

Температура нефти внутри скважины уменьшается, т.к. источник тепла отсутствует. Зона оттаивания за пять лет эксплуатации скважины не перекрывается зоной промерзания за 10 лет простаивания скважины. Процесс обратного смерзания менее интенсивен. Пространство около скважины промерзает неравномерно: сначала промерзают участки скважины близкие к поверхности, т.к. там радиус оттаивания меньше, а потом все более глубокие.

Заключение. Поставлена и решена задача об обратном промерзании талых пород вокруг скважины. Выявлена динамика температурного поля промерзающих пород, которая дает важную информацию для расчета безопасного режима работы скважины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Даниэлян Ю.С., Шевелева Д.В. Численное моделирование температуры нефти в скважине и зоны оттаивания окружающих многолетнемерзлых пород // Нефтяное хозяйство. 2008. № 2. С. 78-80.
2. Проселков Ю.М. Теплопередача в скважинах. М.: Недра, 1975. С. 109.
3. Ермилов О.М., Дегтярев Б.В., Курчиков А.Р. Сооружение и эксплуатация газовых скважин в районах крайнего севера: Теплофизические и геохимические акценты. Новосибирск: Изд-во Сибирского отделения Российской академии наук, 2003. С. 45
4. Бондарев Э.А., Красовицкий Б.А. Температурный режим нефтяных и газовых скважин. Новосибирск: Наука, 1974. 87 с.
5. РД 39-Р-088-91 Инструкция по определению температурного режима вечномерзлых и сезонномерзлых грунтов и прогнозированию последствий изменения тепловых условий на поверхности. Тюмень: Гипротюменнефтегаз, 1991. С. 5.
6. Шевелева Д.В. Численное моделирование теплового взаимодействия скважины с вечномерзлыми горными породами // Нефть и газ. Известия вузов. ТГНГУ. 2007. № 5. С. 44-47.
7. Роуч П. Вычислительная гидродинамика. М.: Мир, 1980.

*Дмитрий Григорьевич НЕРОДЕНКО —
аспирант кафедры машин и оборудования
нефтяной и газовой промышленности*

*Владимир Николаевич СЫЗРАНЦЕВ —
зав. кафедрой машин и оборудования нефтяной
и газовой промышленности,
доктор технических наук, профессор,
заслуженный деятель науки РФ
Тюменский государственный
нефтегазовый университет*

УДК 51-74

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ТРУБОПРОВОДА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ

АННОТАЦИЯ. В работе предлагается методика, определяющая ресурс трубопровода, его надежность и долговечность. С использованием программного комплекса ANSYS рассчитываются напряжения, возникающие в трубопроводе от воздействия сил.

In work the technique defining a resource of the pipeline, its reliability and durability is offered. The pressure arising in the pipeline from influence of forces pay off with use of program complex ANSYS.

Технологические трубопроводы нашей страны проектируются на весь период эксплуатации объекта. Из-за недостаточной информации о действующих нагрузках и весьма приближенного представления о механических свойствах материала конструкции, определяющих его сопротивление действующим нагрузкам, основным показателем оценки прочностной надежности до настоящего времени является коэффициент запаса прочности.

На протяжении десятилетий XIX и XX вв. до тех пор, пока общий объем трубопроводов был сравнительно невелик (до 15% объема от настоящего уровня), а предельные давления находились на уровне 100-150 МПа, удавалось свести к минимуму опасность возникновения аварийных и катастрофических ситуаций и ущерба от них. Этому способствовали традиционно принятые в то время повышенные запасы прочности (по пределу прочности на уровне 2,8-4,0, а по пределу текучести до 2,0-2,5).

Во второй половине XX в. ситуация существенно изменилась. Произошло резкое повышение общего уровня нагруженности; давление в трубопроводах возросло в 5-10 раз и более; были снижены запасы статической прочности (по пределу прочности до 2,0-2,5, по пределу текучести до 1,1-1,8).

В России в последние годы, по данным ежегодных государственных докладов МЧС, имеют место более 1500 чрезвычайных ситуаций, из которых около 75% техногенные [1]. 60% всех техногенных чрезвычайных ситуаций происходит из-за разрушения трубопроводов [2].

