se acompanhar o desgaste da vida dos elementos de uma coluna perfuração quando submetidos a esforços cíclicos. A tensão cíclica corrigida pela tensão média não deve ultrapassar o limite de resistência à fadiga. Caso isto aconteça, parte da vida do tubo é consumida, sendo função do valor da tensão cíclica corrigida pela tensão média, da velocidade de rotação e da taxa de penetração.

Para realizar o cálculo de fadiga da coluna de perfuração deve-se possuir as curvas S-N do material dos tubos de perfuração que estão sendo usados. As figuras abaixo apresentam as curvas S-N para os tubos Grau-E e Grau-S.



O método de acumulação de fadiga normalmente usado para coluna de perfuração é o de Miner. Este método não considera a seqüência de carregamento. A fadiga acumulada, FA, é dada por:

$$FA = n_1/N_1 + n_2/N_2 + n_3/N_3 + \dots$$

onde:

n - número de revoluções a uma determinada tensão cíclica

N - número de ciclos para falhar a uma certa tensão cíclica (curvas S-N)

O cálculo do número de revoluções, durante a perfuração de um intervalo ΔD , com uma determinada rotação da coluna (RPM), e uma taxa de penetração (ROP) constante, é dado por:

$$n = \frac{RPM \cdot \Delta D}{ROP}$$

A tensão axial é dada por:

$$\sigma_x = \frac{T}{A} \pm \frac{E_c OD}{2}$$

Sendo que a tensão axial cíclica é dada por:

$$\sigma_{x,c} = \frac{E_c OD}{2}$$

A tensão axial média é dada por:

$$\sigma_{x,m} = \frac{T}{A}$$

A tensão axial cíclica corrigida (S) devido a uma tensão média é dada por:

$$S = FC(\sigma_{x,c})$$

O fator de correção de Goodman (FC_G) é dado por:

$$FC_G = \frac{\sigma_u}{\sigma_u - \sigma_{x,m}}$$

O fator de correção de Soderberg (FC_S) é dado por:

$$FC_S = \frac{Y_p}{Y_p - \sigma_{x,m}}$$

A tensão axial cíclica corrigida é usada nas curvas S-N, que foi obtida com tensão axial média igual a zero, ou seja, R igual a -1. R é dado por:

$$R = \frac{\sigma_{a,\max}}{\sigma_{a,\min}}$$

Exemplo: Calcular a fadiga acumulada de um tubo de perfuração 4 ½" OD x 3,826" ID, 16,6 lb/pé, grau E-75, Novo, range 2, Conexão NC50, após perfurar um intervalo de 90 pés com uma curvatura de 15 graus/100 pés, com uma

rotação da coluna de 80 rpm e uma taxa de penetração de 50 pés/hora. Assumir que a tração no tubo ao longo do intervalo é de 70000 lbf (já considerando o fator de empuxo).

$$\text{Área do tubo: } A = \frac{\pi(OD^2 - ID^2)}{4} = \frac{\pi(4,5^2 - 3,826^2)}{4} = 4,41 \text{ pol}^2$$

$$\text{Momento de Inércia: } I = \frac{\pi(OD^4 - ID^4)}{64} = \frac{\pi(4,5^4 - 3,826^4)}{64} = 9,61 \text{ pol}^4$$

Curvatura da coluna:

$$KL = \sqrt{\frac{T}{EI}} L = \sqrt{\frac{70000}{30E6(9,61)}} 180 = 2,8048$$

$$c_o = \frac{c(KL)}{\tanh(KL)} = \frac{\frac{15 \text{ graus}}{100 \text{ pés}} \times 2,8048 \times \frac{\pi}{180} \times \frac{1}{12}}{\tanh(2,8048)} = 6,1641E - 4 \text{ pol}^{-1}$$

$$\text{Tensão Cíclica: } \sigma_{x,c} = \frac{Ec_o OD}{2} = \frac{30E6(6,1641E - 4)(4,5)}{2} = 41608 \text{ psi}$$

$$\text{Tensão Média: } \sigma_{x,m} = \frac{T}{A} = \frac{70000}{4,41} = 15884 \text{ psi}$$

