



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

## ANALÝZA VLIVU GEOMETRICKÝCH ODCHYLEK POLOTOVARU NA NÁSLEDUJÍCÍ PROCES OHÝBÁNÍ

ANALYSIS OF INFLUENCE OF GEOMETRIC DEVIATIONS OF SEMIFINISHED PRODUCT ON  
FOLLOWING BENDING PROCESS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Anděl

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Vosynek, Ph.D.

BRNO 2018



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student:	<b>Bc. Tomáš Anděl</b>
Studijní program:	Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor:	Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce:	<b>Ing. Petr Vosynek, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2017/18

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 diplomové práce:

## **Analýza vlivu geometrických odchylek polotovaru na následující proces ohýbání**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Dané téma pochází z technické praxe. Problémem je vhodné předepsání geometrických tolerancí příčného průřezu polotovaru vodiče.

Vlivem předchozí technologie výroby může být polotovar deformovaný a pokud je tato nerovnost příliš velká, ohýbačka neohne vodič do správného tvaru. Důvodem špatného ohybu je to, že ohýbačka spotřebuje energii (potřebnou na ohyb) k narovnání nerovnosti a ohyb samotný pak je nedokonalý/neúplný.

K řešení bude použita, vedle analytických a empirických metod, metoda konečných prvků ve volně dostupném programovém prostředí Salome Meca.

### **Cíle diplomové práce:**

- Rešeršní studie
- Tvorba výpočtových modelů
- Analýza dosažených výsledků
- Posouzení technologie výroby, vstupních a výstupních odchylek od návrhové geometrie a návrh na snížení odchylek od ideálního tvaru

### **Seznam doporučené literatury:**

DOWLING, Norman E. Mechanical behaviour of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue. 4th ed. Boston: Pearson, c2013. ISBN 01-313-9506-8.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

.....

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.

ředitel ústavu

.....

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.

děkan fakulty





## ABSTRAKT

Předkládaná diplomová práce vznikla ve spolupráci se společností *Siemens s.r.o.*, přičemž je zaměřena na analýzu technologie ohýbání hliníkových plechů, které jsou následně využívány jako vodiče silnoproudé elektrické energie. Tyto součásti jsou kompletovány do sestav, které slouží k propojování jednotlivých úseků elektrické sítě. Problémová situace nastává při nepřesném ohybu, protože je znemožněno spojení těchto segmentů. Zadavatel chtěl ověřit, zda předepsané tolerance polotovaru jsou dostatečné pro správný ohyb a v případě, že nikoliv, chtěl tyto tolerance modifikovat. Dále z důvodu požadavku na vytvoření numerické simulace ve volně dostupném softwaru, bylo využito prostředí *Salome-Meca*.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Ohyb, tolerance, polotovar, metoda konečných prvků, *Salome-Meca*, *Code Aster*.

## ABSTRACT

Presented diploma thesis was created in cooperation with *Siemens s.r.o.*, and deals with the analysis of the bending of aluminium sheets which are later used as a conductors of high voltage electrical energy. These parts are completed into assemblies which serves as connectors of particular segments of an electrical network. The problem occurs as a result of incorrect bend, because it is impossible to join these sections properly. The customer would like to verify if the defined tolerances of semi-finished products are sufficient for proper bend and in case they are not, the tolerances should be modified. Due to the requirement for running numerical simulation in one of the open source software, the *Salome-Meca* program environment was used.

## KEYWORDS

Bending, tolerances, semi produced material, finite element method, *Salome-Meca*, *Code Aster*.



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ANDĚL, T. *Analýza vlivu geometrických odchylek polotovaru na následující proces ohýbání*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 97 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D..



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Petra Vosynka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2018 .....

Bc. Anděl Tomáš



## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych velice rád poděkoval především svému vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Petru Vosynkovi, Ph.D., za odborné postřehy a věcné připomínky, kterými mi hodnotně přispíval při přípravě tohoto textu a MKP simulací. Dále potom můj vděk patří i společnosti *Siemens, s.r.o., odštěpný závod Elektromotory Mohelnice*, díky které mohla tato práce vůbec vzniknout.

V neposlední řadě bych chtěl samozřejmě poděkovat všem svým blízkým, přátelům, a také přítelkyni za častou pomoc a podporu během celého vysokoškolského studia, a dále taktéž rodině, že mi umožnila vzdělávání na takto prestižní univerzitě.



## OBSAH

Úvod.....	18
1 Formulace problému a cíle řešení.....	20
1.1 Problémová situace .....	20
1.2 Formulace problému .....	21
1.3 Formulace cílů.....	22
2 Rešeršní studie .....	23
2.1 Přípojnicový systém SIVACON 8PS – typ LI.....	23
2.1.1 Díl pro připojení trasy na transformátor .....	25
2.1.2 Protipožární zábrana .....	25
2.1.3 Připojovací prvek na rozvaděč.....	26
2.1.4 Přímý díl přípojnice .....	26
2.1.5 Díl pro změnu směru.....	27
2.1.6 Odbočná skříň .....	28
2.1.7 Montážní příslušenství.....	29
2.2 Technologie tváření – ohýbání.....	30
2.2.1 Napětí při ohybu .....	31
2.2.2 Zbytkové napětí .....	32
2.2.3 Neutrální plocha.....	33
2.2.4 Délka polotovaru.....	33
2.2.5 Poloměr ohybu.....	34
2.2.6 Úhel odpružení.....	35
2.3 Norma DIN EN 755-9.....	37
2.3.1 Skupiny slitin .....	37
2.3.2 Délkové tolerance příčného průřezu.....	38
2.3.3 Délkové tolerance součástí .....	40
2.3.4 Geometrické tolerance .....	40
2.4 Salome-Meca.....	45
2.4.1 Open-source software .....	45
2.4.2 Základní orientace, moduly .....	47
3 Systém podstatných veličin .....	51
4 Volba metody řešení .....	55
5 Vstupní parametry.....	56
5.1 Vodič.....	56

5.1.1	Polotovar .....	56
5.1.2	Ohnutá součást .....	56
5.1.3	Materiálové vlastnosti .....	57
5.2	Ohýbací zařízení Joggle press .....	59
5.2.1	Tvárnice.....	59
5.2.2	Tvárníky .....	60
5.2.3	Přidržovač a doraz.....	61
6	Analytické řešení.....	63
6.1	Neutrální plocha – výpočet.....	63
6.2	Délka polotovaru – výpočet.....	63
6.3	Poloměr ohybu – výpočet.....	64
6.4	Úhel odpružení – výpočet.....	65
7	Numerické řešení pomocí MKP .....	66
7.1	Geometrie .....	66
7.2	Síť konečných prvků.....	67
7.3	Okrajové podmínky .....	68
7.3.1	Zatížení.....	69
7.4	Jednotlivé modely.....	70
7.4.1	Model I.....	70
7.4.2	Model II.....	72
7.4.3	Verifikační úloha.....	75
7.4.4	Citlivostní analýza.....	78
7.4.5	Srovnávací analýza.....	80
7.4.6	Vliv odchylek polotovaru.....	83
	Závěr.....	86
	Seznam použitých zdrojů .....	88
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	91
	Seznam obrázků .....	94
	Seznam tabulek .....	96
	Seznam příloh.....	97



## ÚVOD

Pro zdárné ukončení vysokoškolského studia a zisku titulu inženýr na *Fakultě strojního inženýrství (FSI) Vysokého učení technického v Brně (VUT)*, konkrétně na *Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky (ÚMTMB)*, je jedním z posledních kroků obhajoba diplomové práce a složení *Státní závěrečné zkoušky (SZZ)*. A i s přičiněním této silné motivace vznikl předkládaný text.

Závěrečné práce na technických oborech mohou být různého druhu – od praktických přes rešeršní a teoretické, až po různě specifické. Jsem velice rád, že jsem mohl pracovat právě na prvním jmenovaném typu, poněvadž jak je obecně známo – praxe bývá nejlepší učitel.

Ba co víc? Tato práce vznikla také díky kooperaci s jednou světoznámou nadnárodní společností – *Siemens*, respektive s jednou její českou pobočkou – *odštěpný závod Elektromotory Mohelnice*, kdy je řešen reálný problém, který vznikl v tamním výrobním provozu. Při volbě tématu diplomové práce jsem se dlouho nerozmýšlel. Věděl jsem, že při řešení níže uvedeného problému plně využiji veškeré vědomosti nabyté při studiu, a navíc i dosavadní zkušenosti z mojí prozatím čtyřleté konstruktérské praxe v jedné tuzemské rodinné firmě, jež se zabývá návrhem a dodávkou automatizovaných linek nebo výrobních robotů do průmyslových podniků.

Dále lze konstatovat, že v jistém smyslu tento text volně navazuje na moji bakalářskou závěrečnou práci [1], ve které je „recenzováno“ pomocí řešení typových úloh mechaniky těles výpočtové prostředí *Salome-Meca*. A proto právě text bakalářské práce může usnadnit počáteční orientaci jak novým uživatelům, eventuálně stejně tak i osobám, které budou využívat a dále zpracovávat výsledky této práce.

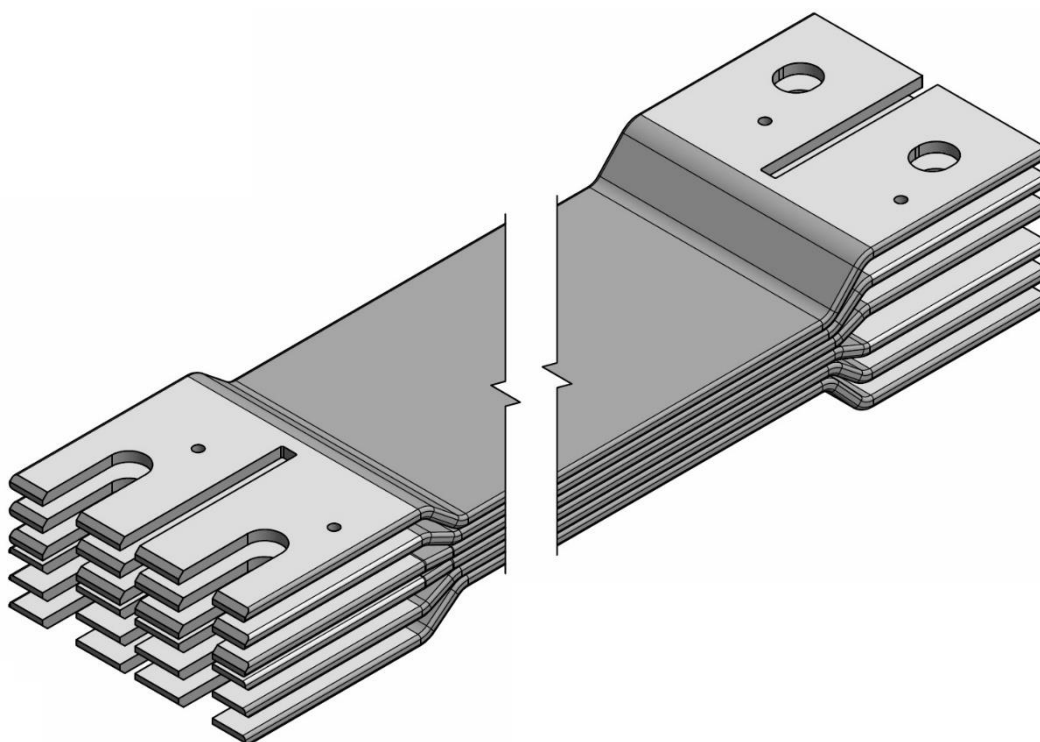


# 1 FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ

## 1.1 PROBLÉMOVÁ SITUACE

Jak je již naznačeno v zadání této práce, dané téma pochází z technické praxe společnosti *Siemens, s.r.o., odštěpný závod Elektromotory Mohelnice*<sup>1</sup>. V tamním výrobním podniku jsou mj. ohýbány silnoproudé vodiče do elektrických rozvaděčů a transformátorů. Polotovary těchto vodičů jsou vyráběny v různých geometrických konfiguracích, v závislosti na proudové zatížitelnosti, kterou musí daný typ vodiče s určitou bezpečností přenášet. Jedná se o plechy tloušťky 7 mm lišící se pouze šířkou.

Tyto profily jsou dvojitě ohýbány „jogglovány“ na hydraulickém lisu, a následně potom vzájemně sestavovány do různých konfigurací několika vodičů ve skupině, přičemž každá taková skupina může obsahovat různý počet vodičů ohnutých do různých úhlů. Nejsložitější konfigurace obsahuje šest hliníkových profilů (*obr. 1.1*), jejichž konce jsou ohnuty na obou stranách různě, přičemž v sestavě jsou umístěny symetricky.

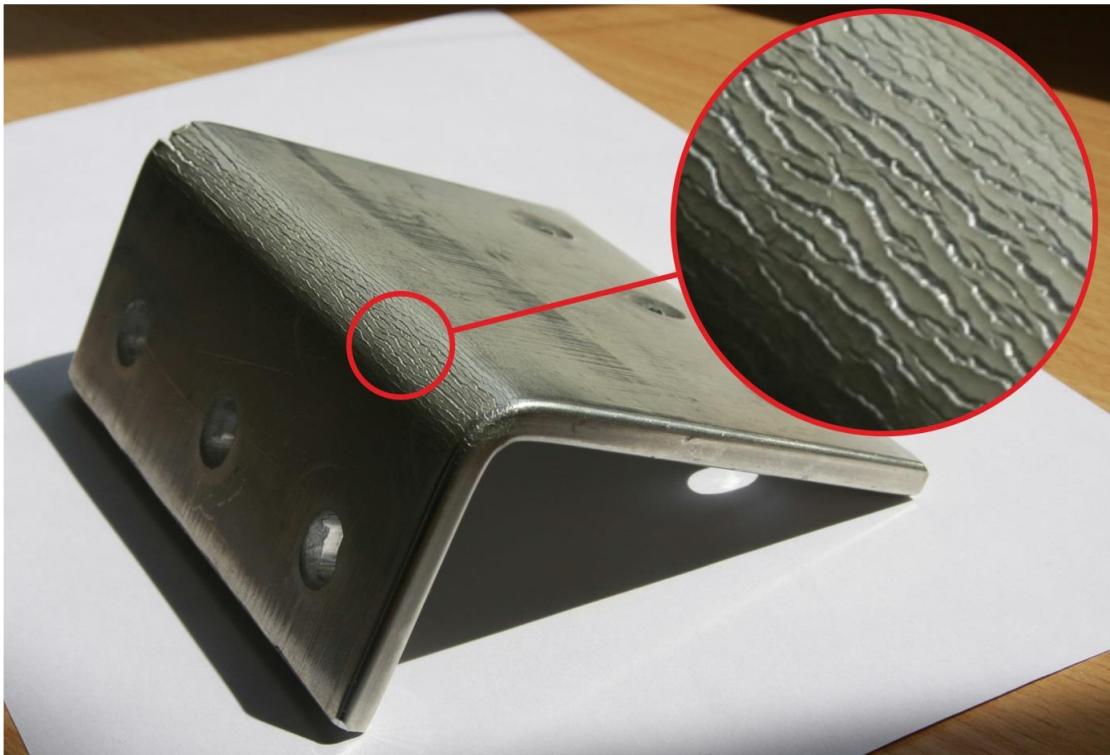


*Obr. 1.1: Konfigurace šesti vodičů*

<sup>1</sup> „Mohelnický Siemens je největším závodem na výrobu nízkonapěťových asynchronních elektromotorů v Evropě. Zaměstnává téměř 2000 lidí a svou produkcí vytváří stovky návazných pracovních míst u regionálních dodavatelů. Denně podnik vyrobí téměř 4 tisíce elektromotorů, které jsou určeny k pohonu především průmyslových zařízení, jako jsou například ventilátory, čerpadla, kompresory či obráběcí stroje.“ [28]

Pro tyto plechy jsou v zásadě použity jen dva druhy materiálu – hliníkové a měděné slitiny. Právě při tváření hliníkových vodičů někdy dochází k nepřesnému ohybu, což má za následek nesplnění předepsaných výstupních tolerancí, a potom problémy při následné kompletaci do finálních sestav. U měděných vodičů, tvářených na téže ohýbacím stroji a za stejných podmínek, se tento problém neobjevuje.

Dále se při ohybu plechu do pravého úhlu (popř. do menších úhlů než  $90^\circ$ ) projevuje porušování vodiče na čele ohybu, což je nežádoucí nejen z estetických, ale i funkčních důvodů. Nicméně zkoumání příčin tohoto porušování hliníkových přípojníc není předmětem zájmu této diplomové práce. Tímto problémem se zabýval kolega Kalivoda ve své práci [2]. [2]



Obr. 1.2: Hliníková LI přípojnice [2]

## 1.2 FORMULACE PROBLÉMU

Problémem<sup>2</sup> je vhodné předepsání vstupních, respektive výstupních geometrických a délkových tolerancí hliníkových vodičů. Vlivem předchozí technologie výroby může být polotovar deformovaný a pokud je tato nerovnost příliš velká, hydraulický lis neohne vodič do správného tvaru. Důvodem špatného ohybu je fakt, že tvářecí stroj spotřebuje energii (potřebnou na ohyb) k eliminování nerovností a ohyb samotný je potom nedokonalý/neúplný/nepřesný, což má za následek nesplnění návrhových tolerancí.

<sup>2</sup> Jedná se o nepřímý příčinný problém, poněvadž jsou známé důsledky a jsou hledány příčiny. Dále lze tento problém charakterizovat jako praktický, technický, mono-oborový problém na množině reálných entit obklopující člověka.

### 1.3 FORMULACE CÍLŮ

Prvotním cílem je shrnutí současného poznání z dostupné literatury technologie tváření – procesu ohýbání. Důležitým krokem je představení přípojnicového systému *SIVACON* a konečno-prvkového softwaru *Salome-Meca*. Dále je nutno provést rešeršní studii normativních požadavků na materiál, který je použit při výrobě hliníkových vodičů a dále současných návrhových tolerancí polotovaru a již hotové (ohnuté) součásti.

Druhým dílčím cílem je analýza současné technologie ohybu přímo v průmyslovém podniku *Siemens, s.r.o., odštěpný závod Elektromotory Mohelnice* a následné sestavení systému podstatných veličin.

Dalším krokem je aplikace poznatků rešeršní studie právě na tamní technologii výroby a pomocí analytických a empirických metod stanovit jednotlivé technologické parametry tvářecího procesu. Vedle těchto postupů je cílem také vytvoření simulace ohybu daného polotovaru pomocí metody konečných prvků. K numerickému řešení musí být použito volně dostupné programové prostředí *Salome-Meca*.

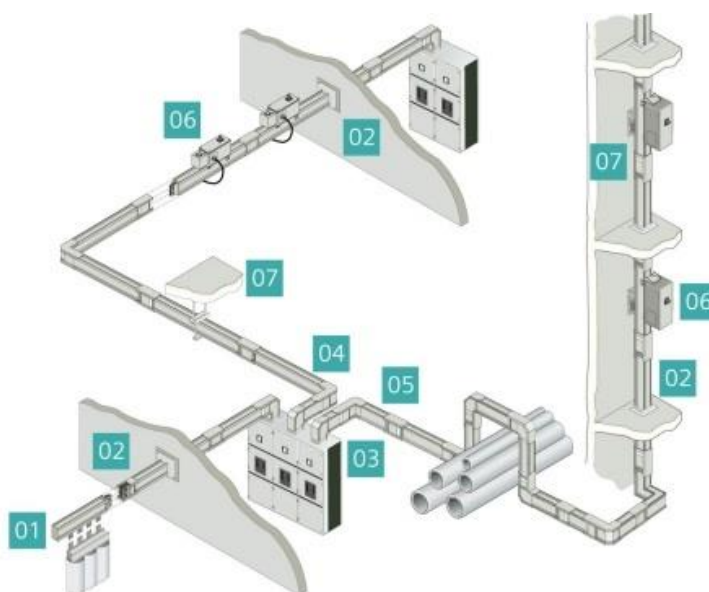
V závěrečné fázi práce bude posouzena technologie výroby a na základě předešlých analýz bude zhodnocen vliv přesnosti polotovaru na následující proces ohýbání. Nakonec budou diskutovány vstupní a výstupní návrhové tolerance dílu a popř. budou navrženy úpravy těchto hodnot.

## 2 REŠERŠNÍ STUDIE

V této kapitole bude čtenář seznámen s teorií nutnou pro kompletní pochopení a porozumění řešeného problému. Fundamentálně je rozdělena do čtyř částí. V první podkapitole je detailně rozebrán samotný objekt – vodič, jeho různé varianty a způsob používání. Tuto rešerši již ve své práci velice kvalitně zpracoval kolega Kalivoda, tudíž v tomto odstavci bude čerpáno i z jeho práce [2]. Ve druhé kapitole bude stručně objasněna problematika ohýbání z hlediska napjatosti a deformace ve tvářeném tělese, přičemž zde budou shrnuty dostupné empirické vztahy týkající se uvedeného problému. Další úsek rešeršní studie bude věnován samotné normě *DIN EN 755-9*, podle které jsou vyráběny polotovary hliníkových vodičů. V poslední části bude pouze velice stručně představeno konečno-prvkové výpočetní prostředí *Salome-Meca*, protože podrobným popisem tohoto open-source softwaru jsem se zabýval ve své bakalářské práci [1], popř. lze využít řadu tutoriálů dostupných z online zdrojů.

### 2.1 PŘÍPOJNICOVÝ SYSTÉM SIVACON 8PS – TYP LI

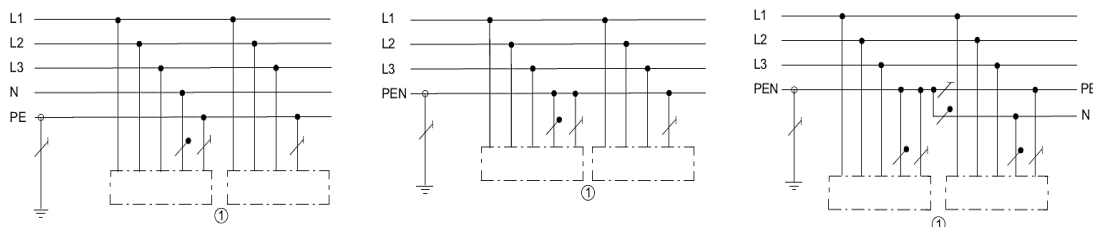
Moderní výroba a průmyslový provoz je v dnešní době odkázaný na flexibilní, spolehlivý a bezpečný zdroj a rozvod elektrické energie. V březnu roku 2015 byl na *Mezinárodním veletrhu Amper* představen přípojnicový systém *SIVACON 8PS-typ LI*, který všechny tyto vlastnosti splňuje. Je určen k přenosu a rozvodu proudů v rozmezí od 800 A do 6300 A. Celý soubor přípojníc typu *LI* je řešen jako kompletní stavebnice rychle sestavitelná i do velmi složitých tras. Všechny prvky jsou modulární, včetně dílů pro změnu směru, připojení na rozvaděče, transformátory nebo odbočné skříně. Přípojnice je tvořena sendvičovou konstrukcí, která zajišťuje minimální úbytky napětí, a je tak vhodná pro dlouhé rozvodné trasy, jako jsou například výrobní haly nebo vícepodlažní budovy. Oproti kabelovým instalacím, u kterých je pro doplnění dalšího spotřebiče nutné vždy komplikovaně položit další kabel, představují díky své modulárnosti výraznou úsporu nákladů i času. [2], [3], [4]



Obr. 2.1: Obecné schéma zapojení přípojnicového systému [4]

Přípojnicový systém *LI* je konstruován tak, že splňuje všechny požadavky normy *IEC 61439-1/-6*. Podle této normy jsou také zkoušeny všechny rozvodné díly i odbočné skříně. Je dbán velký zřetel na bezpečnost okolního personálu, ale i na ostatní technická zařízení nacházející se v blízkém okolí. Přizpůsobitelnost napájecím požadavkům je mimořádně příznivá. Odolnost protipožárních ucpávek byla testována v souladu s *EN1366-3* pro požární odolnost třídy *EI90* a *EI120* (kategorizace *EN 13501*). Tím přípojnice splňují vysoké nároky evropských standardů a přispívají k bezpečnosti rozvodu elektrické energie. Dalším parametrem je nenáročnost na stavební prostory. Systém má design, který splňuje požadavky na těsná prostranství v budovách a umožňuje provést rozvody energie i v místech velmi nepřístupných<sup>3</sup>. Řada technických vylepšení, jako např. odbočné skříně s měřicí technikou, umožňují management spotřeby elektrické energie dle *ISO 50001*, a tak přispívají k hospodárnosti provozu. Schéma zapojení celého systému je znázorněno na *obr. 2.1*. [4]

Aby byla zajištěna úplná kompatibilita přípojnicového systému, je k dispozici výběr z několika provedení konfigurací vodičů pro realizaci připojení k libovolnému druhu sítě. Tyto možnosti jsou znázorněny na *obr. 2.2*.



#### Sítě typu TN-S

Neutrální a ochranný vodič jsou po celé trase odděleny.

#### Sítě typu TN-C

Neutrální a ochranný vodič jsou po celé trase sloučeny (společný vodič).

#### Sítě typu TN-C-S

Funkce neutrálního a ochranného vodiče je v průběhu trasy změněna. V jedné části sítě jsou střední a ochranný vodič sloučeny, v další části sítě odděleny.

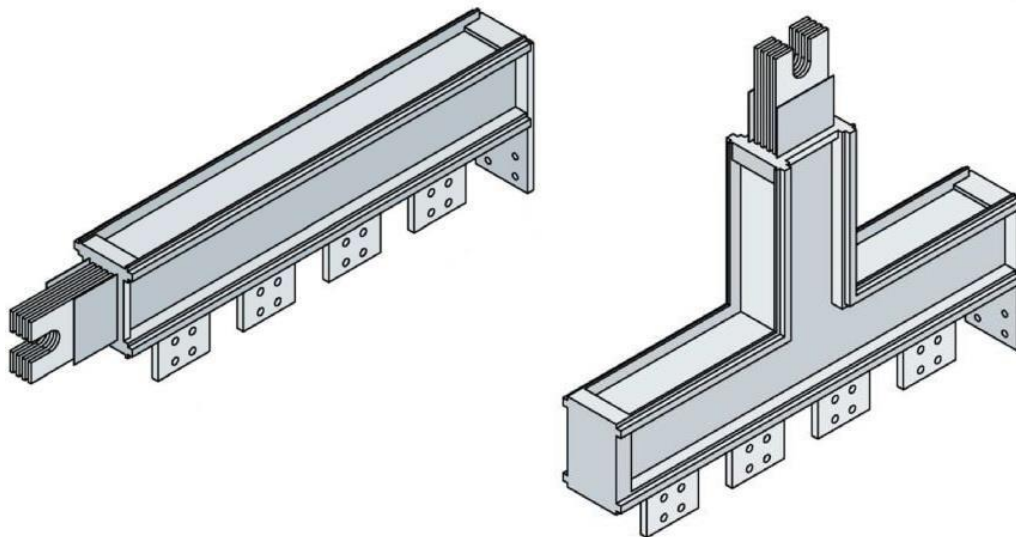
*Obr. 2.2: Různé typy sítí [4]*

Jak je zřejmé z *obr. 2.1*, celý přípojnicový systém se skládá z více základních segmentů, jejichž legendy s krátkými popisy se nachází níže. Nejdůležitějším dílem pro cíle této práce jsou přímé díly přípojnice, tj. bod 2.1.4.

<sup>3</sup> V závislosti na velikosti jmenovitého proudu a na materiálu vodičů má celý soubor přípojnic *LI* různé rozměry. Počet vodičů je závislý na druhu napájecí sítě. [4]

### 2.1.1 DÍL PRO PŘIPOJENÍ TRASY NA TRANSFORMÁTOR

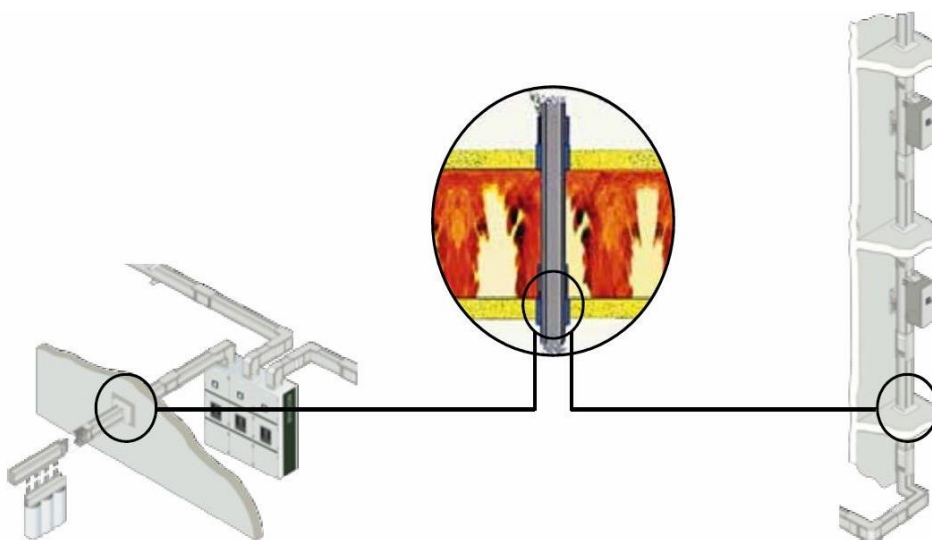
System nabízí široký sortiment dílů pro napojení z transformátoru. Jsou použitelné pro libovolný typ transformátoru na trhu. Je možné volit proud, pořadí fází i rozteč praporců. Do 6300 A jsou tyto díly v provedení s bočním nebo spodním vývodem praporců. [2], [4]



Obr. 2.3: Díly pro připojení k transformátoru [3]

### 2.1.2 PROTIPOŽÁRNÍ ZÁBRANA

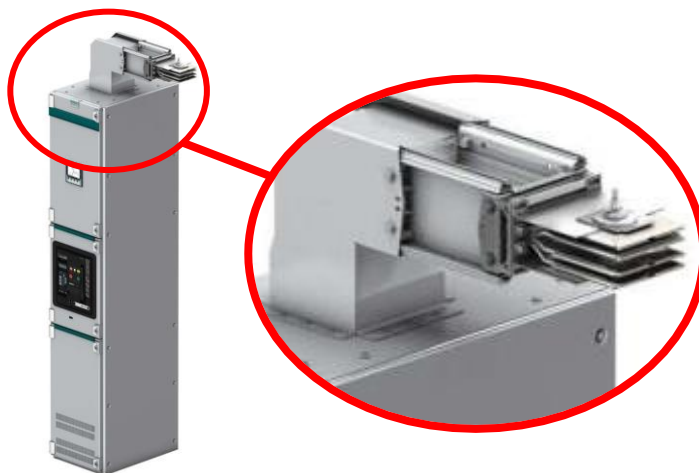
Evropské normy požadují, aby budova byla koncipována tak, že „konstrukce musí zabránit šíření požáru a dýmu, dále pokud vznikne požár musí se účinně hasit a je nutno maximálně zachraňovat lidské životy a životy zvířat.“ To znamená, že oheň a kouřové zplodiny se nesmí šířit z jednoho podlaží či požárního úseku do dalšího. Protipožární díly přípojnic LI byly zkoušeny a vyhovely protipožární třídě EI190 a EI120 (kategorie EN 13501) dle normy EN 1366-3, která je součástí evropských stavebních předpisů. [4]



Obr. 2.4: Protipožární ochrana [4]

### 2.1.3 PŘIPOJOVACÍ PRVEK NA ROZVADĚČ

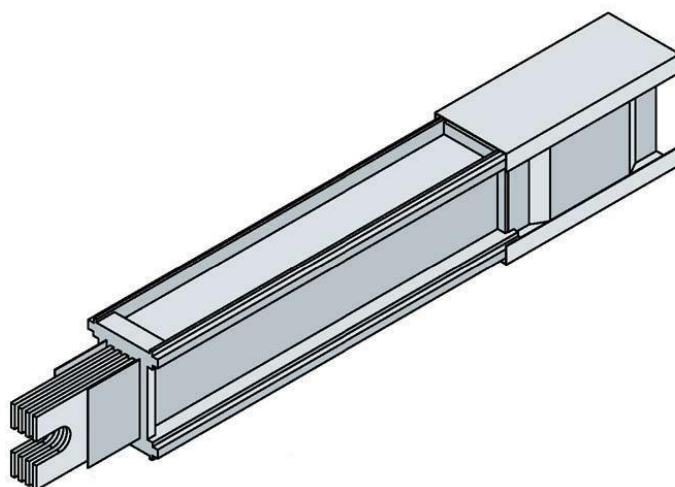
Tento prvek slouží pro připojení trasy k rozvaděči. Díly pro napojení trasy na rozvaděč *SIVACON S8*, ale i pro jiné rozvaděče, až do jmenovitého proudu *6300 A*, jsou řešeny flexibilně pro boční i horní montáž. Zajišťují, že dodávka energie bude spolehlivá a efektivní. Problematickou součástí tohoto dílu je hliníkový vodič ohnutý do pravého úhlu. Právě mezní stav porušování této komponenty byl předmětem výzkumu kolegy Kalivody v jeho práci [2]. [4]



Obr. 2.5: Připojení rozvaděče [3]

### 2.1.4 PŘÍMÝ DÍL PŘÍPOJNICE

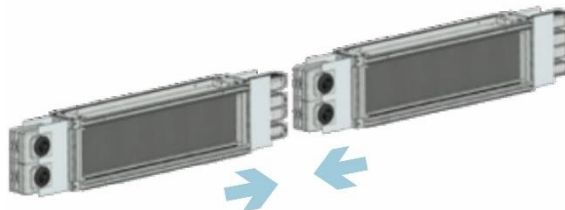
Přímé díly se dodávají ve standardních nebo volitelných délkách od *0,5 m* do *3 m* (po *1 cm*). Pro propojení přímých dílů jsou všechny díly vybaveny hákem (koncovka „hook“) a svorníkem (koncovka „bolt“). Jejich sestavení je jednoduché a spoj při použití trhací matice je dotažen požadovaným momentem. Montáž je rychlá a bezproblémová. Svorníkový blok se dotahuje běžným montážním klíčem. Pokud se dotahováním dosáhne předepsaného momentu, utrhne se horní část dotahované matice. Jakmile je matice dotažena (a utržena), je možné nasadit všechna krycí víka. Pokud není horní část matice utržena, nelze boční víko namontovat. [4]



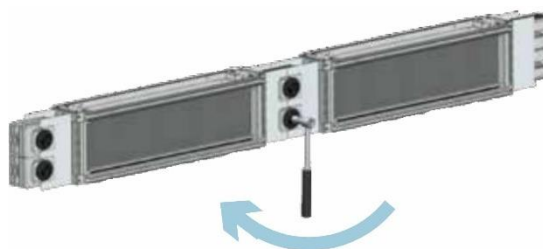
Obr. 2.6: Přímý díl [4]

### PROPOJENÍ JEDNOTLIVÝCH SEGMENTŮ

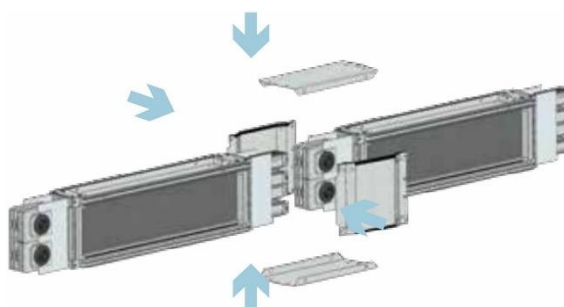
- 1) Spojované díly se vzájemně srovnají a zasunou se svorníky do háků.



