

# Konstrukční optimalizace rámu lisovacího stroje

Zdráhal Milan

---

Bakalářská práce  
2017/2018



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická

---

Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta technologická  
Ústav výrobního inženýrství  
akademický rok: 2017/2018

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE (PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Milan Zdráhal**  
Osobní číslo: **T15492**  
Studijní program: **B3909 Procesní inženýrství**  
Studijní obor: **Technologická zařízení**  
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Optimalizační návrh rámu lisovacího stroje**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte literární řešení na dané téma
2. Zjistěte potřebnou lisovací sílu k zalisování plastového konektoru
3. Vypracujte alternativní návrhy rámu lisovacího stroje
4. Proveďte analýzu stavu napjatosti a deformace
5. Vyhodnocení výsledků

Rozsah bakalářské práce:

Rozsah příloh:

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Dle pokynů vedoucího bakalářského práce.

Vedoucí bakalářské práce:

**doc. Ing. Oldřich Šuba, CSc.**

Ústav výrobního inženýrství

Datum zadání bakalářské práce:

**2. ledna 2018**

Termín odevzdání bakalářské práce:

**18. května 2018**

Ve Zlíně dne 28. února 2018



doc. Ing. František Buňka, Ph.D.  
*děkan*



prof. Ing. Berenika Hausnerová, Ph.D.  
*ředitel ústavu*

Příjmení a jméno: ZDRÁHAL MILAN

TECHNOLOGICKÁ  
Obor: ZABÍJENÍ

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby<sup>1)</sup>;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen na příslušném ústavu Fakulty technologické UTB ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3<sup>2)</sup>;
- beru na vědomí, že podle § 60<sup>3)</sup> odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60<sup>3)</sup> odst. 2 a 3 mohu užit své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen s předchozím písemným souhlasem Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše);
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

Ve Zlíně 23.04.2018



<sup>1)</sup> zákon č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, § 47 Zveřejněním oběťového díla

(1) Vysoká škola nezveřejní své dílo autorské, diplomové, bakalářské a inženýrské práce, u kterých proběhla obhajoba, včetně posudků oponentů a výsledek obhajoby prostřednictvím datového kvalitifikačního prací, kterou spravuje. Zároveň zveřejní stavu vnitřní přehledu vysoké školy.

(2) Diplomová, diplomová, bakalářské a inženýrské práce odevzdání uchazečem k obhajobě musí být také nejméně tři pracovních dní před uzavřením obhajoby zveřejněny k nahlédnutí veřejnosti v místě určeném univ. předpisem vysoké školy nebo jinak tak určeno, v době pracovních dnů vysoké školy, kde se má konat obhajoba práce. Každý si může ze zveřejněné práce pořizovat na své náklady výtisk, nesp. nebo rozmnožování.

(3) Jdu, že odevzdáním práce souhlasím se zveřejněním své práce podle tohoto zákona, bez ohledu na výsledek obhajoby.

<sup>2)</sup> zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, § 35 odst. 3.

(1) Do práva učitelského oběti nerozpoznává škola nebo školství či vzdělávací zařízení, uděluje jí také za účelem příjmu nebo nepřímého (ekonomického nebo zdravotního) prospěchu k výkonu nebo k výkonu profesní činnosti vyřazené žurnistky nebo studentem ke splnění školních nebo studijních povinností vyplývajících z jeho pracovního vztahu ke škole nebo školákem či učedníkem či učednicí (školské dítě).

<sup>9</sup> zákon č. 223/2001 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s ním a o právu učitelském a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších předpisů, § 60 (nové znění).

(1) Žádná škola či jiné vzdělávací zařízení nemá za obvyklých podmínek právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla (§ 17 odst. 2). Odpověď autor školního díla udělit svolení bez účelového účelu, mohou se tyto osoby domáhat nahrazení výdělečného požitku jeho vůle v soudu. Ústanovení § 17 odst. 2 zůstává nedotčeno.

(2) Mění-li stávající předpis, uděle autor školního díla své dílo i.s. a) poskytnout jinému osobě, než je to v rozporu s oprávněnými zájmy školy nebo školství či vzdělávacího zařízení.

(3) Škola nebo školství či vzdělávací zařízení jsou oprávněny požadovat, aby jim autor školního díla z výdělečného požitku v souvislosti s užitím díla či poskytnutím licence podle odstavce 2 odpovídá příspěvkem na úhradu nákladů, které na vytvoření díla vznikly, a to podle okolností až do jejich skutečné výše, přičemž se přihlíží k výši výdělečného požitku nebo školským či vzdělávacím zařízením z užití školního díla podle odstavce 1.

## **ABSTRAKT**

Bakalářská práce se zabývá provedením konstrukční optimalizace rámu lisovacího stroje konektorů pro automobilový průmysl na základě výsledků pevnostní analýzy. V teoretické části jsou popsány zásady konstruování, typy výpočetních metod stavu napjatosti tělesa a základy konstrukční optimalizace. Praktická část je věnována aplikaci témat na daném příkladu – rámu lisovacího stroje. Pomocí nelineární kontaktní analýzy je zjištěna potřebná lisovací síla konektoru. Pomocí statické analýzy je zjištěn stav napjatosti rámu lisovacího stroje. K dosažení optimalizace vybraných parametrů konstrukce je použito algoritmů obsažených v CAD softwaru.

Klíčová slova: konstrukční optimalizace, konstruování, FEM analýza, nelineární analýza

## **ABSTRACT**

Bachelor thesis is focused on development of design optimization of the frame of pressing machine for plastic connectors in the automotive industry based on results from structural analysis. In theoretical part the principles of design, basics of design optimization method and types of structural analysis are outlined. Practical part is oriented to provide an example on the given theme – frame of the pressing machine. To determine needed pressing force of plastic connector the non-linear contact analysis is used. Static linear analysis is used for the frame of pressing machine. CAD software is used to reach values of the selected parameters for design optimization process.

Keywords: design optimization, mechanical design, FEM analysis, non-linear analysis

**„Perfection is achieved not when there is nothing more to add, but when there is nothing left to take away“**

Antoine de Saint-Exupery

Rád bych zde vyjádřil vřelé díky vedoucímu mé bakalářské práce, doc.Ing.Oldřichu Šubovi, CSc. za jeho cenné rady v průběhu psaní.

Prohlašuji, že odevzdaná verze bakalářské/diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné

# OBSAH

Úvod .....	11
<b>TEORETICKÁ ČÁST</b> .....	12
<b>1 Zásady konstruování</b> .....	13
1.1 Přístupy ke konstruování .....	13
1.2 Mezní stavy .....	15
1.3 Dovolená napětí, míra bezpečnosti .....	16
1.4 Cíle a metody pevnostních výpočtů .....	16
1.4.1 Typy FEA analýz .....	18
<b>2 Konstrukční optimalizace</b> .....	23
<b>2.1 Klasifikace a hierarchie konstrukční optimalizace</b> .....	23
2.1.1 Vývoj konstrukční optimalizace .....	25
<b>2.2 Aplikace konstrukční optimalizace</b> .....	26
<b>2.3 Vyjádření problému pro optimalizaci</b> .....	26
2.3.1 Vyjádření problému optimalizace .....	28
2.3.2 Design Vektor – návrhový vektor .....	28
2.3.3 Design Constraint – návrhová omezení, podmínky .....	30
2.3.4 Constraint Surface –Návrhová plocha .....	31
2.3.5 Objective Function – Cílová funkce .....	32
2.3.6 Objective Function Surfaces – Plochy cílové funkce .....	32
<b>2.4 Postup konstrukční optimalizace</b> .....	33
2.4.1 Krok 1 – Vyjádření problému .....	34
2.4.2 Krok 2 – Sběr dat a informací .....	34
2.4.3 Krok 3 – Identifikace, definování návrhových proměnných .....	34
2.4.4 Krok 4 – Identifikace cílové funkce .....	34
2.4.5 Krok 5 – Identifikace mezních podmínek .....	34



<b>2.5</b>	<b>Výběr vhodné optimalizační metody</b>	35
2.5.1	Metody matematické optimalizace	35
<b>3</b>	<b>Návrh mechanických „snap-fit“ spojů plastových dílců</b>	36
<b>3.1</b>	<b>Podmínky volby použití pružného „Snap-Fit“ spoje</b>	37
3.1.1	Zvážení podmínek aplikace	37
3.1.2	Zvážení materiálových podmínek	37
<b>3.2</b>	<b>Funkce „Snap-Fit“ pružných spojů</b>	37
3.2.1	Činnost	38
3.2.2	Účel	38
3.2.3	Zadržení	39
3.2.4	Demontáž	39
<b>3.3</b>	<b>Montážní pohyb</b>	40
<b>3.4</b>	<b>Typy „Snap-fit“ spojů</b>	41
3.4.1	Zubové nosíkové spoje	41
3.4.2	Válcové spoje	44
<b>II.</b>	<b>Praktická část</b>	47
<b>4</b>	<b>Cíle bakalářské práce</b>	48
<b>5</b>	<b>sestava plastového konektoru, podmínky zalisování</b>	49
<b>5.1</b>	<b>Popis výrobku</b>	49
<b>5.2</b>	<b>Lisování jednotlivých komponent</b>	50
5.2.1	Princip lisování	50
5.2.2	Faktory ovlivňující lisování	51
<b>6</b>	<b>výpočet lisovací síly pomocí metody konečných prvků</b>	52
<b>6.1</b>	<b>Postup při sestavení úlohy lisování</b>	52
6.1.1	Příprava CAD geometrie	52
6.1.2	Zjednodušení geometrie	52
6.1.3	Materiálové charakteristiky	53

6.1.4	Stanovení zatížení, uložení .....	54
6.1.5	Typ analýzy.....	56
6.1.6	Diskretizace modelu.....	56
6.1.7	FEA výsledky.....	58
<b>7</b>	<b>Určení lisovací síly z experimentu .....</b>	<b>62</b>
7.1	Výstup oscilátoru servo motoru – charakteristika síly .....	63
7.2	Shrnutí výsledků.....	63
<b>8</b>	<b>návrh rámu lisovacího stroje .....</b>	<b>64</b>
8.1	Popis hlavních podsestav .....	64
8.2	Popis stavu napjatosti rámu lisovacího stroje .....	65
8.2.1	Příprava CAD geometrie.....	65
8.2.2	Zjednodušení geometrie.....	65
8.2.3	Stanovení zatížení, uložení .....	65
8.2.4	FEA výsledky.....	66
8.3	Konstrukční optimalizace rámu lisovacího stroje.....	67
8.3.1	Krok 1 – vyjádření problému .....	67
8.3.2	Krok 2 – sběr dat a informací .....	67
8.3.3	Krok 3 – identifikace, definování návrhových proměnných .....	68
8.3.4	Krok 4 – identifikace cílové funkce.....	70
8.3.5	Krok 5 – identifikace mezních podmínek.....	71
8.3.6	Proces konstrukční optimalizace.....	72
<b>9</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>74</b>
<b>10</b>	<b>Bibliografie .....</b>	<b>75</b>
<b>11</b>	<b>Seznam použitých symbolů a zkratk .....</b>	<b>77</b>
<b>12</b>	<b>Seznam obrázků .....</b>	<b>79</b>

## ÚVOD

Úlohou konstruktéra je vytvořit součástku, uzel, zařízení, které bude plnit požadované činnosti při nejvyšších provozních parametrech a při současně nejefektivnějším využití energie, živé práce, materiálů za současného zvyšování úrovně bezpečnosti strojních zařízení a při nezhoršování ekologické úrovně prostředí.

Konstruování je tedy vysoce náročná tvořivá činnost, vyžadující rozsáhlé znalosti o funkci a tvarech strojních součástí z mechaniky, z nauky o pružnosti a pevnosti, o vlastnostech technických materiálů, vyžadující prostorovou představivost se znalostí jiných, pomocných věd (ekonomiky, technologie, designu, ergonomie a jiných).

Bez těchto schopností je konstruování empirický a evoluční (postupně se vyvíjející) proces. Metodou pokusu a omylu se však ve velké míře konstruuje do dnešních dnů. Vytvořený návrh se posléze analyzuje, vyhovuje-li účelovým požadavkům – pokud se tak nestane, proces se opakuje. Takovému konstruování se říká evoluční.

V době moderního strojírenství se empirické a evoluční konstruování stává doplňkem k racionálnímu pojetí navrhování konstrukcí. Toto racionální pojetí se nazývá konstrukční optimalizace.

Princip konstrukční optimalizace spočívá v takové volbě změnitelných (tedy takových, které lze měnit - navrhovat) faktorů (činitelů), aby efektivita systému byla maximální, při současném splnění požadavku účelovosti vyjádřeného ve formě vedlejší podmínky.

Tato bakalářská práce se věnuje v teoretické části systémovému přístupu k procesu konstrukce a rozboru důležitých parametrů výrobku, které je nutné důkladně zvážit již při samotném začátku konstrukčních prací.

V praktické části se na základě průzkumu a stanovení požadavků na výrobek vyberou důležité parametry, které podrobíme procesu konstrukční optimalizace a nalezneme maxima, či minima při splnění všech okrajových podmínek – tedy nalezneme optimální řešení.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

# 1 ZÁSADY KONSTRUOVÁNÍ

Jedním ze základních úkolů inženýra je navrhování konstrukcí. Konstruováním rozumíme vědomou koncepci inženýrského díla, která vede k praktické realizaci myšlenek ztvárněných na výkrese. Mezi další základní úlohy spočívající na konstruktérovy je povinnost vytvořit takovou konstrukci, která nejvíce odpovídá společenským potřebám, přináší největší ekonomický efekt a zároveň se vyznačuje největšími možnými technologicko-ekonomickými a provozními parametry. (1)

Konstruktér tedy ovlivňuje míru produktivity práce na výrobku, určuje charakter technologie výroby. Světové průzkumy ukazují, že konstruktér je svou prací schopen ovlivnit:

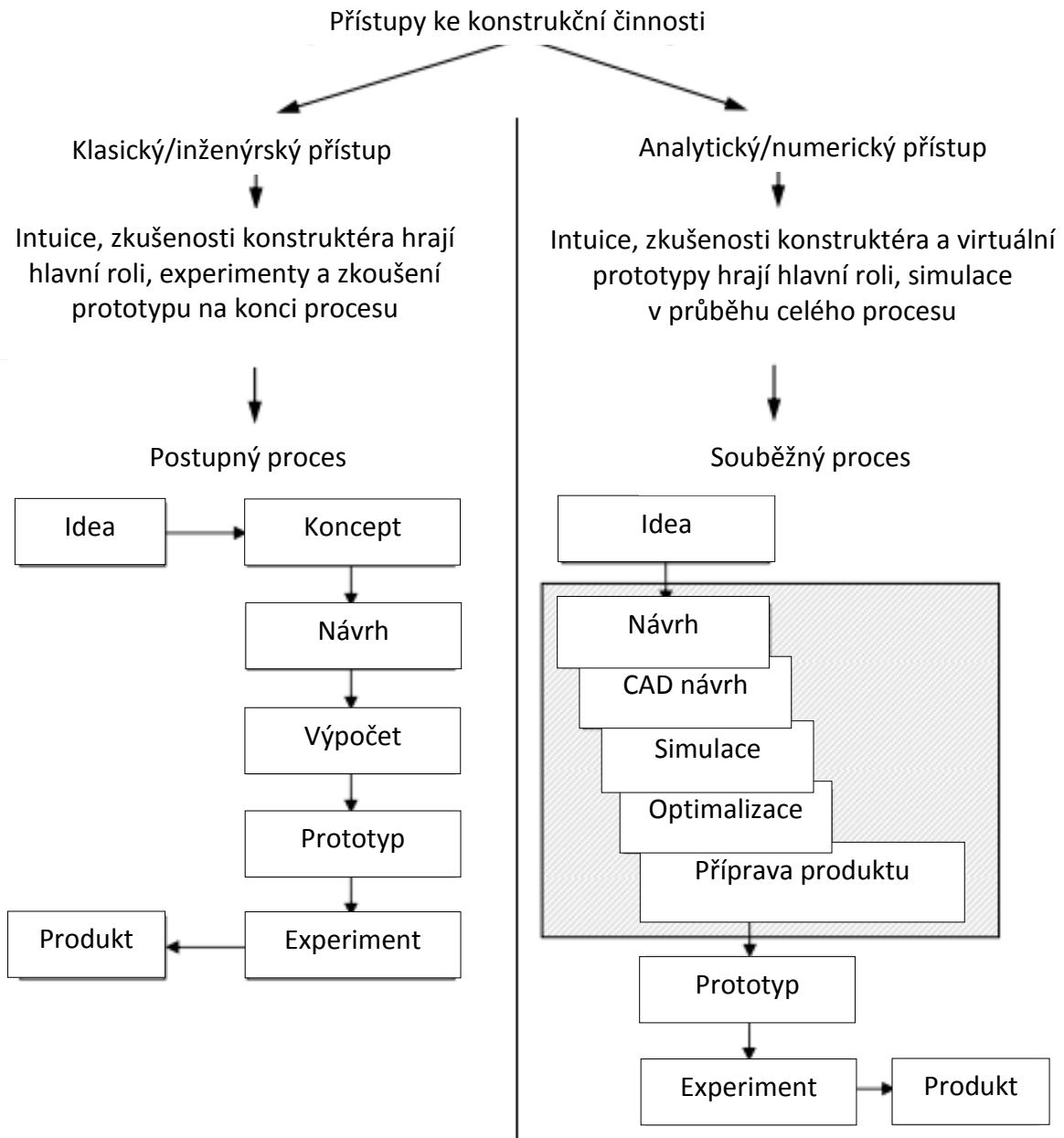
- 80% nákladů na materiál
- 60% mzdových nákladů
- 20% celkových režijních nákladů
- 100% užitkových vlastností výrobku

Kritéria, která by měla dobrá práce konstruktéra splňovat (2):

- Všechny součásti uzlů, všechny podsestavy konstrukce musí přenášet příslušné zatížení a musí efektivně a ekonomicky umožňovat funkční pohyb
- Žádná součástka se nesmí porušit po stanovenou dobu životnosti konstrukce
- Každá součástka musí splňovat očekávanou funkci a nesmí rušit činnost jiné
- Součástka musí být technologická a musí umožňovat její montáž
- Součástka musí být přístupná i po montáži do celku, aby ji bylo možno zkontrolovat, či vyměnit
- Strojní celek anebo konstrukce musí splňovat nejen svou funkci, ale také být konkurenceschopný a zabezpečit výrobcí dostatečný přínos

## 1.1 Přístupy ke konstruování

Konstruktér při své práci studuje minulé a stávající díla, vybírá, odkrývá, přeskupuje a kombinuje. Tomuto procesu se říká syntéza. Je to rozumový přístup ke konstruování, při kterém konstruktér nakládá se známými skutečnostmi, rovnicemi a dalšími informacemi tak, aby dosáhl svého konstrukčního cíle. Vytvořený návrh posléze analyzuje, vyhovuje-li účelovým požadavkům.



- Možné jen malé změny ovlivňující chování systému
- Větší zásahy mohou vyžadovat přezkoumání všech předchozích kroků
- Fyzické experimenty jsou cenově a časově náročné

- Poskytuje více svobody při začátku návrhu
- Výpočet vlastností parametrů lze provádět efektivně
- Systémový postup při optimalizaci řešení
- Kratší vývojový čas
- Počáteční návrh fyzických experimentů je velmi blízko optimálnímu řešení

## 1.2 Mezní stavy

Kromě zmíněných kritérií konstruování je třeba také zvážit mezní stavy materiálů. Pod mezním stavem rozumíme takový stav konstrukce či součástky, při kterém ztrácejí svou schopnost plnit funkci, ke které byly určeny. (1)

V technické praxi se nejčastěji setkáváme s mezními stavy:

- Mezní stav únosnosti
  - Ztráta stability
  - Vyčerpání pevnosti
  - Únavový lom
  - Křehký lom
- Mezní stav použitelnosti
  - Nadměrné průhyby
  - Nepříjemná velikost dynamické odezvy

Pro zabezpečení požadované trvanlivosti konstrukce je třeba brát v úvahu (2):

- Účel konstrukce
- Požadavky na funkci konstrukce
- Vlivy prostředí
- Vlastnosti materiálu
- Tvar konstrukčních prvků a konstrukční detaily
- Ochranná opatření konstrukce
- Očekávaná životnost konstrukce

Příčiny, v důsledku kterých může za určitých podmínek dojít k dosažení mezního stavu:

Vnější faktory:

- Mechanické zatížení – mohou mít statický, proměnlivý nebo rázový charakter
- Teplota – která může být od  $-273^{\circ}\text{C}$  do teploty tavení celého materiálu
- Prostor – vakuum, plynné, kapalné, tuhé, chemicky agresivní
- Energetická pole – magnetické, elektrické, laserové, plazmové

Vnitřní faktory:

- Technologické charakteristiky – tvar, velikost součástky, způsob výroby, kvalita a úprava povrchu
- Metalurgické charakteristiky – chemické složení, tepelné zpracování, struktura

### 1.3 Dovolená napětí, míra bezpečnosti

Při jednoosé napjatosti se vychází z výsledků tahové zkoušky. Pro houževnaté materiály namáhané tahem a tlakem je rozhodující mez kluzu (1):

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{Dt} = \frac{\sigma_{Kt}}{k_e} = \frac{R_e}{k_e} \quad a \quad |\sigma_{\max}| \leq \sigma_{Dd} = \frac{\sigma_{Kd}}{k_{ed}} \quad (1)$$

Pro křehké materiály namáhané tahem a tlakem je rozhodující mez pevnosti:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_{mt}}{k_{mt}} \quad a \quad |\sigma_{\max}| \leq \sigma_{Dd} = \frac{R_{md}}{k_{md}} \quad (2)$$

Při víceosé napjatosti se maximální provozní napětí nahradí redukováným napětím  $\sigma_{red}$ , vypočítaným podle některé pevnostní hypotézy. Pevnostní podmínka má pak tvar:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{Dt} = \frac{R_{mt}}{k_{mt}} \quad a \quad |\sigma_{\max}| \leq \sigma_{Dd} = \frac{R_{md}}{k_{md}} \quad (3)$$

### 1.4 Cíle a metody pevnostních výpočtů

Problematika pevnostního výpočtu je velmi složitá a analytické řešení lze aplikovat jen v dostatečně idealizovaných případech. Každý pevnostní výpočet má charakter optimalizačního procesu a při současném stavu výpočetní techniky se optimalizace stává neodmyslitelnou součástí výpočtového algoritmu. Vůbec nejjednodušší optimalizačním procesem je pevnostní kontrola několika vybraných variant řešení. Existují i složitější postupy, kdy o výběru nejlepší varianty rozhoduje počítač a tou se budeme zabývat v praktické části.

Etapy analytického pevnostního výpočtu lze shrnout do těchto bodů:

- Určení charakteristik provozních podmínek, které mají vliv na spolehlivost konstrukce



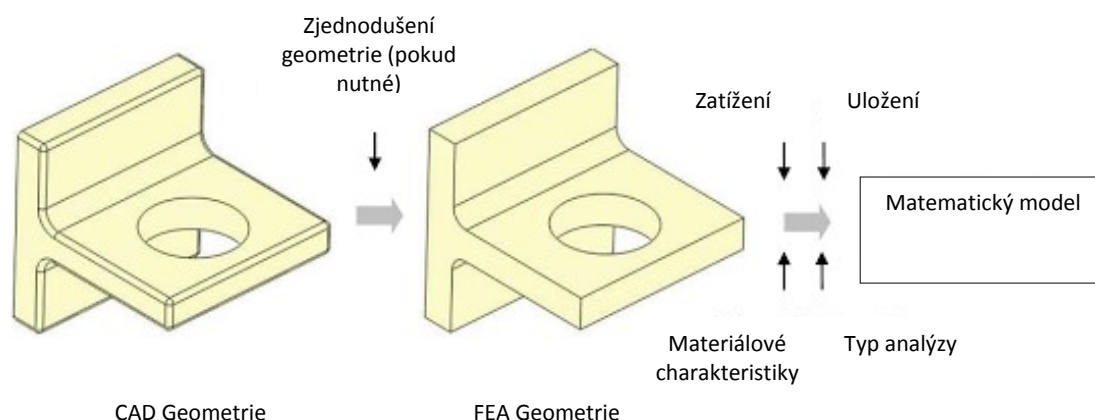
- Vymezení geometrických, materiálových a technologických charakteristik jednotlivých součástí
- Určení napjatosti a deformace
- Určení a popis mezních stavů
- Určení materiálových, geometrických a technologických charakteristik tak, aby konstrukce vyhovovala

FEA (Finite Element Analysis) je numerická výpočetní metoda používána pro přibližný výpočet množiny parciálních diferenciálních rovnic popisujících zkoumaný fyzikální problém. Je široce používána v technických disciplínách při řešení napjatosti konstrukcí, vibrací, tepelných přenosů a dalších problémů.