Из всего вышесказанного можно сделать вывод, что нормативная техническая документация, предназначенная для проектирования объектов, не совершенна и нуждается в доработке и совершенствовании. Проблема оценки прочностной надежности трубопроводов является актуальной.

Определение прочностной надежности системы трубопроводов состоит из трех этапов:

1. Определение «опасных» участков системы трубопроводов (участки труб на опорах, компенсаторы, изгибы трубопровода и детали трубопровода, эквивалентные напряжения в которых достигают максимальных значений). Для определения «опасных» участков трубопровода можно воспользоваться методом конечных элементов (МКЭ) — пакетами ANSYS, ABAQUS, SolidWorks, NASTRAN [5].

2. Детализированный расчет каждого «опасного» участка трубопровода при помощи МКЭ [5] с определением точек-концентраторов напряжений. Количество точек зависит от степени детализации расчетной схемы «опасного» участка, которая выбирается исходя из требуемой точности решения задачи.

3. Определение прочностной надежности каждой точки-концентратора напряжений. Выявление среди всех точек системы трубопроводов точки с минимальной надежностью. Эта точка и отражает прочностную надежность всей системы трубопроводов.

Нагрузки, воспринимаемые конструкцией трубопровода регламентируются СНиП.

В качестве примера рассчитаем прочностную надежность системы трубопровода длиной 150 метров (см. рис. 1).

