

ГИДРАВЛИКА И ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ

УДК 627.844

УЧЕТ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ ПРИ РАСЧЕТЕ ДОПУСТИМЫХ НАГРУЗОК НА ТРУБОПРОВОД

Ф.В. Рекач, Е.К. Синиченко

Российский университет дружбы народов
ул. Орджоникидзе, 3, Москва, Россия, 115419

В статье описана методика расчета нагрузок на трубопровод как от постоянных, так и от переменных составляющих.

Ключевые слова: допустимые нагрузки, колебания давления.

В процессе эксплуатации трубопроводных систем в результате работы насосных агрегатов, изменения режима их работы, срабатывания запорной арматуры, аварийных отключений электропитания, ошибочных действий обслуживающего персонала и т.д. неизбежно возникают интенсивные волновые (колебания давления, гидроудары) и вибрационные процессы, которые приводят к возникновению переменных во времени напряжений в стенках трубопроводов и появлению с течением времени усталостных и коррозионно-усталостных трещин в местах сварных соединений или каких-либо малозаметных дефектов, являющихся концентраторами напряжений (царапины, задиры и т.п.).

Все эти факторы, как правило, не учитываются при проектировании трубопроводных систем. Например, при проектировании магистральных трубопроводов [1] учитываются все действующие на трубопровод нагрузки — изменение температуры, вес засыпки, ветровые и снеговые нагрузки и т.д., за исключением динамического характера нагружения стенки трубопровода в процессе эксплуатации. В нормативных документах различных отраслей промышленности в основном регламентируются допустимые уровни вибрации трубопроводов. Так, согласно нормам Мингазпрома [2], аварийный уровень вибрации оценивается значением виброскорости $V_e = 18$ мм/с, а предупредительный — превышением $V_e = 41$ мм/с. По нормам Союзкомпрессомаша для участков трубопроводов более 0,5 м размах виброперемещений ограничен величиной 0,5 мм, а по нормам и ГАНГ им. Губкина

для трубопроводов поршневых компрессорных машин к этой величине вводится поправочный коэффициент 0,75. Требования к пульсациям давления в этих документах отсутствуют.

Необходимо отметить, что во многих отраслевых нормативных документах отсутствуют не только ограничения на пульсации давления, но и ограничения на вибрации.

В то же время в последние годы замена изношенных трубопроводов ведется крайне низкими темпами. При отсутствии регламентирующих ограничений на допустимые динамические нагрузки это приводит к ежегодному увеличению количества аварий на трубопроводах на 7—10% (по данным ежегодных докладов о состоянии окружающей среды в РФ).

Для определения напряжений в стенках трубопровода будем полагать, что помимо постоянного рабочего давления P_p на него действуют переменные во времени нагрузки — пульсации давления и вибрации. Радиальные и осевые напряжения от пульсаций давления могут быть определены по формулам

$$\sigma_{\Delta p r} = \sigma_r = \frac{\Delta P D}{\delta}, \quad \sigma_{\Delta p t} = \frac{\Delta P D}{2\delta},$$

где ΔP — амплитуда колебаний давления, D — диаметр трубопровода, δ — толщина стенки.

Максимальное напряжение, вызванное вибрацией трубопровода, можно определить, используя зависимость [3]:

$$\sigma_V = V_{e \max} \sqrt{c E \rho},$$

где $V_{e \max}$ — максимальное значение виброскорости, E — модуль упругости, ρ — удельная масса трубопровода (масса материала трубопровода в единице объема, ограниченного трубопроводом), c — коэффициент, учитывающий распределение амплитуд виброскорости по трубопроводу; для прямолинейного участка трубопровода $c = 3$.

Суммарное напряжение в осевом направлении от действия пульсаций давления и вибрации определяется по формуле

$$\sigma_t = \sigma_{\Delta p t} + \sigma_V.$$

Таким образом, трубопровод находится в сложном напряженном состоянии, характеризуемым действием циклического изгиба от вибрации и растяжением стенки трубопровода от пульсаций давления.

