

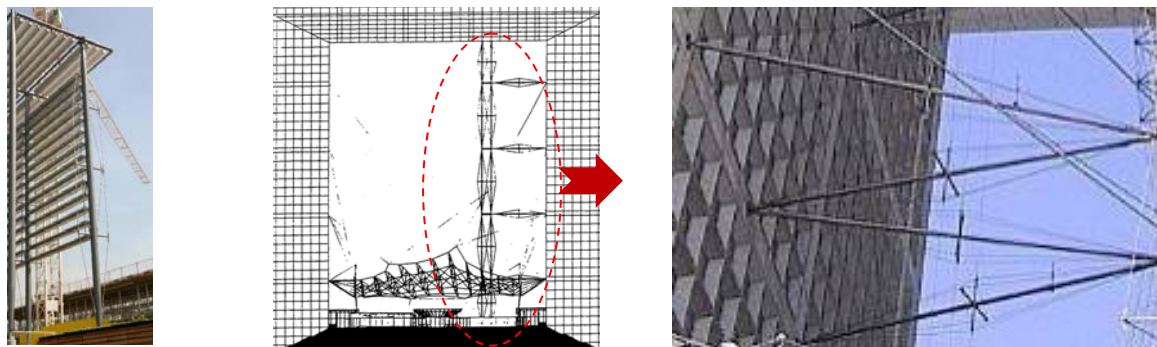
Předpjaté ocelové tlačené trubky s jedním křížem

Prof. Ing. Josef Macháček, DrSc.
Fakulta stavební, ČVUT v Praze, machacek@fsv.cvut.cz

1. Úvod

Chování tlačného štíhlého prutu závisí na jeho geometrických a materiálových vlastnostech. Ideální prut (dokonale přímý a bez reziduálních pnutí) ztrácí stabilitu (vybočuje) při dosažení kritického zatížení, zatímco únosnost reálného prutu s počátečními imperfekcemi (prohnutím a reziduálními pnutími) je závislá též na tvaru a velikosti imperfekcí a definici únosnosti (např. únosnost daná dosažením kluzu v nejvíce namáhaných vláknech, tj. vzpěrná únosnost podle současných norem, nebo maximální dosažitelná plastická únosnost, kdy prut opravdu více nepřenese a kolabuje). Únosnost reálného prutu je vždy nižší než jeho kritické zatížení.

Velmi štíhlé pruty jsou žádány jako estetické pohledové prvky, ale velká štíhlost limituje kritické zatížení i únosnost. Použitím předpjatých vzpínadlových prutů lze obě hodnoty násobně zvýšit za cenu zvýšených nákladů na výrobu a montáž, ale i ovlivnit estetické vnímání konstrukce (obr. 1).



Obr. 1. Vzpínadlové sloupy budov v Londýně (vlevo), opěry výtahu Grande Arche v Paříži

Vzpínadlový prut je obvykle tvořen hlavní trubkou s rozpětím L , navařeným trubkovým křížem se čtyřmi rameny s délkou a v úhlu 90° a lanky nebo tyčemi pro vnesení předpětí. Realizovány však byly i pruty s více kříži, popř. kříži se třemi rameny v úhlu 120° , nebo pruty pouze se dvěma rameny v rovinném uspořádání (v kolmém směru k této rovině je potom vybočení příslušně bráněno), obr. 2.



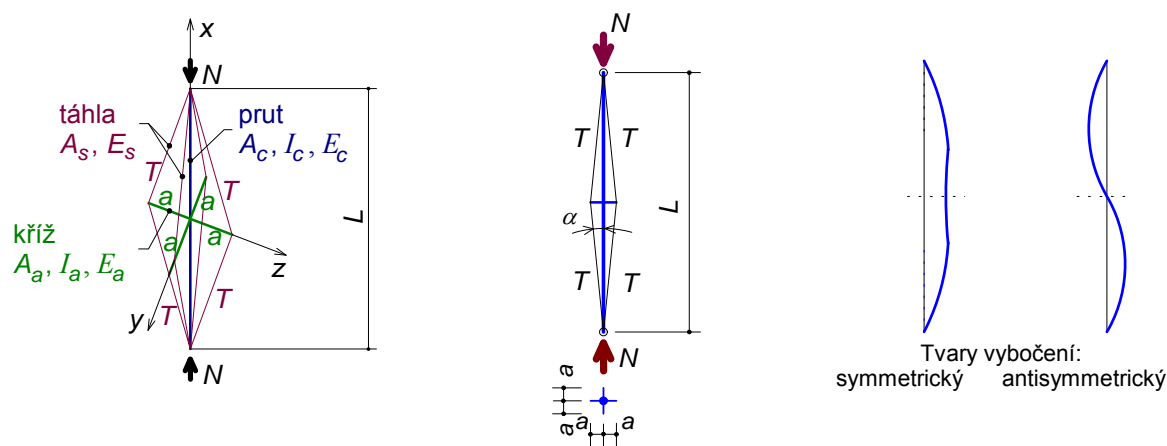
Obr. 2. Vzpínadlový prut s jedním a třemi kříži (vlevo), uspořádání křížů (vpravo)