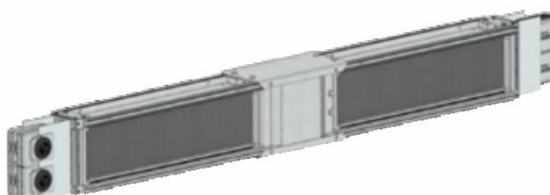
- 2) Ručním klíčem se matice dotahuje, až se předepsaným momentem utrhne. Takto je zajištěno dotažení momentem  $40 Nm$ .



- 3) Nasadí se horní, spodní a dvě boční víka, která se pevně upevní šrouby.



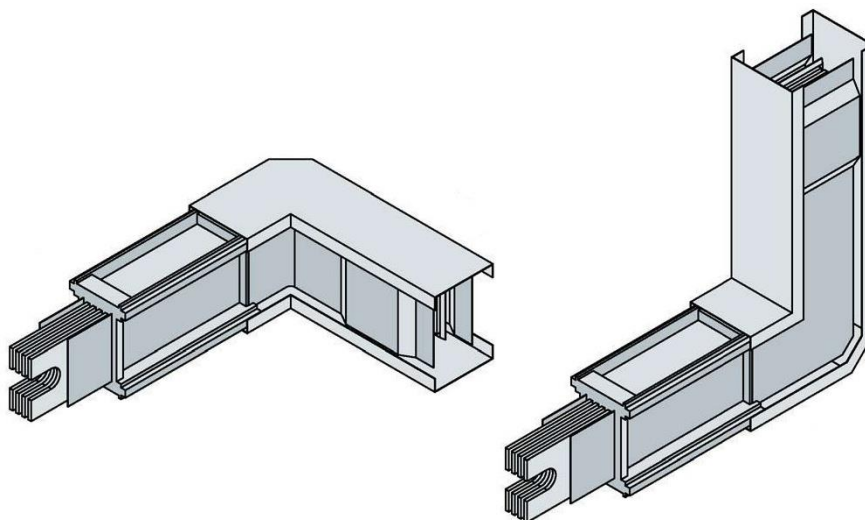
- 4) Hotový spoj s hákem, svorníkem a s krycími víky. Stupeň krytí je  $IP55$ .



#### 2.1.5 DÍL PRO ZMĚNU SMĚRU

Přímé díly a díly pro změnu směru jsou schopny vytvořit i nejsložitější trasu pro přenos energie od transformátoru k rozvaděči. Díky své sendvičové konstrukci je systém  $LI$  schopen přenášet velké množství energie s minimálním úbytkem napětí. K dispozici jsou vertikální i horizontální kolena, pomocí nichž lze sestavit trasy i v budovách stavebně složitých. K dispozici je široký sortiment dílů připravených na přání zákazníka, jako jsou

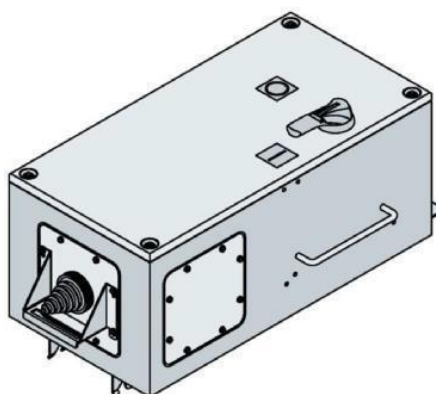
nestandardní svislá i vodorovná kolena, která umožní přizpůsobit trasu složitým tvarům budovy. [4]



Obr. 2.7: Díl pro změnu směru [4]

### 2.1.6 ODBOČNÁ SKŘÍŇ

Modulární odbočné skříně přípojnicového systému jsou velmi flexibilní a částečně nahrazují potřebu instalovat další rozvaděče. Lze je nasadit téměř na libovolné odbočné místo na trase přípojnic a umožní napájet spotřebič v jeho těsné blízkosti. Výměna odbočné skříně je rychlá, tj. bez ztrátových časů. Odbočné skříně lze nasadit na obou stranách trasy u přímých dílů. Výsledkem je decentralizovaná a přehledná rozvodná větev napájecího systému. Odbočné skříně jsou dostupné od proudové hodnoty 50 A do 1250 A. Mohou být vyzbrojeny pojistkovými odpínači, pojistkovými vypínači, pojistkovými patičkami<sup>4</sup> nebo jističi. Odbočné skříně s pojistkovými odpínači jsou k dispozici do 630 A, s jističem do 1250 A. Pro každou konfiguraci vodičů je k dispozici vhodná odbočná skříně. Pro systém LI je u všech skříní garantováno krytí IP55, nezávisle na tom, v jaké poloze je skříně nasazena. [4]

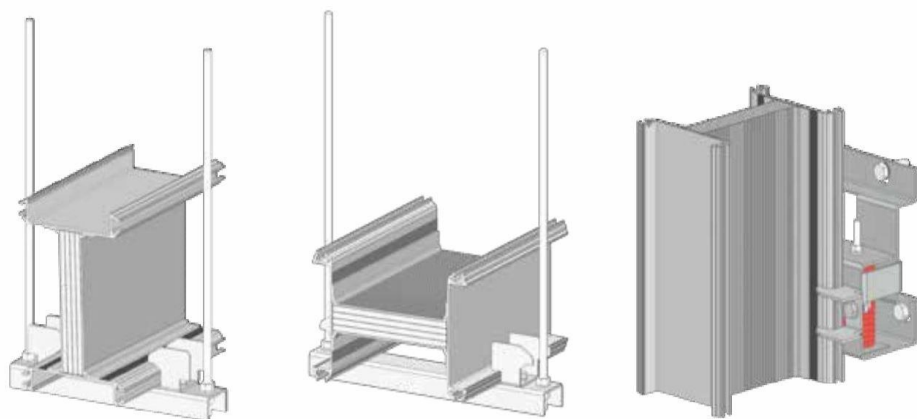


Obr. 2.8: Odbočná skříně [4]

<sup>4</sup> Provedení s pojistkami NH není možné nasunout do trasy pod napětím.

### 2.1.7 MONTÁŽNÍ PŘÍSLUŠENSTVÍ

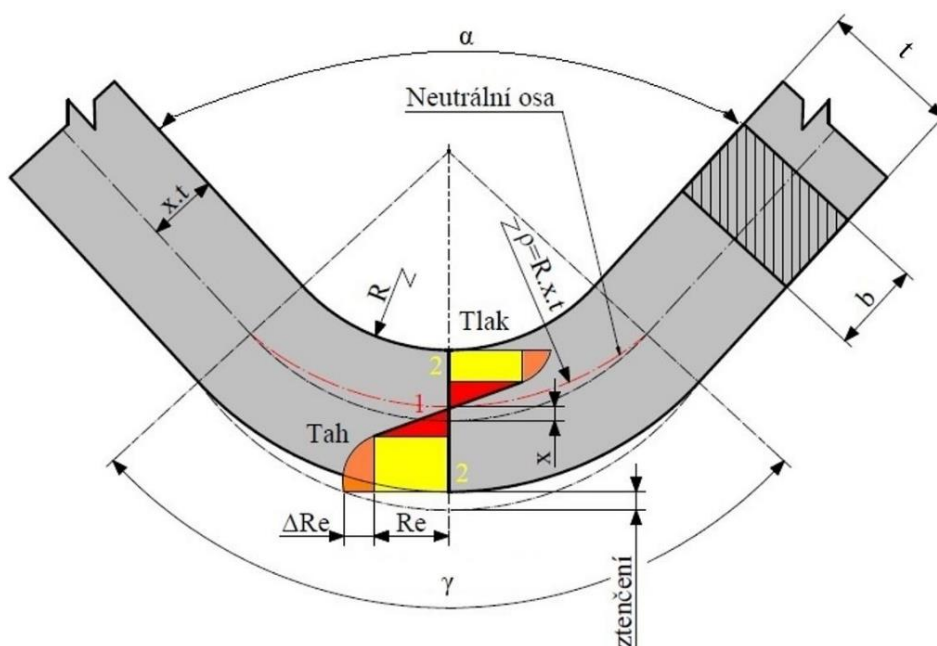
Široká nabídka upevňovacích prvků umožňuje instalovat přípojnice *LI* snadno na stěnu nebo strop, tak jak to vyžaduje projekt. Pro horizontální trasy na hraně nebo naplocho má systém k dispozici např. U-profilů v pěti velikostech nebo dva typy upevňovacích třmenů. Tyto dvě kombinace upevňovacích prvků umožní optimální uchycení trasy. Pro upevnění vertikálních tras jsou zapotřebí speciální nosníky s pružinou. Trasy se montují na stěny svislých šachet. Pružina u nosníku je dimenzována tak, že udrží váhu přípojnice do výšky 3,9 m. [4]



Obr. 2.9: Montážní příslušenství [4]

## 2.2 TECHNOLOGIE TVÁŘENÍ – OHÝBÁNÍ

Ohýbání je proces trvalého deformování materiálu, při němž se díky vzniklým napětím od působící síly tvářený díl buď ohýbá, nebo rovná. Je to jedna z nejpoužívanějších technologických operací ve strojírenské výrobě. Požadovaná součást se získá z plechů, drátů, tyčí, trubek nebo jiných polotovarů jedním, nebo i několika ohyby. Ohýbání se provádí většinou za studena, ale v případě materiálů tvrdých, křehkých apod., se ohýbá za tepla. Jelikož při ohýbání nedochází k výrazné změně průřezu, řadíme tuto operaci do kategorie plošného tváření. Při ohýbání dochází k pružně plastické deformaci materiálu. Na velikosti deformace a napětí při ohýbání materiálu může mít vliv: kvalita materiálu, jeho tloušťka v místě ohybu, orientace ohybu vzhledem ke směru válcování, poloměr ohybu, velikost ohybových momentů aj. [2], [5], [6]



Obr. 2.10: Schéma ohýbání [6], [7]

- 1..... oblast pružné deformace
- 2..... oblast plastické deformace se zpevněním  $\Delta Re$
- $x$ ..... velikost posunutí neutrální osy (plochy) průřezu
- $R$ ..... poloměr ohybu
- $\rho$ ..... poloměr neutrální osy (plochy)
- $\alpha$ ..... úhel ohybu
- $\gamma$ ..... úhel ohnutého úseku ( $\gamma = 180^\circ - \alpha$ )
- $t$ ..... tloušťka materiálu
- $b$ ..... šířka materiálu

Dále je rozlišováno ohýbání úzkých polotovarů ( $b < 3t$ ) a širokých polotovarů ( $b > 3t$ ). Při ohýbání úzkých polotovarů jsou deformace příčných průřezů výraznější než při ohýbání širokých polotovarů. Zařízení používaná k ohýbání jsou různá a používají se v závislosti na způsobu ohýbání, velikosti a množství ohýbaných součástí. [2], [5]

### 2.2.1 NAPĚTÍ PŘI OHYBU

Pro dosažení trvalého ohybu je nutné vyvolání plastické deformace ohybovým napětím nad mezi kluzu  $R_e$ , ale zároveň nesmí být dosaženo určité velikosti plastické deformace, jinak by došlo k porušení soudržnosti tvářeného materiálu. Při ohýbání jsou na krajních vláknách materiálu napětí opačného smyslu (viz *obr. 2.10*). Na vnitřní straně ohybu vzniká tlakové napětí a na vnější straně tahové. [2], [6]

Na *obr. 2.10* je dále vidět, že v místě, kde se mění tahové napětí na tlakové, je vrstva bez napětí, a tedy i bez deformace. Tato vrstva se označuje jako neutrální plocha. Pro vysvětlení průběhu napětí po průřezu při ohybu bude uvažováno prizmatické prutové těleso z ideálně pružně-plastického materiálu. Při prostém ohybu vzniká jednoosá napjatost, takže jediné nenulové napětí je normálové napětí. Toto napětí má po průřezu lineární průběh a jeho maximum, respektive minimum leží na vnitřní, resp. vnější straně ohybu. [2]

Průběhy napětí lze rozdělit dle velikosti působícího ohybového momentu do několika stavů: [8]

- a) Prutové těleso je zatíženo ohybovým momentem, který generuje napětí menší než mez kluzu. V tomto případě jsou v materiálu pouze elastické deformace. Závislost mezi napětím a přetvořením je lineární. Rozložení napětí je znázorněno na *obr. 2.11 a*). Napětí v libovolném místě průřezu ve vzdálenosti  $a$  od neutrální osy lze spočítat ze vztahu:

$$\sigma_1 = E \cdot \varepsilon_1 = E \cdot \frac{a}{\rho} \quad (2.1)$$

kde  $\rho$  je poloměr neutrální osy a  $E$  modul pružnosti v tahu. Z uvedené rovnice lze při dosažení  $a = \frac{h}{2}$  určit extrémní hodnotu napětí. Závislost mezi maximálním napětím a působícím ohybovým momentem je popsána vztahem:

$$\sigma_{max} = \frac{M_o}{W_o} \quad (2.2)$$

kde  $M_o$  je působící ohybový moment a  $W_o$  modul průřezu v ohybu (konkrétně pro obdélníkový průřez  $W_o = \frac{bh^2}{6}$ ).

- b) Prutové těleso je zatíženo ohybovým momentem, který generuje napětí odpovídající mezi kluzu. Průběh napětí je vyjádřen na *obr. 2.11 b*). Vyjádřením momentu z rovnice 2.2 a dosazením modulu průřezu získáme vztah:

$$M_{el} = \sigma_k \cdot \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (2.3)$$

kde  $M_{el}$  je moment generující napětí na mezi kluzu a  $\sigma_k$  je napětí odpovídající mezi kluzu.

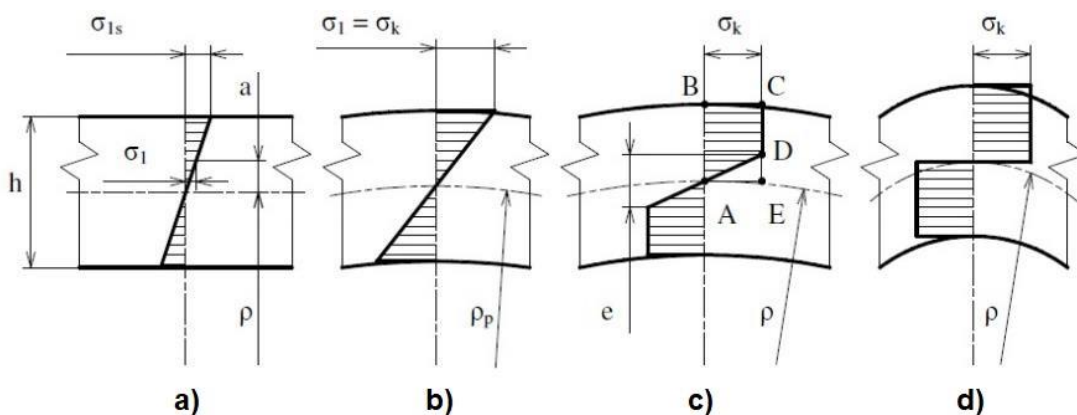
- c) Při dalším zvětšování ohybového momentu dochází již ke tvorbě plastických deformací ve vrstvách blíže ke středu, přičemž okolí kolem neutrální plochy je stále v elastickém stavu (viz obr. 2.11 c)). Velikost ohybového momentu odpovídajícího dané tloušťce elastické vrstvy lze určit ze vztahu:

$$M_{elp} = \sigma_k \cdot \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{1}{2} \left[ 3 - \left( \frac{h_1}{h} \right)^2 \right] \quad (2.4)$$

kde  $M_{elp}$  je moment generující elastoplastické napětí a  $h_1$  polovina výšky elastického jádra ( $h_1 = \frac{e}{2}$ )

- d) Stav, jenž nastane při zvětšování ohybového momentu do okamžiku, kdy zplastizuje celé jádro ( $e = 0$ ), nazýváme u ideálně pružně plastického materiálu plastický kloub. Průběh napětí je na obr. 2.11 d). Velikost momentu odpovídající tomuto stavu získáme dosazením nulové tloušťky elastického jádra do rovnice (2.4):

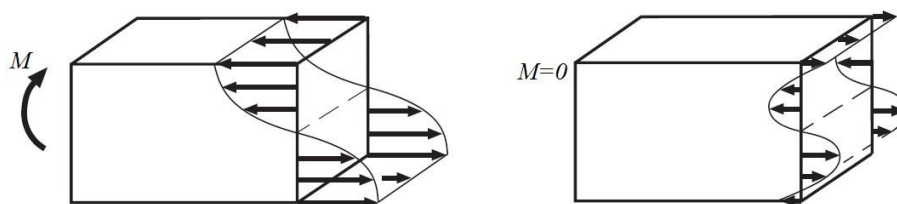
$$M_{elp} = \sigma_k \cdot \frac{b \cdot h^2}{4} \quad (2.5)$$



Obr. 2.11: Napětí po průřezu při prostém ohybu [9]

### 2.2.2 ZBYTKOVÉ NAPĚTÍ

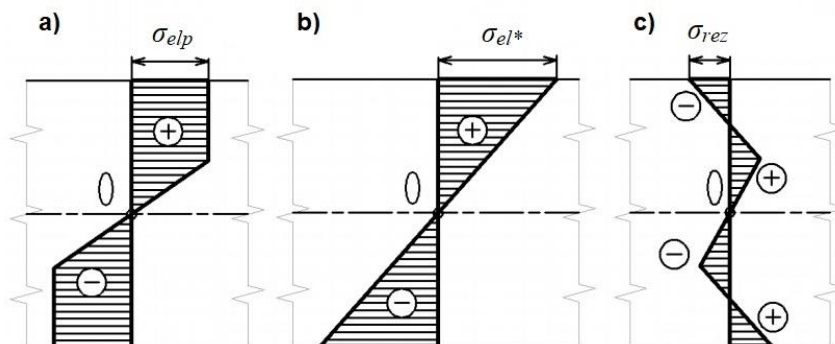
V předchozí části byl popsán průběh napětí po průřezu v okamžiku zatížení ohybovým momentem. Nyní se budeme zabývat změnou napětí po následném odlehčení čili stavem, kdy vnější ohybový moment  $M = 0$ . [2]



Obr. 2.12: Napětí při zatížení a po odlehčení [10]

Je obecně známo, že odlehčování probíhá elasticky, z čehož plyne, že při odlehčování částečně zplastizovaného průřezu se vlákna v elastické části vrací do své původní konfigurace, a naopak vlákna v plastické části zůstávají deformovaná. Pokud by se daný materiál choval plně elasticky, průběh napětí bude lineární (viz obr. 2.13 b)). Takové napětí je nazýváno jako fiktivní elastické napětí a značí se  $\sigma_{el*}$ . Zbytkové (reziduální) napětí  $\sigma_{rez}$  (viz obr. 2.13 c)) pak lze snadno získat odečtením právě fiktivního elastického napětí  $\sigma_{el*}$  od skutečného napětí  $\sigma_{elp}$  (viz obr. 2.13 a)) při maximálním zatížení podle vztahu: [11]

$$\sigma_{rez} = \sigma_{elp} - \sigma_{el*} \quad (2.6)$$



Obr. 2.13: Zbytkové napětí [12]

### 2.2.3 NEUTRÁLNÍ PLOCHA

Neutrální plocha prochází v nezátíženém stavu přesně geometrickým středem průřezu a při ohýbání (zatěžování) se posouvá k vnitřní straně ohybu. U velkých poloměrů ohybu ( $R_0 \geq 12t$ ) se poloměr neutrální plochy  $\rho$  vypočte ze vztahu: [6]

$$\rho = R_0 + \frac{t}{2} \quad (2.7)$$

U menších poloměrů ohybu ( $R_0 < 6t$ ) se vlivem napětí a deformace průřezu neutrální plocha posouvá směrem ke tlačným vláknům a její poloměr je dán vztahem: [6]

$$\rho = \left(R_0 + \frac{t}{2}\right) \cdot z_z \cdot z_r \quad (2.8)$$

kde součinitel ztenčení  $z_z = \frac{t_1}{t}$  a součinitel rozšíření  $z_r = \frac{b_1}{b}$ . Dále při ohýbání širokých pásnic ( $b > 3t$ ) se poloměr neutrální plochy vypočte pomocí součinitele posunutí neutrální plochy  $x$ , ze vztahu: [6]

$$\rho = R_0 + x \cdot t \quad (2.9)$$

### 2.2.4 DÉLKA POLOTOVARU

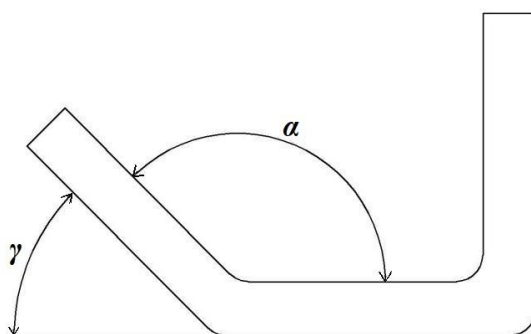
Délka polotovarů ohýbaného dílu se vypočítá jako součet délek přímých úseků a délek oblouků neutrální vrstvy v místě ohybu následovně: [6]

$$l = \rho \cdot \frac{\pi \cdot \gamma}{180} = (R_0 + x \cdot t) \cdot \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \quad (2.10)$$

kde  $l$  je délka oblouku neutrální plochy a  $\gamma$  je úhel ohnutého úseku, jež lze snadno spočítat jako:

$$\gamma = 180 - \alpha \quad (2.11)$$

kde  $\alpha$  je úhel svíraný oběma rameny. [6]



Obr. 2.14: Úhly při ohybu [13]

Výsledná délka rozvinutého polotovaru se spočte následovně:

$$l_c = l + a = \sum_1^n l_n + \sum_1^m a_m \quad (2.12)$$

kde  $l$  je součet délek oblouků a  $a$  je součet délek přímých úseků. [6]

### 2.2.5 POLOMĚR OHYBU

Při ohýbání plechu menším poloměrem ohybu, než je minimální hodnota dojde v krajních vláknech na vnější straně součásti k porušení materiálu. Velikost tohoto poloměru závisí především na plastičnosti a anizotropii materiálu, způsobu ohýbání, tloušťce plechu a kvalitě povrchu. Z hlediska bezpečnosti se obvykle v technické praxi volí poloměry o 20 % větší. Minimální poloměr ohybu lze spočítat dle ČSN 22 7340 nebo při zanedbání posunutí neutrální plochy pomocí odvození z rovnice: [6], [13], [14]

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{R_2 \alpha - \rho \cdot \alpha}{\rho \cdot \alpha} = \frac{(R_0 + t) \alpha - \left(R_0 + \frac{t}{2}\right) \alpha}{\left(R_0 + \frac{t}{2}\right) \alpha} = \frac{\frac{t}{2}}{R_0 + \frac{t}{2}} = \frac{t}{2R_0 + t} \quad (2.13)$$

kde  $R_2$  je vnější poloměr ohybu. Vyjádřením poloměru  $R_0$  potom lze získat: [14]

$$R_0 = \frac{t}{2} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \quad (2.14)$$

a po dosažení tažnosti materiálu za přetvoření lze získat minimální přípustnou hodnotu poloměru: [14]

$$R_{0min} = \frac{t}{2} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon_{max}} - 1 \right) \quad (2.15)$$

Naopak maximální poloměr ohybu  $R_{0max}$  je největší poloměr, při kterém ještě dochází ke vzniku trvalé deformace krajních vláken na vnější straně. Ze znalosti Hookova zákona lze odvodit vztah: [14]

$$\varepsilon_{min} = \frac{\sigma_k}{E} = \frac{t}{2 \cdot R_{0max} + t} \quad (2.16)$$

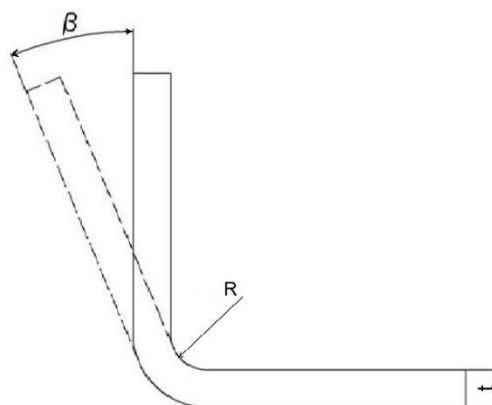
a po vyjádření  $R_{0max}$  tak získat maximální poloměr ohybu: [14]

$$R_{0max} = \frac{t}{2} \cdot \left( \frac{E}{\sigma_k} - 1 \right) \quad (2.17)$$

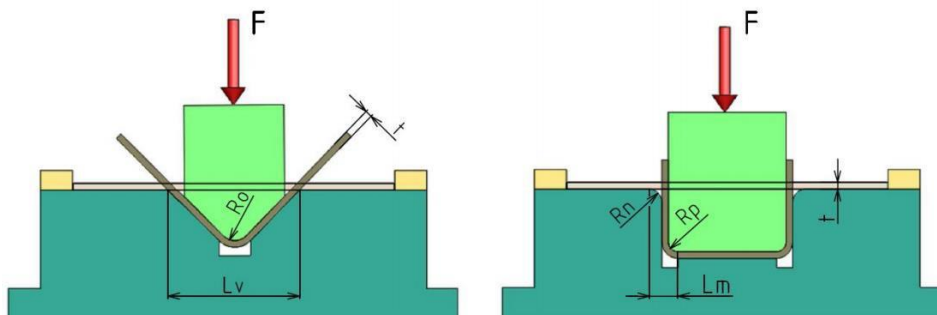
kde  $E$  je modul pružnosti v tahu a  $\sigma_k$  mez kluzu materiálu.

### 2.2.6 ÚHEL ODPRUŽENÍ

Při procesu plošného tváření ohýbáním z podstaty vždy vzniká pružně plastická deformace, z čehož plyne, že pokud přestane na těleso působit zatěžující síla vyvolávající tuto deformaci, potom musí zaniknout i elastická složka deformace. To znamená, že ohýbaný díl má tendenci odpružit se zpět o určitý úhel. Aby tedy bylo dosaženo správného úhlu ohybu, je nutné uvažovat právě tento úhel odpružení a tvářené těleso patřičně zatížit. [5]



Obr. 2.15: Odpružení [5]



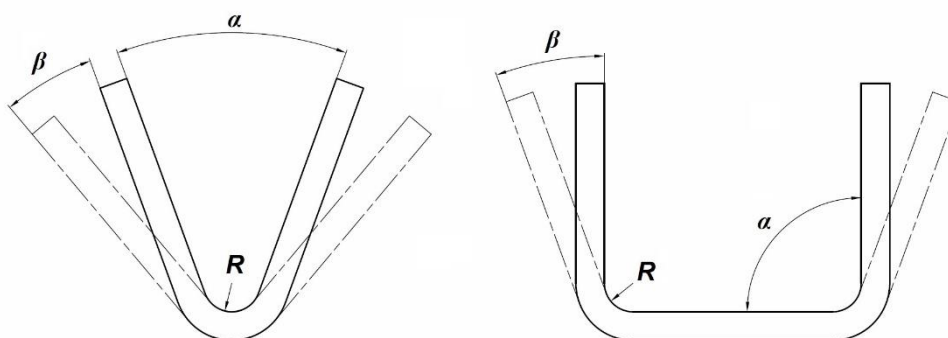
Obr. 2.16: Ohýbací nástroje (ohýbání do tvaru V a U) [15]

Velikost úhlu odpružení  $\beta$  je možno získat s využitím technologických diagramů sestavených na základě praktických zkoušek anebo pro normované typy ohybů pomocí následujících rovnic [6]:

$$\text{ohyb do tvaru V:} \quad \tan(\beta) = 0,375 \cdot \frac{L_v}{x \cdot t} \cdot \frac{\sigma_k}{E} \quad (2.18a)$$

$$\text{ohyb do tvaru U:} \quad \tan(\beta) = 0,750 \cdot \frac{L_u}{x \cdot t} \cdot \frac{\sigma_k}{E} \quad (2.18b)$$

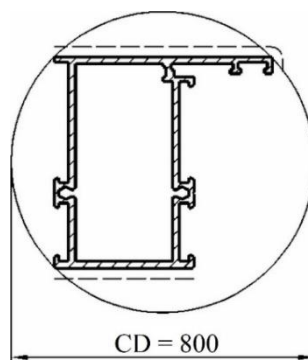
kde  $L_v$  je vzdálenost mezi opěrami ohybnice,  $L_m$  je rameno ohybu (viz obr. 2.16) a  $x$  je součinitel určující polohu neutrální plochy. [6]



Obr. 2.17: Odpružení normovaných typů ohybu [5]

## 2.3 NORMA DIN EN 755-9

Tato evropská norma specifikuje délkové a geometrické tolerance pro hliníkové součásti a součásti z hliníkových slitin, jejichž opsaná kružnice příčné průřezu v nejširším místě průřezu není větší než 800 mm. Norma je určena pro obecné inženýrské aplikace. Není-li stanoveno jinak (např. ve smlouvě mezi zákazníkem a dodavatelem, nebo ve výkresové dokumentaci) řídí se veškeré tolerance touto normou. [16]



Obr. 2.18: Maximální velikost příčného průřezu [16]

### 2.3.1 SKUPINY SLITIN

Pro účel této normy, jsou hliníkové slitiny rozděleny do dvou skupin na základě stupně náročnosti zpracování materiálu při výrobě součástí. V tab. 2.1 jsou přehledně seřazeny obecně nejpoužívanější<sup>5</sup> hliníkové slitiny. Předmětem studia této práce (materiál, ze kterého jsou vyrobeny vodiče přípojnicového systému) je materiál EN AW-6101B, který náleží do Skupiny I, a proto v následujících odstavcích budou uváděny informace pouze pro tuto skupinu slitin. [16]

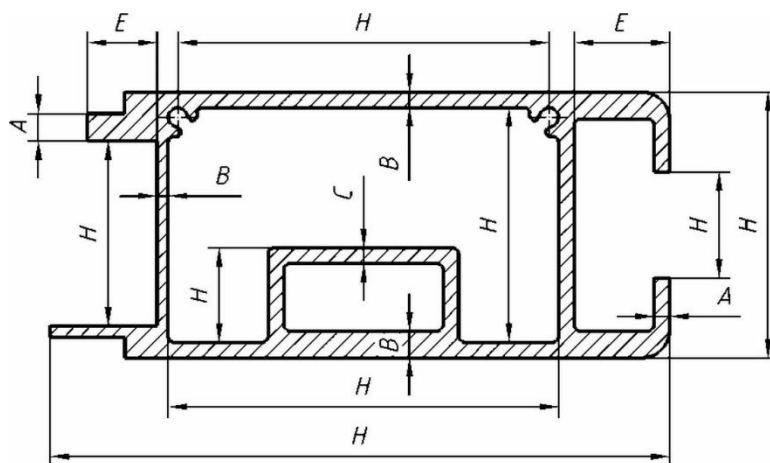
Tab. 2.1: Skupiny hliníkových slitin [16]

<b>Skupina I</b>	EN AW-1050A, EN AW-1070A, EN AW-1200, EN AW-1350 EN AW-3102, EN AW-3003, EN AW-3103 EN AW-5005, EN AW-5005A EN AW-6101A, <b>EN AW-6101B</b> , EN AW-6005, EN AW-6005A, EN AW-6106, EN AW-6008, EN AW-6010A, EN AW-6023, EN AW-6060, EN AW-6360, EN AW-6063, EN AW-6063A, EN AW-6463
<b>Skupina II</b>	EN AW-2007, EN AW-2011, EN AW-2011A, EN AW-2014, EN AW-2014A, EN AW-2017A, EN AW-2024, EN AW-2030 EN AW-5019, EN AW-5049, EN AW-5051A, EN AW-5251, EN AW-5052, EN AW-5154A, EN AW-5454, EN AW-5754, EN AW-5083, EN AW-5086 EN AW-6012, EN AW-6014, EN AW-6018, EN AW-6351, EN AW-6061, EN AW-6261, EN AW-6262, EN AW-6262A, EN AW-6065, EN AW-6081, EN AW-6082, EN AW-6182 EN AW-7003, EN AW-7005, EN AW-7108, EN AW-7108A, EN AW-7020, EN AW-7021, EN AW-7022, EN AW-7049A, EN AW-7075

<sup>5</sup> Zařazení do skupin jiné slitiny, než je uvedena v tab. 2.1, závisí na domluvě mezi zákazníkem a dodavatelem.