Usando o fator de correção de Soderberg:

$$FC_s = \frac{Y_p}{Y_p - \sigma_{x,m}} = \frac{75000}{75000 - 15884} = 1,27$$

Tensão cíclica corrigida pela tensão média:

$$S = FC(\sigma_{x,c}) = 1,27(41608) = 52842 \text{ psi}$$

Calculando o número de ciclos trabalhados:

$$n = \frac{RPM \cdot \Delta D}{ROP} = \frac{80 \times 90}{50 / 60} = 8640 \text{ ciclos}$$

Entrando no gráfico S-N para tubo de perfuração E-75 com S=52842 psi se obtém N=10⁴ ciclos.

Logo, a fadiga acumulada neste tubo é:

$$FA = \frac{n}{N} = \frac{8640}{10^4} = 0,86$$

Determinação de Ponto Livre

Seja uma coluna presa a uma profundidade L desconhecida. Ao se aplicar uma tração na coluna, obtém-se pela lei de Hook: $\Delta L = \frac{FL}{AE}$

1º Passo: Aplicar uma Tração T_1 e medir ΔL_1 : $\Delta L_1 = \frac{F_1 L}{AE}$

2º Passo: Aplicar uma Tração T_2 e medir ΔL_2 : $\Delta L_2 = \frac{F_2 L}{AE}$

Logo, o comprimento livre é: $L = \frac{AE(\Delta L_2 - \Delta L_1)}{(F_2 - F_1)}$

Exemplo: Uma coluna de perfuração 4 ½" OD, 16,6 lb/pé, grau E, ficou presa dentro de um poço. Pretende-se calcular o comprimento livre acima do ponto da prisão para fazer a pescaria. Sabendo que a coluna alongou de 33 polegadas quando variou-se a tração de 100000 lbf a 150000 lbf.

Dados:

Peso linear da coluna é: 14,98 lb/pé

Área da seção transversal da coluna de perfuração é: 4,41 pol²

Sabendo-se que: $L = \frac{AE(\Delta L_2 - \Delta L_1)}{(F_2 - F_1)}$

Logo: $L = \frac{4,41 \times 30 \times 10^6 \times 33}{50000 \times 12} = 7270 \text{ pés}$

Torque & Drag

Este tipo de esforço é gerado pelo contato entre a coluna de perfuração e as paredes do poço, devido ao atrito. A finalidade neste modelo é calcular a força

normal para então, ao combinar com um coeficiente de fricção, calcular o torque & drag.

A carga axial em um elemento é dada por: $T_i = T_{i-1} + \Delta T$

onde: $\Delta T = w \cos \bar{\theta} \pm fN$

O torque é dado por: $M = fNR$

A força normal é dada por: $N = \sqrt{(T\Delta\phi \sin \bar{\theta})^2 + (T\Delta\theta + w \sin \bar{\theta})^2}$

onde:

T - carga axial

M - torque

W - peso do tubo com flutuação

θ - inclinação

$\Delta\theta$ -variação na inclinação

ϕ - azimuth

$\Delta\phi$ - variação no azimuth

f - coeficiente de atrito

R - raio efetivo da tubulação

O raio efetivo da tubulação é dado por:
$$R = \frac{\left[OD + \frac{2}{3}(OD_{TJ} - OD) \right]}{2}$$

