

ВЛИЯНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ОТ НАСОСНО- КОМПРЕССОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА РЕЗОНАНСНОЙ ЧАСТОТЕ НА ТРУБОПРОВОДНЫЕ СИСТЕМЫ

УДК
622.691.4.01

INFLUENCE OF FORCED VIBRATIONS AT THE RESONANT FREQUENCY OF THE PUMP EQUIPMENT FOR PIPELINE SYSTEMS

**И.В. Баширов, Е.А. Наумкин,
И.Р. Кузеев**

**ФГБОУ ВПО Уфимский
государственный нефтяной
технический университет**

**I.V. Bashirov, E.A. Naumkin,
I.R. Kuzeev**

**FSBEI Ufa state petroleum technical
university**

Представлены результаты исследований образцов из стали 20 на усталостную долговечность по схеме трехточечного изгиба с приложением вынужденных колебаний при различных уровнях относительной деформации. Получена зависимость долговечности стали от влияния вынужденных колебаний на резонансной частоте. Был выведен коэффициент учитывающий число циклов до разрушения при различной относительной деформации.

This paper present the results of studies of samples of steel 20 on the cyclic fatigue on three-point bending scheme with the application of forced oscillations at different levels of relative deformation. The dependence of the durability of steel from the influence of forced oscillations at the resonant frequency. Was derived factor takes into account the number of cycles to failure at different relative deformation.

Ключевые слова: трубопроводные системы, трехточечный изгиб, частота собственных колебаний, частота вынужденных колебаний, резонансная частота, относительная деформация, долговечность.

Key words: pipeline systems, three-point bending, frequency of own fluctuations, frequency of the compelled fluctuations, resonant frequency, relative deformation, durability.

В трубопроводах при действии основных источников вибраций, обычно встречающихся в технологических установках, возникают динамические нагрузки. Основным источником вибраций являются: механические воздействия на трубопровод со стороны оборудования и опор; нестационарные гидродинамические воздействия; акустические колебания рабочего вещества трубопровода[1].

Особенно опасными являются условия акустического резонанса, когда при совпадении частоты вынужденных колебаний с собственной частотой колебаний трубопровода, возникает значительное возрастание амплитуды колебаний[2]. Это приводит к снижению долговечности трубопроводных систем насосно- компрессорных агрегатов.

Следует отметить, что в нормативно- технической документации при оценке вибропрочности трубопровода учитываются собственные частоты в энергетически значимом диапазоне не более 100 Гц, что не может обеспечивать безопасность эксплуатации трубопроводов при больших частотах как собственных колебаний, так и вынужденных колебаний, присутствующих при эксплуатации трубопроводных систем.

В работе [2] были проведены исследования, направленные на оценку остаточного ресурса трубопроводных систем, подверженных вынужденным колебаниям на резонансной частоте в диапазоне частот от 0 Гц до 13 кГц. В результате установлена зависимость усталостной долговечности образцов из стали 20, подвергнутых малоцикловым усталостным нагрузкам при относительной деформации $\varepsilon=0,28\%$, от частоты приложенных вынужденных колебаний на резонансной частоте. При этом показано, что при резонансной частоте, соответствующей 12463 Гц усталостная долговечность образцов снижается в 1,6 раза.

Однако в работе был ограничен выбор диапазона частот вынужденных колебаний приложенных к образцу и диапазон относительной деформации испытываемых образцов, что ограничивает возможность разработки методики оценки остаточного ресурса трубопроводных систем.

С целью получения дополнительной информации были использованы следующие параметры

- диапазон частот вынужденных колебаний от 0 Гц до 20 кГц;
- диапазон относительной деформации от 0,26% до 0,4%.

Анализ влияния вынужденных колебаний на резонансной частоте на долговечность трубопроводных систем оценивался по результатам проведенных экспериментов по схеме трехточечного изгиба. Данная схема исключает осевую составляющую нагрузки, что позволяет учитывать влияние приложенных вынужденных колебаний без изменения величины собственных колебаний. С этой целью использовано трехпозиционное устройство, позволяющее проводить испытания на циклическую уста-

лость в упруго-пластической зоне по схеме трехточечного изгиба с одновременным приложением вынужденных колебаний (рисунок 1).

