

# ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

## FAKULTA STROJNÍ

**Studijní program:** N2301 Strojní inženýrství  
**Studijní obor:** 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

Porovnání variant spojení dělených traverz kovacího lisu včetně ekonomického posouzení

**Autor:** Bc. Jan STULÍK  
**Vedoucí práce:** Ing. Václav KUBEC, Ph.D.

**Akademický rok 2012/2013**

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan STULÍK**  
Osobní číslo: **S10N0039P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**  
Název tématu: **Porovnání variant spojení dělených traverz kovacího lisu včetně ekonomického posouzení**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Cílem práce je porovnání různých variant spojování částí dělených traverz hydraulických lisů. Provedení posouzení jednotlivých konstrukčních řešení včetně dimenzování spojovacích elementů s ohledem na ekonomickou výhodnost. Výpočty budou provedeny s využitím moderních výpočtových metod.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků
2. Analýza stávajících řešení
3. Návrh variant konstrukčních řešení
4. Technicko-ekonomické hodnocení
5. Zhodnocení, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojího inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999**

**ČECHURA, M., STANĚK, J. Tvářecí stroje : hydraulické lisy/1. vyd. Plzeň: , 1999**

**STANĚK, J. Základy stavby výrobních strojů : tvářecí stroje/1. vyd. Plzeň: , 2001**

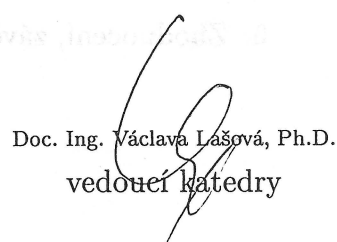
*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Václav Kubec, Ph.D.**  
Katedra konstruování strojů  
Konzultant diplomové práce: **Ing. Josef Volena**  
Škoda TS, Plzeň

Datum zadání diplomové práce: **24. září 2012**  
Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2013**

  
Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.  
děkan



  
Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 24. září 2012

## **PROHLÁŠENÍ**

Tímto předkládám k posouzení a obhajobě diplomovou práci vypracovanou na závěr studia na Fakultě strojní ZČU v Plzni.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na výše uvedené téma vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne 20. května 2013

.....

podpis autora

## **UPOZORNĚNÍ**

Využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce včetně uváděných vědeckých a výrobně-technologických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi je možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

## PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především vedoucímu práce Ing. Václavu Kubcovi, Ph.D. a konzultantům Ing. Josefu Volenovi a Ing. Janu Hlaváčovi, Ph.D., kteří mi svými cennými radami pomohli k napsání této diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Vlastimilu Vackovi, CSc. za poskytnuté materiály týkající se životnosti a Bc. Tomášovi Drexlerovi za pomoc s MKP výpočty.

## ANOTAČNÍ LIST

<b>AUTOR</b>	<b>Příjmení</b> STULÍK	<b>Jméno</b> Jan	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	„Stavba výrobních strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	<b>Příjmení (včetně titulů)</b> Ing. KUBEC, Ph.D.	<b>Jméno</b> Václav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>	<i>Nehodící se škrtněte</i>
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Porovnání variant spojení dělených traverz kovacího lisu včetně ekonomického posouzení		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2013
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	96	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	96	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	0
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <i>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</i>	Cílem práce je porovnání různých variant spojování částí dělených traverz hydraulických lisů. Posouzení jednotlivých konstrukčních řešení včetně dimenzování spojovacích elementů s ohledem na ekonomickou výhodnost.  Výpočty budou provedeny s využitím moderních výpočtových metod.
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <i>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</i>	traverza lisu  kování  kotva  MKP  životnost

## SUMMARY

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> STULÍK	<b>Name</b> Jan	
<b>FIELD OF STUDY</b>	“Design of Manufacturing Machines and Equipment “		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> Ing. KUBEC, Ph.D.	<b>Name</b> Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<del><b>BACHELOR</b></del>	<i>Delete when not applicable</i>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Drawing a comparison between alternatives of joining of crossbeam parts of hydraulic presses. Economic evaluation included.		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	KKS	<b>SUBMITTED IN</b>	2013
----------------	---------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	96	<b>TEXT PART</b>	96	<b>GRAPHICAL PART</b>	0
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION</b>  <i>TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</i>	<p>The goal of this paper work is to draw a comparison between alternatives of joining of crossbeam parts of hydraulic presses. It includes an economic evaluation of the crossbeam anchors alternatives.</p> <p>Calculations are to be solved by the modern methods of computations.</p>
<b>KEY WORDS</b>	<p>press crossbeam</p> <p>forging</p> <p>anchor</p> <p>FEM</p> <p>fatigue</p>