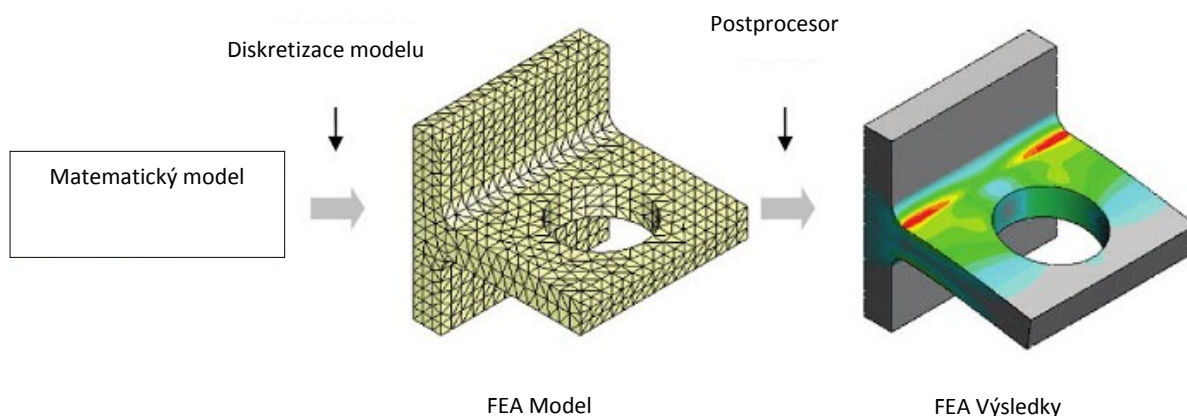
Etapy CAE pevnostního výpočtu shrnout do těchto bodů:

- Příprava CAD geometrie – vytvoření 3D modelu v CAD programu, který má být podroben výpočtu
- Zjednodušení CAD geometrie
- Definice okrajových podmínek, zatížení
- Určení materiálových charakteristik
- Diskretizace modelu – vytvoření FEM modelu
- Vizualizace výsledků

Etapy CAE pevnostního výpočtu lze také popsat obrázkem:



Obr. 1 Etapy Computer Aided Engineering výpočtu (3)



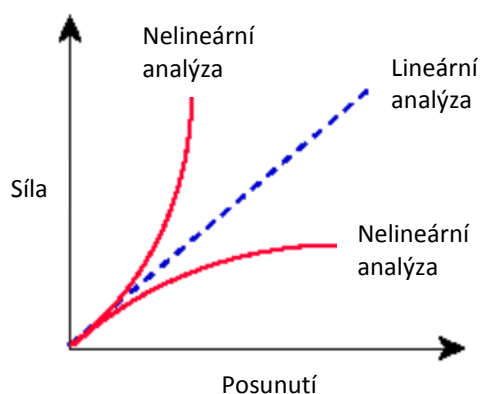
Obr. 2 Etapy Computer Aided Engineering výpočtu (3)

## 1.4.1 Typy FEA analýz

### 1.4.1.1 Lineární analýza

Lineární analýza předpokládá lineární vztah mezi aplikovaným zatížením a odezvou systému. Aby lineární analýza byla platná, následující předpoklady musejí být splněny:

- Všechny materiály vykazují elastické chování, tzn. napětí je lineárně úměrné poměrnému prodloužení (Hookův zákon). Pokud je těleso odlehčeno, vrací se do původního nezdeformovaného stavu bez trvalé změny tvaru.
- Deformace jsou malé vzhledem k rozměrům tělesa.
- Všechna zatížení jsou aplikována pomalu a postupně dokud nedosáhnou plného účinku a poté zůstávají stálé ve směru a velikosti působení.
- Okrajové podmínky se nemění v průběhu zatěžování. Zatížení nezpůsobují změny v kontaktu mezi tělesy. (4)



Obr. 3 Vztah mezi silou a deformací při lineární a nelineární analýze (4)

Lineární analýza není platná, pokud je jakákoliv z těchto podmínek porušena. V takovém případě musí být použita nelineární analýza.

#### 1.4.1.2 Nelineární analýza

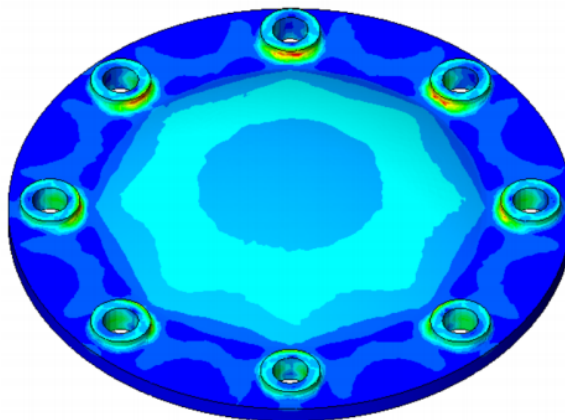
- Materiálová nelinearita:

Pokud jsou zatížení dostatečné veliká, aby způsobila trvalé deformace, nebo pokud jsou poměrná prodloužení vysoká (někdy i více jak 50 procent), jak bývá zvykem u gumových výrobků nebo výrobků z elastomerů, je nutno využít nelineární analýzy.

Díky velkým rozdílům v chování odlišných materiálů při zatížení, FEA programy vyvinuly řadu specializovaných metod a materiálových modelů k popsání těchto vlastností.

KLASIFIKACE MATERIÁLU	MODEL	POZNÁMKA
Elastoplastické	Von Mises nebo Tresca	Většinu inženýrských kovů a některé plasty lze dobře popsat tímto modelem.
Hyperelastické	Mooney-Rivlin a Ogden	Odpovídají nestlačitelným elastomerům.
	Blatz-Ko	Odpovídá stlačitelným polyuretanovým pěním.
Viskoelastické	Schapery	Pracuje s materiály jako tvrdá guma nebo sklo.
Creep	Kachanov-Rabotnov	Creep je časově závislá poměrná deformace za působícího konstantního zatížení. Je pozorován ve většině inženýrských materiálů.
Superelastické (tvarová paměť)	Nitinol	Tyto materiály vykazují velké deformace v cyklech zatěžování bez znatelných trvalých deformací.

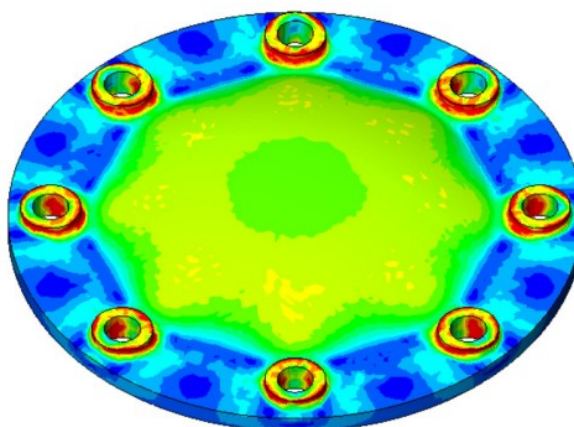
Jako příklad uveďme případ elasticko-perfektně plastického materiálového modelu, tj. materiál, který při zatížení ztratil schopnost vrátit se do původního tvaru po deformaci. Popisuje například litinovou přírubu upevněnou v pozici osmi šrouby.



Obr. 4 Lineární FEM model litinové příruby (4)

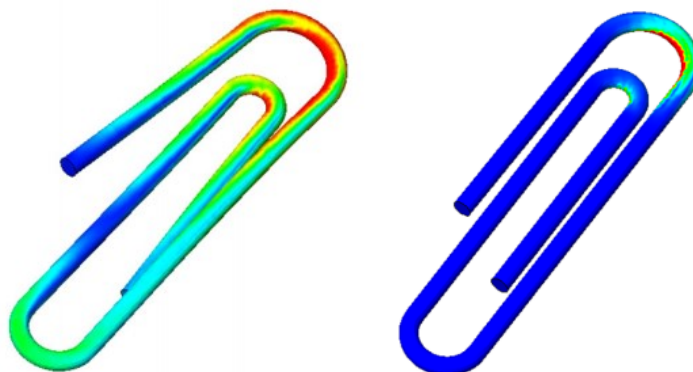
Lineární analýza předpovídá maximální napětí podle Von Mises 614MPa. Mez kluzu materiálu je 206Mpa.

Otázka zní, pokud napětí překročí mez kluzu, rozpadne se příruba na kousky? K zjištění je třeba použít elastoplastický model materiálu a zjistit jaká část příruby se plasticky deformuje. Obrázek 5 zobrazuje nelineární řešení. Oblasti plastické deformace jsou stále lokální, což napovídá, že se příruba nerozpadne. Samozřejmě je otázkou, zda by podobný návrh byl přípustný.



Obr. 5 Nelineární FEM model litinové příruby (4)

Dalším názorným příkladem je analýza kancelářské spony, která vyžaduje zvažování dvou nelinearit, materiálové a geometrické.

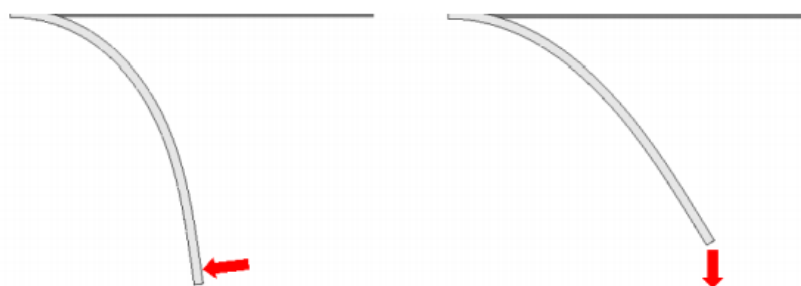


Obr. 6 Nelineární materiálová a geometrická analýza kancelářské spony (4)

Obrázek 6 zobrazuje sponu s využitím elasticko-perfektně plastického materiálu. Druhý obrázek zobrazuje zbytková napětí spony poté, co byla ohnuta do původního tvaru.

- Geometrická nelinearita:

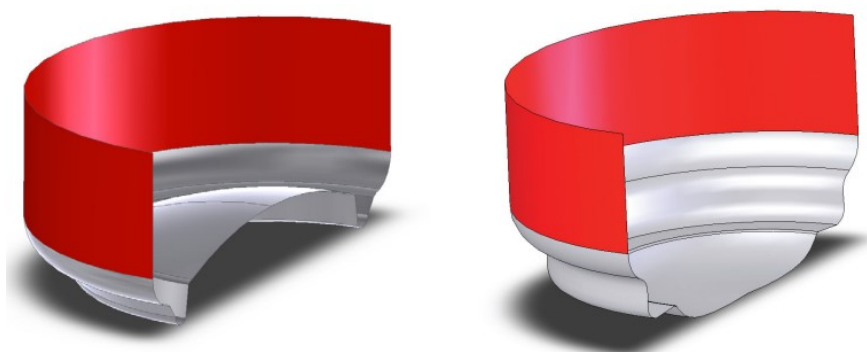
Nelineární analýza je nutná v případě změny tuhosti součásti pod mezní podmínky. Pokud tato změna pochází pouze z tvarové změny, můžeme ji definovat jako geometrickou nelinearitu. Takové změny tvaru mohou nastat při velkých deformacích součásti, viditelných okem. Obecné pravidlo zní, že pokud jsou deformace větší než  $1/20$  největšího rozměru součásti, jedná se o nelineární geometrii. Další důležitý faktorem je měnící se poloha působícího zatížení při změně tvaru součásti. Většina FEA programů nabízí dvě možnosti pro řešení tohoto problému: stálý nebo přizpůsobivý směr zatížení.



Obr. 7 Přizpůsobivý a stálý směr zatížení (4)

- Ztráta elastické stability – zborcení

V případech tlakového zatížení, pokud jsou změny v tuhosti dostačující k tomu, aby se tuhost konstrukce vyčerpala, dojde k zborcení konstrukce a rychlé deformaci. Poté dojde buď k rozpadu konstrukce nebo nabytí nového tvaru/modu tuhosti. Tyto nové tvary, které mohou stále být schopné přenést zatížení, popisuje nelineární analýza.

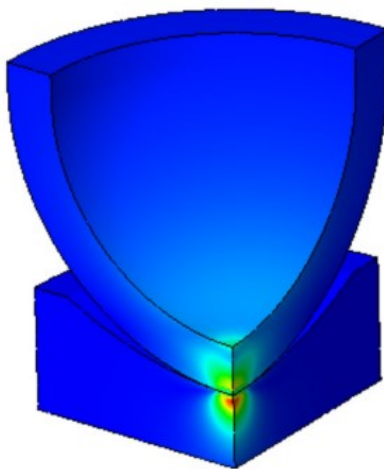


Obr. 8 Zobrazení změny tvaru/modu při zborcení pomocí nelineární analýzy (4)

- Kontaktní úlohy

Pokud se okrajové podmínky, zahrnující kontakt těles mění během zatěžování, je nutné použít nelineární analýzu.

Kontaktní napětí se vyskytuje mezi dvěma dotýkajícími se plochami. I při malých změnách rozměrů je třeba použít nelineární analýzu.



Obr. 9 Kontakt dvou těles – nutné řešit nelineární analýzou (4)

## 2 KONSTRUKČNÍ OPTIMALIZACE

S dnešním vývojem vědy, technologií a produktivity ve společnosti, kdy lidská činnost expanduje do vesmíru či oceánů, se oblast výzkumu konstrukční optimalizace významně zvětšuje. Konstrukční optimalizace začíná být stále více významná z pohledu omezených zdrojů, intenzivní konkurence a ochrany životního prostředí. Tento styl navrhování je cílen na produkci bezpečných a ekonomických objektů či struktur při rozličných zatíženích a konstrukčních materiálech.

K získání optimálního designu jsou brány v úvahu nejen mechanické vlastnosti, jako je pevnost, štíhlost, stabilita, únava ale také požadavky jako metody produkce. Všechny požadavky a podmínky jsou vyjádřeny ve formě omezení a ekonomického hlediska nebo mechanických vlastností vyjadřujících objektivní funkci. Poté přichází na řadu vytvoření matematické modelu optimalizace a jeho řešení příslušnými algoritmy. (5)

### 2.1 Klasifikace a hierarchie konstrukční optimalizace

Počínaje rokem 1960, rychlým vývojem počítačové techniky a metody konečných prvků začal výzkum jak zajistit spolehlivé a efektivní metody k zlepšení návrhu konstrukcí. Tato oblast se stala důležitou částí mechaniky.

Vzhledem k vlastnostem konstrukčních proměnných, konstrukční optimalizace může být dělena:

- Optimalizace se spojitými proměnnými
- Optimalizace s diskrétními proměnnými
- Optimalizace se smíšenými proměnnými

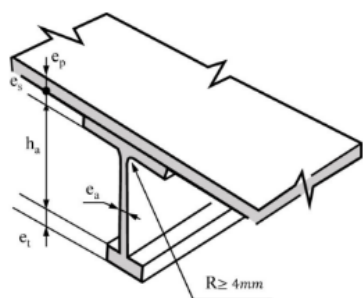
Vzhledem k rozsahu proměnných konstrukční optimalizace metodu obecně dělíme do tří úrovní:

- Rozměrová optimalizace
- Tvarová optimalizace
- Optimalizace topologie

Ty se vztahují k detailním základním a koncepčním krokům návrhu výrobku. (6)

Úrovně konstrukční optimalizace	(1) Rozměrová optimalizace prutových struktur	(2) Rozměrová optimalizace spojitých struktur	(3) Geometrická optimalizace prutových struktur
Počáteční schéma			
Optimální schéma			
Úrovně konstrukční optimalizace	(4) Tvarová optimalizace spojitých struktur	(5) Optimalizace topologie prutových struktur	(6) Optimalizace topologie spojitých struktur
Počáteční schéma			
Optimální schéma			

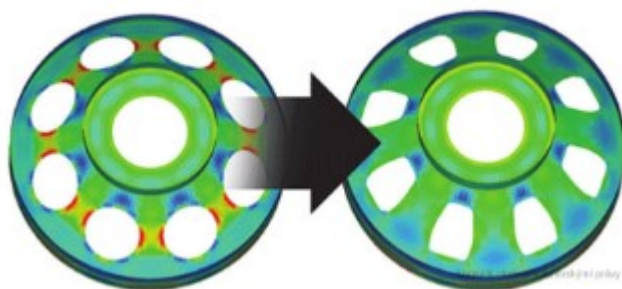
Obr. 10 Úrovně konstrukční optimalizace (6)



Obr. 11 Profil (6)

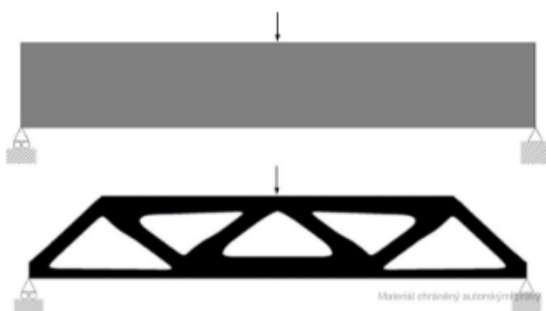
Rozměrová optimalizace optimalizuje rozměry komponentů na základě specifikovaných typů struktury, topologie a tvaru. Její konstrukční proměnné mohou být průřezové charakteristiky nosníků, tloušťka membrán nebo desek, atd.





Obr. 12 Otvory v tenkostěnném kotouči (6)

měnitelných parametrů. Pro prutové struktury, uzlové body jsou brány jako konstrukční proměnné.



Obr. 13 Typická topologická optimalizace (6)

Geometrická (tvarová) optimalizace optimalizuje tvary hranic spojitéch či prutových struktur. Řadí se mezi problémy s pohyblivými hraničními podmínkami. U spojitéch struktur jsou hranice obvykle popsány geometrickými křivkami se souborem

Optimalizace topologie mění topologii součásti při dodržení podmínek napětí, frekvence, zatížení, atd. U prutových struktur je počítáno s přítomností či vynecháním jednotlivých uzlových bodů či komponentů. U spojitéch struktur objem nebo prázdný prostor elementů součásti jsou uvažovány jako konstrukční proměnné.

### 2.1.1 Vývoj konstrukční optimalizace

Historie konstrukční optimalizace může být sledována zpět k Maxwellovým (1890) pracím na téma hledání ideální pozice trámu v konstrukci. Michell studoval optimalizaci uložení nosníku s napěťovými podmínkami a silou působící v konkrétních bodech. Podmínka optimálního nosníku s nejnižší hmotností byla později nazvána Michellovo kritérium. Tato práce se stala milníkem v navrhování s pomocí konstrukční optimalizace. (6)

Rozměrová optimalizace je nejnižší úrovní procesu. Nicméně i tak má velikou inženýrskou cenu a poskytuje cenný vhled do konstrukční optimalizace a do mnoha optimalizačních algoritmů. V roce 1960, 56 let po Michellově nosníku, Schmit poprvé zveřejnil matematický

model optimalizace elastických struktur pod zatížením od více sil a nová éra optimalizace mohla začít.

## 2.2 Aplikace konstrukční optimalizace

Konstrukční optimalizace, v jejím nejširším pojetí, může být použita k řešení jakéhokoliv technického problému. Některé typické problémy z nejrůznějších technických oblastí podtrhují tuto skutečnost (7) :

- Design dílů s minimální hmotností v leteckém a kosmickém výzkumu
- Hledání optimálních drah kosmických lodí
- Design stavebních struktur jako nosníky, mosty, základy, věže se zřetelem k minimálním nákladům
- Stavby s minimální hmotností odolávající zemětřesením, větru a dalším typům náhodných zatížení
- Optimální návrh strojních součástí
- Design turbín, čerpadel a teplo přenosných zařízení pro maximální výkon
- Optimální návrh elektrických strojů, jako motorů, generátorů a transformátorů
- Nejkratší obchodní cesty při navštívení největšího počtu měst
- Návrh ideální elektrické sítě
- Analýza statistických dat a vytvoření empirických modelů z experimentálních výsledků k obdržení přesných reprezentací fyzického problému
- Plánování údržby a výměny dílů za snižování operačních nákladů
- Přesun zdrojů nebo služeb – maximalizace výhod
- Optimální design řídicích procesů

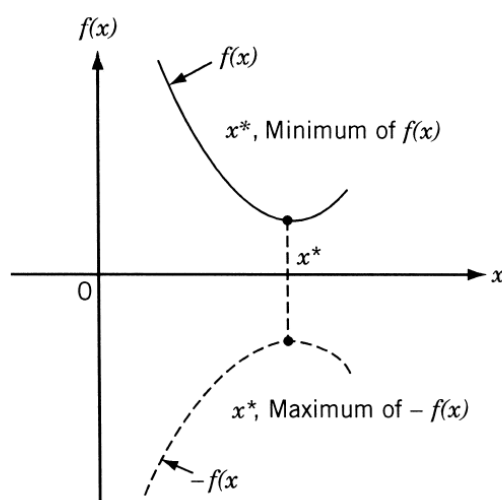
## 2.3 Vyjádření problému pro optimalizaci

Optimalizace je akt obdržení nejlepších výsledků za daných podmínek. V návrhu, konstrukci a údržbě jakéhokoliv technického systému, inženýři musí vzít do úvahy mnoho technologických a manažerských rozhodnutí na mnoha úrovních. Cílem je minimalizace potřebnou energii k provedení těchto úkonů, nebo maximalizovat výsledek. Zmíněné

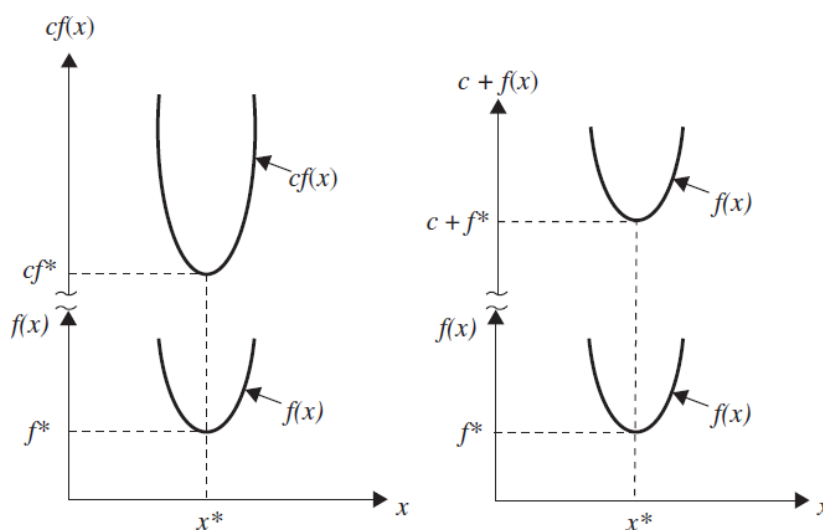
podmínky mohou být vyjádřeny ve formě funkcí složené z jistých proměnných, optimalizace pak může být definována jako proces hledání podmínek, které dávají *maximální* či *minimální* hodnotu funkce. Z obrázku Obr. 5 lze vidět, že bod  $x^*$  koresponduje minimu funkce  $f(x)$  a stejný bod koresponduje maximu funkce  $-f(x)$ . Takže bez ztráty na všeobecnosti můžeme tvrdit, že optimalizace je hledání minima, zatímco maximum lze nalézt hledáním minima záporné funkce.

Následující operace nemění optimální řešení  $x^*$ :

- Násobení (dělení)  $f(x)$  konstantou  $c$ .
- Přičtení (odečtení) konstanty  $c$  k (od)  $f(x)$ .



