

# АНАЛИЗА ПРОБЛЕМА ТЕРМИЧКЕ ДИЛАТАЦИЈЕ L КОМПЕНЗАТОРА ПРЕМА СТАНДАРДУ AD 2000 И ДРУГИМ МЕТОДАМА

## ANALYSIS OF L COMPENSATOR THERMAL DILATATION ACCORDING TO STANDARD AD 2000 AND OTHER METHODS

Milan TRAVICA<sup>1\*</sup>, Nenad MITROVIĆ<sup>2</sup>, Aleksandar PETROVIĆ<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Иновациони центар Машинског факултета у Београду, Београд, Србија

<sup>2</sup> Машински факултет у Београду, Београд, Србија

<https://doi.org>

У оквиру рада је описан и анализиран инжењерски проблем термичке дилатације у цевоводу и прихватање исте. Анализирана је самокомпензација L кривине цевовода и дат приказ резултата добијених према методологији датај стандардом AD 2000 и другим инжењерским методама. Референтна дужина кракова L компензатора је 12 и 6м, која се пореди са добијеним резултатима. Материјал цевовода је P235GH, димензије DN300 (φ323,9 x 7.1 mm).

**Кључне речи:** L компензатор, термичка дилатација, самокомпензација;

This paper describes and analysis thermal dilatation of L compensator which is very common is engineering experience. It was analyzed self-compensation of L compensator and it shown results obtained using methodology according standard AD 2000 and other engineering methods. The reference length of the L compensator arms is 12 and 6m, which is compared with the results obtained. Pipe material is P235GH, dimensions DN300 (φ323.9x 7.1 mm).

**Key words:** L compensator; thermal dilatation; self-compensation;

### 1. Увод

Осим захтева пројекта у погледу притиска, цевовод треба да се пројектује тако да поднесе утицаје масе и других оптерећења, а требају се анализирати утицаји топлотног ширења или скупљања и сличних померања које изазивају други извори и оптерећења. [1]. Овај рад бави се анализом напона, дужина кракова и испуњењем критеријума за прихватање термичке дилатације према три методе.

У оквиру рада коришћене су методе прорачуна из немачког стандарда (AD 2000), добро позната метода из руске литературе која је дуго у употреби за прорачун самокомпензације цевовода и стандард који припада српском законодавству (SRPS EN 13480-3).

Циљ рада је анализа могућности самокомпензације L кривине цевовода при температурској разлици од 180°C и провере да ли задата дужина кракова од 12 и 6 м може прихватити оптерећење које се јавља у границама еластичности, такође и упоређивање почетних дужина кракова са добијеним резултатима коришћених метода. Проблем који се решава је равански.

Улазни пројектни параметри и механичке карактеристике цевовода су дате у табели 1.1а. и табели 1.1б.

Табела 1.1а. Улазни параметри

Материјал цеви	Димензије цеви и колена	Угао између колена	Дужина краћег и дужег крака
P235GH	DN300(φ323,9x7,1mm)-цев DN300(φ323,9x 9,53mm)-кол лено	90°	l <sub>d</sub> =12m/ l <sub>m</sub> =6m

\* Corresponding author, e-mail: mtravica@mas.bg.ac.rs

Табела 1.1 б. Улазни пројектни параметри

Притисак	Температура при монтажи	Радна температура флуида	Температурска разлика
p=10bar	t <sub>min</sub> =20°C	t <sub>max</sub> =200°C	Δt=180 °C

У табели 1.2 су дате механичке карактеристике материјала.

Табела 1.2. Механичке карактеристике материјала P235GH [3]

Материјал	Re [MPa]			Rm [MPa]	A [%]
P235GH	20°C	150°C	200°C	360-480	24
	235	198	182		

За вредност Rm је узета средња вредност датог интервала.

У табели 1.3 је дат приказ вредности модула еластичности у функцији од температуре.