# Obsah

<b>1. Úvod</b>	<b>1</b>
1.1. Technologie kování.....	1
1.2. Základní pojmy kování.....	2
1.3. Hydraulické lisy.....	6
1.3.1. Rám lisu .....	7
1.3.2. Traverzy.....	8
1.3.2.2. Dělení traverz .....	9
<b>2. Analýza zatížení traverzy</b>	<b>11</b>
2.1. Analytický výpočet zatížení kotev traverzy.....	12
2.1.1. Kování mezi kovadly.....	12
2.1.2. Kování na trnu.....	16
2.2. Zatížení kotev spodní traverzy lisu CKV120/140MN .....	21
2.2.1. Kování mezi kovadly.....	21
2.2.2. Kování na trnu.....	22
2.2.3. Shrnutí.....	23
<b>3. Kotvy</b>	<b>24</b>
3.1. Výroba kotev .....	24
3.1.1. Materiál kotev .....	24
3.1.2. Tváření polotovaru .....	24
3.1.3. Loupání tyčí.....	25
3.2. Provedení kotev .....	25
3.3. Předepjatý spoj.....	26
3.4. Životnost a únava materiálu .....	30
3.4.1. Filosofie dimenzování na únavu.....	30
3.4.1.1. Určení spektra namáhání lisu .....	31
3.4.2. Životnost kotev .....	32
3.4.3. Základní pojmy životnosti.....	33
3.4.3.1. Křivky životnosti .....	34
3.4.3.2. Bezpečnost.....	39
3.4.4. Další faktory ovlivňující únavovou pevnost součástí.....	41
3.4.4.1. Vruby.....	41
3.4.4.2. Kvalita povrchu.....	42
3.4.4.3. Vliv velikosti součásti .....	44
3.4.4.4. Druh zatížení.....	45
3.4.4.5. Teplota, frekvence zatěžování .....	46
3.5. Kotvy lisu CKV120/140MN .....	46
3.5.1. Průměr kotev spodní traverzy lisu CKV120/140MN.....	47
3.5.2. Předepnutí kotev.....	48
3.5.3. Životnost kotev spodní traverzy lisu CKV120/140MN.....	51
3.5.3.1. Materiál kotvy.....	51
3.5.3.2. Životnost kotev s obrobeným dříkem – Varianta A .....	52
3.5.3.3. Životnost závitů kotev.....	53
3.5.3.4. Životnost kotev s neobrobeným dříkem – Varianta C .....	54



3.6.	Ekonomické porovnání obrobených a neobrobených kotev.....	56
3.7.	Vliv přídatného ohybu kotev vyvolaného nerovnoměrnou tuhostí traverzy.....	58
3.8.	Předepínání kotev .....	61
3.8.1.	Předepínání teplem.....	61
3.8.2.	Hydraulické předepínání.....	61
3.8.3.	Vícešroubové předepínací matice.....	63
<b>4.</b>	<b>MKP analýza zatížení kotev traverzy</b>	<b>64</b>
4.1.	Tuhost traverzy .....	64
4.2.	Pracovní zatížení kotev .....	68
4.2.1.	Pěchování.....	69
4.2.2.	Kování na trnu.....	73
4.3.	Diskuze MKP výsledků .....	77
<b>5.</b>	<b>Matice</b>	<b>80</b>
5.1.	Dimenzování matic .....	81
<b>6.</b>	<b>Závěr</b>	<b>82</b>