Obr. 14 *Minimum  $f(x)$  je to samé jako maximum  $-f(x)$ .* (7)



Obr. 15 *Optimální řešení  $cf(x)$  nebo  $c+f(x)$  je stejné jako  $f(x)$*  (7)

### 2.3.1 Vyjádření problému optimalizace

Optimalizační problém nebo problém matematického programování může být popsán následovně (7):

$$\text{Najdi } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} \text{ které minimalizu je } f(\mathbf{X})$$

Pod podmínkou omezení

$$\begin{aligned} g_j(\mathbf{X}) &\leq 0, & j &= 1, 2, \dots, m \\ l_j(\mathbf{X}) &= 0, & j &= 1, 2, \dots, p \end{aligned} \quad (4)$$

Kde  $\mathbf{X}$  je  $n$ -rozměrný vektor nazývaný Design vektor,  $f(\mathbf{X})$  je objektivní funkce a  $g_j(\mathbf{X})$  a  $l_j(\mathbf{X})$  jsou podmínky (nerovnosti, rovnosti). Počet proměnných  $n$  a počet podmínek omezení  $m$  a (nebo)  $p$  nemusí být na sobě závislé. Problém uvedený v rovnici (1) se nazývá optimalizační úloha s vedlejšími podmínkami. Některé optimalizační problémy neobsahují žádné vedlejší podmínky, potom:

$$\text{Najdi } \mathbf{X} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix} \text{ které minimalizu je } f(\mathbf{X}) \quad (5)$$

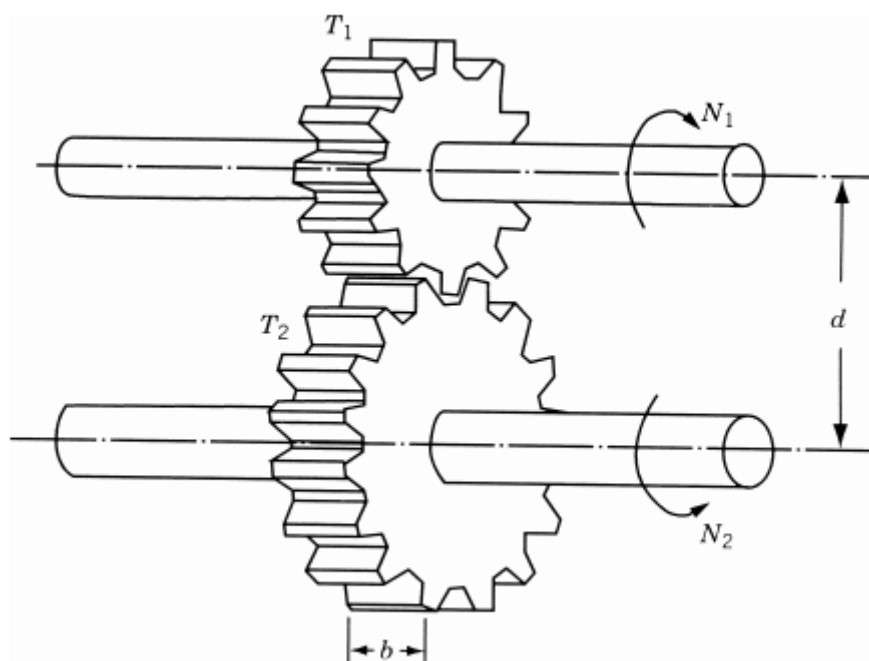
### 2.3.2 Design Vektor – návrhový vektor

Každý konstrukční proces lze obecně popsat pomocí množiny prvků, kdy některé z nich lze nahlížet jako proměnné, nebo jako na prvky již předem dané (7). Ty prvky, které lze v procesu konstrukce měnit nazveme návrhové proměnné. Definují se tři typy návrhových proměnných označené jako soubory proměnných  $\mathbf{x}_r$ ,  $\mathbf{x}_t$  a  $\mathbf{x}_m$  a nazýváme je rozměrové proměnné, tvarové proměnné a materiálové proměnné. Tyto lze společně zapsat sloupcovým vektorem jako:

$$\mathbf{x}_n = \begin{Bmatrix} \mathbf{x}_m \\ \mathbf{x}_t \\ \mathbf{x}_r \end{Bmatrix} \in E^n \quad (6)$$

Rozměrové proměnné definují tloušťky, délky, průřezové charakteristiky, poloměry křivosti skořepin, vzdálenost mezi výztuhami, atd. Tvarové proměnné definují prostorové uspořádání systému, např. počet a umístění uzlů sítě rámové konstrukce. Mezi materiálové proměnné lze řadit modul pružnosti, mez kluzu, hustota či charakteristiky definující kompozitní materiál.

(8) Jako příklad lze uvést návrh pastorku a ozubeného kola z obrázku 7. Sestava je charakterizována šířkou kola  $b$ , počtem zubů  $T_1$  a  $T_2$ , vzdáleností os  $d$ , stykovým úhlem  $\alpha$ , profilem zubu a materiálem. (7)



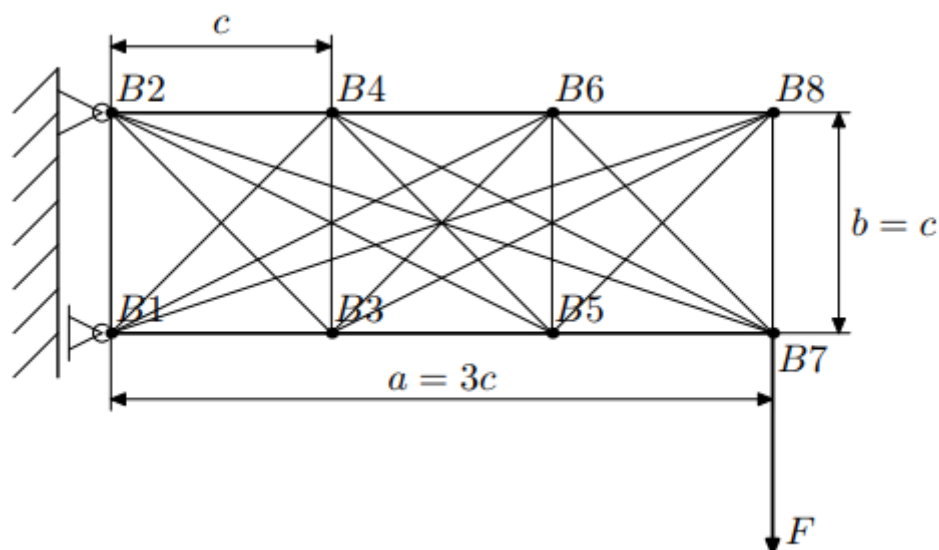
Obr. 16 Sestava pastorku a kola (7)

- Předem dané parametry:  $d, \alpha$ , profil zubů, materiál
- Proměnné parametry:  $\mathbf{X} = \{x_1, x_2, x_3\}^T = \{T_1, T_2, b\}^T$

Pokud uvážíme kartézský prostor, kde každý osa reprezentuje jeden z proměnných parametrů, mluvíme o systémovém prostředí, nebo také návrhovém prostoru.

### 2.3.3 Design Constraint – návrhová omezení, podmínky

Jak jsme již naznačili, každý bod  $n$ -dimenzionálního prostoru představuje v úvahu přicházející návrh.



Obr. 17 Referenční oblast s naznačením možných prvků (8)

Zodpovědět otázku, který z bodů představuje lepší návrh, může být dosaženo dosazením příslušných souřadnic do cílové funkce a porovnáním jejich hodnot. Toto porovnání má však smysl pouze tehdy, pokud hodnoty souřadnic při daných vnějších podmínkách neporuší některý z mezních stavů, např. dosažení meze kluzu, porušení vzpěrné pevnosti a zároveň neporuší ustavené limity, jako např. minimální tloušťka stěny, minimální požadovaný průměr trubky, žádaná nejnižší mez pro vlastní frekvenci.

Podmínky, které zabraňují překročení mezních stavů v konstrukci, nazýváme pevnostní podmínka. Tato podmínka je určena soustavou nerovnic, které vyjadřují, že aktuální napětí v žádném prvku nesmí překročit napětí, při kterém dojde k poškození konstrukce. Daná pevnostní podmínka je obecně funkcí rozměrů prvků konstrukce, materiálových konstant, tvarových podmínek a vnějších podmínek (rovnice rovnováhy, deformační podmínky, konstituční vztahy). Vedlejší podmínky lze obecně psát ve tvaru:

$$\begin{aligned} g_j(\mathbf{X}) &\leq 0, & j &= 1, 2, \dots, m \\ l_j(\mathbf{X}) &= 0, & j &= 1, 2, \dots, p \end{aligned} \quad (7)$$

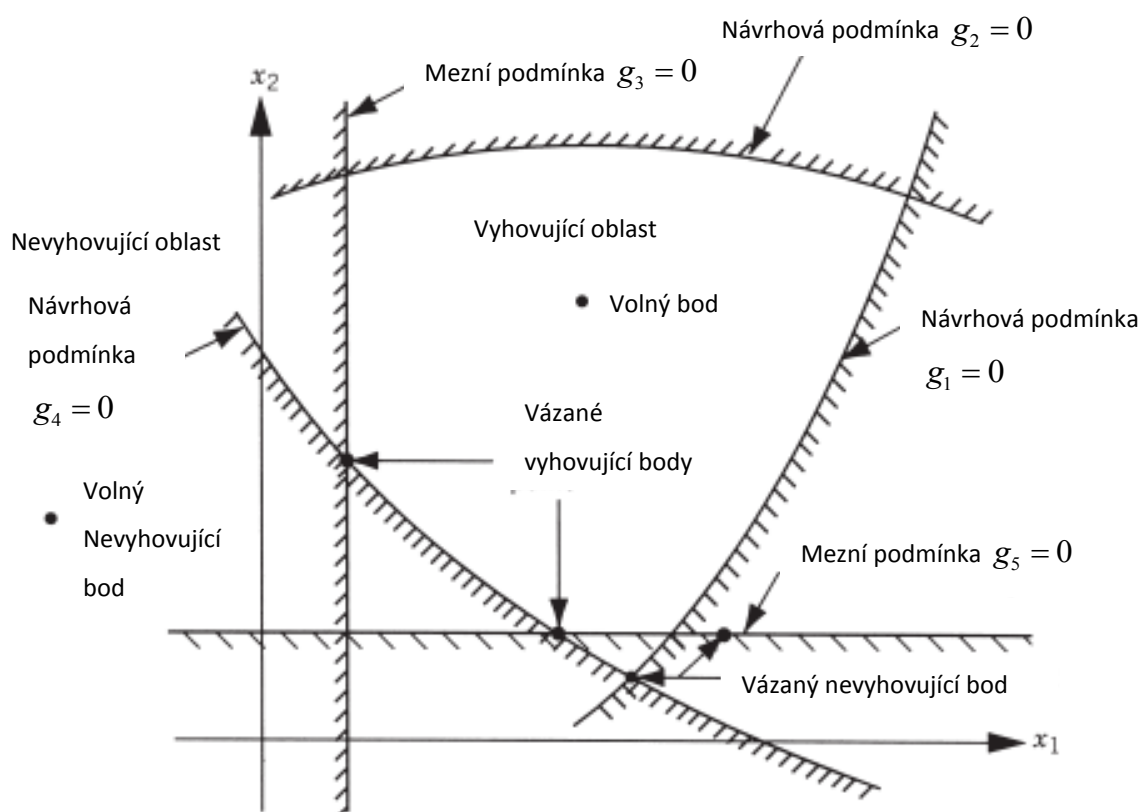
Geometrické (přirozené) souřadnice omezují návrhové body tak, aby neobsahovali souřadnice, které porušují zvolené limity proměnných. Obecně jsou psány jako

$$\mathbf{b}_l \leq \mathbf{x}_b \leq \mathbf{b}_u \quad (8)$$

kde  $\mathbf{x}_b$  představuje vektor proměnných, jejichž hodnota je omezena dolní a horní mezí (8).

### 2.3.4 Constraint Surface –Návrhová plocha

Pro představu, uvažujme optimalizační problém omezen soustavou nerovnic  $g_j(\mathbf{X}) \leq 0$ . Množina hodnot  $\mathbf{X}$ , které vyhovují rovnici  $g_j(\mathbf{X}) = 0$  tvoří hyperprostor v návrhovém prostoru. Tento prostor je  $(n-1)$ dimenzionální podprostor, kde  $n$  je počet návrhových proměnných a rozděluje návrhový prostor do dvou oblastí: jednu, kde  $g_j(\mathbf{X}) < 0$  a druhou kde  $g_j(\mathbf{X}) > 0$ . Takže body ležící na hyperploše budou splňovat kritické hodnoty podmínek  $g_j(\mathbf{X})$ , zatímco body ležící v oblasti kde  $g_j(\mathbf{X}) < 0$  jsou nevyhovující a body ležící v oblasti  $g_j(\mathbf{X}) > 0$  jsou vyhovující.



Obr. 18 Omezující plochy v 2-dimenzionálním návrhovém prostoru (7)

Návrhový bod, který leží na jedné a více omezujících plochách se nazývá vázaný bod. Návrhové body, které neleží ani na jedné omezující ploše jsou nazývány volné body. V závislosti na tom, zda daný návrhový bod leží v oblasti s vyhovujícími podmínkami či ne, může být identifikován ze čtyř hledisek:

- Volný a vyhovující bod
- Volný a nevyhovující bod
- Vázaný a vyhovující bod
- Vázaný a nevyhovující bod

### 2.3.5 Objective Function – Cílová funkce

Konvenční konstrukční procedury jsou cílené k nalezení přijatelného nebo vyhovujícího řešení, které málokdy zohledňuje funkční a další požadavky konstrukčního problému. Obecně, vždy existuje více než jeden vyhovující návrh a cíl optimalizace je vybrat ten nejlepší z mnoha možných. Tudíž musí být zvoleno pravidlo – kritérium – pro porovnávání odlišných konstrukčních řešení. Pokud je toto kritérium vyjádřeno pomocí návrhových proměnných, mluvíme o objektivní, či cílové funkci. Výběr cílové funkce je závislý na povaze problému. Například cílová funkce pro minimalizaci je v leteckém inženýrství cílena na redukci hmotnosti, ve stavitelství to může být minimalizace nákladů. Maximalizace mechanické účinnosti přichází v úvahu při navrhování mechanických systémů.

V některých situacích může existovat více než jedno kritérium, kterému je nutné současně vyhovět. Například pár ozubených kol je navrhován na minimální hmotnost a zároveň na maximální efektivitu při přenášení určitého výkonu. Optimalizační úloha obsahující více cílových funkcí najednou se nazývá Multiobjective Programming Problem. Jeden s jednoduchých způsobů vypořádání se s konfliktem cílových funkcí je vyjádření celkové cílové funkce jako lineární kombinaci jednotlivých cílových funkcí. Pokud tedy  $f_1(\mathbf{X})$  a  $f_2(\mathbf{X})$  vyjadřuje dvě cílové funkce, celková cílová funkce je potom

$$f(\mathbf{X}) = \alpha_1 f_1(\mathbf{X}) + \alpha_2 f_2(\mathbf{X}) \quad (9)$$

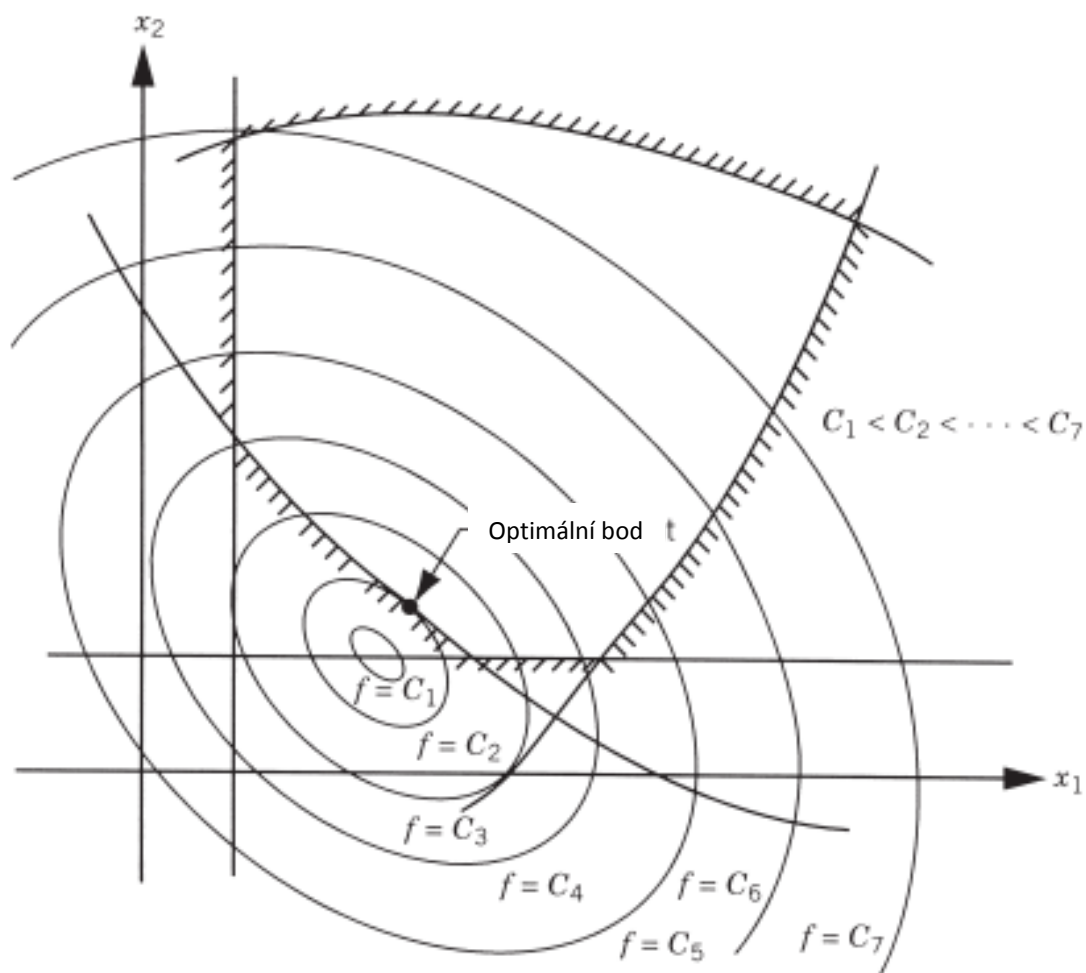
kde  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$  jsou konstanty vyjadřující relativní důležitost cílových funkcí. (7)

### 2.3.6 Objective Function Surfaces – Plochy cílové funkce

Místo kde všechny body vyhovují rovnici  $f(\mathbf{X}) = C = \text{konst.}$  tvoří hyperplochu v návrhovém prostoru a každá z hodnot konstanty  $C$  odpovídá jedné z rodin těchto ploch.



Pokud jsou plochy cílové funkce vykresleny spolu s omezujícími plochami, optimální řešení již může být snadno stanoveno. Problém nastává v momentě, kdy je počet návrhových proměnných větší jak dvě, či tři. Plochy cílových a omezujících ploch jsou příliš komplexní k zobrazení v našem prostoru. Řešení je pak čistě matematické. (7)



Obr. 19 Kontury cílové funkce (7)

## 2.4 Postup konstrukční optimalizace

Je všeobecně přijímáno, že řádné vyjádření a formulace problému zabere přibližně 50 procent celkové snahy problém vyřešit. Je tedy výhodné sledovat dobře zavedené procesy pro formulování konstrukčních optimalizačních úloh. Optimální výsledek procesu bude stejně dobrý jako jeho formulace. (9)

Většinu úloh optimalizace lze řešit pomocí pěti krokového procesu popsaného jako:

- Krok 1: Vyjádření problému
- Krok 2: Sběr dat a informací
- Krok 3: Identifikace, definování návrhových proměnných
- Krok 4: Identifikace cílové funkce
- Krok 5: Identifikace mezních podmínek

#### **2.4.1 Krok 1 – Vyjádření problému**

Proces formulace začíná vývojem a popisem projektu/problému, který je většinou dán zákazníkem. Popis obsahuje celkové cíle a požadavky, které mají být splněny.

#### **2.4.2 Krok 2 – Sběr dat a informací**

K vývoji potřebné matematické formulace problému je třeba shromáždit informace, jako jsou materiálové vlastnosti, požadavky na výkon, maximální možné náklady, ceny polotovarů, aj.

#### **2.4.3 Krok 3 – Identifikace, definování návrhových proměnných**

Návrhové proměnné by měli být co možná nejvíce nezávislé. Počet nezávislých proměnných specifikuje počet stupňů volnosti konstrukčního procesu. Z hlediska flexibility procesu bývá výhodné volit větší počet návrhových proměnných než je potřeba, ty je možné později označit jako fixní.

#### **2.4.4 Krok 4 – Identifikace cílové funkce**

Cílová funkce musí být skalární funkce, jejíž číselnou hodnotu obdržíme, jakmile je optimalizace hotova. Jinými slovy musí být funkcí vektoru návrhových proměnných.

#### **2.4.5 Krok 5 – Identifikace mezních podmínek**

Finální krok je formulace matematického popisu omezujících/mezních podmínek. Mnoho podmínek má pouze lineární charakter – jedná se o problémy lineárního programování. Více obecné problémy mají nelineární mezní podmínky – ty jsou předmětem nelineárního programování.

## 2.5 Výběr vhodné optimalizační metody

Optimalizačních metod existuje celá řada a liší se od sebe mnoha způsoby. Ne každý je schopen používat libovolnou metodu. Konstruktor může použít pouze tu metodu, ke které má dostatečné matematické a programové zázemí a která k řešení vyžaduje pouze tolik času, aby její použití bylo přínosné. Získání schopnosti vybrat vhodnou optimalizační metodu vyžaduje kromě vrozené intuice také léta trvající studium matematické optimalizace. (8)

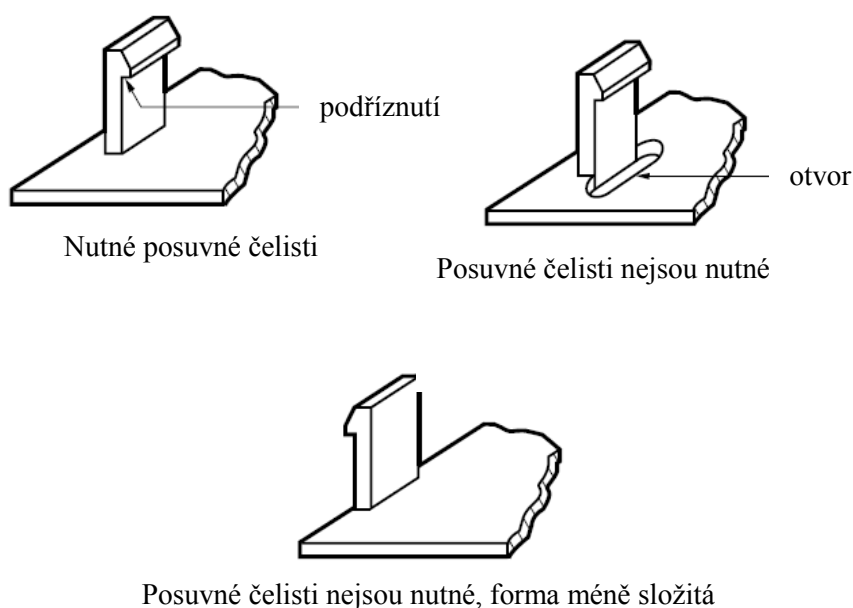
### 2.5.1 Metody matematické optimalizace

- Klasické metody optimalizace
  - Lineární programování
  - Kvadratické programování
  - Dynamické programování
  - Geometrické programování
  
- Moderní metody optimalizace
  - Genetické algoritmy
  - Simulovaný biologický růst
  - Simulované žhání
  - Optimalizace rojení částic

### 3 NÁVRH MECHANICKÝCH „SNAP-FIT“ SPOJŮ PLASTOVÝCH DÍLCŮ

Tvarové „Snap-Fit“ spoje dovolují velkou návrhovou flexibilitu a zasahují oblasti od velmi jednoduchých součástí až po složité dílce. Síly spojovaných dílců se pohybují v rozmezí lehce rozebíratelných spojů až ke spojům, které musí vykazovat velkou míru spolehlivosti a tuhost spoje. (10) Tento typ spojů je nejjednodušší, nejrychlejší a ekonomicky efektivní způsob montáže dvou dílců. Pokud jsou správně navrženy, mohou být rozebírány a znovu spojovány bez nepříznivých vlivů na sestavu. I když „Snap-Fit“ spoje mohou být vyrobeny z mnoha materiálů, ideální materiál jsou termoplasty z důvodu jejich nenáročné výroby do složitých geometrických tvarů, relativně velkému možnému prodloužení, nízkému koeficientu tření a dostatečným pevnosti a tuhosti nutnou ke splnění požadavků kladených na mechanické vlastnosti spoje. (11)

Konstruktéři by měli mít na paměti, že sestava spojená technologií „Snap-Fit“ spojů bude vykazovat určitou míru vůle mezi spojovanými součástmi díky výrobním tolerancím jednotlivých částí. Některé spoje také mohou zvýšit náklady na výrobu vstříkovací formy vzhledem k potřebě posuvných čelistí formy. Nicméně zkušený konstruktér může tyto vlivy minimalizovat zvolením vhodných konstrukčních úprav formy.



