



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A  
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# DEFORMAČNĚ NAPĚŤOVÁ ANALÝZA STOŽÁRU VYSOKÉHO NAPĚTÍ S TRANSFORMÁTOREM

STRESS AND DEFORMATION ANALYSIS OF PYLONS WITH TRANSFORMER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE  
AUTHOR

JAN VACENOVSKÝ

VEDOUCÍ PRÁCE  
SUPERVISOR

doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph. D.



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky  
Student: **Jan Vacenovský**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D.**  
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### Deformačně napět'ová analýza stožáru vysokého napětí s transformátorem

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Prutové soustavy se běžně používají k modelování chování stožárů, mostů, jeřábů a jiných technických objektů, které jsou vyrobeny z prutových těles a splňují předpoklady kladené na prutové soustavy. Samotný stožár vysokého napětí (22 kV) stojící u zámečku Pohansko je typickým reprezentantem prostorové prutové soustavy, ale vazba transformátoru se stožárem porušuje výše uvedené předpoklady. Proto je třeba vytvořit zjednodušený model soustavy, který bude sloužit k analytickému výpočtu napjatosti a deformace stožáru.

#### Cíle bakalářské práce:

1. Analýza zadání a provedení řešení.
2. Vytvoření zjednodušeného 3D výpočtového modelu prutové soustavy stožáru vysokého napětí.
3. Provedení napjatostně deformační analýzy prutové soustavy pro různé statické zátěžné stavy.
4. Verifikace vybraného analytického výpočtu numerickým řešením.
5. Zvýšení úrovně numerického modelu - přechod od prutové soustavy k rámové konstrukci.

#### Seznam literatury:

Janiček, P., Ondráček, E., Vrbka, J. a Burša, J. (2004): Mechanika těles Pružnost a pevnost I. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

#### Abstrakt:

Bakalářská práce je zaměřena na provedení deformačně napěťové analýzy stožáru vysokého napětí s transformátorem. Nejprve je zmíněn teoretický základ prutových soustav. Následuje rozbor soustavy a samotný analytický výpočet 3 zátěžných stavů, který je posléze porovnám s numerickým řešením.

#### Abstract

Bachelor thesis is focused on stress-deformation analysis of pylons with transformer. At first are mentioned theoretical bases of rod systems. Next is analysis of rod system and analytic calculation of three load situations. At the end are analytic results compared with numerical results.

#### Klíčová slova

Prutová soustava, statická neurčitost, Metoda konečných prvků, deformace, napjatost

#### Key words

Rod system, static indeterminateness, Finite element method, deformation, tensility

Bibliografická citace: VACENOVSKÝ, J. *Deformačně napěťová analýza prutové soustavy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 66 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Vladimír Fuis, Ph.D..

Prohlášení: Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedených zdrojů.

Brno, 2016

---

Jan Vacenovský

### Poděkování:

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce doc. Ing. Vladimíru Fuisovi za cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval Ing. Petru Vosynkovi, Ph. D. za rady k výpočetnímu softwaru ANSYS. A na závěr své rodině za podporu při studiu.

## OBSAH

1. Úvod a cíle.....	1
2. Teoretický úvod.....	2
2.1 Vymezení prutu v Pružnosti pevnosti.....	2
2.2 Výsledné vnitřní účinky.....	2
2.3 Prutové soustavy.....	3
2.3.1 Statický rozbor.....	3
2.3.2 Vnější statická neurčitost.....	4
2.3.3 Vnitřní statická neurčitost.....	4
2.3.4 Metody řešení prutových soustav.....	4
2.4 Prostý tah a tlak.....	5
2.4.1 Definice.....	5
2.4.2 Geometrické vztahy.....	5
2.5 Castiglianova věta.....	6
2.5.1 Maxwell-Mohrova varianta Castiglianovi věty.....	6
2.6 Mezní stavy.....	7
2.6.1 MS pružnosti.....	8
2.6.2 MS vzpěrné stability.....	9
2.7 Geometrické charakteristiky příčného průřezu.....	11
2.7.1 U-profil.....	11
2.7.2 L-profil.....	11
2.8 Zatížení od klimatických jevů.....	12
2.8.1 Zatížení větrem.....	12
2.8.2 Zatížení námrazou.....	13
3. Analytické řešení.....	16
3.1 Řešený objekt.....	16
3.1.1 Rozbor statických zatěžovacích prvků.....	16
3.1.1.1 Vlastní tíha konstrukce.....	16
3.1.1.2 Vedení vysokého napětí.....	17
3.1.1.3. Pojistky vysokého napětí.....	17
3.1.1.4 Transformátor.....	18
3.1.1.5 Skříň rozvaděče nízkého napětí.....	18
3.2 Statický rozbor.....	19
3.2.1 Výpočet vnější statické určitosti.....	19
3.2.2 Výpočet vnitřní statické určitosti.....	20
3.3 Sestavení rovnic statické rovnováhy.....	22
3.4. Zátěžné stavy.....	28
3.5 Zátěžný stav Z1.....	28
3.5.1 Výpočet stykových a osových sil.....	28
3.5.2 Určení bezpečnosti vzhledem k MSP.....	31
3.5.3 Určení bezpečnosti vzhledem k MSVS.....	31
3.5.4 Určení deformace dvou vybraných míst stožáru.....	32
3.6 Zátěžný stav Z2.....	33
3.6.1 Výpočet stykových a osových sil.....	34
3.6.2. Určení bezpečnosti vzhledem k MSP.....	35
3.6.3. Určení bezpečnosti vzhledem k MSVS.....	36
3.5.4 Určení deformace dvou vybraných míst stožáru.....	37
3.7 Zátěžný stav Z3.....	37
3.7.1 Přepočet zatížení od statických zátěžných prvků.....	37



3.7.2	Výpočet ledovky na ocelové konstrukci.....	38
3.7.3	Výpočet zatížení od větru.....	39
3.7.4	Výpočet stykových a osových sil.....	42
3.7.5	Určení bezpečnosti vzhledem k MSP.....	43
3.7.6	Určení bezpečnosti vzhledem k MSVS.....	44
3.7.7	Určení deformace dvou vybraných míst stožáru.....	45
4.	Numerické řešení.....	45
4.1	Úvod do MKP.....	45
4.1.1	Historie MKP.....	45
4.1.2	Základní kroky MKP.....	46
4.2	Aplikace MKP na prutovou soustavu a porovnání výsledků.....	47
4.2.1	Výpočet normálového napětí.....	47
4.2.2	Výpočet deformace.....	49
4.3	Zvýšení úrovně výpočtového modelu.....	50
4.3.1	Přechod k rámové konstrukci.....	50
4.3.2	Vytvoření výpočtového modelu.....	51
4.3.3	přepočet statických zatěžovacích prvků.....	51
4.3.3.1	Vlastní tíha konstrukce.....	51
4.3.3.2	Vedení vysokého napětí.....	51
4.3.3.3	Pojistky vysokého napětí.....	52
4.3.3.4	Transformátor.....	52
4.3.3.5	Skříň rozvaděče nízkého napětí.....	52
4.4	Deformačně napěťová analýza.....	52
4.4.1	Přepočet liniových zatížení od ledovky.....	53
4.4.2	Přepočet liniových zatížení od větru.....	53
4.4.3	Přepočet statických zatěžovacích prvků pro stav Z3.....	55
4.4.4	Napjatostní analýza.....	55
4.4.4.1	Výpočet osových sil.....	55
4.4.4.2	Výpočet maximálních napětí.....	56
4.4.4.3	Posouzení vzniku MSVS.....	57
4.4.5	Deformační analýza.....	57
4.5	Srovnání vypočtených hodnot.....	59
4.5.1	Srovnání bezpečností vůči MSP.....	59
4.5.2	Srovnání deformace.....	59
5.	Závěrečné shrnutí.....	60
	Seznam použitých zdrojů.....	62
	Seznam použitých zkratk.....	63
	Seznam použitých veličin a symbolů.....	63
	Seznam obrázků.....	65
	Seznam příloh.....	66



# 1. ÚVOD A CÍLE

Bakalářská práce se zabývá deformačně napětovou analýzou stožáru vysokého napětí (Obr. 1), na kterém je uložen trojfázový transformátor. Řešený objekt se nachází nedaleko města Břeclavi u zámečku Pohansko.



Obr. 1. Řešený objekt

Cílem bakalářské práce je aplikace poznatků z oblasti Pružnosti pevnosti (dále PP) a vytvoření správného výpočtového modelu pro daný problém. Samotnému výpočtu a analýze zadání předchází rešerše nutných znalostí z oblasti PP. Dále následuje vytvoření analytického výpočtového modelu příhradové konstrukce a následné porovnání analytických a numerických výsledků pomocí výpočtového softwaru ANSYS.

## 2. Teoretický úvod

Pro analýzu řešené konstrukce, musíme jednotlivé profily nahradit tzv. pruty. Vznikne tedy prutová soustava. Problematikou prutových soustav se zabývají předměty Statika a Pružnost pevnost. Více si tedy přiblížíme význam potřebných pojmů.

### 2.1 Vymezení prutu v Pružnosti pevnosti

Nejjednodušší těleso, jaké můžeme v PP analyzovat, je prut. Tento prut musí splňovat určité předpoklady, které nazveme prutové předpoklady [1]:

#### a) Geometrické předpoklady

1. Prut je určen střednicí  $\gamma$  a v každém jejím bodě průřezem  $\psi$ , který obsahuje všechny body tělesa, ležící v normálové rovině. Průsečík  $\psi$  a  $\gamma$  je těžiště příčného průřezu  $T$ .
2. Střednice je spojitá křivka.
3. Příčný průřez je spojitá nebo vícenásobně spojitá oblast ohraničená obrysem.
4. Délka střednice je minimálně řádově stejně velká jako největší rozměr příčného průřezu.

#### b) Vazbové a zatěžovací předpoklady

1. Vazby omezují pouze posuvy a úhly natočení.
2. Veškeré zatížení je soustředěno pouze na střednici.

#### c) Deformační předpoklady

1. Střednice prutu zůstává hladká a spojitá i v průběhu deformace.
2. Příčné průřezy zůstávají kolmé ke střednici, mění se jejich vzájemná poloha a vzájemné natočení.

#### d) Napjatostní předpoklady

Napjatost v prutu je určena normálovým a smykovým napětím v příčném průřezu. Jedná se o zvláštní druh napjatosti, kterou budeme označovat jako prutovou napjatost.

### 2.2 Výsledné vnitřní účinky

Definice: Výsledné vnitřní účinky (dále VVÚ) jsou složky silové a momentové výslednice, které působí v těžišti příčného průřezu, a spolu s vnějšími silovými a momentovými účinky uvádějí uvolněný prvek do statické rovnováhy.

Podle definice platí: Jestliže je ve statické rovnováze celý prut, pak musí být ve statické rovnováze každá jeho část. Pro prostorou úlohu byly zavedeny následující složky výsledných vnitřních účinků (Obr. 2):

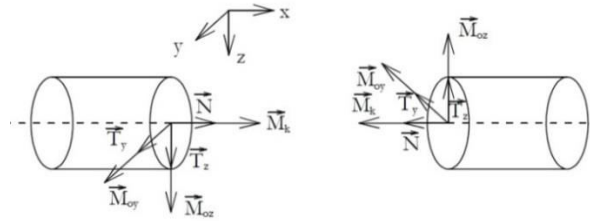
$N$  – normálová síla (namáhání tahem-tlakem)

$T_y, T_z$  – posouvající síly (namáhání na smyk)

$M_k$  – krouticí moment (namáhání na krut)

$M_{oz}, M_{oy}$  – ohybové momenty (namáhání na ohyb)

Směry a konvence složek VVÚ jsou znázorněny následovně:



Obr. 2 Složky VVÚ

## 2.3 Prutové soustavy

Prutové soustavy jsou soustavy, které jsou vytvořeny pouze z prutových těles. Mohou obsahovat i neprutová tělesa, jejichž deformace jsou vůči prutům zanedbatelné a považujeme je za tuhé. Mohou tedy nastat 3 případy prutových soustav:

- soustavy prutů, které jsou všechny vázané k základnímu tělesu,
- soustavy s pruty a s neprutovými tělesy,
- soustavy tvořené prutovým tělesem, které je vázané k základnímu tělesu.

Pro prutové soustavy je charakteristické, že spojení prutů i spojení prutového tělesa se základním tělesem je modelováno pomocí rotační kinematické dvojice. Tyto místa, kde jsou pruty spojeny, budeme nazývat styčníky.

Díky tomuto spojení je jediná nenulová složka VVÚ normálová síla  $N$ , která je po celé délce prutu konstantní. Jedná se o tzv. binární nezatížené členy. Pruty jsou tedy namáhané pouze na tah-tlak (toto namáhání bude rozebráno v následující kapitole 2.4). Aby tento fakt platil, je nutné splnit určité předpoklady:

- Zatíženy jsou pouze styčníky.
- Prutová soustava je nepohyblivá.
- Jsou splněny prutové předpoklady (viz kapitola 2.1).

Je nutné zmínit, že v praxi je spojení prutů provedeno nýtováním či svarem. Dále je nemožné docílit toho, aby byly zatíženy pouze tyto spoje (působení gravitačního pole). V důsledku těchto skutečností přenáší pruty v praxi i jiné zatížení než osově. V PP působení gravitace pro možné použití prutových soustav zanedbáváme.

### 2.3.1 Statický rozbor prutových soustav

Důležitým faktem při řešení úlohy je vnější a vnitřní statická neurčitost. Mohou tedy nastat dva případy:

- soustava je staticky (vně i vnitřně) určitá
  - takovou soustavu lze okamžitě řešit pomocí zvolené metody a není nutnost předepisovat deformační podmínky
  - lze tedy ihned vyřešit výsledné normálové síly, napětí v jednotlivých prutech, posuvy jednotlivých styčníků atd.,

- b) soustava je staticky neurčitá  
 - pro vyřešení úlohy je nutné předepsat tolik deformačních podmínek, kolikrát je úloha staticky neurčitá.

### 2.3.2 Vnější statická neurčitost

Posouzení vnější statické neurčitosti se provádí dle pravidel Statiky. Vnější statická neurčitost se vztahuje k určení vnějších stykových sil. Je tedy nutné provést úplně uvolnění prutového tělesa, sepsat počet neznámých parametrů  $\mu_e$  a uvést počet použitelných podmínek statické rovnováhy  $\vartheta_e$ .

$$s_e = \mu_e - \vartheta_e \quad (1)$$

Prutové těleso je vnějškově staticky neurčité platí-li  $\mu_e > \vartheta_e$ . V tomto případě se postupuje dle zvyklostí PP. Řešitel tedy musí provést částečné uvolnění na úroveň staticky určité úlohy a zapsat potřebné deformační podmínky k vyřešení reakčních sil ve vazbách.

### 2.3.3 Vnitřní statická neurčitost

Pro posouzení stupně vnitřní statické neurčitosti platí následující vztahy:

3D úloha	$s_i = p - (3k - 6)$	(2)
2D úloha	$s_i = p - (2k - 3)$	(3)

Tab. 1 Výpočet vnitřní statické neurčitosti

kde:  $s_i$ ... je stupeň statické vnitřní neurčitosti  
 $p$ ... je počet prutů prutové soustavy  
 $k$ ... je počet styčníků

Je-li  $s_i = 0$ , pak je soustava staticky vnitřně určitá. Pokud je ovšem  $s_i > 0$  pak je nutné provést částečné uvolnění a zapsat potřebný počet deformačních podmínek.

### 2.3.4 Metody řešení prutových soustav

Na strojní fakultě VUT v Brně se studenti setkají ve skriptech Statiky s následujícími obecnými metodami řešení:

- a) Obecná styčnicková metoda.
- b) Postupná styčnicková metoda.

ad a) Obecná styčnicková metoda spočívá v uvolnění všech styčníků současně, dále v sepsání všech rovnic statické rovnováhy a jejich následnému řešení. Tato metoda je vhodná pro řešení výpočetní technikou, jelikož nezáleží na pořadí uvolnění a vyřešení jednotlivých styčníků. V praxi je tato metoda rozšířená. Tuto metodu zvolíme při řešení rovnic statické rovnováhy

ad b) Postupná styčnicková spočívá v postupném uvolňování a řešení jednotlivých styčníků. U této metody je nutné vždy vybrat správný styčnick tak, aby bylo možné dopočítat z rovnic statické rovnováhy zbývající neznámé parametry. Tato metoda je nevhodná pro složitější úlohy, což se týká i našeho případu.

## 2.4 Prostý tah a tlak

Jak bylo řečeno v předchozí kapitole, u prutových soustav uvažujeme pouze zatížení tahem či tlakem. Toto namáhání patří k prostým namáháním, kterými se PP zabývá.

### 2.4.1 Definice

Prostý tah (tlak) je namáhání přímého prizmatického prutu (prut s neměnným průřezem), jestliže na dané rozlišovací úrovni [1]:

- jsou splněny prutové předpoklady (viz kap. 2.1),
- příčné průřezy se oddalují (přibližují) a následně deformují,
- jedinou nenulovou složkou VVÚ je normálová síla  $N$ ,
- pro řešení statické rovnováhy se prvek uvolňuje ve výchozím nedeformovaném stavu.

### 2.4.2 Geometrické vztahy

a) Pro délková a úhlová přetvoření platí následující vztahy:

- délkové přetvoření  $\varepsilon$  ve směru střednice prutu se určí podle:

$$\varepsilon = \frac{du}{dx} \quad (4)$$

Dále platí, že tato přetvoření jsou rozložena v příčném průřezu rovnoměrně.

- úhlová přetvoření jsou nulová  $\gamma_{xy} = \gamma_{xz} = 0$

b) napětí v příčném průřezu

Pro homogenní a izotropní materiál platí vztah (Hookův zákon):

$$\sigma = E\varepsilon \quad (5)$$

Kde:  $\sigma$ ... je normálové napětí

$E$ ... je modul pružnosti v tahu

Známe-li napětí, můžeme určit vztah, který určuje závislost mezi napětím  $\sigma$  a geometrickými charakteristikami příčného průřezu  $\psi$  a složkami VVÚ. Uvolněním konečného prvku z prutu a použitím podmínek statické ekvivalence získáme jeden ze základních vztahů PP:

$$\sigma = \frac{N}{S} \quad (6)$$

Pozn.: Je-li napětí  $\sigma$  po celé střednici prutu konstantní, pak je konstantní i přetvoření  $\varepsilon$ .

c) energie napjatosti

Nyní, když už známe vztahy pro napětí a přetvoření, můžeme přistoupit k určení energie napjatosti. Z PP víme, že platí vztah:

$$dA = dW \quad (7)$$

Slovy tento vztah vyjadřuje skutečnost, že práce vykonaná vnějšími silami při deformaci je ekvivalentní k akumulované energii napjatosti v tělese. Můžeme tedy dosadit za deformační práci síly  $dA$ :

$$dA = \frac{1}{2} dF du = \frac{1}{2} \sigma dS du \quad (8)$$

Dále dosadíme  $du = \varepsilon dx$  a  $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$  a získáme tak diferenciální rovnici:

$$dW = \frac{\sigma^2}{2E} dS dx \quad (9)$$

Pro nalezení hledaného vztahu ještě dosadíme  $\sigma = \frac{N}{S}$  a po úpravě a integraci získáme rovnici pro energii napjatosti v konečném prvku o délce  $x$ :

$$W = \frac{1}{2} \int_0^x \frac{N^2}{ES} dx \quad (10)$$

## 2.5 Castiglianova věta

Castiglianova věta je jedna ze základních vět lineární pružnosti pevnosti. Vyjadřuje vztah mezi deformací tělesa a prací, která deformaci způsobuje.

Slovní formulace: Posuv  $u$  působíště síly  $F$  ve směru její nositelky je roven parciální derivaci celkové energie napjatosti  $W$  podle této síly.

Matematicky vyjádřeno:

$$u = \frac{\partial W}{\partial F} \quad (11)$$

Analogicky platí totéž pro úhel natočení: Úhel natočení  $\varphi$  působíště silové dvojce  $M$  je roven parciální derivaci celkové energie napjatosti  $W$  podle tohoto momentu.

$$\varphi = \frac{\partial W}{\partial M} \quad (12)$$

Pozn.: Posuv ve směru osy  $x$  se označuje symbolem  $u$ , ve směru osy  $y$  se označuje  $v$  a ve směru osy  $z$  se označuje  $w$ .

### 2.5.1 Maxwell-Mohrova varianta Castiglianovi věty

Maxwell-Mohrova varianta je založená na dvou skutečnostech: Geometrické a materiálové charakteristiky nejsou závislé na veličinách, podle kterých se derivuje a závislost složek VVÚ na veličinách  $F$  a  $M$  je lineární.

Nyní si rozebereme její zápis. Pro jednoduchá namáhání lze zapsat jednotný tvar energie napjatosti  $W$ :

$$W = \int_V \frac{V(x)^2}{2K_\psi} dx \quad (13)$$

kde:  $V \dots$  je složka VVÚ závislá na  $x$  a je funkcí síly  $F$   
 $K_\psi \dots$  je tuhost příčného průřezu u jednoduchého namáhání



V našem případě platí:

namáhání	$V$	$K_\psi$
prostý tah (tlak)	$N$	$ES$

Kde  $E$  je materiálová charakteristika a  $S$  je obsah příčného průřezu. Dále platí, že integrujeme podél celé střednice  $\gamma$  v nedeformovaném stavu.

Pak můžeme Castiglianovu větu zapsat jako:

$$u_F = \frac{\partial W}{\partial F} = \int_\gamma \frac{\frac{\partial V^2}{\partial F} dx}{2K_\psi} = \int_\gamma \frac{V}{K_\psi} \frac{\partial V}{\partial F} dx \quad (14)$$

Pro prostý tah (tlak) zapíšeme MM variantu ve tvaru:

$$u = \int_\gamma \frac{N}{ES} \frac{\partial N}{\partial F} dx = \frac{NL}{ES} \frac{\partial N}{\partial F} \quad (15)$$

kde  $L$  je délka střednice prutu.

Pro soustavu prutů platí:

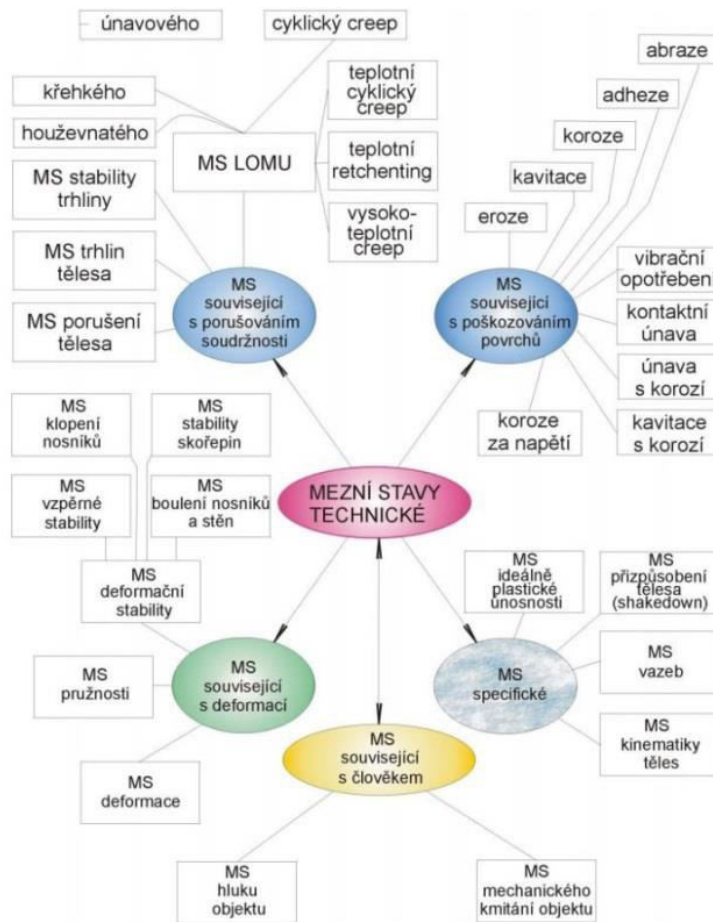
$$u = \sum_1^n \frac{N_n L_n}{E_n S_n} \frac{\partial N_n}{\partial F} \quad (16)$$

## 2.6 Mezní stavy

Jedním z hlavních úkolů PP je posouzení funkčnosti daného tělesa, což nás přivádí k teorii mezních stavů. Pro součásti je důležité, aby deformace a porušování nepřesáhly určitou hranici, proto rozlišujeme:

- běžné stavy - těleso je zatíženo, ale není omezena funkce
- mezní stavy – jsou stavy, kdy stavové hodnoty překročí své mezní hodnoty (např. přípustná deformace se mění na funkčně nepřipustnou)

Posuzování mezních stavů (dále MS) patří k základním technickým problémům. Touto problematikou se lidé zabývají v celé své civilizované historii. I přes dnešní vyspělou techniku, veškeré moderní metody a získané znalosti je predikce MS velice subjektivní činnost, která závisí jak na zkušenostech řešitele, dostupných materiálových charakteristikách, počítačích tak i na lidské specifické schopnosti pro posouzení možnosti vzniku daného MS. Nastane-li MS, může dojít ke ztrátě funkčnosti tělesa, nebo k porušení soudržnosti tělesa. Je to následek zatěžování tělesa a tento proces je zjiřitelný až v určité fázi zatěžování. Na Obr. 3 je znázorněn přehled technických mezních stavů.