Табела 1.3. Модул еластичности у функцији температуре.[4]

Material	Модул еластичности [GPa]			
P235GH	20°C	100°C	200°C	300°C
	210	207	199	192

## 2. Методе прорачуна

### 2.1. Прорачун према стандарду AD 2000

За прорачун **L** кривине према стандарду AD 2000 потребно је дефинисати улазне параметре приказане у табели 2.2.1.

Табела 2.2.1. Улазни пројектни параметри.

Параметар	Бројна вредност
Материјал	P 235 GH
Спољашњи пречник цеви, d <sub>a</sub>	DN300(φ 323,9x7,1mm)
Температурска разлика, Δt	180°C
Издужење дужег крака, f <sub>d</sub>	28mm
Модул еластичности на 180°C, E	200 600 N/mm <sup>2</sup>
Коефицијент линеарног ширења.α	12.9·10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup>
Пројектни напон на 180°C, K	188,4 N/mm <sup>2</sup>
Степен сигурности, S	1,5
Коефицијент ефикасности заваривања v	0,85
Коефицијент (E·S) ·i <sub>x</sub> /(K·v)	2000
Фактор концентracије напона (редукциони фактор), i <sub>x</sub>	1
Дужина дужег крака, L	12m

Одређивање димензија се базира на коришћењу номограма приказаног на слици 2.2.2. Ефекат утицаја цевног колена се узима преко фактора концентracије напона i, који се читава

из стандарда ANSI B 31.3. Према истом стандарду, а када су у питању рачве, номограм узима у обзир утицај и ове цевне опреме преко редукционог фактора  $i_x$ .

Према поменутом стандарду вредност редукционог фактора се рачуна по следећој релацији:

$$i_x = 6.0(N)^{-0.2} \leq 1.0 \quad (1)$$

Где је:

N- Број одговарајућих пуних циклуса температуре.

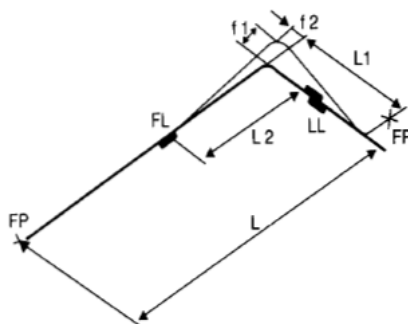
Вредност овог параметра се може добити и помоћу табеле 2.2.1. У оквиру које је узет случај да је број пуних циклуса промене температуре мањи од 7 000 h за који одговара вредност фактора 1.

Табела 2.2.1. Фактор смањења опсега напона.

Број одговарајућих пуних циклуса температуре N	Фактор $i_x$
$N \leq 7\ 000$	1,0
$7\ 000 < N \leq 14\ 000$	0,9
$14\ 000 < N \leq 22\ 000$	0,8
$22\ 000 < N \leq 45\ 000$	0,7
$45\ 000 < N \leq 100\ 000$	0,6
$100\ 000 < N$	0,5

На слици 2.2.1. се види шематски приказ L компензатора са уцртаним елементима, котираним дужинама и издужењима. Где су:

- $L_1$ -дужина краћег крака,
- $L_2$ -растојање на којем се налази покретни ослонац,
- FL-аксијални-покретни ослонац,
- LL-планарни ослонац,
- $f_1$ -издужење дужег крака,
- $f_2$ -издужење краћег крака.