Obr. 20 Možnosti zaformování „Snap-Fit“ zámku (11)

### 3.1 Podmínky volby použití pružného „Snap-Fit“ spoje

První krok nastává ještě před formálním návrhem výrobku/sestavy. Musí být rozhodnuto, zda pružný spoj použít, či ne.

Pokud jsou pružné „Snap-Fit“ spoje nová zkušenost pro konstruktéry, měli by zvážit následující body (10):

- Čas a snaha potřebná k vývoji spolehlivého a cenově efektivního „Snap-Fit“ spoje bude zřejmě určitě vyšší než doba strávená nad návrhem tradičního spoje.
- Cenová návratnost, která dalece převyší náklady na návrh „Snap-Fit“ spoje je dosažena při velkých výrobních množstvích.
- Testování spoje může být zdlouhavé a časově náročné pokud jsou nutné změny na výrobním zařízení.

#### 3.1.1 Zvážení podmínek aplikace

- Jsou výrobní množství dost vysoká pro návratnost návrhu?
- Existuje validační proces pro aplikaci a bude „Snap-Fit“ spoj testován?
- Jsou známy podmínky použití výrobku? Pružný spoj je musí také splňovat.
- Jsou velké nebo trvalé síly aplikovány na „Snap-Fit“ spoj? Mohl by se projevit creep plastového materiálu.
- Pokud je vyžadován servis, je demontáž jasná nebo je třeba návod? Snížení rizika poškození.

#### 3.1.2 Zvážení materiálových podmínek

- Jsou obě součásti vyrobeny z plastu? Jednodušší pro návrh „Snap-Fit“ spoje.
- Liší se spojované materiály teplotní roztažností? Je třeba dbát na správný návrh zámků.
- Budou součásti vystaveny ultrafialovému záření? Degradace výkonosti je možná.
- Budou součásti použity při nízkých teplotách? Způsobuje křehké chování plastů.

### 3.2 Funkce „Snap-Fit“ pružných spojů

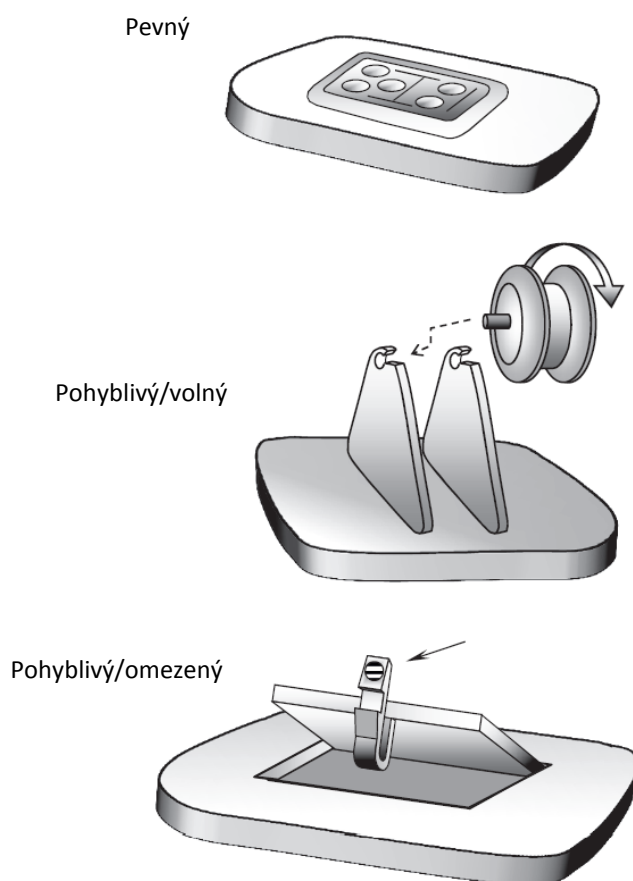
Víme, že „Snap-Fit“ spoje drží součásti pohromadě, dále si definujeme pružný spoj v termínech činnosti, účelu, typu upevnění, zadržení a demontáže.

### 3.2.1 Činnost

Činnost/akce je možný pohyb navržený pro daný typ upevnění.

V pevných „Snap-Fit“ spojích, žádný relativní pohyb nenastává. Jakmile jsou součásti spojeny, jsou sestavě odebrány všechny stupně volnosti. Většina „Snap-Fit“ spojů je pevná.

V pohyblivých spojích může docházet k relativnímu pohybu součástí. (10)



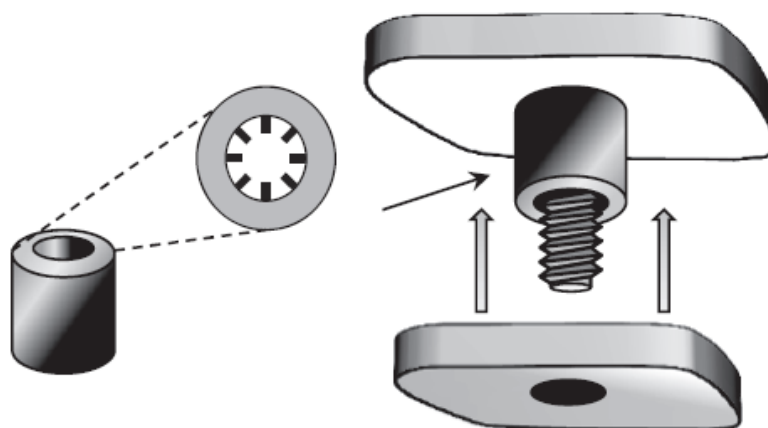
Obr. 21 Pevné a pohyblivé pružné „Snap-Fit“ spoje (10)

### 3.2.2 Účel

Většina „Snap-Fit“ pružných spojů patří mezi spoje konečné – tzn., jsou to jediné spoje na sestavě.

Dočasné/pomocné pružné spoje slouží ke spolehlivé přípravě spojovaných součástí před tím, než je vytvořen finální spoj jiným typem spojování. Mohou napomáhat konečné montáži, snižovat nutnou snahu pro správné vystředění součástí a tím zmenšovat montážní náklady.

Například pokud pracovník potřebuje jednu ruku volnou, pomocný pružný spoj drží dílce v před-montážní poloze.

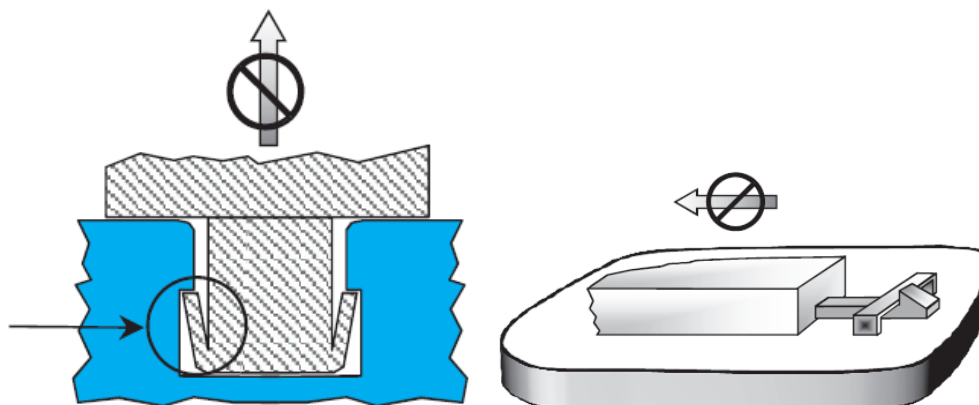


Obr. 22 Příklad pomocného pružného spoje k přidržení šroubu (10)

### 3.2.3 Zadržení

Zadržení popisuje, jak jsou uzamykací elementy „Snap-Fit“ pružného spoje v sestavě použity.

- Permanentní spoje – jakmile zamknuty, nejsou určeny k rozebrání po celou životnost spoje. Někdy mohou být rozebíratelné pomocí nástrojů, nebo velkého úsilí, ale pravděpodobně s poškozením spoje.



Obr. 23 Permanentní „Snap-Fit“ pružný spoj (10)

- Demontovatelné spoje – mohou být rozebírány a znovu spojovány.

### 3.2.4 Demontáž

Demontáž popisuje, jak je zamykací element vychylován při demontáži.

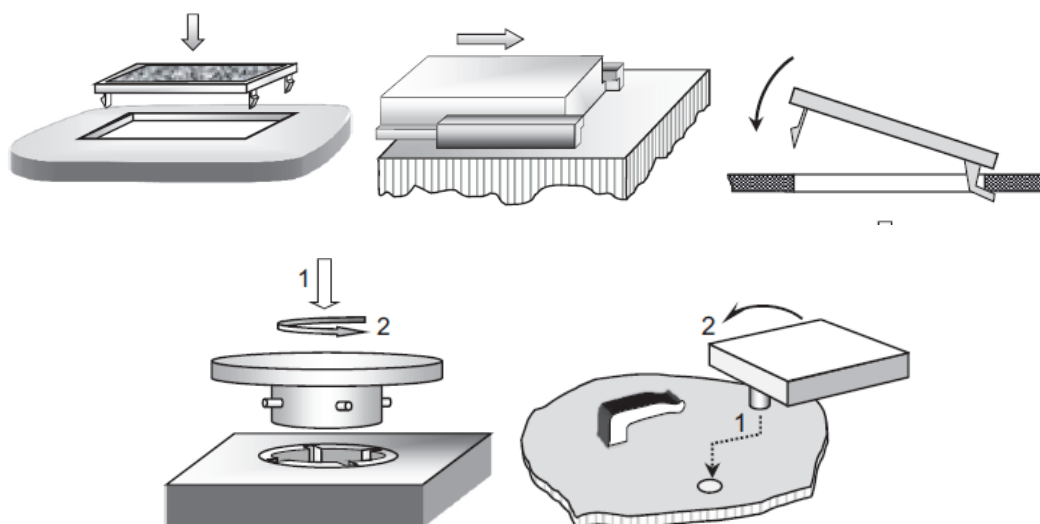
- Manuálně rozebíratelné zámky nejsou plnou zárukou proti nechtěné demontáži součástí. Používají se, pokud sestava musí odolávat zatížení a demontáž je občasná, či vzácná.
- Samo rozebíratelné zámky dovolují součastem rozpojení po překročení definované síly. Tyto prvky mohou být skryty, protože nevyžadují přístup.



Obr. 24 Manuálně rozebíratelný spoj a samo rozebíratelný spoj (10)

### 3.3 Montážní pohyb

Při návrhu „Snap-Fit“ pružné spoje je potřeba mít na paměti, jakou činnost budeme po pracovníku vyžadovat při spojování součástí do sestavy – tlačení, šoupání, zatočení. Měli bychom vzít do úvahy ergonomické aspekty práce.

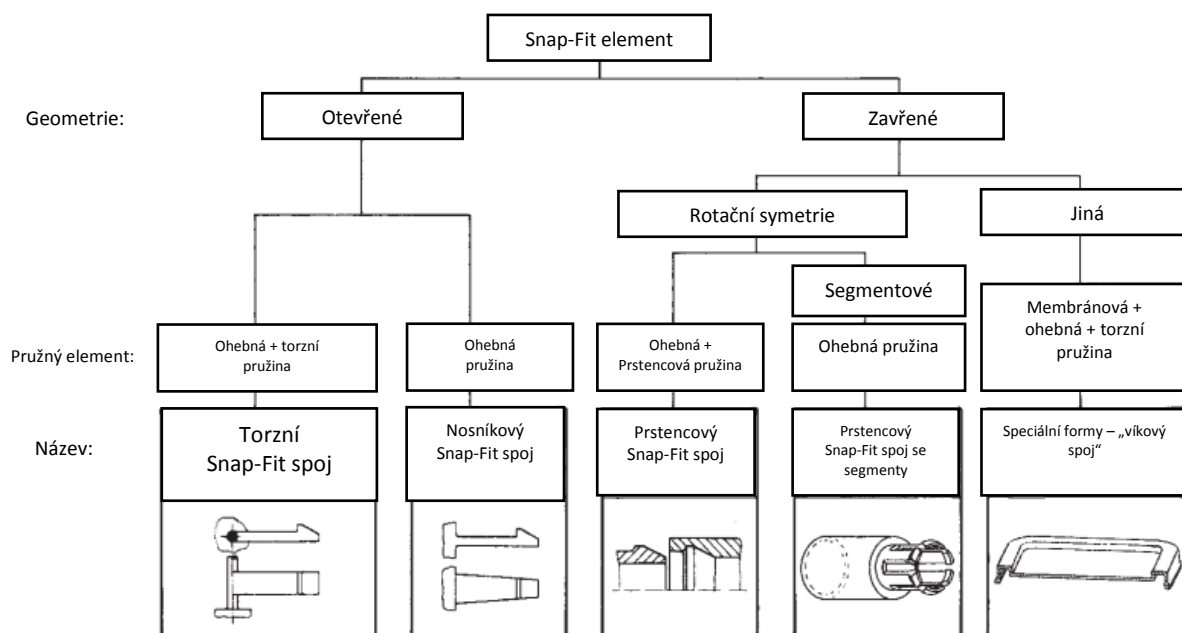


Obr. 25 Montážní pohyby nutné ke spojení součástí do sestavy (10)



### 3.4 Typy „Snap-fit“ spojů

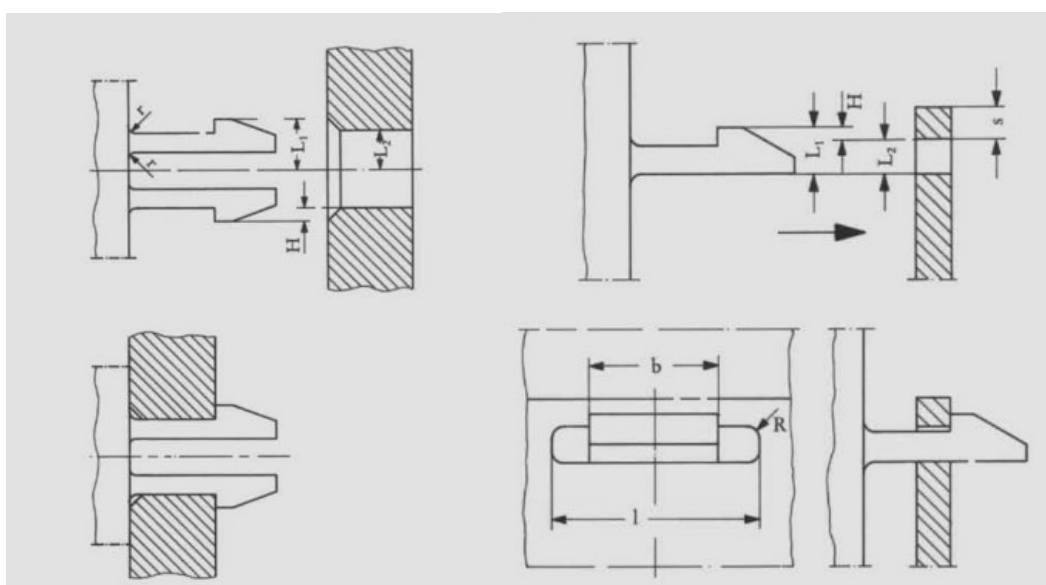
Díly s přesahem, které mají být spojeny do sestavy, jsou popsány v následující tabulce.



Obr. 26 Rozdělení „Snap-Fit“ pružných spojů (12)

#### 3.4.1 Zubové nosíkové spoje

Zubové nosíky, nebo také „háčky“ jsou pružné elementy na jedné, nebo obou stranách geometrie a jsou obvykle lisovány skrz díry v montážním dílci. Otvor může být kruhový, obdélníkový.



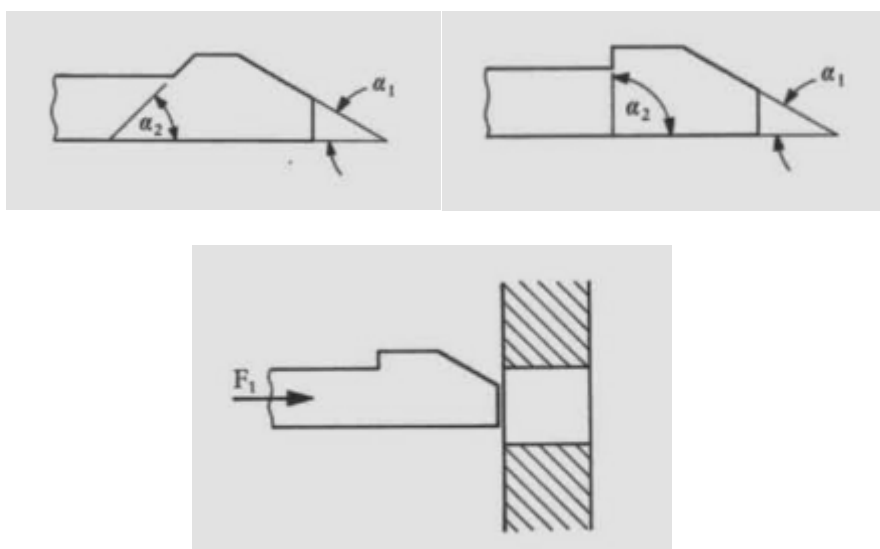
Obr. 27 Zubový nosíkový spoj (13)

Výška přesahu  $H$  je rozdíl mezi vnějším rozměrem zubu zubového nosníku a vnitřním okrajem díry:

$$H = L_1 - L_2 \quad [mm] \quad (10)$$

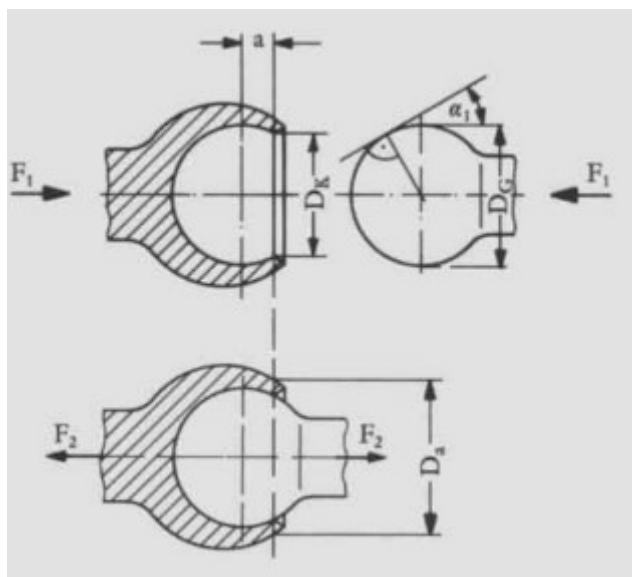
Při návrhu zubových spojů je třeba dbát na kontrolu na překročení přípustné meze kluzu materiálu vlivem koncentrace napětí v citlivém místě nosníku. Rádus  $r$  by se měl volit co největší.

Tento spoj může být buď rozebíratelný nebo nerozebíratelný, záleží na velikosti zpětného úhlu. Montážní úhel  $\alpha_1$  spolu s rozměrem zubu  $H$  a koeficientem tření  $\mu$  mezi jednotlivými členy definuje potřebnou montážní sílu  $F_1$ . Čím větší je úhel  $\alpha_1$  tím větší montážní síla je potřeba. S velkým montážním úhlem ( $\alpha \geq 45^\circ$ ) a velkým koeficientem tření už dále nemusí být možno dílce zalisovat. Zub se spíše ulomí než deformuje. Doporučený úhel pro zubové nosníky a válcové spoje je  $\alpha_1 = 15^\circ \div 30^\circ$ .



Obr. 28 Rozebíratelný a nerozebíratelný zubový spoj (13)

U kulových spojů úhel  $\alpha_1$  nemůže být volně volen, ale závisí na maximálním dovoleném průměru.

Obr. 29 Kulový spoj a úhel  $\alpha_1$  (13)

Zpětný úhel  $\alpha_2$  určuje, jak velké zatížení může spoj přenést. Maximální únosnost spoje je dosažena při  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Při dlouhodobém zatěžování nebo během změn teplot by měl být zpětný úhel vždy volen pravý. Spoj je poté stálý. Pro rozebíratelné spoje potom volíme  $\alpha_2 = 30^\circ \div 45^\circ$ .

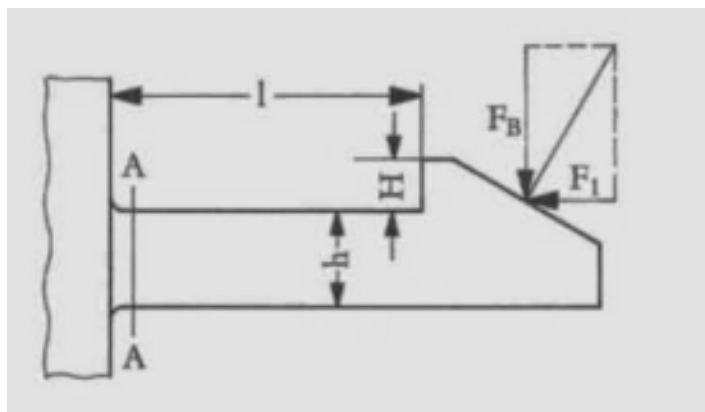
### 3.4.1.1 Výpočet zubového spoje

Montážní a demontážní síla může být spočítána z rovnice:

$$F_{1,2} = \frac{3H \cdot E_s \cdot J}{l^3} \cdot \frac{\mu + \tan(\alpha_{1,2})}{1 - \mu \cdot \tan(\alpha_{1,2})} \quad [N] \quad (11)$$

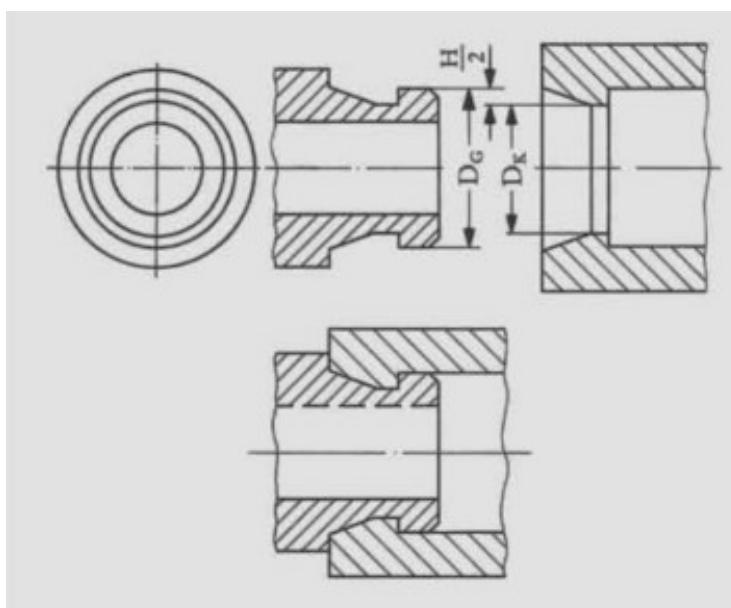
H	Výška přesahu	[mm]
$E_s$	Sečnový modul pružnosti	[N/mm <sup>2</sup> ]
J	Moment setrvačnosti	[mm <sup>4</sup> ]
l	Délka zubového spoje	[mm]
$\mu$	Koeficient tření	[-]

$\alpha_1$	Montážní úhel	[°]
$\alpha_2$	Zpětný úhel	[°]

Obr. 30 *Rozměry zubového spoje (13)*

### 3.4.2 Válcové spoje

Válcové spoje se skládají s válcových částí s vlisovaným límcem nebo štíhlým profilem na jedné části a drážkou do které zapadá v části druhé.