Obr. 3 Vybraný soubor mezních stavů [5]

V našem případě budeme posuzovat vznik těchto mezních stavů:

- a) MS pružnosti (dále MSP),
- b) MS vzpěrné stability (dále MSVS).

Tyto mezní stavy si nyní přiblížíme.

### 2.6.1 Mezní stav pružnosti

MS pružnosti je takový stav, po jehož překročení vznikají nevratné plastické deformace. [1]

Pro posouzení vzniku mezního stavu byl zaveden tzv. koeficient bezpečnosti  $k_k$ , který je obecně definován jako podíl mezní hodnoty toho parametru, který vyvolává mezní stav, vzhledem k provozní hodnotě stejného parametru.

U MS pružnosti je bezpečnost stanovena podílem dovoleného napětí (materiálová charakteristika – mez kluzu) a maximálního napětí. Mezní stav pružnosti nastane tehdy, když  $k_k \leq 1$ . Chceme-li se vyvarovat nevratným plastickým deformacím, musíme těleso navrhnout tak, aby byl koeficient bezpečnosti větší než 1. V technické praxi je požadována hodnota  $k_k$  vyšší

(běžně  $k_k = 1,5 - 1,7$ ), aby daná součást vydržela i vyšší zatížení, než pro které je dimenzována.

Pro koeficient bezpečnosti vůči MS pružnosti platí:

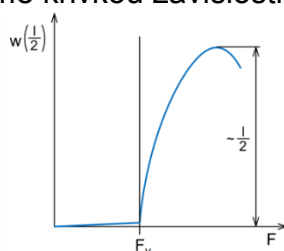
$$k_k = \frac{\sigma_K}{\sigma_{max}} \quad (17)$$

kde:  $\sigma_k$ ... mez kluzu  
 $\sigma_{max}$ ... maximální napětí

Pozn.: Důležitým stavem je i proces montáže součásti. Při montáži (např. při vymezování vůle) může nastat situace, při které by mohlo např. dojít k překročení mezní dovolené hodnoty napětí. Je tedy nutné zabývat se i montážními stavy.

## 2.6.2 Mezní stav vzpěrné stability

V kapitole 2.4 bylo řečeno, že při prostém zatěžování tlakem se příčné průřezy pouze přibližují. Stačí však vzít relativně tenkou tyč (velký poměr  $L/d$ ) a stlačit ji. Zjistíme, že při určité velikosti síly dojde ke skokové změně v charakteru deformace (stlačování  $\rightarrow$  ohyb). Této skutečnosti si v životě určitě každý všiml. Pokud uděláme takový experiment, při kterém se bude měřit při tlakovém zatěžování průhyb tyče, získáme křivkou závislosti (Obr. 4):



Obr. 4 Závislost průhybu tyče na síle  $F$  [3]

Z obr. 4 tedy vidíme, že do určité hodnoty síly  $F$  je průhyb tyče na prahu pozorovatelnosti. Ovšem pro překročení tzv. kritické hodnoty  $F_v$  hodnota průhybu prudce narůstá. Pokud toto pozorování zopakujeme, budeme pozorovat vždy stejný výsledek. Z těchto výsledků můžeme vyvodit jednoduchý závěr: Axióm dosavadní teorie (příčné průřezy se oddalují nebo přibližují) je v rozporu s realitou. Reálně se prut ohýbá. Nyní je tedy na místě uvést definici MS vzpěrné stability:

Mezní stav vzpěrné stability je takový stav, ve kterém se mění charakter podstatné deformace. [1]

V tomto případě je to změna z namáhání na tlak na namáhání na ohyb, i když je působící síla  $F$  rovnoběžná se střednicí (v nedeformovaném stavu).

Z tohoto důvodu byla odvozena teorie: Ideální tlakové namáhání ideálního volného prutu. Tato teorie platí za těchto předpokladů [1]:

- a) střednice prutu je v nezátíženém stavu ideálně přímá,
- b) prut je přímý a prizmatický,
- c) průřez prutu je tlustostěnný (všechny rozměry příčného průřezu jsou řádově stejně velké),

- d) prut je zatížen dvěma rovnovážnými osamělými silami  $F_V$ , které působí v těžištích čel příčných průřezů a jejichž nositelky jsou totožné se střednicí prutu v nezatíženém stavu,  
 e) materiál je homogenní, izotropní, lineárně pružný a dokonale pevný,  
 f) v průběhu zatěžování platí prutové předpoklady prostého namáhání prutu.

Pro kritickou sílu  $F_V$  byl odvozen vztah:

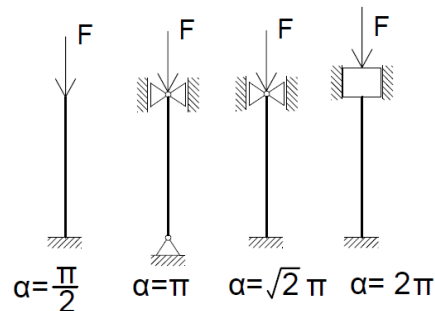
$$F_V = \frac{\pi^2 EJ_y}{L^2} \quad (18)$$

Tento vztah ovšem podle uvedených předpokladů platí pouze pro zatížení osamělými silami. Pro prut, který je vázaný k základnímu tělesu, byl vztah upraven na tento předpis:

$$F_V = \frac{\alpha^2 EJ_y}{L^2} \quad (19)$$

kde:  $J_y$ ...kvadratický moment  
 $L$ ...délka prutu  
 $\alpha$ ...součinitel uložení

Součinitel uložení se volí následovně:



Obr. 5 Volba součinitele uložení  $\alpha$

Velikost zatížení není ovšem jediný faktor určující, zda MSVS nastane. Další veličina, která se při posuzování MSVS určuje je tzv. štíhlost prutu  $\lambda$ . Určí se podle vztahu:

$$\lambda = \frac{L}{\sqrt{J/S}} \quad (20)$$

Z rovnice (20) lze poznat, že tato veličina je funkcí rozměrů tělesa.

Po určení štíhlosti se dále určí kritická štíhlost  $\lambda_k$  (materiál v tvárném materiálu) nebo  $\lambda_R$  (materiál v křehkém stavu) podle vztahu:

$$\lambda_k = \alpha \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}}; \lambda_R = \alpha \sqrt{\frac{E}{\sigma_{Rd}}} \quad (21)$$

a) tvárný materiál

Je-li  $\lambda \geq \lambda_k$  pak se bezpečnost vůči MSVS určí podle vztahu:

$$k_V = \frac{F_V}{F} \quad (22)$$

Je-li  $\lambda \leq \lambda_k$  pak se určuje bezpečnost vzhledem k MS pružnosti.

b) křehký materiál

Je-li  $\lambda \geq \lambda_R$  pak se bezpečnost vůči MSVS určí podle vztahu:

$$k_V = \frac{F_V}{F} \quad (22)$$

Je-li  $\lambda \leq \lambda_R$  pak se určuje bezpečnost vzhledem k meznímu stavu křehké pevnosti.

## 2.7 Geometrické charakteristiky příčného průřezu

Prakticky téměř ve všech předešlých vztazích figurovaly veličiny  $S, J$ . Tyto veličiny charakterizují příčný průřez z hlediska geometrie. Uvedeme tedy obecné vztahy, ale hodnoty charakteristik určíme z tabulek [4] pro normalizované profily.

1) Plocha příčného průřezu

Tato veličina není závislá na volbě souřadného systému. Obecně se vypočítá podle vztahu:

$$S = \int_{\psi} dS \quad (23)$$

2) Osový kvadratický moment

Je veličina, která je závislá na volbě souřadného systému a pro ni platí vztahy:

$$J_y = \int_{\psi} z^2 dS \quad (24)$$

$$J_z = \int_{\psi} y^2 dS \quad (25)$$

### 2.7.1. U-profil

U-profil (U 80/B ČSN 42 5570):

$S = 1100 \text{ mm}^2$	$J_y = 1060000 \text{ mm}^4$	$J_z = 194000 \text{ mm}^4$
-------------------------	------------------------------	-----------------------------

Tab. 2 Tabelované hodnoty  $J$  a  $S$  U-profilů [4]

### 2.7.2 L-profil

L-profil:

profil	$J_y [\text{mm}^4]$	$S [\text{mm}^2]$
L-profil 90x90x6	809400	1054
L-profil 45x45x4	64700	349

Tab. 3 Tabelované hodnoty  $J$  a  $S$  L-profilů [4]

## 2.8 Zatížení od klimatických jevů

Kapitola 2.8 byla zpracována dle norem ČSN EN 12494 a ČSN 1991-1-4 ([9]).

Konstruktéři či architekti by vždy měli brát ohled na všechny možné typy namáhání. U objektů, které se nachází ve volné přírodě, musíme vždy pamatovat na to, že budou vystaveny všem atmosférickým jevům, které se v dané lokalitě vyskytují. Seismické zatížení nebudeme uvažovat, jelikož se Břeclavsko nachází v oblasti, kde se zemětřesení vyskytuje zřídka a dosahuje malých magnitud.

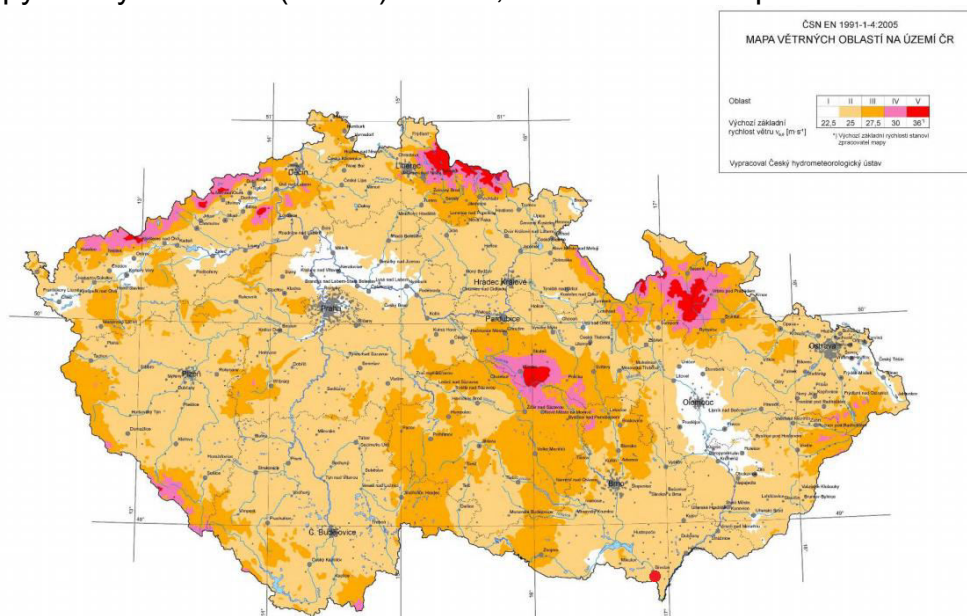
V oblasti, kde se stožár nachází, se jedná nejprve zejména v letních měsících a na podzim o zatížení od větru, a v zimních měsících se může objevit námraza. V deformačně napěťové analýze tedy zahrneme i vliv těchto jevů. Jako první si přiblížíme výpočet veličin souvisejících s větrem.

### 2.8.1 Zatížení větrem

Zatížením konstrukcí větrem se zabývá evropská norma ČSN EN 1991-1-4. Tato norma platí pro konstrukce, jejichž výška nepřevyšuje 200 m a pro mosty s rozpětím do 200 m. Podle této normy vypracujeme postup pro výpočet tlaku vzduchu od působícího větru.

#### 1) Určení větrné oblasti

Dle mapy větrných oblastí (Obr. 6) určíme, do které oblasti spadá stožár:



Obr. 6 Mapa větrných oblastí

Okolí města Břeclavi spadá podle mapy do II. větrné oblasti.

#### 2) Určení základní rychlosti větru

Pro II. větrnou oblast platí základní výchozí rychlost větru  $v_{b,0} = 25 \text{ m/s}$ .

$$v_b = c_{dir} c_{season} v_{b,0} \quad (26)$$

kde:  $c_{dir}$  je součinitel směru větru (obecně  $c_{dir} = 1$ )  
 $c_{season}$  je součinitel ročního období (obecně  $c_{season} = 1$ )

### 3) Určení charakteristické střední rychlosti $v_m z$

Pro tuto veličinu platí vztah:

$$v_m(z) = c_r(z)c_o(z)v_b \quad (27)$$

kde:  $c_o(z)$  je součinitel orografie (vliv kopců, útesů, strmých stěn...), u většiny případů platí  $c_r(z) = 1$ , jelikož rychlost větru není zvětšena o více jak 5 % vlivem okolního terénu

$c_r(z)$  je součinitel drsnosti terénu a určí se podle vztahu:

$$c_r(z) = k_r \ln \frac{z}{z_o} \quad (28)$$

kde:  $k_r$  je součinitel terénu  $k_r = 0,19 \left(\frac{z_o}{z_{o,II}}\right)^{0,07}$ , kde  $z_{o,II} = 0,05$  (terén 2. kategorie)

- platí pro  $z_{min} \leq z \leq z_{max}$

$z_o$  je délka nerovnosti, viz tabulka:

Kategorie terénu	$z_o$	$z_{min}$
0 – moře a přímořské oblasti	0,003	1
I – jezera nebo vodorovná plochá krajina bez překážek	0,01	1
II – krajina s nízkou vegetací, jako je tráva a izol. překážky	0,05	2
III – oblast pravidelně pokrytá vegetací, budovami či překážkami	0,3	5
IV – alespoň 15 % je pokryto budovami či překážkami, jejichž průměrná výška přesahuje	1	10

Tab. 4 Kategorie terénu

### 3) Určení maximálního charakteristického tlaku $q_p(z)$

Maximální charakteristický tlak se určí ze vzorce:

$$q_p(z) = [1 + 7I_v(z)]0,5\rho v_m^2(z) = c_e(z)q_b \quad (29)$$

kde:  $q_b = 0,5\rho v_m^2(z)$  je základní tlak větru

$c_e(z) = [1 + 7I_v(z)]$  je vliv turbulencí, kde pro  $z_{min} \leq z \leq z_{max}$  platí:

$$I_v(z) = \frac{k_I}{c_o(z) \ln(z/z_o)} \quad (30)$$

kde:  $k_I$  je součinitel turbulence (zpravidla 1)

## 2.8.2 Zatížení námrazou

V této kapitole popíšeme, jakým způsobem se určí zatížení vyvolané těmito klimatickými jevy podle platných českých norem. Účinky námrazy či ledovky na ocelové konstrukce se zabývá norma ČSN EN 12494. Tato norma rozlišuje dva typy námraz podle rozdílných procesů jejího vzniku:

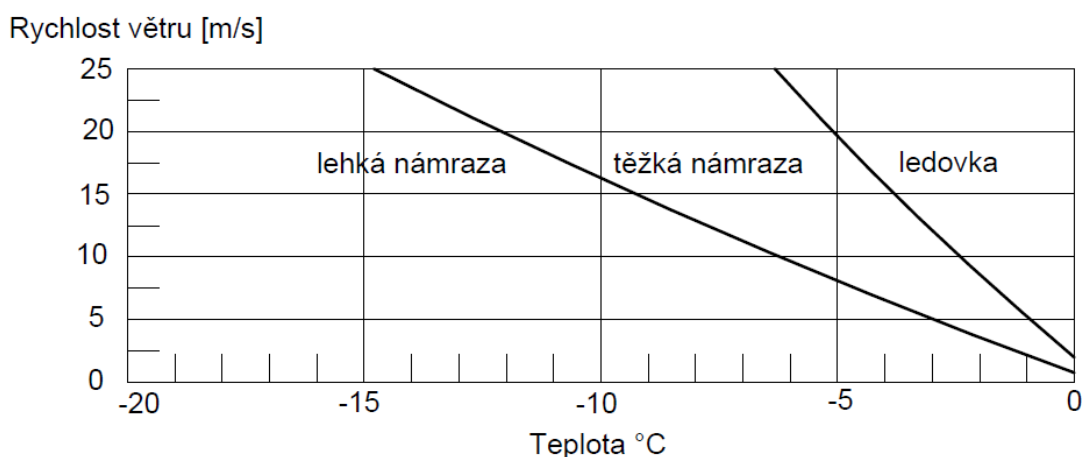
- ledovka (zmrznutí srážek),
- námraza (z oblačnosti).

Vzhledem k odlišným procesům vzniku se liší i fyzikální vlastnosti a vzhled:

Typ námrazy	Objemová hmotnost v $kg/m^3$	Adheze a koheze	Klasifikace	
			Barva	Tvar
<b>Ledovka</b>	900	silná	průhledná	rovnoměrně rozložený, rampouchy
<b>Mokrý sníh</b>	300-600	slabá (při utváření), silná (zmrznutí)	bílá	rovnoměrně rozložený, nerovnoměrný
<b>Těžká námraza</b>	600-900	silná	neprůhledná	nerovnoměrně rozložený, oválný vůči návětrnému směru
<b>Lehká námraza</b>	200-600	nízká až střední	bílá	nerovnoměrně rozložený, oválný vůči návětrnému směru

Tab. 5 Vlastnosti námrazy

Na Obr.7 je znázorněno, za jakých podmínek (vítr a teplota) vzniká konkrétní typ námrazy:



Obr. 7 Podmínky vzniku jednotlivých typů námraz

Jelikož má ledovka největší objemovou hmotnost, při analytickém výpočtu budeme uvažovat situaci, při které se na stožáru bude tvořit.

### Ledovka

Ledovka vzniká mrznutím deště, mrhnutí nebo mlhy. Povrchová teplota ledovky se nachází blízko bodu mrazu, voda tedy může vlivem větru a gravitace obtékat objekt a namrznat také na závětrné straně. Proměnnost vzniku ledovky ovlivňuje:

- množství a velikost kapek,
- rychlost větru,
- teplota vzduchu.



## Třídy námrazy

Třída námrazy (IC) je parametr, který se používá pro stanovení množství námrazy v daném místě stavby. Třídy jsou definovány na základě charakteristické hodnoty námrazy na referenčním kolektoru se střední dobou návratu 50 let. Referenční kolektor je válec o průměru 30 mm a délce alespoň 0,5 m, který je umístěn 10 m nad terénem a pomalu se otáčí kolem své osy.

Třídy IC mohou být stanoveny na základě:

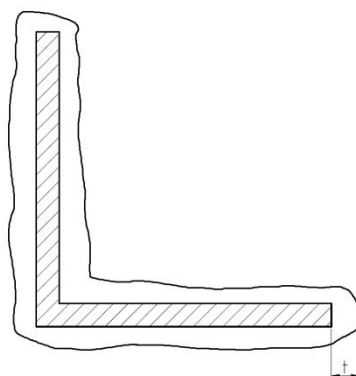
- meteorologických nebo topografických dat použitých na modelu narůstání námrazy
- hmotnosti námrazy

Pro ledovku (značená „G“) je stanoveno 6 tříd:

Třída (IC)	Tloušťka ledu $t$ [mm]
G1	0,5
G2	0,9
G3	1,6
G4	2,8
G5	5,0
G6	Specifické určení

Tab. 6 Třídy ICG

Myšlená tloušťka ledovky  $t$  viz Obr. 8:



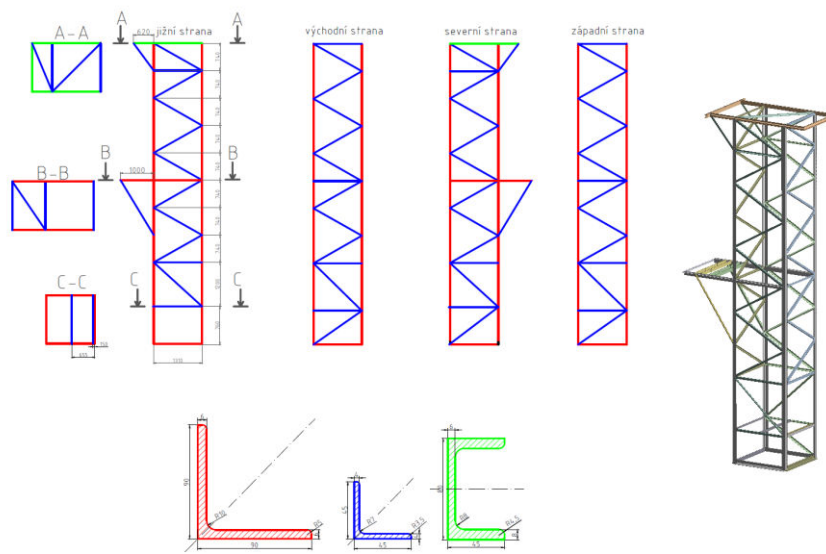
Obr. 8 Model ledovky

Okolí města Břeclavi patří do tzv. „lehké námrazové oblasti“. Během posledních let se ovšem počasí stává více extrémnější a nepředvídatelné. Ve výpočtu tedy budeme uvažovat podmínky, které jsou charakteristické pro tzv. „těžké námrazové oblasti.“

## 3. Analytické řešení

### 3.1 Řešený objekt

Jak bylo řečeno v úvodu práce, jedná se o příhradovou trafostanici, na které je uložen trojfázový transformátor. Ve výpočtovém modelu budeme uvažovat spojení prutů pomocí rotační kinematické dvojice, jak bylo řečeno v kapitole 2.3. Řešená trafostanice je tradičně smontována pomocí šroubů a matic (tento způsob se spolu s nýtováním používá u stožárů vysokého napětí). Při montáži stožáru byly použity 3 druhy profilů, které jsou barevně rozlišeny na Obr. 9:



Obr. 9 Schéma stožáru

Autor se snažil kontaktovat výrobce stožáru firmu KOVEL SK, bohužel neúspěšně. Některé rozměry byly změřeny, ostatní byly odhadnuty pomocí fotodokumentace. Použité L-profilů (ocel 11 373) jsou normalizované a ve výpočtech budou použity hodnoty ze Strojnických tabulek [4].

#### 3.1.1 Rozbor statických zatěžovacích prvků

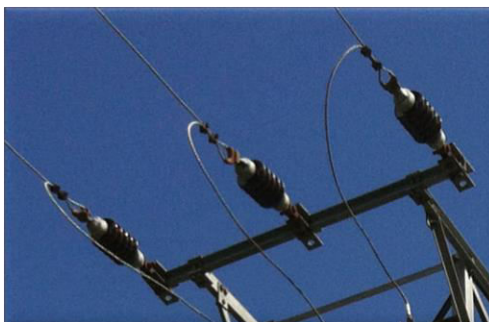
Předtím než provedeme první kroky výpočtu, musíme stanovit, co vzniklou napjatost a deformaci soustavy způsobuje. Rozebereme všechny statické zatěžovací prvky.

##### 3.1.1.1 Vlastní tíha konstrukce

V první řadě musíme uvažovat vlastní tíhu konstrukce, která v tomto případě není zanedbatelná. Toto zatížení ovšem porušuje prutové předpoklady, jelikož se jedná o zatížení, které působí mimo styčníky. Abychom splnili předpoklady prutových soustav, rozdělíme vždy váhu jednotlivých profilů rovnoměrně mezi jednotlivé styčníky. Síly reprezentující vlastní tíhu budou označovány **FGI**. Při výpočtu budeme používat tyto konstanty: tíhové zrychlení  $\vec{g} = 9,81 \text{ m/s}^2$ , hustota oceli  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ .

### 3.1.1.2 Vedení vysokého napětí

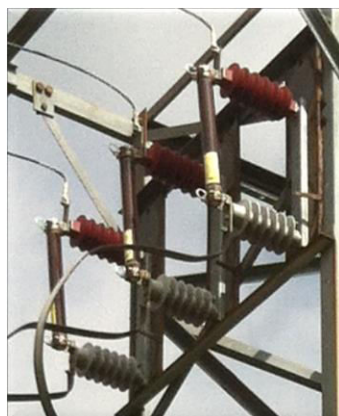
Jako první zatěžovací prvek zmíníme vedení vysokého napětí (dále VN), které je ke stožáru připojeno pomocí 3 keramických izolátorů v nejvyšší části konstrukce. Vzdálenost druhého stožáru, který nese polovinu hmotnosti vodičů, je 37 m. Typ použitého vodiče je AlFe 42/7 (zjištěno ze Zprávy o pravidelné revizi, kterou poskytl majitel trafostanice Povodí Moravy, s. p.). Jedná se o vodič, který je tvořen ocelovou duší a 6 hliníkovými dráty, které tvoří plášť. Průměr vodičů je  $d = 9 \text{ mm}$ , délka vedení  $l = 39 \text{ m}$  a hmotnost jednotlivých vodičů na 1 metr délky činí  $m_v = 0,172 \text{ kg/m}$ . Hmotnost jednotlivých izolátorů činí  $m_{iz} = 8 \text{ kg}$ . I zde se ovšem setkáváme se zatížením, které působí mimo styčníky. Na Obr. 10 je vyfotografováno ukotvení vodičů k trafostanici. Při analytickém výpočtu budeme uvažovat ukotvení krajních vodičů přímo v místě spojení profilů a zatížení od prostředního vodiče symetricky rozdělíme a přičteme ke krajním vodičům. Síla působící na jednotlivé styčníky má velikost:  $F_1 = 98,7 \text{ N}$ . Z důvodu mírného průhybu vodičů budeme uvažovat, že působící síla svírá s vodorovnou rovinou úhel  $\alpha = 20^\circ$ .