### 2.3.2 DÉLKOVÉ TOLERANCE PŘÍČNÉHO PRŮŘEZU

Různé délkové tolerance příčného průřezu znázorněné níže (obr. 2.19) jsou vždy specifikovány v příslušné tabulce (tab. 2.2). Tučně jsou potom zvýrazněny ty rozměry, které se přímo týkají zadání této práce. [16]



Obr. 2.19: Definice různých typů rozměrů [16]

- A..... tloušťka stěny vyjma stěn dutin a dutých profilů
- B..... tloušťka stěny uzavírajících dutiny vyjma stěn oddělující dvě samostatné dutiny
- C..... tloušťka stěny mezi dvěma samostatnými dutinami
- E..... délka kratší části profilu s otevřenými konci
- H..... všechny ostatní rozměry příčného průřezu profilu

Tab. 2.2: Tolerance rozměru  $H$  [16]

Rozměr $H$ [mm]		Tolerance rozměru $H$ [mm] v závislosti na $CD^6$				
Od	Do	$CD \leq 100$	$100 < CD \leq 200$	$200 < CD \leq 300$	$300 < CD \leq 500$	$500 < CD \leq 800$
0	10	$\pm 0,25$	$\pm 0,30$	$\pm 0,35$	$\pm 0,40$	$\pm 0,50$
10	25	$\pm 0,30$	$\pm 0,40$	$\pm 0,50$	$\pm 0,60$	$\pm 0,70$
25	50	$\pm 0,50$	$\pm 0,60$	$\pm 0,80$	$\pm 0,90$	$\pm 1,0$
50	100	<b><math>\pm 0,70</math></b>	$\pm 0,90$	$\pm 1,1$	$\pm 1,3$	$\pm 1,5$
100	150	-	<b><math>\pm 1,1</math></b>	$\pm 1,3$	$\pm 1,5$	$\pm 1,7$
150	200	-	<b><math>\pm 1,3</math></b>	$\pm 1,5$	$\pm 1,8$	$\pm 2,0$
200	300	-	-	<b><math>\pm 1,7</math></b>	$\pm 2,1$	$\pm 2,4$
300	450	-	-	-	$\pm 2,8$	$\pm 3,0$
450	600	-	-	-	$\pm 3,8$	$\pm 4,2$
600	800	-	-	-	-	$\pm 5,0$

<sup>6</sup> Průměr opsané kružnice příčného průřezu profilu v nejšířším místě průřezu.

Výsledná tolerance rozměru  $H$  je dána součtem nominální hodnoty uvedené v *tab. 2.2* a hodnoty tolerance rozměru  $E$ , jež je uvedena v následující tabulce (*tab. 2.3*). [16]

*Tab. 2.3: Tolerance rozměru  $E$  [16]*

Rozměr $E$ [mm]		Tolerance rozměru $E$ [mm] <sup>7</sup>
Od	Do	
0	20	-
20	30	±0,15
30	40	±0,25
40	60	±0,40
60	80	±0,50
80	100	±0,60
100	125	±0,80
125	150	±1,0
150	180	±1,2
180	210	±1,4
215	250	±1,6
250	-	±1,8

Pro úplnost jsou v následujících tabulkách uvedeny i tolerance tloušťek stěn podle rozřazení na *obr. 2.19*.

*Tab. 2.4: Tolerance tloušťky stěny  $CD \leq 300$*

Nominální tloušťka stěny $A, B, C$ [mm]		Tolerance tloušťky stěny $A, B, C$ [mm]					
		Tolerance tloušťky $A$ v závislosti na $CD$		Tolerance tloušťky $B$ v závislosti na $CD$		Tolerance tloušťky $C$ v závislosti na $CD$	
Od	Do	$CD \leq 100$	$100 < CD \leq 300$	$CD \leq 100$	$100 < CD \leq 300$	$CD \leq 100$	$100 < CD \leq 300$
0	1,5	±0,15	±0,20	±0,20	±0,30	±0,25	±0,35
1,5	3	±0,15	±0,25	±0,25	±0,40	±0,30	±0,50
3	6	±0,20	±0,30	±0,40	±0,60	±0,50	±0,75
6	10	<b>±0,25</b>	<b>±0,35</b>	±0,60	±0,80	±0,75	±1,0
10	15	±0,30	±0,40	±0,80	±1,0	±1,0	±1,2
15	20	±0,35	±0,45	±1,2	±1,5	±1,5	±1,9
20	30	±0,40	±0,50	±1,5	±1,8	±1,9	±2,2
30	40	±0,45	±0,60	-	±2,0	-	±2,5
40	50	-	±0,70	-	-	-	-

<sup>7</sup> Tato hodnota musí být vždy přičtena k toleranci  $H$  v *tab. 2.2*. [16]

Tab. 2.5: Tolerance tloušťky stěny  $CD > 300$ 

Nominální tloušťka stěny A, B, C [mm]		Tolerance tloušťky stěny A, B, C [mm]					
		Tolerance tloušťky A v závislosti na CD		Tolerance tloušťky B v závislosti na CD		Tolerance tloušťky C v závislosti na CD	
Od	Do	$300 < CD \leq 500$	$500 < CD$	$300 < CD \leq 500$	$500 < CD$	$300 < CD \leq 500$	$500 < CD$
0	1,5	$\pm 0,25$	-	-	-	-	-
1,5	3	$\pm 0,35$	$\pm 0,40$	$\pm 0,60$	$\pm 0,80$	$\pm 0,75$	$\pm 1,0$
3	6	$\pm 0,40$	$\pm 0,50$	$\pm 0,80$	$\pm 1,0$	$\pm 1,0$	$\pm 1,2$
6	10	$\pm 0,45$	$\pm 0,55$	$\pm 1,0$	$\pm 1,2$	$\pm 1,2$	$\pm 1,5$
10	15	$\pm 0,50$	$\pm 0,60$	$\pm 1,2$	$\pm 1,5$	$\pm 1,5$	$\pm 1,9$
15	20	$\pm 0,55$	$\pm 0,65$	$\pm 1,7$	$\pm 2,0$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$
20	30	$\pm 0,60$	$\pm 0,75$	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$	$\pm 2,5$	$\pm 3,0$
30	40	$\pm 0,75$	$\pm 0,80$	$\pm 2,2$	$\pm 2,7$	$\pm 2,7$	$\pm 3,3$
40	50	$\pm 0,80$	$\pm 0,90$	-	-	-	-

### 2.3.3 DÉLKOVÉ TOLERANCE SOUČÁSTI

Pokud nejsou délkové tolerance dané úmluvou mezi dodavatelem a zákazníkem, řídí se dle následující tabulky:

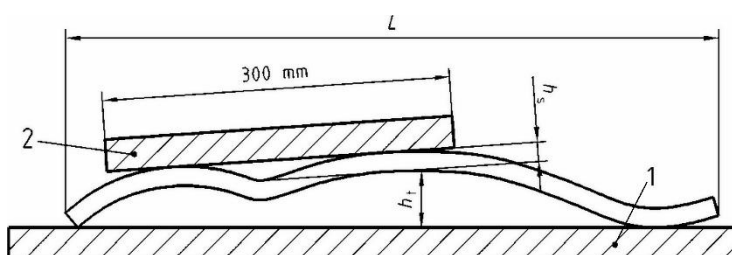
Tab. 2.6: Délkové tolerance součástí [16]

CD [mm]		Tolerance délky L [mm]				
Od	Do	$L \leq 2000$	$2000 < L \leq 5000$	$5000 < L \leq 10000$	$10000 < L \leq 15000$	$15000 < L \leq 25000$
0	100	$\pm 0,25$	<b><math>\pm 0,30</math></b>	$\pm 0,35$	$\pm 0,40$	$\pm 0,50$
100	200	$\pm 0,30$	<b><math>\pm 0,40</math></b>	$\pm 0,50$	$\pm 0,60$	$\pm 0,70$
200	450	$\pm 0,50$	<b><math>\pm 0,60</math></b>	$\pm 0,80$	$\pm 0,90$	$\pm 1,0$
450	800	$\pm 0,70$	$\pm 0,90$	$\pm 1,1$	$\pm 1,3$	$\pm 1,5$

### 2.3.4 GEOMETRICKÉ TOLERANCE

#### ROVINATOST

Odchyly rovinatosti  $h_s$  a  $h_t$ , jsou měřeny způsobem znázorněném na obr. 2.20, kdy měřený profil je horizontálně položen na rovinu podložku (1). Na samotný profil je umístěn kalibr (2) tak, aby hmotnost kalibru snižovala odchytku.

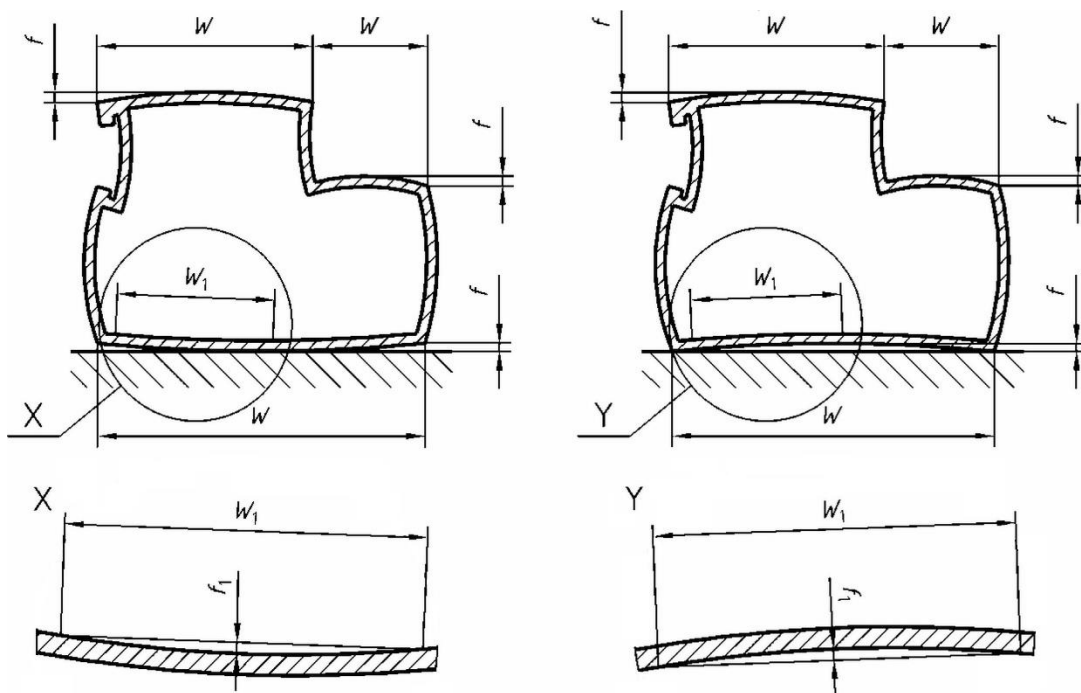


Obr. 2.20: Rovinatost [16]

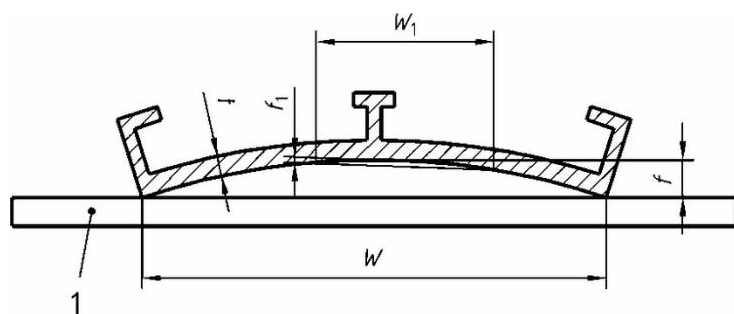
Lokální odchylka  $h_t$  nesmí překročit maximální hodnotu  $1,5 \text{ mm/m} \times L$ , kde  $L$  je délka profilu v metrech. Druhá měřená lokální odchylka  $h_s$  potom nesmí přesáhnout maximální hodnotu  $0,6 \text{ mm}/300 \text{ mm}$  délky. [16]

### KONVEXNOST/KONKÁVNOST

Konvexnost, resp. konkávnost je měřena způsobem znázorněním na *obr. 2.21* a *obr. 2.22*. Pro slitiny Skupiny I jsou maximální odchylky<sup>8</sup> znázorněny v *tab. 2.7*. Pro slitiny Skupiny II je nutno tyto hodnoty násobit konstantou 1,4. [16]



Obr. 2.21: Konvexnost/konkávnost dutých profilů [16]



1.....rovinná plocha  
 $t$ .....tloušťka stěny  
 $W$ .....šířka  
 $f$ .....odchylka  
 $W_1$ .....100 mm  
 $f_1$ .....odchylka na 100 mm

Obr. 2.22: Konvexnost/konkávnost plných profilů [16]

<sup>8</sup> V případě, že šířka dutého, nebo plného profilu přesahuje 150 mm, lokální odchylka  $f_1$  nesmí přesáhnout 0,7 mm na každých 100 mm šířky  $W_1$  (viz *obr. 2.21* a *obr. 2.22*).

Tab. 2.7: Konvexnost, konkávnost [16]

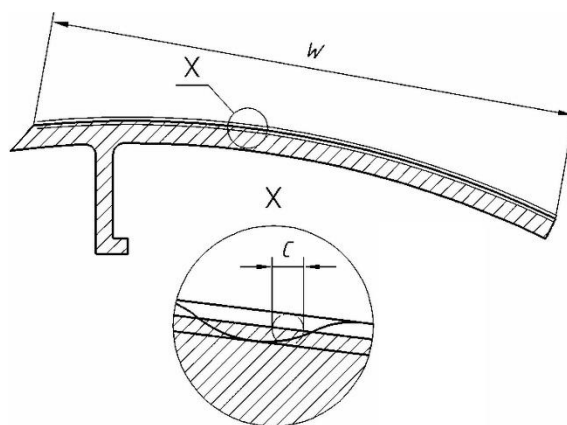
Šířka $W$ [mm]		Odchylka $f$ [mm]		
		Duté profily		Plné profily
Od	Do	$t \leq 5$ mm	$t > 5$ mm	
0	30	0,30	0,20	0,20
30	60	0,40	0,30	<b>0,30</b>
60	100	0,60	0,40	<b>0,40</b>
100	150	0,90	0,60	<b>0,60</b>
150	200	1,2	0,80	<b>0,80</b>
200	300	1,8	1,2	<b>1,2</b>
300	400	2,4	1,6	1,6
400	500	3,0	2,0	2,0
500	600	3,6	2,4	2,4
600	800	4,0	3,0	3,0

Tab. 2.8: Tolerance tvaru plochy [16]

Šířka $W$ [mm]		Tolerance $C$ [mm] <sup>9</sup>
Od	Do	
0	30	0,30
30	60	<b>0,50</b>
60	90	<b>0,70</b>
90	120	<b>1,0</b>
120	150	<b>1,2</b>
150	200	<b>1,5</b>
200	250	<b>2,0</b>
250	300	2,5
300	400	3,0
400	500	3,5
500	600	4,0

## TOLERANCE TVARU PLOCHY

Pro profily *Skupiny I* se zakřiveným příčným průřezem, odchylka v jakémkoliv bodě vůči teoreticky přesné křivce definované na výkrese nesmí být větší než hodnota tolerance  $C$ , jež je uvedena v tab. 2.8.



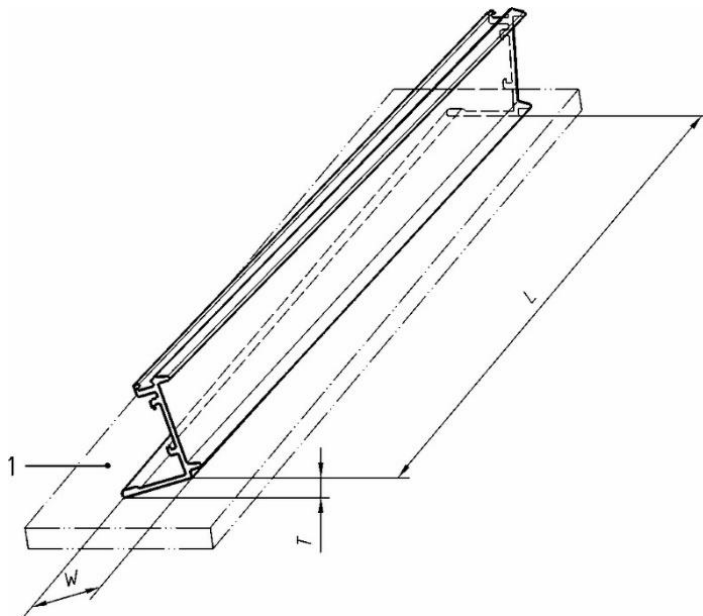
Obr. 2.23: Tolerance tvaru plochy [16]

Vzhledem ke všem bodům na křivce, může být toleranční zóna definována jako prostor mezi dvěma obávkami tečnými ke všem kružnicím o průměru  $C$ , jejichž středy leží na teoreticky přesné křivce definované ve výkresové dokumentaci. Toto je znázorněno na obr. 2.23.

<sup>9</sup> Průměr toleranční kružnice

## ZKROUCENÍ

Odchylka zkroucení  $T$  je měřena způsobem znázorněným na *obr. 2.24*. Profil je volně umístěn na dokonale rovinné podložce. Hodnota odchylky je brána jako maximální vzdálenost mezi spodním povrchem profilu a povrchem podložky. [16]



Obr. 2.24: Zkroucení [16]

Tolerance zkroucení jsou v závislosti na šířce profilu seřazeny v následující tabulce:

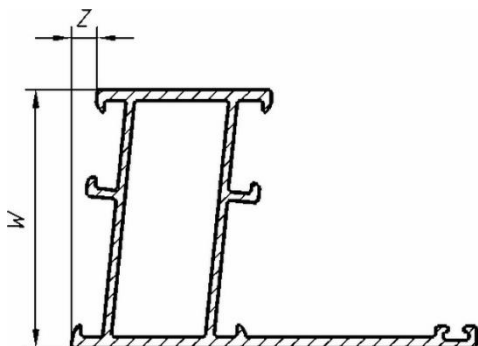
Tab. 2.9: Zkroucení [16]

Šířka $W$ [mm]		Zkroucení $T$ [mm]		
Od	Do	Na 1000 mm délky $L_1$	Vzhledem k celkové délce $L^{10}$	
			$1000 < L \leq 6000$	$L > 6000$
0	30	1,2	2,5	3,0
30	50	1,5	3,0	4,0
50	100	<b>2,0</b>	<b>3,5</b>	5,0
100	200	<b>2,5</b>	<b>5,0</b>	7,0
200	300	<b>2,5</b>	<b>6,0</b>	8,0
300	450	3,0	8,0	$1,5 \times L$
450	600	3,5	9,5	
600	800	4,5	10	

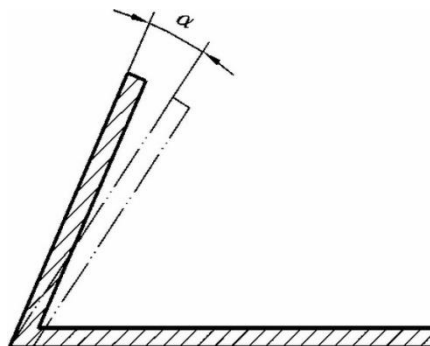
<sup>10</sup> Celková délka profilu  $L$  v [m].

## SKLON

Odchylka sklonu pravoúhlých stěn  $Z$  je měřena způsobem znázorněným na *obr. 2.25* a úhlová odchylka  $\alpha$  nepravoúhlých stěn je zobrazena na *obr. 2.26*. Maximální úhlová odchylka  $\alpha$  je fixně stanovena na  $\pm 1^\circ$  nezávisle na geometrii.



Obr. 2.25: Odchylka sklonu [16]



Obr. 2.26: Úhlová odchylka sklonu [16]

Tab. 2.10: Odchylka sklonu [16]

V případě různých délek stěn se za hodnotu proměnné  $W$  dosazuje kratší z obou rozměrů. Jednotlivé hodnoty odchylek sklonu jsou v závislosti na délce stěny přehledně seřazeny v následující tabulce vpravo: [16]

Délka kratší stěny $W$ [mm]		Odchylka sklonu $Z$ [mm]
Od	Do	
0	30	0,40
30	50	0,70
50	80	1,0
80	120	1,4
120	180	2,0
180	240	2,6
240	300	3,1
300	400	3,5

## ROHY, ZKOSENÍ A ZAOBLENÍ

Pokud není uvedeno jinak, ostré rohy a zkosení musí být hladce zaobleny. Maximální povolené zaoblení rohů je znázorněno v *tab. 2.11*. V případě že je na výkrese předepsaný rádius zaoblení, maximální povolené odchylky jsou uvedeny v *tab. 2.12*.

Tab. 2.11: Rádusy A)

Tloušťka stěny $A, B, C$ [mm]	Maximální povolený rádius [mm]	
	Skupina I	Skupina II
$\leq 5$	0,6	0,8
$> 5$	<b>1,0</b>	1,5

Tab. 2.12: Rádusy B)

Specifikovaný rádius [mm]	Maximální povolená odchylka
$\leq 5$	<b><math>\pm 0,5</math> mm</b>
$> 5$	$\pm 10$ %

## 2.4 SALOME-MECA

*SALOME*<sup>11</sup> je open-source platforma sloužící k pre a post-processingu pro numerické simulace. Je založena na otevřené a uživatelsky přizpůsobivé struktuře složené z více sekundárních komponentů. *SALOME* je distribuováno jako open-source software pod licenčními podmínkami *GNU LGPL*<sup>12</sup>, které jsou volně ke stažení z webových stránek [17]. Program je možné používat jako samostatnou aplikaci pro tvorbu CAD modelů, vytváření sítí pro numerické operace nebo čistě pro prohlížení výsledků, stejně jako pro integraci zdrojových kódů aplikací třetích stran, za účelem získání plnohodnotného softwaru „ušitého na míru“ pro specifické použití v různých oblastech analýzy. [1], [18], [17], [19]

*SALOME* slouží především k:

- tvorbě/modifikování/úpravě CAD modelů,
- importu/exportu CAD modelů (formáty *IGES*, *STEP*, *BREP*)
- síťování modelů (vytváření sítí)
- editaci/kontrolu sítí
- importu/exportu sítí (formáty *MED*, *UNV*, *DAT*, *STL*)
- přiřazování fyzikálních vlastností jednotlivým geometrickým tělesům
- provádění výpočtů pomocí externích řešičů
- zobrazování výsledků výpočtů
- organizaci jednotlivých studií
- a další...

Software je napsán v programovacím jazyku *Python*, přičemž dokonce samotné prostředí nabízí přístup ke všem funkcím pomocí příkazové konzole. *SALOME* dále nabízí i jistý vývojářský tutoriál, který – stejně jako samotné prostředí, dokumentaci a mnoho dalšího – lze stáhnout přímo z webových stránek [17]. [1], [18]

### 2.4.1 OPEN-SOURCE SOFTWARE

Výraz open-source software (OSS) lze volně přeložit do češtiny jako program na bázi otevřeného kódu, což znamená nejen legální dostupnost, ale při splnění určitých podmínek také možnost editace zdrojového kódu. Nezaměňovat s *freeware*<sup>13</sup> licenci. Fakt, že programy na bázi otevřeného kódu jsou volně k dispozici, může být obrovská výhoda jak pro malé firmy, tak i pro studenty, protože se zde neplatí žádná licence. Další výhodou tohoto programu je, že každý uživatel si může tento kód otevřít, různě „poupavit“ a přizpůsobit svým potřebám, popřípadě ho může za jistých podmínek dále volně šířit. [1], [20], [21], [22]

Programy na bázi otevřeného kódu jsou obvykle vytvářeny menšími skupinami lidí nebo jednotlivci z výzkumných ústavů, univerzit apod. Ovšem nevýhodou je, že některé

<sup>11</sup> V zadání této práce se vyskytuje slovní formulace *Salome Meca*, která je dle webu [19] používána ve spojení s MKP řešičem *Code\_Aster*. Samotné prostředí jako takové je distribuováno pod názvem *SALOME*. [17]

<sup>12</sup> *Lesser General Public License* – druh licence, který je kompatibilní s licencí GPL (*General Public License*), umožňuje nalinkování LGPL knihovny i do programu, který není distribuován pod GPL. [22]

<sup>13</sup> Druh softwaru, který je zpravidla zdarma pouze k užívání (jeho zdrojový kód není dostupný), ovšem navíc někdy i s určitým omezením jako např. zákaz použití ke komerčním účelům.

programy neobsahují celou sadu nástrojů v jednom balíku, a proto k provedení komplexní analýzy je potřeba jednotlivé dílčí výpočty provádět v různých volně dostupných softwarech. [1], [20], [21]

V dnešní době si uživatel na internetu může vybrat z velkého množství MKP programů, které jsou na bázi otevřeného kódu. Většinou se nejedná o programy, které obsahují vše potřebné pro výpočet, ale jen určité části programu, jako např. vytváření geometrie, sítě konečných prvků, nebo různé matematické řešiče, knihovny apod. V *tab. 2.13* je uveden zestručněný, ucelený přehled některého softwaru na bázi open-source, který vytvořil autor [20]. [1], [20]

*Tab. 2.13: Přehled open-source softwaru využívající MKP [1], [20]*

Název softwaru	Typ	Operační systém	Typ analýzy	Webová adresa
<i>Aladdin</i>	T	<i>Lin</i>	S, D	<a href="http://www.isr.umd.edu/~austin/aladdin.html">www.isr.umd.edu/~austin/aladdin.html</a>
<i>CalculiX</i>	S	<i>Win</i>	S, E, T	<a href="http://www.calculix.de">www.calculix.de</a>
<i>Deal.II</i>	L	<i>Win, Lin</i>	S, T	<a href="http://www.dealii.org">www.dealii.org</a>
<i>Elmer</i>	S	<i>Win, Lin, Mac</i>	S, E, T, CFD	<a href="http://www.csc.fi/english/pages/elmer">www.csc.fi/english/pages/elmer</a>
<i>Felib</i>	L	<i>Win, Lin</i>	S	<a href="http://ccpforge.cse.rl.ac.uk/gf/project/felib">ccpforge.cse.rl.ac.uk/gf/project/felib</a>
<i>FEMM</i>	S	<i>Win, Lin</i>	E	<a href="http://www.femm.info">www.femm.info</a>
<i>Felt</i>	S	<i>Win, Lin</i>	S, T	<a href="http://felt.sourceforge.net">felt.sourceforge.net</a>
<i>Fenics</i>	S	<i>Lin, Mac</i>	S, T, CFD	<a href="http://fenicsproject.org">fenicsproject.org</a>
<i>FreeFem++</i>	PDE	<i>Win, Lin, Mac</i>	S, E, T	<a href="http://www.freefem.org/ff++/index.htm">www.freefem.org/ff++/index.htm</a>
<i>Getfem ++</i>	L	<i>Win, Lin</i>	S, E, T	<a href="http://download.gna.org/getfem/html/homepage/#">download.gna.org/getfem/html/homepage/#</a>
<i>Gmsh</i>	S	<i>Win, Lin, Mac</i>	S, E, T	<a href="http://www.geuz.org/gmsh">www.geuz.org/gmsh</a>
<i>Impact</i>	S	<i>Win, Lin</i>	D	<a href="http://www.impact-fem.org">www.impact-fem.org</a>
<i>libMesh</i>	L	<i>Lin</i>	S, T	<a href="http://libmesh.github.io">libmesh.github.io</a>
<i>ModuleF</i>	L	<i>Win, Lin</i>	S, E, T	<a href="http://www.rocq.inria.fr/modulef/english.html">www.rocq.inria.fr/modulef/english.html</a>
<i>Ofeli</i>	L	<i>Win, Lin</i>	S, E, T, CFD	<a href="http://www.ofeli.net">www.ofeli.net</a>
<i>OOFEM<sup>14</sup></i>	L	<i>Lin</i>	S, CFD	<a href="http://www.oofem.org">www.oofem.org</a>
<i>OpenFOAM</i>	L	<i>Lin</i>	S, T	<a href="http://www.openfoam.com">www.openfoam.com</a>
<i>Open CASCADE</i>	S	<i>Win, Lin</i>	S	<a href="http://www.opencascade.org">www.opencascade.org</a>
<i>NGSolve</i>	L	<i>Win, Lin</i>	S, E, T	<a href="http://www.hpfem.jku.at/ngsolve">www.hpfem.jku.at/ngsolve</a>
<i>Salome</i>	S	<i>Lin</i>	S, T, CFD	<a href="http://www.salome-platform.org">www.salome-platform.org</a>
<i>SLFFEA</i>	S	<i>Lin</i>	E, CFD	<a href="http://slffea.sourceforge.net">slffea.sourceforge.net</a>
<i>Z88</i>	S	<i>Win, Lin, Mac</i>	S	<a href="http://www.en.z88.de">www.en.z88.de</a>

<sup>14</sup> Projekt *OOFEM* je aktivně vyvíjen od roku 1997 na katedře mechaniky *Stavební fakulty ČVUT*. [29]

Typ softwaru:

- S.....řešič (solver)
- L.....knihovna (library)
- T.....toolbox, toolkit
- PDE.....řešič parciálních diferenciálních rovnic  
(Partial Differential Equation)

Typ analýzy:

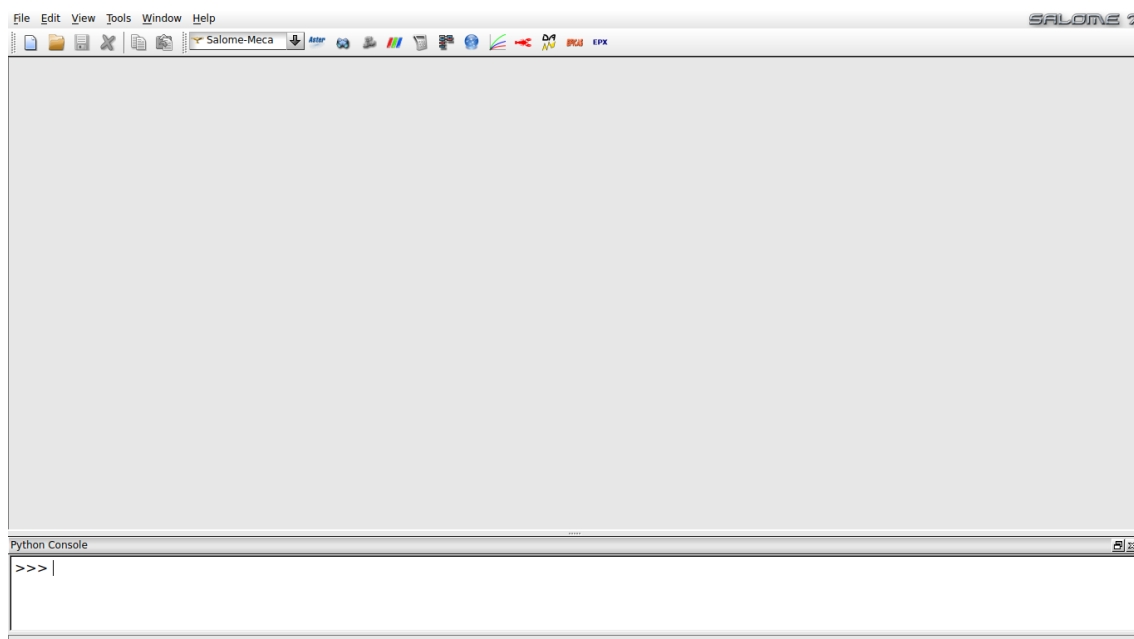
- S.....statická strukturální
- D.....dynamická (časově závislá)
- E.....elektromagnetická
- T.....přenos tepla (termální)
- CFD..... proudění kapalin a plynů

### 2.4.2 ZÁKLADNÍ ORIENTACE, MODULY

Jak již bylo naznačeno výše, samotné prostředí *Salome-Meca* se skládá z několika různých pracovních modulů, mezi kterými se dá jednoduše přepínat. Každý z nich nabízí jiné možnosti modelování a obsahuje odlišné funkce, které v ostatních modulech nejsou zpřístupněny. Systém neumožňuje nastavování fyzikálních jednotek, a proto napříč celým prostředím uživatel musí zohlednit tento fakt při zadávání jednotlivých veličin. V této podkapitole jsou přiblíženy nejdůležitější z těchto modulů pro řešení základních úloh mechaniky těles. [1]

#### MODUL SALOME-MECA

Po spuštění samotného prostředí *Salome-Meca* je zobrazen právě tento stejnojmenný modul, který je jako takový z praktického hlediska nezajímavý. Slouží především k načítání a ukládání jednotlivých projektů (studií) ve formátu *HDF*.



