

## 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).

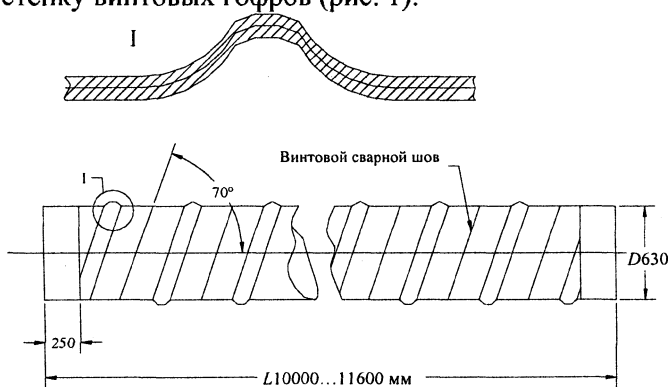


Рис. 1. Самокомпенсирующаяся труба

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).

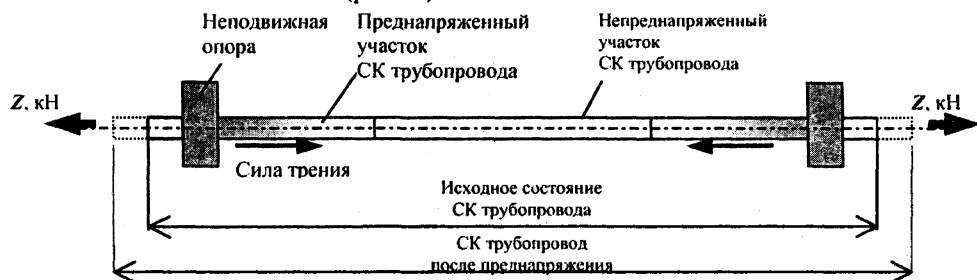


Рис. 3. Преднапряжение СК трубопровода

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

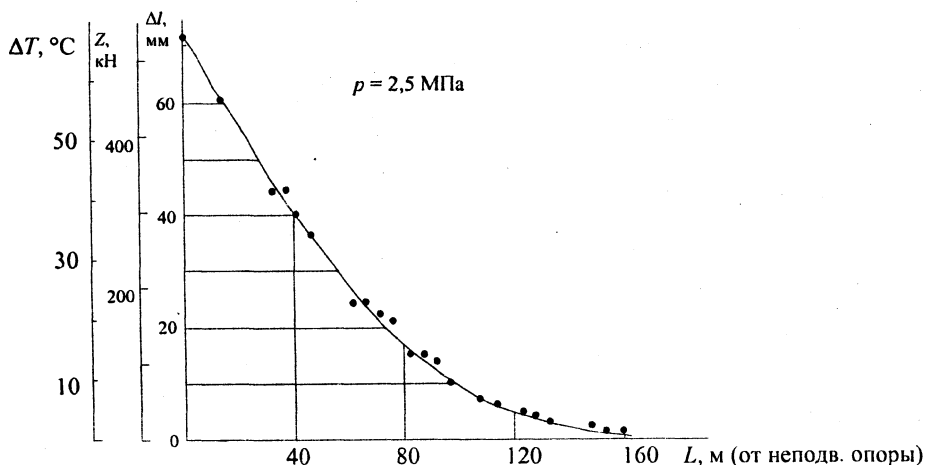


Рис. 4. Распределение преднапряжения (удлинения  $\Delta l$ , осевой растягивающей силы  $Z$ , температурного эквивалента  $\Delta T$ ) по длине трубопровода: • – показания реперов

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 $\sigma_{\max}$	Продольные $\sigma_z$	Продольные $\sigma_z$
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 $\sigma_i$ , 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;  $\sigma_a^r$  – 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;  $\alpha_\sigma$  – 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;  $\sigma_T$  – 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 непереднапряженного (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. Опы т 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. На х а л о в В. А. Надежность гибов труб теплоэнергетических установок. – М.: Энергоатомиздат, 1983.
3. И л ь и н Л. А., Л о б к о в а Н. А., Д о с ь А. О. Приближенный метод расчета трубы с винтовым гофром // Прикладная механика. – 1983. – Т. XIX. – № 9. – С. 27–31.
4. К о г а е в В. П., М а х у т о в Н. А., Г у с е н к о в А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
5. В л и я н и е 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. Ю х и м е ц П. С. Эксплуатационная нагруженность сварных трубопроводов тепловых сетей // Автоматическая сварка. – 1997. – № 3. – С. 19–22.

Представлена НТС РУП  
«БелНИПИэнергопром»

Поступила 24.09.2003