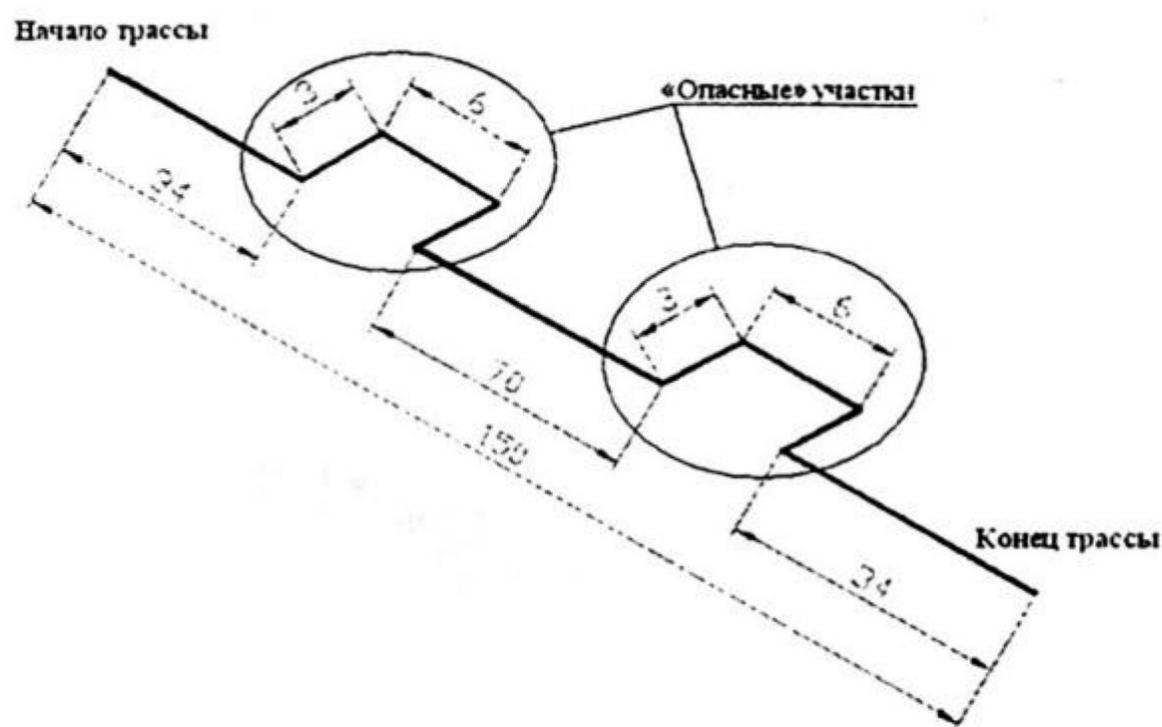


Рис. 1. Схема системы трубопровода

Исходные данные: на трассе трубопровода установлены два П-образных компенсатора для компенсации температурных расширений (сжатий), в начале и конце трассы установлены неподвижные опоры; подвижные опоры расставлены по всей длине трубопровода с шагом 8 м, труба 325×16 09Г2С, давление в трубопроводе изменяется от $P_0=0$ МПа до $P_{раб}=10$ МПа, температура окружающей среды минус 40°С, температура продукта изменяется от 0°С до 100°С, компенсатор с вылетом 3 м и длиной 6 м, коэффициент линейного расширения $\alpha=1,18 \times 10^{-5}$, коэффициент теплопроводности 50, модуль упругости $E=2,1 \times 10^5$, коэффициент Пуассона 0,3, коэффициент теплоотдачи «воздух-металл» $1,4 \times 10^{-3}$, коэффициент теплоотдачи «металл-газ» $2,4 \times 10^{-3}$, температурные удлинения трубопровода от температуры и давления 64 мм вдоль оси системы трубопровода.

На первом этапе рассчитана система трубопровода низким уровнем детализации (разбиение системы трубопровода грубой конечно-элементной сеткой), при помощи МКЭ — пакета ANSYS [3, 6]. При расчете определены «опасные» участки системы трубопровода — это два П-образных компенсатора (см. рис. 1). На этих участках напряжения достигают максимальных значений и, как следствие, возможно разрушение трубопровода.

На втором этапе рассчитаем и определим напряженно-деформированное состояние (НДС) П-образного компенсатора, найдем точки с максимальными значениями напряжений.

Так как П-образные компенсаторы имеют одинаковые размеры и воспринимают практически одинаковые нагрузки и воздействия, то достаточно рассчитать один из них. Расчет проводится в МКЭ — пакете ANSYS [3, 6]. Перед расчетом НДС компенсатора необходимо выполнить нижеперечисленные операции и задаться исходными параметрами, от которых зависит правильность и точность расчета.

Решим структурную и температурную задачи для сравнения получившихся результатов (необходимо отследить зависимость напряжения от температуры, возникающей в трубопроводе).

Для определения напряжений без учета влияния температур (структурная задача) выполняются следующие операции:

1) Подготовительным этапом является построение твердотельной трехмерной модели рассчитываемой конструкции. Для упрощения расчетов построим твердотельную модель в виде $1/4$ части компенсатора, т.к. нагрузки, восприни-

маемые П-образным компенсатором, симметричны (S) относительно центра компенсатора и его горизонтальной плоскости. Построение модели осуществлялось в программе SolidWorks при помощи стандартных инструментов. Расчет НДС компенсатора проводился по схеме, представленной на рис. 2.

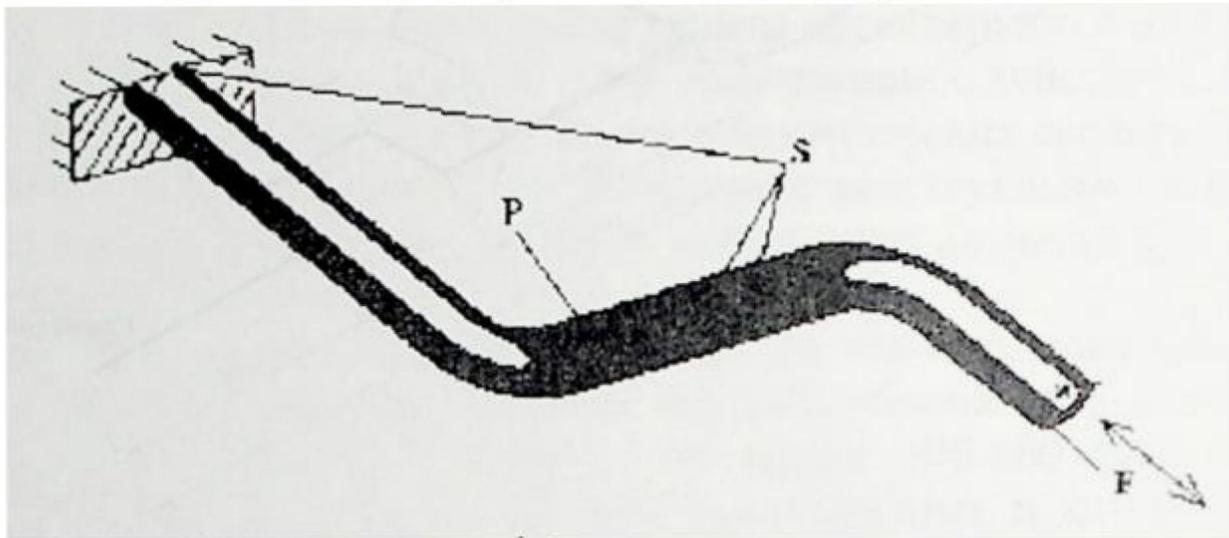


Рис. 2. Расчетная схема $1/4$ части П-образного компенсатора

2) Импорт заранее созданная в программе SolidWorks твердотельной модели — это $1/4$ часть компенсатора (см. рис. 2) в ANSYS.