Obr. 2.27: Modul *Salome-Meca*

Na hlavním panelu nástrojů je možné vidět mj. rozbalovací nabídku s jednotlivými moduly, vedle které jsou ty stejné moduly zastoupeny svými ikonami (byť trochu nelogicky uspořádány). Dole potom nechybí *Python* příkazový řádek, přes který lze zadávat jednotlivé příkazy nebo spouštět připravené skripty. [1]

## MODUL GEOMETRY

Modul *Geometry* – jak již název napovídá – slouží zejm. k tvorbě a úpravě geometrie. Nicméně, modelář samotný je dle mého názoru poměrně složitý, neintuitivní, uživatelsky nepřívětivý a naučit se v tomto prostředí orientovat a produktivně pracovat zabere značné úsilí i za použití různých video-tutoriálů. Na druhou stranu nabízí obrovskou škálu funkcí a možností, a proto je téměř jisté, že je možné v tomto prostředí vymodelovat takřka jakkoliv složitou geometrii. Samozřejmě je zde možnost importu geometrie z vlastního souboru (formáty *BREP*, *STEP*, *IGES*, *STL*, *XAO*), avšak převod souborů je zpravidla doprovázen určitým počtem nepřesností, a proto se nelze vyhnout práci v tomto modeláři. Není-li použita možnost exportu (formáty stejné jako při importu plus navíc *VTK*) vytvořená geometrie se ukládá pouze do stejného souboru jako samotný projekt (formát *HDF*). [1]

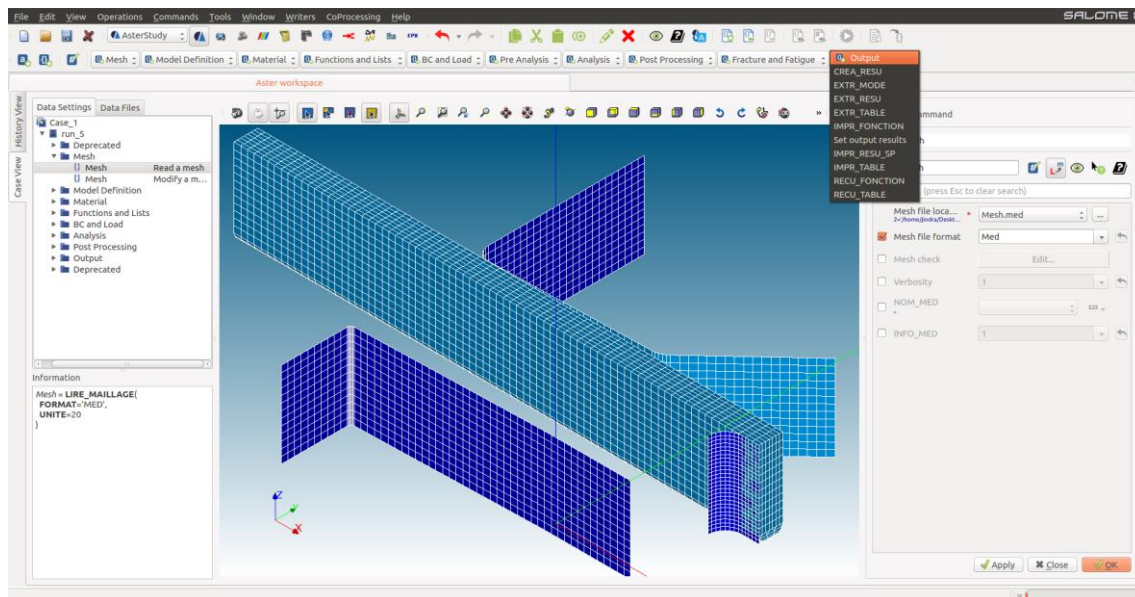
## MODUL MESH

Obvykle dalším krokem po vytvoření geometrie je při řešení MKP úlohy tvorba sítě, a právě k tomuto účelu je připraven modul *Mesh*. V tomto prostředí lze jednoduše vytvářet a editovat různé druhy sítí, popř. jejich skupiny pomocí široké škály algoritmů, dále opravovat a zjemňovat sítě, a v neposlední řadě taktéž např. posuzovat kvalitu jednotlivých sítí a prvků (popř. velikosti prvků). Toto prostředí je o něco uživatelsky přívětivější než předchozí modelář geometrie, což je možná dáno i díky menšímu objemu funkcí, nicméně k úrovni propracovanosti komerčních softwarů ještě něco chybí. I zde je možnost importu vlastních sítí (formáty *UNV*, *MED*, *STL*, *CGNS*, *SAUV*, *GMF*), přičemž, není-li použita možnost exportu (formáty *DAT*, *MED*, *UNV*, *STL*, *CGNS*, *SAUV*, *GMF*), vygenerovaná síť konečných prvků se ukládá do stejného souboru jako samotný projekt (formát *HDF*). [1]

## MODUL ASTER

Modul *Aster* neslouží pouze k nastavování řešiče a spouštění již finální výpočtové fáze, nýbrž právě pomocí tohoto prostředí lze v nejnovější verzi *Salome-Meca* (v.2017.0.1) relativně jednoduše vytvořit textový *COMM* soubor, sloužící jako vstup do MKP solveru *Code\_Aster*. Když opomenou nadměrně neefektivní způsob psaní skriptu přímo do prázdného souboru ve kterémkoliv textovém editoru, je tu možnost využití připravených nabídek, které díky přehlednému rozdělení jednotlivých skupin příkazů, poměrně intuitivně navede uživatele k vytvoření spouštěcího skriptu. Nutno podotknout, že programovací jazyk *Code\_Aster* je založen na francouzštině, a proto pro méně zkušené nefrankofonní uživatele může být složité odhadovat významy jednotlivých příkazů. V poslední verzi je již přeloženo aspoň několik popisků základních příkazů do angličtiny, nicméně stále asi 95 % příkazů a jejich způsobů použití (syntaxe) je třeba vyhledávat

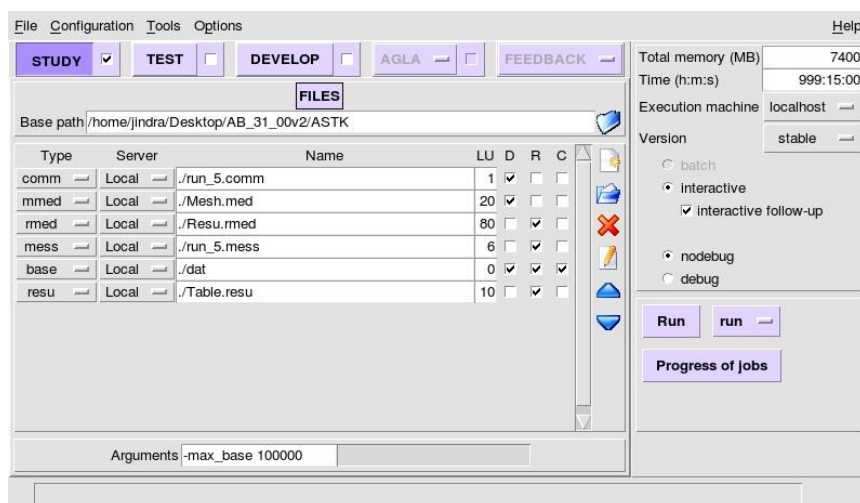
v dokumentaci, která je ve *FRA* i *ANG*. Navíc pro efektivnější práci se uživatel ve většině případů neobejde bez ruční editace kódu pomocí textového editoru. [1]



Obr. 2.28: Modul Aster [2]

## PLUGIN ASTK

Jinou možností, jak spouštět výpočet, je využití pluginu *ASTK*, který je součástí modulu *Aster*. V tomto samostatném okně je třeba namapovat cesty k jednotlivým souborům analýzy (*COMM* soubor, konečno-prvková síť, *RMED* soubor atd.). Dále je nutné u každého souboru určit, zda se jedná o vstup nebo výstup a přiřadit jim tzv. jednotku (*LU*), což je jedinečný identifikátor, na který se potom odkazuje *COMM* skript. Dále je zde nutné nastavit hardwarové parametry výpočtu jako např. přiřazenou paměť RAM, počet jader procesu, server, na kterém bude úloha spuštěna (v případě výpočtu na jiném než lokálním počítači), popř. také verzi řešiče *Aster*. Výhodou spuštění výpočtu přes *ASTK* je možnost sledování průběhu výpočtu a konvergence úlohy.

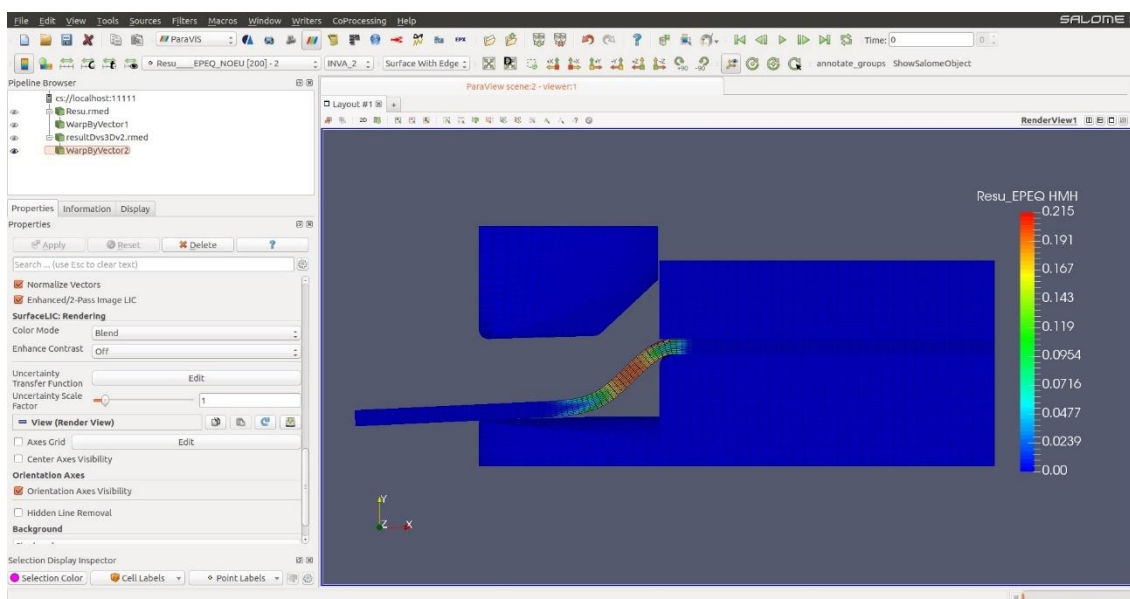


Obr. 2.29: Plugin ASTK

## MODUL PARAVIS

Po spočtení úlohy MKP řešičem *Code\_Aster* je vygenerována řada souborů s hodnocením průběhu výpočtu a výsledky. Nejdůležitějším z nich pro post-processing je soubor *RMED*, který slouží jako vstup právě pro modul *ParaViS*.

*ParaView*<sup>15</sup> jako takový, je open-source, multi-platformový, autonomní nástroj sloužící k analýze a vizualizaci extrémně velkých datových souborů (jako jsou např. právě výsledky z MKP řešičů). Toto prostředí obsahuje nepřeberné množství funkcí a nástrojů pro interpretaci výsledků z nejrůznějších typů analýz. *ParaView* podporuje práci na více monitorech i zobrazování na 3D panelech. I zde je připravena *Python* konzole pro zadávání příkazů právě v tomto programovacím jazyce. [23]



Obr. 2.30: Modul ParaViS

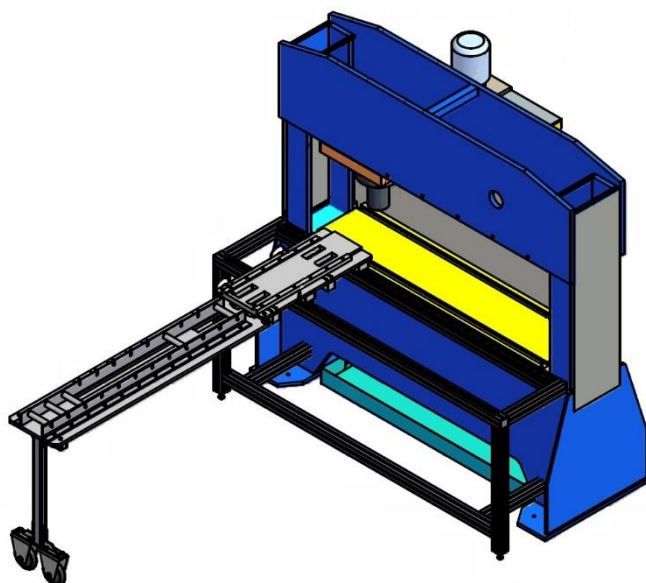
<sup>15</sup> *ParaView* je autonomní software implementovaný do *SALOME* pod modulem s názvem *ParaViS*

### 3 SYSTÉM PODSTATNÝCH VELIČIN

Při řešení různorodých problémů v inženýrské praxi je velmi důležité přistupovat k dané situaci systémovým přístupem. Systémovým pojetím rozumíme zobecněnou a sofistikovanou metodologii myšlení a konání, která je aplikovatelná na jakékoliv systémové entity. Jedním z nejdůležitějších kroků je vytvoření tzv. systému podstatných veličin na určité efektivní rozlišovací úrovni s ohledem na cíle a možnosti řešení problému. Samotná struktura systému podstatných veličin (ve které je mj. detailně popsán i samotný technologický proces) se skládá z následujících podmnožin: [24]

#### S0 – VELIČINY POPISUJÍCÍ OKOLÍ

Tvářecí proces probíhá na hydraulickém ohýbacím stroji. Toto zařízení je umístěno ve výrobní hale společnosti *Siemens, s.r.o., odštěpný závod Elektromotory Mohelnice*. V hale je udržována konstantní teplota 20°C. Lis se skládá z mnoha částí, avšak pro řešení dané situace je důležitý zejména pracovní prostor – tvárník, tvárnice, doraz a přidržovač (obr. 3.2). Tváření je zajištěno posouváním tvárníku směrem proti tvárnici, kdy ohýbaný profil je umístěn mezi těmito nástroji, přičemž celý proces trvá přibližně patnáct sekund. Obě nástrojové vložky jsou vyjímatelné a v závislosti na jogglu (tvaru ohybu) se používají různé typy. Na téže stroji jsou tvářeny jak hliníkové, tak měděné vodiče, přičemž se používají stejné nástroje pro oba druhy materiálů. [2]

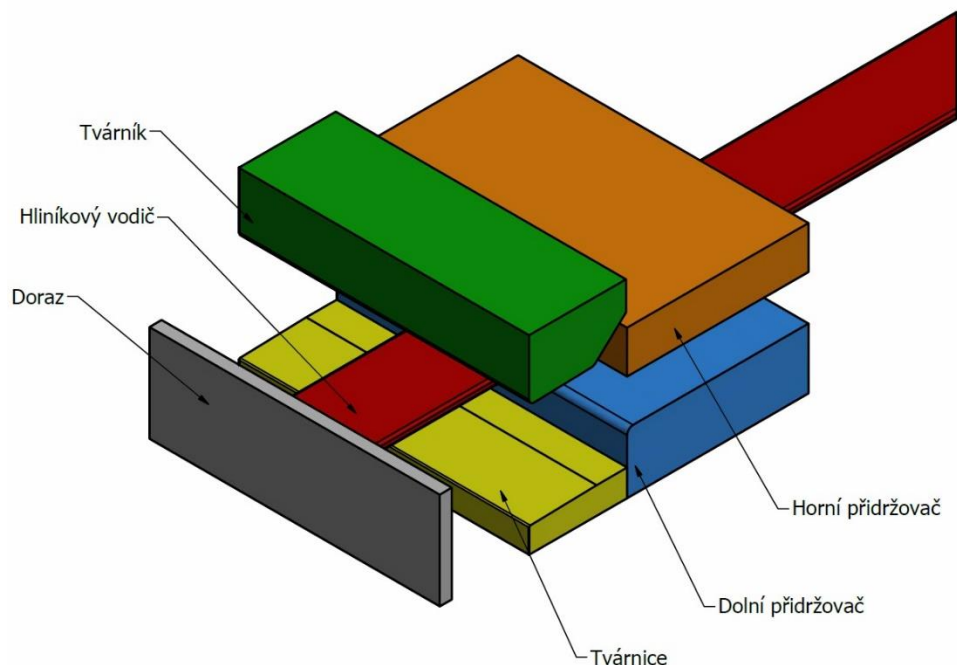


Obr. 3.1: Joggle press [25]

#### S1 – VELIČINY POPISUJÍCÍ GEOMETRII A TOPOLOGII

Přípojnice (viz kapitoly 2.1.3 a 2.1.4) jsou vyráběny ze 7 mm silných hliníkových plechů. Tyto plechy jsou dodávány v pásech dlouhých 3 m a poté nastříhány na požadovanou délku. Šířka pásů je různá podle velikosti el. proudu, který má vodič přípojnice přenášet.

Podélné hrany jsou zaobleny s rádiusem 2 mm. Povrch plechu je galvanicky cínován pro zlepšení elektrických vlastností. Výkresová dokumentace polotovaru vodiče byla poskytnuta zadavatelem (fou *Siemens s.r.o.*), všechny předepsané rozměry se řídí normou *DIN EN 755-9* (viz kapitola 2.3). Geometrie vložek nástrojů (tvárníky a tvárnice) jsou taktéž popsány v zadavatelem poskytnuté dokumentaci. Geometrie přídržovače a dorazu byla odměřena pracovníkem společnosti přímo na stroji v hale. [25]



Obr. 3.2: Schéma pracovního prostoru – joggle

## S2 – VELIČINY POPISUJÍCÍ VAZBY A INTERAKCE ENTITY S OKOLÍM

Ohýbací lis je ukotven napevno v podlaze pro zamezení posuvu způsobeného vibracemi a jinými vlivy. Při samotném procesu tváření se dostává do kontaktu tvárník, tvárnice, přídržovač a doraz pouze s plochami plechu, nikoliv vzájemně mezi sebou.



Obr. 3.3: Displej a lis [25]

### S3 – VELIČINY POPISUJÍCÍ AKTIVACI ENTITY S OKOLÍM

Prvním krokem procesu je uchycení zvolených nástrojů do pracovního prostoru stroje, a to manuálně – kvalifikovaným pracovníkem. Následuje vsunutí tvářeného plechu po válečkové dráze do pracovního prostoru, taktéž obsluhou stroje, a ruční doražení plechu na plochu pevného dorazu. Hydraulický lis je vybaven digitálním displejem, na kterém je zadáván požadovaný lisovací tlak v barech, a to v závislosti na typu ohybu. Po zadání požadovaných parametrů je jogglovací proces spuštěn. [25]

#### HOOK

Amperáž	Materiál	Šířka vodiče [mm]	L1 = L2 "C"			L3 = N1 "B"			PE = N2 "A"		
			Tlak	Číslo vložky		Tlak	Číslo vložky		Tlak	Číslo vložky	
800A	Hliník	50,5	40	1,2	12_02	45	10,6	22_00	50	20	32_00
1000A	Hliník	71,8	40	1,2	12_02	45	10,6	22_00	50	20	32_00
1250A	Hliník	86,1	50	1,2	12_02	45	10,6	22_00	75	20	32_00
1600A	Hliník	121,8	90	1,2	12_02	50	10,6	22_00	35	20	32_00
2000A	Hliník	169,8	100	1,2	12_02	80	10,6	22_00	105	20	32_00
2500A	Hliník	236,5	130	1,2	12_02	150	10,6	22_00	90	20	32_00

#### BOLT

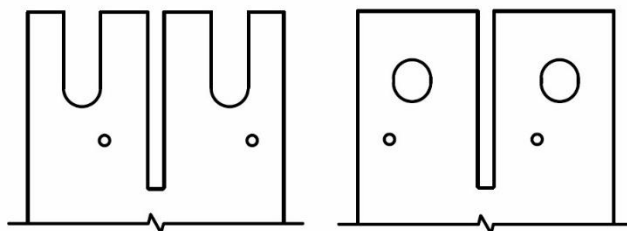
Amperáž	Materiál	Šířka vodiče [mm]	L1 = L2 "C"			L3 = N1 "B"			PE = N2 "A"		
			Tlak	Číslo vložky		Tlak	Číslo vložky		Tlak	Číslo vložky	
800A	Hliník	50,5	40	8,2	11_00	150	17,6	21_02	50	27	31_00
1000A	Hliník	71,8	45	8,2	11_01	85	17,6	21_00	50	27	31_00
1250A	Hliník	86,1	120	8,2	11_02	130	17,6	21_00	75	27	31_00
1600A	Hliník	121,8	80	8,2	11_00	130	17,6	21_00	90	27	31_00
2000A	Hliník	169,8	50	8,2	11_00	120	17,6	21_00	105	27	31_00
2500A	Hliník	236,5	100	8,2	11_00	200	17,6	21_00	100	27	31_00

Obr. 3.4: Nastavení lisu [25]

### S4 – VELIČINY POPISUJÍCÍ OVLIVŇOVÁNÍ ENTITY OKOLÍM

Nepřesný nebo nedokonalý ohyb může ovlivnit mnoho rozličných faktorů. Mezi nejpravděpodobnější patří nedokonalá geometrie polotovaru plechu. Profil je sice tolerován normou *DIN EN 755-9*, ovšem před samotným jogglováním dochází ještě ke krácení plechu na požadovanou délku se sražením koncových hran a k výseku koncovky na daný tvar „hook“ nebo „bolt“, který slouží k následnému spojování přípojnic do sebe. Již tyto prvotní operace deformují polotovar a vnáší ke vstupním tolerancím další nepřesnosti, které před vstupem do samotného jogglovacího procesu nejsou nijak kontrolovány ani specifikovány, a proto budou pro účel této práce zanedbány.

Dalšími faktory potom mohou být např. velikost zatěžujícího tlaku, rychlost ohýbání, tření mezi kontaktními plochami, opotřebení a materiál nástrojů, návrhové tolerance a přesnost geometrie nástrojů, jakost samotného materiálu profilu, anebo také schopnost obsluhy plech správně usadit do pracovního prostoru a provést popsanou tvářecí operaci. [25]



Obr. 3.5: Hook (vlevo) a bolt (vpravo)

### S5 – VELIČINY POPISUJÍCÍ OBOROVÉ VLASTNOSTI STRUKTURY ENTITY

Materiál tvářeného profilu je přesně definován zadavatelem poskytnutou tahovou zkouškou. Po správné volbě modelu materiálu tak mohou být spočítány všechny potřebné parametry.

### S6 – VELIČINY POPISUJÍCÍ PROCESY A STAVY

Podstatou plošného tváření ohýbáním je vyvolání plastické deformace. Napětí v místě ohybu proto musí překročit mez kluzu, což je materiálová charakteristika. Aby však nedocházelo k nežádoucímu porušení materiálu, nesmí být překročena určitá hranice deformace. [2]

### S7 – VELIČINY POPISUJÍCÍ PROJEVY ENTITY

Při ohýbání dochází k plastickým deformacím a po následném odlehčení tvárníku k zpětnému odpružení plechu. Současný stav se projevuje častým nepřesným nebo nedokonalým ohybem součástí.

### S8 – VELIČINY POPISUJÍCÍ DŮSLEDKY PROJEVŮ

Důsledkem nepřesného ohnutí součásti je nesplnění návrhových tolerancí, což má za následek vymezení předepsaných vůlí a s tím spojené problémy, nebo úplná nemožnost usazení ohnutých vodičů při kompletaci do sestav a další montáži přípojnic.

## 4 VOLBA METODY ŘEŠENÍ

Metoda řešení zadaného problému (kapitola 1.2) je specifikována již v zadání této práce. Sám zadavatel určil, že k řešení má být využito vedle běžně používaných analytických a empirických vztahů, také numerický přístup pomocí metody konečných prvků v open-source výpočtovém prostředí *Salome-Meca*.

V následujícím oddíle bude provedeno analytické řešení s využitím vztahů uvedených v kapitole 2.2. Popsaný tvářecí proces je ovšem poněkud specifický, a proto je prakticky nemožné dohledat empirické vztahy, které by vystihovaly jeho poměry, pokud vůbec takové existují, a proto bude tato část omezena pouze na výpočet obecnějších charakteristik ohybu.

Nicméně v kapitole 7 bude pomocí metody konečných prvků řešena již tato konkrétní úloha. Ke tvorbě geometrie, konečno-prvkové sítě, aplikaci okrajových podmínek i samotným výpočtům bude využito prostředí *Salome-Meca*, respektive řešič *Code\_Aster*. Jedná se o volně šiřitelný software dostupný např. z webu [19], tudíž splňuje podmínky zadavatele. Úloha bude řešena postupně jako rovinná i jako prostorová, přičemž budou simulovány nejpoužívanější konfigurace jogglů. Celý systém jednotlivých úloh bude tvořen jako parametrický model, a proto bude možno na příští požadavky zadavatele napočítat další libovolné konfigurace, popř. bude možné tento model použít i pro nové typy ohybů, jiné materiály vodičů nebo pro nové nástroje a způsoby zatěžování.

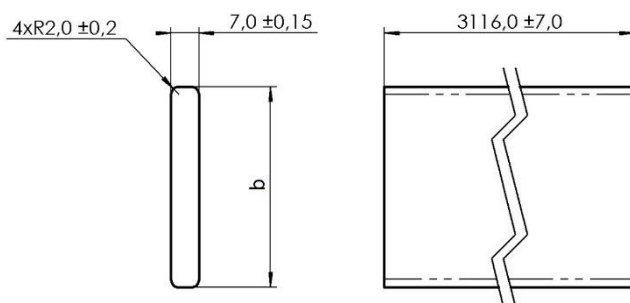
## 5 VSTUPNÍ PARAMETRY

### 5.1 VODIČ

Samotný hliníkový vodič je hlavním objektem této studie. Do výrobního procesu vstupuje jako polotovar, který je následně nadělen na požadované délky. V dalším kroku jsou provedeny výseky na obou koncích v závislosti, zda se bude jednat o koncovku typu „hook“ nebo „bolt.“ Obě tyto tvářecí operace jsou pro účel této práce zanedbány. Dalším krokem je samotné jogglování do požadovaného tvaru, následně potom po kontrole rozměrů jsou vodiče montovány do sestav přípojnicového systému (kapitola 2.1).

#### 5.1.1 POLOTOVAR

Polotovary pro výrobu hliníkových vodičů jsou zadavateli dodávány externí firmou ve formě pásnic o rozměrech viz *obr. 5.1*, kde šířka  $b$  je určena v závislosti na amperáži, jež má výsledný vodič přenášet. Veškeré rozměry polotovarů se řídí normou *DIN EN 755-9* (viz kapitola 2.3).