2. Stabilita ideálního vzpínadlového prutu s jedním křížem

Kritické zatížení N_{cr} prutu v základním uspořádání podle obr. 3 lze odvodit z geometrických vztahů, podmínek rovnováhy a Hookova zákona (Smith a kol. [1], Hafez a kol. [2]). Základní předpoklady analytického odvození:

1. zatížení je v ose hlavního prutu, který je ideálně přímý a bez reziduálních prnutí,
2. spojení mezi hlavním prutem a rameny kříže je tuhé,
3. spojení táhel s hlavním prutem a rameny kříže je neposuvné kloubové,
4. osová deformace ramen kříže je zanedbána,
5. vybočení nastává v rovině ramen.

Pozn.: V důsledku předpokladů 4 a 5 se výsledné kritické zatížení z analytického výpočtu bude poněkud lišit od numerického řešení vhodným softwarem MKP.



Obr. 3. Vzpínadlový prut v základním uspořádání (vlevo), označení pro výpočet (vpravo)

Hlavní prut může vybočit v symetrickém nebo antisymetrickém tvaru (obr. 3). Tvar vybočení ovlivňuje geometrie uspořádání (krátká ramena vedou obvykle k symetrickému vybočení), tuhostní poměry mezi hlavním prutem a rameny a též velikost předpětí táhel.

Charakteristiky základního prutu (délka L):

A_c [mm²], I_c [mm⁴], E_c [MPa] plocha, moment setrvačnosti, modul pružnosti,

$K_c = \frac{E_c A_c}{L}$ [N/mm], $B_c = \frac{8E_c I_c}{L^3}$ [N/mm] osová a ohybová konstanta celého prutu.

Charakteristiky ramene kříže (délka a):

A_a [mm²], I_a [mm⁴], E_a [MPa] plocha, moment setrvačnosti, modul pružnosti,

$K_a = \frac{E_a A_a}{a}$ [N/mm], $B_a = \frac{E_a I_a}{a^3}$ [N/mm] osová a ohybová konstanta ramene kříže.

Charakteristiky táhel (délka L_s):

A_s [mm²], E_s [MPa] plocha, modul pružnosti.

$$K_s = \frac{E_s A_s}{L_s} \text{ [N/mm]} \quad \text{osová konstanta táhla.}$$

Kritické zatížení hlavního prutu lze vyjádřit obvyklým vztahem:

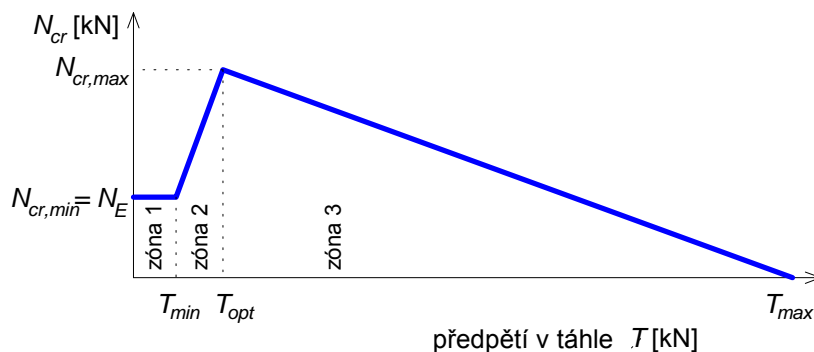
$$N_{cr} = \frac{\pi^2 E_c I_c}{(\beta L)^2} \quad (1)$$

kde ohraničující limity plynou z okrajových podmínek:

- a) pro prut bez táhel $\beta = 1$ (tj. $N_{cr} = N_E$, Eulerova síla),
- b) pro prut s nekonečně tuhými rameny kříže a nekonečně tuhými táhly, tj. prut v místě kříže vetknutý: $\beta = 0,35$ (tj. $N_{cr} \approx 8,18 N_E$).