## Seznam obrázků

Obr. 1 - Diagram Fe-Fe <sub>3</sub> C [24].....	1
Obr. 2 - Struktura materiálu po tváření [25].....	2
Obr. 3 - Operace prodlužování a pěchování.....	2
Obr. 4 - Tvářecí síla .....	3
Obr. 5 - Tvářecí charakteristika .....	4
Obr. 6 - Tvářecí charakteristiky různých operací [13] .....	4
Obr. 7 - Energetická bilance [13].....	5
Obr. 8 - Koncepce lisu s horním (vlevo) a spodním pohonem (vpravo) [11] .....	7
Obr. 9 - Jedno- a dvoustoujanový "C" rám [8] .....	7
Obr. 10 - Stojanový a sloupový "O" rám [8] .....	7
Obr. 11 - CKV koncepce lisu.....	8
Obr. 12 - Možnosti dělení traverzy [17] .....	10
Obr. 13 - Dělená spodní traverza lisu CKV120/140MN.....	10
Obr. 14 - Sestava spodní traverzy lisu.....	11
Obr. 15 - Pěchování - průběh M a T.....	13
Obr. 16 - Excentrické kování - průběh M a T .....	13
Obr. 17 - Pěchování - přenesení zatížení do kotev.....	14
Obr. 18 - Posouvající síla při pěchování .....	16
Obr. 19 - Zatížení podpěr trnu.....	16
Obr. 20 - Průběh M a T - a) .....	17
Obr. 21 - Průběh M a T - b).....	17
Obr. 22 - Průběh M a T - c) .....	17
Obr. 23 - Průběh M a T - b1 .....	18
Obr. 24 - Průběh M a T - b2.....	18
Obr. 25 - Průběh M a T - b3.....	18
Obr. 26 - Průběh M a T - c1 .....	19
Obr. 27 - Průběh M a T - c2 .....	19
Obr. 28 - Průběh M a T - c3 .....	19
Obr. 29 - Kování na trnu - přenesení zatížení do kotev .....	20
Obr. 30 - Základní rozměry spodní traverzy .....	21
Obr. 31 - Princip funkce radiálního rotačního kovacího stroje [7] .....	24
Obr. 32 - Mechanismus RRKS [9] .....	24
Obr. 33 - Loupačí hlava [26].....	25
Obr. 34 - Varianty kotev .....	26
Obr. 35 - Předepjatý spoj .....	27
Obr. 36 - Skutečný průběh napětí ve spoji [14].....	27
Obr. 37 - Zjednodušený průběh napětí ve spoji [14] .....	27
Obr. 38 - Bezpečnost časované pevnosti [4].....	30
Obr. 39 - Wöhlerův diagram - oblasti [4].....	31
Obr. 40 - Obrobená vs. neobrobená kotva.....	32
Obr. 41 - Dynamické zatížení [4] .....	33
Obr. 42 - Druhy dynamického zatížení [4] .....	33
Obr. 43 - Wöhlerova křivka [4] .....	34
Obr. 44 - Materiálová konstanta w [4] .....	34

Obr. 45 - Diagram tahové zkoušky [4] .....	35
Obr. 46 - Závislost meze únavy na pevnosti 1 [6].....	36
Obr. 47 - Závislost meze únavy na pevnosti a povrchu [4].....	36
Obr. 48 - Závislost meze únavy na pevnosti 2 [5].....	36
Obr. 49 - Základní únavová křivka deformace [4].....	37
Obr. 50 - Haighovy diagramy rozdílných životností [5] .....	38
Obr. 51 - Vliv předpětí na velikost mezní amplitudy [5] .....	38
Obr. 52 - Zjednodušený Haighův diagram [4].....	38
Obr. 53 - Zjednodušený Smithův diagram [4].....	39
Obr. 54 - Experimentální Smithův diagram [4] .....	39
Obr. 55 - Smithův diagram - 36CrNiMo4+QT [23] .....	39
Obr. 56 - Statická a dynamická bezpečnost.....	40
Obr. 57 - Wöhlerova křivka hladké a vrubované součásti [15] .....	41
Obr. 58 - Rozdíl mezi součinitelem koncentrace napětí a součinitelem vrubu [15] .....	42
Obr. 59 - Součinitel kvality povrchu 1 [4].....	43
Obr. 60 - Součinitel kvality povrchu 2 [6].....	43
Obr. 61 - Součinitel kvality povrchu 3 [15] .....	43
Obr. 62 - Zbytková pnutí po různých technologiích [4].....	43
Obr. 63 - Mechanické zpevnění povrchu součásti [5] .....	44
Obr. 64 - Vliv koroze na životnost materiálu [4].....	44
Obr. 65 - Součinitel velikosti součásti [4] .....	45
Obr. 66 - Gradient napětí [4] .....	45
Obr. 67- Kotva použitá na spojení částí spodní traverzy lisu CKV120/140MN.....	46
Obr. 68 - Předepjatý spoj .....	48
Obr. 69 - Předepjatý spoj - různá tuhost kotev.....	49
Obr. 70 - Předepjatý spoj - různá tuhost traverzy .....	49
Obr. 71 - Diskretizace.....	49
Obr. 72 - Deformace děr v traverze.....	49
Obr. 73 - Číslování děr .....	50
Obr. 74 - Sestava spodní traverzy .....	50
Obr. 75 - 34CrNiMo6+QT statické vlastnosti materiálu [20].....	51
Obr. 76 - 34CrNiMo6+QT mez únavy [20].....	51
Obr. 77 - 34CrNiMo6+QT dynamické vlastnosti [20] .....	51
Obr. 78 - Součinitel koncentrace napětí .....	53
Obr. 79 - Součinitel koncentrace napětí - graf .....	53
Obr. 80 - Ohyb kotev.....	58
Obr. 81 - Naklopení matice .....	59
Obr. 82 - Funkce předepínacího zařízení.....	62
Obr. 83 - Řez rozpěrou.....	62
Obr. 84 - Redukce hydraulického předepínacího zařízení .....	62
Obr. 85 - Vícesroubová předepínací matice [19].....	63
Obr. 86 - Dělená předepínací matice [19].....	63
Obr. 87 - Použití matice na lisu [19].....	63
Obr. 88 - Diskretizace - předepnutí kotev 1.....	64
Obr. 89 - Diskretizace - předepnutí kotev 2.....	65
Obr. 90 - Kontakty .....	65
Obr. 91 - Uchycení traverzy.....	66