Слика 2.2.1. Приказ L кривине

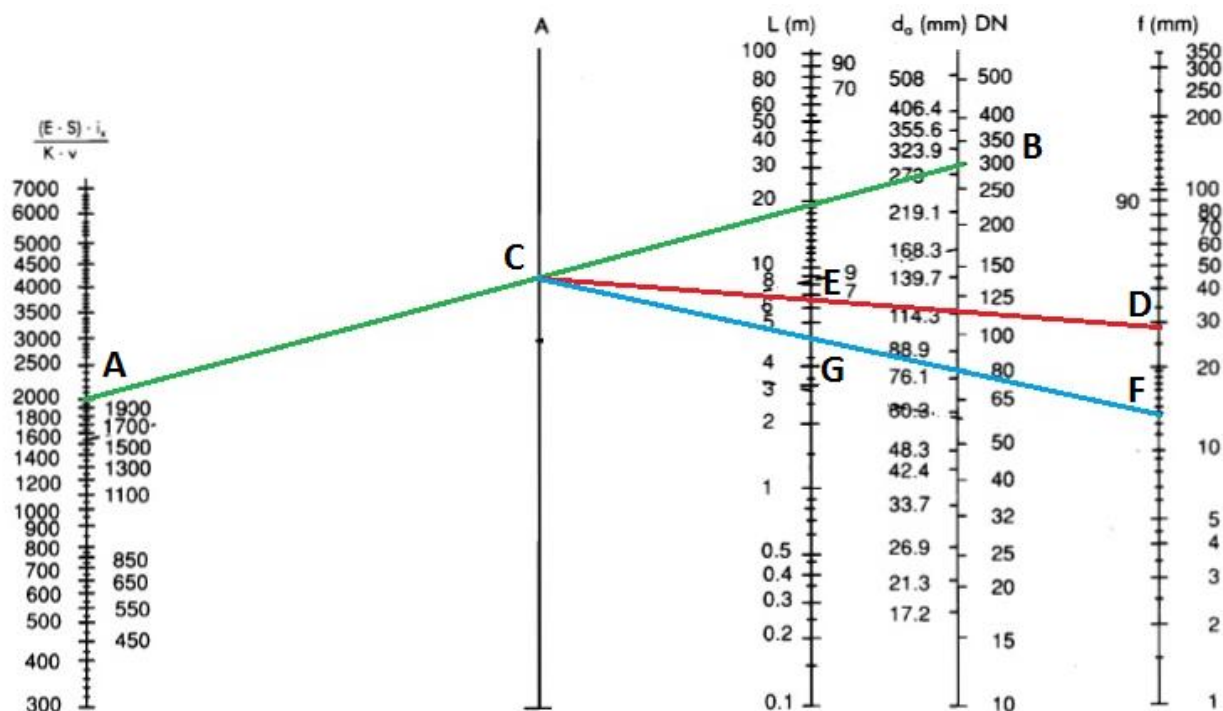
Издужење дужег и краћег крака услед температурске разлике се рачуна према формулама:

$$f_1 = 10^3 \cdot L \cdot \alpha \cdot \Delta t = 10^3 \cdot 12 \cdot 12,9 \cdot 10^{-6} \cdot 180 = 28\text{mm} \quad (2)$$

$$f_2 = 10^3 \cdot L_1 \cdot \alpha \cdot \Delta t = 10^3 \cdot 6,5 \cdot 12,9 \cdot 10^{-6} \cdot 180 = 15\text{mm} \quad (3)$$

Процес добијања вредности са номограма је следећи: Од тачке А (која се односи на вредност коефицијента  $(E \cdot S) \cdot i_x / (K \cdot v)$ ) се повлачи линија до тачке В (скала за спољашњи пречник цеви  $d_o$ ), у пресеку дужи АВ са вертикалном скалом А добија се пресечна тачка С из које се повлачи линија до тачке D (скала за издужење дужег крака  $f_1$ ). Нова пресечна тачка дужи CD и скале L је тачка Е која одговара вредности краћег крака  $L_1$  компензатора. Растојање  $L_2$  на којем је аксијални-покретни ослонац се добија повлачењем линије од тачке С до тачке F (скала за издужење краћег крака  $f_2$ ), тако се добија нова пресечна тачка ове дужи и скале L, тачка G, која одговара растојању  $L_2$ .

Као резултат за дужину  $L_1$  добијено је 6,5m, а за дужину  $L_2$  4,6m.



Слика 2.2.2. Приказ номограма за одређивање потребних параметара

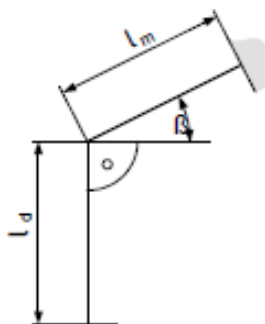
## 2.2. Прорачун према руској методи

Метода служи за проверу напонског стања димензионисаног  $L$  компензатора (табела 1.1a и 1.1б).

