

# ПРЕДЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ НА ГНКТ

## CT MECHANICAL LIMITS

Кен НЬЮМАН, NOV CTES  
Ken NEWMAN, NOV CTES

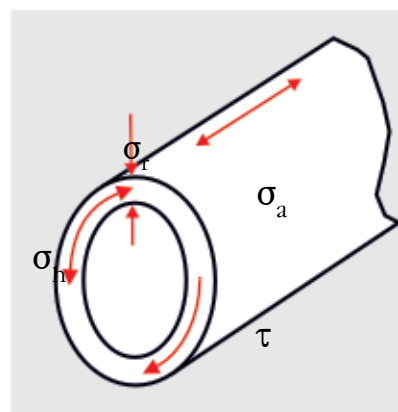
### КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ

Когда на стенке ГНКТ наблюдается значительный перепад давления, особенно вкпе с большим осевым давлением, существует риск повреждения ГНКТ (механический разрыв, смятие или перегиб). Как правило, риск разрыва или смятия ГНКТ особенно высок в устье скважины, выше или ниже уровня герметизирующего устройства. Перед началом проведения операции с целью определения рабочих параметров, гарантирующих безопасность операции, осуществляется расчет предельных механических нагрузок. Основным инструментом при этом выступают математические модели.

Широкое применение получила модель, рассчитывающая предельные механические нагрузки согласно критерию текучести Мизеса. При расчете предельного давления и силы данная модель учитывает самые различные факторы, а именно: спиралевидное смятие труб, ожидаемое предельное давление, прирост в диаметре, крутящий момент.

### НАПРЯЖЕНИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В ГНКТ

Напряжение по Мизесу представляет собой комбинацию трех главных напряжений, возникающих в ГНКТ, а также касательного напряжения, создаваемого крутящим моментом. Все главные напряжения представлены на рисунке 1.



осевое напряжение ( $\sigma_a$ )  
радиальное напряжение ( $\sigma_r$ )  
тангенциальное или кольцевое  
напряжение ( $\sigma_b$ )  
касательное напряжение ( $\tau$ )

axial stress ( $\sigma_a$ )  
radial stress ( $\sigma_r$ )  
tangential or hoop stress ( $\sigma_b$ )  
shear stress ( $\tau$ )

**Рисунок 1 – Главные напряжения, действующие на участок ГНКТ**  
**Figure 1 – Principal Stresses Acting on a Segment of CT**

Эти типы напряжений определяются геометрией ГНКТ, а также четырьмя типами приложенной нагрузки:

- внутреннее давление ( $P_i$ );
- внешнее давление ( $P_o$ );
- осевая сила (положительная при растяжении, отрицательная при сжатии) ( $F_a$ );
- приложенный крутящий момент ( $\tau$ ).

### OVERVIEW

When there is a large pressure differential across the CT wall, especially when combined with a large axial force, there is a risk of a CT failure (burst, collapse or break). Typically the greatest risk of burst or collapse in a CT job occurs at the wellhead, either above or below the stripper. Mathematical models are used to determine the pressure and force limits prior to performing a job to make sure that the operation stays within safe working limits.

A widely accepted model used for establishing these types of limits is the von Mises incipient yield criterion. It combines the various stresses to determine the force and pressure limits. Helical buckling, maximum expected pressures, diameter growth, and torque can all be included in this criteria.

### CT STRESSES

The von Mises stress is a combination of the three principal stresses in CT and the shear stress caused by torque. The principal stresses are shown in Figure 1.

These stresses are determined by the geometry of the CT and the four applied loads which are:

- internal pressure ( $P_i$ );
- external pressure ( $P_o$ );
- axial force (positive for tension, negative for compression) ( $F_a$ );
- applied torque ( $\tau$ ).

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСЕВОЙ СИЛЫ

Перед тем как дать определение осевого напряжения, необходимо понять разницу между двумя видами осевой силы. Существуют «действующая сила», FR, и «эффективная сила», FE, также известная как «вес». Действующая сила – это фактическая осевая сила, действующая на стенку трубы, которую можно измерить тензометром. Эффективная сила – это осевая сила без учета влияния давления.

Для лучшего понимания природы этих сил обратитесь к наглядным примерам, представленным на рисунке 2.

В примере А показан изолированный участок трубы, подвешенной на весы, которые показывают вес трубы. Действующая осевая сила у верхней части трубы в данном случае равна ее весу.

В примере В труба заполнена жидкостью. Вес трубы в результате увеличился. Однако действующая осевая сила у верхней части трубы по-прежнему равна ее весу.

В примере С на жидкость внутри трубы действует давление. Вес трубы остается на том же уровне, что и в случае В. Однако действующая осевая сила, приложенная к стенке трубы, увеличилась на величину, равную произведению давления внутри трубы на площадь ее поперечного сечения. Таким образом, вес трубы (также известный как «эффективная сила») и действующая сила стали различными.