3) Задание типа элемента, которым будет разбита модель — Brick 8node 45 — элемент SOLID45.

4) Задание свойств материала трубопровода: модуль упругости материала, коэффициент Пуассона, коэффициент линейного расширения.

5) Генерация конечно-элементной сетки.

6) Задание граничных условий (см. рис. 2): а) жесткое закрепление центра компенсатора перпендикулярно оси трубы, б) приложение рабочего давления (P) к внутренней части всего трубопровода, в) учет симметрии конструкции (S), г) сжимающая (растягивающая) сила (F) от температурных перемещений трубопровода, направленная вдоль оси трубопровода.

7) Решение задачи.

8) Анализ полученных результатов.

Для определения напряжений с учетом влияния температур (температурная задача) выполняются следующие операции:

1) Импорт заранее созданной в программе SolidWorks, твердотельной модели — это $1/4$ часть компенсатора (см. рис. 2) в ANSYS.

2) Задание типа элемента, которым будет разбита модель — Brick 8node 70 — элемент SOLID70.

3) Задание свойств материала трубопровода: коэффициент теплопроводности.

4) Генерация конечно-элементной сетки.

5) Задание граничных условий: а) на торцах компенсатора выход тепла равен нулю, б) конвективный теплообмен между внутренней и наружной поверхностями трубопровода.

6) Решение задачи и сохранение ее.

7) Задание команды «TTS», заменяющей температурный элемент структурным.

8) Решение структурной задачи — 4, 6 операции.

9) Задание чтения ранее созданного файла с расширением «RTH». В это время происходит наложение температурных нагрузок на структурные.

10) Решение задачи.

11) Анализ полученных результатов.