Kritické zatížení prutu se tedy může pohybovat mezi (N_E a $8,18 N_E$).

Z analytického řešení předpjatých vzpínadlových prutů [2] plyne, že velikost kritického zatížení pro dané charakteristiky závisí na velikosti předpětí táhel. Jak ukazuje graf na obr. 4, předpětí (v každém táhle označeno písmenem T) vymezuje 3 oblasti chování vzpínadlového prutu:



Obr. 4. Kritické zatížení ideálního prutu v závislosti na předpětí táhel

Zóna 1: Předpětí je velmi nízké ($T < T_{min}$), takže při zatížení tah v táhlech vymizí, prut se chová jako bez táhel a kritické zatížení prutu dosáhne pouze Eulerovy síly $N_E = N_{cr,min}$. Pro minimální předpětí platí:

$$T_{min} = C_1 N_E \quad (2)$$

kde parametr C_1 :

$$C_1 = \frac{\cos \alpha}{2K_c \left(\frac{1}{K_s} + \frac{2 \sin^2 \alpha}{K_a} + \frac{n \cos^2 \alpha}{2K_c} \right)} \quad (3)$$

Pro prostorové uspořádání (4 táhla) $n = 4$, pro rovinné uspořádání (2 táhla) $n = 2$.

Zóna 2: Předpětí T je větší než minimální T_{min} , ale menší nebo rovné optimálnímu předpětí T_{opt} , při kterém má kritické napětí největší hodnotu $N_{cr,max}$. Předpětí v táhlech je v této oblasti aktivní (nenulové) až do okamžiku vybočení. Kritická síla prutu v této oblasti plyne ze vztahu:

$$N_{cr,2} = \frac{T}{C_1} \quad (4)$$

Zóna 3: Předpětí T je větší než optimální T_{opt} . V tomto případě zůstávají táhla při vybočení aktivní (napjatá). Účinek předpětí v táhlech zvyšuje zatížení a tím snižuje kritické napětí prutu. Maximální předpětí, které vyvolá samo o sobě vybočení prutu, je dáno vztahem:

$$T_{max} = \frac{N_{cr,max}}{n \cos \alpha} \quad (5)$$

kde opět pro prostorové uspořádání (4 táhla) $n = 4$, pro rovinné uspořádání (2 táhla) $n = 2$.

Kritická síla prutu v této oblasti plyne ze vztahu:

$$N_{cr,3} = (N_{cr,max} - nT \cos \alpha) C_2 \quad (6)$$

a pro parametr C_2 platí:

$$C_2 = 1 + \frac{n \cos^2 \alpha}{2K_c \left(\frac{1}{K_s} + \frac{2 \sin^2 \alpha}{K_a} \right)} \quad (7)$$

Stanovení maximální kritické síly prutu $N_{cr,max}$ závisí na předpokládaném tvaru vybočení (obr. 3) a plyne z řešení goniometrických rovnic pro hodnotu kl , danou výrazem:

$$kl = \frac{L}{2} \sqrt{\frac{N}{E_c I_c}} \quad (8)$$

Pro symetrický tvar vybočení je nutné splnit rovnici:

$$\frac{2K_s}{B_c} \sin^2 \alpha = \frac{(kl)^3}{kl - \operatorname{tg} kl} \quad (9)$$

Pro antisymetrický tvar vybočení je nutné splnit rovnici:

$$\frac{B_c}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{3B_a} + \frac{1}{2K_s} \right) = \frac{kl - \operatorname{tg} kl}{(kl)^2 \operatorname{tg} kl} \quad (10)$$

Maximální dosažitelné kritické zatížení (obr. 4):