Формула 1. Действующая и эффективная силы:

$$F_R = F_E + A_i P_i - A_o P_o.$$

Эффективная сила, или вес, имеет значение по двум причинам:

- Индикатор веса колтюбинговой установки, так же как и весы на рисунке 1, измеряет вес, а не действующую силу.
- Возможность смятия определяется эффективной силой. Таким образом, критическое значение силы, вызывающей спиралевидное смятие труб, определяется эффективной силой.

Действующая сила важна, потому что именно на основе ее значений осуществляется расчет осевого напряжения и в конечном итоге определяются предельные нагрузки на ГНКТ.

### ОСЕВОЕ НАПРЯЖЕНИЕ

Причина осевого напряжения – осевая сила (растяжение или сжатие) в ГНКТ. Когда происходит растяжение ГНКТ, осевое напряжение представляет собой осевую силу, разделенную на площадь поперечного сечения трубы.

Осевые напряжения имеют те же знаки, что и осевые силы: положительный (+) для растяжения и отрицательный (-) для сжатия.

Если сжимающее усилие превышает критическое значение силы, вызывающей спиралевидное смятие, ГНКТ внутри скважины сворачивается в спираль. При изгибе спираль создает дополнительное осевое напряжение в ГНКТ, увеличивающее общее осевое напряжение. В вертикальной скважине критическое значение силы спиралевидного смятия почти равно нулю. Спиралевидная деформация ГНКТ происходит вскоре после того, как эффективная сила становится сжимающей (что характеризуется отрицательным значением силы).

Так как изгибающее напряжение по своей природе также является осевым, суммарное осевое напряжение на любом

### AXIAL FORCE DEFINITION

Before axial stress can be defined, two types of axial force must be understood. These are known as the "real force", FR, and the "effective force", FE, also known as "weight". The real force is the actual axial force in the pipe wall, as would be measured by a strain gauge. The effective force is the axial force if the effects of pressure are ignored.

To better understand these forces, consider the following simple example shown in figure 2.

A closed ended piece of pipe is hung from a weight

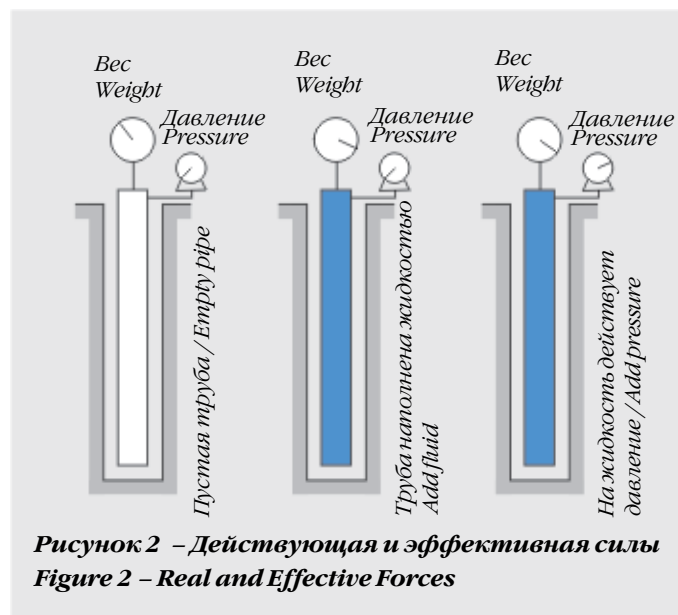


Рисунок 2 – Действующая и эффективная силы  
Figure 2 – Real and Effective Forces

scale as is shown in case A. The scale is measuring the weight of the pipe. The real axial force at the top of the pipe is the same as the weight measured by the scale.

In case B the piece of pipe is full of fluid. The weight is increased by the weight of the fluid. The real axial force at the top of the pipe is still the same as the weight measured by the scale.

In case C, pressure is applied to the fluid inside the pipe. The weight remains the same as in case B. However, the real axial force in the pipe wall is now increased by the internal pressure multiplied by the cross sectional area. Thus, the weight (also known as the effective force) and the real force are not the same.

Equation 1. Real and Effective Force:

$$F_R = F_E + A_i P_i - A_o P_o.$$

Effective force, or weight, is important for two reasons:

- The weight indicator on a CT unit measures the weight, not the real force, just as the scale in Figure 1 above measures the weight.
- When buckling will occur is dependant upon the effective force. Thus the "helical buckling load" is an effective force.

The real force is important because it is the force required to calculate the axial stress, and thus to determine the CT limits.

участке ГНКТ представляет собой совокупность напряжений, вызванных осевой силой (FR) и изгибающим напряжением. Это дополнительное осевое изгибающее напряжение, вызванное спиралевидным смятием трубы, ускакает эллиптическую форму традиционной предельной кривой Мизеса (далее подробнее).

### РАДИАЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ

Перепад давления вдоль стенки ГНКТ создает радиальное напряжение, показанное на рисунке 1, значение которого меняется в зависимости от радиального положения. Согласно формуле Ламе, радиальное напряжение в отдельно взятой точке стенки ГНКТ определяется напряжением, возникающим в стенке ГНКТ в результате воздействия внутреннего и внешнего давления. Максимальное напряжение всегда достигается на внутренней или внешней поверхности.