Obr. 10 Ukotvení vodičů VN

### 3.1.1.3 Pojistky VN

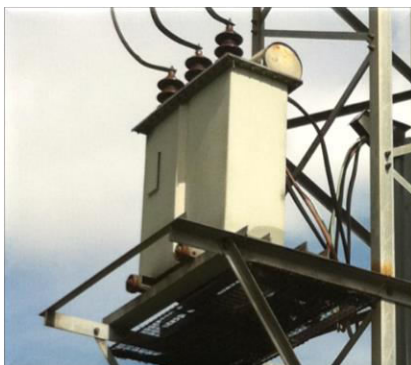
Dalším zatěžovacím prvkem jsou venkovní pojistky s omezovačem přepětí. Umístění pojistek ukazuje Obr. 11. Venkovní pojistky jsou složeny ze 3 komponentů: konzola ( $m_k = 30 \text{ kg}$ ), izolátor ( $m_{piz} = 8,5 \text{ kg}$ ) a pojistka VN ( $m_p = 3,7 \text{ kg}$ ) [11]. Celková hmotnost venkovních pojistek činí  $m_{vp} = 63,6 \text{ kg}$ . Toto zatížení je symetricky rozděleno mezi dva styčníky. Síla působící na každý styčník má velikost:  $F_2 = 452 \text{ N}$ .



Obr. 11 Venkovní pojistky s omezovačem přepětí

### 3.1.1.4 Trojfázový transformátor

Nejvýznamnějším zatěžovacím prvkem je trojfázový transformátor, který je umístěn na dvou U-profilech, které jsou přivařeny ke stožáru.



Obr. 12 Uložení transformátoru

Uložení transformátoru (Obr. 12) také porušuje již zmíněný předpoklad a opět se jedná o zatížení, které působí mimo styčníky. Uložení transformátoru tedy zjednodušíme tak, že celou váhu rozložíme na 2 styčníky. Váha trojfázového transformátoru je  $m_T = 800 \text{ kg}$  (informaci poskytl p. Ing. J. Volek ze společnosti E-ON Česká republika, s.r.o.). Síla působící na jeden styčník má tedy velikost  $F_3 = 3924 \text{ N}$ .

### 3.1.1.5 Skříň rozvaděče nízkého napětí

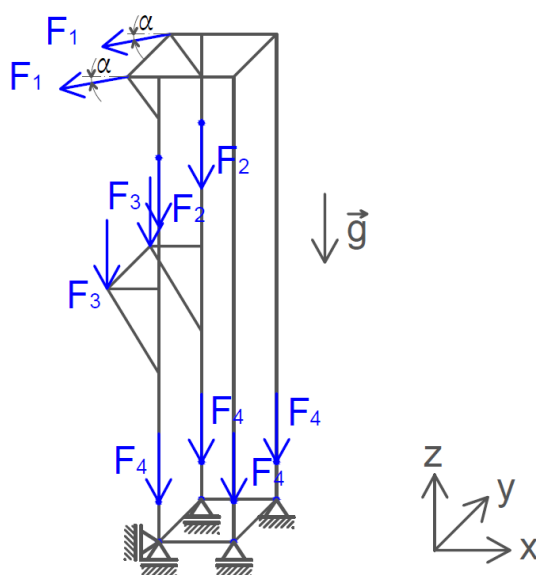
Poslední zatěžovací prvek je skříň rozvaděče nízkého napětí (dále NN). Skříň je umístěna ve spodní části trafostanice (Obr. 13). Na této skříni jsou umístěny ocelové trubky, které chrání a vedou vedení NN mezi transformátorem a rozvaděčem. Váha skříně činí  $m_{sr} = 94 \text{ kg}$ , celková váha trubek činí  $m_{tr} = 28 \text{ kg}$  [12]. Uložení trubek není jednoznačné, ve vrchní části trafostanice jsou přimontovány objímkami, aby bylo zamezeno pohybu při působení větru. Budeme uvažovat, že celou váhu ocelových trubek nese pouze skříň rozvaděče.

Uložení skříně porušuje předpoklady zatížení soustředěného ve styčnicích, jelikož je skříň položena na vodorovné L-profily, kde je přišroubována. Musíme tedy opět provést zjednodušení. A to takové, že váhu skříně s trubkami rozložíme mezi 4 styčníky ve vodorovné rovině. Síla působící na 1 styčník má velikost  $F_4 = 299 \text{ N}$ .



Obr. 13 Skříň rozvaděče NN

Všechny zatěžující prvky a uložení trafostanice znázorníme přehledně na Obr. 14:



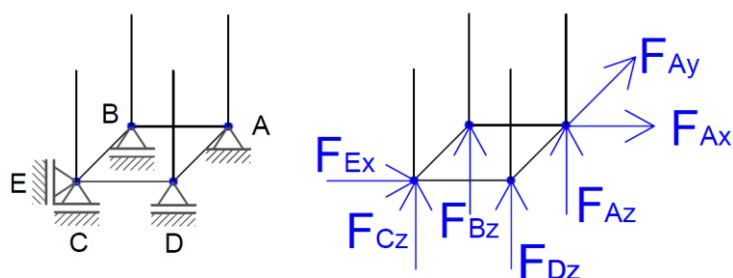
Obr. 14 Schematicky znázorněné zatížení a vazeb tělesa

## 3.2 Statický rozbor

### 3.2.1 Vnější statická určitost

Pro splnění předpokladů teorie prutových soustav je uložení stožáru vzhledem k základnímu tělesu realizováno pomocí obecných vazeb a sférické vazby (Obr. 15).

Později v kap. 4 budeme uvažovat, že je prutové těleso vetknuto. V analytickém výpočtu by vazba vetknutí přinesla značné komplikace při řešení úlohy, jelikož by došlo ke značnému nárůstu statické neurčitosti ( $s_e = 18$ ) a teorie prutových soustav by nebyla použitelná. Takto náročná úloha by překračovala rámce bakalářské práce.



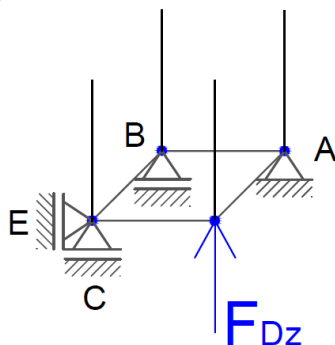
Obr. 15 Uložení stožáru a úplné uvolnění

Dle úplného uvolnění (Obr. 15) máme 7 neznámých parametrů ( $\mu_e = 7$ ). Úloha je prostorová, k dispozici tedy máme 3 silové a 3 momentové podmínky ( $\vartheta_e = 6$ ). Určíme stupeň statické neurčitosti:

$$s_e = \mu_e - \vartheta_e = 7 - 6 = 1 \quad (31)$$

Úloha je tedy jednou staticky neurčitá. Je tedy nutné provést částečné uvolnění (Obr. 16), kdy za účelem snížení stupně statické neurčitosti nahradíme jednu vazbu silovým působením, které omezuje deformaci, a předepíšeme deformační podmínku.

Provedeme částečné uvolnění:



Obr. 16 Částečné uvolnění

Deformační podmínka má následující tvar:

$$w_D = 0 \quad (32)$$

Naznačíme její výpočet, který bude vzhledem k výpočtové náročnosti proveden pomocí softwaru MAPLE:

$$0 = w_D = \frac{\partial W}{\partial F_{Dz}} = \sum_{i=1}^{118} \frac{N_i \cdot L_i}{E \cdot S_i} \frac{\partial N_i}{\partial F_{Dz}} = \frac{N_1 \cdot L_1}{E \cdot S_1} \frac{\partial N_1}{\partial F_{Dz}} + \frac{N_2 \cdot L_2}{E \cdot S_2} \frac{\partial N_2}{\partial F_{Dz}} + \dots + \frac{N_{118} \cdot L_{118}}{E \cdot S_{118}} \frac{\partial N_{118}}{\partial F_{Dz}} = 0 \quad (33)$$

### 3.2.2 Vnitřní statická určitost

Prutovou soustavu budeme řešit jako prostorovou úlohu. Nabízí se tedy použití vztahu (2). Pro tento výpočet potřebujeme znát počet prutů a styčníků:

$$p = 107 \\ k = 48$$

Stupeň statické neurčitosti tedy vychází:

$$s = p - (3k - 6) = 107 - (3 \cdot 48 - 6) = -31 \quad (34)$$

Záporné číslo znamená, že prutová soustava je pohyblivá. Důvod spočívá v tom, že vztah (2) uvažuje styčnky jako 3D centrální silové soustavy se třemi silovými podmínkami. Pozorný čtenář si všimne, že některé styčnky ve schématu (viz Obr. 9) jsou však 2D silové soustavy, kde jsou použitelné pouze dvě silové podmínky (pruty leží v rovině).

Na základě této skutečnosti je nutné odečíst potřebný počet silových podmínek, které nebudou využity. Počet styčníků, kde jsou použitelné pouze 2 silové podmínky je  $p_n = 20$ . Výpočet (34) se pak tedy změní následovně:

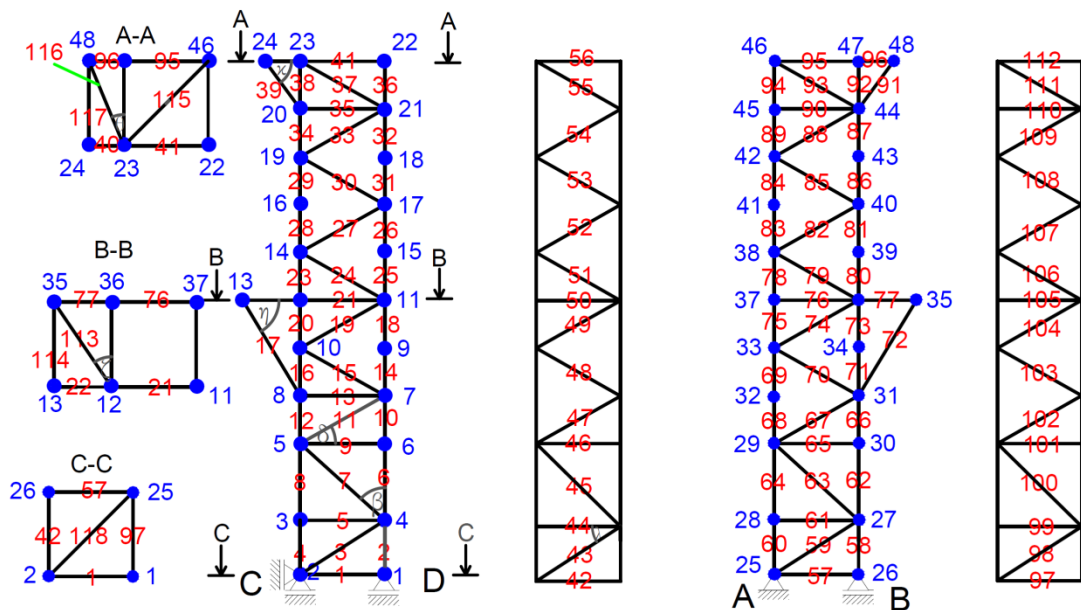
$$s = p - (3k - 6 - p_n) = 107 - (3 \cdot 48 - 6 - 20) = -11 \quad (35)$$



Obr. 17 Rámová část trafostanice

Abychom docílili staticky určité úlohy, je tedy nutné doplnit do soustavy 11 prutů (jedním z míst doplnění prutů je na Obr. 17.) Touto nezbytnou korekcí se sice mírně vzdálíme od zadání úlohy, ale splníme tak podmínku nepohyblivosti soustavy. Později nám nebude nic bránit v použití teorie prutových soustav pro výpočet napjatosti a deformace.

Pro analytický výpočet budeme vycházet z následujícího schéma:



Obr. 18 Upravená soustava

Stupeň vnitřní statické neurčitosti po úpravě vychází:

$$s_i = p - (3k - 6 - p_n) = 118 - (3 \cdot 48 - 6 - 20) = 0 \quad (36)$$

Úloha je vnitřně staticky určitá.

Na závěr rozboru můžeme konstatovat, že ačkoliv můžeme považovat stožár vysokého napětí za typického reprezentanta prutových soustav, po detailnějším rozboru zjišťujeme, že je nutné provést určité zjednodušení, aby bylo uplatnění teorie prutových soustav realizovatelné.

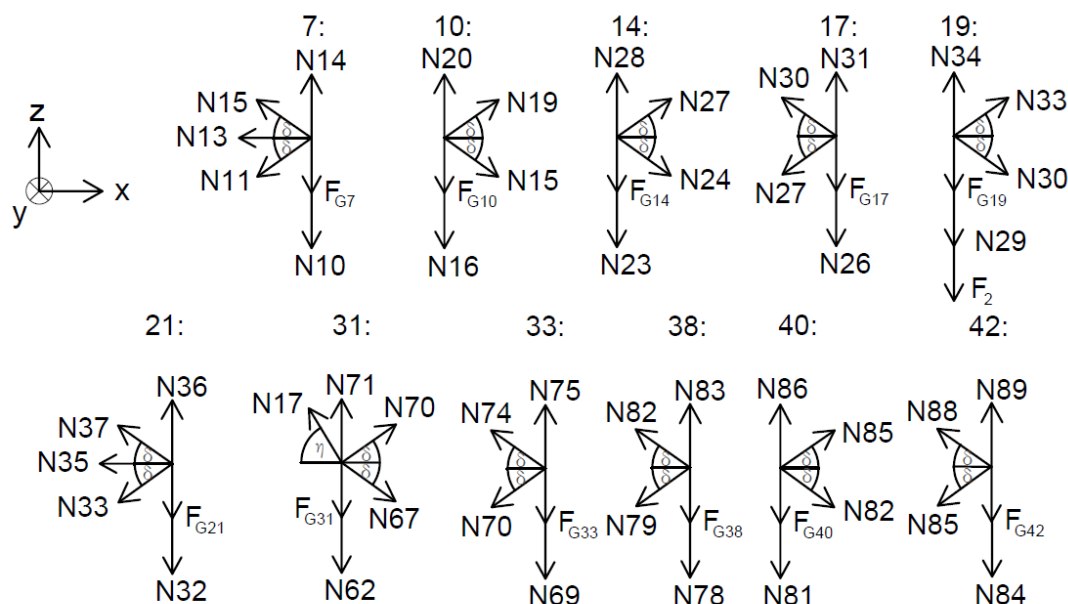


### 3.3 Sestavení rovnic statické rovnováhy

Dalším krokem ve výpočtu bude sestavení rovnic statické rovnováhy pro výpočet vnitřních osových sil v jednotlivých prutech. Za tímto účelem provedeme uvolnění styčnicků. Na Obr. 19-21 naznačíme princip uvolnění. Styčnický uvolňujeme tak, aby pruty byly namáhány tahem:

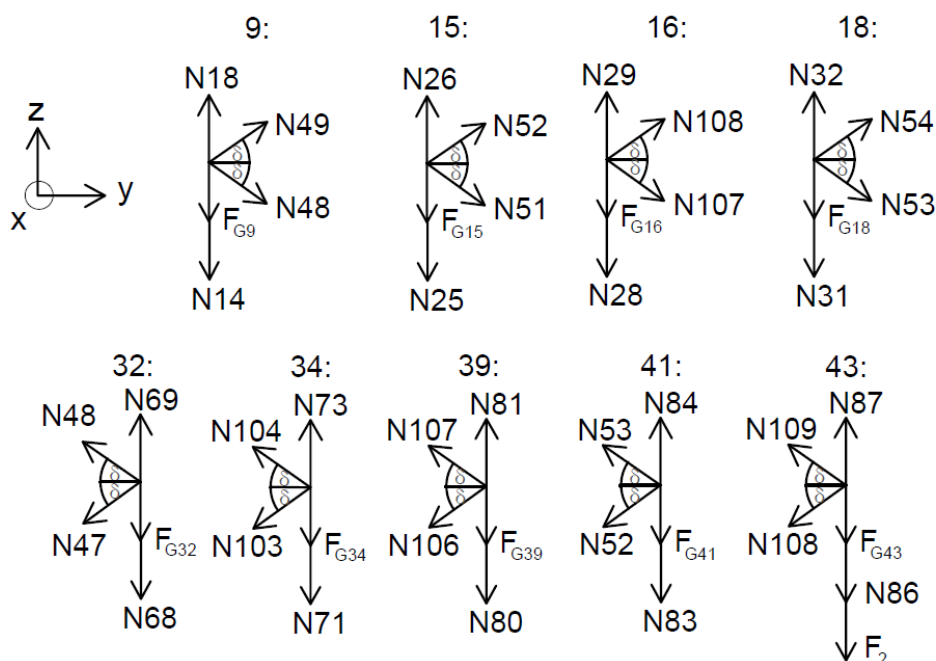
1) Uvolnění styčnicků, jejichž síly leží pouze v jedné rovině.

a) síly leží v rovině XZ



Obr. 19 Uvolnění styčnicků v rovině XZ

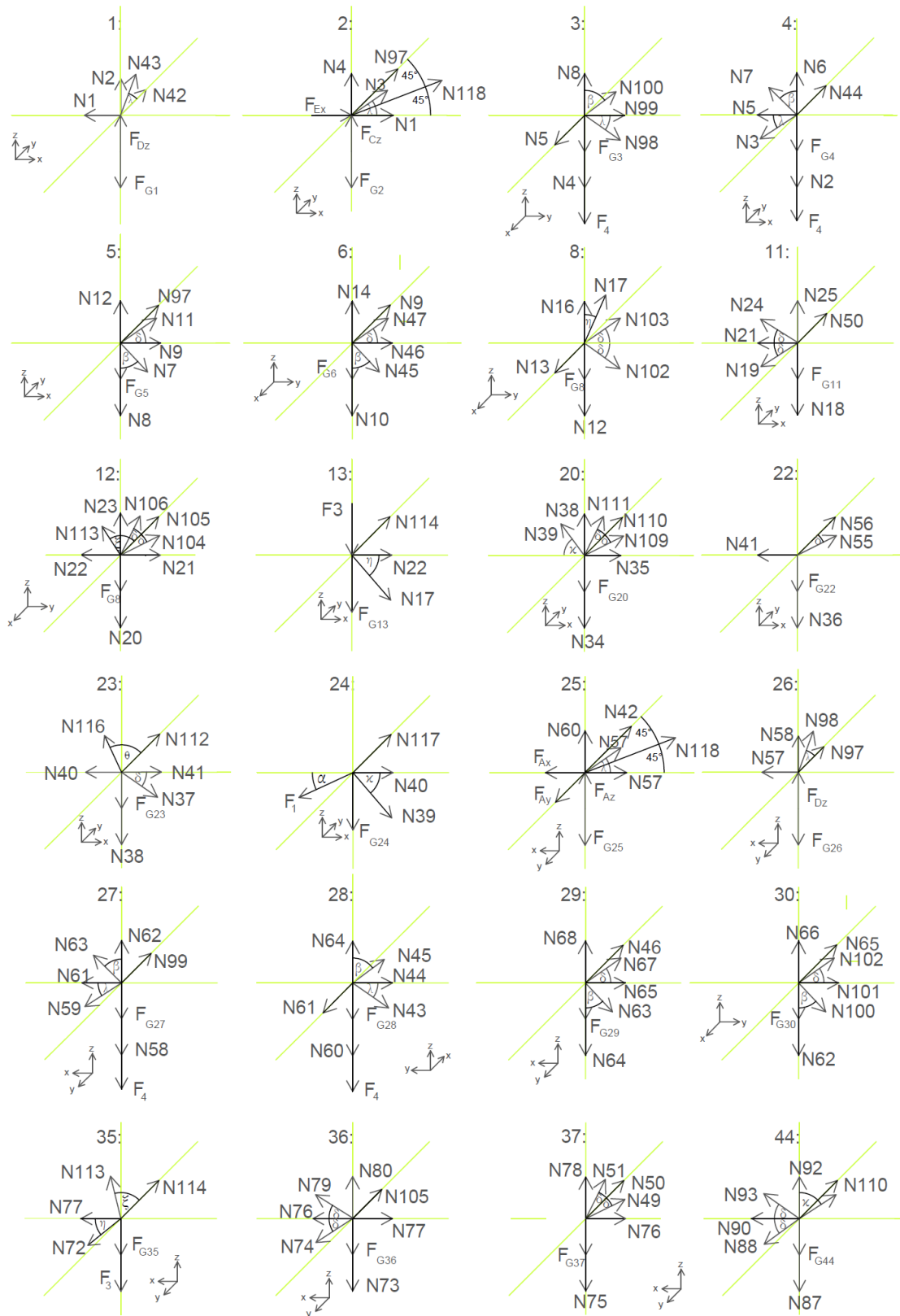
b) síly leží v rovině YZ

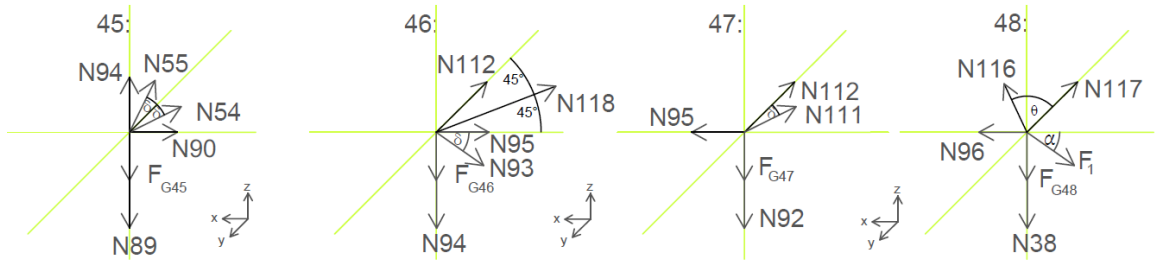


Obr. 20 Uvolnění styčnicků v rovině YZ



## 2) Uvolnění prostorových styčnic





Obr. 21 Uvolnění prostorových styčniců

Po uvolnění následuje sestavení rovnic statické rovnováhy pro jednotlivé styčniců:

1:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad -N1 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N42 + N43\cos\lambda = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad F_{Dz} + N2 + N43\sin\lambda - FG1 = 0 \end{aligned} \quad (37)$$

2:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad N1 + N3\cos\lambda + N118\frac{\sqrt{2}}{2} + F_{Cx} = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N97 + N118\frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad F_{Cz} + N4 + N43\sin\lambda - FG2 = 0 \end{aligned} \quad (38)$$

3:

$$\begin{aligned} \Sigma\Sigma F_x = 0: & \quad N5 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N99 + N100\sin\beta + N98\cos\lambda = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -N4 + N8 + N100\cos\beta - N98\sin\lambda - F4 - FG3 = 0 \end{aligned} \quad (39)$$

4:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad -N5 - N7\sin\beta - N3\cos\lambda = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N44 = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N6 + N7\cos\beta - N2 - N3\sin\beta - FG4 = 0 \end{aligned} \quad (40)$$

5:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad N7\sin\beta + N9 + N11\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N101 = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -N8 - N7\cos\beta + N12 + N11\sin\delta - FG5 = 0 \end{aligned} \quad (41)$$

6:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad -N9 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N46 + N47\cos\delta + N45\sin\beta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -N6 + N10 + N47\sin\delta - N45\cos\beta - FG6 = 0 \end{aligned} \quad (42)$$

7:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad -N11\cos\delta - N15\cos\delta - N13 = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -N10 + N14 - N11\sin\delta + N15\sin\delta - FG7 = 0 \end{aligned} \quad (43)$$

8:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad -N17\cos\eta + N13 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N102\cos\delta + N103\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N12 - N16 - N102\sin\delta + N103\sin\delta - FG8 = 0 \end{aligned} \quad (44)$$

9:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0: & \quad N48\cos\delta + N49\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N18 - N14 - N48\sin\delta + N49\sin\delta - FG9 = 0 \end{aligned} \quad (45)$$

$$\begin{aligned}
10: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N15\cos\delta + N19\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N20 - N16 - N15\sin\delta + N19\sin\delta - FG10 = 0
\end{aligned} \tag{46}$$

$$\begin{aligned}
11: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N19\cos\delta - N24\cos\delta - N21 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N50 = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N25 - N18 - N19\sin\delta + N24\sin\delta - FG11 = 0
\end{aligned} \tag{47}$$

$$\begin{aligned}
12: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N21 - N22 - N113\zeta = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N113\cos\zeta + N105 + N104\cos\delta + N106\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N18 - N25 - N19\sin\delta + N24\sin\delta - FG12 = 0
\end{aligned} \tag{48}$$

$$\begin{aligned}
13: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N17\cos\eta + N22 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N114 = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad -N17\sin\eta - F3 - FG13 = 0
\end{aligned} \tag{49}$$

$$\begin{aligned}
14: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N24\cos\delta + N27\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N28 - N23 - N24\sin\delta + N27\sin\delta - FG14 = 0
\end{aligned} \tag{50}$$

$$\begin{aligned}
15: \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N51\cos\delta + N52\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N26 - N25 - N51\sin\delta + N52\sin\delta - FG15 = 0
\end{aligned} \tag{51}$$

$$\begin{aligned}
16: \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N107\cos\delta - N108\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad -N26 + N31 - N107\sin\delta + N108\sin\delta - FG16 = 0
\end{aligned} \tag{52}$$

$$\begin{aligned}
17: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N27\cos\delta + N30\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N32 - N31 - N53\sin\delta + N54\sin\delta - FG17 = 0
\end{aligned} \tag{53}$$

$$\begin{aligned}
18: \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N53\cos\delta + N54\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N32 - N31 - N53\sin\delta + N54\sin\delta - FG18 = 0
\end{aligned} \tag{54}$$

$$\begin{aligned}
19: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N30\cos\delta + N33\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N34 - N29 - N30\sin\delta + N33\sin\delta - FG19 = 0
\end{aligned} \tag{55}$$

$$\begin{aligned}
20: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N35 - N39\cos\kappa = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N109\cos\delta + N110 + N111\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N34 - N38 - N109\sin\delta + N111\sin\delta + N39\sin\kappa - FG20 = 0
\end{aligned} \tag{56}$$

$$\begin{aligned}
21: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N35 - N33\cos\delta - N37\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N36 - N32 - N33\sin\delta + N37\sin\delta - FG21 = 0
\end{aligned} \tag{57}$$

$$\begin{aligned}
22: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N41 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N56 + N55\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad -N36 - N55\sin\delta - FG22 = 0
\end{aligned} \tag{58}$$

23:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N41 - N40 + N37\cos\delta - N116\sin\theta + N115\frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N112 + N116\cos\theta + N115\frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -N38 - N37\sin\delta - FG23 = 0\end{aligned}\tag{59}$$

24:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N40 + N39\cos\kappa - F1\cos\alpha = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N117 = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -F1\sin\alpha - N39\sin\kappa - FG24 = 0\end{aligned}\tag{60}$$

25:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N57 + F_{Ax} - N59\cos\lambda - N118\frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad N42 - N118\frac{\sqrt{2}}{2} + F_{Ay} = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N60 + F_{Az} + N59\sin\lambda - FG25 = 0\end{aligned}\tag{61}$$

26:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N57 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad -N97 - N98\cos\lambda = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N58 + F_{Bz} + N98\sin\lambda - FG27 = 0\end{aligned}\tag{62}$$

27:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N61 + N59\cos\lambda + N63\sin\beta = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad -N99 = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N62 - N59\sin\lambda + N63\cos\beta - N58 - FG27 - F4 = 0\end{aligned}\tag{63}$$

28:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad -N61 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad -N44 - N45\sin\beta - N43\cos\lambda = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N64 - N60 - N43\sin\lambda + N45\cos\beta - F4 - FG28 = 0\end{aligned}\tag{64}$$

29:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad -N65 - N67\cos\delta - N63\sin\beta = 0 \\ F_y = 0: & \quad -N46 = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N68 - N64 + N67\sin\delta - N63\cos\beta - FG29 = 0\end{aligned}\tag{65}$$

30:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N65 = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad -N101 - N100\sin\beta - N102\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N66 - N62 + N102\sin\delta - N100\cos\beta - FG30 = 0\end{aligned}\tag{66}$$

31:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad N67\cos\delta + N70\cos\delta - N72\cos\eta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N71 - N66 - N67\sin\delta + N70\sin\delta + N72\sin\eta - FG31 = 0\end{aligned}\tag{67}$$

32:

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0: & \quad -N47\cos\delta - N48\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N69 - N68 - N47\sin\delta + N48\sin\delta - FG32 = 0\end{aligned}\tag{68}$$

33:

$$\begin{aligned}\Sigma F_x = 0: & \quad -N70\cos\delta - N74\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N75 - N69 - N70\sin\delta + N74\sin\delta - FG33 = 0\end{aligned}\tag{69}$$

34:

$$\begin{aligned}\Sigma F_y = 0: & \quad -N103\cos\delta - N104\cos\delta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad N73 - N71 - N103\sin\delta + N104\sin\delta - FG34 = 0\end{aligned}\tag{70}$$

$$\begin{aligned}
35: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N77 + N113\sin\zeta + N72\cos\eta = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N114 - N113\cos\zeta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad -N72\sin\eta - F3 - FG35 = 0
\end{aligned} \tag{71}$$

$$\begin{aligned}
36: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N76 - N77 + N74\cos\delta + N79\cos\delta - N21 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N105 = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N80 - N73 - N74\sin\delta + N79\sin\delta - FG36 = 0
\end{aligned} \tag{72}$$

$$\begin{aligned}
37: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N76 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N49\cos\delta - N51\cos\delta - N50 = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N78 - N75 - N49\sin\delta + N51\sin\delta - FG37 = 0
\end{aligned} \tag{73}$$

$$\begin{aligned}
38: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N79\cos\delta - N82\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N83 - N78 - N79\sin\delta + N82\sin\delta - FG38 = 0
\end{aligned} \tag{74}$$

$$\begin{aligned}
39: \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N107\cos\delta - N106\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N81 - N80 - N106\sin\delta + N107\sin\delta - FG39 = 0
\end{aligned} \tag{75}$$

$$\begin{aligned}
40: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N82\cos\delta + N85\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N86 - N81 - N82\sin\delta + N85\sin\delta - FG40 = 0
\end{aligned} \tag{76}$$

$$\begin{aligned}
41: \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N52\cos\delta - N53\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N84 - N83 - N52\sin\delta + N53\sin\delta - FG41 = 0
\end{aligned} \tag{77}$$

$$\begin{aligned}
42: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N85\cos\delta - N88\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N89 - N84 - N85\sin\delta + N88\sin\delta - FG42 = 0
\end{aligned} \tag{78}$$

$$\begin{aligned}
43: \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N108\cos\delta - N109\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N87 - N86 - N108\sin\delta + N109\sin\delta - F2 - FG43 = 0
\end{aligned} \tag{79}$$

$$\begin{aligned}
44: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad N90 - N91\cos\kappa + N88\cos\delta + N93\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad N110 = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N92 - N87 - N88\sin\delta + N93\sin\delta + N91\sin\kappa - FG44 = 0
\end{aligned} \tag{80}$$

$$\begin{aligned}
45: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N90 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N54\cos\delta - N55\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad N94 - N89 - N54\sin\delta + N55\sin\delta - FG45 = 0
\end{aligned} \tag{81}$$

$$\begin{aligned}
46: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N95 - N93\cos\delta - N115\frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N56 - N115\frac{\sqrt{2}}{2} = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad -N94 - N93\sin\delta - FG46 = 0
\end{aligned} \tag{82}$$

$$\begin{aligned}
47: \\
\Sigma F_x = 0: & \quad -N96 + N95 = 0 \\
\Sigma F_y = 0: & \quad -N112 - N111\cos\delta = 0 \\
\Sigma F_z = 0: & \quad -N92 - N111\sin\delta - FG47 = 0
\end{aligned} \tag{83}$$

48:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0: & \quad N96 + N91\cos\kappa + N116\cos\theta - F1\cos\alpha = 0 \\ \Sigma F_y = 0: & \quad -N117 - N116\cos\theta = 0 \\ \Sigma F_z = 0: & \quad -N91\sin\kappa - FG48 - F1\sin\alpha = 0 \end{aligned} \quad (84)$$

Vyřešení této soustavy rovnic předcházelo u každého zátěžného stavu výpočet síly  $F_{Dz}$  z deformační podmínky (viz kap. 3.2.1). Soustava rovnic byla řešena v prostředí výpočetního softwaru MAPLE 17 pomocí příkazu:

„*solve({rovnice},{neznámé parametry})*“.

### 3.4. Zátěžné stavy

V následujících kapitolách provedeme deformačně napěťovou analýzu pro 3 zátěžné stavy, které v realitě mohou skutečně nastat.

Prvním zátěžným stavem Z1 bude situace, kdy uvažujeme pouze statické zatěžovací prvky ( $F1 \dots F4$ ).

Druhým zátěžným stavem Z2 bude situace, při které bude prováděna údržba stožáru. Tuto údržbu budou provádět dva dělníci, kteří budou konstrukci zatěžovat vlastní vahou.

Posledním zátěžným stavem Z3 bude situace, kdy se ke statickým zatěžovacím prvkům (stav Z1) přidá klimatické zatížení v podobě větru a ledovky. Teorie k výpočtu klimatických zatížení byla popsána v kapitole 2.8.

### 3.5 Zátěžný stav Z1

Jako první zátěžný stav budeme uvažovat případ, kdy je stožár zatížen vlastní tíhou a dále prvky, které byly popsány v kapitole 3.1.1. Tento stav bude výchozím stavem pro další zátěžné stavy Z2 a Z3.

#### 3.5.1 Výpočet osových sil a stykových sil

V prvním kroku výpočtu byl proveden výpočet tíhových sil  $F_{Gi}$ . Dále bylo provedeno řešení soustavy rovnic (viz kap. 3.3). Po vyřešení deformační podmínky a velikosti osových sil byla k příslušným silám určena i jednotlivá normálová napětí.

V následujících tabulkách uvedeme nejprve:

- velikosti tíhových sil,
- výsledky reakčních sil ve vazbách,
- výsledky osových sil a napětí v prutech (napětí určeno podle vztahu (6)).

síla	Velikost [N]	síla	Velikost [N]	síla	Velikost [N]	síla	Velikost [N]
$F_{G1}$	157,2	$F_{G13}$	82,2	$F_{G25}$	182,4	$F_{G37}$	171,3
$F_{G2}$	182,4	$F_{G14}$	100,5	$F_{G26}$	157,5	$F_{G38}$	100,5
$F_{G3}$	159	$F_{G15}$	100,5	$F_{G27}$	159	$F_{G39}$	100,5

síla	Velikost [N]	síla	Velikost [N]	síla	Velikost [N]	síla	Velikost [N]
$F_{G4}$	159	$F_{G16}$	100,5	$F_{G28}$	159	$F_{G40}$	100,5
$F_{G5}$	158	$F_{G17}$	100,5	$F_{G29}$	158	$F_{G41}$	100,5
$F_{G6}$	158	$F_{G18}$	100,5	$F_{G30}$	158	$F_{G42}$	100,5
$F_{G7}$	118,1	$F_{G19}$	100,5	$F_{G31}$	124,5	$F_{G43}$	100,5
$F_{G8}$	142,1	$F_{G20}$	158,6	$F_{G32}$	100,5	$F_{G44}$	148,7
$F_{G9}$	100,5	$F_{G21}$	110,4	$F_{G33}$	100,5	$F_{G45}$	118,1
$F_{G10}$	100,5	$F_{G22}$	103,3	$F_{G34}$	100,5	$F_{G46}$	148,2
$F_{G11}$	171,3	$F_{G23}$	237,5	$F_{G35}$	104,3	$F_{G47}$	129,4
$F_{G12}$	234	$F_{G24}$	94,7	$F_{G36}$	211,9	$F_{G48}$	114,2

Tab. 7 Velikost tíhových sil

Styková síla	Velikost [N]
$F_{Ax}$	92,8
$F_{Ay}$	0
$F_{Az}$	-1999
$F_{Bz}$	10155,6
$F_{Cz}$	10201,8
$F_{Cx}$	92,8
$F_{Dz}$	-1963,9

Tab. 8 Reakční síly ve vazbách

Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]	Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]
<b>N1</b>	0	1054	0,00	<b>N21</b>	2706,88	1054	2,57
<b>N2</b>	2123,1	1054	2,01	<b>N22</b>	2706,88	1054	2,57
<b>N3</b>	-103,9	349	-0,30	<b>N23</b>	-1586,3	1054	-1,51
<b>N4</b>	-9967,2	1054	-9,46	<b>N24</b>	103,2	349	0,30
<b>N5</b>	0	349	0,00	<b>N25</b>	-259,30	1054	-0,25
<b>N6</b>	2446,6	1054	2,32	<b>N26</b>	-155,6	1056	-0,15
<b>N7</b>	121,9	349	0,35	<b>N27</b>	-103,2	349	-0,30
<b>N8</b>	-9513,5	1054	-9,03	<b>N28</b>	-1384,3	1054	-1,31
<b>N9</b>	0	349	0,00	<b>N29</b>	-1287	1054	-1,22
<b>N10</b>	2608,8	1054	2,48	<b>N30</b>	103,2	349	0,30
<b>N11</b>	4	349	0,01	<b>N31</b>	-156,7	1054	-0,15
<b>N12</b>	-2,9	1054	0,00	<b>N32</b>	-53	1054	-0,05
<b>N13</b>	-2706,9	349	-7,76	<b>N33</b>	-103,2	349	-0,30
<b>N14</b>	1096,3	1054	1,04	<b>N34</b>	-632,9	1054	-0,60
<b>N15</b>	3212,2	349	9,20	<b>N35</b>	-107,6	349	-0,31
<b>N16</b>	-5077,3	1054	-4,82	<b>N36</b>	-104,9	1054	-0,10
<b>N17</b>	-4835	349	-13,85	<b>N37</b>	226,9	349	0,65
<b>N18</b>	1200	1054	1,14	<b>N38</b>	-349,1	1054	-0,33
<b>N19</b>	-3212,2	349	-9,20	<b>N39</b>	-167,6	349	-0,48
<b>N20</b>	-1870,1	1054	-1,77	<b>N40</b>	200,4	1100	0,18

Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]	Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]
N41	0	1100	0,00	N80	-9513,5	1054	-9,03
N42	2,9	1054	0,00	N81	-1473,6	1054	-1,40
N43	-3,3	349	-0,01	N82	-1369,9	349	-3,93
N44	0	349	0,00	N83	109,8	1054	0,10
N45	3,9	349	0,01	N84	-228,9	1054	-0,22
N46	0	349	0,00	N85	-131,6	349	-0,38
N47	-3,3	349	-0,01	N86	-1161,4	1054	-1,10
N48	3,3	349	0,01	N87	-605,7	1054	-0,57
N49	-3,3	349	-0,01	N88	109,8	349	0,31
N50	0	349	0,00	N89	-139,1	1054	-0,13
N51	3,3	349	0,01	N90	0	349	0,00
N52	-3,3	349	-0,01	N91	-193	349	-0,55
N53	3,3	349	0,01	N92	-131	1054	-0,12
N54	-3,3	349	-0,01	N93	-252,2	349	-0,72
N55	3,3	349	0,01	N94	-24,2	1054	-0,02
N56	-3,3	349	-0,01	N95	216,7	1100	0,20
N57	0	1054	0,00	N96	216,7	1100	0,20
N58	-9964,4	1054	-9,45	N97	2,9	1054	0,00
N59	110,5	349	0,32	N98	-3,3	349	-0,01
N60	2125,8	1054	2,02	N99	0	349	0,00
N61	0	349	0,00	N100	3,9	349	0,01
N62	-395,4	1054	-0,38	N101	0	349	0,00
N63	-129,7	349	-0,37	N102	-3,3	349	-0,01
N64	2579,5	1054	2,45	N103	3,3	349	0,01
N65	0	349	0,00	N104	-3,3	349	-0,01
N66	-9233,1	1054	-8,76	N105	0	349	0,00
N67	109,8	349	0,31	N106	3,3	349	0,01
N68	2595,9	1054	2,46	N107	-3,3	349	-0,01
N69	2693,2	1054	2,56	N108	3,3	349	0,01
N70	-3235,9	349	-9,27	N109	-3,3	349	-0,01
N71	-3434,7	1054	-3,26	N110	0	349	0,00
N72	-4861,9	349	-13,93	N111	3,3	349	0,01
N73	-3331	1054	-3,16	N112	-3,3	349	-0,01
N74	3235,9	349	9,27	N113	0	349	0,00
N75	-407,13	1054	-0,39	N114	0	349	0,00
N76	0	1054	0,00	N115	4	349	0,01
N77	2721,9	1054	2,58	N116	0	349	0,00
N78	-221,3	1054	-0,21	N117	0	1100	0,00
N76	0	1054	0,00	N118	4	349	0,01

Tab. 9 Výsledky osových sil a normálových napětí



### 3.5.2 Určení bezpečnosti $k_k$ vůči MSP

V Tab. 9 jsme barevně označili maximální hodnoty napětí, červenou barvou maximální tahové napětí, modrou barvou maximální tlakové napětí. Pro tyto hodnoty určíme bezpečnost  $k_k$  vůči meznímu stavu pružnosti. Při výpočtu budeme uvažovat maximální dovolenou hodnotu normálového napětí pro ocel 11 373:  $\sigma_k = 220 \text{ MPa}$ , a modul pružnosti pro ocel  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ .

a) bezpečnost vůči MSP maximálního tahového napětí

$$k_{k,tah} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max,tah}} = \frac{220}{9,27} \cong 23,7 \quad (86)$$

b) bezpečnost vůči MSP maximálního tlakového napětí

$$k_{k,tlak} = \frac{R_e}{|\sigma_{max,tlak}|} = \frac{220}{13,93} \cong 15,7 \quad (87)$$

### 3.5.3 Určení bezpečnosti $k_v$ vůči MSVS.

a) určení kritické štíhlosti  $\lambda_k$

Podle rovnice (21) určíme kritickou štíhlost  $\lambda_k$ .

$$\lambda_k = \alpha \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{220}} = 97,1 \quad (88)$$

b) určení štíhlosti  $\lambda$

Podle vztahu (20) určíme štíhlosti pro jednotlivé pruty, seřadíme je podle velikosti. V kapitole 2.7.2. bylo řečeno, že kontrola vůči MSVS se provádí, jestliže je u prutu splněna podmínka  $\lambda \geq \lambda_k$ . Pokud tomu tak není, provádí se kontrola vůči MSP. Zajímat nás tedy budou pouze pruty, které splňují výše zmíněnou podmínku.

c) určení velikosti kritické síly  $F_v$

Určíme velikost síly  $F_v$  pro jednotlivé pruty podle vztahu (19).

Podle předchozího algoritmu byly vypočteny jednotlivé parametry, které jsou nutné ke kontrole vůči MSVS. V Tab. 10 uvedeme pouze vybrané pruty s největším možným rizikem (ostatní pruty viz příloha 1):

osová síla	velikost [N]	$S$ [mm <sup>2</sup> ]	$J_y$ [mm <sup>4</sup> ]	$L$ [mm]	$F_v$ [N]	$\lambda$ [-]
N17	-4834,95	349	64700	1673	47910,6	122,9
N72	-4861,68	349	64700	1673	47910,6	122,9

Tab. 10 Kontrola MSVS

Při pečlivém přezkoumání hodnot  $N$  a  $F_v$  bylo zjištěno, že potenciální riziko MSVS by mohlo nastat u šikmých prutů (č. 17 a 72), které podpírají transformátor. Provedeme tedy kontrolu vůči MSVS:

a) prut č. 17

$$k_V = \frac{F_V}{F} = \frac{F_{V,17}}{|N17|} = \frac{47910,6}{4835} \cong 9,9 \quad (89)$$

b) prut č. 72

$$k_V = \frac{F_V}{F} = \frac{F_{V,72}}{|N72|} = \frac{47910,6}{4861,7} \cong 9,8 \quad (90)$$

### 3.5.4 Určení deformace dvou vybraných míst stožáru

Pro určení deformace vybereme dvě místa stožáru, kde předpokládáme největší deformaci.

Prvním místem bude styčník 13. V tomto místě je soustředěno zatížení od transformátoru. Zde budeme předpokládat největší posuv ve směru osy  $z$ . Je nutné zmínit, proč nebudeme počítat deformaci ve styčníku 35, kde je větší zatížení od vlastní tíhy profilů. Důvod spočívá ve skutečnosti, že prut č. 113, který byl do konstrukce přidán za účelem korekce vnitřní pohyblivosti soustavy, je fiktivní. Ve skutečnosti je tedy zatížení ve styčnicích 13 a 35 od vlastní tíhy konstrukce stejné. A jelikož budeme později porovnávat hodnoty posuvů porovnávat s numericky vypočítanými hodnotami, vybereme tedy styčník 13.

Druhým místem bude styčník 24. V tomto místě je soustředěno zatížení od vodičů vysokého napětí. Zde budeme předpokládat největší deformaci ve směru osy  $x$ . U obou styčniců vypočítáme posuvy v obou osách ( $x$  a  $z$ ). Zda byl předpoklad největších deformací právě v těchto styčnicích správný, určíme v kapitole 4 pomocí softwaru ANSYS 15.0.

Pro výpočet posuvů použijeme vztah (16):

$$u = \sum_{i=1}^n \frac{N_n L_n}{E_n S_n} \frac{\partial N_n}{\partial F}$$

Parametry zlomku  $\frac{N}{ES}$  jsou zapsány v Tab. 9. Potřebné parciální derivace byly určeny pomocí softwaru MAPLE, kde byly jednotlivé síly vyjádřeny jako funkce zatížení a poté zderivovány podle působící síly v daném styčníku. Předvedeme ukázkový postup na styčníku 13:

$$\begin{aligned} w_{13} &= \sum_{i=1}^{118} \frac{N_i \cdot L_i}{E \cdot S_i} \frac{\partial N_i}{\partial F3} = \frac{N_1 \cdot L_1}{E \cdot S_1} \frac{\partial N_1}{\partial F3} + \frac{N_2 \cdot L_2}{E \cdot S_2} \frac{\partial N_2}{\partial F3} + \dots + \frac{N_{118} \cdot L_{118}}{E \cdot S_{118}} \frac{\partial N_{118}}{\partial F3} = \\ &= \frac{0 \cdot 1310}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1054} 0 + \frac{2155,8 \cdot 760}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1054} 0,56 + \dots + \frac{0 \cdot 1310}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1100} 0 = \\ &= -0,53 \text{ mm} \end{aligned} \quad (91)$$

Posuv  $u_{24}$  styčníku 24 se vypočítáme stejně s tím rozdílem, že do něj zavedeme doplňkovou sílu  $F_d$ , která leží v ose  $x$ . Podle této síly budeme derivovat v parciálních derivacích. Po derivování tuto sílu určíme jako nulovou.

Posuv  $u_{24}$  má tedy hodnotu:

$$u_{24} = \sum_1^{118} \frac{N_i \cdot L_i}{E \cdot S_i} \frac{\partial N_i}{\partial Fd} = -1,04 \text{ mm} \quad (92)$$

Zbylé hodnoty uvedeme v tabulce 11:

styčník	$u$ [mm]	$w$ [mm]
13	-0,53	-0,54
24	-1,04	-0,26

Tab. 11 Hodnoty posuvů u stavu Z1

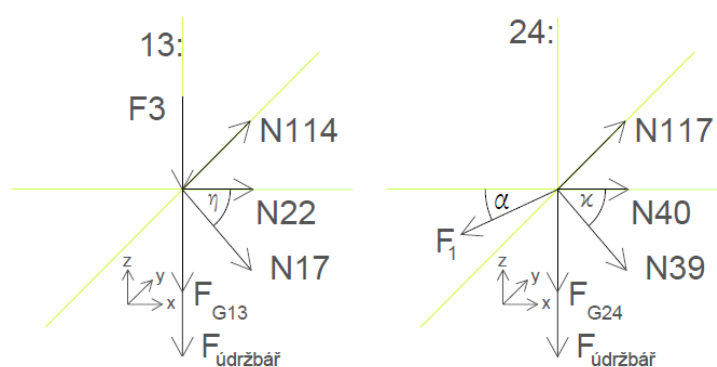
**Závěr:** Při prvním zátěžném stavu nenastane MSP. Pro nejvíce zatížený prut (č. 72), který je namáhán tlakově, byla vypočtena bezpečnost  $k_k \cong 15,7$ . Dále byla provedena kontrola i pro MSVS. Největší riziko možného vzniku tohoto mezního stavu bylo zjištěno u prutu č. 72. Bezpečnost  $k_v$  vůči MSVS vyšla  $k_{v,72} \cong 9,8$ . Na závěr byla provedena deformační analýza u dvou vybraných míst. Prvním místem byl styčník č. 13, kde působí tíha transformátoru, pro toto místo byla vypočtena hodnota  $w_{13} = -0,53 \text{ mm}$ . Druhým místem byl styčník č. 24, kde jsou ukotveny vodiče VN. Posuv styčníku 24:  $u_{24} = -1,04 \text{ mm}$ .

