

ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ САМОКОМПЕНСИРУЮЩЕГОСЯ ТРУБОПРОВОДА И ОЦЕНКА ЕГО ВЛИЯНИЯ НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЙ РЕСУРС

Кандидаты техн. наук ЮХИМЕЦ П. С., ЯКОВЛЕВ Б. В.

*Институт электросварки имени Е. О. Патона НАН Украины,
РУП «БелНИПИэнергопром»*

Отличительной особенностью конструкции теплотрассы из самокомпенсирующихся труб (СКТ), созданных в ИЭС имени Е. О. Патона, является применение принципа непрерывной компенсации продольных перемещений, что достигается снижением осевой жесткости труб посредством введения в их стенку винтовых гофров (рис. 1).

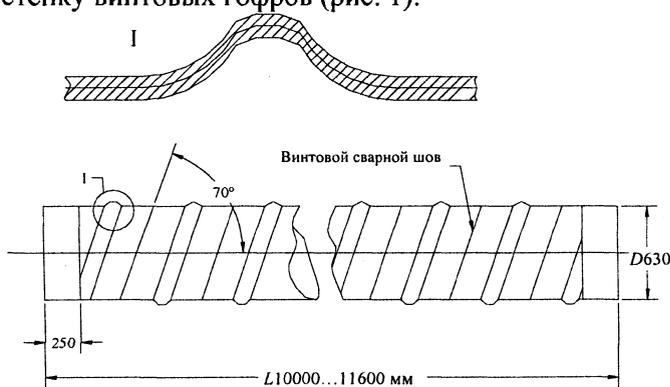


Рис. 1. Самокомпенсирующаяся труба

Исследование предварительного напряжения осуществлялось на опытно-промышленном участке СК трубопровода диаметром 630 мм и длиной 500 м, проложенного в теплосетях Минска (рис. 2) [1].



Рис. 2. Строительство СК трубопровода в Минске

Предварительное напряжение участка создавалось в процессе его гидравлического испытания – при воздействии внутреннего давления трубопровод с винтовыми гофраами удлиняется по сравнению с обычным гладко-

стенным в 20...30 раз. Смонтированный трубопровод, концы которого имели свободу перемещения в продольном направлении с одновременным ограничением угловых перемещений в заземляющих элементах неподвижных опор конструкции БелНИПИэнергопрома, нагружался внутренним давлением 2,5 МПа. В состоянии удлинения концевые участки трубопровода жестко заземлялись (рис. 3).

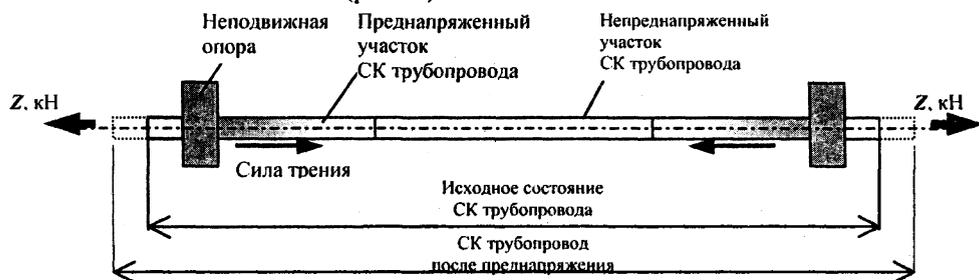


Рис. 3. Преднапряжение СК трубопровода

Измерение продольных перемещений трубопровода при введении преднапряжения производилось с помощью предварительно установленных реперов (рис. 4). Длина трубопровода, участвовавшего в перемещениях, составила $\approx 72\%$ общей длины участка.

Принимая, что в пределах длин отрезков между реперами l_i отношение $\frac{\Delta l_i}{l_i} = \text{const}$, определялся температурный эквивалент удлинения для каждого из отрезков l_i преднапряженного трубопровода

$$\Delta T_i = \frac{\Delta l_i}{\alpha l_i}, \quad (1)$$

где Δl_i – относительное перемещение трубопровода, м; l_i – расстояние от репера до неподвижной опоры, м; α – коэффициент линейного температурного удлинения трубопровода, $^{\circ}\text{C}^{-1}$.

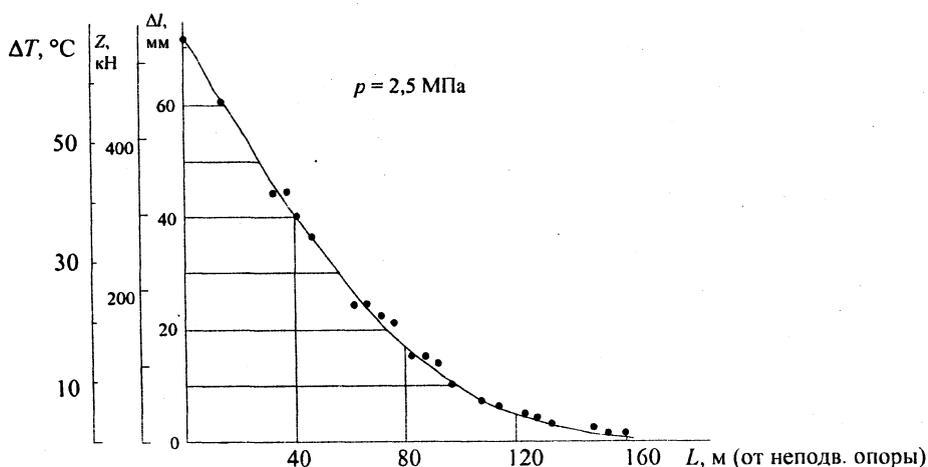


Рис. 4. Распределение преднапряжения (удлинения Δl , осевой растягивающей силы Z , температурного эквивалента ΔT) по длине трубопровода: • – показания реперов