Obr. 92 - Předepnutí kotev.....	66
Obr. 93 - Posunutí traverzy ve směru kotev $y$ při jejich předepnutí silou 8,5 MN.....	67
Obr. 94 - Kontaktní tlak v dělicích rovinách .....	68
Obr. 95 - Diagram předepjatého spoje.....	68
Obr. 96 - Diskretizace - pýchování.....	69
Obr. 97 - Okrajové podmínky - pýchování.....	70
Obr. 98 - Pýchování - celkové posunutí .....	71
Obr. 99 - Pýchování - kontaktní tlak .....	72
Obr. 100 - Pýchování - odlehnutí kontaktu .....	72
Obr. 101 - Diskretizace - Kování na trnu .....	73
Obr. 102 - Kování na trnu - celkové posunutí .....	74
Obr. 103 - Kování na trnu - kontaktní tlak.....	75
Obr. 104 - Kování na trnu - odlehnutí kontaktu .....	75
Obr. 105 - Smyková síla přenášená perem.....	76
Obr. 106 - Smyková síla při kování na trnu.....	76
Obr. 107 - Číslování děr traverzy .....	77
Obr. 108 - Pýchování - napětí von Mises.....	78
Obr. 109 - Pýchování - posunutí ve vertikálním směru $z$ .....	78
Obr. 110 - Kování na trnu - napětí von Mises.....	79
Obr. 111 - Dělená matice .....	80
Obr. 112 - Středící podložka.....	80
Obr. 113 - Výběh závitu.....	80
Obr. 114 - Konstrukční úpravy matice [4].....	80

## Seznam tabulek

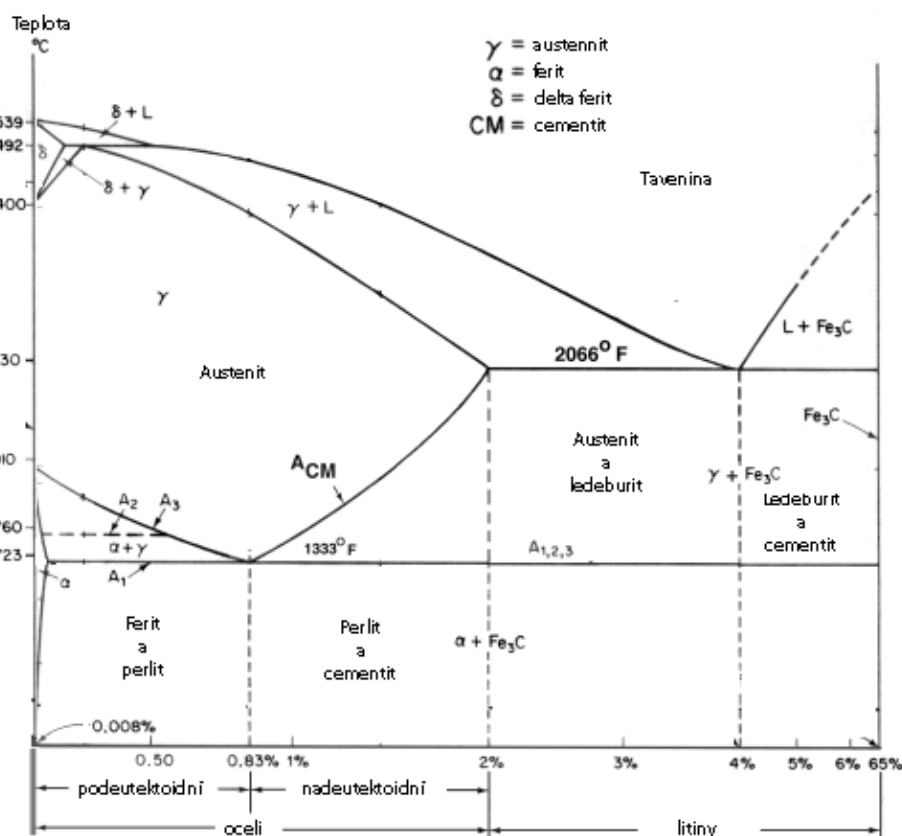
Tab. 1 - Pýchování.....	12
Tab. 2 - Excentrické kování.....	13
Tab. 3- Omezení kovací síly při kování na trnu .....	16
Tab. 4- Průběh $M$ a $T$ - b) .....	18
Tab. 5 - Průběh $M$ a $T$ - c).....	19
Tab. 6 - Únavové konstanty vybraných materiálů [5] .....	35
Tab. 7 - Závislost meze únavy na druhu zatížení [4].....	36
Tab. 8 - Materiálová konstanta $\alpha$ pro (3.36).....	42
Tab. 9 - Koeficienty pro (3.38) [15].....	43
Tab. 10 - Součinitel druhu zatížení [15] .....	45
Tab. 11- Ekonomická úspora .....	57
Tab. 12 - Ohybové napětí kotev při předepnutí.....	60
Tab. 13 - Tuhost děr pro kotvy.....	67
Tab. 14 - Pýchování - pracovní síla.....	71
Tab. 15 - Kování na trnu - pracovní síla.....	74
Tab. 16 - Diskuze MKP výsledků .....	77