*Obr. 5.1: Vodič – polotovar [25]*

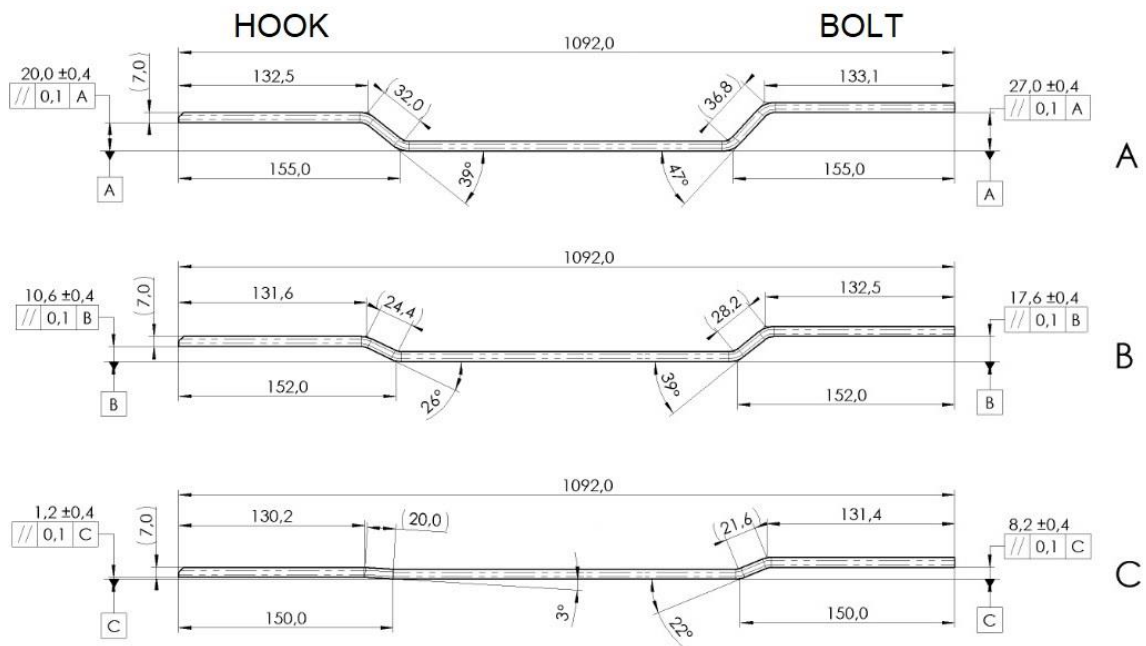
*Tab. 5.1: Šířka polotovaru [25]*

Amperáž [A]	Šířka $b$ [mm]
800	50,5 $^{+0}_{-0,3}$
1000	71,8 $^{+0}_{-0,5}$
1250	86,1 $^{+0}_{-0,5}$
1600	121,8 $^{+0}_{-0,5}$
2000	169,8 $^{+0}_{-0,8}$
2500	236,5 $^{+0}_{-1,2}$

#### 5.1.2 OHNUTÁ SOUČÁST

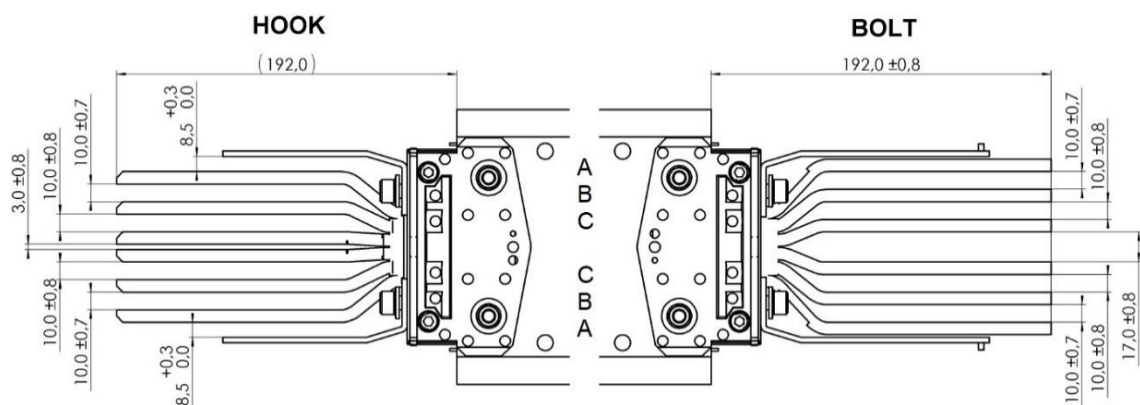
Ohnuté profily, tj. součásti po procesu jogglování, a jejich návrhové rozměry s tolerancemi jsou zobrazeny na *obr. 5.2*. Z obrázku je dále patrné, že je prováděno pro každou šířku vodiče celkem šest různých typů ohybu – tři na straně „hook“ a tři na straně „bolt.“ Rozměry tvářených profilů jsou řízeny předepsanými tolerancemi ve výkresové dokumentaci dodané zadavatelem (*obr. 5.2*), nicméně netolerované rozměry již nejsou podřízeny žádné technické normě, respektive ve výkresové dokumentaci není tato norma uvedena<sup>16</sup>.

<sup>16</sup> Během tvorby této práce došlo k návrhu nové dokumentace s patričnými tolerancemi, jejíž netolerované rozměry jsou již řízeny normou – *ISO 2768-m*.



Obr. 5.2: Ohnutý profil – tolerance [25]

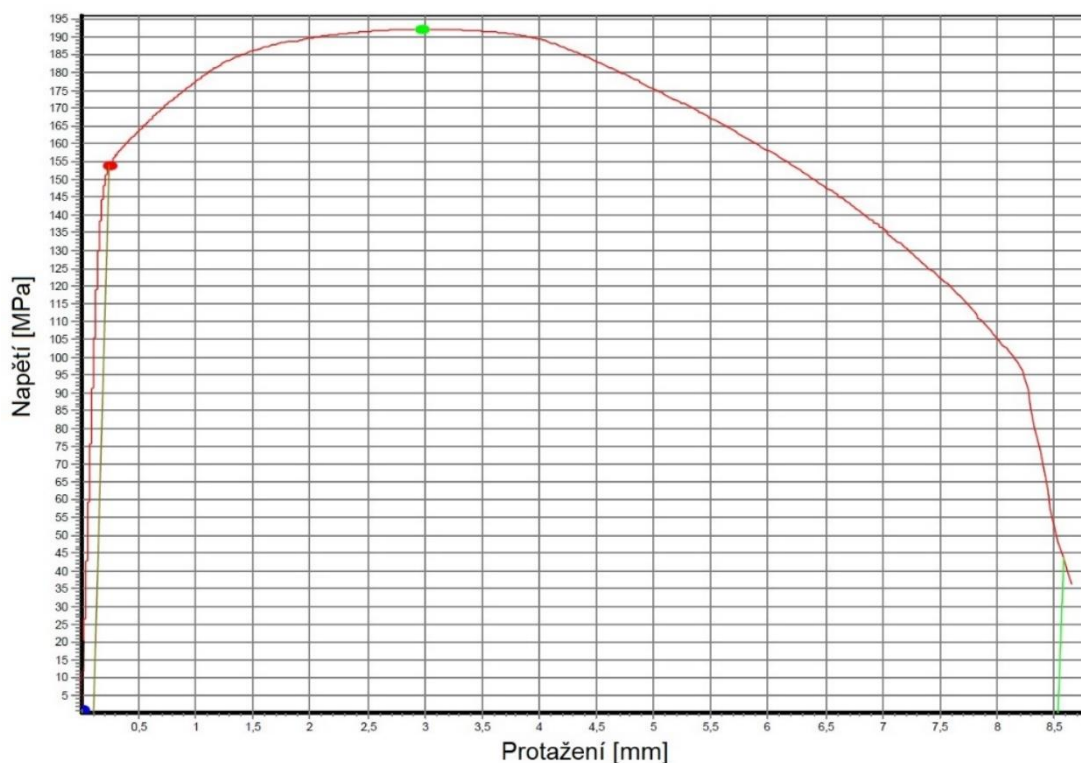
Po ohnutí konců profilů do požadovaných tvarů jsou následně vodiče kompletovány do sestav (viz obr. 5.3). Znovu jsou rozměry tolerovány předpisy přímo ve výkresové dokumentaci, a podobně jako u jednotlivých vodičů, nejsou netolerované rozměry podřízeny žádné normě, respektive ve výkresové dokumentaci není tato norma uvedena.<sup>16</sup>



Obr. 5.3: Sestava – tolerance [25]

### 5.1.3 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Jednotlivé materiálové parametry byly zjišťovány ze záznamů tahových zkoušek poskytnutých zadavatelem. Do numerické simulace potom vstupují jak charakteristiky odečtené přímo z protokolů tahových zkoušek, stejně tak i pro některé analýzy model materiálu vytvořený kolegou Kalivodou v diplomové práci [2]. V oblasti plasticity totiž nestačí běžné elastické materiálové konstanty jako je modul pružnosti nebo Poissonův poměr, nýbrž je třeba určit mez kluzu a následné chování materiálu za mezí kluzu.



Obr. 5.4: Záznam tahové zkoušky [25]

Z poskytnutých protokolů tahových zkoušek je zřejmé, že zkouška materiálu byla provedena vícekrát, ovšem výsledky jsou zatížené značným rozptylem. Získané hodnoty těchto jednotlivých měření shrnuje *tab. 5.2*. K analytickému řešení byly použity průměrné hodnoty, které jsou vyneseny v *tab. 7.2* na str. 74.

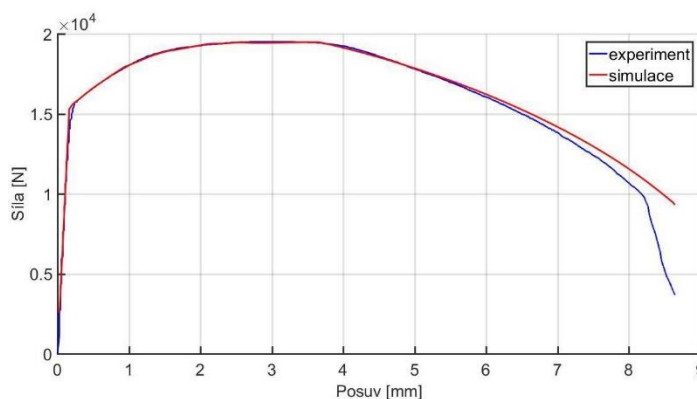
Tab. 5.2: Výsledky tahových zkoušek [25]

Číslo měření	Modul pružnosti $E$ [MPa]	Mez kluzu $R_e$ [MPa]	Mez pevnosti $R_m$ [MPa]	Tažnost $A$ [%]
1	52 872	154	192	17,07
2	82 187	140	175	16,59
3	72 333	138	173	16,21
4	103 400	167	207	17,01
5	71 204	166	205	15,52
6	66 603	170	204	14,64
7	63 611	169	205	14,56
8	83 255	144	183	16,36
9	98 745	147	185	17,6
10	38 375	126	160	13,16
11	44 682	163	199	15,65
12	66 723	154	193	16,98
13	91 209	120	183	15,29
14	88 000	157	194	17,64

Při tvorbě publikace [2], byla numericky mnohokrát simulována tahová zkouška s cílem určení křivky zpevnění<sup>17</sup>. Tato data byla využita při numerických simulacích (*Model I*).

Tab. 5.3: Materiálové veličiny [2]

Materiálová charakteristika		Hodnota
$E$	modul pružnosti	46 GPa
$\mu$	Poissonův poměr	0,31
$R_e$	mez kluzu	152 MPa
$A$	tažnost	17 %
$\rho$	hustota	2700 kg/m <sup>3</sup>



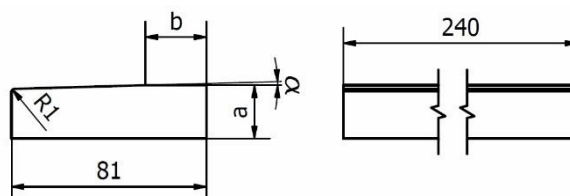
Obr. 5.5: Výsledná silová odezva [2]

## 5.2 OHÝBACÍ ZAŘÍZENÍ JOGGLE PRESS

Maximální pracovní síla hydraulického válce činí 1000 kN při maximálním zdvihu 160 mm. Pojezd nástroje dosahuje maximální rychlosti 6 mm/s. Maximální tlak hydrauliky odpovídá 320 bar, ovšem konečná hodnota je softwarově omezena na 275 bar, současně minimální tlak potřebný pro manipulaci s nástrojem činí 30 bar. Závislost mezi nastaveným a reálným tlakem je lineární pouze v rozmezí 60 až 200 bar. Doba zatěžování je pro všechna nastavení konstantní – 5 s, přičemž časový odpočet začíná s dosažením 80 % nastaveného tlaku. [25]

### 5.2.1 TVÁRNICE

Variabilita ohýbání do různých tvarů je řešena pomocí vyjímatelných nástrojů. Tyto nástroje se používají v závislosti nejen na tom, jaký typ jogglu má být vytvořen, ale zpravidla jsou dále podmíněné i šířkou polotovaru profilu, tedy velikostí elektrického proudu, kterou daný výsledný vodič má být schopen přenášet. Tvárnice jsou pomocí šroubů uchyceny ke stolu lisu. [25]



Obr. 5.6: Tvárnice

<sup>17</sup> Křivka zpevnění neboli flow curve popisuje chování materiálů za mezí pevnosti.

Zjednodušená geometrie tvárnice je zobrazena na *obr. 5.6*, kde jednotlivé topologické rozměry v závislosti na typu tvárnice jsou určeny následující tabulkou:

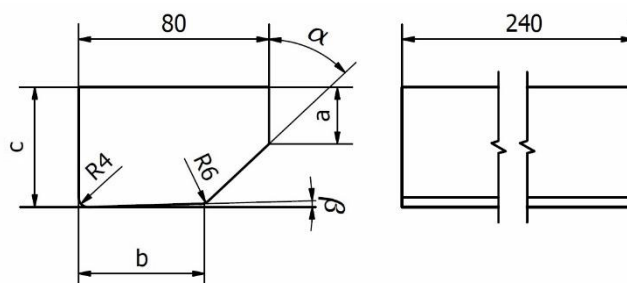
Tab. 5.4: Tvárnice – rozměry [25]

Typ koncovky	Tvárnice vložka č.	Parametr		
		a [mm]	b [mm]	$\alpha$
BOLT – C	11_00	$40,8 \pm 0,02$	15,5	$1^{\circ}35'$
	11_01	$41,3 \pm 0,02$	15,5	$0^{\circ}35'$
	11_02	$41,05 \pm 0,02$	15,5	$0^{\circ}45'$
HOOK – C	12_02	48,65	13,8	$0^{\circ}30'$
BOLT – B	21_00	$31,4 \pm 0,02$	17,9	$1^{\circ}35'$
	21_02	$31,6 \pm 0,02$	17,9	$0^{\circ}35'$
HOOK – B	22_00	$38,4 \pm 0,02$	17,1	$1^{\circ}35'$
BOLT – A	31_00	22	25,3	$1^{\circ}35'$
HOOK – A	32_00	29	20,9	$1^{\circ}35'$

Použitým materiálem je nástrojová ocel pro tváření za studena 19 312.3/4. Podrobnější informace jsou v technické dokumentaci [25], jež se řídí normou ISO 2768-m. [25]

## 5.2.2 TVÁRNÍKY

Stejně jako tvárnice, tak i tvárníky jsou vyměnitelné a používají se v závislosti na typu ohybu a šířce vodiče, přičemž společně s tvárnici tvoří pevně stanovený nástrojový pár pod označením vložek dle *tab. 5.5*, resp. *tab. 5.4*. Tvárníky při procesu ohýbání jsou pohyblivým nástrojem, a proto jejich uchycení do stroje je řešeno pomocí rybinového vedení se zajištěním šroubovými spoji. Právě pomocí tvárníku je přenášeno zatížení na tvářený polotovar. Velikost zatěžujícího tlaku se liší v závislosti na druhu použitých nástrojů, typu ohybu a šířce tvářeného plechu. [25]



Obr. 5.7: Tvárníky

Zjednodušená geometrie tvárníků je zobrazena na *obr. 5.7*, kde jednotlivé topologické rozměry v závislosti na typu tvárníku jsou určeny následující tabulkou:

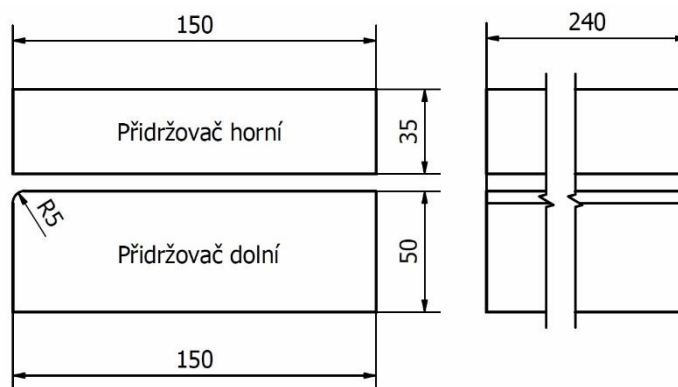
Tab. 5.5: Tvárníky – rozměry [25]

Typ koncovky	Tvárník vložka č.	Parametr				
		a [mm]	b [mm]	c [mm]	$\alpha$	$\beta$
BOLT – C	11_00	23,8 ± 0,02	64,2	32	68°	1°35'
	11_01	23,3 ± 0,02	64,2	30,4	68°	0°35'
	11_02	23,35 ± 0,02	62,83	30,585	68°	0°45'
HOOK – C	12_02	22,05	67,2	22,5 ± 0,05	68°	0°30'
BOLT – B	21_00	23,94 ± 0,02	60,66	41,3	51°	1°35'
	21_02	23,7 ± 0,02	60,66	40	51°	0°35'
HOOK – B	22_00	24 ± 0,02	62,3	34,3	64°	1°35'
BOLT – A	31_00	23,8 ± 0,02	53,2	50,35	47°	1°35'
HOOK – A	32_00	23,9 ± 0,02	57,7	43,6	51°	1°35'

I zde je použitým materiálem stejně jako v případě tvárníc nástrojová ocel určena pro tváření za studena 19 312.3/4. Podrobnější informace o geometrii a rozměrech jednotlivých dílů jsou uvedeny v poskytnuté technické a výkresové dokumentaci, přičemž netolerované rozměry se znovu řídí normou ISO 2768-m. [25]

### 5.2.3 PŘIDRŽOVAČ A DORAZ

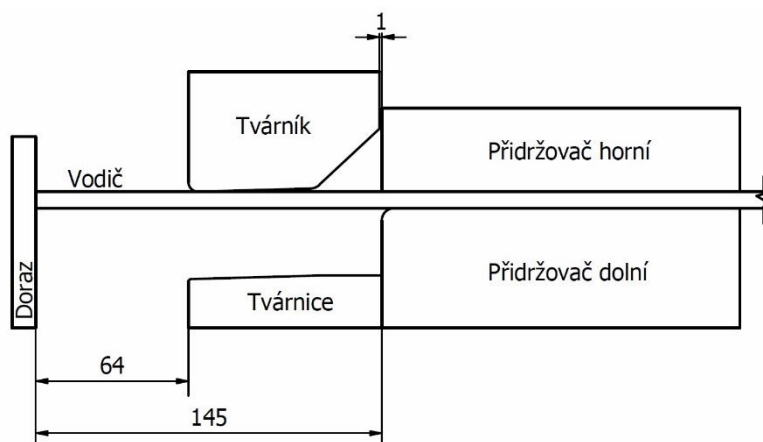
Spodní díl přídržovače tvoří společně s tvárnicí „jedno tělo“ a je po celou dobu napevno ukotven ke stolu stroje. Horní díl se pro zajištění lepší přístupnosti pomocí tlakového pístu pohybuje společně s tvárníkem. Přítlak přídržovače na vodič zajišťuje šest kusů tlumičů, přičemž každý klade odpor 500 kg při maximálním zdvihu 38 mm. [25]



Obr. 5.8: Přídržovač

Geometrie přídržovače (obr. 5.8) a dorazu, respektive vzdálenost dorazu od přídržovače, popř. tvárnice (viz obr. 5.9) byla zaměřena pracovníkem firmy Siemens přímo na stroji. Další rozměry a detailní topologie podobně jako materiál jsou pro účely této práce nepodstatné, a proto tyto rozměry budou zanedbány, přičemž typ materiálu bude

uvažován stejný jako v případě tvárnic, resp. tvárníků, tj. nástrojová ocel určena pro tváření za studena  $19\ 312.3/4$ . [25]



Obr. 5.9: Sestava

Při numerických simulacích bude dále zanedbán i pohyb horního dílu přidržovače, který bude nahrazen modelem tuhé vazby – zamezení pohybu horního přidržovače ve vzdálenosti od dolního dílu přidržovače rovnající se tloušťce plechu (tj. 7 mm).

## 6 ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ

### 6.1 NEUTRÁLNÍ PLOCHA – VÝPOČET

Jelikož se v tomto případě u všech typů vodičů a všech typů ohybu jedná o ohyb širokých pásů plechu, kdy  $b > 3t$ , poloměr neutrální plochy se spočte pomocí součinitele  $x$  [-], který se určí z následující tabulky:

Tab. 6.1: Hodnoty součinitele  $x$  [6]

$R_0/t$	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	15,0	20,0
$x$	0,380	0,420	0,455	0,470	0,475	0,478	0,480	0,424	0,486	0,492	0,498

Při jogglování dochází ke dvojímu ohybu přes dva různé poloměry v rámci jedné operace. Prvním poloměrem ohýbání je zaoblení spodního dílu přidržovače ( $R_{01} = 5 \text{ mm}$ ) a druhým poloměrem jsou potom zaoblení na čelních plochách tvárníků, které pro všechny typy tvárníků je  $R_{02} = 6 \text{ mm}$ . Po dosazení těchto hodnot a tloušťky profilu ( $t = 7 \text{ mm}$ ) do tab. 6.1, byly odečteny součinitele  $x$  a po dosazení do vztahu (2.9) byly stanoveny poloměry neutrálních ploch ohybů:

$$\rho_1 = 5 + 0,395 \cdot 7 = 7,77 \text{ mm} \quad (6.1a)$$

$$\rho_2 = 6 + 0,408 \cdot 7 = 8,86 \text{ mm} \quad (6.1b)$$

### 6.2 DÉLKA POLOTOVARU – VÝPOČET

Pro výpočet celkové délky polotovaru je nutné nejprve určit délky neutrálních ploch v ohybech (výpočtem ze vztahu (2.10)) a délky přímých úseků (např. z výkresové dokumentace).

Po dosazení poloměrů neutrálních ploch (vztahy (6.1)) a úhlů ohybu (obr. 5.2) lze získat délky neutrálních ploch [mm] viz následující tabulka:

Tab. 6.2: Délky neutrálních ploch [mm]

Typ vodiče	Hook		Bolt	
	R5	R6	R5	R6
A	5,29	6,03	6,37	7,27
B	3,53	4,02	5,29	6,03
C	0,41	0,46	2,98	3,40

Následně ze znalosti délek neutrálních ploch (výkresová dokumentace a tab. 6.2) lze z rovnice (2.12) určit délky polotovarů pro všechny tři typy vodičů. Nebo je možné využít informativních kót přímo ve výkresové dokumentaci (obr. 5.2). Délky polotovarů potom jsou následující:

$$l_{cA} = 132,5 + 32,0 + 36,8 + 133,1 + [1092 - (2 \cdot 155)] = 1116,4 \text{ mm} \quad (6.2a)$$

$$l_{cB} = 131,6 + 24,4 + 28,2 + 132,5 + [1092 - (2 \cdot 152)] = 1104,7 \text{ mm} \quad (6.2b)$$

$$l_{cC} = 130,2 + 20,0 + 21,6 + 131,4 + [1092 - (2 \cdot 150)] = 1095,2 \text{ mm} \quad (6.2c)$$

### 6.3 POLOMĚR OHYBU – VÝPOČET

Problematikou minimálního poloměru ohybu, a také problémem porušování na vnější straně ohybu těchto plechů, se ve své práci [2] zabýval velice podrobně i s využitím simulace pomocí metody konečných prvků kolega Kalivoda. V této části bude využito jeho analytické řešení:

Pro určení minimálního, respektive maximálního poloměru ohybu, budou použity rovnice z kapitoly 2.2.5, tj. rov. (2.15) a (2.17). Po dosazení tloušťky plechu  $t = 7 \text{ mm}$  a mezního přetvoření  $\varepsilon_{max} = 0,1602$ , které odpovídá tažnosti materiálu, dále modulu pružnosti  $E = 75 \text{ GPa}$  a meze kluzu  $\sigma_k = 155 \text{ MPa}$ , bude možno určit minimální, resp. maximální poloměr ohybu jako:

$$R_{0min} = \frac{7}{2} \cdot \left( \frac{1}{0,1602} - 1 \right) = 18,35 \text{ mm} \quad (6.3)$$

$$R_{0max} = \frac{7}{2} \cdot \left( \frac{75000}{155} - 1 \right) = 1690 \text{ mm} \quad (6.4)$$

Zejména vztah (6.3) je potom velice ovlivněn tím, že nebere v úvahu posuv neutrální osy (plochy), protože uvažuje, že neutrální plocha leží přesně v polovině tloušťky  $t$ . Pro zohlednění tohoto faktoru je nutné rovnici (2.13) lehce modifikovat využitím vztahu (2.9):

$$\varepsilon = \frac{l - l_0}{l_0} = \frac{R_2 \alpha - \rho \cdot \alpha}{\rho \cdot \alpha} = \frac{(R_0 + t)\alpha - (R_0 + x \cdot t)\alpha}{(R_0 + x \cdot t)\alpha} = \frac{t - x \cdot t}{R_0 + x \cdot t} \quad (6.5)$$

Po vyjádření poloměru a dosazení tloušťky plechu, mezního přetvoření a součinitele posunutí  $x$  (tab. 6.1), lze ověřit, zda bude splněna podmínka minimálního poloměru ohybu porovnáním teoretických hodnot:

$$R_{01min} = t \left( \frac{1 - x_{R5}}{\varepsilon_{max}} - x_{R5} \right) = 7 \left( \frac{1 - 0,395}{0,1602} - 0,395 \right) = 23,67 \text{ mm} \quad (6.6a)$$

$$R_{02min} = t \left( \frac{1 - x_{R6}}{\varepsilon_{max}} - x_{R6} \right) = 7 \left( \frac{1 - 0,408}{0,1602} - 0,408 \right) = 23,01 \text{ mm} \quad (6.6b)$$

a skutečných hodnot poloměrů, přes které jsou plechy ohýbány (tj.  $R_5$  a  $R_6$ ).

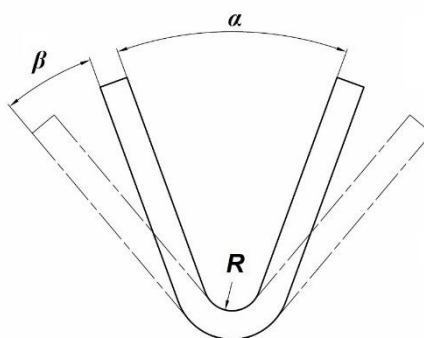
Podle uvedených empirických vztahů má dojít k porušení na vnějších stranách plechu.

## 6.4 ÚHEL ODPRUŽENÍ – VÝPOČET

Jelikož se při procesu jogglování nejedná ani o jeden z normalizovaných typů ohýbání (viz *obr. 2.16*) bude proveden pouze orientační výpočet úhlu odpružení. Bude předpokládán ohyb do tvaru *V*, kde jako poloměr ohybu pro odečet koeficientu *x* (*tab. 6.1*), bude dosazen rádius čelní plochy tvárníků (pro všechny typy stejný  $R = 6 \text{ mm}$ ) a vzdálenost mezi opěrami ohybnice bude dána šířkou tvárníků (pro všechny typy stejná –  $L_v = 80 \text{ mm}$ ). Potom po dosazení ostatních parametrů (tloušťky plechu, meze kluzu a modulu pružnosti) do rovnice (*2.18a*) získáme:

$$\tan(\beta) = 0,375 \cdot \frac{80}{0,408 \cdot 7} \cdot \frac{155}{75000} \quad (6.7)$$

a po vyčíslení úhlu odpružení:  $\beta \doteq 1,24^\circ$ .

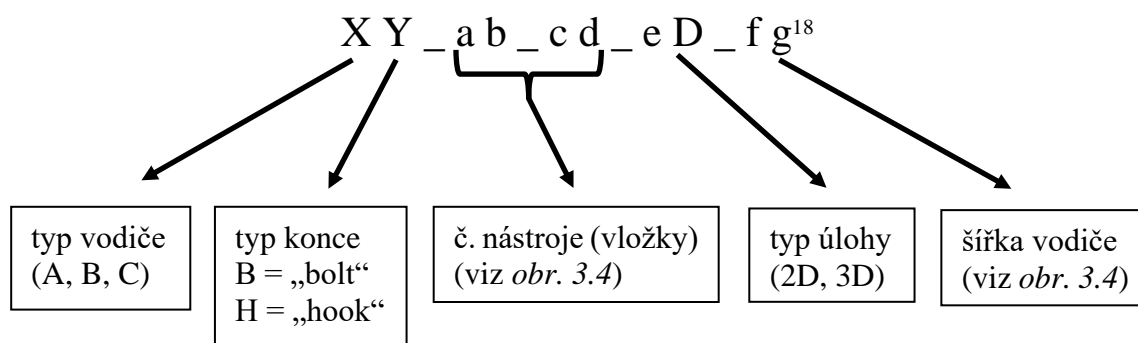


*Obr. 6.1: Úhel odpružení  $\beta$  [5]*

## 7 NUMERICKÉ ŘEŠENÍ POMOCÍ MKP

V této kapitole bude detailně popsán proces tvorby výpočtových modelů pomocí metody konečných prvků v softwaru *Salome-Meca* s následným vyhodnocováním dosažených výsledků. Zároveň zde bude poukázáno na různá specifika a úskalí, na která si musí dát pozor každý uživatel tohoto open-source programu. Oddíl je rozdělen do podkapitol, které metodicky kopírují postup při řešení tohoto problému. Byly vytvořeny celkem dva různé typy simulací. Prvním je 2D úloha za podmínky rovinné deformace (RD), která simuluje ohýbací proces v rovině podélného řezu vodičem. Druhým typem je potom klasická prostorová úloha.

Pro jednoznačné označení různých modelů a pro snadnou orientaci mezi jednotlivými typy jogglů bylo vytvořeno pro účely této práce standardizované označení pomocí následujícího klíče:



Toto označování je potom užito i v jednotlivých programech a skriptech, které tvoří přílohu této práce (*Příloha I*).

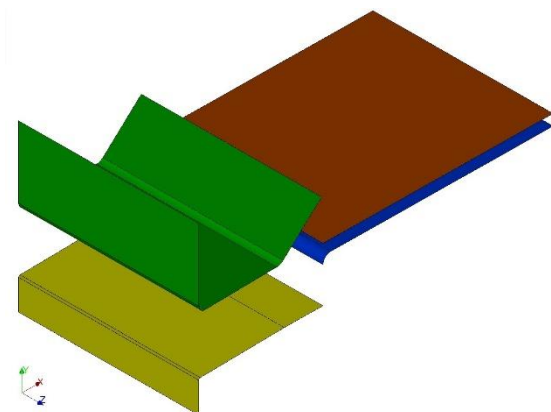
### 7.1 GEOMETRIE

V prostředí *Salome-Meca* existuje více přístupů k tvorbě geometrie. První možnost je využití modulu *Geometry*. Nicméně samotný modelář není příliš uživatelsky přívětivý a práce v něm, a hlavně následné úpravy již vytvořené geometrie jsou velice zdlouhavé a nepraktické. Druhou možností je tvorba geometrie v nějakém externím CAD systému a následný import do modulu *Geometry*, ovšem zde se objevuje problém při tvorbě skupin geometrických entit pro následné přiřazování vlastností, protože při změně geometrie a novém importu je nutno tyto skupiny opětovně definovat.

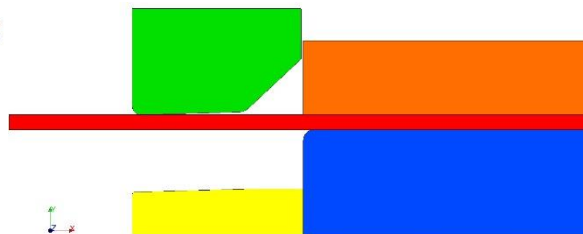
Z výše uvedených důvodů byl použit zcela odlišný přístup. Geometrie byly vytvářeny pomocí programovacího jazyku *Python*, s jehož využitím byl navrhnout parametrický skript (viz. *Příloha I*), který jednoduše vygeneruje libovolnou geometrickou konfiguraci na základě zadaných parametrů, a to jak pro rovinné, tak pro prostorové úlohy. U 3D problémů byla navíc využita symetrie podle roviny *xy* za účelem snížení výpočetní

<sup>18</sup> Pouze pro prostorové modely.

náročnosti, a proto mohla být modelována vždy jenom polovina geometrie, s následnou aplikací příslušných okrajových podmínek.



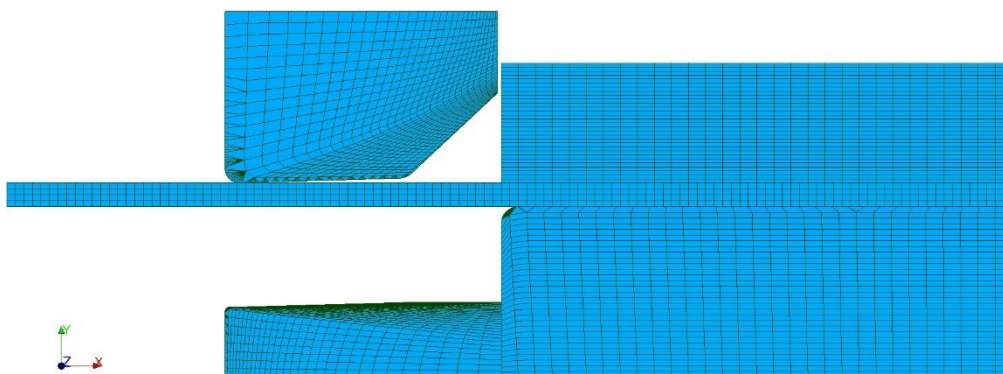
Obr. 7.1: Prostorová geometrie - náhled



Obr. 7.2: Rovinná geometrie (RD) - náhled

## 7.2 SÍŤ KONEČNÝCH PRVKŮ

Podobná situace jako při tvorbě geometrií nastala i při generování konečno-prvkových sítí. Poněvadž skriptování za pomoci jazyku *Python* je dostupné i v modulu *Mesh*, i sítě byly vytvořeny pomocí této metody<sup>19</sup>. Použité prvky byly v případě 2D i prostorové úlohy pouze lineární (kvůli snížení výpočtové náročnosti). Dále potom u 3D problému sítě přídržovače, tvárníků a tvárnic byly tvořeny skořepinovými elementy a na samotný vodič byly použity prostorové hexa-dominantní prvky.