### КОЛЬЦЕВОЕ НАПРЯЖЕНИЕ

Опять же, согласно формуле Ламе, кольцевое напряжение в отдельно взятой точке стенки ГНКТ – это напряжение, действующее по окружности ГНКТ и вызванное внутренним и внешним давлением. Так же как и в случае радиального напряжения, максимальная величина кольцевого напряжения всегда достигается на внутренней или внешней поверхности. В связи с тем, что пластическая деформация в первую очередь происходит на внутренней поверхности, значения радиального и кольцевого напряжений на внутренней поверхности применяются для расчета предельных нагрузок.

### КАСАТЕЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ

В некоторых случаях ГНКТ также может подвергаться воздействию крутящего момента  $T$ . При значительной величине крутящего момента наблюдается скручивание ГНКТ, которое и является причиной сопутствующего касательного напряжения  $\tau$ .

Наибольшее значение касательного напряжения наблюдается на внешней поверхности ГНКТ. И несмотря на то что радиальное и кольцевое напряжения рассчитывают для внутренней поверхности ГНКТ, *в целях дополнительной предосторожности касательное напряжение рассчитывается именно для внешней поверхности.*

### КРИТЕРИЙ ТЕКУЧЕСТИ МИЗЕСА

Для оценки пригодности колонны ГНКТ для проведения конкретной операции необходимо учитывать влияние напряжений, действующих на стенку на каждом отрезке колонны. Это необходимо для того, чтобы убедиться в том, что совокупное значение всех напряжений не превышает определенный процентный показатель (как правило, 80%) от величины предела текучести материала, из которого изготовлена ГНКТ. Общепринятым подходом в данной ситуации является применение формулы Мизеса, позволяющей рассчитать полное эквивалентное напряжение на каждом участке колонны ГНКТ, вызванное совокупностью сил, действующих на колонну. Начальный предел текучести рассчитывается на основе комбинации трех главных напряжений (осевое напряжение, радиальное напряжение, кольцевое напряжение) и касательного напряжения, вызванного действием крутящего момента.

### AXIAL STRESS

The axial stress is caused by an axial force (tension or compression) in the CT. When the CT is in tension, the axial stress is the axial force divided by the cross-sectional area.

Axial stresses have the same sign as axial forces, positive (+) for tension and negative (–) for compression.

If the compressive force exceeds the helical buckling load, the CT forms a helix in the well. This helix causes an additional axial bending stress in the CT, which must be added to the axial stress. In a vertical well the helical buckling load is nearly zero. The CT buckles into a helix soon after the effective force becomes compressive (which is defined as a negative force value).

Since the bending stress is also axial in nature, total axial stress at any location in the segment is the sum of the stresses due to axial force (FR) and bending stresses. This additional axial bending stress due to helical buckling truncates the elliptical shape of the traditional von Mises limits curve (shown later in this article).

### RADIAL STRESS

A pressure differential across the wall of the CT creates a radial stress, shown in Figure 1, that changes with radial position. According to Lamé's equation, the radial stress at a given location in the CT wall is the stress through the CT wall due to internal and external pressures. The maximum stress always occurs at the inner or the outer surface.

### HOOP STRESS

Again using Lamé's equation, the hoop stress at a given location in the CT wall is the stress around the circumference of the CT due to internal and external pressures. As with the radial stress, the maximum stress always occurs at the inner or the outer surface. Because yielding occurs first at the inner surface, *hoop and radial stresses at the inner surface are used in the limit calculations.*

### SHEAR OR TORQUE STRESS

In some situations the CT may also be subject to a torque,  $T$ . If the torque is significant, then torsion of the CT occurs and causes the associated shear stress,  $\tau$ .

The largest shear stress occurs at the outside surface of the CT. Although the radial and hoop stresses are calculated for the inner CT surface, the shear stress is calculated for the outer surface, to be conservative.

### THE VON MISES YIELD CONDITION

In order to assess the suitability of a CT string for a given operation, one must determine the effects of the stresses inside the wall of each segment in the string. The objective is to insure that these combined stresses never exceed a given percentage (usually 80%) of the yield stress of the CT material. A common approach to this problem is to use the von Mises equation to calculate the total equivalent stress in each segment of the CT string due to the combination of



# КАБЕЛЬНОЕ СПУСКО-ПОДЪЕМНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

# NOV ASEP Elmar

ПАРТНЕРСТВО ВО ИМЯ РАЗВИТИЯ

- Головка для регулировки закачки смазки Enviro™



- Шаровой контрольный клапан

- Выпускной клапан
- Ловитель инструмента

- Секции лубрикатора



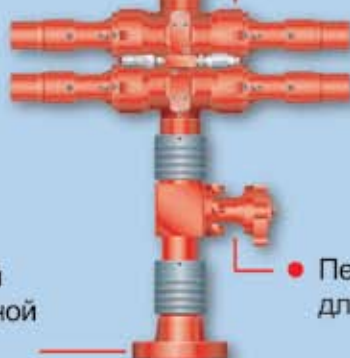
- Переходник для экспресс-испытания

- Ловушка для инструмента

- Переходник для всасывания

- Лёгкий клапан для кабеля

- Устьевой переходной фланец



[www.nov.com/asepelmar](http://www.nov.com/asepelmar)