Po vyřešení hodnot kl pro oba tvary vybočení plyne kritické zatížení ze vztahu (11), pro menší z obou hodnot kl :

$$N_{cr,max} = \frac{4(kl)^2 E_c I_c}{L^2} \quad (11)$$

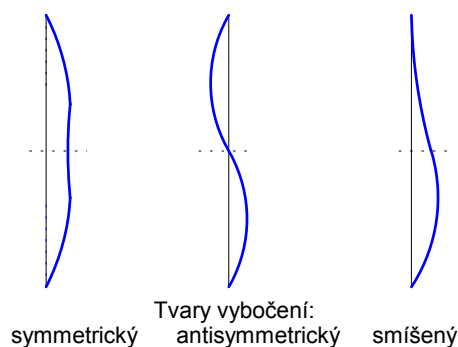
Optimální předpětí (obr. 4):

$$T_{opt} = N_{cr,max} C_1 \quad (12)$$

3 Únosnost skutečného imperfektního vzpínadlového prutu s jedním křížem

Imperfektní prut lze analyzovat jednak z hlediska pružné nelineární stability (dává obraz o kritickém zatížení v celém rozsahu předpětí a skutečném tvaru vybočení), nebo z hlediska maximální únosnosti při daných imperfekcích (pro spolehlivý návrh).

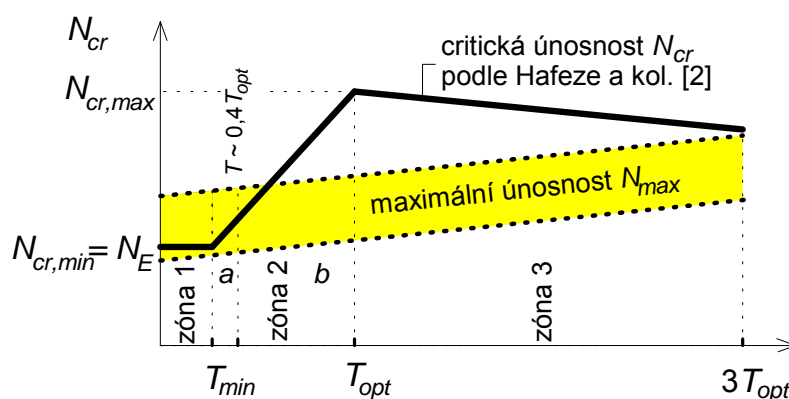
Z numerických studií nelineární pružné stability MKP (Saito a kol. [3], Píchal a Macháček [4]) pro reálné imperfekce ve tvaru symetrického, antisymetrického a interaktivního vybočení podle obr. 5 a maximální amplitudu $L/200$ až $L/300$ v souladu s Eurokódem (EN 1993-1-1) vyplývá, že pro reálný vzpínadlový prut s předpětím blízkým optimálnímu předpětí T_{opt} podle vztahu (12) je tvar vybočení obvykle interaktivní a často v praxi užívaný návrh na druhý tvar vybočení nemusí být konzervativní.



Obr. 5. Tvary vybočení při nelineární analýze imperfektního vzpínadlového prutu

Experimenty (Osofero a kol. [5]) na 18 vzpínadlových předpjatých prutech ukázaly, že pokud rozhoduje symetrické vybočení, vyšší předpětí zvyšuje únosnost konstrukce (důvodem je aktivní zapojení všech 4 lanek). Naopak rozhoduje-li antisymetrické, popř. interaktivní vybočení, zvyšování předpětí vede ke snížení únosnosti (protože táhla na konkávní straně zvyšují ohyb hlavního prutu).

Únosnost N_{max} vyšetřovali MKP (ABAQUS software) v parametrické studii Wade a kol. [6] a výsledky upravili v souladu s experimenty. Ukázalo se, že únosnost imperfektních předpjatých prutů je v zóně 1 a zóně 2 do předpětí cca $0,4 T_{opt}$ vyšší než kritická, zatímco pro vyšší předpětí a v zóně 3 až do předpětí $3T_{opt}$ nižší než kritická (viz schéma na obr. 6). Obdobné, podrobnější vysvětlení, podali Píchal a Macháček [7]. Pro stabilní chování konstrukce se doporučuje předpětí v rozsahu $2T_{opt} \div 3T_{opt}$, pro něž je pokles kritického zatížení od maximální hodnoty malý a naopak únosnost roste.