### 3.6 Zátěžný stav Z2

Jako další zátěžný stav bude pravidelná údržba konstrukce, transformátoru a jeho příslušenství. Dalšími zatěžujícími prvky budou 2 údržbáři. U obou budeme předpokládat váhu těla  $m_{\text{tělo}} = 80 \text{ kg}$  a váhu nářadí a horolezeckého vybavení  $m_{\text{vybavení}} = 10 \text{ kg}$ . Každý údržbář bude tedy působit na konstrukci silou:

$$F_{\text{údržbář}} = (m_{\text{tělo}} + m_{\text{vybavení}})g = 90 \cdot 9,81 = 883 \text{ N} \quad (93)$$

První údržbář bude provádět kontrolu transformátoru. Jeho vahou tedy zatížíme styčník 13. Druhý údržbář bude kontrolovat vedení VN a stav pojistek. Bude uvázán ve styčníku 24, který bude jeho vahou zatěžován (Obr. 22):



Obr. 22 Uvolněné styčníky 13 a 24 s přidaným zatížením

### 3.6.1 Výpočet reakčních a osových sil

Výpočet reakčních sil a osových sil (včetně napětí) byl proveden stejně, jako v předchozí kapitole. Velikost tíhových sil se nezměnila. Uvedeme tedy pouze vypočtené velikosti jednotlivých sil a příslušných napětí:

Styková síla	Velikost [N]
$F_{Ax}$	92,8
$F_{Ay}$	0
$F_{Az}$	-3062
$F_{Bz}$	11219,4
$F_{Cz}$	11996
$F_{Cx}$	92,8
$F_{Dz}$	-1992

Tab. 12 Stykové síly ve vazbách

Síla	Velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]	Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]
N1	0	1054	0,00	N29	-2338,1	1054	-2,22
N2	2202,6	1054	2,09	N30	1,7	349	0,00
N3	-1,7	349	0,00	N31	11,5	1054	0,01
N4	-11812,7	1054	-11,21	N32	215,1	1054	0,20
N5	0	349	0,00	N33	-1,7	349	0,00
N6	2658,33	1054	2,52	N34	-1784	1054	-1,69
N7	2	349	0,01	N35	-847,5	349	-2,43
N8	-11491,3	1054	-10,90	N36	-154,8	1054	-0,15
N9	0	349	0,00	N37	975	349	2,79
N10	2591,5	1054	2,46	N38	-717	1054	-0,68
N11	-1,7	349	0,00	N39	-1319,6	349	-3,78
N12	-11331,1	1054	-10,75	N40	940,2	1100	0,85
N13	-3303,51	349	-9,47	N41	0	1100	0,00
N14	1201,9	1054	1,14	N42	91,3	1054	0,09
N15	3795,8	349	10,88	N43	-105,8	349	-0,30
N16	-6402,9	1054	-6,07	N44	0	349	0,00
N17	-5900,62	349	-16,91	N45	123,8	349	0,35
N18	1405,5	1054	1,33	N46	0	349	0,00
N19	-3795,8	349	-10,88	N47	-104,8	349	-0,30
N20	-2568,6	1054	-2,44	N48	104,8	349	0,30
N21	3303,5	1054	3,13	N49	-104,8	349	-0,30
N22	3303,5	1054	3,13	N50	0	349	0,00
N23	-2437,7	1054	-2,31	N51	104,8	349	0,30
N24	1,7	349	0,00	N52	-104,8	349	-0,30
N25	-291	1054	-0,28	N53	104,8	349	0,30
N26	-87,4	1056	-0,08	N54	-104,8	349	-0,30
N27	-1,7	349	0,00	N55	104,8	349	0,30
N28	-2335,5	1054	-2,22	N56	-104,8	349	-0,30

Síla	Velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]	Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]
N57	0	1054	0,00	N58	-11008,9	1054	-10,44
N58	-11008,9	1054	-10,44	N58	-11008,9	1054	-10,44
N59	212,8	349	0,61	N89	10,9	1054	0,01
N60	3138,3	1054	2,98	N90	0	349	0,00
N61	0	349	0,00	N91	-193	349	-0,55
N62	-10275,6	1054	-9,75	N92	-180	1054	-0,17
N63	-249,6	349	-0,72	N93	-353,7	349	-1,01
N64	3459,7	1054	3,28	N94	25,7	1054	0,02
N65	0	349	0,00	N95	216,7	1100	0,20
N66	-9982,4	1054	-9,47	N96	216,7	1100	0,20
N67	211,36	349	0,61	N97	91,3	1054	0,09
N68	3345,2	1054	3,17	N98	-105,5	349	-0,30
N69	3342,5	1054	3,17	N99	0	349	0,00
N70	-3337,5	349	-9,56	N100	123,8	349	0,35
N71	-4084,1	1054	-3,87	N101	0	349	0,00
N72	-4861,7	349	-13,93	N102	-104,8	349	-0,30
N73	-3880,5	1054	-3,68	N103	104,8	349	0,30
N74	3337,5	349	9,56	N104	-104,8	349	-0,30
N75	160,1	1054	0,15	N105	0	349	0,00
N76	0	1054	0,00	N106	104,8	349	0,30
N77	2721,8	1054	2,58	N107	-104,8	349	-0,30
N78	228,2	1054	0,22	N108	104,8	349	0,30
N79	-211,4	349	-0,61	N109	-104,8	349	-0,30
N80	-1923,2	1054	-1,82	N110	0	349	0,00
N81	-1719,5	1054	-1,63	N111	104,8	349	0,30
N82	211,4	349	0,61	N112	-91,3	349	-0,26
N83	120,8	1054	0,11	N113	0	349	0,00
N84	118,2	1054	0,11	N114	0	349	0,00
N85	-211,4	349	-0,61	N115	129,1	349	0,37
N86	-1411,1	1054	-1,34	N116	0	349	0,00
N87	-755,5	1054	-0,72	N117	0	1100	0,00
N88	211,4	349	0,61	N118	-129,1	349	-0,37

Tab. 13 Výpočet osových sil

### 3.6.2 Určení bezpečnosti $k_k$ vůči MSP

V tabulce jsme barevně označili maximální hodnoty napětí, červenou barvou maximální tahové napětí, modrou barvou maximální tlakové napětí. Pro tyto hodnoty určíme bezpečnost  $k_k$  vůči meznímu stavu pružnosti. Při výpočtu budeme stejné konstanty jako při stavu Z1.

a) bezpečnost vůči MSP maximálního tahového napětí

$$k_{k,tah} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max,tah}} = \frac{220}{10,88} \cong 20 \quad (95)$$

b) bezpečnost vůči MSP maximálního tlakového napětí

$$k_{k,tlak} = \frac{R_e}{|\sigma_{max,tlak}|} = \frac{220}{16,91} \cong 13 \quad (96)$$

### 3.6.3 Určení bezpečnosti $k_V$ vůči MSVS

a) určení kritické štíhlosti  $\lambda_k$

Jelikož uvažujeme stejný materiál i stejné uložení prutů, platí stále stejná velikost pro kritickou štíhlost:

$$\lambda_k = \alpha \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{220}} = 97,1 \quad (97)$$

b) určení štíhlosti  $\lambda$

Podle vztahu (20) byly určeny štíhlosti jednotlivých prutů.

c) určení velikosti kritické síly  $F_V$

Podle vztahu (19) byly určeny velikosti kritických sil  $F_V$ .

Podle předchozího algoritmu byly vypočteny jednotlivé parametry, které jsou nutné ke kontrole vůči MSVS. V tabulce 14 uvedeme pouze vybrané pruty s největším možným rizikem (zbylé pruty viz příloha 2):

Síla	Velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$J_y$ [mm <sup>4</sup> ]	L [mm]	$F_V$ [N]	$\lambda$ [-]
<b>N17</b>	-5900,6	349	64700	1673	47910,6	122,9
<b>N72</b>	-4861,68	349	64700	1673	47910,6	122,9

Tab. 14 Kontrola MSVS

Síla N72 se nezměnila, zde je tedy bezpečnost vůči MSVS stejná jako při zátěžném stavu Z1 ( $k_{V,72} \cong 9,8$ ). Riziko možného vzniku MSVS se přesunulo na prut 72 díky zatížení od údržbáře. Provedeme kontrolu:

$$k_V = \frac{F_V}{F} = \frac{F_{V,17}}{|N17|} = \frac{47910,6}{5900,6} \cong 8,1 \quad (98)$$

**Závěr:** Při zátěžném stavu Z2 nenastane MSVS. Největší riziko možného vzniku tohoto mezního stavu bylo zjištěno u prutu č. 17 namísto u prutu č. 72, kde bylo největší riziko při prvním zátěžném stavu. Bezpečnost  $k_V$  vůči MSVS vyšla  $k_{V,17} \cong 8,1$ .

### 3.6.4 Určení deformace dvou vybraných míst stožáru

U druhého zátěžného stavu budeme posuzovat opět styčníky 13 a 24. Výpočet se v ničem neliší, uvedeme tedy hodnoty v tabulce 15:

styčník	$u$ [mm]	$w$ [mm]
13	-0,62	-0,65
24	-1,26	-0,37

Tab. 15 Hodnoty posuvů zátěžného stavu Z2

**Závěr:** Při druhém zátěžném stavu nenastane mezní stav pružnosti. Pro nejvíce zatížený prut (č. 17), který je namáhán tlakově silou 5900,6 N, byla vypočtena bezpečnost  $k_k \cong 13$ . Dále byla provedena kontrola možného vzniku MSVS. Nejnebezpečnějším prutem se stal prut č. 17. Bezpečnost vůči MSVS u tohoto prutu činí  $k_{V,17} \cong 8,1$ . I přes zvýšení přenášeného zatížení o 22 % ke vzniku mezního stavu vzpěrné stability nedojde. Posledním výpočtem byla deformační analýza styčníků 13 a 24. Posuv styčníku 13 ve směru osy  $z$  se zvětšil v absolutní hodnotě o 0,11 mm na hodnotu:  $w_{13} = -0,65$  mm. U styčníku 24 došlo ve směru osy  $x$  k zvětšení posuvu v absolutní hodnotě o 0,22 mm na hodnotu:  $u_{24} = -1,26$  mm.

## 3.7 Zátěžný stav Z3

Posledním zátěžným stavem, který budeme analyzovat, bude kombinace stavu Z1 a klimatického zatížení. Prvním klimatickým jevem bude čerstvý východní vítr, který bude vát konstantní rychlostí a bude zatěžovat převážně východní stěnu stožáru. Východní vítr volíme vzhledem k výsledkům z kap. 3.5. Pokud bychom zvolili západní vítr, došlo by ke snížení velikosti osových sil a ke zvýšení bezpečnosti stožáru vzhledem k MSP. Druhým klimatickým jevem bude ledovka, která se vytvoří jak na vodičích vysokého napětí, tak na samotné konstrukci stožáru. U ledovky budeme pro zjednodušení výpočtu předpokládat rovnoměrné rozložení a dokonalé kopírování tvarů profilů.

### 3.7.1 Přepočet zatížení od zatěžovacích prvků

V prvním kroku přepočítáme zatížení od stálých zatěžovacích prvků (viz kap. 3.1.1.). Na prvním zatěžovacím prvku uvedeme ukázkový výpočet. U všech výpočtů budeme uvažovat tloušťku ledovky  $t = 5$  mm (viz kap 2.8.2)

#### a) tíha ledovky na vodičích VN

výpočet příčného průřezu ledovky:

$$S_{v,L} = \frac{\pi((d + 2t)^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi((9 + 10)^2 - 9^2)}{4} = 219,91 \text{ mm}^2 \quad (99)$$

Výpočet síly od vodičů s ledovkou:

Nesmíme také zapomenout na kotevní izolátory. Jejich typ a rozměr nebyly dohledatelné. Budeme tedy uvažovat, že se jedná o kratší z dvojice izolátorů u pojistek s omezovačem předpětí. Pro zjednodušení výpočtu nahradíme izolátory

válci o rozměrech  $64 \times 230 \text{ mm}$  (na pohled jsou kratší než pojistkové izolátory, jejichž délka je  $279 \text{ mm}$ ). Výpočet hmotnosti ledovky na izolátorech je analogický k výpočtu ledovky na vodičích.

$$m_{iz1,L} = S_{iz1} l_{iz1} \rho_{led} = \frac{\pi((d_{iz} + 2t)^2 - d_{iz}^2)}{4} \rho_{led} l_{iz1} =$$

$$= \frac{\pi((64 + 10)^2 - 64^2)}{4} 10^{-6} \cdot 900 \cdot 0,23 = 0,32 \text{ kg} \quad (100)$$

Výsledná síla od vodičů a izolátorů pokrytých ledovkou na jeden styčnický tedy činí

$$F_{1L} = F_1 + \frac{3S_{v,L} l_v}{2} \rho_L g + \frac{3}{2} m_{iz1,L} g =$$

$$= 98,7 + \frac{3 \cdot 291,91 \cdot 10^{-6} \cdot 39}{2} 900 \cdot 9,81 + 0,32 \cdot 9,81 = 312,58 \text{ N} \quad (101)$$

### b) pojistky s omezovačem napětí

Tento výpočet byl rozdělen na dvě části – výpočet hmotnosti pojistek a izolátorů. Pojistky PM45 63 mají rozměr  $64 \times 442 \text{ mm}$ . Hmotnost pokrývající ledovky činí  $m_{p,L} = 0,208 \text{ kg}$ . U izolátoru nebyly dohledány přesné rozměry. Nahradíme je tedy válci s průměrem  $d_{iz} = 64 \text{ mm}$  (šířka konzoly v místě upevnění izolátoru). Kratší trojice epoxydových izolátorů má délku [10]  $l_{iz,1} = 279 \text{ mm}$ , delší izolátory mají délku  $l_{iz,2} = 304$ . Konečná síla od pojistek a izolátorů na jeden styčnický činí  $F_{2L} = 461,7 \text{ N}$ .

### c) tíha transformátoru

K použitému trojfázovému transformátoru typu TO 294/22 r. v. 1986 v dnešní době nelze dohledat výkresovou dokumentaci. Transformátor nahradíme kvádrem o přibližných rozměrech  $420 \times 820 \times 1160 \text{ mm}$ . Při pokrytí všech stěn transformátoru ledovkou bude mít síla na jeden styčnický velikost  $F_{3L} = 4003,5 \text{ N}$ .

### d) tíha rozvodové skříně

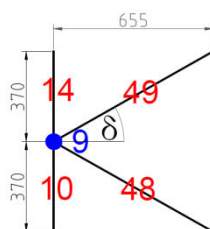
Rozvodová skříň NN má rozměry  $1090 \times 600 \times 1140 \text{ mm}$ . Hmotnost pokrývající ledovky činí  $m_{led,sk} = 23,48 \text{ kg}$ . Dále musíme určit hmotnost ledovky na trubkách, které jsou umístěny na rozvodové skříně. Trubky mají rozměry  $\emptyset 63 \times 4500 \text{ mm}$  a  $\emptyset 63 \times 6000 \text{ mm}$ . Hmotnost pokrývající ledovky na trubkách je  $m_{tr,L} = 14,58 \text{ kg}$ . Výsledná působící síla na jeden styčnický má velikost  $F_{4L} = 430,85 \text{ N}$ .

## 3.7.2 Výpočet ledovky na ocelové konstrukci stožáru

Při výpočtu tíhy od ledovky budeme postupovat podobně jako u výpočtu tíhových sil jednotlivých profilů. Pokrytí ledovkou lze u prutu zjednodušit na tzv. liniové zatížení. Jedná se tedy o zatížení, které porušuje předpoklady teorie prutových soustav. Tíhu ledovky na prutech převedeme na osamělé síly, které budou působit ve styčnicích. Na styčnicku 9 předvedeme ukázkový výpočet.



Ve styčnicku 9 se stýkají pruty č. 14, 18 (L-profil,  $90 \times 90 \times 6, S_1$ ) a 48, 49 (L-profil,  $45 \times 45 \times 4, S_2$ ). Stejně jako u výpočtu tíhových sil budeme počítat s polovinou každého prutu.



Obr. 23 Schéma styčnicku 9

Nejprve spočítáme obsahy příčných průřezů ledovky:

$$\begin{aligned}
 S_{1,L} &= (90 + 2t)t + (84 + t)(6 + t) + 2 \frac{\pi((R_{L1,1} + t)^2 - R_{L1,1}^2)}{4} + \\
 &+ \frac{\pi((R_{L1,2} + t)^2 - R_{L1,2}^2)}{4} + 2(90 - R_{L1,1} - R_{L1,2} - 6)5 = \\
 &= (90 + 10)5 + (84 + 5)5 + \frac{\pi((10 + 5)^2 - 10^2)}{4} + 2 \frac{\pi((10 + 5)^2 - 10^2)}{4} = \\
 &= 2 \frac{\pi((5 + 5)^2 - 5^2)}{4} + 2(90 - 10 - 5 - 6)5 = 1851 \text{ mm}^2 \quad (102)
 \end{aligned}$$

Stejným způsobem byl vypočten i průřez ledovky u druhého L-profilu:

$$S_{2,L} = 1109 \text{ mm}^2 \quad (103)$$

Dále spočítáme hmotnost pokrývající ledovky:

$$\begin{aligned}
 m_{9,L} &= 2(S_{1,L} \cdot 0,37 \cdot \rho_L) + 2(S_{2,L} \cdot \sqrt{370^2 + 655^2} \cdot \rho_L) = \\
 &= 2(1851 \cdot 10^{-6} \cdot 0,37 \cdot 900) + 2(1109 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{370^2 + 655^2} \cdot 900) = \\
 &= 2,73 \text{ kg} \quad (104)
 \end{aligned}$$

Celková tíhová síla působící ve styčnicku 9:

$$FG_{9,L} = FG_9 + m_{9,L} \cdot g = 100,5 + 2,73 \cdot 9,81 = 127,3 \text{ N} \quad (105)$$

### 3.7.3 Výpočet zatížení od větru

Vítr lze považovat za plošné zatížení. Pro použití prutové teorie by bylo nutné jej přepočítat na liniové zatížení, které by porušovalo předpoklady teorie prutových soustav. Podobně jako u výpočtu tíhy od ledovky, budeme předpokládat, že vítr působí pouze na styčnicku a že vane konstantní rychlostí. Celou konstrukci pomyslně rozdělíme na 10 výškových hladin. Výsledná síla se určí z maximálního charakteristického pro danou výšku a ze součtu ploch, na které tento tlak působí.

Provedeme ukázkový výpočet na styčnicku 9, který se nachází ve 4. výškové hladině (3,44 m). Při výpočtu využijeme vztahy z kapitoly 2.9.1, nejprve určíme základní výchozí rychlost větru:

$$v_b = c_{dir} c_{season} v_{b,0} = 25 \cdot 1 \cdot 1 = 25 \text{ m/s} \quad (106)$$

Určíme součinitel terénu  $k_r$ :

$$k_r = 0,19 \left( \frac{z_o}{z_{o,II}} \right)^{0,07} = 0,19 \left( \frac{0,05}{0,05} \right)^{0,07} = 0,09 \quad (107)$$

Součinitel drsnosti terénu:

$$c_r(4) = k_r \ln \frac{z_4}{z_o} = 0,09 \ln \frac{3,44}{0,05} = 0,804 \quad (108)$$

Následuje výpočet charakteristické střední rychlosti  $v_m(z)$ , součinitele turbulencí  $I_v(z)$  a maximální charakteristický tlak  $q_p(z)$ :

$$v_m(4) = c_r(4)c_o(4)v_b = 0,804 \cdot 1 \cdot 25 = 20,1 \text{ m/s} \quad (109)$$

$$I_v(4) = \frac{k_I}{c_o(4) \ln(z/z_o)} = \frac{1}{1 \cdot \ln \left( \frac{3,44}{0,05} \right)} = 0,236 \quad (110)$$

$$q_p(4) = [1 + 7I_v(4)]0,5\rho v_m^2(4) = [1 + 7 \cdot 0,236]0,5 \cdot 1,25 \cdot 20,1^2 = 670,13 \text{ N/m}^2 \quad (111)$$

Do tabulky uvedeme všechny potřebné vypočítané konstanty pro výpočet tlaku větru, vypočítané hodnoty charakteristické střední rychlosti  $v_m(z)$  a maximální charakteristický tlak  $q_p(z)$  ve všech výškových hladinách:

Výšková hladina	$z_i$ [m]	$c_r(z)$ [-]	$v_m(z)$ [m/s]	$I_v(z)$ [-]	$q_p(z)$ [N/m <sup>2</sup> ]	$q_{p,0,5}(z)$ [N/m <sup>2</sup> ]	$q_{p,0,25}(z)$ [N/m <sup>2</sup> ]
1	0,76	0,517	12,93	0,367	373,05	93,26	-
2	1,96	0,697	17,43	0,273	551,93	137,98	-
3	2,7	0,758	18,95	0,251	618,14	154,54	38,63
4	3,44	0,804	20,1	0,236	670,13	167,53	-
5	4,18	0,841	21,02	0,226	713,15	178,29	44,57
6	4,92	0,872	21,8	0,218	749,96	187,49	-
7	5,66	0,899	22,46	0,211	782,2	195,55	-
8	6,4	0,922	23,05	0,206	810,93	202,73	-
9	7,14	0,943	23,57	0,202	836,87	209,21	52,3
10	7,88	0,961	24,04	0,198	860,54	215,14	53,78

Tab. 16 Výpočet parametrů u zatížení větrem

Kde  $z_i \dots$  je daná výšková hladina

Nyní už zbývá určit síly, které působí v daných výškových hladinách.

Nejprve určíme plochu, na kterou vítr působí. Tato plocha je součtem polovin ploch všech návětrných stran prutů, které se v tomto styčnicku stýkají:

$$S_{v9} = 2 \cdot 370 \cdot 90 + 2 \cdot \sqrt{370^2 + 655^2} \cdot 45 = 134305 \text{ mm}^2 \quad (112)$$

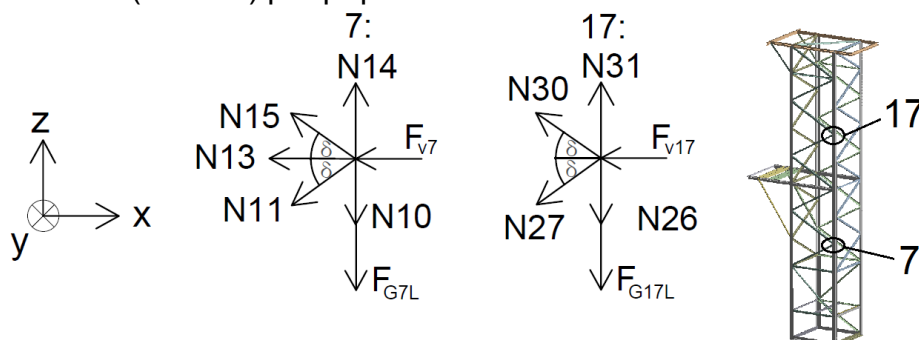
Dále přistoupíme k výpočtu síly. Styčník 9 se nachází ve 4. výškové hladině, za tlak tedy dosadíme hodnotu  $q_p(4)$ :

$$F_{v9} = S_{v9} \cdot q_p(4) = 134305 \cdot 10^{-6} \cdot 670,13 = 90 \text{ N} \quad (113)$$

Pozn.: Styčník 9 patří mezi ty, které mají pouze 2 silové podmínky. Pruty zde leží pouze v rovině  $YZ$ . Pokud tedy vítr vane od východu proti směru osy  $x$ , nedojde

k přenosu zatížení na další pruty. Síly od vanoucího větru u takovýchto styčnicků (9, 15, 18, 32 a 41) rozdělíme symetricky mezi nejbližší dva styčnicku. Sílu  $F_{v9}$  tedy přičteme k silám  $F_{v7}$  a  $F_{v11}$ .