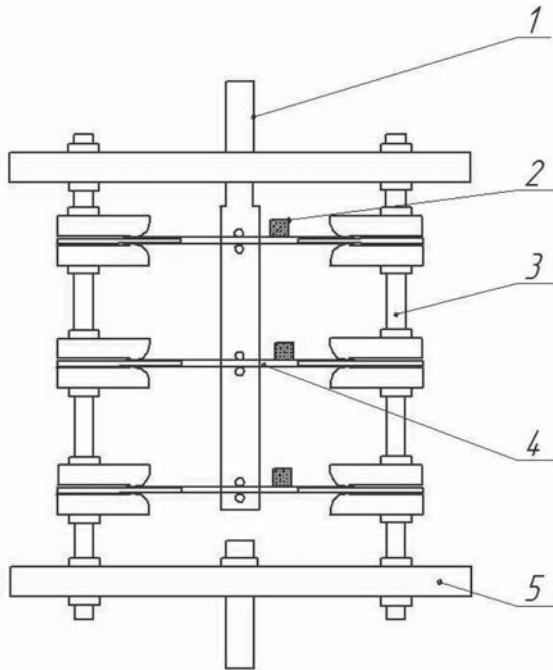


Рисунок 1. Трехпозиционное устройство для проведения усталостных испытаний по схеме трехточечного изгиба с приложением вынужденных колебаний
1 – шток; 2 – источник вынужденных колебаний; 3 – опоры; 4 – испытываемый образец; 5 – корпус устройства.

Материалом исследования была выбрана сталь 20, так как она широко используется в трубопроводных системах на нефтехимических и нефтеперерабатывающих предприятиях.

В качестве образцов использовали плоские пластины размером 120×9,5×4 мм. Испытания на малоцикловую усталость при жестком нагружении проводились на динамометрической разрывной машине ИР-5113, соответствующее ГОСТ 28840.

Усталостные испытания проводились с приложением вынужденных колебаний на резонансной частоте испытываемого образца. Для того чтобы приложить резонирующие вынужденные колебания необходимо определить собственную частоту образца. При этом проводилось определение собственных колебаний по методике единичного механического удара.

Регистрация сигналов проводилась при помощи электретного микрофона NADY CM 100 Measurement MIC, с диапазоном частот 20-20000 Гц и чувствительностью 40 дБ, подключенного к персональному компьютеру, на который проводилась запись с частотой дискретизации 44100 Гц, глубиной цифро-аналогового преобразования 16 бит. Обработка полученной информации проводилась с использованием программы Sony Sound Forge 10.

Полученные данные при помощи быстрого Фурье преобразования [3,4] размером 4096 точек преобразовывали в спектр, в котором преобладающей гармоникой являлась частота собственных колебаний исследуемого объекта.

Экспериментально были получены следующие значения частот собственных колебаний образца: 3972Гц, 7920Гц, 11923Гц, 15912Гц, 19820Гц.

Второй параметр влияющий на долговечность образцов – относительная деформация - был рассчитан по формуле

$$\varepsilon = \frac{6 \cdot f \cdot h}{L^2}, \quad (1)$$

где f – значение прогиба, мм,

h – толщина образца, мм,

L – расстояние между опорами, мм.

Эксперименты проводились при относительных деформациях: 0,26%; 0,3%; 0,4%.

В результате экспериментов получили зависимость относительной деформации ε от числа циклов до разрушения N_p при разных значениях приложенных вынужденных колебаний в двоичных логарифмических координатах (рисунок 2).

Из рисунка 2 видно, что частота вынужденных колебаний и увеличение деформации влияет на долговечность образцов.

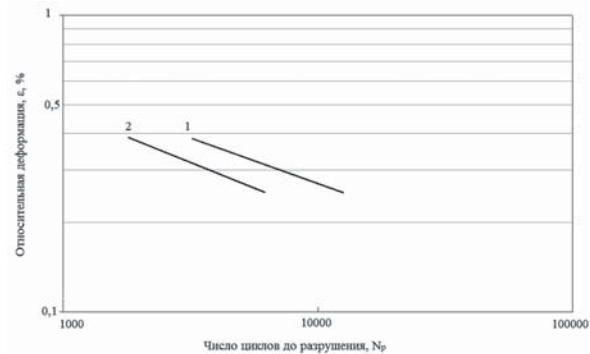


Рисунок 2. Зависимость относительной деформации ε от числа циклов до разрушения N_p при разных значениях приложенных вынужденных колебаний в двоичных логарифмических координатах. 1- частота приложенных вынужденных колебаний 0 Гц; 2- частота приложенных вынужденных колебаний 15912 Гц