Obr. 6. Únosnosti předpjatých prutů ve vztahu ke kritickému zatížení

Maximální únosnosti N_{max} podle obr. 6 jsou pro různé amplitudy počátečních prohnutí (tzv. „ekvivalentní imperfekce“) pro symetrické i antisymetrické tvary vybočení a předpětí T_{min} , T_{opt} a $3T_{opt}$ uvedeny v tabulkách 1 a 2 [6].

Tab. 1: Symetrické vybočení:

Normalizované maximální únosnosti N_{max}/N_{cr} pro dané imperfekce a úrovně předpětí T

Amplituda ekvivalentní imperfekce	$(N_{max}/N_{cr,max})_{sym,zóna1}$	$(N_{max}/N_{cr,max})_{sym,T_{opt}}$	$(N_{max}/N_{cr,max})_{sym,3T_{opt}}$
$L/1000$	$19,0(2a/L)+0,10$	$14,0(2a/L)^2 - 3,1(2a/L)+0,75$	$1,00-1,2(2a/L)$
$L/400$	$17,0(2a/L)+0,13$	$58,0(2a/L)^2 - 14,1(2a/L)+1,16$	$0,84-1,2(2a/L)$
$L/200$	$13,5(2a/L)+0,28$	$0,71-3,0(2a/L)$	$0,72-1,4(2a/L)$

Tab. 2: Antisymetrické vybočení:

Normalizované maximální únosnosti N_{max}/N_{cr} pro dané imperfekce a úrovně předpětí T

Amplituda ekvivalentní imperfekce	$(N_{max}/N_{cr,max})_{anti,zóna1}$	$(N_{max}/N_{cr,max})_{anti,T_{opt}}$	$(N_{max}/N_{cr,max})_{anti,3T_{opt}}$
$L/1000$	$1,00(2a/L)+0,80$	$1,50(2a/L)+0,25$	$0,74$
$L/400$	$0,80(2a/L)+0,63$	$0,70(2a/L)+0,33$	$0,58$
$L/200$	$0,70(2a/L)+0,44$	$0,60(2a/L)+0,20$	$0,43$

Únosnost předpjatého vzpínadlového prutu pro dané předpětí táhel T lze potom stanovit z těchto tabulkových hodnot lineární interpolací v souladu s obr. 6. Amplitudu ekvivalentní počáteční imperfekce lze při návrhu volit podle Eurokódu ČSN 1993-1-1, tabulky 5.1 (pro trubky válcované za tepla hodnotou $L/300$, pro trubky tvarované za studena hodnotou $L/200$). Rozhodnutí, zdali rozhoduje symetrické nebo antisymetrické vybočení, je nutné vyhodnotit z obou možností. Interpolační vztahy pro libovolné předpětí lanek T jsou dále uvedeny:

Symetrické vybočení (obvykle rozhoduje pro poměr $2a/L \in (0,05, 0,175)$):

- předpětí $T \in (T_{min}, 0,4T_{opt}) \rightarrow$ tj. první část zóny 2 (a):

$$\left(\frac{N_{max,T}}{N_{cr,T}} \right)_{sym,zóna2a} = \left[\frac{1 - (N_{max} / N_{cr})_{sym,zóna1}}{0,4T_{opt} - T_{min}} \right] (T - T_{min}) + (N_{max} / N_{cr})_{sym,zóna1} \quad (13)$$

- předpětí $T \in (0,4T_{opt}, T_{opt}) \rightarrow$ tj. druhá část zóny 2 (b):

$$\left(\frac{N_{max,T}}{N_{cr,T}} \right)_{sym,zóna2b} = \left[\frac{(N_{max} / N_{cr})_{sym,T_{opt}} - 1}{0,6T_{opt}} \right] (T - 0,4T_{opt}) + 1 \quad (14)$$

- předpětí $T \geq T_{opt} \rightarrow$ tj. zóna 3:

$$\left(\frac{N_{max,T}}{N_{cr,T}} \right)_{sym,zóna3} = \left[\frac{(N_{max} / N_{cr})_{sym,3T_{opt}} - (N_{max} / N_{cr})_{sym,T_{opt}}}{2T_{opt}} \right] (T - T_{opt}) + (N_{max} / N_{cr})_{sym,T_{opt}} \quad (15)$$

Antisymetrické vybočení (obvykle rozhoduje pro poměr $2a/L > 0,175$):

- předpětí $T \leq T_{min}$ → tj. zóna 1: konstantní hodnoty jsou ve druhém sloupci tab. 2.