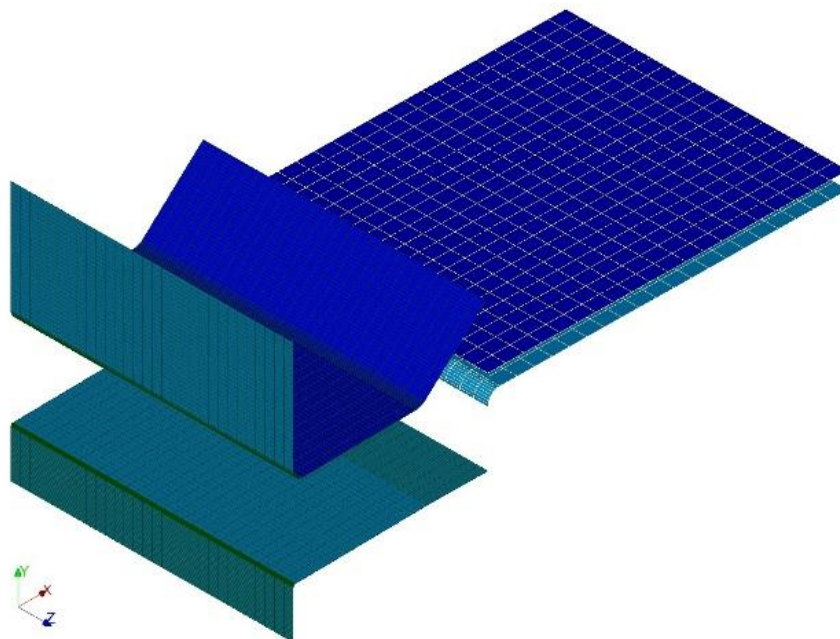


Obr. 7.3: Rovinná síť- náhled

Tento přístup ke tvorbě modelu má hned několik výhod. Triviální změnou vstupních hodnot parametrů lze jednoduše měnit geometrii, popř. konečno-prvkové sítě, a tím rychle a snadno získat všechny konfigurace jogglovacích operací, navíc tento model může být použit i v budoucnu při simulaci nových typů jogglu. Další nespornou výhodou je právě tvorba skupin geometrických entit, ze kterých jsou posléze vytvořeny skupiny

<sup>19</sup> Všechny programy a skripty jsou součástí přílohy této práce (*Příloha I*).

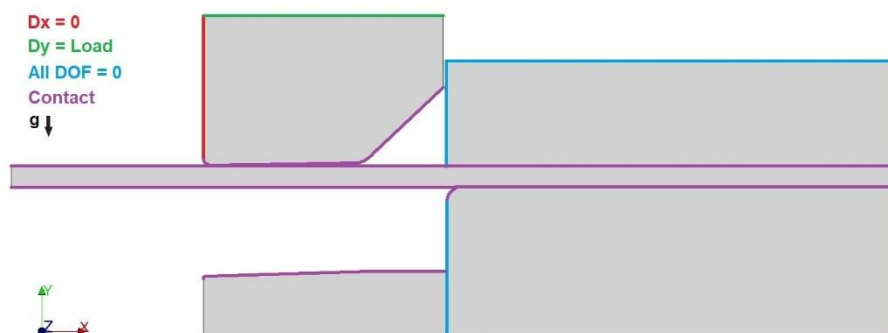
prvků a uzlů, které slouží pro následné zadávání okrajových podmínek, materiálových charakteristik a definici kontaktů, přičemž je možno tyto skupiny jednoduše modifikovat.



Obr. 7.4: Prostorová síť – náhled

### 7.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro názornost budou okrajové podmínky prezentovány na rovinném modelu. Hrany obou dílů přidržovačů byly vetknuty. Stejně tak spodní hraně tvárnice byly zamezeny posuvy v obou směrech. U tvářeného vodiče byl zamezen posuv ve směru osy  $x$  na pravé hraně. Ve stejném směru byly zamezeny posuvy i levé hraně tvárníku. Zatížení potom bylo aplikováno na horní hranu tvárníku, a to buď ve formě síly do uzlů sítě náležící této hraně, anebo předepsaných posuvů. Všechny hrany, u kterých při zatěžování dojde ke kontaktu, jsou označeny fialovou barvou na následujícím obrázku:



Obr. 7.5: Okrajové podmínky – 2D

U prostorových modelů jsou okrajové podmínky obdobné, v zásadě se pouze vyznačené hrany na obr. 7.5 změni v plochy. U skořepinových prvků navíc přibývají další tři stupně

volnosti – rotace kolem os souřadného systému. Dále u 3D modelu bylo využito symetrie podél roviny  $xy$  (viz *obr. 7.5*), kde byly předepsány nulové posuvy ve směru osy  $z$ . Pro detailní zobrazení okrajových podmínek je možné využít *Python* skripty (viz. *Příloha I*).

### 7.3.1 ZATÍŽENÍ

V provedených analýzách byly používány dva modely zatížení. V prvotních úlohách bylo použito silové zatížení – tlak na hranu (liniové zatížení – 2D úloha), respektive tlak na plochu (3D úloha), jehož hodnoty jsou dány viz *obr. 3.4*, který byl následně přepočítán na uzlovou sílu pro rovinnou deformaci podle vztahu:<sup>20</sup>

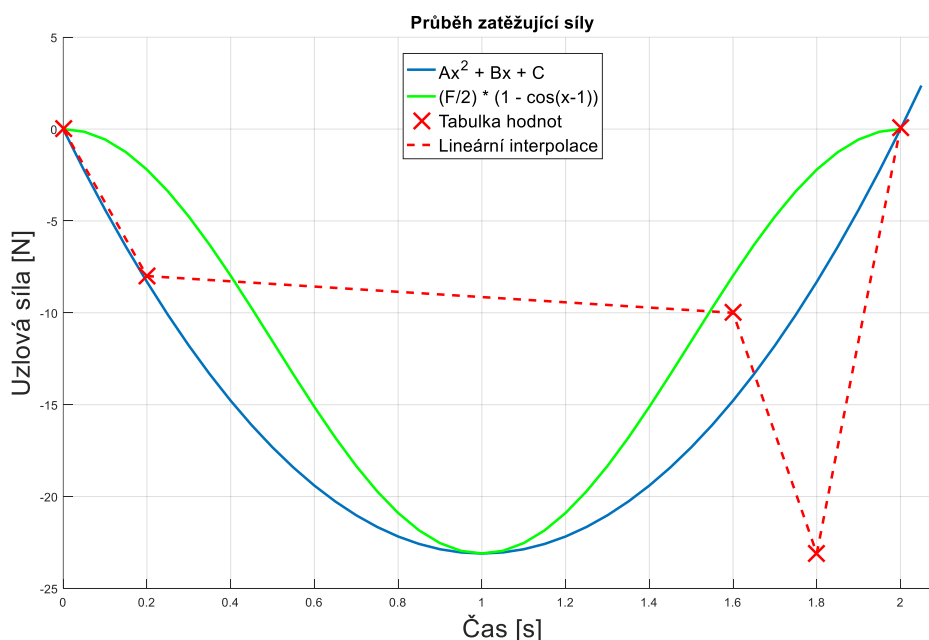
$$F = -\frac{p \cdot l}{n} \quad (7.1a)$$

a pro prostorovou úlohu podle:

$$F = -\frac{p \cdot S}{n} \quad (7.1b)$$

kde  $F$  je uzlová síla,  $p$  je maximální tlakové zatížení,  $l$  a  $S$  je délka hrany, resp. obsah plochy zatížení a  $n$  je počet uzlů hrany, respektive plochy.

Z důvodu lepší konvergence a kratšího výpočtového času bylo v pozdějších analýzách použito ekvivalentní deformační zatížení, kdy jeho maximální hodnoty byly určeny z posuvů již spočtených úloh se silovým zatížením.



Obr. 7.6: Volba vhodné funkce silového zatížení – náhled

<sup>20</sup> Záporné znaménko kvůli orientaci zatížení proti kladnému směru osy  $y$ .

Pro každý typ jogglovacího procesu bylo nutné zvolit vhodný průběh zatěžování (lineární, parabolický, nebo sinusový (*obr. 7.6*)) s ohledem na konvergenci úlohy a tzv. „chycení“ kontaktu mezi dolní hranou, resp. plochou vodiče a tvárnici. Za tímto účelem byl vytvořen program<sup>21</sup> v prostředí *MATLAB*, který ze zadaných parametrů (počet uzlů sítě, maximální tlak, doba zatěžování atd.) vygeneruje vhodnou zatěžovací funkci, popř. tabulku hodnot (formát *TXT*) pro danou úlohu, a současně stanoví konstanty (*A*, *B*, *C*, popř. *F*) sloužící jako vstup do příkazového *COMM* souboru analýzy v *Salome-Meca* (viz. *Příloha I*).

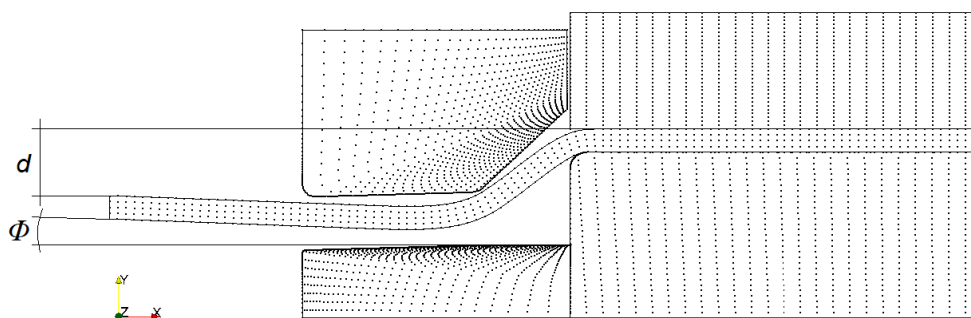
## 7.4 JEDNOTLIVÉ MODELY

Pro numerické řešení tohoto problému bylo nutno využít více typů analýz. Celá úloha byla původně řešena jako kvazistatická s využitím implicitního řešiče, nicméně zde nastaly problémy s konvergencí, kdy celý výpočet havaroval vždy v okamžiku, kdy docházelo ke změně znaménka zatížení, tj. v momentě počátku odlehčování tvářeného plechu, a to i v případě, kdy byla úloha řešena pomocí komerčního softwaru *ANSYS*.

Z tohoto důvodu byly všechny ohyby řešeny jako dynamické úlohy se zahrnutím tíhového zrychlení *g* působícího proti kladnému směru osy *y*. Celý tvářecí proces i s odlehčením trvá přibližně 15 s. Z důvodu získání rozumného výpočtového času (vysoká hardwarová náročnost) byla doba operace pro numerický výpočet redukována na 2 s.

### 7.4.1 MODEL I

Do této analýzy vstupoval polotovar plechu jako ideálně rovný a přímý čili bez jakéhokoliv vlivu odchylek a nerovností. Dále potom jako model zatížení byla aplikována silová okrajová podmínka (vztahy (7.1) a průběh *obr. 7.6*). Model materiálu byl zvolen podle práce [2] – multilineární model s elasto-plastickými konstantami viz *tab. 5.3*. Kontaktní hrany/plochy byly uvažovány bez tření.

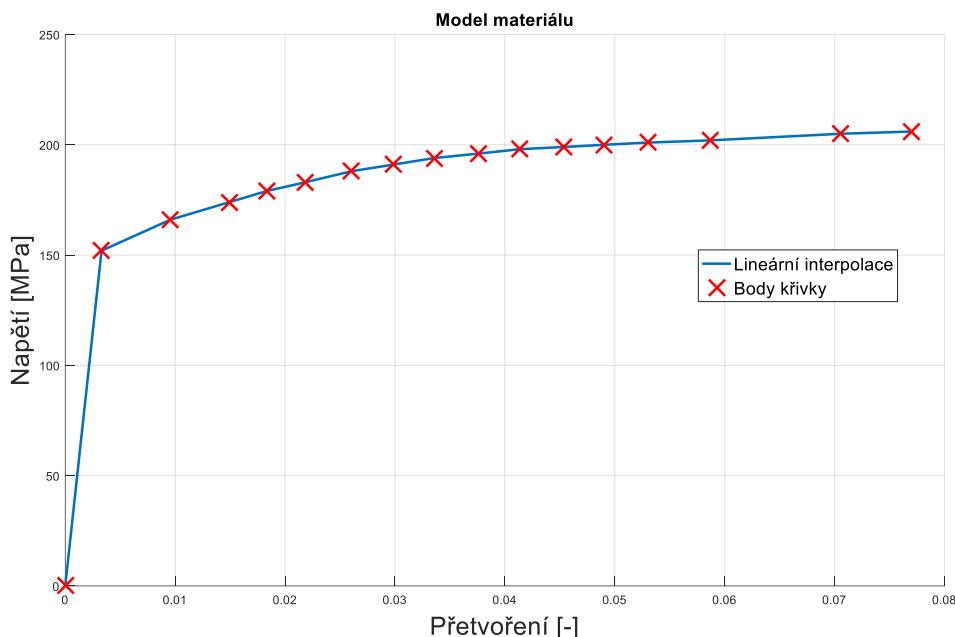


*Obr. 7.7: Definice úhlu  $\Phi$  a výšky  $d$*

Za účelem testování různých modelů materiálů – průběhů  $\sigma - \varepsilon$  byl vytvořen další program<sup>21</sup> spustitelný v prostředí *MATLAB* (viz. *Příloha I*), který na základě vstupních dat (modulu pružnosti v tahu, meze kluzu, a několika bodů za mezí kluzu) vygeneruje

<sup>21</sup> Skript je možné spouštět a editovat i v open-source prostřední *GNU Octave*, které je stejně jako *Salome-Meca* součástí balíku inženýrských aplikací *CAELinux* dostupného např. z [23].

vhodný multilineární průběh a tabulku hodnot (formát *TXT*), která slouží jako vstup do příkazového *COMM* souboru analýzy v *Salome-Meca*.



Obr. 7.8: Multilineární model materiálu

Cílem této úlohy bylo zjistit chování materiálu a ověření správnosti nastavení modelu a okrajových podmínek. Jako charakteristická hodnota deformovaného tvaru byl určen úhel  $\Phi$  svírající volný konec vodiče s osou  $x$  a výška jogglu  $d$  (viz obr. 7.7).

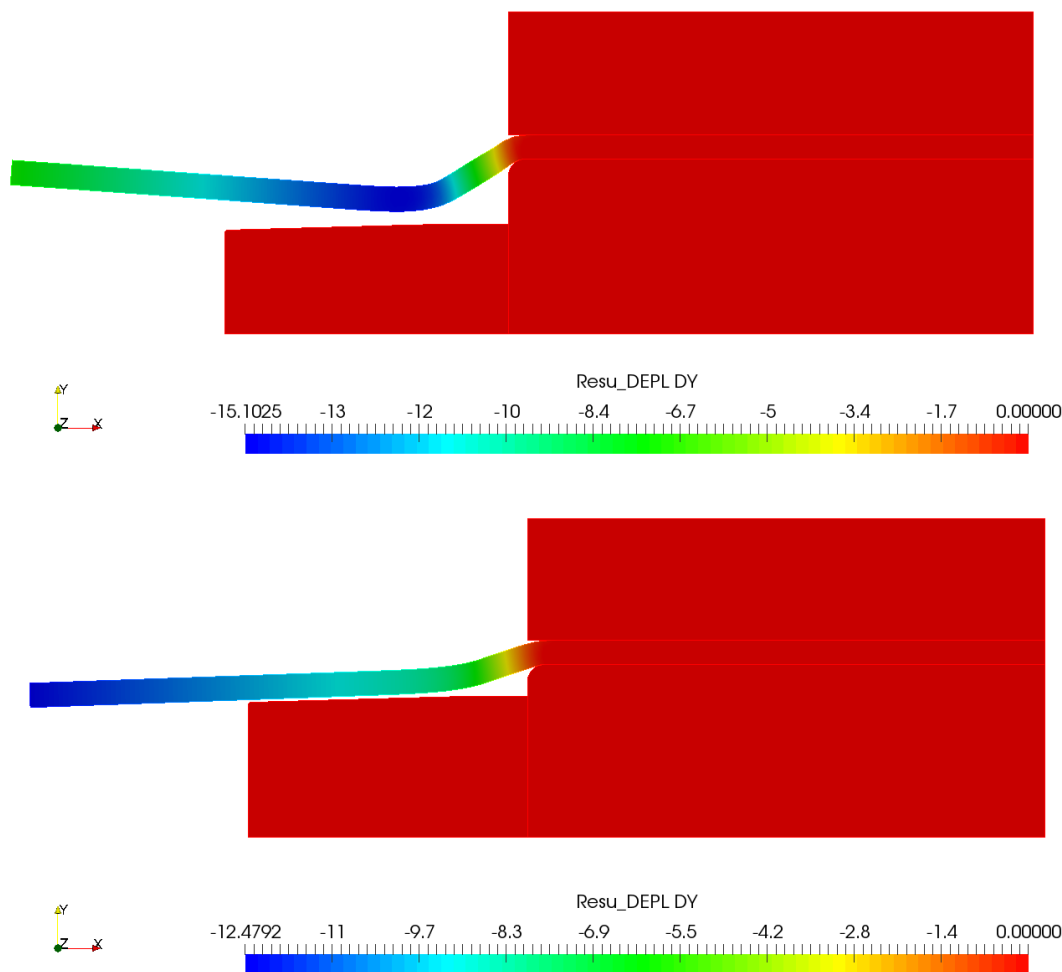
K post-processingu byl mj. vytvořen další skript v prostředí *MATLAB* (viz. Příloha I). Tento program na základě souřadnic a posuvů uzlů sítě vodiče dokáže řešením soustavy lineárních rovnic určit směrnici deformované hrany (roviny), a tím i úhel  $\Phi$ .

Tab. 7.1: Model I – výsledky a porovnání

Standardizované označení	Úhel $\Phi$ [°]		Výška $d$ [mm]	
	teoretická hodnota*	numerické řešení	teoretická hodnota	numerické řešení
<i>AB_31_00_2D</i>	0,00 ± 0,05	-2,2	27,0 ± 0,4	22,10
<i>AH_32_00_2D</i>		-1,6	20,0 ± 0,4	14,70
<i>BB_21_00_2D</i>		-4,2	17,6 ± 0,4	4,00
<i>BH_22_00_2D</i>		0,1	10,6 ± 0,4	11,09
<i>CB_11_00_2D</i>		2,0	8,2 ± 0,4	12,47
<i>CH_12_02_2D</i>		0,8	1,2 ± 0,4	3,96

\*stanovení teoretické hodnoty úhlu  $\Phi$  viz poznámka<sup>24</sup> (strana 81)

Zjištěné úhly  $\Phi$  a rozměry výšky  $d$  jsou potom přehledně seřazeny v tab. 7.1. Kladné znaménko u úhlu značí přehnutí volného konce vodiče směrem k tvárnici, tudíž kladnou směrnici. Záporné znaménko značí odpružení vodiče zpět k tvárnici.



Obr. 7.9: Model I – posuvy  $D_y$  – BB\_21\_00\_2D (nahore) a CB\_11\_00\_2D (dole)

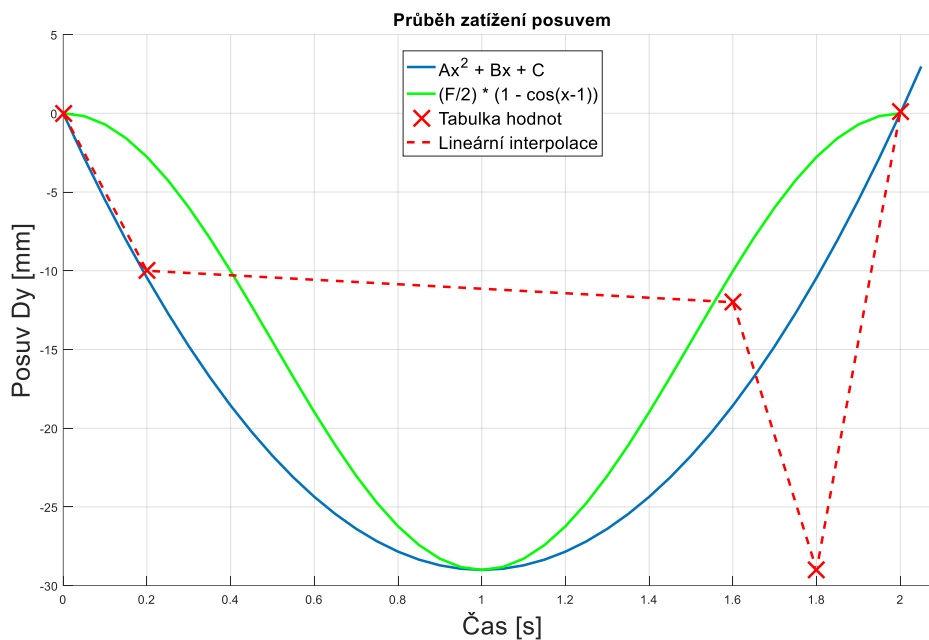
Dosažené výsledky potvrdily správnost nastavení výpočtu, modelu okrajových podmínek a kontaktů. Odchytky deformovaného tvaru od návrhových hodnot (tab. 7.1) mohou být způsobené volbou modelu materiálu (vytvořen za účelem analýzy porušování), neuvažováním třecích sil nebo kvalitou konečno-prvkové sítě (čtyři elementy po tloušťce polotovaru). Náhledy na deformované tvary<sup>22</sup> (a posuvy ve směru osy  $y$ ) vybraných typů vodičů jsou potom zobrazeny obr. 7.9, popř. v Příloze II.

#### 7.4.2 MODEL II

Do této analýzy znovu vstupoval polotovar plechu jako ideálně rovný a přímý čili bez jakéhokoliv vlivu odchylek a nerovností. Dále potom jako model zatížení byla zvolena ekvivalentní deformační okrajová podmínka (z důvodu lepší konvergence a stability výpočtu) – posuv tvárníku  $D_y$ , jehož maximální hodnoty byly získány odečtením

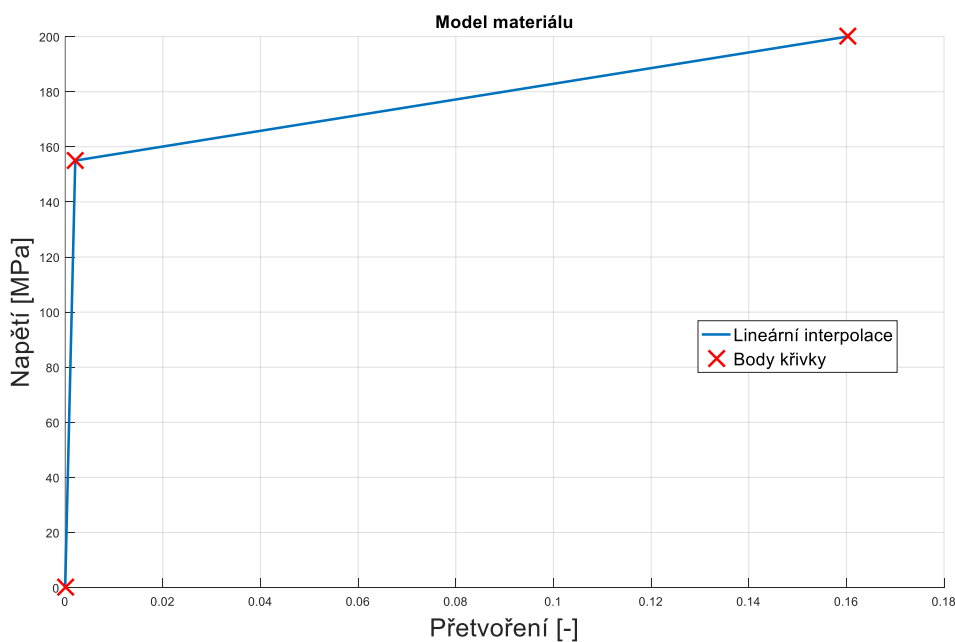
<sup>22</sup> Velikosti deformací jsou u všech náhledů v této práci v měřítku 1:1.

výsledných posuvů maximálního zatížení z *Modelu I* (průběh *obr. 7.10*). Kontaktní hrany byly uvažovány podobně jako v *Modelu I* bez tření.



*Obr. 7.10: Testování vhodného deformačního zatížení – AB\_31\_00\_2D*

Z důvodů eliminace vlivu volby modelu materiálu byl vytvořen, na základě tahových zkoušek poskytnutých zadavatelem této práce, nový model. Protože jsou jednotlivá měření (tahové zkoušky [25]) zatížena značným rozptylem (viz *tab. 5.2*), byly zvoleny průměrné hodnoty jednotlivých materiálových charakteristik, s přihlédnutím na materiálový list [26]. Na základě těchto hodnot byl vytvořen bilineární model materiálu.

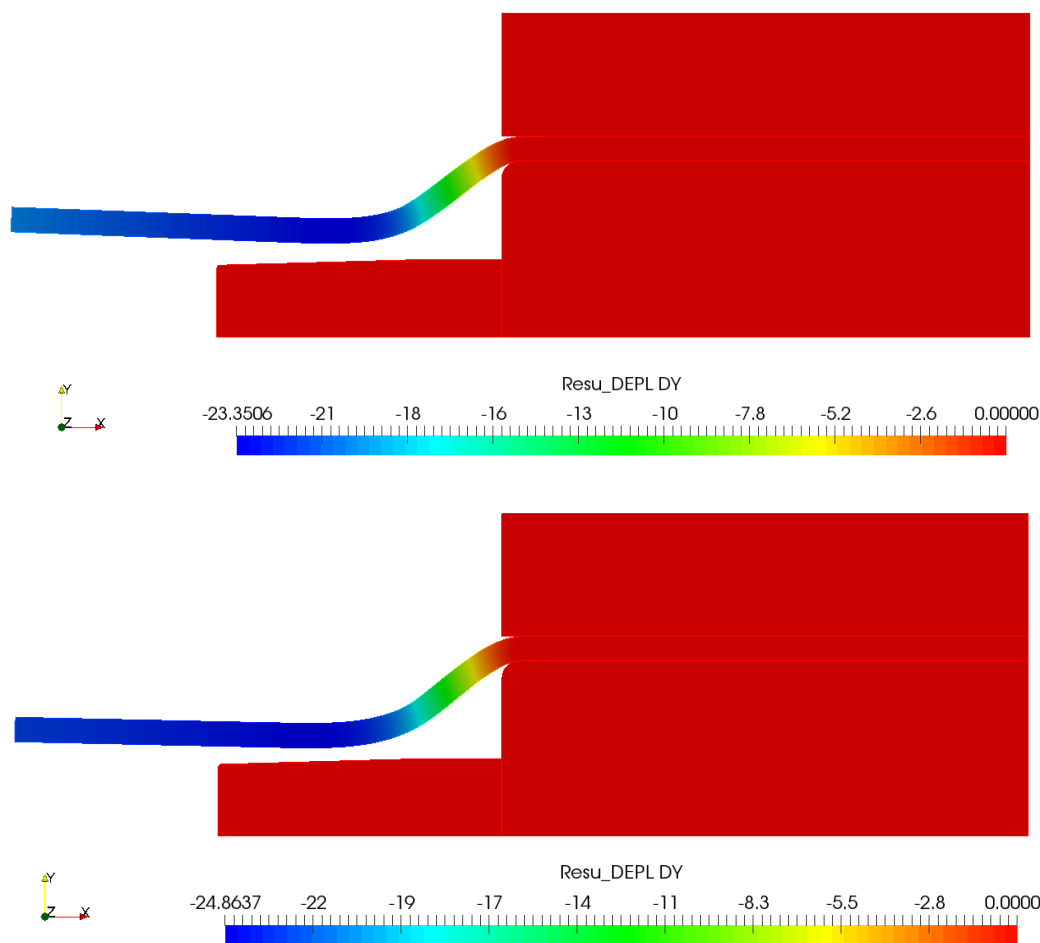


*Obr. 7.11: Bilineární model materiálu*

Tab. 7.2: Materiálové charakteristiky – Model II

Materiálová charakteristika		Hodnota
$E$	modul pružnosti	75 GPa
$E_T$	tečný modul pružnosti	285 MPa
$\mu$	Poissonův poměr	0,31
$R_e$	mez kluzu	155 MPa
$R_m$	mez pevnosti	200 MPa
$A$	tažnost	16,02 %
$\rho$	hustota	2700 kg/m <sup>3</sup>

Cílem této úlohy bylo porovnání chování obou materiálových modelů a ověření správnosti nastavení. Za vzorovou úlohu byl zvolen typ jogglu *AB\_31\_00\_2D*, který vykazuje největší deformace, a tím pádem, jak bylo potvrzeno i v *Modelu I*, je z hlediska konvergence nejsložitější úlohou (ostatní typy ohybů nebyly z časových důvodů napočítány, ovšem modely jsou připraveny k výpočtu (*Příloha I*)). Předpokladem bylo, že oba tyto modely by se měly chovat podobně, neboť popisují stejný problém, pouze s užitím jiných modelů vazeb a materiálu, které byly nastaveny tak, aby byly vzájemně ekvivalentní.

Obr. 7.12: *AB\_31\_00\_2D* – posuvy  $D_y$  – Model I (nahore) a Model II (dole)

Výsledky a porovnání obou modelů jsou přehledně vyneseny do *tab. 7.3*. Náhledy na deformované tvary a posuvy  $D_y$  potom na *obr. 7.12*, nebo v *Příloze III*. Stále relativně velký úhel odpružení  $\Phi$  a odchylka výšky  $d$  (vzdálenost volného konce vodiče od nedeformované části) v porovnání s návrhovými rozměry daly podnět k verifikační úloze vztahu (2.18a), kde byla ověřována platnost vztahu pro řešenou konfiguraci s danými parametry.

*Tab. 7.3: Model II – výsledky a porovnání*

Parametr	AB_31_00_2D	
	Model I	Model II
Model materiálu	multilineární	bilineární
Model zatížení	silové	deformační
Úhel $\Phi$ [°]	-2,2	-1,3
Výška $d$ [mm]	22,10	24,35
Max posuv $D_y$ [mm]	-23,35	-24,86

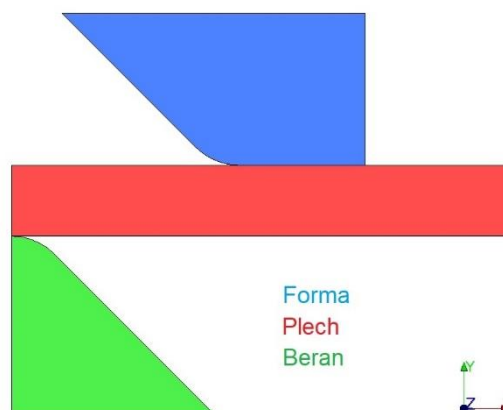
Odchylky oproti návrhovým tolerancím mohou být znovu způsobeny více faktory, jako je např. nevhodně zvolený materiálový model (velký rozptyl dat tahových zkoušek [25]), neuvažování třecích sil, kvalitou sítě konečných prvků, typem zvolených elementů nebo nevhodností užití rovinné deformace.

### 7.4.3 VERIFIKAČNÍ ÚLOHA

Tato úloha slouží pouze k verifikaci empirického vztahu (2.18a) numerickou metodou. Nastavení řešiče pro tuto úlohu bylo totožné jako pro *Model II*, tedy úloha byla modelována jako dynamická s celkovou dobou 2 s se zahrnutím tíhového zrychlení  $g$  působícího proti kladnému směru osy  $y$ .