Таким образом, введенное преднапряжение эквивалентно нагреву i -х участков, причем изменение температуры от 0 до 66,7 °С по длине трубопровода также соответствует зависимости, приведенной на рис. 4.

На основании расчета СК трубопровода $D630$ мм при воздействии расчетного температурного перепада, равного 170 °С, без учета пластического деформирования (табл. 1) и данных об удлинении i -х участков определялось значение продольной растягивающей силы Z на каждом из участков l_i (рис. 4).

Таблица 1

Расчетные условно-упругие напряжения в характерных зонах СКТ и обычного трубопровода при воздействии температурного перепада 170 °С

Зона трубы	Напряжения, МПа		
	СКТ $D630 \times 7$ мм, высота гофра 28 мм		Обычный трубопровод
	Максимальные σ_{\max}	Продольные σ_z	Продольные σ_z
Гофр	-415,0		
Гладкая часть		-92,3	-428,4

Как оказалось, усилие на неподвижную опору $Z_{\max} = 1320$ кН при расчетных параметрах нагрузки ($T_p = 170$ °С, $p_p = 1,6$ МПа) снижено благодаря введению преднапряжения до величины 792 кН.

В табл. 2 приведены значения напряжений на внутренней поверхности вершины гофра (зона максимальных напряжений, возникающих в СКТ) в предположении упругого деформирования при воздействии расчетного температурного перепада $T_p = 170$ °С на обычный и преднапряженный СК трубопроводы.

Таблица 2

Напряжения в гофре

T_p , °С	Преднапряжение (силовой эквивалент) Z , кН	Интенсивность напряжений в гофре σ_b , МПа
170	0	408
170	400	287

Как видим, введение преднапряжения $Z = 400$ кН при условии эксплуатации трубопровода в расчетном диапазоне температур обеспечивает упругую работу гофра, так как значения максимальных напряжений в гофре не превышают предела текучести материала труб $\sigma_T = 350$ МПа.

С целью изучения стабильности введенного предварительного напряжения после двух лет эксплуатации СКТ были выполнены два кольцевых реза обратного трубопровода – вблизи неподвижной опоры и в средней его части. Разрезка производилась после слива теплоносителя на «холодной» трубе. Для измерения зазора вблизи кольцевого реза наносились риски. Результаты разрезки трубопровода свидетельствуют о стабильности введенного при строительстве преднапряжения и отсутствии его перераспределения в процессе эксплуатации. Поэтому при оценке ресурса предна-

пряженного трубопровода следует учитывать неоднородность напряженно-деформированного состояния по длине трубопровода.

Расчет выполнялся с использованием усталостной кривой, описываемой уравнением [2]:

$$N_f = 7,284(\sigma_a^r)^{-4,55} \cdot 10^{12}, \quad (2)$$

где N_f – число циклов до разрушения; σ_a^r – амплитуда напряжений в гофре, МПа.

Напряженно-деформированное состояние СКТ при нагружении температурным перепадом и внутреннем давлении определялось на основании [3].

Учет перераспределения деформаций в упругопластической области нагружения производился с использованием соотношения [4]

$$K_{ej} = \frac{\alpha_\sigma^{2/(1+m)} \left(\frac{\bar{\sigma}}{\sigma} \right)^{(1-m)/(1+m)}}{\left(\alpha_\sigma \frac{\bar{\sigma}}{\sigma} \right)^{\frac{n(1-m)}{(1+m)} \left[1 - \left(\frac{\bar{\sigma}}{\sigma} \right)^{1/\alpha_\sigma} \right]}}, \quad (3)$$

где K_{ej} – коэффициент концентрации деформаций в упругопластической области деформирования; α_σ – коэффициент концентрации напряжений в зоне дефекта в упругой области деформирования; $\bar{\sigma}$ – относительные номинальные напряжения:

$$\bar{\sigma} = \frac{\Delta\sigma}{\sigma_T}; \quad (4)$$

$\Delta\sigma$ – размах (удвоенная амплитуда) интенсивности номинальных напряжений; σ_T – предел текучести материала трубы; n – постоянная материала, $n = 0,5$; m – характеристика упрочнения материала в упругопластической области.

Следует отметить, что использованная в расчете усталостная кривая (2) существенно занижает числа циклов до разрушения не только по отношению к кривой, построенной на основании фактических результатов усталостных испытаний материала СКТ, но и по отношению к нормированной кривой усталости для низкоуглеродистых сталей с введенными коэффициентами запаса по деформациям $n_e = 2$ и долговечности $n_N = 10$ [5].