- předpětí $T \in (T_{min}, T_{opt})$ → tj. zóna 2:

$$\left(\frac{N_{max,T}}{N_{cr,T}} \right)_{anti,zóna2} = \left[\frac{(N_{max} / N_{cr})_{anti,T_{opt}} - (N_{max} / N_{cr})_{anti,zóna1}}{T_{opt} - T_{min}} \right] (T - T_{min}) + (N_{max} / N_{cr})_{anti,zóna1} \quad (16)$$

- předpětí $T \geq T_{opt}$ → tj. zóna 3:

$$\left(\frac{N_{max,T}}{N_{cr,T}} \right)_{anti,zóna3} = \left[\frac{(N_{max} / N_{cr})_{anti,3T_{opt}} - (N_{max} / N_{cr})_{anti,T_{opt}}}{T_{opt}} \right] (T - T_{opt}) + (N_{max} / N_{cr})_{anti,T_{opt}} \quad (17)$$

4 Závěr

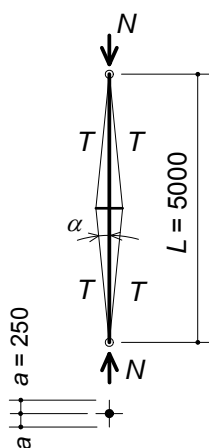
Kritické zatížení ideálního tláčeného prutu i skutečnou únosnost imperfektního tláčeného prutu lze výrazně zvýšit předepnutím prostřednictvím táhel vedených přes středový kříž. Běžné jsou vzpínadlové tláčené sloupy z trubek, u nichž lze teoreticky dosáhnout zvýšení kritické síly až na 8,18 Eulerovy síly a několikanásobné zvýšení kolapsové únosnosti oproti nepředjatému prutu.

Pro praktický návrh vzpínadlového prutu dané geometrie, průřezů a materiálů jsou uvedeny vztahy pro stanovení tvaru jeho vybočení, optimální předpětí táhel a maximální teoretické pružné únosnosti.

Na FSv ČVUT byl proveden experimentální i teoretický výzkum, který zahrnuje vzpínadlové trubkové tláčené prvky z běžné i korozivzdorné (nerezové) oceli, táhly z lanek i tyčí a s jedním nebo dvěma kříži [7], [8].

5 Příklad

Výše uvedené vztahy jsou použity pro určení návrhové únosnosti tláčené vzpínadlové trubky z austenitické nerezové oceli 1.4301 (mez kluzu $f_y = 210$ MPa, modul pružnosti $E = 200$ GPa).



Obr. 7. Geometrie

Geometrie a parametry prutu (obr. 7):

Hlavní trubka 50x2 [mm], $L = 5000$ mm:

$$A_c = 301,59 \text{ mm}^2, I_c = 87009,6 \text{ mm}^4, E_c = 200000 \text{ MPa},$$

$$K_c = \frac{E_c A_c}{L} = \frac{200000 \cdot 301,59}{5000} = 12063,7 \text{ N/mm},$$

$$B_c = \frac{8E_c I_c}{L^3} = \frac{8 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 87,1 \cdot 10^3}{5000^3} = 1,11 \text{ N/mm}.$$

Rameno trubkového kříže 25x1,5 [mm], $a = 250$ mm:

$$A_a = 110,74 \text{ mm}^2, I_c = 7675,7 \text{ mm}^4, E_c = 200000 \text{ MPa},$$

$$K_a = \frac{E_a A_a}{a} = \frac{200000 \cdot 110,74}{250} = 88592,0 \text{ N/mm},$$

$$B_a = \frac{E_a I_a}{a^3} = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 7,67 \cdot 10^3}{250^3} = 98,25 \text{ N/mm}.$$