При двухосном напряженном состоянии запас усталостной прочности трубопровода можно определить по формуле Гафа и Полларда, которая применима и в случаях синфазного изменения σ_t и σ_r :

$$n = \frac{n_r n_t}{\sqrt{n_r^2 + n_t^2}},$$

где n — запас усталостной прочности трубопровода; n_r — запас усталостной прочности трубопровода в предположении, что напряжения σ_t отсутствуют; n_t — запас усталостной прочности трубопровода в предположении отсутствия напряжений σ_r .

Допускаемые амплитуды напряжений в стенке трубопровода вычисляются по формулам

$$\sigma_{\Delta r} = \frac{\sigma_{-1}\beta k}{n_r \left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \frac{1+q_r}{1-q_r} \right)}, \quad \sigma_{\Delta t} = \frac{\sigma_{-1}\beta k}{n_t \left(1 + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_e} \frac{1+q_t}{1-q_t} \right)},$$

где коэффициенты асимметрии цикла равны

$$q_r = \frac{P_p - \Delta P}{P_p + \Delta P}, \quad q_t = \frac{P_p D / (2\delta) - \sigma_t}{P_p D / (2\delta) + \sigma_t},$$

где σ_r — предел прочности; σ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле нагружения; β — коэффициент, учитывающий влияние состояния поверхности трубопровода на предел выносливости: для новых трубопроводов $\beta = 0,80$ — $0,85$, а для подверженных коррозии может уменьшаться до величины $\beta = 0,5$; k — коэффициент концентраций напряжений.

Величину σ_{-1} можно определить, используя справочные данные или по формуле Мэнсона [4]:

$$\sigma_{-1} = \frac{1,75 \sigma_B}{N^{0,12}},$$

где N — число циклов нагружения.

Методику расчета допустимых динамических нагрузок рассмотрим на конкретном примере.

В напорном коллекторе Самарской ПНС 27 с номинальным давлением 0,8 МПа были произведены замеры виброскорости (среднеквадратичное значение $V_e = 40$ мм/с) и амплитуды пульсаций давления $\Delta P = 0,5$ МПа. Наружный диаметр трубопровода $D = 600$ мм, толщина стенки $\delta = 6$ мм. Материал — ст20 ($\sigma_B = 420$ МПа, $\sigma_{-1} = 140$ МПа, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

Запас усталостной прочности трубопровода должен быть не менее $n = 2,0$. Полагая $n_r = n_t = \sqrt{2n} = 2,83$, найдем $\sigma_r = 49,50$ МПа, $\sigma_t = 25,31$ МПа, $q_r = 0,23$, $q_t = 0,22$, $\sigma_{\Delta r} = 8,07$ МПа, $\sigma_{\Delta t} = 8,134$ МПа.

Таким образом напряжения, вызываемые пульсациями давления, являются недопустимыми. Для гашения волновых и вибрационных процессов непосредственно за насосом и в общий коллектор были установлены стабилизаторы давления, что позволило уменьшить амплитуду пульсаций давления до величины $\Delta P = 0,06$ МПа, а среднеквадратичное значение виброскорости до $V_e = 5$ мм/с. Расчеты показали, что установка стабилизаторов позволила уменьшить напряжения от пульсаций давления и вибраций до величины $\sigma_{\Delta pr} = 6,62$ МПа, $\sigma_t = 3,21$ МПа, что значительно ниже допустимых напряжений, и обеспечить безаварийную эксплуатацию ПНС 27.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] СНиП 2.05.06-85. Магистральные трубопроводы. Госстрой СССР — М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988.
- [2] Нормы вибрации трубопроводов технического газа. Компрессорные станции с центробежными нагнетателями. — М.: Мингазпром, 1995.
- [3] *Самарин А.А.* Вибрации трубопроводов энергетических установок и методы их устранения. — М.: Энергия, 1979.
- [4] Вибрации в технике. Т. 3. — М.: Машиностроение, 1980.

ANALYSIS OF ADMISSIBLE LOADS ACCOUNTING DIFFERENT FACTORS

F.V. Rekach, E.K. Sinichenko

Peoples' Friendship University of Russia
Ordzhonikidze, 3, Moscow, Russia, 115419

Analysis of admissible loads accounting different factors is given.

Key words: admissible loads, pressure oscillations.