На почетку је потребно дефинисати основне величине:

- дужина кракова (дужег и краћег),
- угао између кракова.

На основу дефинисаних параметара могу се рачунати сви напонски коефицијенти и напони који се јављају у предметној конструкцији приликом термичких дилатација. Приказ свих формула је дат у табели 2.3.1. Угао  $\beta$  представља разлику између укупног угла између кракова и правог угла.



Слика 2.3.1. Приказ  $L$  компензатора.

У табели 2.3.1. приказани су улазни параметри за прорачун по овој методи.

Табела 2.3.1. Улазни пројектни параметри

Угао $\beta$	Геометријски коефицијент	Напонски коефицијент $A^*$	Напонски коефицијент $B^*$	Напонски коефицијент $C^*$
$\beta=90^\circ-90^\circ=0^\circ$	$n=I_d/I_M=12/6=2$	14	4,1	4,1

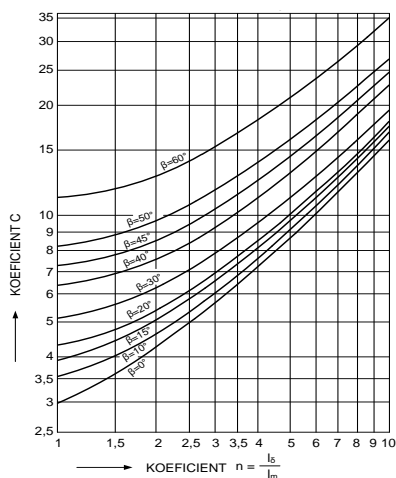
\* све вредности за напонске коефицијенте се читају са слика 2.3.2 и 2.3.3.

У наредној табели 2.3.2 су дате све потребне формуле за прорачун самокомпензације  $L$  кривине.

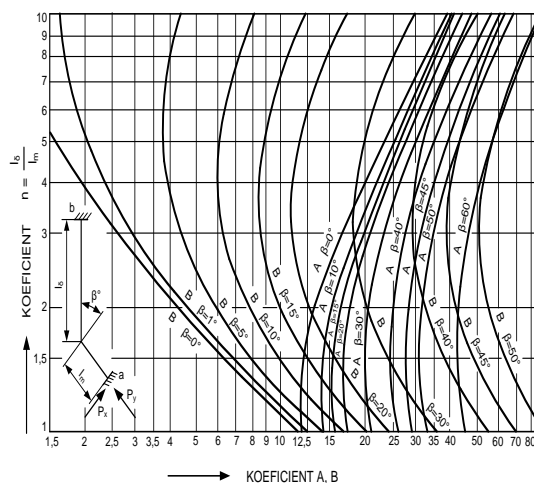
Табела 2.3.2. Редослед прорачуна напона и сила у ослонцима

Дефиниције	Израз за прорачун напона
Напон услед термичке дилатације у аксијалном правцу	$\sigma_{s(a)} = C \cdot \alpha \cdot E \cdot D_s \cdot \frac{\Delta t}{l_M}$
Напон услед статичког притиска у аксијалном правцу	$\sigma_a = p \cdot \frac{D_s}{4 \cdot \delta}$
Укупни напон:	$\sigma = \sigma_{s(a)} + \sigma_a \leq \sigma_{doz}$
Момен инерције за прстенасти попречни пресек	$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_o^4 - D_i^4)$
Отпор ослонца услед савијања за правац $x$	$P_x = A \cdot \alpha \cdot E \cdot I \cdot \frac{\Delta t}{l_M^2}$
Отпор ослонца услед савијања за правац $y$	$P_y = B \cdot \alpha \cdot E \cdot I \cdot \frac{\Delta t}{l_M^2}$

На слици 2.3.2. и 2.3.3. су приказани номограми за добијање напонских коефицијената  $A, B, C$  приказаних у табели 2.3.1.



Слика 2.3.2. Номограм за напонски коефицијент  $C$ .



Слика 2.3.3. Номограм за напонске коефицијенте  $A$  и  $B$ .