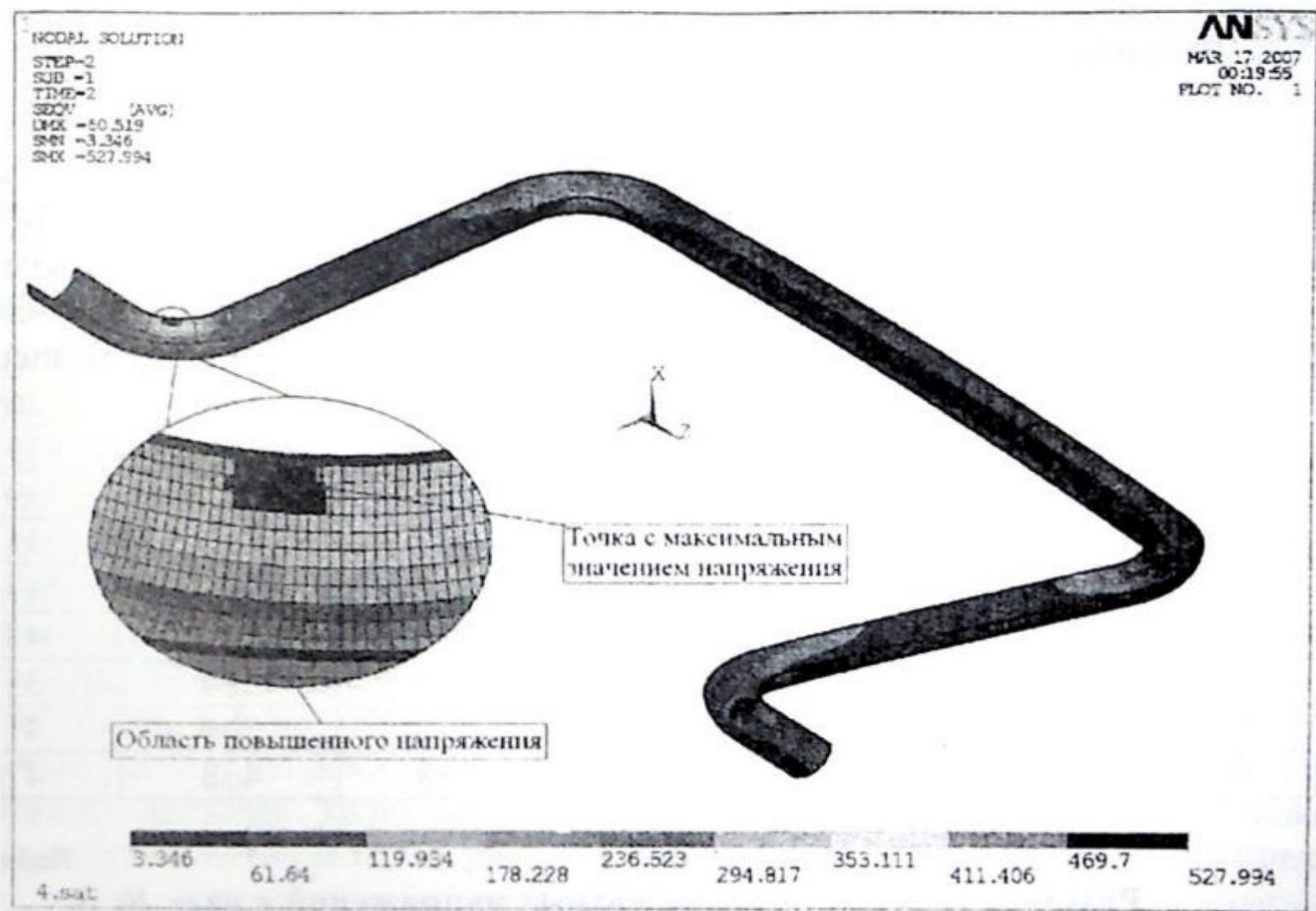


Рис. 3. Поле распределения эквивалентных напряжений в $1/2$ части компенсатора (9 испытание) (перемещения увеличены в 7000 раз)

Проведем 9 расчетов при разных значениях давления и температуры и в каждом из них найдем узлы-концентраторы напряжений. Этими расчетами определены узлы (точки «m») № 1, 2, 3, 4, 5 (см. табл. 1, 2, 3), значения напряжений в которых были максимальны. Результаты девяти опытов приведены в табл. 1, 2, 3.

Таблица 1

Результаты расчета эквивалентных напряжений в узлах № 1 и № 2

№ расчета	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P, \text{МПа}$	Эквивалентные напряжения по Мизесу в узле № 1 $\sigma, \text{МПа}$		Эквивалентные напряжения по Мизесу в узле № 2 $\sigma, \text{МПа}$	
			без учета влияния температур	с учетом влияния температур	без учета влияния температур	с учетом влияния температур
1	0	0	406	328	566	456
2	0	5	449	370	528	419
3	0	10	492	413	491	382
4	50	0	406	380	566	529
5	50	5	449	423	528	492
6	50	10	492	466	491	455
7	100	0	406	432	566	602
8	100	5	449	475	528	565
9	100	10	492	518	491	528

Таблица 2

Результаты расчета эквивалентных напряжений в узлах № 3 и № 4

№ расчета	Температура $t, ^\circ\text{C}$	Давление $P, \text{МПа}$	Эквивалентные напряжения по Мизесу в узле № 3 $\sigma, \text{МПа}$		Эквивалентные напряжения по Мизесу в узле № 4 $\sigma, \text{МПа}$	
			без учета влияния температур	с учетом влияния температур	без учета влияния температур	с учетом влияния температур
1	0	0	387	312	334	269
2	0	5	347	272	396	331
3	0	10	308	234	458	393
4	50	0	387	362	334	312
5	50	5	347	322	396	374
6	50	10	308	283	458	436
7	100	0	387	412	334	355
8	100	5	347	372	396	417
9	100	10	308	333	458	478