Obr. 31 *Válcový spoj (13)*

Rozdíl mezi největším průměrem čepu  $D_G$  a nejmenším průměrem hřídele  $D_K$  je možné označit jako přesah  $H$ .

$$H = D_G - D_K \quad [mm] \quad (12)$$

Montážní síla  $F_1$  a  $F_2$  mohou být pro válcové – na rozdíl od nosníkových – pouze přibližně vypočítány. Je to z důvodu neznámého rozdělení deformace mezi hřídelí a čepem. Velikost deformace závisí na tloušťce stěn obou komponent a výškou přesahu.

Montážní a demontážní síla může být spočítána z rovnice:

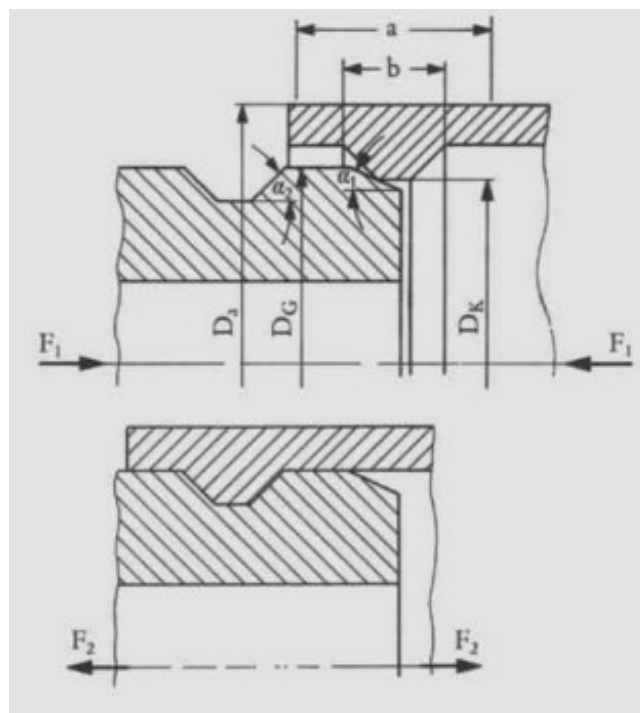
$$F_{1,2} = p \cdot \pi \cdot D_G \cdot 2b \cdot \frac{\mu + \tan(\alpha_{1,2})}{1 - \mu \cdot \tan(\alpha_{1,2})} \quad [N] \quad (13)$$

Mezi výškou přesahu a spojovacím tlakem platí následující vztah:

$$p = \frac{H}{D_K} \cdot E_s \cdot \frac{1}{K} \quad [Nmm^{-2}] \quad (14)$$

Geometrický faktor  $K$  je závislý na rozměrech spoje:

$$K = \frac{\left(\frac{D_a}{D_G}\right)^2 + 1}{\left(\frac{D_a}{D_G}\right)^2 - 1} + 1 \quad (15)$$



Obr. 32 Rozměry válcového spoje (13)

Zde se předpokládá, že celý rozměr přesahu  $H$  bude spotřebován deformací hřídele. Při tenkostěnných čepch se deformuje i čep samotný, ale to je ve výpočtu na úkor určitých malých nepřesností zanedbáno.

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 4 CÍLE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Bakalářská práce je zaměřena na vypracování různých návrhů konstrukce lisovacího stroje – resp. uchycení horizontálního a vertikálního posuvu lisovacích nástrojů pro plastové konektory pro automobilový průmysl. Návrhy se mohou lišit v geometrii, uspořádání prvků a použitých materiálech. Návrh rámu bude dále podroben procesu konstrukční optimalizace pro nalezení optimálních hodnot zvolených konstrukčních parametrů.

Kroky k dosažení cíle bakalářské práce lze shrnout do těchto bodů:

- Zjištění potřebné lisovací síly k zalisování krytky konektoru
  - CAE
  - Experiment
- Vypracování alternativních návrhů rámu lisovacího stroje/nástroje
- Provedení analýzy stavu napjatosti a deformace jednotlivých prvků
- Konstrukční optimalizace zvolených parametrů
- Vyhodnocení výsledků

K dosažení výsledků z analýzy bude použito poznatků z odborných předmětů bakalářského studia a to hlavně z mechaniky, pevnosti a pružnosti a dále z kurzů modelování v CAD softwarech a výpočetních softwarů.

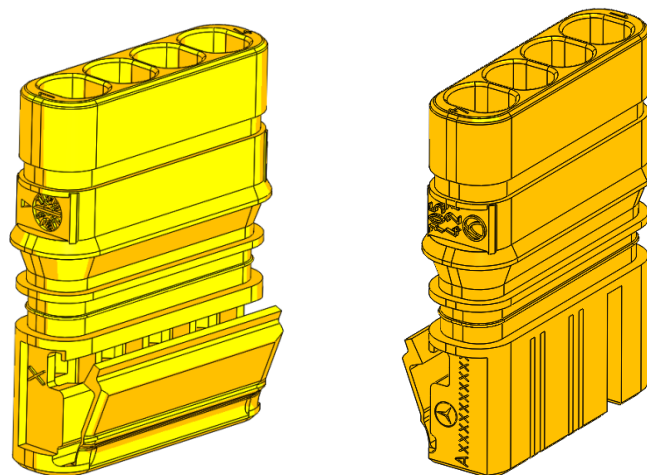


## 5 SESTAVA PLASTOVÉHO KONEKTORU, PODMÍNKY ZALISOVÁNÍ

### 5.1 Popis výrobku

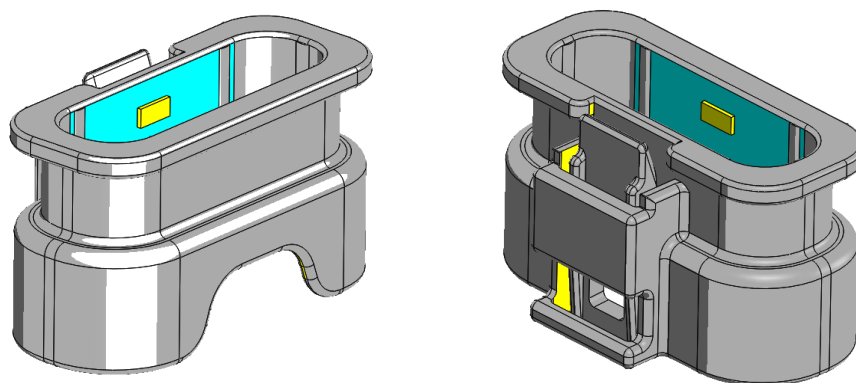
Plastový konektor se skládá ze tří komponent a to:

- Nosič kontaktů materiál PA6.6 GF30



Obr. 33 *Plastový nosič kontaktů*

- Krytka nosiče materiál PA6.6 GF30

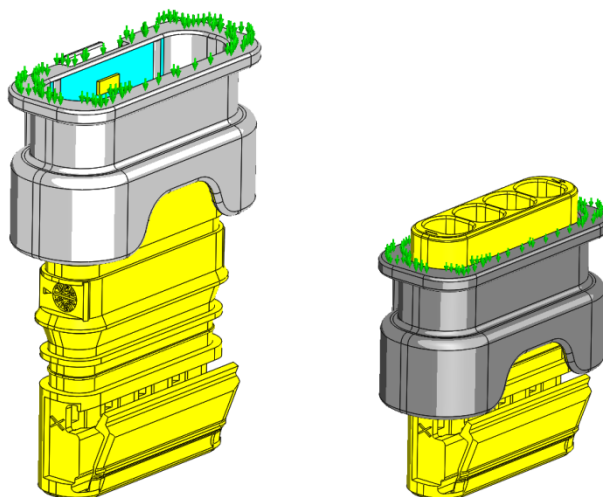


Obr. 34 *Plastová krytka nosiče*

Třetí komponent je těsnění, to však pro úlohu lisování nehraje žádnou roli, proto jej nebudeme uvádět.

## 5.2 Lisování jednotlivých komponent

K zalisování krytky nosiče je dovoleno použít horní plochy krytky, viz obrázek 26. Při lisování není dovoleno žádnou z komponent jakkoliv poškodit.

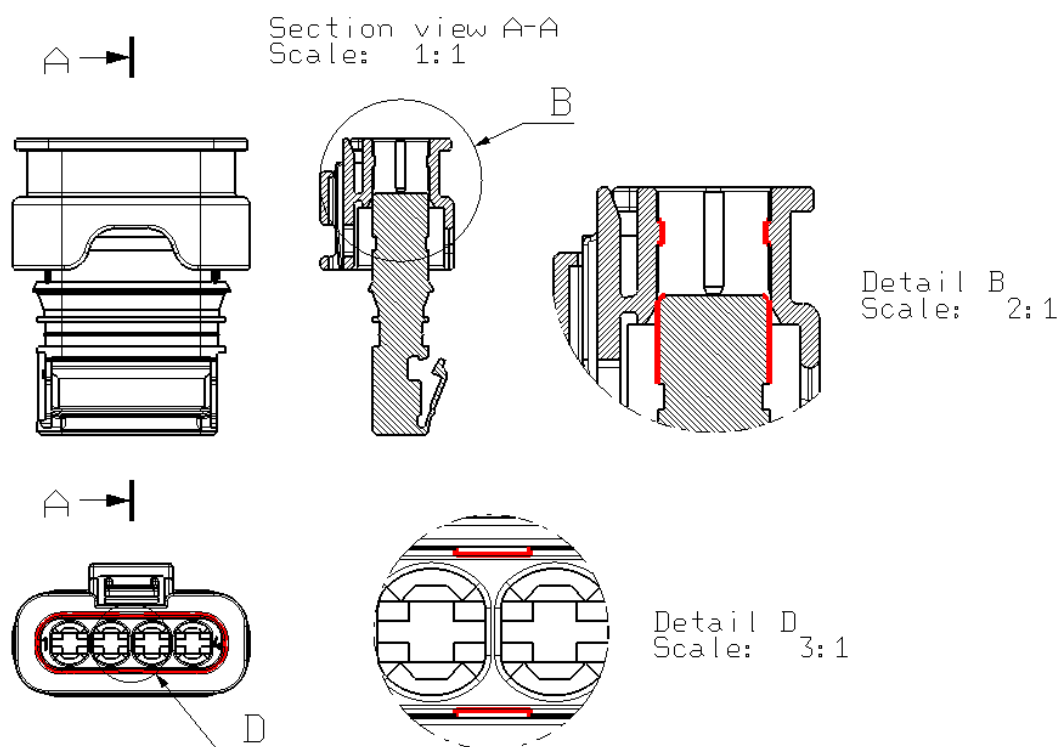


Obr. 35 Výrobek před lisováním a po lisování

### 5.2.1 Princip lisování

Lisovací geometrie je podobná cylindrickému „Snap-Fit“ spoji uvedenému mezi jinými v teoretické části práce.

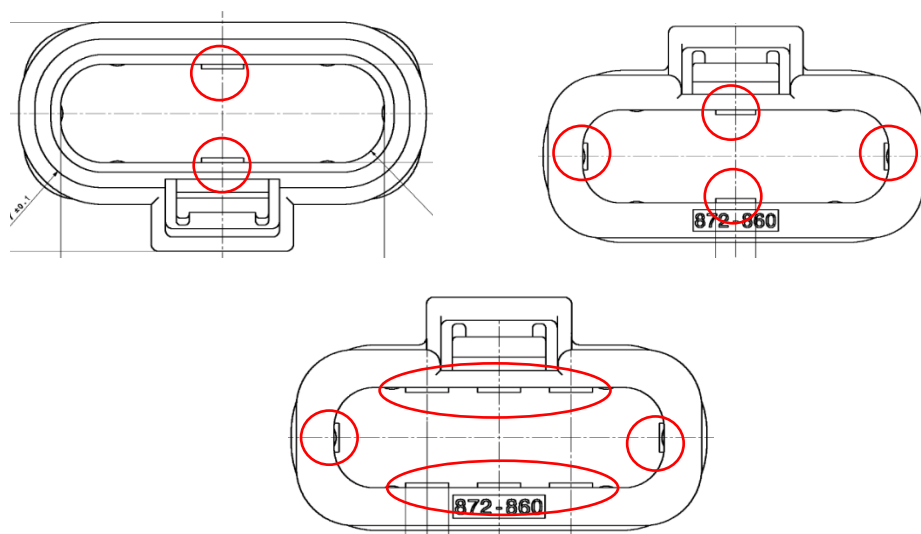
Pro srovnání uvedeme řez plastovým konektorem a vyznačíme plochy, které přijdou při lisování do kontaktu – viz detail B z obrázku 21. Na rozdíl od cylindrického „Snap-Fit“ spoje je geometrie spoje plastového konektoru obdélníková a navíc lisovací přesah je tvořen pouze zlomkem z celkového vnitřního obvodu krytky nosiče – viz detail D z obrázku 27. Konektor je třeba nutno zalisovat na hodnotu danou ve výkrese sestavu konektoru. Výška zalisování je hlídána absolutním enkodérem servo motoru, který pohybuje vertikální osou lisovacího nástroje.



Obr. 36 Plochy doteku v řezu plastovým konektorem

### 5.2.2 Faktory ovlivňující lisování

Další podmínkou je možnost zpracovat všechny variace plastového konektoru. Lisovací proces ovlivňují pouze ty, u kterých se mění lisovací geometrie – jmenovitě přibývá podíl délky lisovacího přesahu vzhledem k celkovému vnitřnímu obvodu krytky nosiče. Jednotlivé variace jsou uvedeny na obrázku 28.



Obr. 37 Variace krytky nosiče kontaktů

## 6 VÝPOČET LISOVACÍ SÍLY POMOCÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

V případě lisování plastové krytky na nosič kontaktů nelze použít klasické lineární statické analýzy z důvodu kontaktu mezi dvěma tuhými tělesy. Nelinearita zde spočívá v neustále se měnících okrajových podmínkách vzhledem k času lisování. S každým novým časovým úsekem jsou znovu vypočítávány deformace a napětí vznikající mezi stykovými plochami až do dosažení požadovaného řešení.

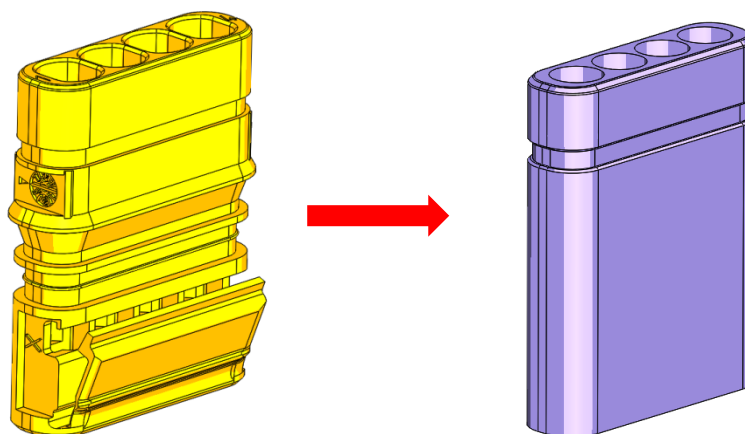
### 6.1 Postup při sestavení úlohy lisování

#### 6.1.1 Příprava CAD geometrie

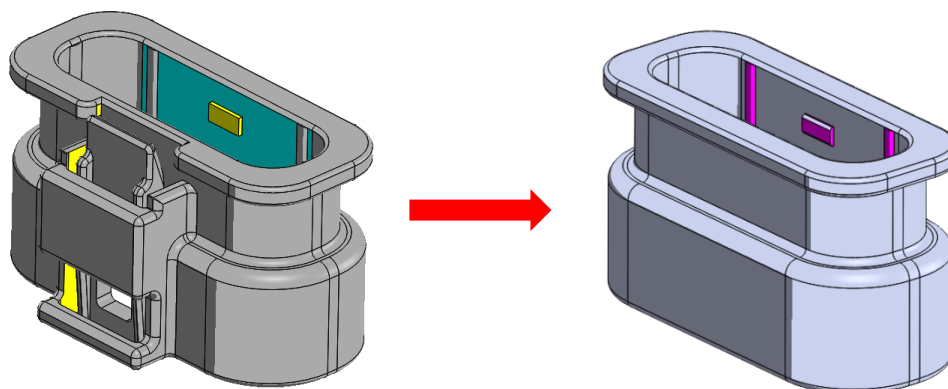
Geometrii jsme obdrželi od designérů z vývoje produktu. V tomto směru tedy není třeba žádné modely v CAD programu vytvářet. Máme k dispozici 3D model jak nosiče kontaktů, tak krytky nosiče. Modely jsou zobrazeny v části praktické části Popis výrobku.

#### 6.1.2 Zjednodušení geometrie

Geometrii obou produktů je třeba zjednodušit. V geometrii obou komponent jsou pro simulace lisování nezajímavé prvky, které by značně prodlužovaly dobu nutnou pro výpočet úlohy (tenké stěny „second lock“ klapky, složité tvary dutin kontaktů, atd.). Některé CAE softwary nabízejí přímo funkci k zobecnění geometrii, ale při složitějších tvarech se stávají neohrabanými. Proto volím vymodelování nových 3D modelů zjednodušené geometrie. Modely jsou vytvořeny v programu SOLIDWorks 2016.



Obr. 38 Zjednodušení geometrie nosiče kontaktů pro FEM analýzu



Obr. 39 Zjednodušení geometrie krytky nosiče pro FEM analýzu

Rozměry důležité pro lisování byly ve zjednodušených modelech zachovány.

### 6.1.3 Materiálové charakteristiky

Materiálové charakteristiky lze přímo zvolit v knihovně materiálů programu SOLIDWORKS 2016. Oba komponenty jsou vyráběny ze stejného materiálu a to PA 6.6. Důležité charakteristiky lze nalézt v následující tabulce.

Property	Value	Units
Elastic Modulus	2620	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.34	N/A
Shear Modulus	970.4	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	1120	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	90	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	103.648886	N/mm <sup>2</sup>
Thermal Expansion Coefficient		/K
Thermal Conductivity	0.233	W/(m·K)

Obr. 40 Materiálové charakteristiky převzaté ze SOLIDWORKS knihovny

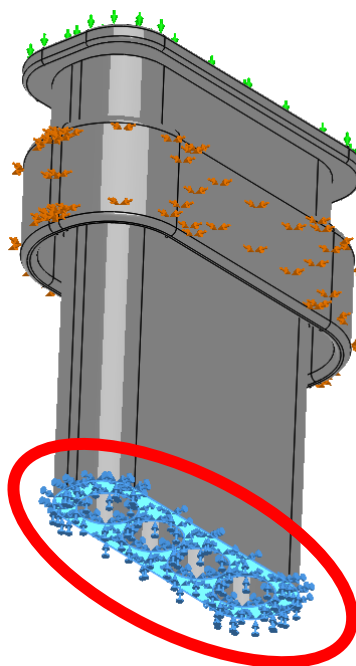
V FEM simulaci budeme sledovat, zda jsme při procesu nepřesáhly mez kluzu materiálu, což by vedlo k trvalým plastickým deformacím. V takovém případě by bylo nutné změnit geometrii výrobku samotného. Vzhledem k předpokládaným malým deformacím zůstaneme v mezích Hookova zákona. Hlavní informací, kterou chceme ze simulace získat, je velikost potřebné lisovací síly, kterou je nutno působit na horní plochu krytky.

#### 6.1.4 Stanovení zatížení, uložení

Zatížení a typ uložení jsou nutná pro definici výpočtového prostředí modelu. Výsledky jsou na správné definici okrajových podmínek přímo závislé. Uložení jsou určena pro zafixování částí geometrie modelu (nulová posunutí) nebo k určení velikosti pohybu (nenulová posunutí).

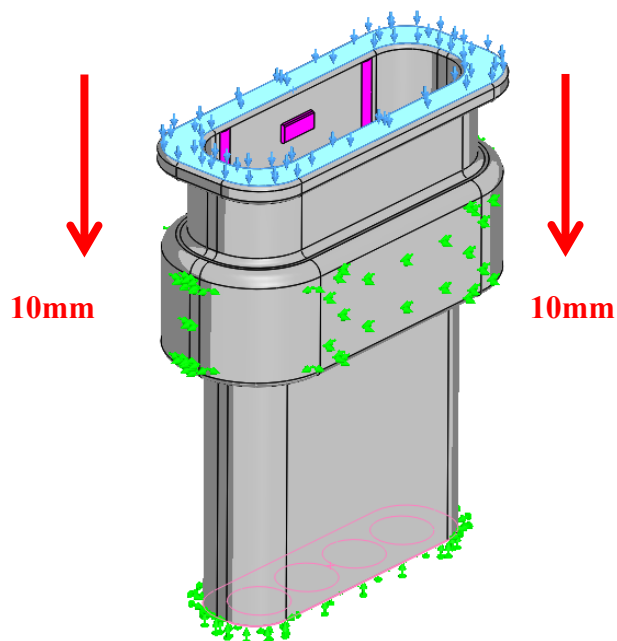
##### 6.1.4.1 Uložení tělesa/sestavy v prostoru

Celou sestavu konektoru je třeba v simulaci zafixovat tak, jak bude ve skutečnosti do lisu vkládána operátorem. To znamená spodní plochou nosiče kontaktů do hnízda stroje a následně před-lisování krytky operátorem. Sestava je poté vsunuta do stroje a proveden lisovací proces. Použijeme tedy okrajovou podmínku „Fixed Geometry“, která odebírá všechny stupně volnosti translací (posunutí) a aplikujeme ji na spodní podstavu nosiče.



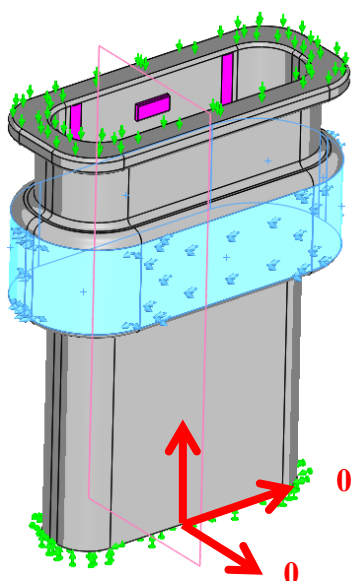
Obr. 41 Uložení sestavy konektoru v prostoru – spodní plocha nosiče kontaktů

Nyní je nutné definovat povolené posunutí/pohyb jedné z komponent – krytky nosiče, vzhledem k fixované geometrii nosiče. Vybereme možnost „Advanced Fixtures – Reference geometry“, která dovoluje stanovit posunutí v jednotlivých směrech. Z experimentu známe výšku před-lisování krytky operátor a je rovna přibližně 10 milimetrům. Nastavíme posunutí krytky do cílové polohy na tuto hodnotu.



Obr. 42 Aplikace podmínky posunutí krytky vzhledem k nosiči během simulace

Poslední okrajovou podmínkou je opět aplikace „Advanced Fixtures – Reference geometry“, v tomto případě musíme zamezit krytce, aby během lisování „neodcestovala“ v nežádoucím směru. V průběhu lisování je možný pouze vertikální pohyb a tento jediný krytce povolíme.