Nyní máme vyřešenu velikost působících sil na návětrné straně. Vítr ovšem určitým způsobem působí i na západní stěnu, která se nachází ve „větřném stínu“. V našem případě provedeme určitá zjednodušení. U západní stěny budeme uvažovat a u prutů, jejichž střednice leží v rovině  $XZ$ , budeme předpokládat, že zde vítr v dané výškové hladině proudí poloviční rychlostí. U prutů (č. 113-117) to bude čtvrtinová rychlost. Pro názornost ukážeme uvolnění styčnicků 7 a 17 (Obr. 24) pro případ klimatického zatížení:



Obr. 24 Uvolněné styčnický 7 a 17

Do Tab. 17 uvedeme vypočtené hodnoty sil  $F_{Gi,L}$  a  $F_{vi}$ :

styčnick	$F_{Gi,L}$ [N]	$F_{vi}$ [N]	styčnick	$F_{Gi,L}$ [N]	$F_{vi}$ [N]
1	192,6	0,0	25	226,5	0,0
2	226,5	0,0	26	192,6	0,0
3	203,9	24,3	27	203,9	16,0
4	203,9	43,4	28	203,9	97,0
5	202,8	26,3	29	202,8	116,2
6	202,8	96,0	30	202,8	24,0
7	151,3	96,6	31	160,1	27,9
8	184,1	22,3	32	127,3	-
9	127,3	-	33	127,3	97,5
10	127,3	22,5	34	127,3	-
11	215,2	176,0	35	135,7	4,8
12	294,2	30,9	36	264,0	47,4
13	105,5	3,1	37	215,2	116,8
14	127,3	38,3	38	127,3	115,2
15	127,3	-	39	127,3	-
16	127,3	-	40	127,3	52,5
17	127,3	170,2	41	127,3	-
18	127,3	-	42	127,3	120,3
19	127,3	40,4	43	127,3	-
20	206,6	35,4	44	193,1	47,9
21	140,9	124,4	45	151,3	112,4

styčník	$F_{Gi,L} [N]$	$F_{vi} [N]$	styčník	$F_{Gi,L} [N]$	$F_{vi} [N]$
22	129,3	112,3	46	185,8	70,3
23	288,9	7,4	47	154,7	28,1
24	109,0	2,8	48	138,3	4,5

Tab. 17 Působící síly od vlastní tíhy, ledovky a větru

### 3.7.4 Výpočet osových sil a napětí

Stejně jako v předchozích kapitolách uvedeme v tabulkách vypočtené hodnoty sil a napětí:

Reakční síla	Velikost [N]
$F_{Ax}$	1393,5
$F_{Ay}$	0
$F_{Az}$	-7026,2
$F_{Bz}$	16442,3
$F_{Cz}$	16353,7
$F_{Cx}$	1447,7
$F_{Dz}$	-6838,5

Tab. 18 Reakční síly ve vazbách

Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]	Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]
N1	0	1054	0,00	N24	1006,4	349	2,88
N2	7048,5	1054	6,69	N25	834,2	1054	0,79
N3	-1638,9	349	-4,70	N26	995,6	1056	0,94
N4	-15304,8	1054	-14,52	N27	-962,4	349	-2,76
N5	24,25	349	0,07	N28	-2462,9	1054	-2,34
N6	5624,2	1054	5,34	N29	-2369,6	1054	-2,25
N7	1830,7	349	5,25	N30	767	349	2,20
N8	-14715	1054	-13,96	N31	272,3	1054	0,26
N9	-96	349	-0,28	N32	433,6	1054	0,41
N10	5871,6	1054	5,57	N33	-720,7	349	-2,07
N11	-1410	349	-4,04	N34	-1043,9	1054	-0,99
N12	-12582,2	1054	-11,94	N35	-145,5	349	-0,42
N13	-2754,2	349	-7,89	N36	-146,3	1054	-0,14
N14	3134,7	1054	2,97	N37	744,9	349	2,13
N15	4462,3	349	12,79	N38	-655,3	1054	-0,62
N16	-8322,8	1054	-7,90	N39	-281,7	349	-0,81
N17	-4595,4	349	-13,17	N40	478,6	1100	0,44
N18	3296	1054	3,13	N41	-112,3	1100	-0,10
N19	-4436,4	349	-12,71	N42	30,1	1054	0,03
N20	-3818,8	1054	-3,62	N43	-34,8	349	-0,10
N21	2810,5	1054	2,67	N44	0	349	0,00
N22	2779,7	1054	2,64	N45	40,8	349	0,12
N23	-3558,6	1054	-3,38	N46	0	349	0,00

Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]	Síla	velikost [N]	S [mm <sup>2</sup> ]	$\sigma$ [MPa]
N47	-34,6	349	-0,10	N83	566,6	1054	0,54
N48	34,6	349	0,10	N84	660	1054	0,63
N49	-34,6	349	-0,10	N85	-813,7	349	-2,33
N50	0	349	0,00	N86	-1928,7	1054	-1,83
N51	34,6	349	0,10	N87	-1300,7	1054	-1,23
N52	-34,6	349	-0,10	N88	675,5	349	1,94
N53	34,6	349	0,10	N89	54,8	1054	0,05
N54	-34,6	349	-0,10	N90	-112,4	349	-0,32
N55	34,6	349	0,10	N91	-320,6	349	-0,92
N56	-30,1	349	-0,09	N92	-171,7	1054	-0,16
N57	0	1054	0,00	N93	-727,9	349	-2,09
N58	-16232,3	1054	-15,40	N94	172,2	1054	0,16
N59	1645,8	349	4,72	N95	533,4	1100	0,48
N60	6426,8	1054	6,10	N96	505,4	1100	0,46
N61	-97	349	-0,28	N97	30,1	1054	0,03
N62	-13571,2	1054	-12,88	N98	-34,8	349	-0,10
N63	-1777,3	349	-5,09	N99	0	349	0,00
N64	7016,6	1054	6,66	N100	40,8	349	0,12
N65	24	349	0,07	N101	0	349	0,00
N66	-13323,8	1054	-12,64	N102	-34,6	349	-0,10
N67	1344,2	349	3,85	N103	34,6	349	0,10
N68	5357,7	1054	5,08	N104	-34,6	349	-0,10
N69	5451,1	1054	5,17	N105	0	349	0,00
N70	-4524,5	349	-12,96	N106	34,6	349	0,10
N71	-6137,8	1054	-5,82	N107	-34,6	349	-0,10
N72	-4995,8	349	-14,31	N108	34,8	349	0,10
N73	-5976,5	1054	-5,67	N109	-34,8	349	-0,10
N74	4412,6	349	12,64	N110	0	349	0,00
N75	1182,8	1054	1,12	N111	34,8	349	0,10
N76	-116,8	1054	-0,11	N112	-30,1	349	-0,09
N77	2801,7	1054	2,66	N113	0	349	0,00
N78	1364	1054	1,29	N114	0	349	0,00
N79	-1006,2	349	-2,88	N115	42,6	349	0,12
N80	-3047,4	1054	-2,89	N116	0	349	0,00
N81	-2886,1	1054	-2,74	N117	0	1100	0,00
N82	873,9	349	2,50	N118	-42,6	349	-0,12

Tab. 19 Výpočet osových sil a napětí

### 3.7.5 Určení bezpečnosti $k_k$ vůči MSP

V tabulce jsme barevně označili maximální hodnoty napětí, červenou barvou maximální tahové napětí, modrou barvou maximální tlakové napětí. Pro tyto hodnoty určíme bezpečnost  $k_k$  vůči meznímu stavu pružnosti. Při výpočtu

budeme uvažovat maximální dovolenou hodnotu normálového napětí pro ocel 11 373:  $\sigma_k = 220 \text{ MPa}$ , a modul pružnosti pro ocel  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ .

a) bezpečnost vůči MSP maximálního tahového napětí

$$k_{k,tah} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max,tah}} = \frac{220}{12,79} \cong 17,2 \quad (115)$$

b) bezpečnost vůči MSP maximálního tlakového napětí

$$k_{k,tlak} = \frac{R_e}{|\sigma_{max,tlak}|} = \frac{220}{15,4} \cong 14,2 \quad (116)$$

### 3.7.6 Určení bezpečnosti $k_V$ vůči MSVS.

a) určení kritické štíhlosti  $\lambda_k$

Podle rovnice (21) určíme kritickou štíhlost  $\lambda_k$ .

$$\lambda_k = \alpha \sqrt{\frac{E}{\sigma_k}} = \pi \sqrt{\frac{210000}{220}} = 97,1 \quad (117)$$

b) určení štíhlosti  $\lambda$

Podle vztahu (20) byly určeny štíhlosti jednotlivých prutů.

c) určení velikosti kritické síly  $F_V$

Podle vztahu (19) byly určeny velikosti kritických sil  $F_V$ .

Podle předchozího algoritmu byly vypočteny jednotlivé parametry, které jsou nutné ke kontrole vůči MSVS. V tabulce uvedeme pouze vybrané pruty s největším možným rizikem. Parametry pro zbylé pruty jsou vypočteny v tabulce v příloze 3.

osová síla	Velikost [N]	$S [mm^2]$	$J_y [mm^4]$	$L [mm]$	$F_V [N]$	$\lambda [-]$
<b>N17</b>	-4595,4	349	64700	1673	47910,6	122,9
<b>N72</b>	-4995,8	349	64700	1673	47910,6	122,9

Tab. 20 Kontrola MSVS

Při pečlivém přezkoumání hodnot  $N$  a  $F_V$  zjistíme, že potenciální riziko MSVS je stejně jako u prvního zátěžného stavu, může nastat u šikmých prutů (č. 17 a 72), které podpírají transformátor. Provedeme tedy kontrolu vůči MSVS pouze u prutu č. 72, jelikož  $N17 < N72$ :

prut č. 72

$$k_V = \frac{F_V}{F} = \frac{F_{V,72}}{|N72|} = \frac{47910,6}{4995,8} \cong 9,5 \quad (118)$$

### 3.7.7 Určení deformace dvou vybraných míst stožáru

U třetího zátěžného stavu budeme posuzovat opět styčníky 13 a 24. Algoritmus výpočtu je stejný jako v předchozích kapitolách, uvedeme tedy vypočtené hodnoty v tabulce 21:

styčník	$u$ [mm]	$w$ [mm]
13	-0,97	-0,73
24	-2,73	-0,43

Tab. 21 Posuv styčnicků 13 a 24

**Závěr:** Při stavu Z3 nenastane mezní stav pružnosti i přes nárůst napětí. Pro nejvíce zatížený prut (č. 15), který je namáhán tlakově silou  $-16232,3\text{ N}$ , byla vypočtena bezpečnost  $k_k \cong 14,2$ . Dále byla provedena kontrola možného vzniku MSVS. Stejně jako u prvního zátěžného stavu byl vyhodnocen jako možný nejnebezpečnější prut č. 72. Bezpečnost  $k_V$  vůči MSVS se nepatrně zmenšila na  $k_{V,72} \cong 9,5$ . V posledním výpočtu byla provedena deformační analýza styčnicků 13 a 24. U styčníku 13 se stala dominantnější deformace ve směru osy X, velikost se zvětšila v absolutní hodnotě o  $0,44\text{ mm}$  na hodnotu:  $u_{13} = -0,97\text{ mm}$ . U styčníku 24 došlo ve směru osy  $x$  k zvětšení posuvu v absolutní hodnotě o  $1,69\text{ mm}$  na hodnotu:  $u_{24} = -2,73\text{ mm}$ .

## 4. Numerické řešení

V této kapitole se přesuneme od analytického k numerickému řešení a porovnáme dosažené výsledky analytického výpočtu s výsledky, které dostaneme aplikací tzv. Metody konečných prvků (dále MKP). K použití této metody využijeme software ANSYS Mechanical 15.0. Okrajově si nyní tuto metodu přiblížíme.

### 4.1 Úvod do MKP

#### 4.1.1 Historie MKP

MKP se začala rozvíjet ve 40. letech minulého století. Vznik je spjat se jmény Alexandr Hrennikoff a Richard Courant. Přístupy řešení byly odlišné, ale měli stejnou vlastnost. Jednalo se o rozdělení řešené oblasti na samostatné podoblasti. Přímý vývoj započal v 50. letech prací Johna Argyrise a později prací Raye W. Clougha na univerzitě v Berkeley. V 60. letech 20. století nechala americká společnost NASA vyvinout software NASTRAN, který pracoval na principu MKP.

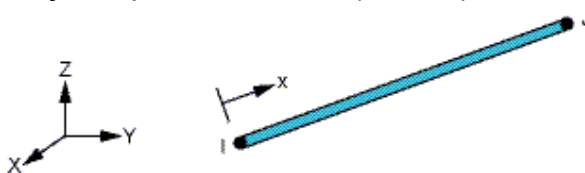
MKP našla své uplatnění především v oborech strojního inženýrství. Dnešní softwary neřeší pouze klasické úlohy pružnosti pevnosti, pro které původně metoda vznikala. Oblast působení se rozšířila například až na modelování např. v oblastech termomechaniky a hydrodynamiky (proudění plynů a kapalin, simulace tepelných ztrát apod.), dále modelování elektromagnetických polí a jiné.

## 4.1.2 Základní kroky MKP

### a) diskretizace tělesa

Diskretizace tělesa se provádí tak, že analyzované těleso rozdělíme na konečný počet prvků. U prutových těles, která jsou zatěžována tlakem nebo tahem, postačí vzít celý prut jako jeden prvek. Rozdělení prutu na více prvků je zbytečné, jelikož je napětí a osová síla konstantní po celé délce střednice. Pokud by docházelo ke kombinovanému zatížení (více nenulových složek VVÚ) prutu, je nutné pruty rozdělit na více prvků. Dále je nutné určit vlastnosti materiálu ( $E, \mu$ ) a průřezové charakteristiky.

V našem případě použijeme prvek LINK180 (Obr 25).



Obr. 25 Prvek LINK180 (převzato z [7])

Tomuto prvku můžeme zamezit pohyb v osách  $x, y, z$ . Natočení těles není nijak omezeno. To je důvod, proč tento prvek volíme. V analytickém výpočtu uvažujeme spojení prutů pomocí rotačních vazeb – natočení prutů také není nijak omezeno.

### b) aplikace Variačního principu

MKP vychází z tzv. Lagrangeova variačního principu, které lze formulovat následovně: „Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, se realizují ty, které udělají celkové potenciální energii  $\Pi$  stacionární hodnotu.“

Pro  $\Pi$  platí vztah:

$$\Pi = W - P \quad (119)$$

kde:  $W$ ...je energie napjatosti tělesa  
 $P$ ...je potenciál vnějšího zatížení

Pro splnění podmínky stacionární hodnoty platí:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U} = 0 \quad (120)$$

kde:  $U$ ...matice deformačních parametrů.

Matici  $U$  získáme ze základní rovnice MKP:

$$K \cdot U = F \quad (121)$$

kde:  $K$ ... je matice tuhosti řešené oblasti  
 $F$ ... je celková matice zatížení

Pro možné použití vztahu (121) je nutné splnit důležitou podmínku: Řešitel vždy musí předepsat nutný počet okrajových podmínek, tak aby bylo zamezeno



pohybu tělesa jako celku ve všech jeho složkách, které jsou možné s ohledem na typ a dimenzi úlohy. Nesplnění této podmínky vede k singularitě matice  $K$  což způsobí numerické zhroucení výpočtu (dělení nulou) [7].

## 4.2 Aplikace MKP na prutovou soustavu a porovnání výsledků

V prostředí softwaru byla vytvořena řešená prutová soustava pomocí prvku LINK180. K porovnání hodnot byl vybrán stav Z2, kde byly vypočteny nejmenší bezpečnosti jak vůči MSP tak i vůči MSVS. Porovnáme zjištěné hodnoty normálových napětí a posuvů z kapitoly 3.5 s numerickými hodnotami.

### 4.2.1 výpočet normálového napětí $\sigma$

Výpočet osových sil a napětí byl realizován na celé prutové soustavě.

Výpočet napětí $\sigma$								
prut	Analytika	MKP	prut	Analytika	MKP	prut	Analytika	MKP
2	2,09	2,09	30	0,00	0,00	58	-10,44	-10,44
3	0,00	0,00	31	0,01	0,01	59	0,61	0,61
4	-11,21	-11,21	32	0,20	0,20	60	2,98	2,98
5	0,00	0,00	33	0,00	0,00	61	0,00	0,00
6	2,52	2,52	34	-1,69	-1,69	62	-9,75	-9,75
7	0,01	0,01	35	-2,43	-2,43	63	-0,72	-0,72
8	-10,90	-10,90	36	-0,15	-0,15	64	3,28	3,28
9	0,00	0,00	37	2,79	2,79	65	0,00	0,00
10	2,80	2,80	38	-0,68	-0,68	66	-9,47	-9,47
11	0,00	0,00	39	-3,78	-3,78	67	0,61	0,61
12	-10,75	-10,75	40	0,85	0,85	68	3,17	3,17
13	-9,47	-9,47	41	0,00	0,00	69	3,17	3,17
14	1,14	1,14	42	0,09	0,09	70	-9,56	-9,56
15	10,88	10,88	43	-0,30	-0,30	71	-3,87	-3,87
16	-6,07	-6,07	44	0,00	0,00	72	-13,93	-13,93
17	-16,91	-16,91	45	0,35	0,35	73	-3,68	-3,68
18	1,33	1,33	46	0,00	0,00	74	9,56	9,56
19	-10,88	-10,88	47	-0,30	-0,30	75	0,15	0,15
20	-2,44	-2,44	48	0,30	0,30	76	0,00	0,00
21	3,13	3,13	49	-0,30	-0,30	77	2,58	2,58
22	3,13	3,13	50	0,00	0,00	78	0,22	0,22
23	-2,31	-2,31	51	0,30	0,30	79	-0,61	-0,61
24	0,00	0,00	52	-0,30	-0,30	80	-1,82	-1,82
25	-0,28	-0,28	53	0,30	0,30	81	-1,63	-1,63
26	-0,08	-0,08	54	-0,30	-0,30	82	0,61	0,61
27	0,00	0,00	55	0,30	0,30	83	0,11	0,11
28	-2,22	-2,22	56	-0,30	-0,30	84	0,11	0,11
29	-2,22	-2,22	57	0,00	0,00	85	-0,61	-0,61

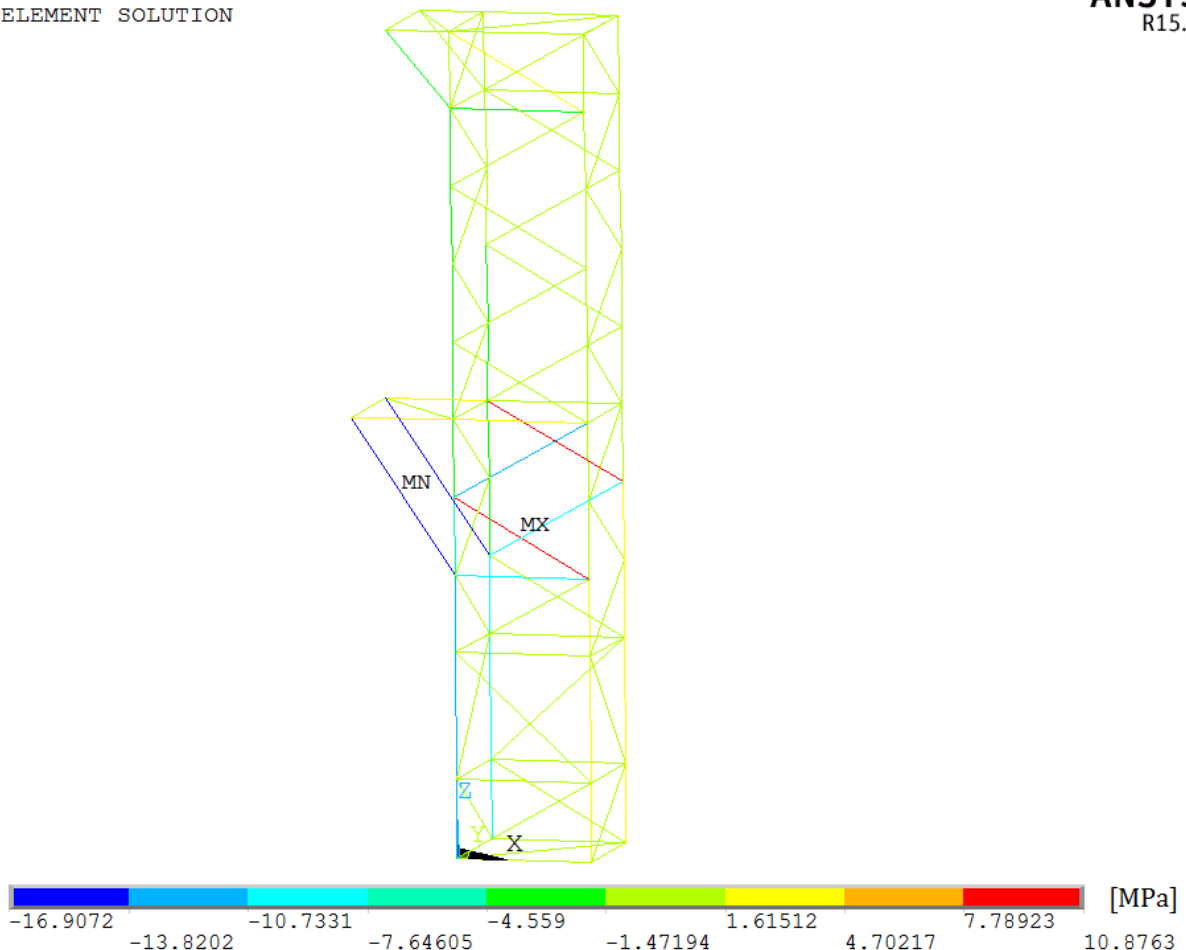
prut	Analytika	MKP	prut	Analytika	MKP	prut	Analytika	MKP
86	-1,34	-1,34	97	0,09	0,09	108	0,30	0,30
87	-0,72	-0,72	98	-0,30	-0,30	109	-0,30	-0,30
88	0,61	0,61	99	0,00	0,00	110	0,00	0,00
89	0,01	0,01	100	0,35	0,35	111	0,30	0,30
90	0,00	0,00	101	0,00	0,00	112	-0,26	-0,26
91	-0,55	-0,55	102	-0,30	-0,30	113	0,00	0,00
92	-0,17	-0,17	103	0,30	0,30	114	0,00	0,00
93	-1,01	-1,01	104	-0,30	-0,30	115	0,37	0,37
94	0,02	0,02	105	0,00	0,00	116	0,00	0,00
95	0,20	0,20	106	0,30	0,30	117	0,00	0,00
96	0,20	0,20	107	-0,30	-0,30	118	-0,37	-0,37

Tab. 22 Srovnání normálových napětí

Na následujícím Obr. 26 je napětí na prutech pro lepší představu znázorněno graficky.

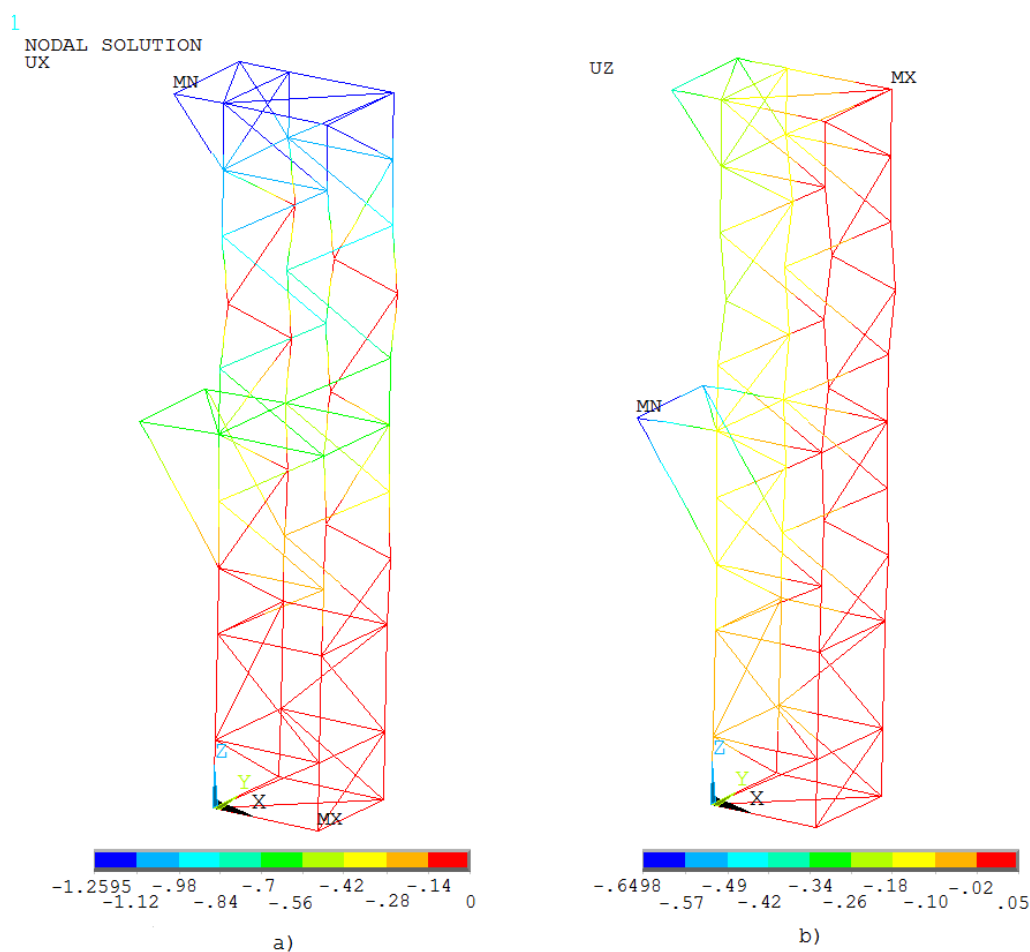
ELEMENT SOLUTION

ANSYS  
R15.0



Obr. 26 Osová napětí v prutech

## 4.2.2 Výpočet deformace



Obr. 27 Deformace ve směru osy a)  $x$ , b)  $z$

Srovnání hodnot posuvů:

posuv	Analytické řešení [mm]	MKP [mm]
$u_{13}$	-0,6193	-0,6193
$w_{13}$	-0,6498	-0,6498
$u_{24}$	-1,2595	-1,2595
$w_{24}$	-0,37219	-0,37219

Tab. 23 Srovnání deformace

Závěr: Použitím MKP jsme ověřili správnost analytického výpočtu osových sil a deformace stavu Z2. V případě normálového napětí  $\sigma$  se hodnoty shodovaly bez odchylek. Stejně tak tomu bylo i v případě deformace (Obr. 27). Byl také ověřen předpoklad, že největší deformace (v absolutní hodnotě) se nachází ve styčnicích 13 a 24 (viz kap. 3.5.4).