Према руској методи се са напонског аспекта анализира **L** компензатор. То се огледа у провери услова да укупни напон који настаје услед термичког оптерећења и оптерећења од статичког притиска буде мањи од максимално дозвољеног. Задовољавањем тог услова, димензионисани компензатор задовољава критеријуме у погледу напона. Метода не анализира потребу за постављањем ослонаца већ само стање материјала при предметном оптерећењу.

### 2.3. Прорачун према стандарду SRPS EN 13480-3

Овом методом се анализирају моменти и напони на колону и цеви који су последица издужења цевовода при термичком оптерећењу. Дозвољени и прорачунски напон су представљени у табели 2.1.1.

Табела 2.1.1. Пројектни напон и напон услед топлотног ширења

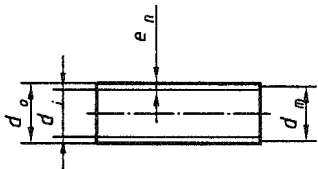
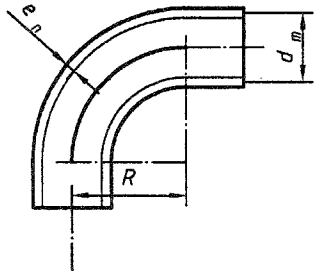
Дефиниција	Израз за прорачун напона
Прорачун дозвољеног напона	$f_a = U (1,25 f_c + 0,25 f_h) \frac{E_h}{E_c}$
Подручје оптерећења насталих топлотним ширењем и наизменичним оптерећењима	$\sigma_3 = \frac{i M_c}{Z} \leq f_a$

Прорачун напона који фигуришу у формулама за прорачун максималног дозвољеног напона су дати у табели 2.1.2. У табели 2.1.3. су дати коефицијенти појачања напона, флексибилности и карактеристика флексибилности који се користе као напонски коефицијенти за увећање напона за равански случај оптерећења и анализе напона и момената.

Табела 2.1.2. Прорачунски напони

Прорачунски напон	Израз за прорачун
Основни дозвољени напон на најнижој температури метала усклађеној са предметним оптерећењем	$f_c = \min \left( \frac{R_m}{3}; f \right)$
Пројектни напон $f$	$f = \min \left\{ \frac{R_{eHt}}{1,5} \text{ or } \frac{R_{p0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\}$
Пројектни напон у подручју трајне пластичне деформације	$f_{CR} = \frac{S_{RTt}}{SF_{CR}}$
Дозвољени напон на највишој температури метала усклађеној са предметним оптерећењем и одређује се према следећој релацији	$f_h = \min(f_c; f; f_{cr})$

Табела 2.1.3. Карактеристика флексибилности, коефицијент флексибилности и коефицијент појачања напона

	Ознака	Скица	Карактеристика флексибилности $u/h$	Коефицијент флексибилности $k_B$	Коефицијент појачања напона $i$	Аксијални отпорни момент $Z$
1 1	Права цев		1	1	1	
2 2	Обичан лук		$\frac{4 R e_n}{d_m^2}$	$\frac{1,65}{h}$	$\frac{0,9}{h^{2/3}}$	$\frac{\pi}{32} \frac{d_o^4 - d_i^4}{d_o}$

\*Полупречник кривине R је узет из каталога [4] према стандарду ANSI B.16.28 за димензију колена DN300.

Прорачун момента  $M_c$  у изразу за напон  $\sigma_3$  се заснива на методологији датој у прилогу "О" овог стандарда. У даљем тексту је приказан поступак добијања резултатног, грачничног и максималног момента за цев и за колена.

У табели 2.1.4. је дат приказ прорачуна момената.