Obr. 43 Omezení pohybu krytky pouze do vertikálního směru

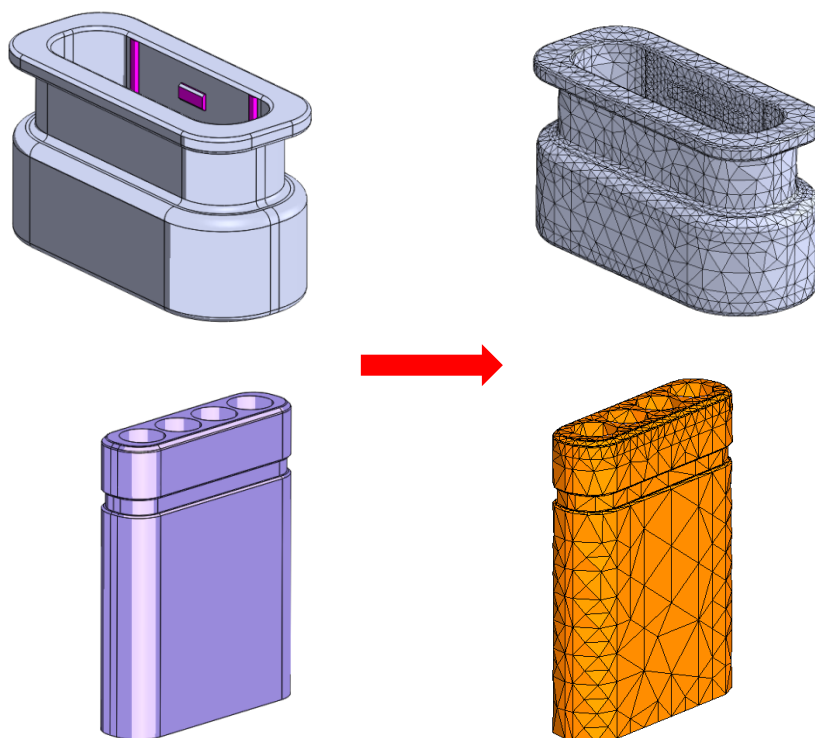
### 6.1.5 Typ analýzy

Jak již bylo řečeno, linearita problému je porušena a to podmínkami měnícími se v průběhu času lisování – kontakt těles. Volíme tedy nelineární analýzu, u které můžeme analyzovat postupně celý časový průběh.

Délka analýzy byla nastavena podobně jako na stroji na dvě sekundy, časový přírůstek 0,05s. Byly nastaveny i další parametry simulace ovlivňující kvalitu a rychlost simulace. Nebudeme je zde však rozebírat.

### 6.1.6 Diskretizace modelu

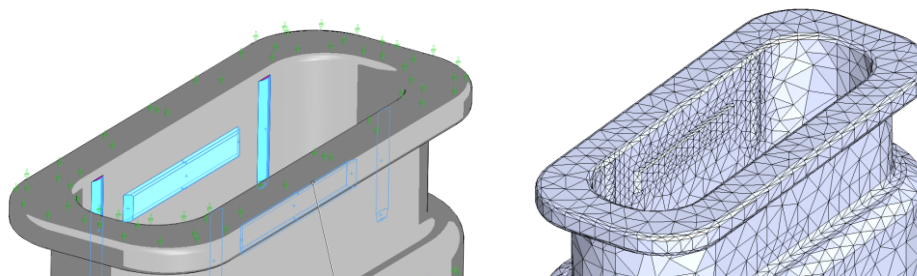
Metoda konečných prvků pohlíží na model jako na síť diskrétních elementů spojených dohromady. FEM metoda poté předpoví chování modelu s pomocí informace získané ze všech elementů tvořících model. Vysítování modelu je velmi důležitý krok k úspěšnému provedení simulace. Platí zde úměra čím jemnější síť, tím přesnější výsledek, ale i to má svá úskalí. Pozor bychom měli dát na ostré přechody, které mohou generovat singularity ve výpočtu.



Obr. 44 Převedení CAD modelů na FEM modely

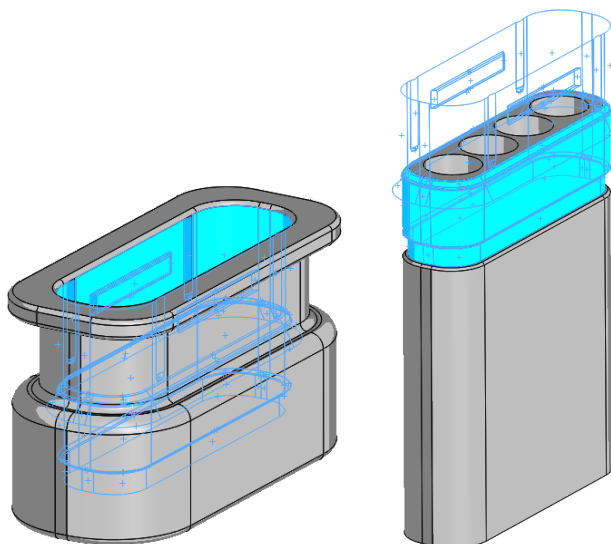


- Krytka nosiče – na zámky byla použita funkce „Mesh Control“, která lokálně zjemní síť pro nás zajímavé geometrie a zbytek ponechá v původním hrubším nastavení



Obr. 45 Prvky ovlivněné funkcí „Mesh Control“

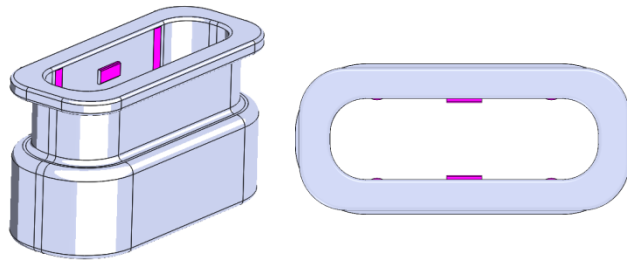
- Nosič kontaktů – nosič byl označen jako „Rigid“, tedy nedeformovatelný, vzhledem k předpokládaným malým deformacím (velká tuhost krytky).
- Plochy kontaktu – byly nastaveny plochy předpokládaného kontaktu s funkcí „No penetration“, tzn. je zamezeno průniku objemů jednotlivých dílců. Koeficient tření byl nastaven  $\mu=0,2$ .



Obr. 46 Předpokládané plochy doteku dílců

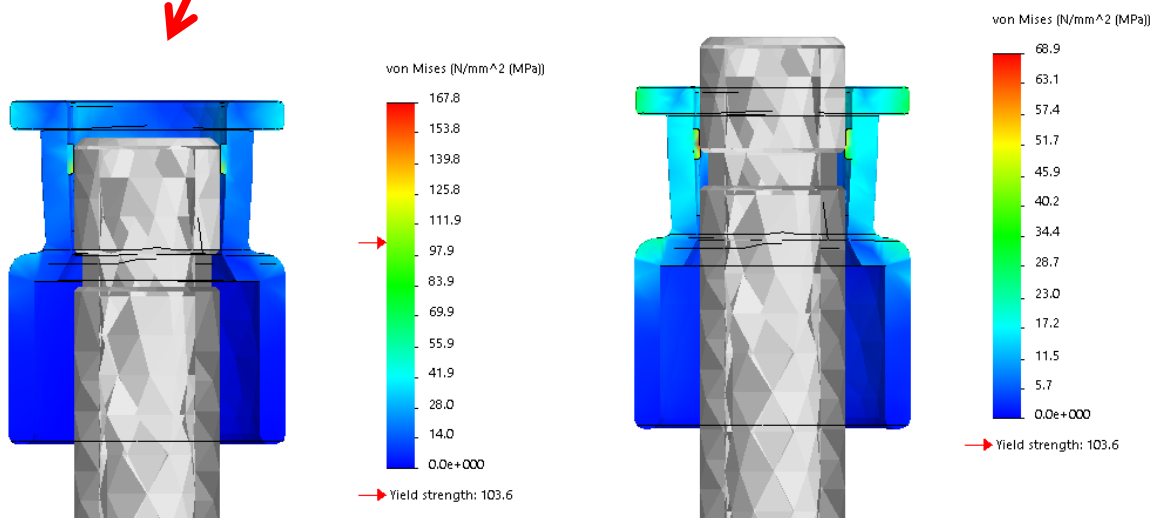
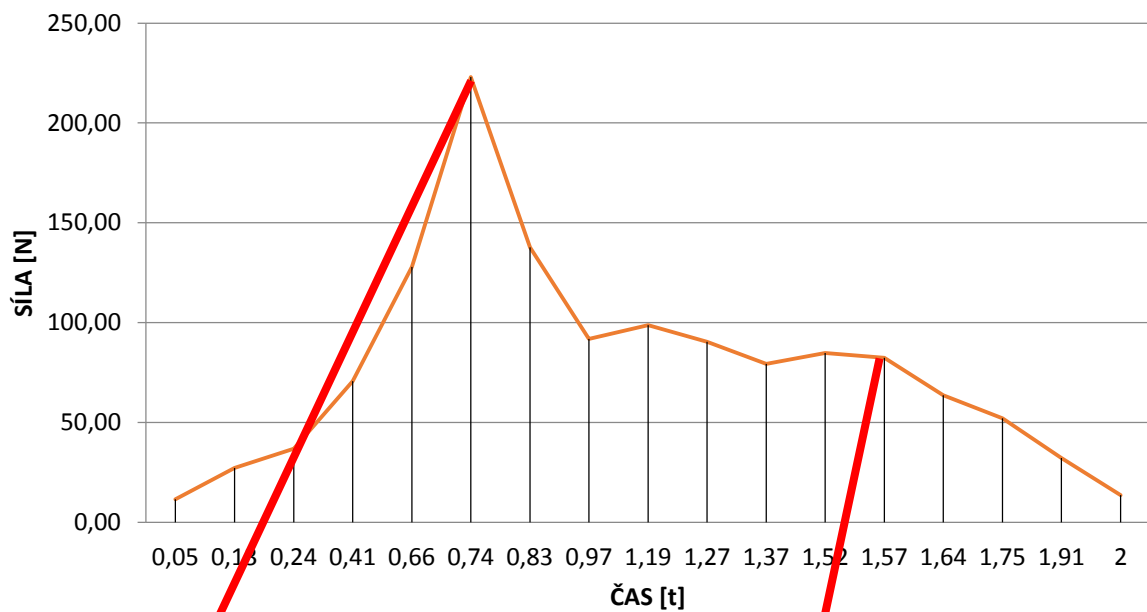
### 6.1.7 FEA výsledky

#### 6.1.7.1 Typ s krytkou 705-181-071 s dvěma zámkami

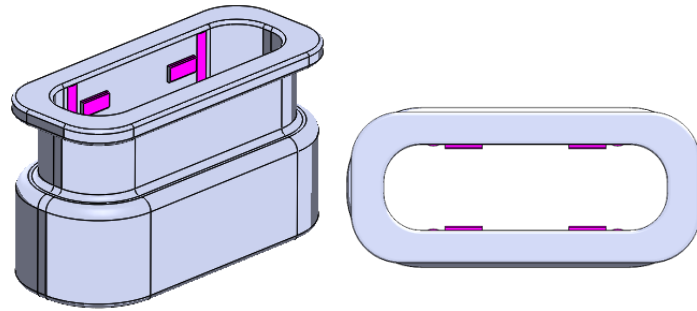


Obr. 47 Typ krytky 705-181-071

- Reakční síla nutná k zalisování krytky

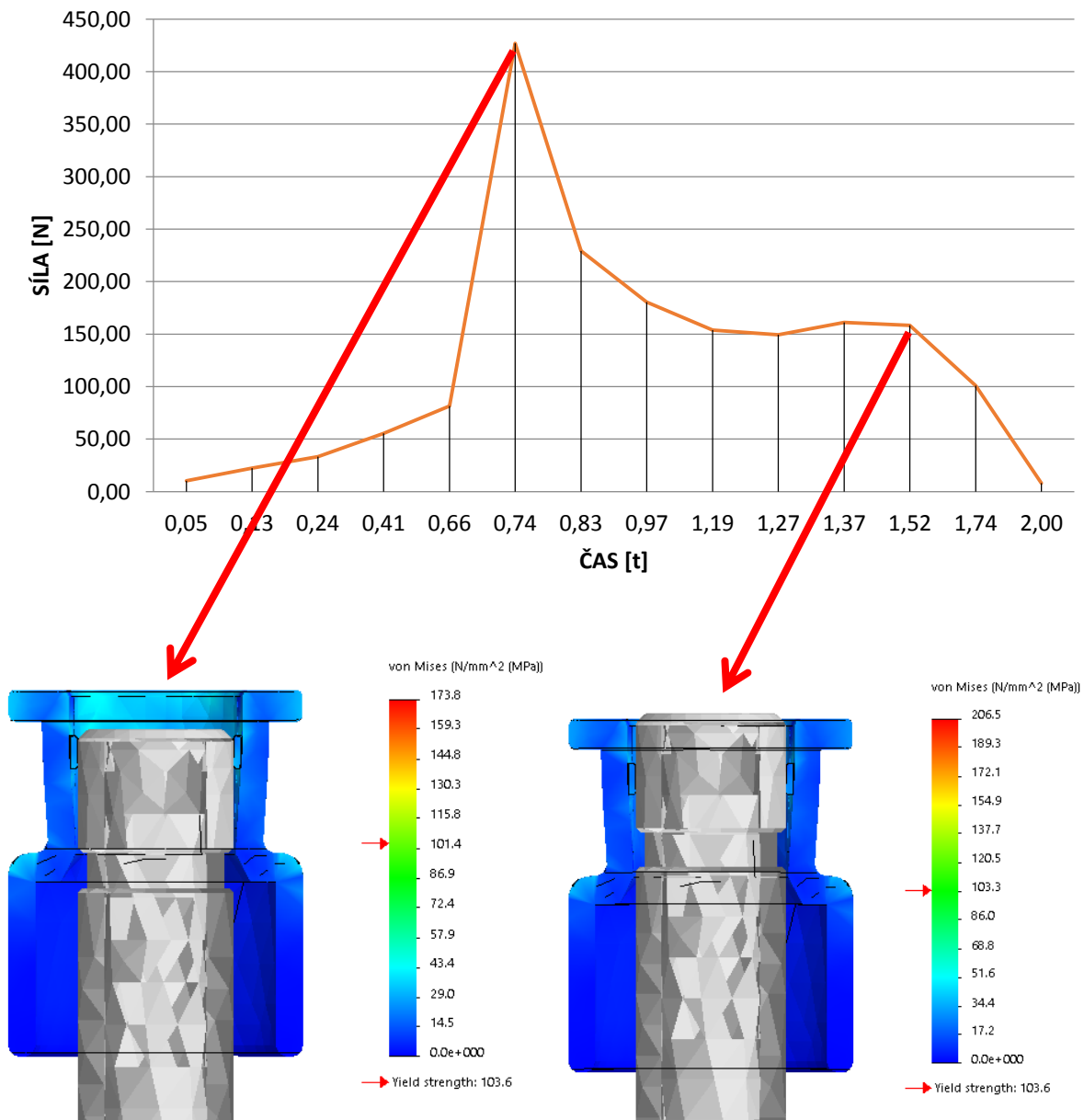


6.1.7.2 Typ krytky 705-181-061 se čtyřmi zámky

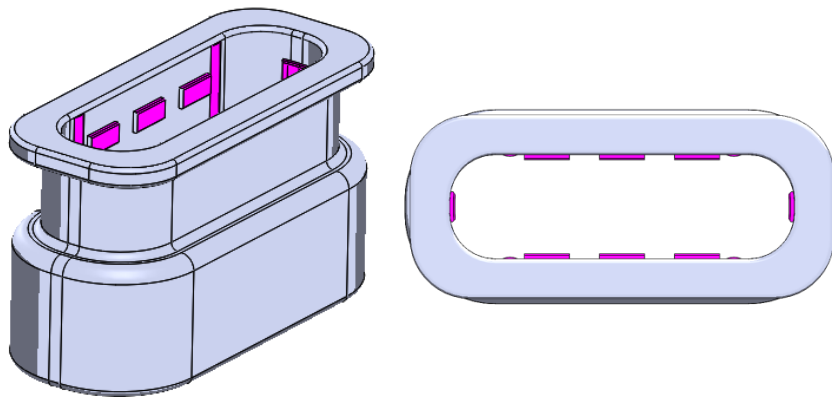


Obr. 48 Typ krytky 705-181-061

- o Reakční síla nutná k zalisování krytky

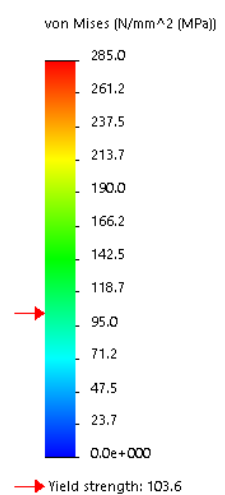
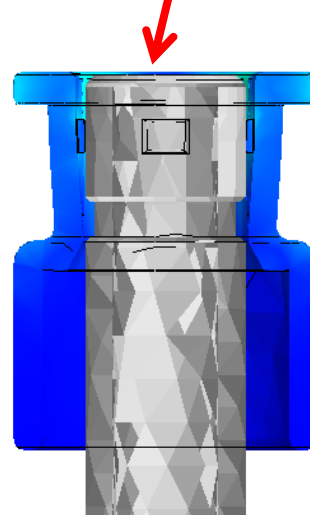
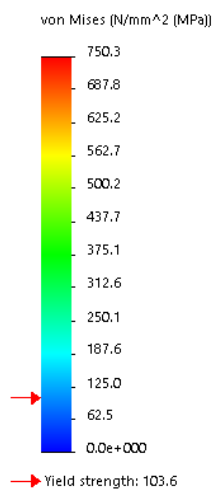
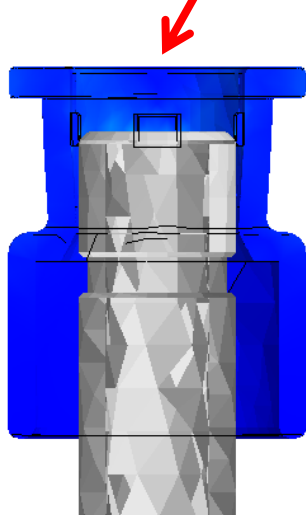
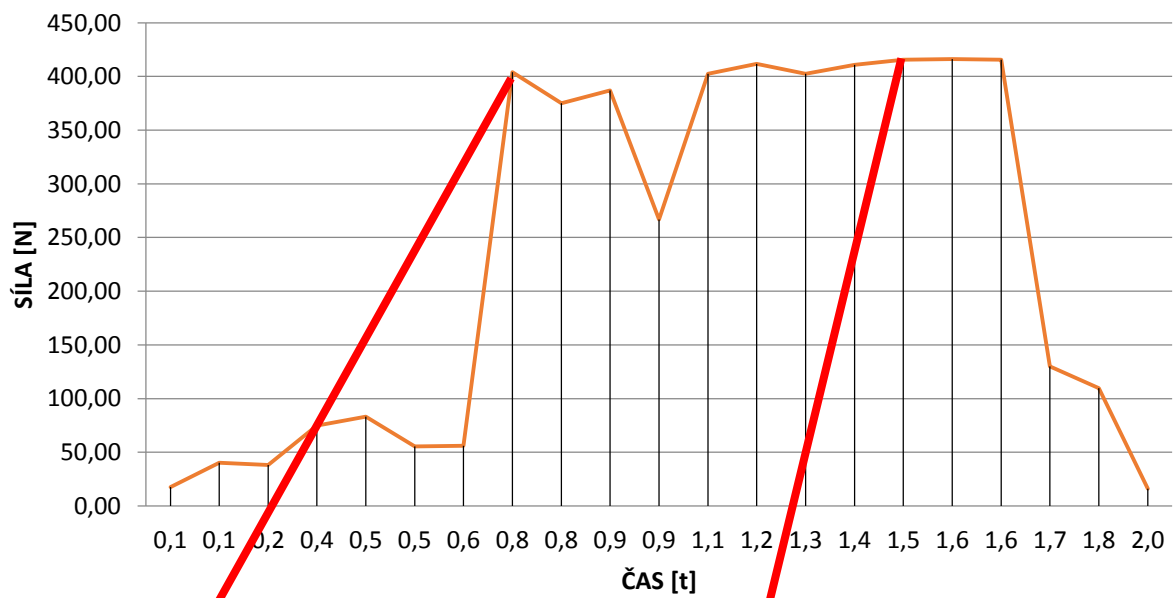


6.1.7.3 Typ s krytkou 705-181-051 s osmy zámky



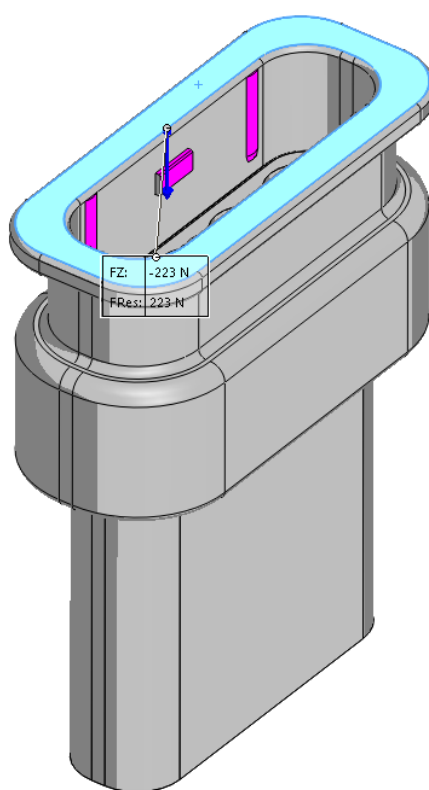
Obr. 49 Typ krytky 705-181-051

- o Reakční síla nutná k zalisování krytky



#### 6.1.7.4 Shrnutí výsledků

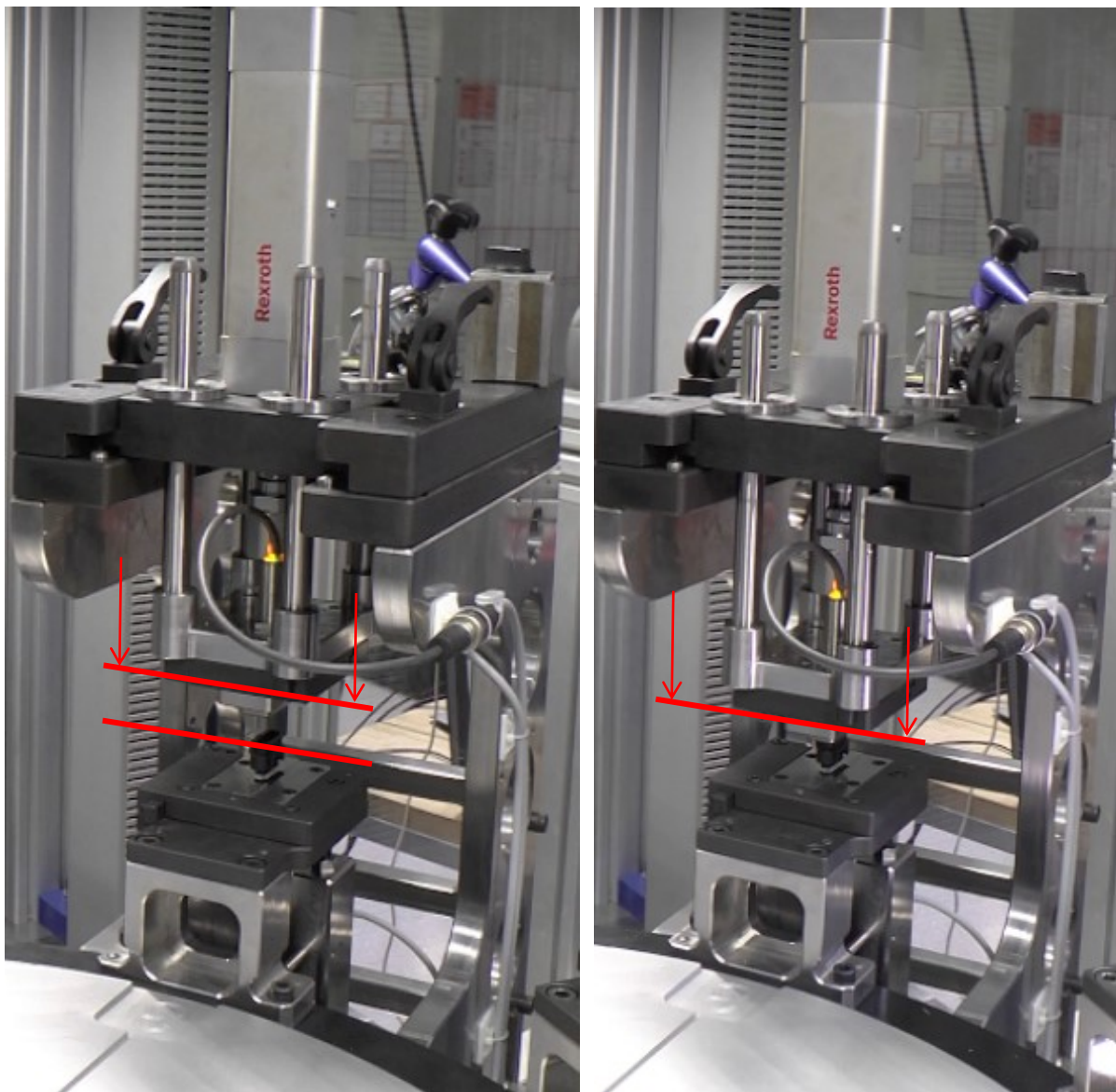
Reakční síla byla zjišťována pomocí softwaru SOLIDWORKS 2016 a nelineární kontaktní analýzy. Největší potřebná síla k zalisování vychází u krytky 705-181-051 s osmy zámky a to přibližně 420N. Servo motor na lisovacím stroji je schopen vyvinout sílu 4500N. Z prvního pohledu se tento motor může zdát předimenzovaný, ale ze zkušenosti víme, že při změně materiálu zákazníkem na tužší, může potřebná lisovací síla výrazně stoupnout. Náklady na přestavení celého stroje na větší lisovací výkon jsou v porovnání s prvotní investicí do silnějšího motoru neporovnatelně větší a to nezmiňujeme prodlevu ve výrobě způsobenou odstavením stroje.