Díky verifikaci dat pomocí MKP bylo ověřeno, že řešitel při analytickém výpočtu sestavil rovnice statické rovnováhy pro jednotlivé styčnické správně. Pokud by řešitel při sestavování rovnic pochybil, došlo by ve výsledcích k velkým odchylkám mezi získanými výsledky.

### 4.3 Zvýšení úrovně numerického modelu

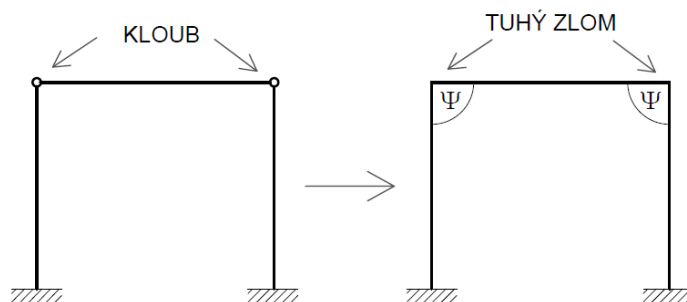
V předchozích kapitolách jsme považovali stožár za prutovou soustavu, což přineslo určitá zjednodušení, díky kterým jsme se při analytickém řešení mírně vzdálili od zadání úlohy z hlediska geometrie a vazeb mezi pruty. Abychom se přiblížili realitě, přejdeme od prutové soustavy k rámové konstrukci.

#### 4.3.1 Přechod k rámové konstrukci

Zatímco u prutové soustavy jsme uvažovali spojení prutů pomocí rotačních vazeb, které dovolují natočení prutů, u rámové konstrukce musíme uvažovat pevné spojení prutů. Takovéto pevné spojení se nazývá „tuhý zlom“. Díky tomuto spojení prutů dochází k přenosu nejen osových sil, ale i ohybových momentů. Při uvažování pevného spoje se na nejnižší úrovni prutů u rámové konstrukce jedná o uzavřené lomené pruty, které tvoří velice komplikovaný uzavřený rám.

Pro lomené pruty platí [1]:

- lomený prut je určen střednicí, která není hladká (obsahuje zlomy) a příčným průřezem v každém bodě střednice (s výjimkou zlomu)
- oblasti okolí zlomu, kde nejsou splněny prutové předpoklady, jsou malé vzhledem k délce střednice
- pro okolí lomu je formulována silově deformační závislost ve tvaru: „zachovává se úhel zlomu  $\psi$ “



Obr. 28 Přechod k rámové konstrukci

Řešení uzavřeného rámu je vždy řešením staticky neurčitě úlohy. Úloha je tolikrát neurčitá, kolikrát je rám uzavřený. Pokud bychom tedy řešili náš stožár analyticky, bylo by nutné jej pomocí řezů rozdělit tak, abychom získali pouze lomené otevřené pruty. Takováto úloha by z hlediska řešení velice náročná. Bylo by nutné provést 77 řezů, což s sebou obnáší veliké množství vazbových deformačních podmínek, které vyjadřují zachování spojitosti a hladkosti střednice v těchto řezech.

Pro deformačně napěťovou analýzu zvolíme numerickou cestu pomocí MKP. Použijeme podobnou prutovou soustavu jako v kap. 4., odebereme přidané pruty a změníme diskretizaci prutů. Abychom splnili pevné spojení prutů, použijeme namísto LINK180 prvek BEAM188. Prvek LINK180 přenášel pouze osově zatížení, nepřenášel ohybové momenty, což byl důvod pro jeho použití při numerické verifikaci analytických výsledků.

### 4.3.2 Vytvoření výpočtového modelu

V této kapitole použijeme pro vytvoření výpočtového modelu software ANSYS Workbench. Modelování i výpočet je v prostředí Workbench v mnoha ohledech jednodušší zejména pro méně zkušené uživatele. My toto prostředí použijeme z důvodu snazšího vytvoření geometrie stožáru.

V kapitole 4.2 nebyl zapotřebí kvadratický moment průřezu  $J$ . U rámové konstrukce je důležité při výpočtu použít kvadratický moment vůči správné ose, okolo které je prut ohýbán. Po vytvoření geometrie bude nutné nastavit orientaci příčných průřezů tak, aby to odpovídalo realitě. V prostředí Workbench se správná poloha příčného průřezu vůči globálnímu souřadnému systému nastavuje jednodušeji, než v klasickém prostředí ANSYS Classic, které bylo použito v kapitole 4.

Dalším vylepšením výpočtového modelu je změna vazby stožáru k základnímu tělesu. Ve skutečnosti je stožár napevno přišroubován k betonovým základům. V numerickém modelu použijeme vazbu „fixed support“, která reprezentuje vazbu vetknutí. Řešená úloha bude z hlediska statiky  $18 \times$  vnějškově staticky neurčitá -  $4 \times$  vazba vetknutí  $\rightarrow s_e = 4 \cdot 6 - 6 = 18$  - což by při analytickém řešení vyžadovalo vypsání dalších deformačních podmínek.

V prostředí Workbench se u prutových soustav používá prvek BEAM188. Díky použití tohoto prvku je splněno spojení prutů pomocí tuhého zlomu. Důležitým parametrem ve výpočtu délka elementů, které jednotlivé pruty dělí na konečný počet prvků. Toto dělení má smysl pouze v oblastech, kde očekáváme maximální hodnoty hledaných parametrů. Hustotu sítě tedy budeme zvětšovat v okolí zatěžovacích prvků. Pro zjištění správného počtu provedeme postupné navyšování počtu elementů až do doby, kdy rozdíl  $\Delta$  maximálních napětí a posuvů bude  $\Delta \leq 0,05$ . Tyto iterace provedeme u stavu Z1.

### 4.3.3 Přepočet statických zatěžovacích prvků

Podobně jako v kapitole 3.3.1 provedeme rozbor statického zatížení.

#### 4.3.3.1 Vlastní tíha konstrukce

Vlastní tíhu konstrukce realizujeme pomocí zavedení tíhového zrychlení, které bude působit rovnoměrně na všechny zatěžovací prvky.

#### 4.3.3.2 Vedení vysokého napětí

V analytickém výpočtu jsme zatížení od vedení VN a keramických izolátorů nahradili silami  $F1$ , které působily ve dvou styčnicích. Nyní lze zatížení rozdělit mezi 3 místa, kde jsou reálně vodiče ukotveny. Působící síla na jedno kotvící místo má velikost:

$$F_{1r} = \frac{2F1}{3} = \frac{2 \cdot 98,7}{3} = 65,8 \text{ N} \quad (122)$$

### 4.3.3.3 Pojistky VN

U analytického výpočtu bylo zatížení od pojistek NN a konzoly, na které jsou přimontované, reprezentováno silou  $F_2 = 452 \text{ N}$ , která působila na 2 styčníky. U tohoto prvku se jeho působení v analytickém výpočtu nemuselo zjednodušovat, a proto jej zachováme ve stejné podobě.

### 4.3.3.4 Trojfázový transformátor

Uložení trojfázového transformátoru je řešeno jeho položením na dva U-profily ( $U 140/B$ ). Jeho váhu působící na konstrukci stožáru budeme v numerickém modelu reprezentovat pomocí liniového zatížení  $q_T$ , které určíme z hmotnosti transformátoru  $m_T$  a délky  $l_T$  zatížení části U-profilu, na které je transformátor položen:

$$q_T = \frac{F}{l_T} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_T g}{l_T} = \frac{1}{2} \cdot \frac{800 \cdot 9,81}{500} = 7,85 \text{ N/mm} \quad (123)$$

### 4.3.3.5 Skříň rozvaděče nízkého napětí

Na rozdíl od analytického výpočtu, kde byla hmotnost skříně a jejího příslušenství rozdělena mezi 4 styčníky, zde dodáme dva L-profily, na kterých je skříň ve skutečnosti položena, a zatížíme je liniovým zatížením  $q_S$ . Toto zatížení na jeden profil určíme z rovnice:

$$q_{sr} = \frac{F}{l_S} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(m_{sr} + m_{tr})g}{l_S} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(94 + 28) \cdot 9,81}{1310} = 0,457 \text{ N/mm} \quad (124)$$

## 4.4 Deformačně napěťová analýza zátěžného stavu Z3

Z důvodu obsahové náročnosti zde uvedeme pouze ten zátěžný stav, u kterého byly zjištěny nejmenší bezpečnosti vůči mezním stavům. Popsaným stavem je poslední řešený stav Z3 – tedy situace, kdy na stožár působí kombinace ledovky a východního větru.

Před samotnou pevnostní analýzou je nutné provést zjemnění sítě prvků v okolí zatěžovacích prvků. Začneme na velikosti prvku  $100 \text{ mm}$  a budeme jej postupně zmenšovat, dokud nebude rozdíl mezi hodnotami před a po zmenšení  $\leq 0,05$ . Do následující tabulky zapíšeme jednotlivé hodnoty a rozdíly při iteracích:

Velikost prvku [mm]	$\sigma_{max}$ [MPa]	$\Delta$	Total def.	$\Delta$
100	51,57	-	2,2526	-
50	51,492	0,078	2,2539	0,0013
25	51,541	0,049	2,2568	0,0019

Tab. 24 Zjemnění sítě prvků

V analytickém řešení jsme působení větru a ledovky zjednodušovali na bodové zatížení, které působilo pouze na styčníky. Nyní budeme zatížení od těchto přírodních jevů považovat za liniové. Nejprve tedy určíme jednotlivá liniová zatížení pro každý typ a délku profilu na stožáru.

U obou případů bude odlišný přístup k výpočtu: U ledovky vypočteme velikost liniového zatížení podle vztahu:

$$q_L = S_L \rho_L g \quad (125)$$

U větru nejdříve vypočítáme sílu, která od daného zatížení působí v těžišti prutu v dané výškové hladině, a poté ji podělíme délkou střednice.

#### 4.4.1 Výpočet liniových zatížení od ledovky

Stejně jako v kapitole 3.6 budeme uvažovat ledovku o tloušťce  $t = 5 \text{ mm}$  a hustotě  $\rho_L = 900 \text{ kg/m}^3$ . Výpočet obsahu příčného průřezu ledovky  $S_L$  pro jednotlivé profily je stejný jako v analytickém výpočtu. Do tabulky zapíšeme vypočtené hodnoty liniového zatížení  $q_L$ :

profil	$q_L \text{ [N/m]}$
<b>L 90 × 90 × 6</b>	16,34
<b>L 45 × 45 × 4 vodorovný</b>	9,97
<b>L 45 × 45 × 4 - šikmý (prut č. 59)</b>	8,47
<b>L 45 × 45 × 4 - šikmý (prut 7 a 63)</b>	6,61
<b>L 45 × 45 × 4 - šikmý (prut 11,15...)</b>	8,52
<b>L 45 × 45 × 4 - šikmý (prut 17 a 72)</b>	5,48
<b>L 45 × 45 × 4 - šikmý (prut 39 a 91)</b>	6,28
<b>U 80/B ČSN 42 5570</b>	13,3
<b>U 140/B ČSN 42 5570</b>	21,58

Tab. 25 Liniové zatížení od ledovky

#### 4.4.2 Výpočet liniových zatížení od větru

Při výpočtu zatížení od větru použijeme stejný algoritmus u výpočtu jako v analytickém výpočtu, jen s rozdílem působení síly ve styčnicích, budeme uvažovat působení v těžišti. Z této síly pak určíme liniové zatížení, které bude působit rovnoměrně na celý prut.

U profilů, které se nachází ve „větrném stínu“ budeme uvažovat poloviční a čtvrtinovou (pruty 113-117 a lože transformátoru) rychlost větru. U šikmých profilů budeme počítat s plochou, která je průmětem plochy profilu do roviny YZ.

Nejprve potřebujeme znát hodnoty charakteristických tlaků:

Výšková hladina	$z_i \text{ [m]}$	$c_r(z) [-]$	$v_m(z) \text{ [m/s]}$	$I_v(z) [-]$	$q_p(z) \text{ [N/m}^2\text{]}$	$q_{p,0,5}(z) \text{ [N/m}^2\text{]}$	$q_{p,0,25}(z) \text{ [N/m}^2\text{]}$
<b>1</b>	0,38	0,385	9,63	0,493	258,21	64,55	-
<b>2</b>	0,76	0,517	12,93	0,367	373,05	93,26	-
<b>3</b>	1,36	0,628	15,69	0,303	479,93	119,98	-
<b>4</b>	1,96	0,697	17,43	0,273	551,93	137,98	-
<b>5</b>	2,33	0,73	18,25	0,26	587,32	146,83	-
<b>6</b>	3,07	0,782	19,56	0,243	645,5	161,37	-
<b>7</b>	3,44	0,804	20,1	0,236	-	-	38,63
<b>8</b>	3,81	0,823	20,58	0,231	692,55	173,14	-
<b>9</b>	4,18	0,841	21,02	0,226	713,15	178,29	44,57
<b>10</b>	4,55	0,857	21,42	0,222	732,21	183,05	-
<b>11</b>	5,29	0,886	22,14	0,215	766,57	191,64	-

Výšková hladina	$z_i$ [m]	$c_r(z)$ [-]	$v_m(z)$ [m/s]	$I_v(z)$ [-]	$q_p(z)$ [N/m <sup>2</sup> ]	$q_{p,0,5}(z)$ [N/m <sup>2</sup> ]	$q_{p,0,25}(z)$ [N/m <sup>2</sup> ]
12	6,03	0,911	22,76	0,209	796,95	199,24	-
13	6,77	0,933	23,31	0,204	824,21	206,05	-
14	7,14	0,943	23,57	0,202	836,87	209,21	52,3
15	7,51	0,952	23,8	0,2	848,96	212,24	53,06

Tab. 26 Výpočet charakteristického tlaku

Dále uvedeme vypočítané hodnoty liniových zatížení pro návětrnou stranu:

Výšková hladina	$q_p$ [N/mm]	
	L 90 × 90 × 6	L 45 × 45 × 4
1	23,2	11,6
2	-	16,8
3	43,2	21,6
4	-	24,8
5	52,9	26,4
6	58,1	29
7	62,3	31,2
8	-	32,1
9	66	33
10	69	34,5
11	71,7	35,9
12	74,2	37,1
13	74,4	38,2
14	-	38,7

Tab. 27 Výpočet liniových zatížení návětrné strany

Na závěr uvedeme vypočtené hodnoty pro liniové zatížení v jednotlivých výškových hladinách pro jednotlivé profily ve větrném stínu:

a) poloviční rychlost větru

Výšková hladina	$q_p$ [N/m]	
	L 90 × 90 × 6	L 45 × 45 × 4
1	5,81	2,9
2	-	4,2
3	10,8	5,4
4	-	6,23
5	13,21	6,61
6	14,52	7,26
7	15,58	7,8
8	-	8
9	16,47	8,23
10	17,25	8,62
11	17,93	8,97
12	18,54	9,27
13	19,1	9,55
14	-	9,68



b) čtvrtinová rychlost větru

Výšková hladina	$q_p$ [N/m]		
	L 45 × 45 × 4	U 80/B	U 140/B
8	1,7	-	-
9	2	-	6,49
14	2,39	-	-
15	-	4,8	-

Tab. 28 Liniové zatížení ve větrném stínu

#### 4.4.3 Přepoččet statických zatěžovacích prvků pro zátěžný stav Z3

K výpočtu použijeme přepočítané hodnoty z kapitoly 3.6.

##### 4.4.3.1 Vedení vysokého napětí

Působící síla ne jedno kotvicí místo má velikost:

$$F_{1r} = \frac{2F_{1L}}{3} = \frac{2 \cdot 312,58}{3} = 208,39 \text{ N} \quad (126)$$

##### 4.4.3.2 Pojistky VN

$$F_{2L} = 466,3 \text{ N} \quad (127)$$

##### 4.4.3.3 Trojfázový transformátor

$$q_T = \frac{F_{3T}}{l_T} = \frac{4003,5}{500} = 8 \text{ N/mm} \quad (128)$$

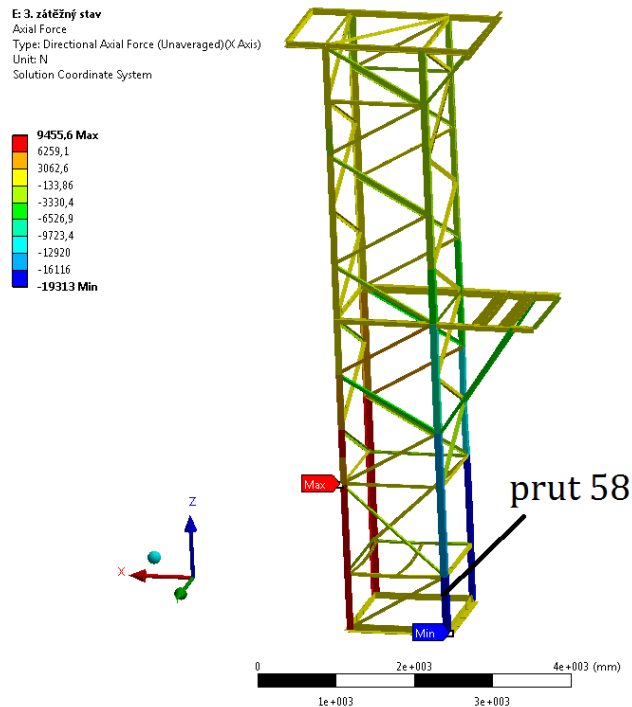
##### 4.4.3.4 Skříň rozvaděče nízkého napětí

$$q_{sr} = \frac{2F_4}{l_s} = \frac{2 \cdot 430,5}{1310} = 0,657 \text{ N/mm} \quad (129)$$

#### 4.4.4 Napjatostní analýza

##### 4.4.4.1 Výpočet osových sil

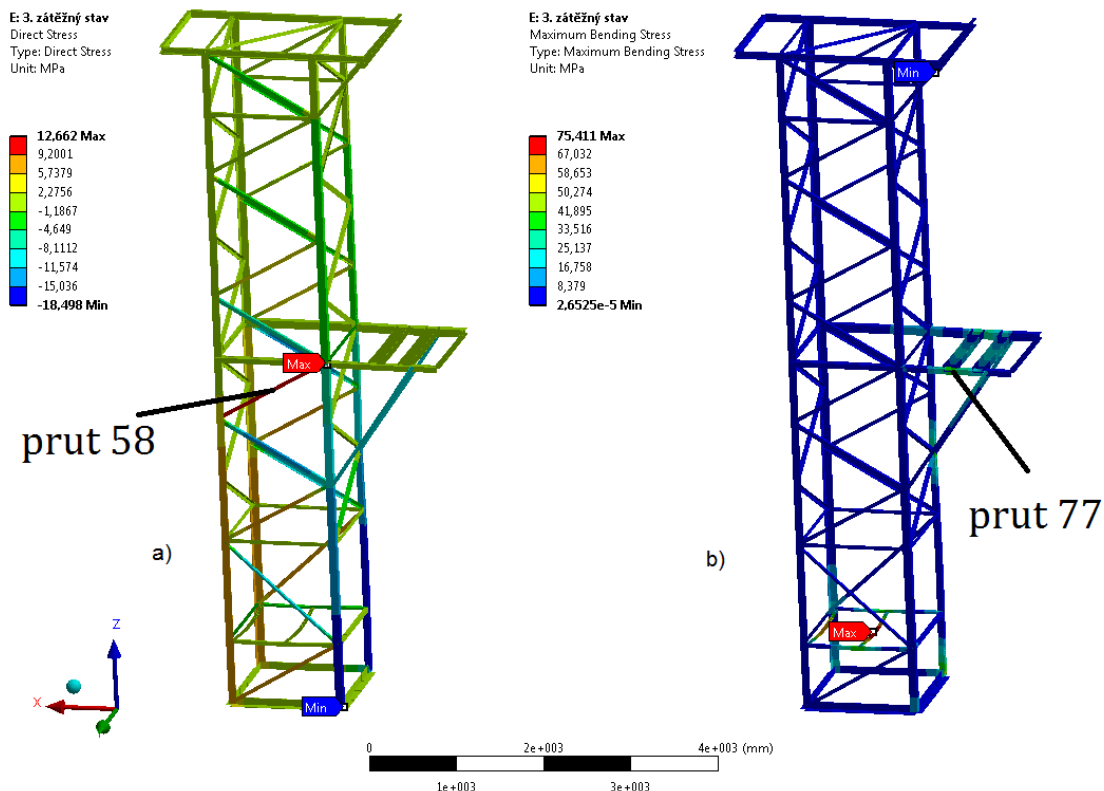
U stavu Z3 se zvýšila škála velikosti osových sil o přibližně 8 kN oproti škále u analytického výpočtu. Maximum se nachází v místě spoje prutů 64, 65, 67 a 68, na rozdíl od analytického řešení, kde bylo maximum zjištěno u prutu č. 15. Minimum setrvalo u prutu č. 58, normálová síla je však o 3080,7 N větší než u prutové soustavy. Na Obr. 29 graficky znázorněné vypočtené hodnoty osových sil.



Obr. 29 Výpočet osových sil u stavu Z3

#### 4.4.4.2 Výpočet maximálních napětí

V dalším kroku byl proveden výpočet maximálních napětí. U rámové konstrukce se musíme zaměřit i na ohybové napětí, u kterého se ho dá očekávat, že bude dominantnější než napětí normálové.



Obr. 30 Výpočet maximálního napětí a) normálového b) ohybového

Podle vypočtených hodnot vidíme, že ohybové napětí je opravdu dominantnější, než napětí normálové. Z poznatků PP je známo, že součásti mají obecně větší tuhost vůči namáhání na tah/tlak než na ohyb.

Maximum normálového napětí (viz Obr. 30 b) se nachází stejně jako u prutové soustavy u prutu 58. U ohybového napětí se největší hodnota nachází ovšem u prutu, na kterém je položena skříň rozvaděče NN. Zde vidíme, že provedená zjednodušení za účelem splnění prutových předpokladů, v tomto konkrétním případě výrazně změnil napjatostní charakter tělesa. Bezpečnost vůči MSP určíme u tohoto prutu:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{ohyb,max}} = \frac{220}{75,4} \cong 2,9 \quad (130)$$

Tuto hodnotu ovšem nemůžeme porovnat s analyticky vypočtenou bezpečností, jelikož u prutové soustavy (viz kap. 3.1) se tento prut nenachází. Pro srovnání bylo zjištěno, u kterého prutu (který je i zároveň součástí prutové soustavy z kap. 3.1). Byl jím prut č. 77. Rozmezí ohybového napětí u tohoto prutu se pohybuje v intervalu  $\langle 1; 38 \rangle MPa$ . Software ANSYS Workbench bohužel neumožňuje vykreslení ohybového momentu po střednici. Rozsah hodnot byl zjištěn pomocí funkce „Probe“. Bezpečnost  $k_k$  pro prut 77 byla vypočtena následovně:

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{ohyb,77}} = \frac{220}{38} \cong 5,7 \quad (131)$$

Tato hodnota je již srovnatelná s analytickým výsledkem.

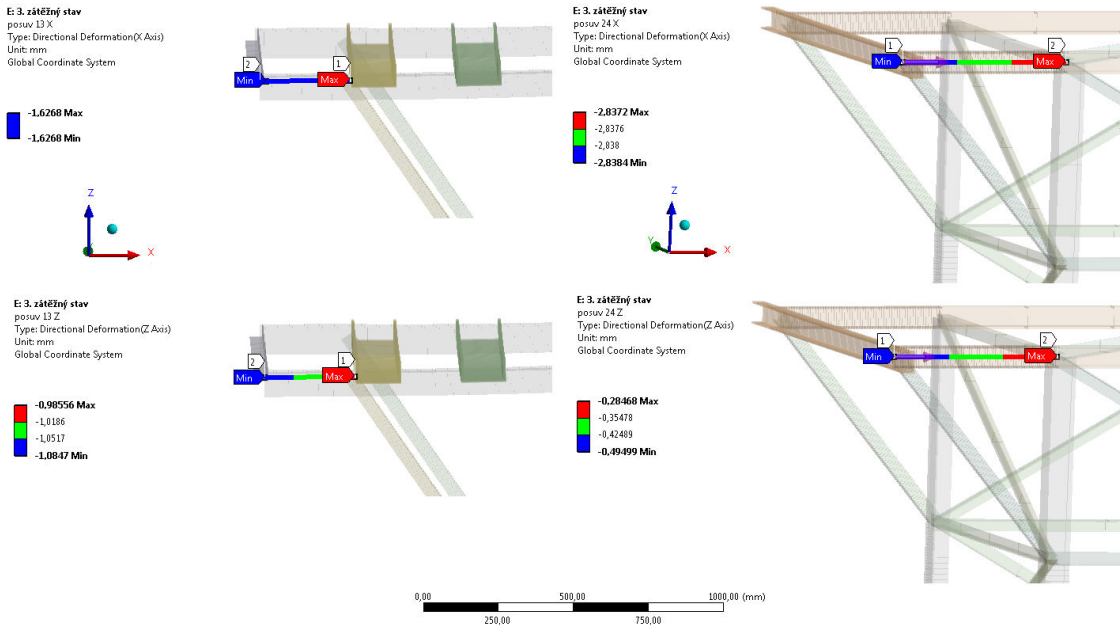
Vypočtená bezpečnost, se na rozdíl od analytické bezpečnosti ( $k_k = 14,2$ ), blíží k hodnotám, které jsou ve strojírenství obvyklé.