# 1. Úvod

## 1.1. Technologie kování

[7], [18] Kování je objemové tváření za tepla. Je to jeden z nejstarších způsobů zpracování materiálu, především kovů. Ve své nejjednodušší formě – ruční kování pomocí kladiva na kovadlině - je používáno už tisíce let. V dnešní době už hovoříme především o strojním kování, které zproduktivňuje výrobu malých a středně velkých výkovků a umožňuje zpracování těžkých polotovarů. Cílem kování je přetvoření polotovaru do určitého tvaru, který se co nejvíce podobá vyráběné součásti. Zmenšují se tím náklady na obrábění a zároveň se kováním zlepšují mechanické vlastnosti materiálu. Mírou zlepšení mechanických vlastností materiálu je stupeň prokování  $K_p$ .

Kování oceli probíhá při teplotě, kdy se ocel nachází v oblasti austenitu, tedy nad teplotou  $A_3$ . Austenit je tuhý roztok uhlíku v  $\gamma$ -Fe. Vyniká dobrou tvářitelností, která se s teplotou ještě více zlepšuje. Na kování se tedy spotřebuje méně energie. Ideálně se začíná tvářet při maximální teplotě dovolené pro daný materiál. Pokud se ohřev přežene, dojde ke značnému zhrubnutí zrna, zároveň začne pronikat podél hranic zrn mezi krystaly kyslík, který způsobí nesoudržnost zrn a tedy rozpadání materiálu. Říká se tomu jinak spálení oceli.



Obr. 1 - Diagram Fe-Fe<sub>3</sub>C [24]

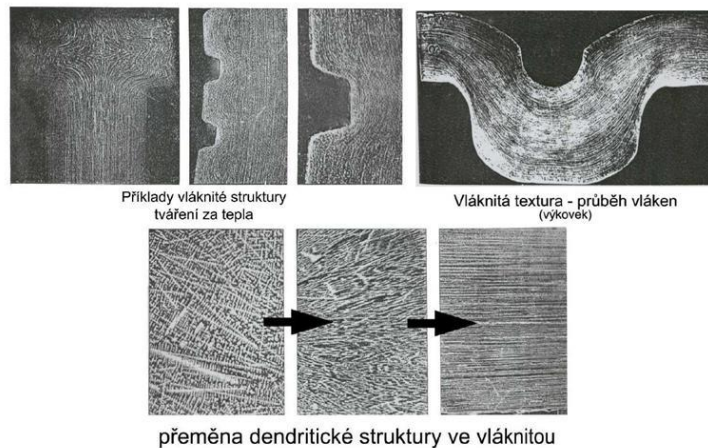
## 1.2. Základní pojmy kování

Informace byly čerpány ze zdrojů [3], [7], [9], [10] a [13] uvedených na konci práce.