Táhla z nerezových lanek Macalloy 1x19, Ø 4 mm ($N_{max} = 12,6 \text{ kN}$, $N_{Rd} = N_{max}/1,5\gamma_R = 12,6/(1,5 \cdot 1,0) = 8,4 \text{ kN}$, $E = 107 \text{ MPa}$):

$$A_s = 12,57 \text{ mm}^2, E_c = 107000 \text{ MPa}, L_s = 2513 \text{ mm},$$

$$K_s = \frac{E_s A_s}{L_s} = \frac{107000 \cdot 12,57}{2513} = 535,2 \text{ N/mm}.$$

$$\text{Eulerova kritická síla nepředpjatého prutu: } N_{cr} = \frac{\pi^2 E_c I_c}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8,70 \cdot 10^4}{5000^2} = 6870,0 \text{ N}.$$

Úhel lanek s hlavním prutem: $\alpha = 5,71^\circ$ (tj. $\cos \alpha = 0,995$; $\sin \alpha = 0,0994$).

$$C_1 = \frac{\cos \alpha}{2K_c \left(\frac{1}{K_s} + \frac{2 \sin^2 \alpha}{K_a} + \frac{n \cos^2 \alpha}{2K_c} \right)} = \frac{0,995}{2 \cdot 12063,7 \cdot \left(\frac{1}{535,2} + \frac{2 \cdot 0,0994^2}{88592,0} + \frac{4 \cdot 0,995}{2 \cdot 12063,7} \right)} = 0,0203$$

$$T_{min} = C_1 N_E = 0,0203 \cdot 6870 = 139 \text{ N}$$

Symetrické vybočení, rovnice (9):

$$\frac{2K_s}{B_c} \sin^2 \alpha = \frac{(kl)^3}{kl - tg kl} \quad \text{tj.} \quad \frac{2 \cdot 535,2}{1,11} \cdot 0,0994^2 = 9,528 = \frac{(kl)^3}{kl - tg kl}$$

Řešení je $(kl)_{sym} = 3,105$.

Antisymetrické vybočení, rovnice (10):

$$\frac{B_c}{\sin^2 \alpha} \left(\frac{\cos^2 \alpha}{3B_a} + \frac{1}{2K_s} \right) = \frac{kl - tg kl}{(kl)^2 tg kl} \quad \text{tj.} \quad \frac{1,11}{0,0994^2} \left(\frac{0,995^2}{3 \cdot 98,25} + \frac{1}{2 \cdot 535,2} \right) = 0,4823 = \frac{kl - tg kl}{(kl)^2 tg kl}$$

Řešení je $(kl)_{anti} = 3,602$.

Rozhoduje menší kritické zatížení, tj. symetrické vybočení, takže z rovnice (11) plyne:

$$N_{cr,max} = \frac{4(kl)^2 E_c I_c}{L^2} = \frac{4 \cdot 3,105^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 8,70 \cdot 10^4}{5000^2} = 26841 \text{ N}.$$

Optimální předpětí z rovnice (12):

$$T_{opt} = N_{cr,max} C_1 = 26841 \cdot 0,0203 = 545 \text{ N} \quad (\text{tj celkem pro 4 lanka } 4 \cdot 0,5451,3 = 2,2 \text{ kN}).$$

Podle doporučení uvedeného v odstavci 3 je voleno stabilní návrhové předpětí $T = 2T_{opt} = 2 \cdot 545 = 1090 \text{ N} < N_{Rd} = 8400 \text{ N}$. Pro trubku válcovanou za studena je podle Eurokódu 3 počáteční imperfekce $L/200$. Odtud pro rozhodující symetrické vybočení a imperfekci $L/200$ z tabulky 1 a rov. (15) plyne:

$$\left(\frac{N_{max}}{N_{cr}} \right)_{sym,3T_{opt}} = 0,72 - 1,4 \left(\frac{2a}{L} \right) = 0,72 - 1,4 \left(\frac{2 \cdot 250}{5000} \right) = 0,58$$

$$\left(\frac{N_{max}}{N_{cr,max}}\right)_{sym,T_{opt}} = 0,71 - 3,0 \left(\frac{2a}{L}\right) = 0,71 - 3,0 \left(\frac{2 \cdot 250}{5000}\right) = 0,41$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{N_{max,2T_{opt}}}{N_{cr,2T_{opt}}}\right)_{sym,zóna3} &= \left[\frac{(N_{max}/N_{cr})_{sym,3T_{opt}} - (N_{max}/N_{cr})_{sym,T_{opt}}}{2T_{opt}} \right] (T - T_{opt}) + (N_{max}/N_{cr})_{sym,T_{opt}} = \\ &= \left[\frac{0,58 - 0,41}{2 \cdot 545} \right] (1090 - 545) + 0,41 = 0,495 \end{aligned}$$