Числа циклов до разрушения при изменении параметров рабочей нагрузки трубопровода от максимума (170 °С; 1,6 МПа) до минимума, определяемого усилием преднапряжения, приведены в табл. 3. Минимальной долговечностью обладает средняя часть трубопровода – непреднапряженная. Максимум долговечности совпадает с максимумом осевой растягивающей силы возле неподвижной опоры, что объясняется уменьшением амплитуды циклических деформаций, поскольку напряжения от рабочей нагрузки и преднапряжения противоположны по знаку.

Таблица 3

Число циклов до разрушения

$T, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	$Z, \text{г}$	$N_f, \text{циклов}$
170	1,6	0	399
		6,6	540
		13,2	751
		19,8	1080
		26,4	2110
		33,0	4660
		39,6	12000
		46,2	39700
		52,8	205000

В табл. 4 приведено сопоставление эксплуатационного ресурса участков трубопровода с максимальным преднапряжением (возле неподвижной опоры) и непреднапряженного (в средней части).

Таблица 4

Эксплуатационный ресурс

$T, ^\circ\text{C}$	$p, \text{МПа}$	Число цикл. за период экспл. N	Средняя часть трубопровода			Возле неподвижной опоры		
			Напряж. в гофре $\sigma_{\text{г}}$, МПа	Допускаемое число циклов $[N^*]$	Доля усталост. поврежд. трубопр. d_f^*	Напряж. в гофре $\sigma_{\text{г}}$, МПа	Допускаемое число циклов $[N]$	Доля усталост. поврежд. трубопр. d_f
-	0,4	50000	15,7	$>10^6$		162,0	$>10^6$	
10	-	18900	24,0	$>10^6$		136,1	$>10^6$	
20		6600	48,0	$>10^6$		112,1	$>10^6$	
30		2700	72,0	$6,04 \cdot 10^5$		88,1	$6,04 \cdot 10^5$	0,045
50		1500	120,0	$0,59 \cdot 10^5$		40,1	$0,59 \cdot 10^5$	0,025
100		300	240,1	2521	0,119	79,9	$3,70 \cdot 10^5$	0,001
-		1,6	450	62,9	$>10^6$		176,2	$>10^6$
-	2,0	30	78,7	$4,04 \cdot 10^5$		183,4	$>10^6$	
100	1,6	30		2353	0,013	98,1	$>10^6$	
115		60		1279	0,047	127,9	$>10^6$	
130		120		745	0,161	160,2	$>10^6$	
140		90		536	0,168	182,5	$>10^6$	
155		30		430	0,070	216,7	$>10^6$	
170		60		399	0,150	251,4	$2,05 \cdot 10^5$	0,001
						$\Sigma = 0,728$		

Примечание. Данные об эксплуатационной нагруженности трубопроводов тепловых сетей заимствованы из [6].

Как видим, ресурс трубопровода вблизи неподвижной опоры превышает ресурс средней его части примерно в 10 раз. Учитывая, что ресурс трубопровода в целом определяется его наименее надежной средней частью, следует отметить, что положительное влияние введенного преднапряжения на снижение усилий на неподвижные опоры не распространилось на продление долговечности трубопроводов.

ВЫВОДЫ

1. Преднапряжение трубопровода, совмещенное с его гидравлическим испытанием, позволило снизить усилия на неподвижные опоры в 1,7 раза.
2. Максимальная величина преднапряжения трубопровода возникает возле неподвижных опор, постепенно убывая до нуля в средней его части.
3. Ресурс участков трубопровода возле неподвижных опор, где значение преднапряжения достигает максимального, значительно превышает ресурс непреднапряженной средней части трубопровода.
4. Разработка конструкции промежуточных опор трубопровода с пониженным трением, обеспечивающих равномерное распределение преднапряжений по длине трубопровода, способствовала бы увеличению его эксплуатационного ресурса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Опыты проектирования и эксплуатации теплотрассы из самокомпенсирующихся труб в г. Минске / В. В. Болкунец, Б. В. Яковлев, П. С. Юхимец и др. // Энергетика и электрификация: Экспресс-информация. Сер. Сооружение ТЭС. – 1988. – Вып. 5. – С. 1–8.
2. Нахалов В. А. Надежность гибов труб теплоэнергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1983.
3. Ильин Л. А., Лобкова Н. А., Дось А. О. Приближенный метод расчета трубы с винтовым гофром // Прикладная механика. – 1983. – Т. XIX. – № 9. – С. 27–31.
4. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
5. Влияние эксплуатационных факторов на малоцикловую прочность самокомпенсирующихся трубопроводов / П. С. Юхимец, Б. В. Яковлев, А. П. Гусенков, Г. В. Москвитин // Энергетика... (Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ). – 2001. – № 4. – С. 67–72.
6. Юхимец П. С. Эксплуатационная нагруженность сварных трубопроводов тепловых сетей // Автоматическая сварка. – 1997. – № 3. – С. 19–22.

Представлена НТС РУП
«БелНИПИэнергопром»

Поступила 24.09.2003