## ELMAR - ВЕЛИКОБРИТАНИЯ

Энтерпрайз Драйв, Вестхилл Индустриал Истейт, Вестхилл, Абердин АВ32 6ТQ  
Шотландия, Великобритания  
Тел.: +44 1224 740261 Отдел продаж: +44 1224 748700  
Факс: +44 1224 743138 Электронная почта: ASEP@elmar-uk@nov.com



## FIDMASH - ГОЛОВНОЙ ОФИС В МИНСКЕ

ул. Рыбалко, 26, Минск, 220033, Республика Беларусь  
тел.: +375 (17) 298-24-18, факс: +375 (17) 248-30-26  
fidmashsales@nov.com



Формула 2. Критерий начала текучести Мизеса:

$$\sigma_{VME} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_h - \sigma_r)^2 + (\sigma_h - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2] + 3\tau^2},$$

где  $\sigma_h$  – кольцевое напряжение;  $\sigma_a$  – осевое напряжение;  $\sigma_r$  – радиальное напряжение;  $\tau$  – касательное напряжение;  $\sigma_{VME}$  – эквивалентное напряжение Мизеса.

Пределы текучести для ГНКТ рассчитываются из равенства эквивалентного напряжения Мизеса  $\sigma_{VME}$  пределу пластической деформации соответствующего материала  $\sigma_y$  с учетом надлежащего коэффициента безопасности.

Данный подход не учитывает следующие характерные для ГНКТ параметры:

- остаточное напряжение;
- разупрочнение в результате эксплуатации;
- материал не обладает идеальной эластичностью и пластичностью;
- пределы пластической деформации при растяжении и сжатии отличаются;
- предел пластической деформации меняется при циклическом деформировании;
- овальность.

Несмотря на эти недостатки, критерий отказа, рассчитанный данным способом, является оптимальным методом определения предельных механических нагрузок для стального колтюбинга, так как результаты получаются с большим запасом.

## ПРЕДЕЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ НА ГНКТ

Напряжения, действующие на ГНКТ, вызваны 4 факторами, а именно: внутренним давлением ( $P_i$ ), внешним давлением ( $P_o$ ), действующей осевой силой ( $F_R$ ) и крутящим моментом ( $T$ ). Для упрощения задачи по расчету предельных нагрузок, осуществляется расчет перепада давления ( $P_i - P_o$ ). Положительное значение перепада давления представляет собой состояние разрыва, а отрицательное значение – состояние смятия.

Один из методов построения предельной кривой – установить величину внешнего давления, равной нулю для верхней части графика, или области разрыва, и установить величину внутреннего давления, равной нулю для нижней части графика, или области смятия. Тогда уравнение Мизеса имеет только две переменных: действующая осевая сила и внутреннее давление для области разрыва, внешнее давление для области смятия. Вес также может быть вычислен при помощи формулы 1. Таким образом, предельная кривая может отображать как зависимость от действующей осевой силы, так и зависимость от эффективной осевой силы, которая далее по тексту будет именоваться весом.

Полученные графики зависимости разности давлений от осевой силы имеют форму эллипса, как показано на рисунке 3. В случае зависимости от веса эллипс расположен горизонтально. В случае зависимости от действующей осевой силы эллипс расположен под некоторым углом. Из-за напряжения спиралевидного смятия левая часть эллипса усечена. В случае зависимости от веса спиралевидное смятие начинается на оси ординат, в точке, где вес становится отрицательным. В случае зависимости от действующей осевой силы наступление смятия происходит в точках минимального и максимального значения перепада давления.

forces acting on it. The initial yield limit is based on the combination of the three principle stresses (axial stress, radial stress, and hoop stress) and the shear stress caused by torque.

Equation 2: von Mises Incipient Yield Condition:

$$\sigma_{VME} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_h - \sigma_r)^2 + (\sigma_h - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_r)^2] + 3\tau^2},$$

where  $\sigma_h$  – hoop stress;  $\sigma_a$  – axial stress;  $\sigma_r$  – radial stress;  $\tau$  – torsional stress;  $\sigma_{VME}$  – von Mises combined stress.

The yield limits for CT are calculated by setting the von Mises stress,  $\sigma_{VME}$ , to the yield stress,  $\sigma_y$ , of the material with the applicable safety margin.

The VME approach ignores the following conditions prevalent with CT:

- residual stresses;
- work softening;
- the material does not have elastic, perfectly plastic behavior;
- tension and compression yield stresses are different;
- yield stress changes with strain cycling;
- ovality.

Despite these shortcomings, the VME stress failure criterion is a good method for calculating the mechanical limits for steel CT, due to its conservative results.

## CT LIMITS

There are four things that cause the stresses in CT. They are the internal pressure ( $P_i$ ), external pressure ( $P_o$ ), the real axial force ( $F_R$ ), and the torque ( $T$ ). To simplify the presentation of the limits, the pressure differential, ( $P_i - P_o$ ), is calculated. A positive differential pressure represents a "Burst" condition. A negative differential pressure represents a "Collapse" condition.