### a) Prokování

Tvářením za tepla se mění tvar primárních krystalů a dendritů a ve struktuře vznikají vlákna. Nastává však ihned rekrytalizace a dochází ke vzniku nových, velice jemných zrn. Avšak nečistoty v povrchových vrstvách krystalů nepodléhají rekrytalizaci, zůstávají vláknově orientované. Výsledkem zatepla tvářeného materiálu je jemná vláknitá struktura, kterou už nelze žádným tepelným zpracováním odstranit.

Vláknitá struktura má za následek anizotropní vlastnosti materiálu. Ten má ve směru vláken lepší mechanické vlastnosti a tažnost. Této skutečnosti je vhodné při tváření za tepla co nejvíce využívat. Osa největšího normálového napětí v součásti by měla být shodná se směrem vláken ve struktuře. Naopak smykové napětí by mělo být kolmé ke směru vláken.



Obr. 2 - Struktura materiálu po tváření [25]

Čím větší je stupeň prokování  $K_p$  a stupeň deformace  $K_\varepsilon$ , tím více anizotropní vlastnosti materiál má. Stupeň prokování a deformace lze pro technologickou operaci prodlužování určit následovně

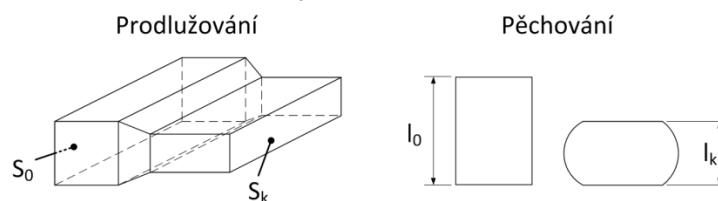
$$K_p = \frac{S_0}{S_k} \quad (1.1)$$

$$K_\varepsilon = \frac{S_0 - S_k}{S_0} \cdot 100\% \quad (1.2)$$

Při tváření se nejčastěji dosahuje hodnoty stupně prokování od jedné do čtyř. Pro operaci pěchování se  $K_p$  a  $K_\varepsilon$  vyjádří ze změny výšky výkovku takto:

$$K_p = \frac{l_0}{l_k} \quad (1.3)$$

$$K_\varepsilon = \frac{l_0 - l_k}{l_0} \cdot 100\% \quad (1.4)$$



Obr. 3 - Operace prodlužování a pěchování

### b) Přetvárná pevnost

Napětí, při kterém dochází ke tváření. Při tomto napětí se částice začnou pomalu vzájemně posouvat bez porušení soudržnosti materiálu. Při malých plastických deformacích je přetvárná pevnost blízká mezi kluzu. Při velkých deformacích za obecného stavu napjatosti se velikost přetvárné pevnosti blíží k mezi pevnosti.

### c) Přetvárný odpor $K_d$

Přetvárný odpor je odpor, který klade tvářené těleso proti směru hlavního napětí v ose maximální deformace tváření. Závisí na mnoha faktorech jako například teplotě, poměrné rychlosti tváření, tření mezi polotovarem a nástrojem, stupni deformace, stavu napjatosti nebo materiálu. Pro operaci pěchování můžeme přetvárný odpor vyjádřit ze Siebelova vztahu

$$K_d = \sigma_p \cdot \left(1 + \frac{f}{3} \cdot \frac{d}{h}\right) \quad (1.5)$$

kde  $f$  je součinitel tření mezi tvářeným materiálem a nástrojem,  $d$  a  $h$  jsou průměr a výška pěchovaného válečku.

### d) Poměrná rychlost tváření

Poměrná rychlost tváření je poměr rychlosti nástroje a výšky tvářeného polotovaru

$$\varphi = \frac{v}{h} \quad (1.6)$$

### e) Tvářecí síla $F_0$

Síla, která působí na nástroj ve směru proti jeho pohybu. Za klidu, nebo při rovnoměrném pohybu je tvářecí síla v rovnováze s aktivní silou pohonu  $F$ , kterou působí nástroj na výkovek. Spočte se jako součin dotykové plochy nástroje s výkovkem a přetvárného odporu.