Obr. 50 Plocha, na kterou působí lisovací síla

## 7 URČENÍ LISOVACÍ SÍLY Z EXPERIMENTU

K určení lisovací síly je použita lisovací stanice montážního stroje, který zpracovává podobný produkt, ale v ročních množstvích 3,000,000 kusů, kdežto výrobní série měřeného produktu jsou kolem 200,000 ročně. To je hlavní důvod jeho zpracování na jednoduchém strojku.



Obr. 51 Detail lisovací stanice výrobní linky

Výrobní linka je vybavena stejnou lisovací hlavou BOSCH REXROTH jako navrhovaný lisovací strojek.

## 7.1 Výstup oscilátoru servo motoru – charakteristika síly



Záznam z oscilátoru servo motoru náleží krytce 705-181-071 – tedy krytce se dvěma protilehlými zámky, viz výsledek FEM analýzy Typ s krytkou 705-181-071 s dvěma zámky. Z grafu je patrné, že výsledky se v jistých akceptovatelných mezích shodují. Neshody v grafu lze vysvětlit hned několika hlavními působícími faktory a to:

- Rozdílná poloha vložené krytky na nosič šestiosým ramenem robotu.
- Rozdíly v geometrii výlisků krytky jednotlivých hnízd vstřikovací formy.
- Aktuální šarže materiálu komponent.
- Teplota okolí na dílně.

## 7.2 Shrnutí výsledků

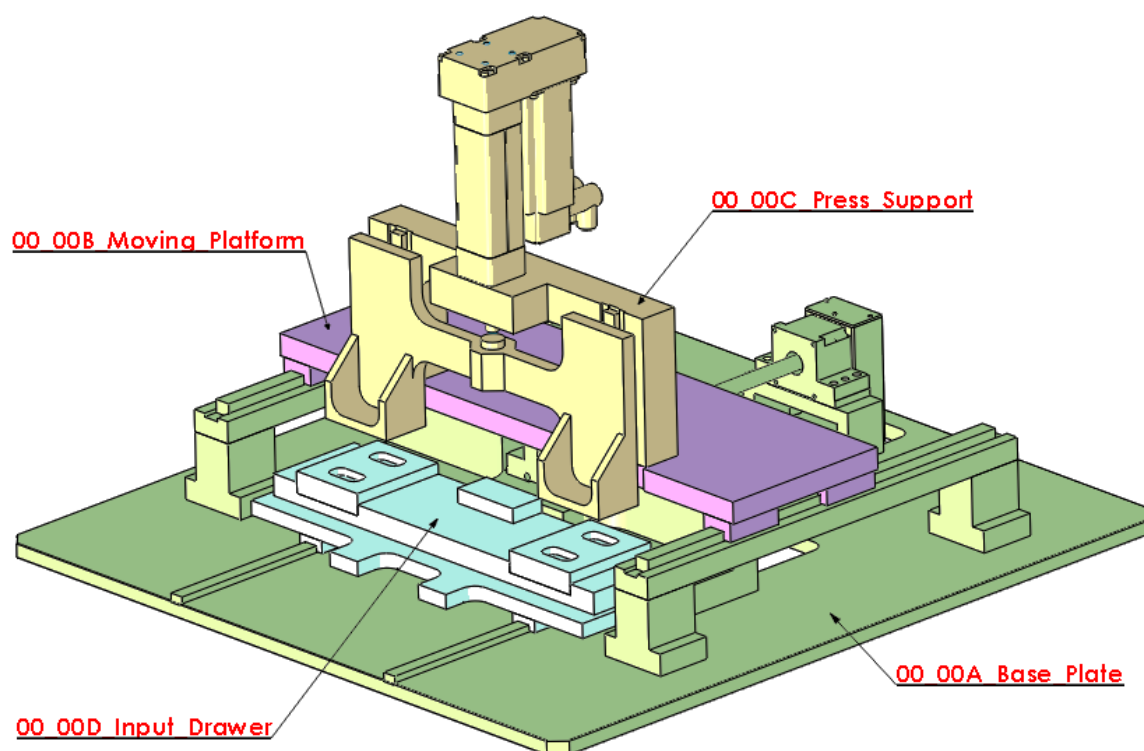
Možnost ověřit lisovací sílu přímo na stejném servo motoru jako je plánovaný pro náš strojek byla jistě výhodou, kterou nelze pokaždé očekávat. Pomohla nám validovat nastavení FEM analýzy a získat tak jistou míru jistoty, že příště se na výsledky lze v podobném případě spolehnout i bez experimentálního ověření.

## 8 NÁVRH RÁMU LISOVACÍHO STROJE

Lisovací strojek v aktuálním provedení je podobný lisovacím zařízením, která jsou již v provozu. Můžeme tedy z těchto projektů v omezené míře čerpat zkušenosti.

### 8.1 Popis hlavních podsestav

Strojek se skládá ze čtyř hlavních podsestav. Zobrazeny nejsou podsestavy krytu a pracovního svařovaného stolu.



Obr. 52 Hlavní podsestavy strojku

- 00\_00A\_Base\_Plate – na základní desce jsou umístěny čtyři stojny pro podpůrný profil lineárního vedení od firmy THK a lineární vedení vkládacího šuplíku. Základní deska také obsahuje většinu sensoriky a slouží jako podstava pro ochranný kryt z ITEM profilů.
- 00\_00B\_Moving\_Platform – vertikální pohyb desky je ovládán pevnou maticí namontovanou na spodek desky a ovládanou kuličkovým šroubem spojeným přes převodovou skříň (1:1) se servo motorem BOSCH REXROTH.



- 00\_00C\_Press\_Support – stojan slouží jako uložení lisovacího elektrického servo aktuátoru, který pohybuje lisovací deskou se dvěma hlavami pro lisování konektorů na lineárním vedení – maximální lisovací síla 4500N.
- 00\_00D\_Input\_drawer – zakládací šuplík slouží pro zakládání nezalisovaných produktů a jejich dopravě do stroje.

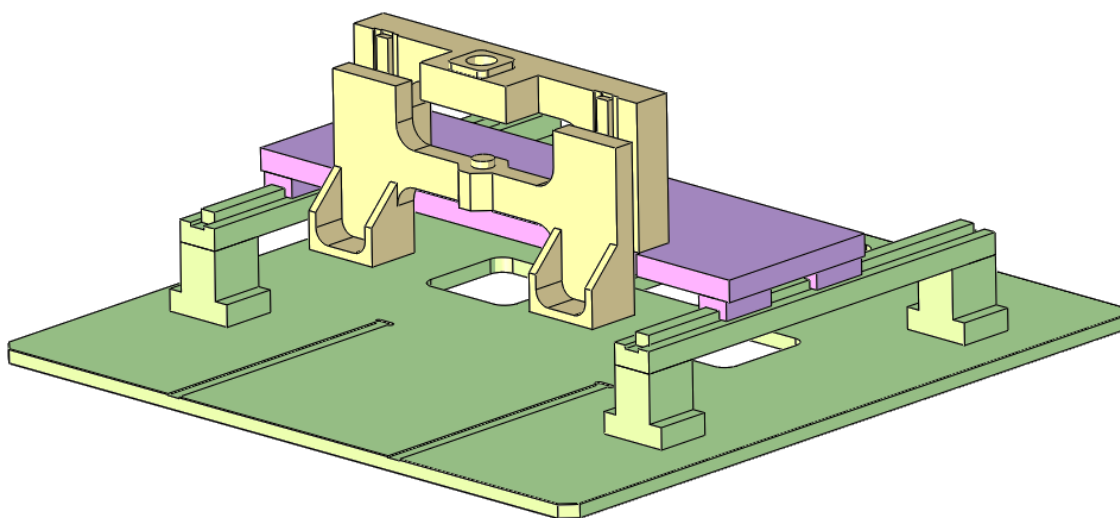
## 8.2 Popis stavu napjatosti rámu lisovacího stroje

### 8.2.1 Příprava CAD geometrie

Použit bude model rámu lisovacího stroje vytvořený ve zjednodušené formě pro usnadnění FEM analýzy a optimalizace. Výsledných rozměrů geometrie bude poté využito k dokončení detailů konstrukce.

### 8.2.2 Zjednodušení geometrie

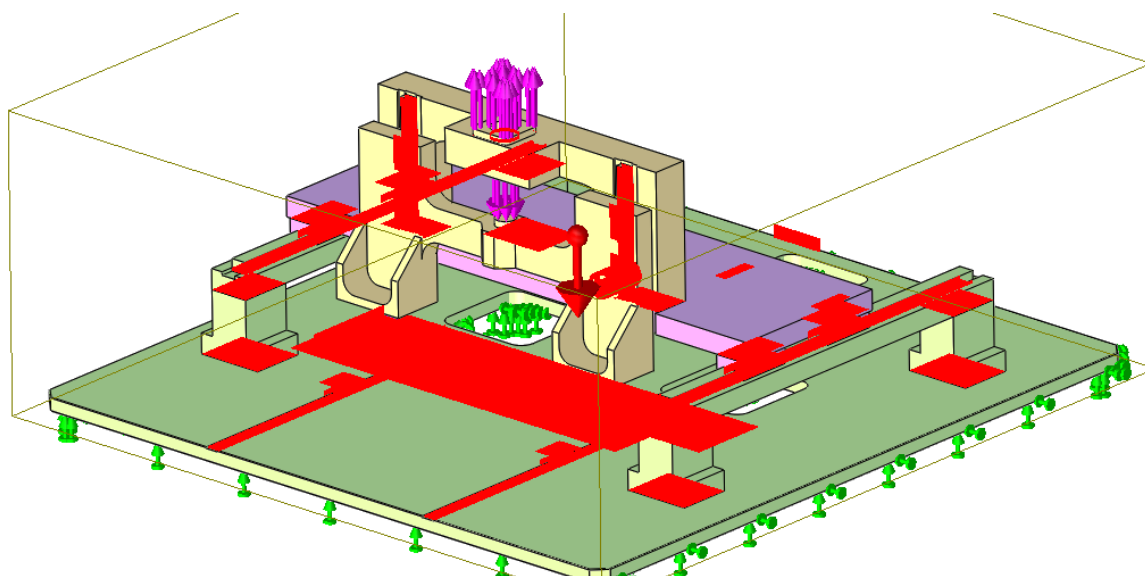
Z modelu byly odebrány (vyřazeny z analýzy) nepotřebné komponenty pro simulaci.



Obr. 53 Zjednodušený model pro FEM analýzu

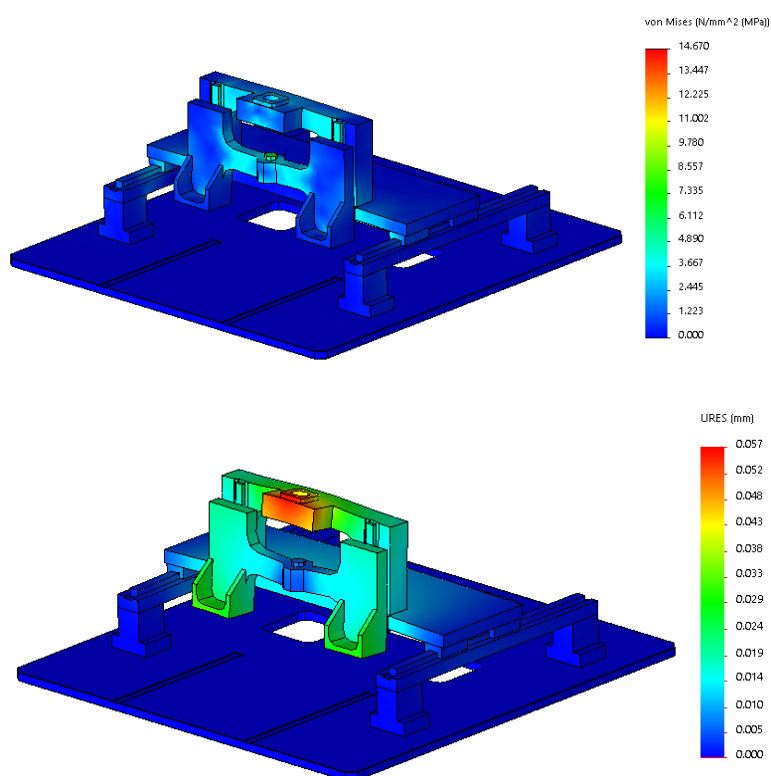
### 8.2.3 Stanovení zatížení, uložení

Zafixujeme spodní část podstavné desky a vytvoříme kontakty mezi jednotlivými součástmi, které jsou spojeny šrouby – zde zjednodušeně pomocí ploch (červeně). Uvažovat budeme také zatížení od vlastní hmotnosti. Zavedeme působící lisovací sílu a její reakci v uchycení motoru a na jednotlivých lisovacích hlavách (růžová).



Obr. 54 Zobrazení kontaktních ploch, uložení spodní desky a silových účinků od servo motoru

#### 8.2.4 FEA výsledky



Obr. 55 Výsledky FEA celé sestavy rámu lisovacího stroje

Podle předpokladu vzniklá napětí a deformace jsou vzhledem k meznímu stavu (mez kluzu) malá a v procesu optimalizace se nám jistě vybrané součásti podaří navrhnout s lepším využitím materiálu.

### 8.3 Konstrukční optimalizace rámu lisovacího stroje

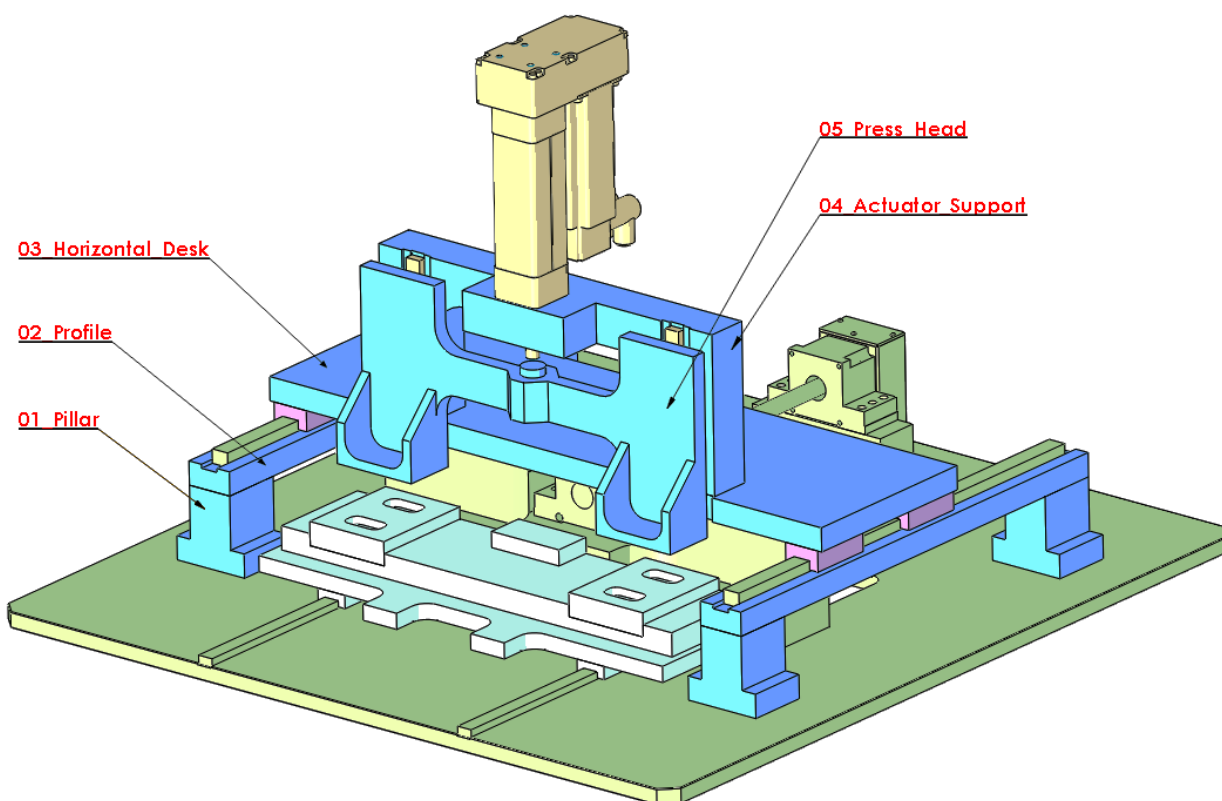
Při procesu optimalizace budeme postupovat podle bodů nastíněných v teoretické části bakalářské práce.

#### 8.3.1 Krok 1 – vyjádření problému

Cílem optimalizace je nalezení optimálních rozměrů zvolených součástí lisovacího stroje vzhledem k působícímu napětí a deformaci. Vzhledem k tomu, že to do této doby jsme neměli ve firmě žádný nástroj k výpočtu napětí, byli konstruktéři odkázáni buďto k přehnané idealizaci nebo k výběru předdimenzovaných řešení. To neodpovídá úkolům a povinnostem konstruktéra popsaných v teoretické části. Práce má za úkol jak provést úspěšnou optimalizaci, tak nastínit možný způsob řešení budoucích problémů touto metodou.

#### 8.3.2 Krok 2 – sběr dat a informací

V kroku 2 si charakterizujeme všechny strojní součásti, které se účastní procesu optimalizace.



Obr. 56 Díly určené ke konstrukční optimalizaci

Uvedené díly jsou vyrobeny ze slitiny hliníku 3.4365, která vyniká velmi vysokou pevností a tvrdostí a má dobrou obrobitelnost. Její cena mezi slitinami hliníku tomu také odpovídá.

V mnohém ale nahrazuje při konstrukci jednoúčelových strojů oceli, které se v minulosti ne zcela opodstatněně používaly i na méně namáhané součásti.

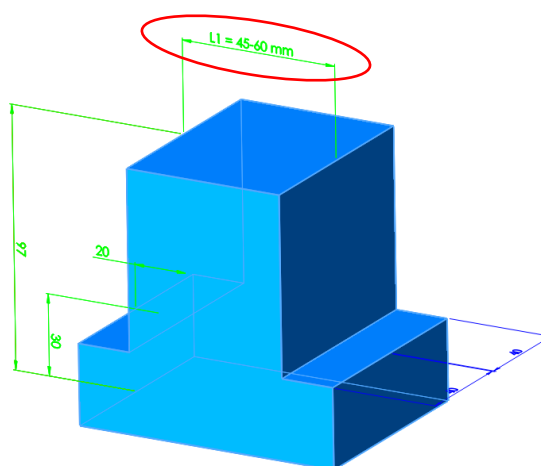
Property	Value	Units
Elastic Modulus	72000	N/mm <sup>2</sup>
Poisson's Ratio	0.33	N/A
Shear Modulus	26900	N/mm <sup>2</sup>
Mass Density	2810	kg/m <sup>3</sup>
Tensile Strength	570	N/mm <sup>2</sup>
Compressive Strength		N/mm <sup>2</sup>
Yield Strength	505	N/mm <sup>2</sup>
Thermal Expansion Coefficient	2.36e-005	/K
Thermal Conductivity	130	W/(m·K)

Obr. 57 Mechanické vlastnosti materiálu 3.4365 z knihovny SOLIDWORKS

### 8.3.3 Krok 3 – identifikace, definování návrhových proměnných

Zde si charakterizujeme jednotlivé rozměry vstupující do výpočtu.

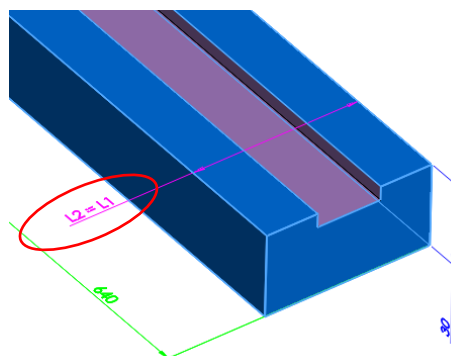
#### 8.3.3.1 01\_Pillar (sloupek)



Obr. 58 Rozměr  $L1$  v intervalu  $L1=45\div 60\text{mm}$

Menší rozměr nelze volit – nezbylo by místo pro šrouby. Rozměr  $L1$  je parametricky vázán k rozměru  $L2$  – šířka podpěrného profilu, tzn., mění se spolu s  $L1$  při optimalizaci.

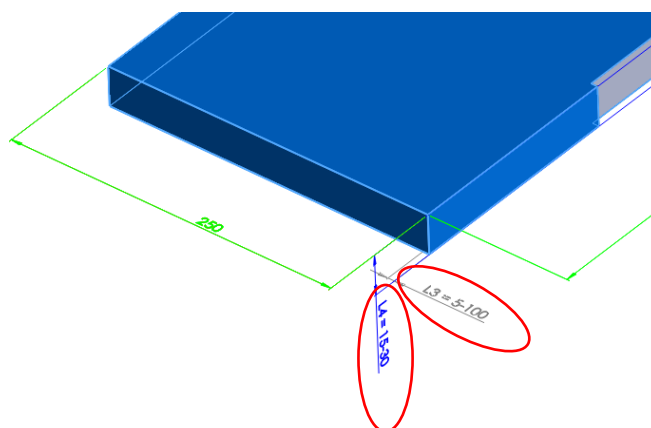
### 8.3.3.2 02\_Profile (podpěrný profil)



Obr. 59 Šířka profilu L2 ve vztahu k L1

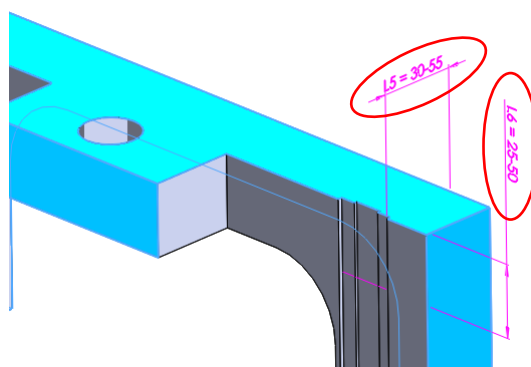
Výšku profilu nelze zahrnout z prostorových důvodů – je na ní závislá poloha dalších strojních součástí.