Табела 2.1.4. Приказ дефиниција и једначина за рачунање момената

Дефиниција	Формула
Резултантни момент услед термичких дилатација	$M_c = \sqrt{Mfp_s^2 + Mfp_b^2}$
Провера дозвољености примењених оптерећења, при чему се усваја да је прорачуната вредност $Mfp_{b,max}$ $Mfp_{s,max}$ једнака вредности $Mfp_b$ и $Mfp_s$ , као најекстремнији случај.	$\frac{Mfp_b}{Mfp_{b,max}} \leq 1$ и $\frac{Mfp_s}{Mfp_{s,max}} \leq 1$
Укупан момент савијања који делује на цев и узрокује ротацију у равни која садржи цев и цевну рачву	$Mfp_{s,max} = 0,5 Mflp_s$
Укупан момент савијања који делује на цевну рачву и узрокује ротацију у равни која садржи цев и цевну рачву	$Mfp_{b,max} = 0,5 Mflp_b$
Коефицијенти ослабења за цев као функција односа дебљине зидова цеви и колена, средњих пречника.	$cfp_s = \frac{Mflp_s}{Mfln_s}$

Дефиниција	Формула
Коефицијенти ослабљења за цевну рачву као функција односа дебљине зидова цеви и колена, средњих пречника	$cfp_b = \frac{Mflp_b}{Mfln_b}$
Гранични момент савијања за цев без цевне рачве $Mfl_s$	$Mfln_s = R_{p0,2t} \frac{(D_m + e_s)^3}{6} \left( 1 - \left( \frac{2e_s}{D_m + e_s} \right)^3 \right)$
Гранични момент савијања за цевну рачву одвојено посматрано $Mfl_s$	$Mfln_b = R_{p0,2t} \frac{(d_m + e_b)^3}{6} \left( 1 - \left( \frac{2e_b}{d_m + e_b} \right)^3 \right)$
Додатне формуле из области класичне отпорости материјала	
Сила услед издужења краћег крака која савија дужи крак	$F_1 = \frac{12 \cdot f_M \cdot E \cdot I}{l_M^3}$
Сила услед издужења дужег крака која савија краћи крак	$F_2 = \frac{12 \cdot f_d \cdot E \cdot I}{l_d^3}$
Прорачун дужина кракова	
Гранична дужина дужег крака добијена преко граничног момента за цев	$L_1 = Mfln_s / F_2$
Гранична дужина краћег крака добијена преко граничног момента за цев	$L_2 = Mfln_s / F_1$
Гранична дужина дужег крака добијена преко граничног момента за колено	$L_1 = Mfln_b / F_2$
Гранична дужина краћег крака добијена преко граничног момента за колено	$L_2 = Mfln_b / F_1$
Максимална дужина дужег крака добијена преко максималног момента за цев	$L_1 = Mfp_{s,max} / F_2$
Максимална дужина краћег крака добијена преко максималног момента за цев	$L_2 = Mfp_{s,max} / F_1$
Максимална дужина дужег крака добијена преко максималног момента за колено	$L_1 = Mfp_{b,max} / F_2$
Максимална дужина краћег крака добијена преко максималног момента за колено	$L_1 = Mfp_{b,max} / F_2$

$cfp_s$ ,  $cfp_b$  - коефицијенти се добијају очитавњем са дијаграма приложених у стандарду.  
 $f_d$ ,  $f_M$  - су издужења дужег и краћег крака при термичком напрезању на 180°C.

У оквиру методе коришћене су основне релације из отпорности материјала. Разлог томе је то што стандардом нису дефинисане једначине потребне за добијање дужина кракова компензатора које се пореде са почетним, претходно димензионисаним дужинама кракова.



Увођењем нових релација добијене су силе које настају изужењем оба крака и након тога дужине кракова преко момената за колено и цев.

### 3. Резултати

Резултати добијени применом формула у делу 2 су приказани табеларно (Табела 3.1, 3.2 и 3.3) по стандардима помоћу којих су рачунати.