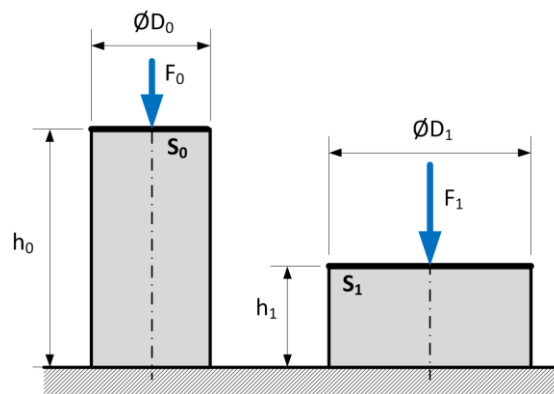
$$F_0 = S \cdot K_d \quad (1.7)$$

Při pěchování v cyklech se tvářecí síla zvětšuje s každým zdvihem.

$$F_0 = S_0 \cdot K_{d0} \quad (1.8)$$

$$F_1 = S_1 \cdot K_{d1} \quad (1.9)$$

$$F_0 < F_1 \quad (1.10)$$



Obr. 4 - Tvářecí síla

### f) Jmenovitá síla lisu $F_j$

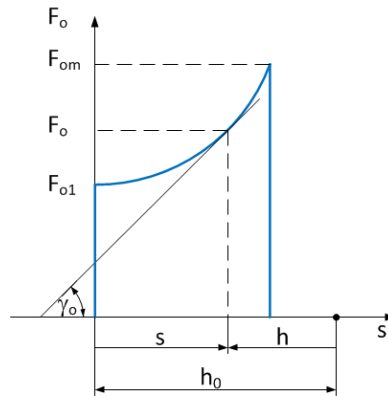
$F_j$  je maximální dovolená síla, kterou může výstupní člen tvářecího stroje působit na tvářený polotovar. Lisy mívají vždy nějaký pojistný mechanismus, který zastaví tvářecí proces v případě, že tvářecí síla dosáhne velikosti jmenovité síly lisu. Nemůže tak dojít k jeho přetížení.

$$F_j \geq F_0 \quad (1.11)$$

### g) Tvářecí charakteristika

Tvářecí charakteristika udává závislost tvářecí síly na dráze nástroje. Každá tvářecí operace se vyznačuje typickým tvarem tvářecí charakteristiky. V každém bodě zdvihu nástroje lze ze znalosti průběhu tvářecí charakteristiky určit tuhost výkovku.

$$c_0 = \frac{dF_0}{ds} = \operatorname{tg}\gamma_0 \quad (1.12)$$



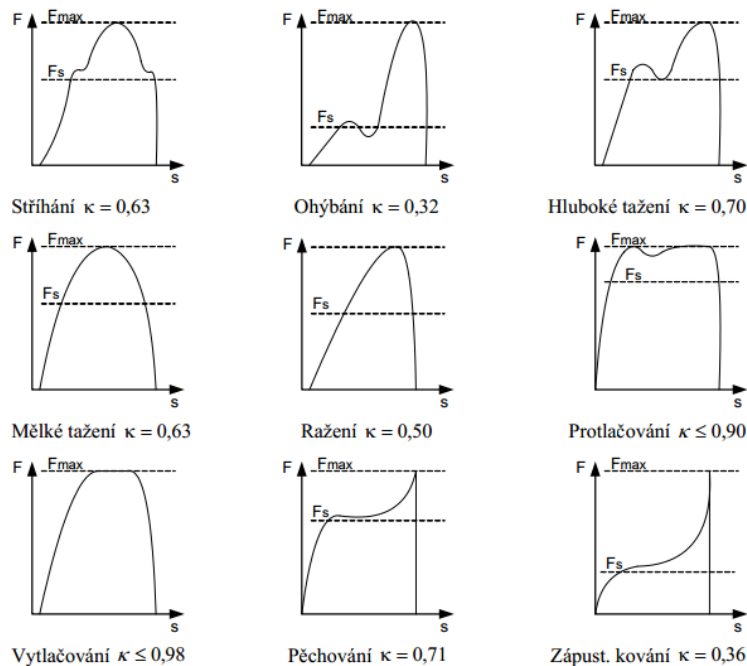
Obr. 5 - Tvářecí charakteristika

Příklady tvářecích charakteristik pro některé základní operace jsou na následujícím obrázku. Je zajímavé si uvědomit, že plocha pod křivkou tvářecí charakteristiky je práce potřebná k tváření daného výkovku, jinak také označovaná jako přetvárná nebo užitečná práce. Můžeme ji vyjádřit vztahem

$$A_u = K_v \cdot F_{0m} \cdot s = \int_0^s F_0 \cdot ds \quad (1.13)$$

kde  $F_{0m}$  je maximální tvářecí síla,  $s$  je dráha kovadla a  $K_v$  je stupeň vyplnění tvářecí charakteristiky, který je konstantou pro danou technologii tváření.  $K_v$  nabývá hodnot od nuly do jedné a dá se také vyjádřit z průběhu tvářecí charakteristiky

$$K_v = \frac{1}{F_{0m} \cdot s} \int_0^s F_0 \cdot ds \quad (1.14)$$



Obr. 6 - Tvářecí charakteristiky různých operací [13]