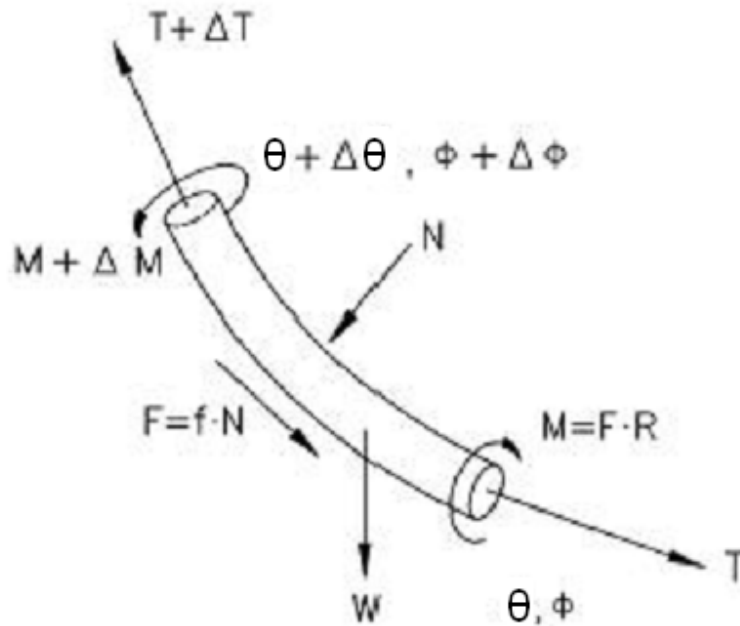


Figura – Balanço de forças em um elemento da coluna de perfuração

Desenvolvimento da equação da Força Normal:

Assumindo que o elemento é muito pequeno:

$$T = T + \Delta T$$

Igualando os componentes de força em A e B na direção θ_m :

$$F_{a1} = F_{b1} = T \cos\left(\frac{\Delta\theta}{2}\right)$$

Igualando os componentes de força em A e B na direção normal:

$$F_{a2} = F_{b2} = T \sin\left(\frac{\Delta\theta}{2}\right)$$

Componentes de peso nas direções θ_m e normal:

$$F_{w1} = W \cos(\theta_m)$$

$$F_{w2} = W \sin(\theta_m)$$

Balanço de forças na direção normal ao elemento:

$$N_v = F_{a2} + F_{b2} + F_{w2}$$

$$N_v = 2T\text{sen}\left(\frac{\Delta\theta}{2}\right) + W\text{sen}(\theta_m)$$

Assumindo que $\Delta\theta$ em um elemento muito pequeno é desprezível:

$$\text{sen}\left(\frac{\Delta\theta}{2}\right) = \frac{\Delta\theta}{2}$$

Logo, N_v , componente da força de contato no plano vertical, é dada por:

$$N_v = T\Delta\theta + W\text{sen}(\theta_m)$$

Como o poço também é curvo no plano horizontal, deve-se considerar a componente neste plano devido somente à tração. A componente de tração atuando no meio do elemento na direção horizontal é dada por:

$$F_{w2} = T\text{sen}(\theta_m)$$

Balanço de forças no plano horizontal:

$$F_{ah} = F_{bh} = T\text{sen}(\theta_m)\text{sen}\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right)$$

$$N_h = F_{ah} + F_{bh} = 2T\text{sen}(\theta_m)\text{sen}\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right)$$

Assumindo que $\Delta\phi$ em um elemento muito pequeno é desprezível:

$$\text{sen}\left(\frac{\Delta\phi}{2}\right) = \frac{\Delta\phi}{2}$$

Logo, N_h , componente da força de contato no plano horizontal, é dada por:

$$N_h = T\Delta\phi\text{sen}(\theta_m)$$

Logo, fazendo a composição da Força Normal tem-se:

$$N = \sqrt{N_v^2 + N_h^2} = \sqrt{(T\Delta\theta + W\text{sen}(\theta_m))^2 + (T\Delta\phi\text{sen}(\theta_m))^2}$$

Bibliografia

- Lubinski, A., "Maximum Permissible Dog-Legs in Rotary Boreholes", SPE 1543, 1961.
- Dawson, R., "Drillpipe Buckling in Inclined Holes", SPE 11167, 1984.
- Johanskic, C.A., Friesen, D.B., Dawson, R., "Torque and Drag in Direction Wells – Prediction and Measurement", SPE 11380, 1983.
- Miscow, G.F., Miranda, P.E.V., Netto, T.A., Plácido, J.C.R., "Techniques to characterize fatigue behaviour of full size drill pipes and small scale samples", International Journal of Fatigue, 2003.
- O. Vaisberg, O. Vincké, G. Perrin, J.P. Sarda and J.B. Faÿ, "Fatigue of Drillstring: State of the Art", Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 57, No. 1, pp. 7-37, Éditions Technip, 2002.
- R. Paslay and E.P Cernocky, "Bending Stress Magnification in Constant Curvature Doglegs with Impact on Drillstring and Casing", SPE 22547, 1991.