One method of drawing the limit curve is to hold the external pressure constant at zero for the top or Burst half of the plot and hold the internal pressure constant at zero for the bottom or Collapse portion of the plot. The von Mises equation now has only two variables, real axial force and internal pressure for the Burst portion, and external pressure for the Collapse portion. The Weight can also be calculated using Equation 1. Thus, this curve can be drawn versus either the real axial force or the effective axial force, which will be called Weight for the remainder of this document.

The resulting plots of pressure difference versus axial force are elliptical, which are shown in Figure 3. In the Weight case, the ellipse is horizontal. In the Real Force case, the ellipse is inclined somewhat. The left side of the ellipse is truncated, due to the helical buckling stress. For the Weight case, the helical buckling begins at the Y axis, when the Weight becomes negative. For the Real Force case, the onset of buckling occurs at the maximum and minimum pressure difference points.

## MAXIMUM PRESSURE CONSIDERATIONS

Drawing the limits curve for a constant external (Burst case) or internal (Collapse case) pressure only

### УЧЕТ МАКСИМАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ

Изображая предельную кривую для постоянного внешнего (разрыв) или внутреннего (смятие) давления, мы получаем значения предельных нагрузок только для данного давления. Однако в ходе проведения колтюбинговых операций уровень давления меняется. Для построения предельной кривой, которая учитывала бы весь диапазон уровней давления, необходимо построить комбинированный график на основе множества предельных кривых для различных значений давления.

Сначала строится предельная кривая, как показано на рисунке 3, при нулевом внешнем давлении – для случая разрыва и нулевом внутреннем давлении – для случая смятия. Вторая предельная кривая строится для случая, когда значения этих давлений максимальны. Полученное множество предельных кривых отображено на рисунке 4.

На графике зависимости от действующей силы кривая, расположенная ближе всего к первоначальной кривой и обозначенная на рисунке 4 черной жирной линией, является предельной кривой, построенной пакетом Hercules, являющимся частью программного обеспечения Cerberus™, разработанного компанией NOV CTES.

### УЧЕТ ПРИРОСТА ПО ДИАМЕТРУ

В зависимости от особенностей использования ГНКТ иногда увеличивается в диаметре. Эти изменения геометрии трубы приводят к изменению значений напряжений и, соответственно, влияют на уровень предельных механических нагрузок. Если наблюдается значительное изменение диаметра в большую сторону и сопутствующее уменьшение толщины стенок трубы, то для увеличения точности расчета предельных нагрузок необходимо использовать действительные значения диаметра и толщины стенок.

### ПРИМЕНЕНИЕ ФАКТОРОВ БЕЗОПАСНОСТИ

Предельная кривая, построенная согласно критерию начала текучести Мизеса, показывает, когда начнется пластическая деформация ГНКТ. Умножая данные кривые на оптимальный коэффициент надежности (80%), мы получаем кривые «рабочего предела» (рисунки 5 и 6). За время службы ГНКТ принимает почти овальную форму, связано это с постоянным наматыванием трубы на катушку и прохождением через вертлюг. Повышенная овальность увеличивает вероятность смятия. Однако эквивалентное напряжение Мизеса не учитывает овальность.

### СМЯТИЕ ГНКТ

Смятие является сложным видом повреждения. Его сложно точно

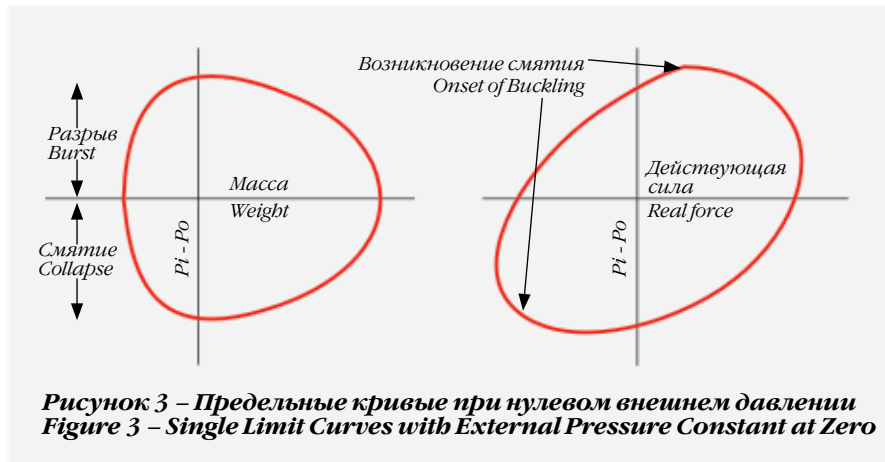


Рисунок 3 – Предельные кривые при нулевом внешнем давлении  
Figure 3 – Single Limit Curves with External Pressure Constant at Zero

shows the limits for that pressure. However, pressures do not stay constant throughout the CT job. To form a limits curve that addresses a range of pressures, one can create a composite of multiple limits curves.