#### GEOMETRIE

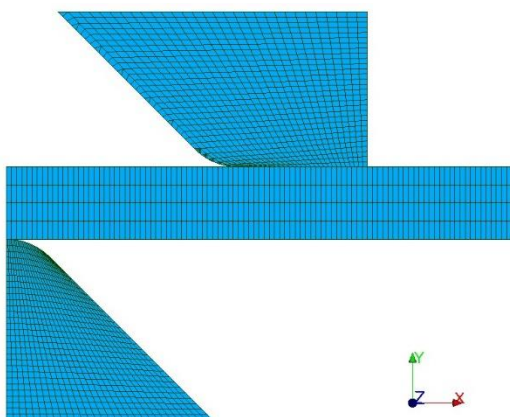
Geometrie byla modelována stejným způsobem jako při přípravě jednotlivých konfigurací jogglovacích procesů, tedy pomocí skriptu v programovacím jazyku *Python*. Úloha byla modelována taktéž jako rovinná (RD) s využitím symetrie podél osy  $y$  (z důvodu snížení hardwarové náročnosti a doby výpočtu). I zde byly vytvořeny skupiny geometrických entit pro následnou aplikaci materiálových charakteristik, dále definici kontaktů a okrajových podmínek.



*Obr. 7.13: Verifikační úloha – geometrie*

## SÍŤ KONEČNÝCH PRVKŮ

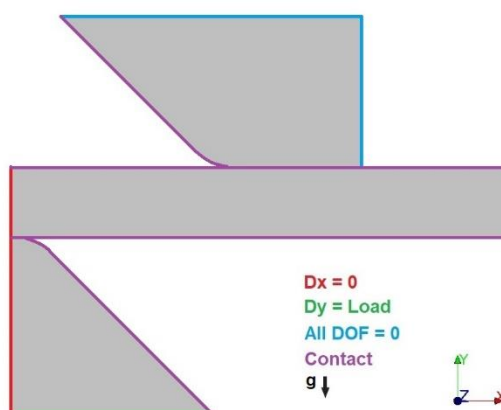
Stejně tak konečno-prvková síť byla vytvořena obdobným způsobem jako při modelování jogglovacího procesu – tedy pomocí skriptu v programovacím jazyku *Python*. Byly využity lineární prvky s preferencí čtyřúhelníkového tvaru. Síť byla zjemněna v místě kontaktů. I zde byly vytvořeny skupiny prvků a uzlů na základě geometrických entit pro aplikaci vlastností modelů. Skript je součástí práce (*Příloha IV*).



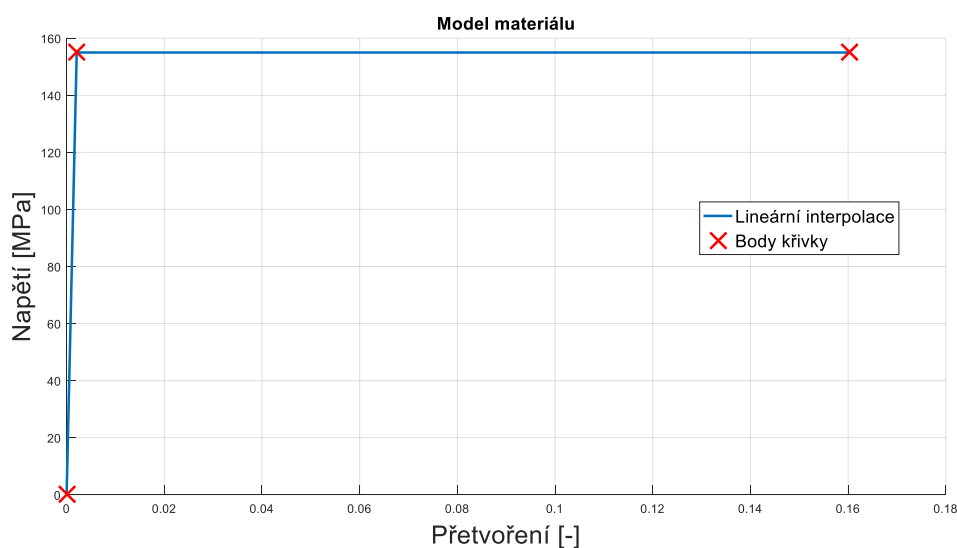
Obr. 7.14: Verifikační úloha – síť

## OKRAJOVÉ PODMÍNKY, NASTAVENÍ MODELU

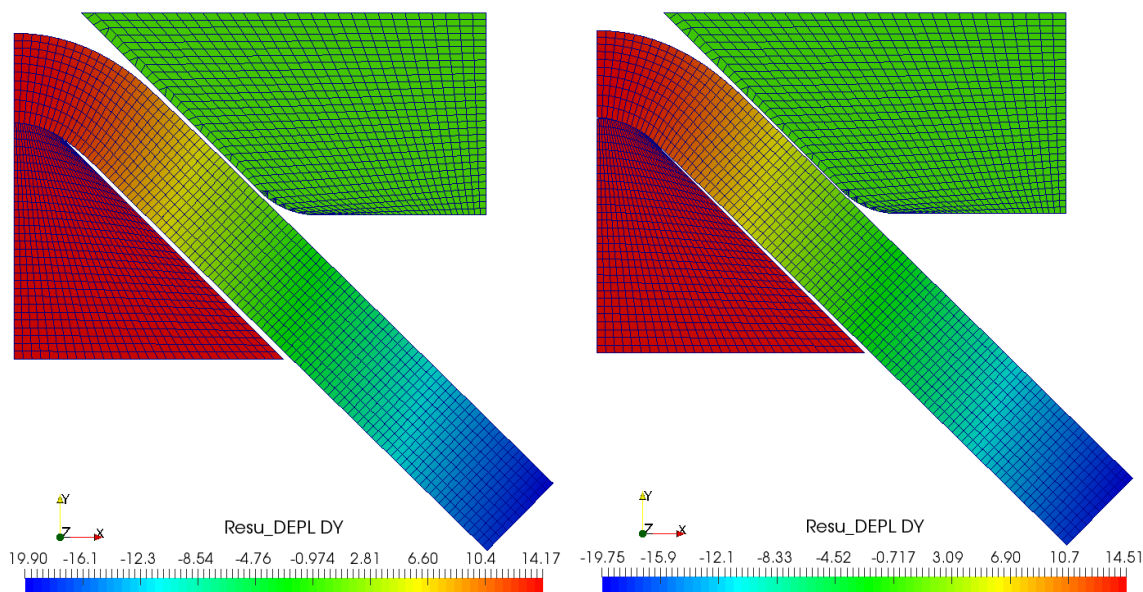
Dvěma rovinným hranám formy byl zabráněn posuv v obou směrech. Dále na levé hrany plechu a beranu byla aplikována okrajová podmínka plynoucí ze symetrie úlohy – nulové posuvy ve směru osy  $x$ . Na spodní stranu beranu bylo předepsáno deformační zatížení tak, aby došlo k vymezení vůle mezi plechem a formou ( $Dy = 14,62 \text{ mm}$ ). Materiálový model pro plech byl použit totožný jako pro *Model II* – bilineární (*obr. 7.11*). Dále byl otestován ideálně elasto-plastický model, tj. nezpevňující model materiálu (viz *obr. 7.16*).



Obr. 7.15: Verifikační úloha – okrajové podmínky



Obr. 7.16: Ideálně elasto-plastický model materiálu

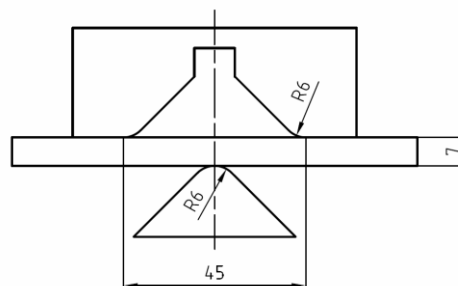


Obr. 7.17: Verifikační úloha (odpružení)

posuvy  $D_y$  – materiálový model se zpevněním (vlevo) a materiálový model bez zpevnění (vpravo)

### UŽITÍ EMPIRICKÉHO VZTAHU

Pro určení úhlu odpružení  $\beta$  bude znovu využit vztah (2.18a). Odlišnost oproti orientačnímu výpočtu (kdy se nejedná o normovaný ohyb do tvaru V) úhlu odpružení jogglovacího procesu (v kapitole 6.4) spočívá v pozměněné vzdálenosti mezi opěrami ohybnice ( $L_v = 45 \text{ mm}$ ). Ostatní parametry (koeficient  $x$ , poloměr ohybu  $R_0$ , tloušťka plechu  $t$ , mez kluzu  $\sigma_k$  a modul pružnosti materiálu v tahu  $E$ ) zůstávají totožné (viz rovnice (6.7)). Po dosazení tedy získáme:



Obr. 7.18: Verifikační úloha

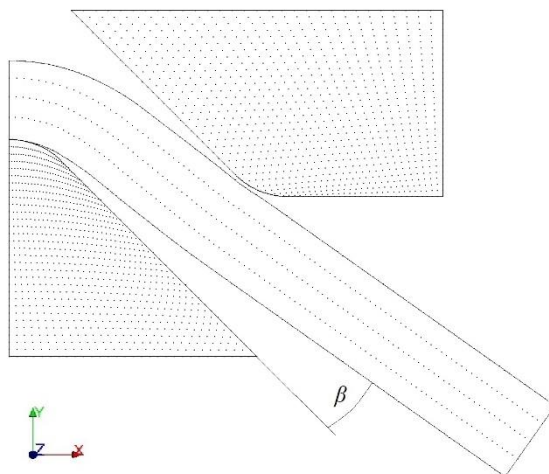
$$\tan(\beta) = 0,375 \cdot \frac{45}{0,408 \cdot 7} \cdot \frac{155}{75000} \quad (7.2)$$

a po vyčíslení úhlu odpružení:  $\beta \doteq 0,70^\circ$ .

Tab. 7.4: Verifikační úloha – výsledky

Parametr	Empirický vztah	Numerické řešení	
		bilineární se zpevněním	ideálně elasto-plastický
Modul materiálu	$E, \sigma_k$		
Úhel $\beta$ [°]	0,70	0,63	0,72

Cílem této úlohy bylo porovnání chování obou materiálových modelů (zpevňující a bez zpevnění) a ověření platnosti empirického vztahu z kapitoly 2.2.6. Tyto rovnice pro úhel odpružení normalizovaného tváření – ohýbání do tvaru V, respektive U – nezohledňují chování materiálu za meze kluzu, tudíž při analýze výsledků numerického řešení by taktéž nemělo záviset na volbě zpevnění materiálu, což bylo také potvrzeno. K post-processingu bylo využito prostředí *MATLAB* a získané výsledky jsou potom seřazeny v *tab. 7.4*.



Obr. 7.19: Úhel  $\beta$  – definice

#### 7.4.4 CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

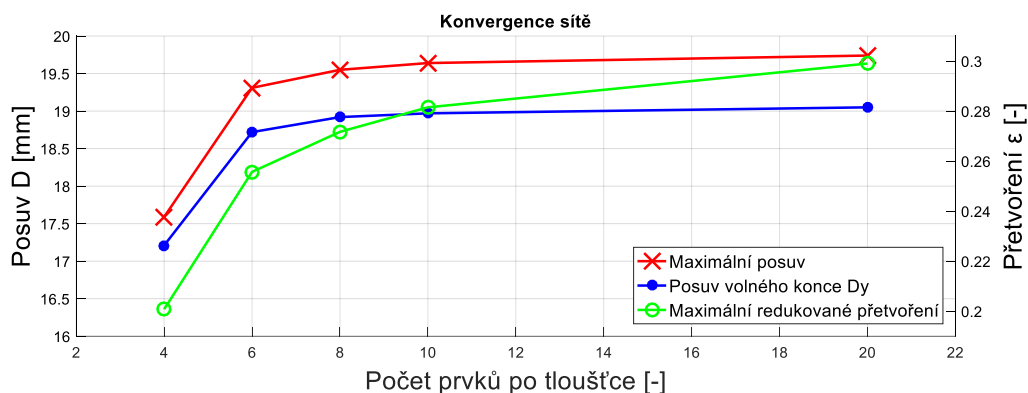
Při analýze výsledků z předešlé části byla zjištěna velká závislost úhlu odpružení na počtu prvků po tloušťce polotovaru. Tudíž lze předpokládat podobné chování u simulace jogglovacího procesu, a proto bylo nutné provést citlivostní analýzu počtu prvků po tloušťce polotovaru. Jako reprezentativní typ ohybu byl zvolen *BB\_21\_00\_2D*, protože při analýze *Modelu I* vykazoval „nejméně přesné“ hodnoty, tj. největší odchylky úhlu  $\Phi$  a výšky jogglu (výška  $d$ ) od návrhových hodnot ve výkresové dokumentaci.

Vstupní geometrie polotovaru byla ideální čili bez jakéhokoliv vlivu odchylek. Zatížení bylo simulováno pomocí ekvivalentní deformační okrajové podmínky – posuv  $Dy$ , na základě *Modelu I*. Model materiálu byl zvolen znovu bilineární (*obr. 7.11*). Kontaktní hrany byly uvažovány bez tření.

Tab. 7.5: Citlivostní analýza

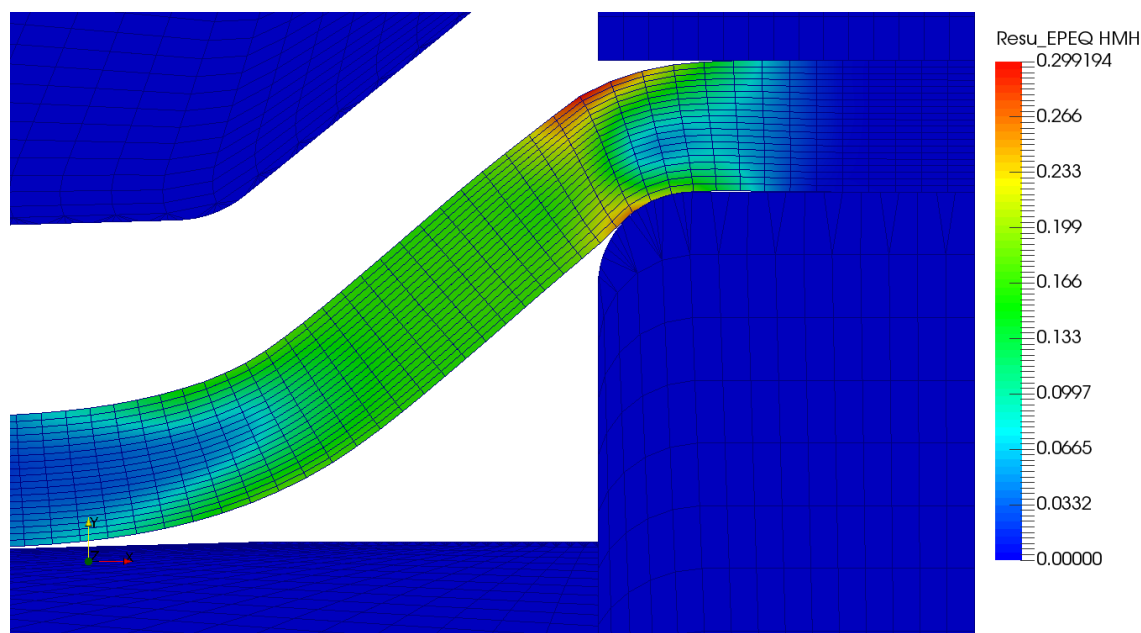
Parametr	Počet prvků po tloušťce plechu [-]				
	4	6	8	10	20
Max posuv [mm]	17,59	19,31	19,55	19,64	19,74
Max posuv voleného konce $Dy$ [mm]	-17,21	-18,72	-18,92	-18,97	-19,05
Max redukované plast. přetvoření [-]	0,2008	0,2557	0,2717	0,2815	0,2990
Úhel $\Phi$ [°]	-2,47	-0,70	-0,56	-0,49	-0,43

Charakteristickými veličinami, popisující deformovaný tvar, byly zvoleny: extrémní hodnota celkového uzlového posuvu polotovaru, absolutní hodnota minima y-nové složky posuvu volného konce polotovaru, maximální hodnota redukovaného plastického přetvoření<sup>23</sup> a úhel  $\Phi$  (viz tab. 7.5).



Obr. 7.20: Konvergence sítě

Z výše uvedeného grafu je patrné, že obvykle doporučované čtyři prvky po tloušťce jsou pro tuto úlohu nedostatečné. Vzhledem k cílům této práce, tj. pouze kontroly deformovaného tvaru, lze stanovit jako dostatečný počet prvků po tloušťce polotovaru deset elementů (lineární čtyřúhelníky). V případě posuzování napjatosti v tělese, popř. mezních stavů porušování, by bylo nutné volit více jak dvacet prvků, nebo změnit typ samotných elementů (např. na kvadratické).

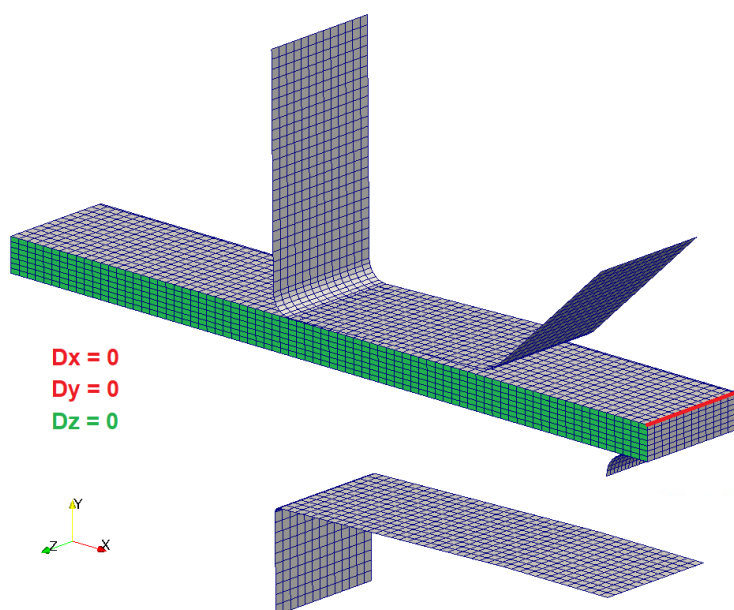


Obr. 7.21: Redukované přetvoření

<sup>23</sup> Redukované plastické přetvoření podle von Misesovy podmínky (hypotéza HMMH), po odlehčení polotovaru se rovná celkovému redukovanému přetvoření.

### 7.4.5 SROVNÁVACÍ ANALÝZA

Dalším krokem bylo zjistit, zda je možné, popř. výhodné modelovat celý problém pouze jako rovinnou úlohu (podmínka rovinná deformace) nebo je nutno vytvořit úlohu prostorovou. Za tímto účelem byl vybrán typ ohybu *AB\_31\_00*, který je nejnáročnější z hlediska konvergence (největší míra deformací), na kterém při stejném nastavení řešiče, volbě modelu materiálu (bilineární viz *obr. 7.11*), modelu zatížení (deformační viz *obr. 7.10*) a vzájemně ekvivalentních okrajových podmínkách byly testovány oba modely (rovinný a prostorový).



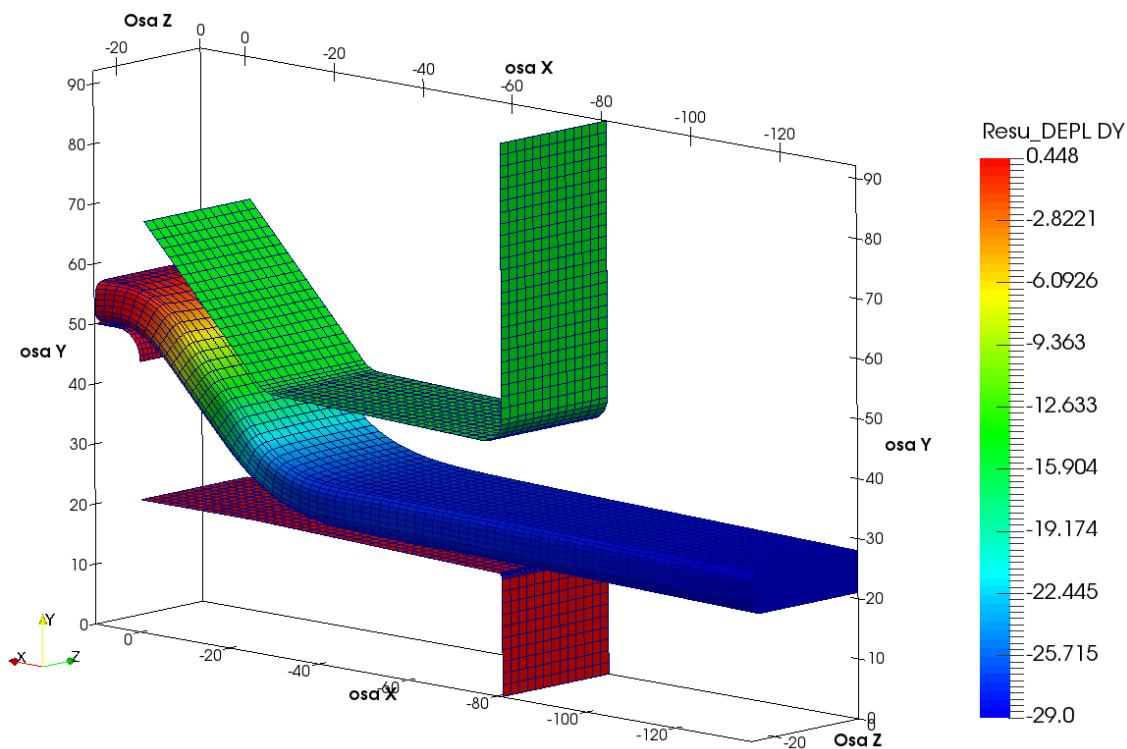
Obr. 7.22: Síť konečných prvků – *AB\_31\_00\_3D\_50*

Za účelem snížení hardwarové náročnosti byla u prostorové úlohy redukována geometrie dolního dílu přídržovače a vodiče. Navíc celá geometrie horního dílu přídržovače byla nahrazena okrajovou podmínkou zamezení posuvů  $Dx$  a  $Dy$  v uzlech horní hrany vodiče. Tím byl razantně snížen celkový počet elementů, a především těch kontaktních. Dále bylo využito symetrie geometrie podle roviny  $xy$ , přičemž byly aplikovány příslušné okrajové podmínky. V tomto modelu nebyl uvažován vliv třecích sil mezi povrchem vodiče a nástroji.

Tab. 7.6: Porovnání rovinného a prostorového modelu

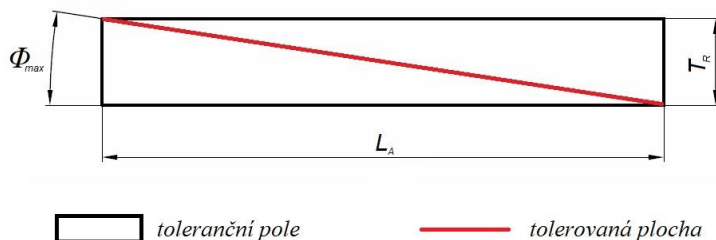
Parametr	<i>AB_31_00_2D</i>	<i>AB_31_00_3D_50</i>
Úhel $\Phi$ [°]	2,68°	1,20°
Výška $d$ [mm]	32,18	29,00
Max posuv $Dy$ [mm]	-32,18	-29,00
Max redukované plast. přetvoření [-]	0,2131	0,2148
Reakční tlak [bar]	52,18	75,25

Sledovanými výstupy byly veličiny uvedené v tab. 7.6. Úhel  $\Phi$ , který podle geometrické tolerance rovnoběžnosti ploch<sup>24</sup> v návrhové dokumentaci (obr. 5.2) je stanoven jako  $0 \pm 0,05^\circ$ . Druhou charakteristickou hodnotou je potom výška  $d$ , která je kótována přímo ve výkresech s hodnotou  $27,0 \pm 0,4 \text{ mm}$  (toleranční odchylka je pro všechny typy ohybů stejná). Reakční tlak byl vypočten pomocí přepočtení reakčních sil v okrajové podmínce deformačního zatížení, přičemž jeho teoretická hodnota pro typ jogglu AB\_31\_00\_50 dle dokumentace (obr. 3.4) činí 50 bar.



Obr. 7.23: Posuvy Dy AB\_31\_00\_3D\_50

<sup>24</sup> Určení maximální odchylky úhlu  $\Phi_{max}$  na základě geometrické tolerance rovnoběžnosti ploch:



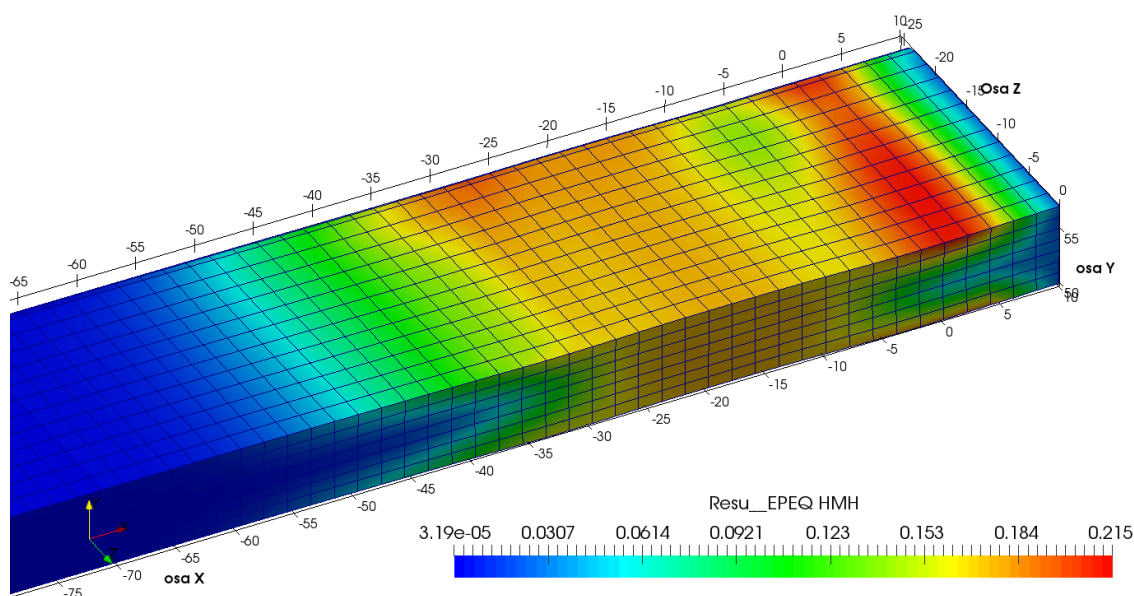
Maximální odchylka  $\Phi_{max}$  se potom rovná:

$$\tan(\Phi_{max}) = \frac{T_R}{L_A}$$

kde  $T_R$  je hodnota geometrické tolerance rovnoběžnosti a  $L_A$  je délka tolerančního pole, jež je rovnoběžné se základní rovinou. Po dosazení hodnot z výkresové dokumentace (viz obr. 5.2), kde  $T_R = 0,1 \text{ mm}$  a  $L_A \doteq 125 \text{ mm}$  je možné stanovit úhel  $\Phi_{max}$ :

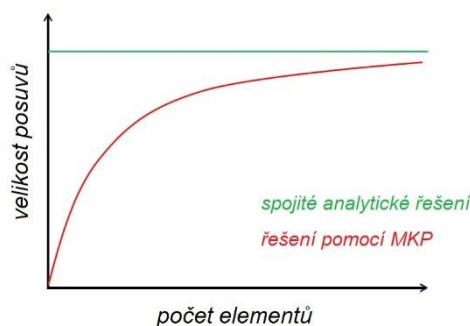
$$\Phi_{max} \doteq \pm 0,05^\circ$$

Pro názorné srovnání byla porovnána i maximální hodnota redukovaného plastického přetvoření, jehož gradient je namapován pouze na nedeformovaném tvaru<sup>25</sup> vodiče, poněvadž v analýzách, kde bylo kombinováno více typů elementů (objemové a skořepinové) se nepodařilo v modulu *ParaVis* zobrazit barevnou mapu na deformovaném tvaru.



Obr. 7.24: Redukované plastické přetvoření AB\_31\_00\_3D\_50

Při porovnání hodnot maximálních posuvů  $D_y$  a hlavně reakčních tlaků ve vazbě deformačního zatížení (tab. 7.6) mezi rovinnou a prostorovou úlohou je zřejmé, že 3D model tvářeného polotovaru se jeví jako mnohem tužší oproti tomu rovinnému, což je velice pravděpodobně dáno nedostatečně jemnou sítí objemových elementů. Nedostatečný počet prvků potvrzuje i nestálý gradient redukovaného přetvoření po šířce plechu (obr. 7.24). Nicméně další zjemňování konečno-prvkové sítě modelu nebylo provedeno z důvodu nedostatečné hardwarové kapacity a dlouhých výpočtových časů.



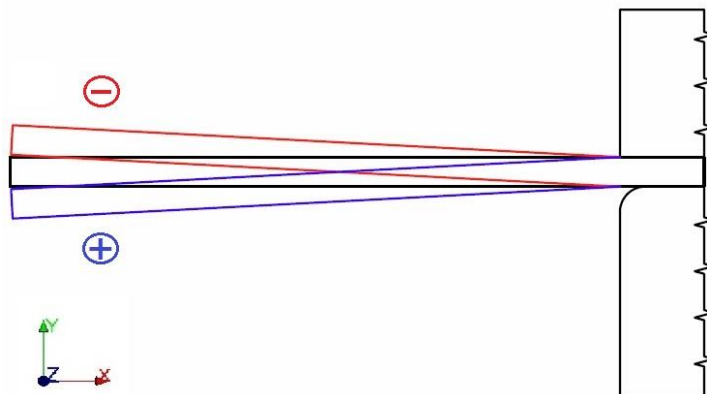
Obr. 7.25: Přesnost řešení

Dále odchylky oproti návrhovým tolerancím mohou být způsobeny např. nevhodně zvoleným materiálovým modelem (velký rozptyl vstupních dat (tab. 5.2), neuvažováním povrchové úpravy), nebo nezohledněním vlivu třecích sil.

<sup>25</sup> V analýzách, kde je kombinováno více typů elementů (jako např. objemové a skořepinové) se v modulu *ParaVis* nepodařilo nastavit zobrazení barevné škály žádné deformačně-napěťové charakteristiky na deformovaném tvaru.

### 7.4.6 VLIV ODCHYLEK POLOTOVARU

Do závěrečné analýzy vstupoval polotovár plechu již deformovaný, aby bylo možno zahrnout právě vlivy nepřesností geometrie polotovaru. Tvářený konec byl „předechnut“ do různých úhlů  $\theta$  na obě strany (tab. 7.7). Kladné znaménko úhlu značí ohnutí vodiče směrem ke tvárnici a záporné znaménko naopak směrem k tvárníku, stejně jako při definici úhlu  $\Phi$ . Jako reprezentativní typ ohybu byla zvolena rovinná úloha BH\_22\_00\_2D, a to z důvodů popsaných v závěru předchozí kapitoly (7.4.5).



Obr. 7.26: Odchylka polotovaru  $\theta$

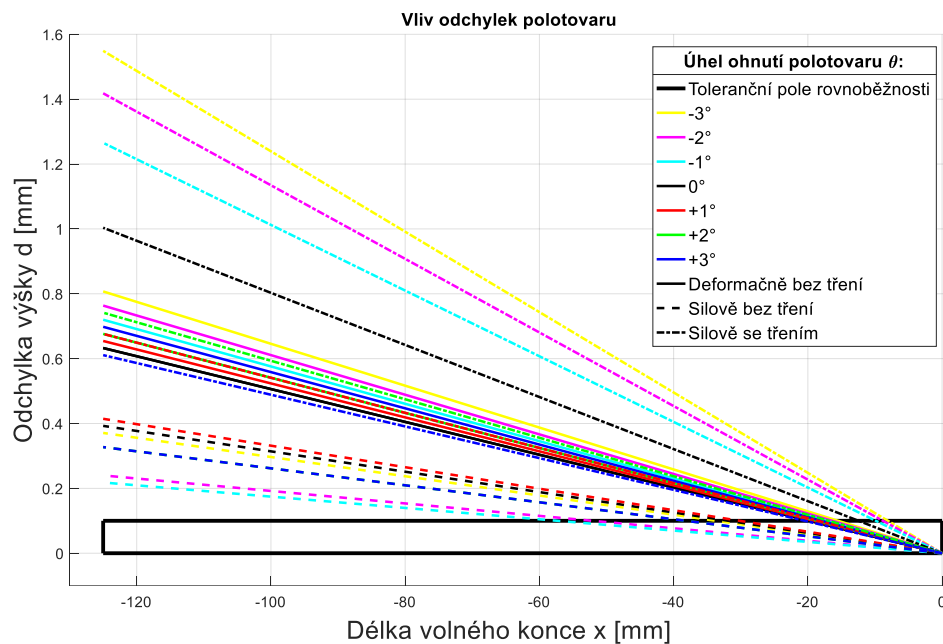
V této analýze byly zohledněny veškeré dosavadní poznatky získané z předešlých řešení. Jako model materiálu byl zvolen bilineární model (viz obr. 7.11), jež byl použit při analýze Modelu II, a také u verifikační úlohy (kapitoly 7.4.2 a 7.4.3) nebo v předchozí úloze. Zatížení bylo použito deformační i silové. Dále bylo uvažováno tření mezi vodičem a nástrojem (tvárník a tvárnice) s koeficientem smykového tření  $f = 0,47$ , který byl zvolen na základě webu [27]. Po tloušťce polotovaru bylo použito deset elementů.