Kritické zatížení pro předpětí každého táhla $2T_{opt} = 1090$ N plyne ze vztahu (6) v zóně 3:

$$N_{cr,2T_{opt}} = (N_{cr,max} - nT \cos \alpha) C_2 = (26841 - 4 \cdot 1090 \cdot 0,995) \cdot 1,088 = 24483 \text{ N},$$

$$\text{kde podle vztahu (7): } C_2 = 1 + \frac{n \cos^2 \alpha}{2K_c \left(\frac{1}{K_s} + \frac{2 \sin^2 \alpha}{K_a} \right)} = 1 + \frac{4 \cdot 0,995^2}{2 \cdot 12063,7 \cdot \left(\frac{1}{535,2} + \frac{2 \cdot 0,0994^2}{88592,0} \right)} = 1,088$$

Odtud teoretická únosnost pro předpětí $2T_{opt}$:

$$N_{max,2T_{opt}} = 0,495 \cdot N_{cr,2T_{opt}} = 0,495 \cdot 24483 = 12119 \text{ N}$$

Návrhová únosnost pro nerezovou ocel ($\gamma_{M1} = 1,1$):

$$N_{max} = N_{max,T} / \gamma_{M1} = 12119 / 1,1 = 11017 \text{ N}$$

Poznámka:

Tuto únosnost lze porovnat s únosností stejného, ale nepředpjatého prutu z nerezové oceli 1.4301 podle Eurokódu ČSN EN 1993-1-4, pro nějž vychází: $N_{cr} = 6870$ N, štíhlost $\bar{\lambda} = 3,036$, $\alpha = 0,49$, $\bar{\lambda}_0 = 0,40$, součinitel vzpěrnosti $\chi = 0,033$. Odtud pro návrhovou únosnost plyne:

$$N_{b,Rd} = \chi A f_y / \gamma_{M1} = 0,033 \cdot 301,59 \cdot 210 / 1,1 = 1900 \text{ N}$$

Plná prostá únosnost tlačенého prutu činí:

$$N_{c,Rd} = A f_y / \gamma_{M0} = 301,59 \cdot 210 / 1,1 = 63334 \text{ N}$$

Poměr návrhových únosností předpjatého a nepředpjatého prutu tedy činí: $11017/1900 = 5,8$.

6 Oznámení

Článek a související výzkum vznikl za podpory grantu GAČR č. 17-24769S.

7 Literatura

- [1] Smith, R.J., McCaffrey, G.T., Ellis, J.S.: Buckling of a single cross-arm stayed column. Journal of the Structural Division ASCE ST1, Jan. 1975, s. 249-288.
- [2] Hafez, H.H., Temple, M.C., Ellis, J.S.: Pretensioning of single-crossarm stayed columns. Journal of the Structural Division ASCE ST2, Feb. 1979, s. 359-375.

- [3] Saito, D., Wade, M.A.: Numerical studies of interactive buckling in prestressed steel stayed columns. *Engineering Structures*, 31, 2009, s. 432-443.
- [4] Píchal, R., Macháček, J.: Buckling and post-buckling of prestressed stainless steel stayed columns, *Procedia Engineering*, Vol. 172, 2017, pp. 875–882,
- [5] Osofero, A.I., Wade, M.A., Gardner, L.: Experimental study of critical and post-buckling behaviour of prestressed stayed columns. *Journal of Constructional Steel Research*, 79, 2012, s. 226-241
- [6] Wade, M.A., Gardner, L., Osofero, A.I.: Design of prestressed stayed columns. *Journal of Constructional Steel Research*, 80, 2013, s. 287-298
- [7] Píchal, R. - Macháček, J.: Single-crossarm stainless steel stayed columns, *Advances in Technology Innovation*, Vol. 3, No. 1, 2018, pp. 9-16
- [8] Macháček J. – Pichal, R.: Buckling and collapse capacity of prestressed steel tube stayed columns with one and two crossarms, *Thin-Walled Structures*, Vol. 132, 2018, s. 58-68