First, a limit curve is drawn as in Figure 3, holding the external pressure at zero for the Burst case and the internal pressure zero for the collapse case. A second limit curve is drawn holding these same two pressures to their expected maximum values. The resulting set of limits curves are shown in Figure 4.

The inner most (closest to the origin) portion of these 2 curves in the Real Force plot, shown as a thick black line in Figure 4, is the limit curve produced by Hercules, a module of the Cerberus™ software provided to the industry by NOV CTES.

### DIAMETER GROWTH CONSIDERATIONS

Depending upon the application, CT may have a tendency to increase in diameter during its life. This change in geometry changes the stresses, and thus the limits. If there is significant diameter growth and associated wall thinning, the use of the correct diameter and wall thickness will improve the accuracy of the limit calculation.

### APPLYING SAFETY FACTORS

The limits curve calculated by the von Mises incipient yield condition represents where the CT

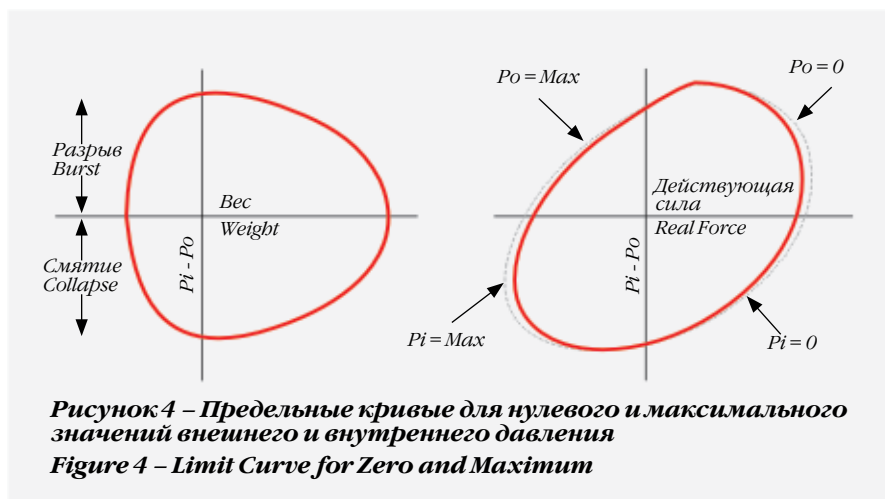


Рисунок 4 – Предельные кривые для нулевого и максимального значений внешнего и внутреннего давления  
Figure 4 – Limit Curve for Zero and Maximum



предсказать, потому что оно зависит от ряда факторов, которые также почти непредсказуемы. К таким факторам относятся: овальность, предел пластической деформации и толщина стенки трубы. Максимальное растяжение колонны ГНКТ происходит ниже держателя инжектора при начале поднятия инструмента, однако максимальное значение эффективного напряжения  $\sigma_{VME}$  может наблюдаться и на любых других участках из-за действия гидродинамического или гидростатического давления в межтрубном пространстве. Таким образом, смятие ГНКТ может произойти намного ниже уровня стрипперного крана.

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СМЯТИЯ ГНКТ – МОДЕЛЬ ПЛАСТИЧЕСКОГО ШАРНИРА**

Применение модели пластического шарнира зарекомендовало себя надежным инструментом при моделировании смятия ГНКТ. Первым для расчета смятия ГНКТ к этой модели обратился Ньюман [1]. Далее модель была применена Лафтом [2]. Однако Ньюман и Лафт немного по-разному подходили к понятию овальности. Если же свести их подходы к единому знаменателю, то на выходе получаются совершенно идентичные результаты уровня сминающего давления. Еще одну попытку расчета сминающего давления с учетом модели пластического шарнира в 1998 году предпринял Женг [3].

Внутреннее и внешнее давления приводят к появлению изгибающих моментов в стенке ГНКТ. Распределение кольцевого напряжения в стенке ГНКТ, вызванного появлением изгибающих моментов, достигает предела пластической деформации как в случае растяжения, так и в случае сжатия. Когда это происходит, формируется шарнир и возникает смятие трубы. Деформированный участок может иметь 3 или 4 пластических шарнира, как показано на рисунке 7.

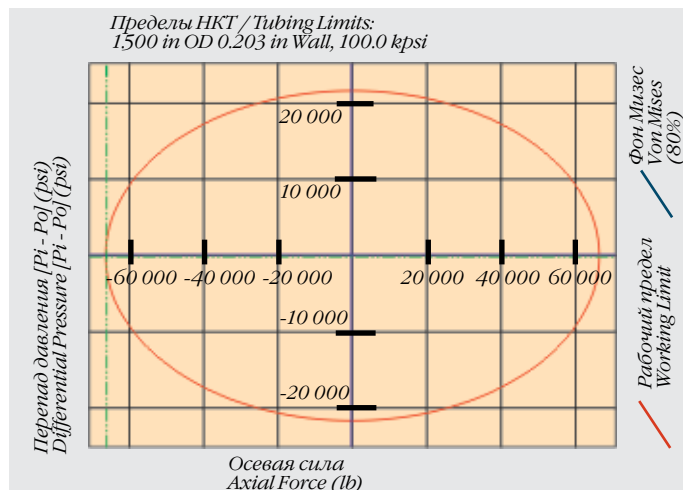
**СРАВНЕНИЕ С ИЗМЕРЕННЫМИ ДАННЫМИ СМЯТИЯ**

Расчеты сминающего давления, проведенные Ньюманом, Женгом и Лафтом на основе модели пластического шарнира, намного больше согласуются с данными измерений, чем расчеты стандарта API RP 5C7. На рисунке 8 продемонстрировано сравнение этих расчетов с данными теста, проведенного Женгом.