#### 4.4.4.3 Posouzení rizika vzniku MSVS

U numerického výpočtu, kdy analyzujeme rámovou konstrukci, nelze pomocí zjištěných napětí a sil posuzovat možnost vzniku mezního stavu vzpěrné stability. Díky spojení prutů napevno (tuhý zlom) dochází k přenosu ohybových momentů a jedná se o tzv. kombinované namáhání. Konstrukce je namáhána na kombinaci tahu/tlaku a prostorového ohybu. Teorie, která byla odvozena pro prostou PP, byla založena na předpokladu, že těleso je namáháno pouze tlakem.

#### 4.4.5 Deformační analýza

Na závěr této kapitoly zbývá zjistit deformaci ve styčnicích 13 a 24. Pro určení přesných hodnot posuvu v dané ose byla vykreslena deformace po střednici prutů, které k těmto styčnicům patří:

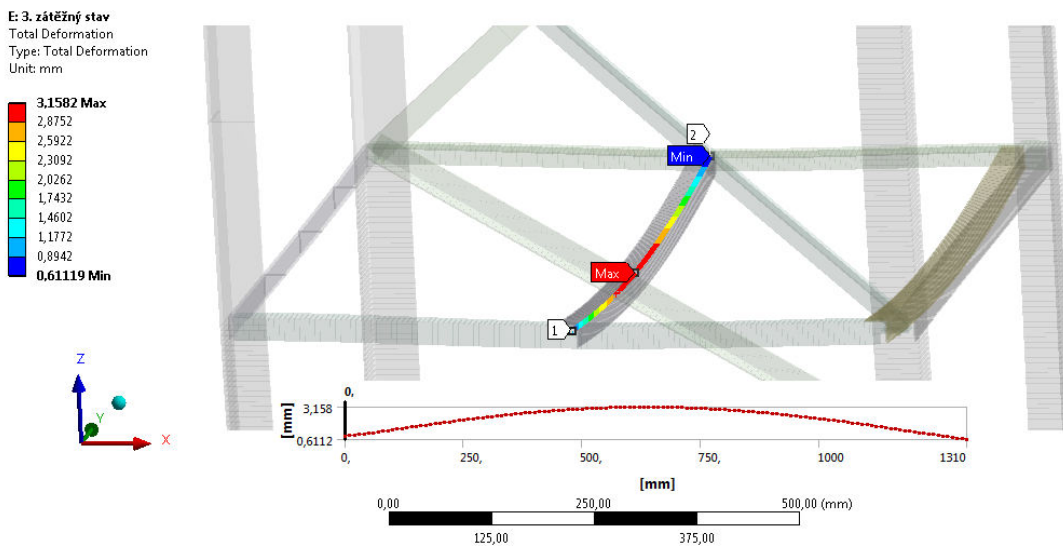


Obr. 32 Deformace styčnicku a) 13 b) 24

	styčnick 13 [mm]		styčnick 24 [mm]	
	směr osy X	směr osy Z	směr osy X	směr osy Z
<b>Prutová soustava</b>	-0,97	-0,73	-2,73	-0,43
<b>Rámová konstrukce</b>	-1,63	-0,99	-2,84	-0,5
$ \Delta $	0,66	0,26	0,11	0,07

Tab. 29 Výpočet deformace u stavu Z3

Největší celková deformace nastala v místě největšího ohybového napětí. Tedy v místě, kde je uložena skříň rozvaděče nízkého napětí:



Obr. 33 Místo s největší deformací

## 4.5 Srovnání vypočtených hodnot

Nyní můžeme přistoupit ke srovnání hodnot zjištěných analytickou a numerickou analýzou.

### 4.5.1 Srovnání bezpečností vůči MSP

	Analyticky	MKP
Zátěžný stav	$k_k$	$k_k$
Z1	15,7	4,26
Z2	13	4,2
Z3	14,2	2,9

Tab. 30 Srovnání nejmenších bezpečností vůči MSP

Při srovnání nejmenších bezpečností se ukazuje výrazný rozdíl při použití odlišného přístupu při vytváření výpočtového modelu. Toto srovnání je ovšem zavádějící, jelikož nejmenší bezpečnost u rámové konstrukce byla zjištěna u prutu, který se u soustavy, která byla řešena analyticky, nenachází. Proto bylo zjištěno, který prut bude vhodný z hlediska srovnatelnosti a maxima ohybové napětí vhodný. Podle těchto požadavků byl určen prut č. 77. Pro lepší srovnatelnost hodnot bezpečností byly vypočteny u tohoto prutu a následně v tab. 31 srovnány:

	Analyticky	MKP
Zátěžný stav	$k_k$	$k_k$
Z1	15,7	6
Z2	13	6
Z3	14,2	5,7

Tab. 31 Směrodatné srovnání bezpečností

Ze srovnání hodnot vidíme, že se hodnoty znatelně rozcházejí (menší ohybová tuhost oproti tuhosti tahové či tlakové), a dále, že konstrukce je z hlediska možného vzniku mezního stavu pružnosti velice předimenzována. Ani jeden z trojice zátěžných stavů není pro stožár nebezpečný.

### 4.5.2 Srovnání deformace

Zátěžný stav	Analytika	MKP	Analytika	MKP	Analytika	MKP	Analytika	MKP
	$u_{13}$ [mm]	$u_{13}$ [mm]	$w_{13}$ [mm]	$w_{13}$ [mm]	$u_{24}$ [mm]	$u_{24}$ [mm]	$w_{24}$ [mm]	$w_{24}$ [mm]
1.	-0,53	-0,49	-0,54	-0,69	-1,04	-0,98	-0,26	-0,24
2.	-0,62	-0,57	-0,65	-0,85	-1,26	-1,22	-0,37	-0,36
3.	-0,97	-1,63	-0,73	-0,99	-2,73	-2,84	-0,43	-0,5

Tab. 32 Srovnání vypočtených deformací

Srovnáním hodnot bylo zjištěno, že u styčnicků 13 se hodnoty méně liší než u styčnicku 24. Tato skutečnost souvisí s již zmíněným faktem rozdílné tuhosti při různém namáhání. Můžeme předpokládat, že s narůstajícím zatížením se bude rozdíl mezi analytickými a numerickými hodnotami zvětšovat.

## 5. Závěrečné shrnutí

Tato bakalářská práce měla za úkol splnit následujících 5 cílů:

1. Analýza zadání a provedení rešerše.
2. Vytvoření zjednodušeného 3D výpočtového modelu prutové soustavy stožáru vysokého napětí.
3. Provedení napjatostně deformační analýzy prutové soustavy pro různé statické zátěžné stavy.
4. Verifikace vybraného analytického výpočtu numerickým řešením.
5. Zvýšení úrovně numerického modelu - přechod od prutové soustavy k rámové konstrukci.

**Ad 1):** V první kapitole byla provedena rešerše poznatků z Pružnosti pevnosti, na základě kterých mohl být vytvořen zjednodušený 3D výpočtový model pro řešení deformace a napjatosti stožáru. I když stožár vypadá na první pohled jako typický reprezentant prutové soustavy, po rozboru zatěžovacích prvků a statickém rozboru (kap. 3.1.1 a 3.2), bylo zjištěno, že budou muset být provedeny určité opatření a zjednodušení. V již zmíněných kapitolách jsou tato opatření a zjednodušení popsána.

**Ad 2):** Po provedení statického rozboru bylo zjištěno, že se jedná o vnějškově staticky neurčitou úlohu. Byla předepsána deformační podmínka. Na základě Obecné styčnickové metody bylo provedeno uvolnění všech styčníků a sestavení rovnic statické rovnováhy. Tato soustava byla zapsána do softwaru MAPLE 17, který ji posléze s deformační podmínkou řešil. Grafické znázornění uvolnění styčníků je v kapitole 3.3 společně s rovnicemi statické rovnováhy. Po vyřešení soustavy rovnic, bylo určeno analytické vyjádření sil v závislosti na zatížení. Analyticky vyjádřené síly poté byly použity v deformační analýze.

**Ad 3):** V kapitolách 3.4 až 3.6 byly definovány tři různé zátěžné stavy. V prvním z nich byl stožár zatížen statickými zatěžovacími prvky (viz kapitola 3.1.1). Ve stavu Z2 byli do výpočtu zahrnuti dva údržbáři, kteří prováděli kontrolu transformátoru a vedení VN. Posledním zátěžným stavem byla kombinace statických zatěžovacích prvků a klimatického zatížení, v podobě kombinace větru a ledovky (stav Z3). Pomocí softwaru MAPLE 17 byla vypočtena soustava rovnic statické rovnováhy, dále proveden výpočet napětí a byly zjištěny tyto výsledky:

Zátěžný stav	$\sigma_{n,max}$ [MPa]	prut	$\sigma_{n,min}$ [MPa]	prut	$u_{13}$ [mm]	$w_{13}$ [mm]	$u_{24}$ [mm]	$w_{24}$ [mm]	$k_k$	$k_v$
Z1	9,27	74	-13,93	72	-0,53	-0,54	-1,04	-0,26	15,7	9,8
Z2	10,88	15	-16,91	17	-0,62	-0,65	-1,26	-0,37	13	8,1
Z3	12,79	15	-15,4	58	-0,97	-0,73	-2,73	-0,43	14,2	9,5

Tab. 33 Srovnání analytických výsledků

Na základě dosažených výsledků bylo zjištěno, že nejvíce nebezpečným stavem je stav Z2, kde byly vypočteny nejmenší bezpečnosti vůči MSP a MSVS. Vzhledem k vypočteným výsledkům ani jeden z těchto mezních stavů nenastane.

**Ad 4):** Ve čtvrté kapitole byla použita Metoda konečných prvků k verifikaci vypočtených výsledků. V prostředí softwaru ANSYS Mechanical 15.0 byla vytvořena totožná prutová soustava. Byl použit prvek LINK180, aby bylo zachováno spojení prutů pomocí rotačních vazeb. K verifikaci byl zvolen stav Z2, kdy byly vypočteny nejmenší bezpečnosti.

Porovnáním výsledků bylo zjištěno, že se shodují jak hodnoty napětí v jednotlivých prutech, tak i posuvy dvou vybraných styčniců. Tímto byla ověřena správnost analytického výpočetního modelu.

**Ad 5)** Na závěr bylo požadováno zvýšení úrovně výpočtového modelu. Za tímto účelem bylo nutné přejít od prutové soustavy k rámové konstrukci. V principu se jedná o změnu spojení prutů – namísto rotační vazby jsou pruty spojeny napevno pomocí tzv. „tuhého zlomu“. Při tomto spojení se nepřenáší pouze normálové síly, ale i posouvající síly a ohybové momenty.

V prostředí softwaru ANSYS Workbench 15.0. byla vytvořena rámová konstrukce, která odpovídá skutečnosti. Software automaticky použil prvek BEAM 188, díky kterému je splněno pevné spojení prutů. Následně proběhl výpočet pro všechny tři zátěžné stavy a byly vypočteny tyto hodnoty:

Zátěžný stav	$\sigma_{n,max}$ [MPa]	prut	$\sigma_{n,min}$ [MPa]	prut	$\sigma_{ohyb,max}$ [MPa]	$\sigma_{ohyb,min}$ [MPa]
1.	6,8	74	-10,13	72	51,76	$0,2 \cdot 10^{-5}$
2.	6,98	74	-12,07	17	51,81	$0,2 \cdot 10^{-5}$
3.	12,6	74	-18,49	59	75,44	$0,2 \cdot 10^{-5}$

Tab. 34 Srovnání hodnot napětí

Zátěžný stav	Analytika	Analytika	MKP	MKP
	$k_{k,min}$	$k_{v,min}$	$k_{k,min}$	$k_{k,77}$
1.	15,7	9,8	4,26	6
2.	13	8,1	4,2	6
3.	14,2	9,5	2,9	5,7

Tab. 35 Srovnání bezpečností

Zátěžný stav	Analytika	MKP	Analytika	MKP	Analytika	MKP	Analytika	MKP
	$u_{13}$ [mm]	$u_{13}$ [mm]	$w_{13}$ [mm]	$w_{13}$ [mm]	$u_{24}$ [mm]	$u_{24}$ [mm]	$w_{24}$ [mm]	$w_{24}$ [mm]
1.	-0,53	-0,49	-0,54	-0,69	-1,04	-0,98	-0,26	-0,24
2.	-0,62	-0,57	-0,65	-0,85	-1,26	-1,22	-0,37	-0,36
3.	-0,97	-1,63	-0,73	-1	-2,73	-2,84	-0,43	-0,5

Tab. 36 Srovnání deformací

Porovnáním hodnot zjistíme:

a) Z hlediska možného vzniku MSP byl u rámové konstrukce vyhodnocen jako nejnebezpečnější stav Z3, namísto stavu Z2 u analytického řešení. Bezpečnost se zde liší velice výrazně. Závěr z obou výpočtů je ovšem stejný, mezní stav pružnosti nenastane ani u jednoho ze zátěžných stavů.

b) V numerické části práce nebyl proveden výpočet z důvodu kombinovaného namáhání. Proto nelze porovnat hodnoty. Nejvíce nebezpečným stavem byl v analytické části práce určen stav Z2.

c) U výpočtu deformací se hodnoty liší nejvíce v řádech desetin milimetrů. V případě stožáru vysokého napětí, neohrožují deformace v řádech milimetrů funkci stožáru. Pokud by bylo úkolem provést i kontrolu mezního stavu deformace, mohlo by dojít k rozdílným závěrům mezi jednotlivými výpočetními modely.

Závěrem ovšem musíme zdůraznit, že rozdíl u všech řešených parametrů se dal očekávat vzhledem ke všem zjednodušením, které bylo nutné provést, aby mohla být použita teorie prutových soustav. V tomto případě vznikly jisté odchylky, které by mohly při jiném zatížení vést k rozdílným závěrům z hlediska mezních stavů. Z tohoto důvodu autor navrhuje vždy použít numerické řešení, pokud je to možné.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Mechanika těles – Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1994
- [2] Florian Z., Pellant K., Suchánek M.: Technická mechanika I – Statika, VUT BRNO 2004
- [3] Vrbka J.: Pružnost pevnost I, učební text, VUT Brno 2012
- [4] Leinveber J., Řasa J., Vávra P.: Strojnické tabulky, Praha 1999
- [5] Florian Z., Vlk M.: Mezní stavy a spolehlivost, Brno 2007
- [6] Janíček P., Florian Z.: MECHANIKA TĚLES – Úlohy z pružnosti a pevnosti I
- [7] ANSYS Help Viewer
- [8] Petruška J.: Počítačové metody mechaniky II, učební text, FSI VUT v Brně
- [9] ČSN EN 12494 Zatížení konstrukcí námrazou, ČNI Praha, 2007
- [10] katalog pojistek VN společnosti OEZ s.r.o.  
online dostupné z: [http://www.oez.cz/uploads/oez/files/ks/1326-Z01-10\\_CZ\\_SK.pdf](http://www.oez.cz/uploads/oez/files/ks/1326-Z01-10_CZ_SK.pdf)
- [11] katalog společnosti ENERGETIKA SERVIS s.r.o.  
online dostupné z: [http://www.energetika-servis.cz/katalog/katalog\\_2014\\_v2.pdf](http://www.energetika-servis.cz/katalog/katalog_2014_v2.pdf)
- [12] katalog společnosti DRIBO, spol. s.r.o.  
Online dostupné z:  
[http://www.dribo.cz/pdf/CZ\\_Poj\\_spodky\\_s\\_omez\\_venkovni.pdf](http://www.dribo.cz/pdf/CZ_Poj_spodky_s_omez_venkovni.pdf)
- [13] používaná norma pro holé vodiče VN energetickými společnostmi v ČR  
Online dostupné z: <http://www.csres.cz/Upload/PNE%2034%207509%20Z1.pdf>
- [14] studijní materiály Ing. Lánikové, Ph. D., FAST VUT v Brně, online dostupné:  
[http://www.fce.vutbr.cz/BZK/lanikova.i/default\\_predmety/ram/Zatizeni\\_vetrem.pdf](http://www.fce.vutbr.cz/BZK/lanikova.i/default_predmety/ram/Zatizeni_vetrem.pdf)



## Seznam použitých zkratek

apod.	-	a podobně
č.	-	číslo
izol.	-	izolovaný
kap.	-	kapitola
MM	-	Maxwell-Mohrova
MKP	-	Metoda konečných prvků
MSP	-	mezní stav pružnosti
MSVS	-	mezní stav vzpěrné stability
MS	-	mezní stav/y
NN	-	nízké napětí
obr.	-	obrázek
PP	-	pružnost pevnost
spol.	-	společnosti
s. p.	-	státní podnik
tzv.	-	tak zvané/ě
tn.	-	to znamená
IC	-	třída námrazy
VVÚ	-	výsledné vnitřní účinky
VN	-	vysoké napětí

## Seznam použitých veličin a symbolů

$N$	-	normálová (osová) síla
$T_{y,z}$	-	posouvající síla
$M_k$	-	kroučící moment
$M_{oz,oy}$	-	ohybový moment
$s$	-	stupeň statické neurčitosti
$p$	-	počet prutů
$k$	-	počet styčnicků
$\mu$	-	počet neznámých parametrů
$v$	-	počet použitelných podmínek statické rovnováhy
$\varepsilon$	-	délkové přetvoření
$\gamma$	-	úhlové přetvoření
$\psi$	-	příčný průřez
$E$	-	modul pružnosti
$\sigma$	-	normálové napětí
$S$	-	obsah příčného průřezu
$A$	-	deformační práce síly
$W$	-	energie napjatosti
$F$	-	síla
$M$	-	moment síly (silová dvojice)
$F_T$	-	Působící síla od transformátoru
$u$	-	posuv ve směru osy $x$
$v$	-	posuv ve směru osy $y$

$w$	- posuv ve směru osy $z$
$\varphi$	- úhel natočení
$M$	- silová dvojice
$V$	- složka VVÚ
$K_Y$	- tuhost příčného průřezu
$\sigma_K$	- mez kluzu
$\sigma_{\max}$	- maximální hodnota napětí
$L$	- délka
$d$	- průměr prutu, vodiče
$F_V$	- kritická hodnota tlakové síly
$\alpha$	- součinitel uložení
$J_{y,z}$	- osový kvadratický moment
$\lambda$	- štíhlost prutu
$\lambda_k$	- kritická štíhlost prutu
$v_{b,0}$	- základní výchozí rychlost větru
$c_{dir}$	- součinitel směru větru
$c_{season}$	- součinitel ročního období
$v_{mZ}$	- charakteristická střední rychlost
$c_{oZ}$	- součinitel orografie
$c_{rZ}$	- součinitel drsnosti terénu
$k_r$	- součinitel terénu
$z_0$	- délka nerovnosti
$q_{pZ}$	- maximální charakteristický tlak
$q_b$	- základní tlak větru
$c_{eZ}$	- součinitel vlivu turbulencí
$k_l$	- součinitel turbulencí
$t$	- tloušťka ledovky
$g$	- tíhové zrychlení
$\rho$	- hustota oceli
$m_v$	- hmotnost vodiče na 1m délky
$m_{iz}$	- hmotnost izolátoru
$m_k$	- hmotnost konzoly
$m_{piz}$	- hmotnost pojistkového izolátoru
$m_{vp}$	- hmotnost venkovních pojistek
$m_T$	- hmotnost transformátoru
$m_{sr}$	- hmotnost skříně rozvaděče NN
$m_{tr}$	- hmotnost trubek
$p_n$	- počet rovinných styčnicků
$s_{in}$	- stupeň vnitřní statické neurčitosti
$s_{ex}$	- stupeň vnější statické neurčitosti
$\xi$	- počet odebraných stupňů volnosti
$w_D$	- posuv působitě síly $F_{Dz}$ ve směru její nositelky
$FG_i$	- tíhová síla styčnicků $i$
$N_i$	- normálové síly prutů
$k_k$	- bezpečnost vůči MSP
$k_v$	- bezpečnost vůči MSVS

$w_{13}$	- posuv styčnicku 13 ve směru osy Z
$u_{13}$	- posuv styčnicku 13 ve směru osy X
$w_{24}$	- posuv styčnicku 24 ve směru osy Z
$u_{24}$	- posuv styčnicku 24 ve směru osy X
$m_{t\acute{e}lo}$	- hmotnost údržbáře
$m_{vybavení}$	- hmotnost vybavení
$F_{údržbář}$	- působící síla od údržbáře
$S_{v,L}$	- obsah příčného průřezu ledovky na vodičích
$\rho_{led}$	- hustota ledovky
$l_v$	- délka vodičů
$m_{iz,L}$	- hmotnost izolátoru s ledovkou
$m_{led,sk}$	- hmotnost ledu pokrývající skříň rozvaděče NN
$R_{Li}$	- poloměry zaoblení normalizovaných profilů
$S_{i,L}$	- obsah příčného průřezu ledovky na profilech
$S_{vi}$	- obsah plochy, na kterou působí vítr
$z_i$	- výšková hladina
$F_{vi}$	- síla od působícího větru
$\Pi$	- potenciální energie
$P$	- potenciální energie vnějšího zatížení
$U$	- matice deformačních parametrů
$K$	- matice tuhosti
$q$	- liniové zatížení

## Seznam obrázků

- Obr. 1. Řešený objekt
- Obr. 2 Složky VVÚ
- Obr. 3 Vybraný soubor mezních stavů (obrázek převzat z [5])
- Obr. 4 Závislost průhybu tyče na síle  $F$  (obrázek převzat z [3])
- Obr. 5 Volba součinitele uložení  $\alpha$
- Obr. 6 Mapa větrných oblastí
- Obr. 7 Podmínky vzniku jednotlivých typů námraz [9]
- Obr. 8 Model ledovky
- Obr. 9 Schéma stožáru
- Obr. 10 Ukotvení vodičů VN
- Obr. 11 Venkovní pojistky s omezovačem přepětí
- Obr. 12 Uložení transformátoru
- Obr. 13 Skříň rozvaděče NN
- Obr. 14 Schematicky znázorněné zatížení a vazeb tělesa
- Obr. 15 Uložení stožáru a úplné uvolnění
- Obr. 16 Částečné uvolnění
- Obr. 17 Rámová část trafostanice
- Obr. 18 Upravená soustava
- Obr. 19 Uvolnění styčnicků v rovině XZ
- Obr. 20 Uvolnění styčnicků v rovině YZ
- Obr. 21 Uvolnění prostorových styčnicků
- Obr. 22 Uvolněné styčnicku 13 a 24 s přidaným zatížením
- Obr. 23 Schéma styčnicku 9

Obr. 24 Uvolněné styčníky 7 a 17  
 Obr. 25 Prvek LINK180 (převzato z [7])  
 Obr. 26 Osově napětí v prutech  
 Obr. 27 Deformace ve směru osy a) X, b) Z  
 Obr. 28 Přejít k rámové konstrukci  
 Obr. 29 Výpočet osových sil u zátěžného stavu Z3  
 Obr. 30 Výpočet maximálního napětí a) normálového b) ohybového  
 Obr. 32 Deformace styčníku a) 13 b) 24  
 Obr. 33 Místo s největší deformací

## Seznam příloh

Název souboru	Typ souboru	Obsah souboru
<b>Z1</b>	MS EXCEL, .xls	Výpočet osových napětí a parametrů pro kontrolu MSVS pro zatěžující stav Z1
<b>Z2</b>	MS EXCEL, .xls	Výpočet osových napětí a parametrů pro kontrolu MSVS pro zatěžující stav Z2
<b>Z3</b>	MS EXCEL, .xls	Výpočet osových napětí a parametrů pro kontrolu MSVS pro zatěžující stav Z3
<b>1.+2. stav</b>	MAPLE 17, .ms	Výpočet deformační podmínky, osových sil a deformace
<b>ledovka s větrem</b>	MAPLE 17, .ms	Výpočet deformační podmínky, osových sil a deformace
<b>stozar_link180</b>	ANSYS MECH. 15, .db	Analýza prutové soustavy pro verifikaci zjištěných veličin
<b>prutovka</b>	.rar, soubory ANSYS Workbench	Analýza rámové konstrukce