Полученные на рисунке 2 зависимости описываются следующими функциями:

- при отсутствии вынужденных колебаний

$$N_1 = 10^{\frac{(\lg \varepsilon - 0,9343 \cdot 10^{-10})}{0,0993}};$$

- при наличии вынужденных колебаний (15912

$$\text{Гц}) N_2 = 10^{\frac{(\lg \varepsilon - 1,0529 \cdot 10^{-10})}{0,1119}}.$$

Используя полученные формулы, ввели поправочный коэффициент

$$k = \frac{N_1}{N_2}, \quad (2)$$

где N_1 – число циклов до разрушений при отсутствии вынужденных колебаний,

N_2 – число циклов до разрушения при частоте вынужденных колебаний 15912 Гц.

Подставляя значения, получим $k = 0,8874$.

Таким образом, число циклов до разрушения для стали 20 будет определяться по следующей формуле

$$N = 10^{k \left(\frac{\lg \varepsilon - 0,9343 \cdot 10^{-10}}{0,0993} \right)}$$

Метод оценки трубопроводной системы, обязывающей нагнетательные машины позволяет провести расчет долговечности. При расчете предлагается использовать следующий алгоритм:

- провести анализ технической документации исследуемой трубопроводной системы;
- определить частоты собственных колебаний экспериментальным методом, при помощи единичного механического удара или расчетным методом, согласно [1];
- провести вибродиагностические измерения участков трубопровода;

- на основании данных вибродиагностического контроля определить участки трубопровода, соответствующие условию частотного резонанса $0,7 \cdot f_{\text{вын}} < f_{\text{соб}} < 1,3 \cdot f_{\text{вын}}$, согласно [1];

- оценить деформации трубопроводной обвязки насосно- компрессорного оборудования, согласно методике, представленной в [5];

- провести расчет количества циклов до разрушения согласно полученного уравнения для участков, на которых наблюдается резонансное явление.

Алгоритм позволяет производить оценку долговечности трубопроводных систем, подверженных вынужденным колебаниям на резонансной частоте в диапазоне частот от 0 до 20 кГц и может быть использована при расчете вибропрочности технологических трубопроводов из стали 20, согласно [1].

Работа выполнена при содействии лаборатории межвузовского центра коллективного пользования «Недра» (МЦКП «Недра») «Механика деформирования и разрушения конструкционных материалов».

ЛИТЕРАТУРА

1. Указания по расчету на прочность и вибрацию технологических стальных трубопроводов РТМ 38.001-94. М. ВНИПИНефть, 1994. С.

2. Панкратьев С.А. Оценка ресурса прочности трубопроводных систем, подверженных вынужденным колебаниям на резонансной частоте: дисс... канд. техн. наук. Уфа: УГНТУ, 2009. 107 с.

3. Бугров Я.С., Никольский С.М. Высшая математика. Дифференциальные уравнения. Кратные интегралы. Ряды. Функции комплексного переменного: учебник для вузов.-4-е изд. Ростов н/Д: изд-во «Феникс», 1998.512с.

4. Залмазон Л.А. Преобразование Фурье, Уолша, Хаара и их применение в управлении, связи и других областях. М.: Наука, 1989.496с.

5. Поляков В.А. Разработка методологии расчета и оценки процессов деформации технологических трубопроводов в условиях снижения несущей способности: дисс... докт. техн. наук. Москва: РГУНГ им. И.М.Губкина., 2003. 310 с

*Баширов И.В., аспирант кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ
Bashirov I.V., postgraduate student of chair «Technological machines and equipment», FSBEI USPTU*

*Наумкин Е.А. канд.техн.наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ
Naumkin E.A., cand.tech.sci., associate professor of chair «Technological machines and equipment », FSBEI USPTU*

*Кузеев И.Р., д.т.н., профессор, зав. кафедрой «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВПО УГНТУ
Kuzeev I.R., dr.tech.sci., professor, head of chair «Technological machines and equipment », FSBEI USPTU
e-mail: ildus_bashirov@mail.ru*