Tab. 7.7: Vliv odchylek polotovaru

Úhel ohnutí polotovaru $\theta$ [°]	Úhel $\Phi$ [°]			Výška $d$ [mm]		
	deformační zatížení	silové zatížení		deformační zatížení	silové zatížení	
		bez tření	se třením		bez tření	se třením
-3	-0,37	-0,17	-0,71	10,50	10,89	9,81
-2	-0,35	-0,11	-0,65	10,53	10,98	9,94
-1	-0,33	-0,10	-0,58	10,55	10,98	10,08
0	-0,29	-0,18	-0,46	10,63	10,84	10,31
+1	-0,30	-0,19	-0,31	10,58	10,82	10,64
+2	-0,31	-0,15	-0,34	10,56	10,88	10,60
+3	-0,32	-0,15	-0,28	10,55	10,87	10,75

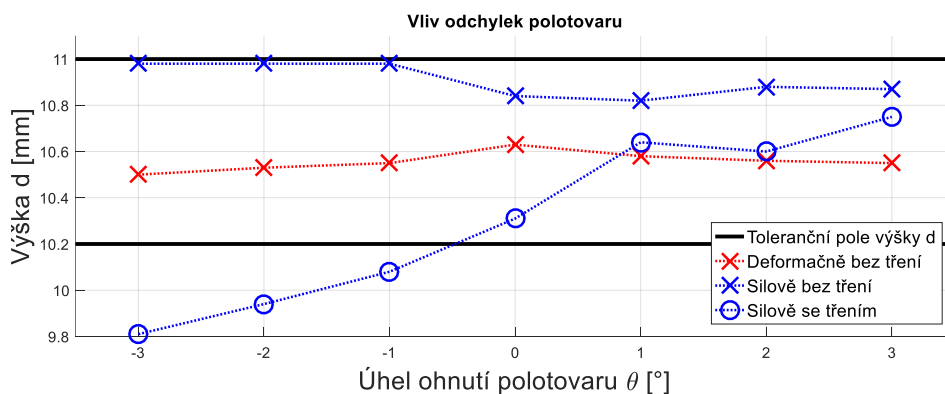
Cílem této analýzy bylo posouzení vlivu odchylek polotovaru na výsledný deformovaný tvar vodiče. Postupně byla testována různá nastavení modelu – deformační, a potom i silové zatěžování, které bylo navíc provedeno ve dvojí variantě v závislosti na typu kontaktu mezi polotovarem a tvářecími nástroji (s/bez uvažování tření).

První charakteristickou hodnotou deformovaných tvarů je úhel  $\Phi$ , který byl srovnáván s návrhovou hodnotou  $0 \pm 0,05^\circ$  (toleranční pole rovnoběžnosti). Z *tab. 7.7* vyplývá, že při jakémkoliv směru a velikosti ohnutí polotovaru  $\theta$  (v mezích  $\pm 3^\circ$ ) se plech odpruží zpět směrem k tvárníku (záporná znaménka úhlů  $\Phi$ ), a to nezávisle na typu zatěžování (deformační nebo silové) a zahrnutí třecích sil. Náhled na toleranční pole rovnoběžnosti a úhly  $\Phi$  v závislosti na úhlu ohnutí polotovaru  $\theta$  je graficky znázorněn na *obr. 7.27*, popř. ve větším rozlišení v *Příloze VII*. Z grafu dále vyplývá, že povolená odchylka návrhové hodnoty rovnoběžnosti není splněna ani v jednom simulovaném případě.



Obr. 7.27: Odchylky úhlu  $\Phi$

Druhá charakteristická hodnota deformovaných tvarů – výška jogglu  $d$  – byla srovnávána s návrhovou kótou ve výkresové dokumentaci (hodnota  $10,6 \pm 4$ ). Z *obr. 7.28* nebo *tab. 7.7* je zřejmé, že v případě zanedbání třecích sil mezi polotovarem a tvářecími nástroji, nezáleží na úhlu ohnutí polotovaru (v mezích  $\pm 3^\circ$ ). Naopak v případě uvažování tření je vidět určitý rostoucí trend výšky  $d$  se zvyšováním ohnutí polotovaru  $\theta$  směrem ke tvárnici. Dále z *obr. 7.28* plyne, že povolená odchylka rozměru  $d$  je splněna ve všech případech kromě úhlů ohnutí polotovaru menších jak  $-0,5^\circ$  s uvažováním tření.



Obr. 7.28: Odchylky výšky jogglu  $d$

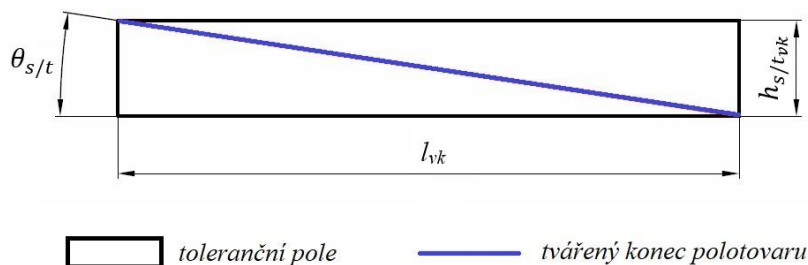
### STANOVENÍ MAXIMÁLNÍHO ÚHLU OHNUTÍ POLOTOVARU

V tomto odstavci bude odvozena hodnota maximálního úhlu ohnutí  $\theta_{max}$  tvářeného konce polotovaru (na základě normy *DIN EN 755-9* (kapitola 2.3.4)), která je důležitá pro porovnání výsledků numerické simulace a vyvození závěrů. Podle definice geometrické tolerance rovinatosti v této normě je třeba stanovit lokální odchylky  $h_s$  a  $h_t$  s využitím výkresové dokumentace polotovaru (obr. 5.1).

Pro řešený případ  $h_s = 0,6/300 \text{ mm}$  délky polotovaru a  $h_t = 1,5 \text{ mm/m} \times 3,123 \text{ m}$ , což po vtažení k délce tvářeného konce polotovaru (stejná pro všechny typy)  $l_{vk} = 145 \text{ mm}$ , udává hodnoty:

$$h_{s_{vk}} = 0,29 \text{ mm} \quad (7.3a)$$

$$h_{t_{vk}} \doteq 0,6793 \text{ mm} \quad (7.3b)$$



Obr. 7.29: Určení maximální úhlové odchylky tvářeného konce polotovaru

Maximální odchylky polotovaru  $\theta_{s/t}$  lze potom vyjádřit jako:

$$\tan(\theta_{s/t}) = \frac{h_{s/t_{vk}}}{l_{vk}} \quad (7.4)$$

a po dosazení do rovnice (7.4) a vyčíslení úhlů  $\theta_{s/t}$ :

$$\theta_s \doteq 0,115^\circ \quad (7.5a)$$

$$\theta_t \doteq 0,679^\circ \quad (7.5b)$$

Jako referenční hodnotu je potom nutno zvolit menší z obou úhlů:

$$\theta_{max} = \theta_s \doteq \pm 0,115^\circ \quad (7.6)$$

## ZÁVĚR

Hlavním cílem této diplomové práce bylo posouzení technologie výroby, vstupních a výstupních odchylek součásti od návrhové geometrie. Jinými slovy ověření, zda současné nastavení technologického procesu vede ke zhotovení výrobku splňující technickou výkresovou dokumentaci. Vedle analytických a empirických metod řešení, měla být použita i analýza pomocí metody konečných prvků ve volně dostupném programovém prostředí *Salome-Meca*.

Předmětem výzkumu byly hliníkové plechy sloužící jako vodiče silnoproudé elektrické energie. Společnost *Siemens, s.r.o., odštěpný závod Elektromotory Mohelnice* vyrábí tyto vodiče ve formě přípojníc ohýbáním plechu o tloušťce 7 mm do různých tvarů ohybu tzv. joggglů. Právě při tomto procesu někdy dochází k nepřesnému ohybu, což má za následek nesplnění předepsaných výstupní tolerancí, a s tím spojené problémy při následné kompletaci do finálních sestav.

V rešeršní části je čtenář obeznámen s teorií potřebnou pro kompletní pochopení a porozumění řešenému problému. Na úvod byl popsán samotný výrobek a způsoby jeho používání (kapitola 2.1). Následuje stručné vysvětlení základních pojmů problematiky technologie ohýbání z hlediska napjatosti a deformace ve tvářeném tělese a rešerše empirických vztahů důležitých pro analytické řešení (kapitola 2.2). Další oddíl je věnován normě *DIN EN 755-9*, na základě které jsou dodávány polotovary pro výrobu vodičů (kapitola 2.3), přičemž jsou zvýrazněny hodnoty přímo související s řešeným problémem. Dále, poněvadž zadavatelem této práce bylo požadováno numerické řešení pomocí konečno-prvkového výpočtového prostředí *Salome-Meca*, v poslední části rešeršní studie je čtenář seznámen se základy používání tohoto open-source softwaru.

V kapitole 3 je shrnut technologický postup při výrobě vodičů (proces jogglování), který je používán přímo ve výrobní hale společnosti *Siemens, s.r.o.* s vymezením všech možných vlivů ovlivňujících tento proces. V následujícím oddílu je okomentována volba metody řešení zadaného problému. Kapitola 5 je zaměřena na definici vstupních parametrů při řešení problému. Oddíl je rozdělen na dvě části – první byla věnována samotnému vodiči a jeho konfiguracím (polotovary, ohnutá součást) a druhá se zabývá vlastnostmi a parametry hydraulického lisu a tvářecích nástrojů.

Analytické řešení s využitím empirických vztahů, jež byly shrnuty v oddíle 2.2, je uvedeno v kapitole 6. Jelikož proces jogglování není standardizovaným typem ohybu (tvar V nebo U), byly stanoveny pouze obecné charakteristiky jako např. poloměry a délky neutrálních ploch, délky polotovarů pro všechny typy vodičů, maximální a minimální poloměry ohybů a úhel odpružení. Tyto veličiny jsou shrnuty v tabulce níže.

Popis tvorby konečno-prvkové simulace je uveden v kapitole 7. V zásadě jsou použity dva typy analýz – rovinná a prostorová úloha. Všechny simulace bylo nutno provést jako dynamické z důvodu špatné konvergence kvazistatického modelu. Pro numerický výpočet bylo nutno, kromě modelu geometrie (vytváření pomocí programovacího jazyku *Python*) a okrajových podmínek, dále navrhnout i model materiálu (zvolen bilineární průběh křivky  $\sigma$ - $\epsilon$ ) na základě protokolů tahových zkoušek poskytnutých zadavatelem. K testování materiálových modelů a post-procesingu bylo vytvořeno několik programů

v prostředí *MATLAB* (viz přílohy této práce). Z důvodu hardwarové náročnosti nebyly provedeny výpočty všech typů ohybů rovinných a prostorových úloh (především 3D simulace), nicméně modely pro všechny typy jogglů jsou připraveny pro výpočet (taktéž tvoří přílohu této práce).

V oddíle 7.4 jsou potom představeny jednotlivé simulace, které bylo nutno provést pro verifikaci vlivu nepřesností numerického modelu. V závěru každé podkapitoly se nachází diskuze nad dosaženými výsledky. Zkoumání vlivu nepřesnosti geometrie polotovaru se nachází v části 7.4.6, kde byla posuzována délková i úhlová odchylka (definice na str. 70) volného konce ohnutého vodiče v závislosti na deformovaném polotovaru (výsledky na str. 84), který byl před procesem tváření „předehnut“ do různých úhlů ( $-3^\circ$  až  $+3^\circ$ ), přičemž norma *DIN EN 755-9* (viz kapitola 2.3), pod kterou jsou polotovary dodávány, připouští maximální odchylku  $\pm 0,12^\circ$  (vztaženo k délce tvářeného konce polotovaru).

V případě délkové odchylky lze na základě provedené simulace vybraného typu ohybu (a zvolené rozlišovací úrovně numerického modelu) konstatovat, že bude-li dodržena jakost polotovaru na základě normy výše, bude splněna i výstupní délková návrhová tolerance ohnuté součásti (výška jogglu). Naopak v případě úhlové odchylky, na základě téhož modelu, je nutno prohlásit, že i v případě dokonalé geometrie polotovaru, nebude splněna výstupní návrhová tolerance (geometrická tolerance rovnoběžnosti ploch viz str. 57).

V poslední řadě je nutno uvést provedená zjednodušení při tvorbě modelů a popsat další možné vlivy na dosažené výsledky: Při tvorbě numerického modelu byl úplně zanedbán proces vystřížení děr konců vodičů na požadovaný typ a sražení hran. Tato operace deformuje polotovar, vnáší další geometrické nepřesnosti a mění tuhost polotovaru před samotným jogglováním. Dále je zanedbán vliv opotřebení a deformace tvářecích nástrojů, přičemž lze diskutovat i vhodnost návrhové geometrie tvárníků a tvárnic, poněvadž se používají stejné nástrojové vložky jak pro hliníkové, tak i pro měděné polotovary vodičů (obecně lze předpokládat různé chování obou materiálů). Zanedbání bylo taktéž provedeno u pohybu horního dílu přídržovače, který může deformovat polotovar a vnášet nepřesnosti do technologického procesu. Dalším vlivem může být i model materiálu, který byl vytvořen na základě protokolů tahových zkoušek, jejichž data jsou zatížena velkým rozptylem (*tab. 5.2* na str. 58).

Tab. 8.1: Analytické řešení – výsledky

Parametr	Typ vodiče	$R_{01} = 5 \text{ mm}$		$R_{02} = 6 \text{ mm}$	
		Hook	Bolt	Hook	Bolt
Poloměr neutrální plochy	A, B, C	7,77 mm		8,86 mm	
Délka neutrální plochy	A	5,29 mm	6,37 mm	6,03 mm	7,27 mm
	B	3,53 mm	5,29 mm	4,02 mm	6,03 mm
	C	0,41 mm	2,98 mm	0,46 mm	3,40 mm
Délka polotovaru	A	1116,4 mm			
	B	1104,7 mm			
	C	1095,2 mm			
Poloměr ohybu	min	23,67 mm		23,01 mm	
	max	1690 mm			
Úhel odpružení	A, B, C	-		1,24 °	

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ANDĚL, Tomáš. *Využití výpočtového prostředí Salome Meca při řešení úloh mechaniky těles*. Brno, 2016. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
- [2] KALIVODA, Ondřej. *Analýza porušování hliníkových vodičů při ohýbání*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Vosynek, Ph.D.
- [3] Siemens [online]. Germany: © Siemens AG, 2018 [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: <https://www.siemens.com>
- [4] Integrované řešení pro spolehlivý a účinný rozvod elektrické energie: LI - přípojnicový systém. Siemens [online]. Germany: Infrastructure & Cities Sector, 2014 [cit. 2018-02-19]. Dostupné z: [www.siemens.com/busbar](http://www.siemens.com/busbar)
- [5] DVOŘÁK, Milan. *Technologie II*. Brno: CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2032-4.
- [6] DVOŘÁK, Milan, František GAJDOŠ a Karel NOVOTNÝ. *Technologie tváření: plošné a objemové tváření*. Vyd. 4. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3425-7.
- [7] STRAČÁNEK, Rostislav. *Výroba konzoly*. Brno, 2015. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Ústav strojírenské technologie, Odbor technologie tváření kovů a plastů. Vedoucí práce Ing. Kamil Podaný, Ph.D.
- [8] MARCINIAK, Zdzislaw. *Teorie tváření plechů*. 1. Praha: SNTL, 1964.
- [9] ŠEBEK, František. *Rovnění vývalku opakovanou plastickou deformací*. Brno., 2010. Bakalářské práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [10] DOWLING, Norman. *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. 4 ed. Boston: Pearson, 2013. ISBN 313-9506-8.
- [11] ČUPR, Pavel. *Výpočtová simulace rovnání tyčí nekruhového průřezu*. Brno, 2015. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
- [12] BENEŠOVSKÝ, Marek. *Výpočtová simulace kosoúhlého rovnání tyčí*. Brno, 2015. DIPLOMOVÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jindřich Petruška, CSc.

- [13] VALČÍK, Jan. *Návrh výroby součásti ohýbáním*. Brno, 2010. Diplomová práce. FSI VUT v Brně, Ústav strojírenské technologie, Odbor technologie tváření kovů a plastů. Vedoucí práce Ing. Kamil Podaný, Ph.D.
- [14] KRÁLÍČEK, T. *Odpružení a mezní stav při ohýbání titanové slitiny používané v leteckém průmyslu*. Liberec, 2008. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní.
- [15] FOREJT, Milan a Miroslav PÍŠKA. *Teorie obrábění, tváření a nástroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2006. ISBN 80-214-2374-9.
- [16] DIN EN 755-9. *Aluminium and aluminium alloys: Extruded rod/bar, tube and profiles*. 11 April 2016. Brussels: CEN, 2016.
- [17] SALOME [online]. 2005-2016 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: <http://www.salome-platform.org/>
- [18] AUBRY, Jean-Pierre. *Beginning with Code\_Aster. A Practical Introduction to Finite Element Method Using Code\_Aster, Gmsh and Salome*. Framasoft, 2013. ISBN 9791092674033.
- [19] Code\_Aster [online]. Francie, b.r. [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: <http://www.code-aster.org>
- [20] TOMÁNEK, Jiří. *Zpracování přehledu MKP aplikací na bázi Open Source*. Brno: Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2010. Bakalářská práce. FSI VUT Brno. Vedoucí práce Tomáš Návrat.
- [21] MIRUN, . A co že je to OpenSource ?. DOČEKAL, (c) Daniel. *POOH.cz* [online]. 2003 [cit. 2016-04-04]. Dostupné z: <http://www.pooch.cz/>
- [22] FREE SOFTWARE FOUNDATION. *GNU Operating System* [online]. 2001, 2016/03/21 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.gnu.org/>
- [23] CAE Linux [online]. 2005 [cit. 2016-04-11]. Dostupné z: <http://caelinux.com>
- [24] JANÍČEK, Přemysl. *Systémová metodologie: brána do řešení problémů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2014. ISBN 978-80-7204-887-8.
- [25] SEIEMENS, s.r.o., Jan MÁCHÁČEK a Jiří SITA. *Osobní a emailová komunikace, materiály poskytnuté zadavatelem*. Mohelnice, 2017-2018.
- [26] Extruded products Technical datasheet Alloy EN AW-6101B [EAl MgSi(B)]. *Hydroextrusions* [online]. Drammensveien 264, 0283 Oslo, Norway.: Episerver DXC, 2018 [cit. 2018-05-12]. Dostupné z: <https://www.hydroextrusions.com/>

- [27] SOUČINITEL TŘENÍ. *E-konstrukter* [online]. 101 00, Praha 10: ©, 2017 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>
- [28] Siemens, s.r.o., odštěpný závod Elektromotory Mohelnice. *Siemens* [online]. Česká republika: © Siemens, s.r.o. 1996-2018, 2018 [cit. 2018-02-14]. Dostupné z: <https://www.siemens.com/cz/cz/home.html>
- [29] *OOFEM official page: Object Oriented Finite Element Solver* [online]. katedra mechaniky, Stavební fakulty ČVUT.: GNU Free Documentation, 2018 [cit. 2018-02-26]. Dostupné z: <http://www.oofem.org/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A$	[%]	tažnost materiálu
$b$	[mm]	šířka polotovaru (vodiče)
$d$	[mm]	výška jogglu
$D_x$	[mm]	posuv ve směru osy $x$
$D_y$	[mm]	posuv ve směru osy $y$
$D_z$	[mm]	posuv ve směru osy $z$
$E$	[MPa]	modul pružnosti v tahu
$E_T$	[MPa]	tečný modul pružnosti v tahu
$f$	[-]	koeficient smykového tření
$F$	[N]	síla
$g$	[ms <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$G$	[MPa]	modul pružnosti ve smyku
$I$	[A]	elektrický proud
$l$	[mm]	délka
$l_{vk}$	[mm]	délka tvářeného konce polotovaru
$L_A$	[mm]	délka tolerančního pole
$M$	[Nm]	moment síly
$m$	[kg]	hmotnost
$M_o$	[Nm]	ohybový moment
$n$	[-]	počet uzlů sítě
$p$	[MPa] [bar]	tlak
$R$	[mm]	poloměr ohybu
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_m$	[MPa]	mez pevnosti
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	obsah plochy
$t$	[mm]	tloušťka materiálu (vodiče)
$t$	[s]	čas
$T_R$	[mm]	hodnota geometrické tolerance
$U$	[V]	elektrické napětí
$x$	[-]	součinitel posunutí neutrální plochy

$\alpha$	[°]	úhel ohybu
$\gamma$	[°]	úhel ohnutého úseku
$\gamma_{xy}$	[-]	úhlové přetvoření v rovině $xy$
$\gamma_{yz}$	[-]	úhlové přetvoření v rovině $yz$
$\gamma_{zx}$	[-]	úhlové přetvoření v rovině $zx$
$\varepsilon_1$	[-]	první hlavní přetvoření
$\varepsilon_2$	[-]	druhé hlavní přetvoření
$\varepsilon_3$	[-]	třetí hlavní přetvoření
$\varepsilon_{red}$	[-]	redukované přetvoření
$\varepsilon_x$	[-]	délkové přetvoření v ose $x$
$\varepsilon_y$	[-]	délkové přetvoření v ose $y$
$\varepsilon_z$	[-]	délkové přetvoření v ose $z$
$\theta$	[°]	úhel ohnutí polotovaru
$\theta_{max}$	[°]	maximální odchylka úhlu ohnutí polotovaru
$\mu$	[-]	Poissonův poměr
$\rho$	[mm]	poloměr neutrální osy (plochy)
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	hustota
$\sigma_1$	[MPa]	první hlavní napětí
$\sigma_2$	[MPa]	druhé hlavní napětí
$\sigma_3$	[MPa]	třetí hlavní napětí
$\sigma_k$	[MPa]	mez kluzu
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{rez}$	[MPa]	zbytkové napětí
$\sigma_x$	[MPa]	normálové napětí ve směru osy $x$
$\sigma_y$	[MPa]	normálové napětí ve směru osy $y$
$\sigma_z$	[MPa]	normálové napětí ve směru osy $z$
$\tau_{xy}$	[MPa]	smykové napětí v rovině $xy$
$\tau_{yz}$	[MPa]	smykové napětí v rovině $yz$
$\tau_{zx}$	[MPa]	smykové napětí v rovině $zx$
$\Phi$	[°]	úhel odpružení vodiče
$\Phi_{max}$	[°]	maximální odchylka úhlu odpružení vodiče

<i>aj.</i>	a jiné
<i>Al</i>	hliník
<i>ANG</i>	angličtina
<i>apod.</i>	a podobně
<i>atd.</i>	a tak dále
<i>atp.</i>	a tak podobně
<i>cca</i>	cirka
<i>Cu</i>	měď
<i>fa</i>	firma
<i>FRA</i>	francouzština
<i>FSI</i>	Fakulta strojního inženýrství
<i>HMH</i>	hypotéza Huber, Mises, Hencky
<i>L1, L2, L3</i>	fázový (krajní) vodič
<i>mj.</i>	mimo jiné
<i>MKP</i>	metoda konečných prvků
<i>N</i>	nulový (střední vodič)
<i>např.</i>	například
<i>OP</i>	okrajové podmínky
<i>PE</i>	zemnicí (ochranný) vodič
<i>PEN</i>	zemnicí (ochranný) vodič s funkcí nulového (středního)
<i>popř.</i>	popřípadě
<i>př.</i>	příklad
<i>příp.</i>	případně
<i>RD</i>	rovinná deformace
<i>resp.</i>	respektive
<i>RN</i>	rovinná napjatost
<i>s.r.o.</i>	společnost s ručením omezením
<i>SZZ</i>	Státní závěrečná zkouška
<i>tj.</i>	to jest
<i>tzv.</i>	takzvaný
<i>ÚMTMB</i>	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
<i>VUT</i>	Vysoké učení technické v Brně
<i>zejm.</i>	zejména

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1: Konfigurace šesti vodičů.....	20
Obr. 1.2: Hliníková LI přípojnice [2].....	21
Obr. 2.1: Obecné schéma zapojení přípojnicového systému [4].....	23
Obr. 2.2: Různé typy sítí [4].....	24
Obr. 2.3: Díly pro připojení k transformátoru [3] .....	25
Obr. 2.4: Protipožární ochrana [4] .....	25
Obr. 2.5: Připojení rozvaděče [3] .....	26
Obr. 2.6: Přímý díl [4].....	26
Obr. 2.7: Díl pro změnu směru [4] .....	28
Obr. 2.8: Odbočná skříň [4] .....	28
Obr. 2.9: Montážní příslušenství [4] .....	29
Obr. 2.10: Schéma ohýbání [6], [7].....	30
Obr. 2.11: Napětí po průřezu při prostém ohybu [9].....	32
Obr. 2.12: Napětí při zatížení a po odlehčení [10] .....	32
Obr. 2.13: Zbytkové napětí [12].....	33
Obr. 2.14: Úhly při ohybu [13] .....	34
Obr. 2.15: Odpružení [5].....	35
Obr. 2.16: Ohýbací nástroje (ohýbání do tvaru V a U) [15] .....	35
Obr. 2.17: Odpružení normovaných typů ohybu [5].....	36
Obr. 2.18: Maximální velikost příčného průřezu [16] .....	37
Obr. 2.19: Definice různých typů rozměrů [16].....	38
Obr. 2.20: Rovinatost [16].....	40
Obr. 2.21: Konvexnost/konkávnost dutých profilů [16] .....	41
Obr. 2.22: Konvexnost/konkávnost plných profilů [16] .....	41
Obr. 2.23: Tolerance tvaru plochy [16].....	42
Obr. 2.24: Zkroucení [16] .....	43
Obr. 2.25: Odchylka sklonu [16].....	44
Obr. 2.26: Úhlová odchylka sklonu [16].....	44
Obr. 2.27: Modul Salome-Meca.....	47
Obr. 2.28: Modul Aster [2].....	49
Obr. 2.29: Plugin ASTK.....	49
Obr. 2.30: Modul ParaViS.....	50
Obr. 3.1: Joggle press [25] .....	51
Obr. 3.2: Schéma pracovního prostoru – joggle.....	52
Obr. 3.3: Displej a lis [25].....	52
Obr. 3.4: Nastavení lisu [25] .....	53
Obr. 3.5: Hook (vlevo) a bolt (vpravo) .....	54
Obr. 5.1: Vodič – polotovar [25].....	56
Obr. 5.2: Ohnutý profil – tolerance [25] .....	57
Obr. 5.3: Sestava – tolerance [25] .....	57
Obr. 5.4: Záznam tahové zkoušky [25] .....	58
Obr. 5.5: Výsledná silová odezva [2].....	59
Obr. 5.6: Tvárnice .....	59
Obr. 5.7: Tvárníky.....	60
Obr. 5.8: Přidržovač .....	61

Obr. 5.9: Sestava.....	62
Obr. 6.1: Úhel odpružení $\beta$ [5].....	65
Obr. 7.1: Prostorová geometrie - náhled.....	67
Obr. 7.2: Rovinná geometrie (RD) - náhled .....	67
Obr. 7.3: Rovinná síť- náhled.....	67
Obr. 7.4: Prostorová síť – náhled.....	68
Obr. 7.5: Okrajové podmínky – 2D .....	68
Obr. 7.6: Volba vhodné funkce silového zatížení – náhled .....	69
Obr. 7.7: Definice úhlu $\Phi$ a výšky $d$ .....	70
Obr. 7.8: Multilineární model materiálu .....	71
Obr. 7.9: Model I – posuvy $D_y$ – BB_21_00_2D (nahore) a CB_11_00_2D (dole).....	72
Obr. 7.10: Testování vhodného deformačního zatížení – AB_31_00_2D .....	73
Obr. 7.11: Bilineární model materiálu .....	73
Obr. 7.12: AB_31_00_2D – posuvy $D_y$ – Model I (nahore) a Model II (dole) .....	74
Obr. 7.13: Verifikační úloha – geometrie .....	75
Obr. 7.14: Verifikační úloha – síť.....	76
Obr. 7.15: Verifikační úloha – okrajové podmínky .....	76
Obr. 7.16: Ideálně elasto-plastický model materiálu .....	76
Obr. 7.17: Verifikační úloha (odpružení) .....	77
Obr. 7.18: Verifikační úloha .....	77
Obr. 7.19: Úhel $\beta$ – definice .....	78
Obr. 7.20: Konvergence sítě .....	79
Obr. 7.21: Redukované přetvoření.....	79
Obr. 7.22: Síť konečných prvků – AB_31_00_3D_50 .....	80
Obr. 7.23: Posuvy $D_y$ AB_31_00_3D_50 .....	81
Obr. 7.24: Redukované plastické přetvoření AB_31_00_3D_50 .....	82
Obr. 7.25: Přesnost řešení .....	82
Obr. 7.26: Odchylka polotovaru $\theta$ .....	83
Obr. 7.27: Odchylky úhlu $\Phi$ .....	84
Obr. 7.28: Odchylky výšky joggla $d$ .....	84
Obr. 7.29: Určení maximální úhlové odchylky tvářeného konce polotovaru.....	85

## SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1: Skupiny hliníkových slitin [16] .....	37
Tab. 2.2: Tolerance rozměru H [16].....	38
Tab. 2.3: Tolerance rozměru E [16] .....	39
Tab. 2.4: Tolerance tloušťky stěny $CD \leq 300$ .....	39
Tab. 2.5: Tolerance tloušťky stěny $CD > 300$ .....	40
Tab. 2.6: Délkové tolerance součásti [16].....	40
Tab. 2.7: Konvexnost, konkávnost [16] .....	42
Tab. 2.8: Tolerance tvaru plochy [16].....	42
Tab. 2.9: Zkroucení [16] .....	43
Tab. 2.10: Odchylka sklonu [16].....	44
Tab. 2.11: Rádusy A) .....	44
Tab. 2.12: Rádusy B) .....	44
Tab. 2.13: Přehled open-source softwaru využívající MKP [1], [20] .....	46
Tab. 5.1: Šířka polotovaru [25] .....	56
Tab. 5.2: Výsledky tahových zkoušek [25].....	58
Tab. 5.3: Materiálové veličiny [2].....	59
Tab. 5.4: Tvárnice – rozměry [25] .....	60
Tab. 5.5: Tvárníky – rozměry [25] .....	61
Tab. 6.1: Hodnoty součinitele $x$ [6].....	63
Tab. 6.2: Délky neutrálních ploch [mm] .....	63
Tab. 7.1: Model I – výsledky a porovnání .....	71
Tab. 7.2: Materiálové charakteristiky – Model II .....	74
Tab. 7.3: Model II – výsledky a porovnání .....	75
Tab. 7.4: Verifikační úloha – výsledky .....	77
Tab. 7.5: Citlivostní analýza .....	78
Tab. 7.6: Porovnání rovinného a prostorového modelu .....	80
Tab. 7.7: Vliv odchylek polotovaru .....	83
Tab. 8.1: Analytické řešení – výsledky.....	87

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha I: CD-ROM .....	I
Příloha II: Model I .....	II
Příloha III: Model II.....	IV
Příloha IV: Verifikační úloha .....	V
Příloha V: Citlivostní analýza.....	VI
Příloha VI: Srovnávací analýza .....	X
Příloha VII: Vliv odchylek polotovaru .....	XII