Таблица 3

Результаты расчета эквивалентных напряжений в узле № 5

№ расчета	Температура газа $t, ^\circ\text{C}$	Давление в трубопроводе $P, \text{МПа}$	Эквивалентные напряжения по Мизесу в узле № 5 $\sigma, \text{МПа}$	
			без учета влияния температур	с учетом влияния температур
1	0	0	280	226
2	0	5	319	265
3	0	10	360	306
4	50	0	280	262
5	50	5	319	301
6	50	10	360	342
7	100	0	280	298
8	100	5	319	338
9	100	10	360	378

На третьем этапе определим прочностную надежность каждого узла-концентратора напряжений. Оценка прочностной надежности изделия как на этапе его проектирования, так и эксплуатации, заключается в определении вероятности безотказной работы (R) путем решения следующего уравнения [1, 4, 7, 8, 9]:

$$R = P_r(z \geq 0) \quad (1)$$

где $z = s - \sigma$ — разность двух независимых случайных величин s и σ .

Для решения этого уравнения необходимо знать законы распределения случайных величин s и σ . Из работ [12, 13] следует, что исчерпывающей характеристикой закона распределения вероятности случайной величины является ее плотность. Поэтому восстановление плотности распределения вероятности s и σ на основе либо выполненных экспериментальных исследований, либо данных компьютерного моделирования является принципиальной задачей, от корректного решения которой зависит достоверность результатов оценки прочностной надежности изделий.

Итак σ — напряжение, возникающее в исследуемой точке под действием внешних факторов (давление и др.). s — предельная величина напряжения, при достижении которой происходит разрушение материала (статистическая, мало- или многоцикловая усталость).

В общем случае предельные напряжения (s) зависят от свойств выбранного материала и заданы выборкой, на основе которой методами непараметрической статистики можно не только восстановить функцию плотности их распределения, но и настроить соответствующий непараметрический датчик случайной величины $S_k, k = \overline{1, L}$.

Развитие средств вычислительной техники позволило принципиально повысить достоверность и точность расчета напряженно-деформированного состояния деталей сложной геометрической формы. На рис. 3 в качестве примера представлены результаты расчета напряжений (σ) в трубопроводе, возникающих при конкретном давлении $p_i = \text{const}$ и внешней температуре $t_i = \text{const}$. В то же время ANSYS является замкнутой системой и не может использоваться в виде подпрограммы в более общей программе. Даже при быстродействии современных ЭВМ расчеты по ANSYS весьма трудоемки и требуют значительных затрат машинного времени. Используя этот комплекс, можно выполнить несколько десятков, но не сотен и тысяч расчетов, необходимых для формирования представительной выборки напряжений $\sigma_n, n = \overline{1, N}$. Принимая вышеизложенное во внимание, для расчета вероятности безотказной работы трубопровода используем процедуру, основанную на обработке результатов компьютерного эксперимента, конечной целью которого является получение для « m » точек трубопровода (опасных по критерию прочности) регрессионных зависимостей вида $\sigma^{(m)} = \sigma^{(m)}(p, t)$, $m = \overline{1, M}$. Реализация процедуры в рассматриваемом случае предполагает проведение двухфакторного эксперимента: первый фактор — давление, второй — температура.

Область варьирования факторов определяется предельными значениями давления и температуры из выборок $p_i, i = \overline{1, 1000}$ и $t_j, j = \overline{1, 1000}$:

$$p_{\min} = \min_i \{p_i\}, p_{\max} = \max_i \{p_i\}, t_{\min} = \min_j \{t_j\}, t_{\max} = \max_j \{t_j\}.$$

Поскольку зависимости $\sigma^{(m)} = \sigma^{(m)}(p, t)$, $m = \overline{1, M}$ в общем случае являются гладкими и непрерывными, для их аппроксимации воспользуемся полиномиальной функцией следующего вида:

$$\sigma^{(m)} = a_0^{(m)} + a_1^{(m)} \cdot t + a_2^{(m)} \cdot t^2, \quad (2)$$

где $a_0^{(m)} = b_{00}^{(m)} + b_{01}^{(m)} \cdot p + b_{02}^{(m)} \cdot p^2;$

$$a_1^{(m)} = b_{10}^{(m)} + b_{11}^{(m)} \cdot p + b_{12}^{(m)} \cdot p^2;$$

$$a_2^{(m)} = b_{20}^{(m)} + b_{21}^{(m)} \cdot p + b_{22}^{(m)} \cdot p^2.$$

Раскрывая (2), получим следующее выражение:

$$\sigma^{(m)} = b_{00}^{(m)} + b_{01}^{(m)} p + b_{10}^{(m)} t + b_{02}^{(m)} p^2 + b_{20}^{(m)} t^2 + b_{11}^{(m)} p t + b_{12}^{(m)} t p^2 + b_{21}^{(m)} t^2 p + b_{22}^{(m)} t^2 p^2$$