### 8.3.3.3 03\_Horizontal\_Desk (horizontální deska)



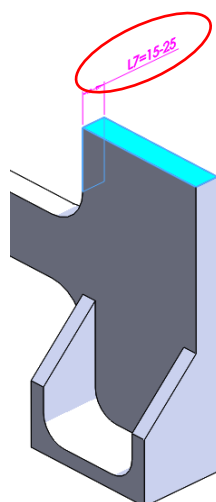
Obr. 60 Výška deska  $L4=15\div 30\text{mm}$  a hloubka kapsy  $L3=5\div 100\text{mm}$

### 8.3.3.4 04\_Actuator\_Support (Podpěra lisu)



Obr. 61 Šířka podpěry  $L5=30\div 55\text{mm}$  a výška přemostění  $L6=25\div 50\text{mm}$

## 8.3.3.5 05\_Press\_Head (lisovací hlava)

Obr. 62 Tloušťka lisovací hlavy  $L7=15\div 25\text{mm}$ 

Společně lze všechny zvolené rozměrové proměnné zapsat jako:

$$\mathbf{x}_r = \left\{ \begin{array}{l} L_1 \in \langle 45, 60 \rangle [mm] \\ L_2 \equiv L_1 [mm] \\ L_3 \in \langle 5, 100 \rangle [mm] \\ L_4 \in \langle 15, 30 \rangle [mm] \\ L_5 \in \langle 30, 50 \rangle [mm] \\ L_6 \in \langle 25, 50 \rangle [mm] \\ L_7 \in \langle 15, 25 \rangle [mm] \end{array} \right\} \in E^n \quad (16)$$

## 8.3.4 Krok 4 – identifikace cílové funkce

Cílová funkce musí být skalární funkce, jejíž číselnou hodnotu obdržíme, jakmile je optimalizace hotova. Jinými slovy musí být funkcí vektoru návrhových proměnných.

$$\text{Najdi } \mathbf{x}_r = \left\{ \begin{array}{l} L_1 \\ L_2 \\ \vdots \\ L_7 \end{array} \right\} \text{ které minimalizu je } m = f(\mathbf{x}_r) \quad (17)$$

Budeme tedy hledat takovou kombinace Design vektoru  $\mathbf{x}_r$ , která minimalizuje celkovou hmotnost vybraných součástí při dodržení mezních podmínek a tím zaručí efektivní využití materiálu.

### 8.3.5 Krok 5 – identifikace mezních podmínek

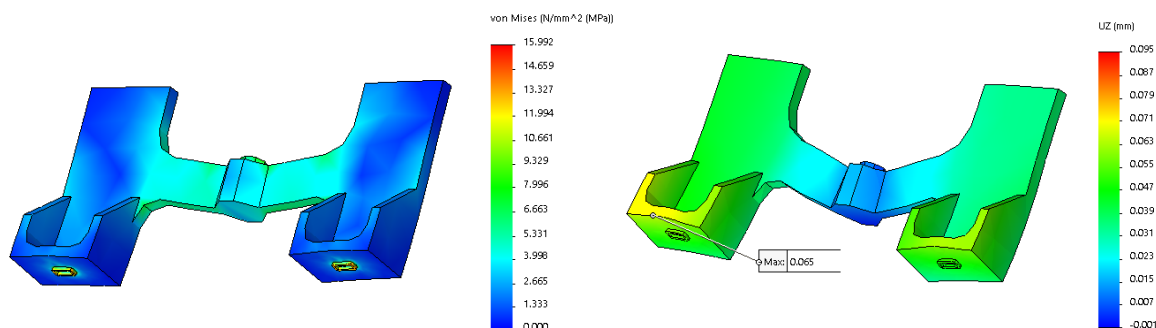
K vyjádření mezních podmínek v prostředí SOLIDWORKS volíme tzv. senzory, kterým lze přiřadit hodnoty, které v průběhu modelování či analýz snímá/hlídá. V našem případě výstup FEM analýzy sestavy – vybraná napětí a deformace součástí stroje. Stanovme si obecnou podmínku  $g_1$  a  $g_2$  a tu aplikujeme na jednotlivé součásti.

$$\begin{aligned} g_1(\mathbf{x}_r)_\sigma &\leq 200 \text{ Mpa} \\ g_2(\mathbf{x}_r)_u &\leq 0,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (18)$$

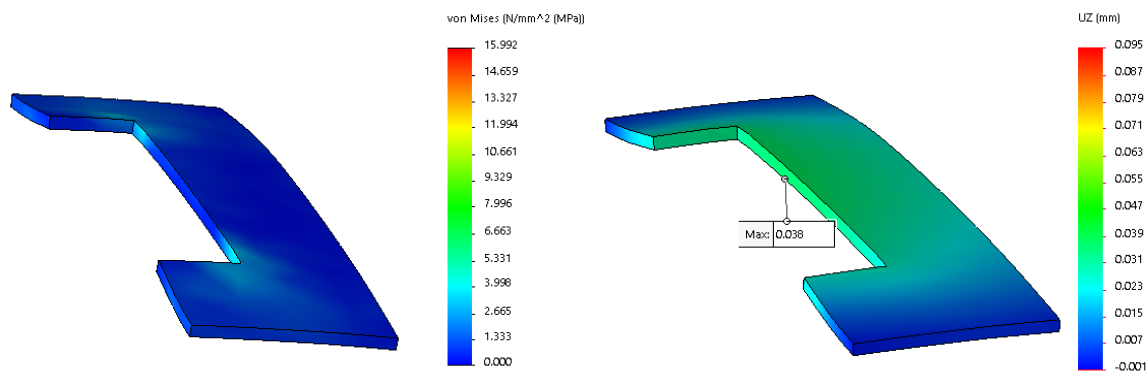
Variables						
L1	Range with Step	Min: 45mm	Max: 60mm	Step: 5mm		
L3	Range with Step	Min: 5mm	Max: 100mm	Step: 10mm		
L4	Range with Step	Min: 15mm	Max: 30mm	Step: 10mm		
L5	Range with Step	Min: 50mm	Max: 80mm	Step: 10mm		
L6	Range with Step	Min: 25mm	Max: 50mm	Step: 10mm		
L7	Range with Step	Min: 15mm	Max: 25mm	Step: 5mm		
Click here to add Variables						
Constraints						
Pressing_Plate_STRESS	Is less than	Max: 100 N/mm <sup>2</sup>	H-443_TEST_1			
Pressing_Plate_DISP-Z	Is less than	Max: 0.1mm	H-443_TEST_1			
Moving_Work_Desk_STRESS	Is less than	Max: 100 N/mm <sup>2</sup>	H-443_TEST_1			
Moving_Work_Desk_DISP-Z	Is less than	Max: 0.1mm	H-443_TEST_1			
Linear_Rail_Sup_STRESS	Is less than	Max: 100 N/mm <sup>2</sup>	H-443_TEST_1			
Linear_Rail_Sup_DISP-Z	Is less than	Max: 0.1mm	H-443_TEST_1			
Click here to add Constraints						
Goals						
Mass2	Minimize					
Click here to add Goals						

Obr. 63 Tabulka rozměrových proměnných, omezujících podmínek a cílové funkce

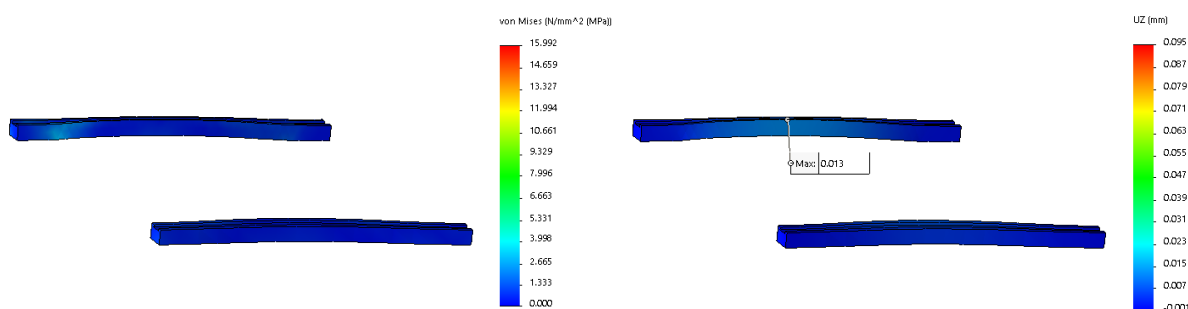
Omezující podmínky jsou pro součásti stanoveny následujícím způsobem:



Obr. 64 Pressing\_Plate\_STRESS + Pressing\_Plate\_DISP-Z



Obr. 65 Moving\_Work\_Desk\_STRESS + Moving\_Work\_Desk\_DISP-Z



Obr. 66 Linear\_Rail\_STRESS + Linear\_Rail\_DISP-Z

### 8.3.6 Proces konstrukční optimalizace

Po splnění předchozích kroků je možné přejít k samotnému procesu konstrukční optimalizace konkrétního problému – rámu lisovacího stroje. Program SOLIDWORKS bude vybírat z 3568 možných řešení.

		Current	Initial	Optimal (296)	Scenario 200
L3		100mm	100mm	100mm	100mm
L4		15mm	15mm	15mm	15mm
L5		50mm	50mm	50mm	50mm
L6		45mm	45mm	50mm	45mm
L7		15mm	15mm	7.5mm	7.5mm
L1		45mm	45mm	45mm	45mm
Pressing_Plate_STRESS	< 100 N/mm <sup>2</sup>	14.767 N/mm <sup>2</sup>	14.767 N/mm <sup>2</sup>	14.951 N/mm <sup>2</sup>	14.983 N/mm <sup>2</sup>
Pressing_Plate_DISP-Z	< 0.1mm	0.04817mm	0.04817mm	0.068mm	0.06754mm
Moving_Work_Desk_STRESS	< 100 N/mm <sup>2</sup>	3.1158 N/mm <sup>2</sup>	3.1158 N/mm <sup>2</sup>	3.337 N/mm <sup>2</sup>	3.4819 N/mm <sup>2</sup>
Moving_Work_Desk_DISP-Z	< 0.1mm	0.03615mm	0.03615mm	0.0372mm	0.03686mm
Linear_Rail_Sup_STRESS	< 100 N/mm <sup>2</sup>	3.0047 N/mm <sup>2</sup>	3.0047 N/mm <sup>2</sup>	3.0974 N/mm <sup>2</sup>	3.0873 N/mm <sup>2</sup>
Linear_Rail_Sup_DISP-Z	< 0.1mm	0.01642mm	0.01642mm	0.01552mm	0.01549mm
Displacement1	< 0.1mm	0.0939mm	0.0939mm	0.09492mm	0.10448mm
Mass2	Minimize	9541.48 g	9541.48 g	8645.23 g	8564.64 g

Obr. 67 Výsledek konstrukční optimalizace



Řešení cílové funkce je:

$$\text{Najdi } \mathbf{x}_r = \begin{Bmatrix} L_1 \\ L_2 \\ \vdots \\ L_7 \end{Bmatrix} \text{ které minimalizu je } m = f(\mathbf{x}_r) = 8645,23 \text{ g} \quad (19)$$

Více zajímavý je pro nás návrhový vektor  $\mathbf{x}_r$ , na kterém výsledek cílové funkce závisí:

$$\mathbf{x}_r = \begin{Bmatrix} L_1 = 45 \text{ [mm]} \\ L_2 \equiv L_1 \text{ [mm]} \\ L_3 = 100 \text{ [mm]} \\ L_4 = 15 \text{ [mm]} \\ L_5 = 50 \text{ [mm]} \\ L_6 = 45 \text{ [mm]} \\ L_7 = 15 \text{ [mm]} \end{Bmatrix} \Rightarrow m = f(\mathbf{x}_r) = 8645,23 \text{ g} \quad (20)$$

## 9 ZÁVĚR

V praktické části bakalářské práce jsme s využitím znalostí, uvedených v teoretické části, vypracovali dvě analýzy metodou konečných prvků a to výpočet potřebné lisovací síly sestavy plastového konektoru a konstrukční optimalizaci rámu lisovacího stroje určeného pro výrobu/zalisování zmíněného konektoru.

Pro výpočet potřebné lisovací síly byla použita nelineární kontaktní analýza v programu SOLIDWORKS 2016. Pro daný typ výrobku jsme měli možnost teoretická data ověřit na reálném lisu montážní linky a zjistit tak, že námi zadaná analýza vyhovuje. Bylo vytvořeno i několik pokusů pro zpracování analytického řešení dle teoretické části práce, avšak vzhledem k složité geometrii konektoru pouze s dílčími úspěchy. Proto zde nejsou uvedeny.

Druhá analýza byla věnována stavu napjatosti rámu lisovacího stroje. Po jejím provedení a vhodné parametrizaci 3D modelu rámu stroje byly navrženy konstrukční proměnné vstupující do procesu konstrukční optimalizace. Byly stanoveny okrajové podmínky, které těmto proměnným stanovily intervaly, kterých budou nabývat v cílové funkci. Samotná optimalizace proběhla opět v programu SOLIDWORKS 2016 a z celkových 3568 možných řešení bylo vybráno to nejlepší vzhledem ke spotřebě materiálu.

Práce byla vypracována na jednoduchém příkladu stroje, nicméně účelem této práce je upozornit na možnosti dnešních výpočetních systémů a jejich aplikace v každodenní praxi, nejen v teorii. Pokud konstruktér od samého začátku tvorby 3D modelu sestavy zařízení má na paměti jeho budoucí optimalizaci, je schopen do modelu vnést potřebné parametry a vytvořit tak vysoce flexibilní sestavy z hlediska ekonomického, z hlediska výkonu, hmotnosti a dalších užitných vlastností, které lze rychle měnit s měnícími se parametry cílové funkce. S přihlédnutím k dnešní konkurenci na trhu je toto cesta k zvýšení konkurenceschopnosti návrhů a také environmetálního přínosu z hlediska minimálních nákladů, minimální spotřebě materiálu při zachování maximálního výkonu.

V budoucnu se při neustálém pokroku v optimalizačních algoritmech a jejich zpřístupňování těm, kdo nemají hluboké matematické znalosti, stane optimalizace neodmyslitelnou součástí řešení technických problémů.

## 10 BIBLIOGRAFIE

1. **Málik, Ladislav, a další, a další.** *KONŠTRUOVANI II.* Žilina : Žilinská Univerzita v Žilině, 2009. 978-80-8070-971-6.
2. **Trebuňa, František a Šimčák, František.** *ODOLNOST PRVKOV MECHANICKÝCH SÚSTAV.* Košice : Technická univerzita v Košicích, Strojnická fakulta, 2004. 80-8073-148-9.
3. **Kurowski, Paul.** *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2016.* místo neznámé : SDC Publications, 2016. 9781630570057.
4. **Systemes, Dassault.** *Introduction to Simulation - SOLIDWORKS Simulation.* [PDF] místo neznámé : Dassault Systemes, n/a. n/a.
5. **Zhang, Weihong, Jihong, Zhu a Tong, Gao.** *Topology Optimization in Enginnering Structure Design.* místo neznámé : Elsevier, 2016. 9780081021194.
6. **Yunkang, Sui a Xirong, Peng.** *Modeling, Solving and Application for Topology Optimization of Continuum Structures: ICM Method Based on Step Function.* místo neznámé : Butterworth-Heinemann, 2017. 9780128126561.
7. **Rao, Singiresu S.** *Engineering Optimization: Theory and Practice.* místo neznámé : Published Online, 2009. 9780470183526.
8. **Mareš, Tomáš.** *Základy Konstrukční Optimalizace.* [PDF] Praha : České vysoké učení technické, 2006.
9. **S.Arora, Jasbir.** *Introduction to Optimum Design, Second Edition.* místo neznámé : Elsevier, 2004. 9780080470252.
10. **Bonenberger, Paul R.** *The First Snap-Fit Handbook - Creating and Managing Attachments for Plastics Parts, 3rd edition.* Munich : Hanser Publishers, 2016. 978-1-56990-595-1.
11. **company, BASF The chemical.** *Technical expertise - Snap-Fit Design Manual.* [PDF] n/a : BASF The chemical company, 2007.
12. **Erhard, Gunter.** *Designing with Plastics.* [PDF] místo neznámé : HANSER, n/a. ISBN 3-446-22590-0.
13. **Solutions, Ticona - Performance Driven.** *Design calculations for snap fit joints in plastic parts.* [PDF] n/a : Ticona, 2009. n/a.

14. **pevnosti, Kolektiv Katedry pružnosti a. Pružnost a pevnost.** [PDF] Plzeň :  
Západočeská Univerzita v Plzni, 2011. -.

## 11 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

$\sigma_{\max}$	Maximální napětí	MPa
$\sigma_{Dt}$	Dovolené namáhání v tahu	MPa
$\sigma_{Dd}$	Dovolené namáhání v tlaku	MPa
$K_e$	Bezpečnost vzhledem na mez kluzu	-
$K_m$	Bezpečnost vzhledem na mez pevnosti	-
$R_{mt}$	Mez pevnosti v tahu	MPa
$R_{md}$	Mez pevnosti v tlaku	MPa
$R_{et}$	Mez kluzu v tahu	MPa
$R_{ed}$	Mez kluzu v tlaku	MPa
$N$	Normálová síla	N
$F$	Síla	N
$S$	Plocha	mm <sup>2</sup>
$\tau$	Smykové napětí	MPa
$\sigma_o$	Ohybové napětí	MPa
$M_o$	Ohybový moment	N.mm
$W_o$	Modul průřezu v ohybu	m <sup>3</sup>
$W_k$	Průřezový modul v krutu	m <sup>3</sup>
$H$	Výška přesahu	mm
$L_1$	Vnější rozměry zubu	mm
$L_2$	Vnitřní okraj díry	mm
$\mu$	Koeficient tření	-
$\alpha_1$	Montážní úhel	°
$\alpha_2$	Zpětný úhel	°
$F_{1,2}$	Montážní síla	N
$E_S$	Sečnový modul pružnosti	MPa

---

J	Moment setrvačnosti	mm <sup>4</sup>
l	Délka zubového spoje	mm
D <sub>G</sub>	Největší průměr čepu	mm
D <sub>K</sub>	Nejmenší průměr hřídele	mm
p	Spojovací tlak	MPa
K	Geometrický faktor	-
CAE	Computer Aided Engineering	
PA6.6	Polyamid (nylon)	
CAD	Computer Aided Design	
FEM	Finite Element Method/Model	
FEA	Finite Element Analysis	

## 12 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 <i>Etapy Computer Aided Engineering výpočtu</i> (3).....	17
Obr. 2 <i>Etapy Computer Aided Engineering výpočtu</i> (3).....	18
Obr. 3 <i>Vztah mezi silou a deformací při lineární a nelineární analýze</i> (4).....	18
Obr. 4 <i>Lineární FEM model litinové příruby</i> (4).....	20
Obr. 5 <i>Nelineární FEM model litinové příruby</i> (4).....	20
Obr. 6 <i>Nelineární materiálová a geometrická analýza kancelářské spony</i> (4).....	21
Obr. 7 <i>Přizpůsobivý a stálý směr zatížení</i> (4).....	21
Obr. 8 <i>Zobrazení změny tvaru/modu při zborcení pomocí nelineární analýzy</i> (4).....	22
Obr. 9 <i>Kontakt dvou těles – nutné řešit nelineární analýzou</i> (4).....	22
Obr. 10 <i>Úrovně konstrukční optimalizace</i> (6).....	24
Obr. 11 <i>Profil</i> (6).....	24
Obr. 12 <i>Otvory v tenkostěnném kotouči</i> (6).....	25
Obr. 13 <i>Typická topologická optimalizace</i> (6).....	25
Obr. 14 <i>Minimum <math>f(x)</math> je to samé jako maximum <math>-f(x)</math></i> . (7).....	27
Obr. 15 <i>Optimální řešení <math>cf(x)</math> nebo <math>c+f(x)</math> je stejné jako <math>f(x)</math></i> (7).....	27
Obr. 16 <i>Sestava pastorku a kola</i> (7).....	29
Obr. 17 <i>Referenční oblast s označením možných prvků</i> (8).....	30
Obr. 18 <i>Omezující plochy v 2-dimenzionálním návrhovém prostoru</i> (7).....	31
Obr. 19 <i>Kontury cílové funkce</i> (7).....	33
Obr. 20 <i>Možnosti zaformování „Snap-Fit“ zámku</i> (11).....	36
Obr. 21 <i>Pevné a pohyblivé pružné „Snap-Fit“ spoje</i> (10).....	38
Obr. 22 <i>Příklad pomocného pružného spoje k přidržení šroubu</i> (10).....	39
Obr. 23 <i>Permanentní „Snap-Fit“ pružný spoj</i> (10).....	39
Obr. 24 <i>Manuálně rozebíratelný spoj a samo rozebíratelný spoj</i> (10).....	40
Obr. 25 <i>Montážní pohyby nutné ke spojení součástí do sestavy</i> (10).....	40
Obr. 26 <i>Rozdělení „Snap-Fit“ pružných spojů</i> (12).....	41
Obr. 27 <i>Zubový nosíkový spoj</i> (13).....	41
Obr. 28 <i>Rozebíratelný a nerozebíratelný zubový spoj</i> (13).....	42
Obr. 29 <i>Kulový spoj a úhel <math>\alpha_1</math></i> (13).....	43
Obr. 30 <i>Rozměry zubového spoje</i> (13).....	44
Obr. 31 <i>Válcový spoj</i> (13).....	44
Obr. 32 <i>Rozměry válcového spoje</i> (13).....	46

Obr. 33 <i>Plastový nosič kontaktů</i> .....	49
Obr. 34 <i>Plastová krytka nosiče</i> .....	49
Obr. 35 <i>Výrobek před lisováním a po lisování</i> .....	50
Obr. 36 <i>Plochy doteku v řezu plastovým konektorem</i> .....	51
Obr. 37 <i>Variace krytky nosiče kontaktů</i> .....	51
Obr. 38 <i>Zjednodušení geometrie nosiče kontaktů pro FEM analýzu</i> .....	52
Obr. 39 <i>Zjednodušení geometrie krytky nosiče pro FEM analýzu</i> .....	53
Obr. 40 <i>Materiálové charakteristiky převzaté ze SOLIDWORKS knihovny</i> .....	53
Obr. 41 <i>Uložení sestavy konektoru v prostoru – spodní plocha nosiče kontaktů</i> .....	54
Obr. 42 <i>Aplikace podmínky posunutí krytky vzhledem k</i> .....	55
Obr. 43 <i>Omezení pohybu krytky pouze do vertikálního směru</i> .....	55
Obr. 44 <i>Převedení CAD modelů na FEM modely</i> .....	56
Obr. 45 <i>Prvky ovlivněné funkcí „Mesh Control</i> .....	57
Obr. 46 <i>Předpokládané plochy doteku dílců</i> .....	57
Obr. 47 <i>Typ krytky 705-181-071</i> .....	58
Obr. 48 <i>Typ krytky 705-181-061</i> .....	59
Obr. 49 <i>Typ krytky 705-181-051</i> .....	60
Obr. 50 <i>Plocha, na kterou působí lisovací síla</i> .....	61
Obr. 51 <i>Detail lisovací stanice výrobní linky</i> .....	62
Obr. 52 <i>Hlavní podsestavy strojku</i> .....	64
Obr. 53 <i>Zjednodušený model pro FEM analýzu</i> .....	65
Obr. 54 <i>Zobrazení kontaktních ploch, uložení spodní desky a silových účinků od servo motoru</i> .....	66
Obr. 55 <i>Výsledky FEA celé sestavy rámu lisovacího stroje</i> .....	66
Obr. 56 <i>Díly určené ke konstrukční optimalizaci</i> .....	67
Obr. 57 <i>Mechanické vlastnosti materiálu 3.4365 z knihovny SOLIDWORKS</i> .....	68
Obr. 58 <i>Rozměr L1 v intervalu <math>L1=45\div 60\text{mm}</math></i> .....	68
Obr. 59 <i>Šířka profilu L2 ve vztahu k L1</i> .....	69
Obr. 60 <i>Výška deska <math>L4=15\div 30\text{mm}</math> a hloubka kapsy <math>L3=5\div 100\text{mm}</math></i> .....	69
Obr. 61 <i>Šířka podpěry <math>L5=30\div 55\text{mm}</math> a výška přemostění <math>L6=25\div 50\text{mm}</math></i> .....	69
Obr. 62 <i>Tloušťka lisovací hlavy <math>L7=15\div 25\text{mm}</math></i> .....	70
Obr. 63 <i>Tabulka rozměrových proměnných, omezujících podmínek a cílové funkce</i> .....	71
Obr. 64 <i>Pressing_Plate_STRESS + Pressing_Plate_DISP-Z</i> .....	71
Obr. 65 <i>Moving_Work_Desk_STRESS + Moving_Work_Desk_DISP-Z</i> .....	72



---

Obr. 66 <i>Linear_Rail_STRESS + Linear_Rail_DISP-Z</i> .....	72
Obr. 67 <i>Výsledek konstrukční optimalizace</i> .....	72