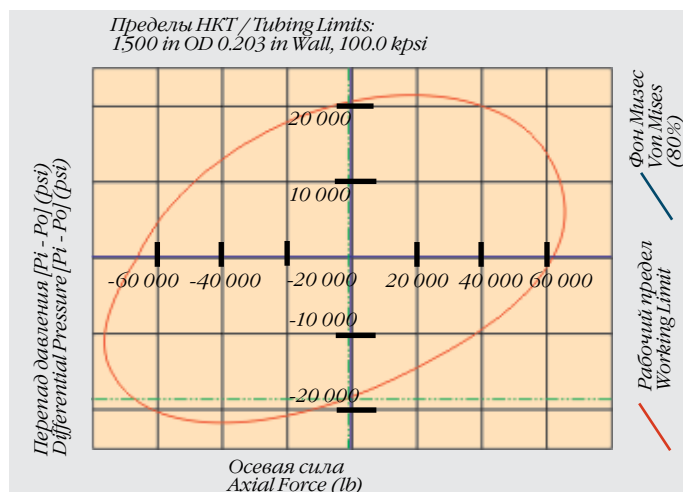
На рисунках 9 и 10 (пакет Hercules программного продукта NOV CTES Cerberus) показаны результаты расчета смятия, проведенные по модели пластического шарнира Ньюманом, и смятия, рассчитанного согласно инструкциям стандарта API RP 5C7, а также 80-процентный (безопасный) предел текучести Мизеса для действующей силы и веса. Очевидно, что стандарт API RP 5C7 существенно сокращает допустимый рабочий диапазон.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Расчеты предельных значений силы и давления для ГНКТ сложнее, чем для других типов труб. Для таких расчетов было разработано сложное ПО, например Cerberus компании NOV CTES. Если значения сил и давлений, действующих на ГНКТ, поддерживать в этих пределах, можно гарантировать безопасность проведения операций с колтюбингом.



**Рисунок 5 – Кривая рабочего предела для эффективной силы (веса) – без деформации**  
**Figure 5 – Working Limit Curve for Effective Force (Weight) – no Buckling**

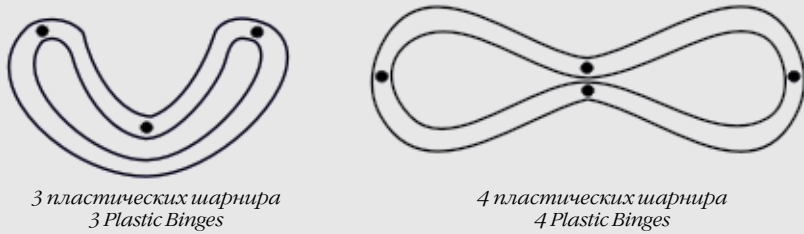


**Рисунок 6 – Кривая рабочего предела для измеряемой силы – без деформации**  
**Figure 6 – Working Limit Curve for Real Force – no Buckling**

will begin to yield. Multiplying these von Mises curves by the appropriate safety factor (80%) produces the "working limit" curves (Figures 5 and 6). Over the life, CT becomes somewhat oval due to bending on the reel and over the gooseneck. Increased ovality increases the likelihood of collapse. However, the von Mises stress does not take ovality into account.

**CT COLLAPSE**

Collapse is a difficult failure mode to predict accurately because it depends on factors that are seldom known accurately. These factors include tubing ovality, yield stress, and wall thickness. Maximum tension in a CT string occurs just below the injector head at the start of POOH, but maximum  $\sigma_{VME}$  may occur elsewhere due to flowing or hydrostatic pressure of fluids in the wellbore annulus. Thus, CT can collapse far below the stripper.



**Рисунок 7 – Распределение напряжений прямоугольной формы в ГНКТ согласно модели пластического шарнира**  
**Figure 7 – Square Waveform Plastic Hinge Stress Distribution**