Для определения значений неизвестных коэффициентов $b_{ij}^{(m)}, i = \overline{0, 2}; j = \overline{0, 2}$ функции (2) реализован компьютерный эксперимент, заключающийся в проведении девяти расчетов напряженно-деформированного состояния трубопровода МКЭ при фиксированных величинах давления и температуры (см. табл. 1, 2, 3).

Проведя расчеты напряженно-деформированного состояния трубопровода МКЭ при величинах давления и температуры, соответствующих уровням их варьирования, отраженных в табл. 1, 2, 3, установим для каждой точки «m»

девять значений действующих в ней напряжений $\sigma_l^{(m)}$, $l=1,9$. В качестве примера они приведены в правом столбце табл. 1, 2, 3. Подставляя эти величины для каждого расчета (опыта) в левую часть уравнения (2) и соответствующие этому опыту значения параметров \bar{p} и \bar{t} из таблиц 1, 2, 3 в правую часть уравнения (2), получим систему линейных уравнений, решая которую, получим значения $b_{ij}^{(m)}$.

Аппроксимация функции $\sigma^{(m)} = \sigma^{(m)}(p, t)$ с использованием полиномиальной зависимости (2) и определения коэффициентов $b_{ij}^{(m)}$, $i=0,2; j=0,2$, реализация которой основана на минимальном числе расчетов значений функции $\sigma^{(m)} = \sigma^{(m)}(p, t)$, предполагает, что погрешности вычисления значений этой функции отсутствуют. В то же время любой численный метод расчета, в том числе и МКЭ, позволяет получать результаты с некоторой погрешностью, зависящей как от способа разбиения исследуемой детали на конечные элементы, так и их размеров. Повысить качество аппроксимации в этом случае можно на основе использования большего числа рассчитанных значений функции $\sigma^{(m)} = \sigma^{(m)}(p, t)$, например, путем проведения двухфакторного эксперимента не на трех, а на пяти уровнях варьирования параметров \bar{p} и \bar{t} , что увеличивает число экспериментальных точек с 9 до 25.

Вернемся к задаче, блок схема которой представлена на рис. 4. Установленные зависимости (2) позволяют при имеющихся непараметрических датчиках давления ($p_n, n=1, N$) и температуры ($t_n, n=1, N$) сгенерировать для каждой точки «m» выборку напряжений $\sigma_n^{(m)}, n=1, N$ и восстановить функции плотности распределения напряжений. Для реализации предложенного алгоритма использовалась среда математического процессора MathCAD [11]. В качестве примера на рис. 5 для одной из точек «m» исследуемого трубопровода показана функция плотности распределения напряжений и ее аппроксимация с использованием непараметрических методов статистики. Воспользовавшись далее непараметрическим датчиком предельных напряжений S_k , получим для них выборку требуемой длины, по которой восстановим функцию плотности распределения предельных напряжений. После чего оценим прочностную надежность для каждой из «m» исследуемых точек. Вероятность безотказной работы трубопровода в целом определяется той точкой «m», в которой рассчитанная по формуле (3) величина R является минимальной [10, 14].

$$R = \int_0^{\infty} \left(\int_0^{\infty} \left[\frac{1}{m \cdot h_m^*} \sum_{k=1}^m K \left(\frac{s + \sigma - s_k}{h_m^*} \right) \right] \cdot \left[\sum_{j=1}^{M^*} \lambda_j \cdot \varphi_j \left(\frac{\sigma - \sigma_{\min}}{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}} \right) \right] d\sigma \right) ds, \quad (3)$$

где hm^* — это оптимальное значение параметра размытости; λ_j — коэффициенты; K — ядерная функция; φ_j — функция.