Табела 3.1 Резултати према AD2000

Дужина	AD2000
Растојање на коме је покретни ослонац	4,5m
Краћи крак	6,5m

Табела 3.2 Резултати према руској методи

Дужина кракова	Руска метода
Дужи крак	12m
Краћи крак	6m

Табела 3.3. Резултати добијени методом СРПС ЕН 13480-3

Дужина кракова	SRPS EN 13480-3	
	Преко момента за цев	Преко момента за колено
Гранична дужина дужег крака	9,8 m	12,9 m
Гранична дужина краћег крака	39 m	51,6 m
Максимална (пројектна) дужина дужег крака	2,7 m	2,5 m
Максимална (пројектна) дужина краћег крака	10,7 m	9,8 m

У табели 3.1 су приказани резултати добијени методом AD 2000 и представљају дужину краћег крака и растојање на коме се поставља покретни ослонац на дужем краку. У табели 3.2. су дате дужине дужег и краћег крака које задовољавају услов у погледу напона према руској методи. У табели 3.3 је дат преглед свих дужина добијених методом SRPS EN13480, то су граничне и максималне (пројектне) дужине кракова које одговарају граничном и максималном моменту на колenu и цеви. Гранична/ максимална (пројектна) дужина кракова се добија дељењем граничног/максималног момента и силе услед издужења дужег односно краћег крака.

### 4. Дискусија резултата

Резултати добијени и приказани у табели 3.1, помоћу стандарда AD 2000 су неопходне дужине краћег крака и растојања на коме се налази покретни ослонац. Према добијеним резултатима рачунска дужина краћег крака је већа за 0,5 m од претпостављене на почетку рада. Добијена разлика не доприноси нестабилности конструкције, такође се треба узети у обзир и прецизност читавања вредности са номограма. Са тим у вези дужина краћег крака је добро претпостављена. Растојање покретног ослонаца на дужем краку је мање од претпостављене дужине дужег крака и са том задовољава могућност постављања.

Руска метода представља поступак провере претпостављених параметара Л компензатора према коме се анализира напонско стање при предметном термичком оптерећењу. Напонском анализом се долази до закључка да је претходно димензионисан L компензатор са својим улазним параметрима датим у табели 1.1.а довољан да прихвати термичко оптерећење којем је изложен јер је укупна вредност напона  $\sigma$  мања од дозвољене вредности напона  $\sigma_{doz}$ .

Резултати добијени стандардом SRPS EN 13480-3 су приказани у табели 3.3. Табела представља попис свих добијених дужина кракова (граничних и максималних). Сагледавањем свих

результата и упоређивањем са претпостављеним дужинама кракова долази се до закључка да је најмеродавнији резултат гранична дужина дужег и краћег крака добијена преко момента за колена. Све максималне дужине су добијене коришћењем максималних момената. Максимални моменти су добијени множењем граничних момената са 0.5, што би значило да је максимални момент одређен са сигурношћу 2.

## 5. Закључак

Методe AD 2000 и руска метода, према добијеним резултатима, представљају једноставан начин за анализу и проверу, у погледу дужина кракова, претходно димензионисаног **L** компензатора. Недостатак методе AD 2000 је што се не анализира и дужина на којој треба поставити планарни ослонац на краћем краку. Руска метода се не бави распоредом покретних ослонаца. Метода SRPS EN 13480 по стандарду даје резултате у виду напона и момената у оквиру којих се у обзир при прорачуну узимају само механичке и геометријске карактеристике цеви и колена. Да би резултати добијени применом формула из стандарда SRPS EN 13480 могли бити искоришћени у погледу одређивања дужина кракова **L** компензатора, морају се користити и друге формуле што је у раду и приказано.

## 6. Захвалност

Рад је настао захваљујући помоћи и подршци Министарства за просвету, науку и технологију Републике Србије преко пројекта TP 35031.

## 7. Референце

- [1] *SRPS EN 13480-3*, Индустрijски метални цевоводи, Део 3:Пројектовање и прорачун, Институт за стандардизацију Србије.
- [2] *AD 2000 CODE*, Technical Rules for Pressure Vessels, Series – Design.
- [3] \*\*\*: <http://www.s-k-h.com>, ThyssenKrupp Materials International, 2011.
- [4] \*\*\*: <https://www.pipfittingweb.com>, Pipefittingweb
- [5] **Богнер М., Петровић А.**, *Конструисање и прорачун процесних апарата*, Машински факултет, Београд, Србија, 1991.