**CT COLLAPSE PREDICTION – PLASTIC HINGE THEORY**

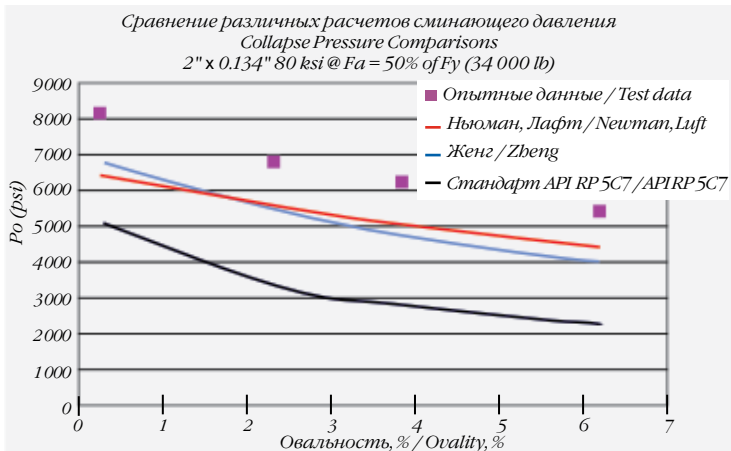
The use of plastic hinge theory has proven accurate in modeling CT collapse. Newman [1] first used this theory to develop a CT collapse calculation. This theory was again used by Luft [2] in 2002. Newman and Luft used slightly different definitions for ovality. When their theories are corrected for this difference, they yield exactly the same collapse pressure calculation results. In 1998, Zheng [3] used plastic hinge theory to develop another collapse pressure calculation.

Internal and external pressures cause bending moments in the CT wall. The hoop stress distributions through the wall thickness caused by these bending moments reach the yield stress in both tension and compression. When this happens, a hinge is formed and the CT collapses. A collapsed section may have 3 or 4 plastic hinges as shown in Figure 7.

**Comparison with Measured Collapse**

The Newman, Zheng and Luft collapse pressure calculations based upon plastic hinge theory agree much more closely with measured data than does the API RP 5C7 calculation. Figure 8 shows a comparison of these calculations with test data from Zheng's work.

The following figures 9 and 10 (from the Hercules module of the NOV CTES Cerberus software) show the Newman plastic-hinge collapse and the API RP 5C7 collapse along with 80% of the Von Mises yield limit, for real force and for weight. Obviously, API RP 5C7 collapse significantly reduces the working envelop.



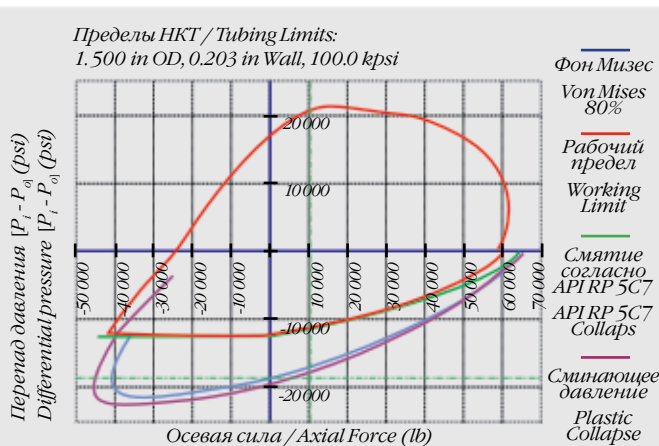
**Рисунок 8 – Сравнение различных расчетов сминающего давления**  
**Figure 8 – Collapse Pressure Comparisons**

**ЛИТЕРАТУРА/REFERENCES**

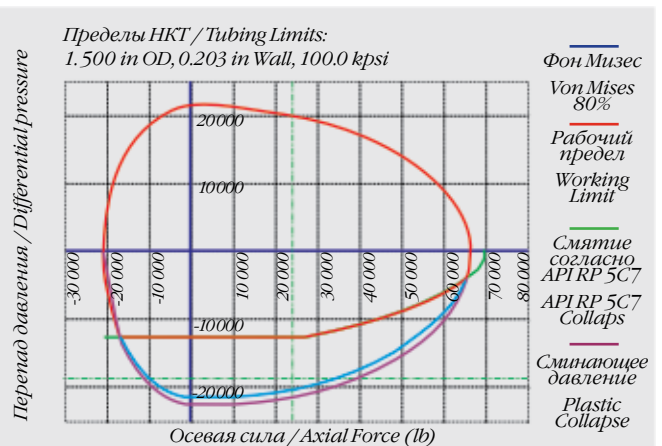
1. Newman, K. R. Collapse Pressure of Oval CT / SPE Paper 24988 European Petroleum Conference, Cannes France, November 1992.
2. Luft, H. B., Wright, B.J., Bouroumeau-Fuseau, P. Expanding the Envelope of CT Collapse Ratings in High Pressure/High Temperature Wells / SPE Paper 77611, SPE ATCE, San Antonio, TX October 2002.
3. Zheng, A. S. Improved Model for Collapse Pressure of Oval CT / SPE Paper 55681, SPE/ICoTA Roundtable, Houston April 1999. ©

**CONCLUSION**

The force and pressure limits for CT are more complex than for other types of pipe. Sophisticated models such as the NOV CTES Cerberus software have been developed to calculate these limits. CT operations can be performed safely if the pressures and forces are maintained within these limits. ©



**Рисунок 9 – Сравнение результатов расчетов смятия для действующей силы – с деформацией**  
**Figure 9 – Collapse Comparison with Real Force – with Buckling**



**Рисунок 10 – Сравнение результатов расчетов смятия для эффективной силы (веса) – с деформацией**  
**Figure 10 – Collapse Comparison with Weight (Effective Force) – with Buckling**