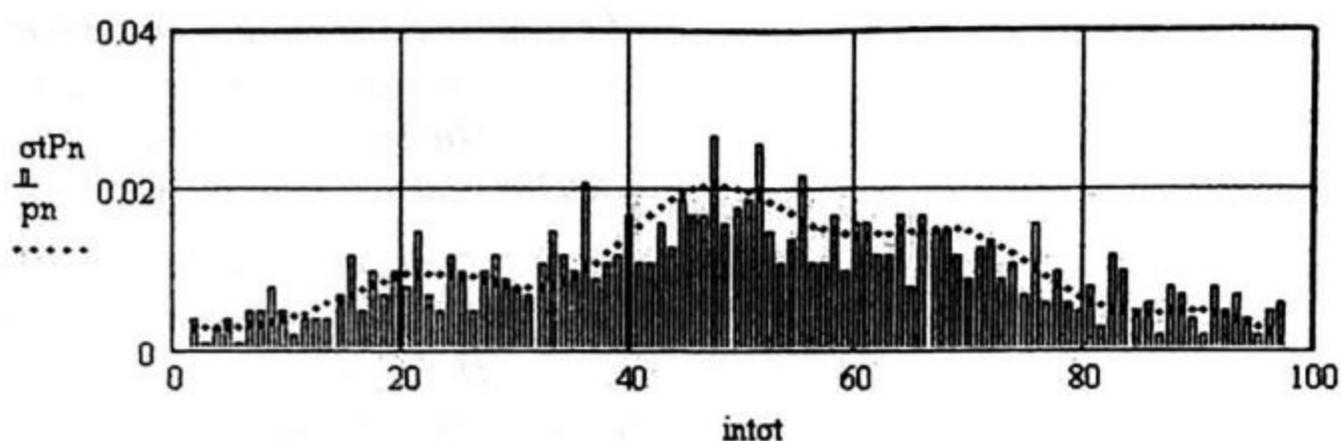


Рис. 5. Функция плотности распределения напряжений в точке № 1 исследуемого трубопровода

Среди всех точек системы трубопроводов точка № 2 имеет минимальную надежность. В рассмотренном примере вероятность безаварийной работы трубопровода для узла (точки) № 2 в течение восьми лет составляет $R=0,95$, соответственно, вероятность отказа работы трубопровода $\bar{R}=0,05$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Махутов Н.А., Пермяков В.Н. Ресурс безопасной эксплуатации сосудов и трубопроводов. Новосибирск: Наука, 2005. 516 с.
2. Протасов В.Ф., Молчанов А.В. Экология, здоровье и природопользование в России // М.: Финансы и Экономика, 1995. 523 с.
3. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. М.: Едиториал УРСС, 2003. 272 с.
4. Сызранцев В.Н., Белобородов А.В., Сызранцева К.В. Современные методы расчета и диагностики усталости трубопроводной арматуры // Арматуростроение. 2004. 6 (32). С. 62-65
5. Сызранцев В.Н., Сызранцева К.В. Расчет напряженно-деформированного состояния деталей методами конечных и граничных элементов: Монография. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2000. 111 с.
6. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справочное пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.
7. Иванов В.А., Лысяный К.К. Надежность и работоспособность конструкций магистральных нефтепроводов. СПб.: Наука, 2003. 317 с.
8. Протасов В.Н., Султанов Б.Э., Кривенков С.В. Эксплуатация оборудования для бурения скважин и нефтегазодобычи. Под общ. ред. В.Н.Протасова: Учеб. для вузов. М.: Недра-Бизнесцентр, 2004. 691 с.
9. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем: Пер. с англ. М.: Мир, 1980. 604 с.
10. Арасланов А.М. Расчет элементов конструкций заданной надежности при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1987. 128 с.
11. Дьяконов В. Mathcad 2001: специальный справочник. СПб.: Питер, 2002. 832 с.
12. Симахин В.А. Непараметрическая статистика. Ч.1. Теория оценок: Учебное пособие. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2004. 207 с.
13. Деврой Л., Дьерфи Л. Непараметрическое оценивание плотности. L1-подход: Пер. с англ. М.: Мир, 1988. 408 с.
14. Сызранцев В.Н., Невелев Я.П., Голофаст С.Л. Восстановление функции плотности распределения вероятности при решении прочностных задач. Сб. м-лов III Российской межвузовской науч.-практ. конф. с международным участием «Методы компьютерного проектирования и расчета нефтяного и газового оборудования». Тюмень: ТюмГНГУ, 2006. 109-117 с.