## h) Energetická bilance

Energetická bilance stroje se dá rozepsat do vztahu

$$A_C = A_U + A_Z \pm A_D \pm A_A \pm A_G \quad (1.15)$$

$A_C$  ... celková práce stroje spotřebovaná na technologickou operaci

$A_U$  ... užitečná práce – přetvárná práce spotřebovaná na deformaci polotovaru

$A_Z$  ... ztrátová práce – práce spotřebovaná na překonání pasivních odporů ve vedeních stroje. Navenek se projevuje oteplováním, deformacemi a opotřebáváním součástí stroje. U hydraulických lisů tvoří podstatnou část ztrátové práce tlakové ztráty. Rozlišují se místní tlakové ztráty v hydraulických prvcích a třecí ztráty v celé délce potrubí. Obecně se ztrátová práce vyjadřuje pomocí ztrátového součinitele  $\xi$  a celkové práce

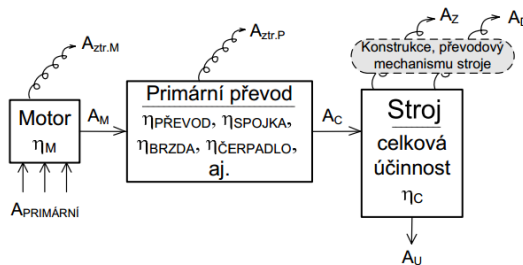
$$A_Z = \xi \cdot A_C \quad (1.16)$$

$A_D$  ... deformační práce – práce spotřebovaná na deformaci částí stroje, nejčastěji rámu. Projevuje se hlavně deformacemi, hlukem, kmitáním a oteplením. U hydraulických lisů se kromě rámu deformuje i tlaková kapalina, potrubí a hydraulické válce.

$A_A$  ... práce dynamických sil – práce spotřebovaná na brzdění a rozběhy pohybujících se členů lisu. U některých mechanických lisů se používají setrvačníky, které dokáží pojmout část energie při brzdění stroje a znovu ji uvolnit při rozběhu.

$A_G$  ... práce gravitačních sil – jakákoliv část stroje pohybující se vzhůru, potřebuje energii k překonání gravitační síly a naopak, pokud se součást pohybuje směrem dolů, gravitační síla koná práci. Této skutečnosti lze opět využít například u závažových akumulátorů hydraulických lisů.

Při trvalém chodu stroje a využití akumulátorů energie pro brzdění a rozjezd stroje je práce dynamických  $A_A$  a gravitačních sil  $A_G$  rovna 0.



Obr. 7 - Energetická bilance [13]

## i) Účinnost

Nejpoužívanějšími typy účinností v oblasti tvářecích strojů, podle kterých lze jednotlivé stroje snadno porovnávat, je celková účinnost stroje, pracovní účinnost a účinnost pohonu. Účinnost pohonu charakterizuje odpory proti pohybu mezi motorem a výstupním členem

$$\eta_Z = \frac{A_U + A_D}{A_C} \quad (1.17)$$

Pracovní účinnost charakterizuje ztráty vznikající pružením jednotlivých členů pohonu

$$\eta_P = \frac{A_U}{A_U + A_D} \quad (1.18)$$

Celková účinnost vyjadřuje využití energie přivedené pohonnému mechanismu

$$\eta_C = \frac{\eta_P}{\eta_Z} = \frac{A_U}{A_C} \quad (1.19)$$

Na účinnost lze nahlížet i z většího nadhledu a zkoumat účinnost, s jakou je přivedená elektrická energie přeměněna na užitečnou práci či vyjadřovat dílčí účinnosti jednotlivých strojních částí.

### 1.3. Hydraulické lisy

[2], [3], [8], [9], [10], [14], [17] Lisy patří do kategorie tvářecích strojů s přímočarým pohybem nástroje. Jsou to stroje, které působí na výkovek klidnou silou s relativně malou deformační rychlostí. Lisy pracují rychlostí menší než  $1 \text{ m/s}$ . Na rozdíl od energetických strojů (např. bucharů) prokovávají výkovek v celé jeho tloušťce.

Obecně lze na lisech vyvodit potřebnou výstupní sílu několika způsoby. Každý způsob má své výhody a nevýhody, od kterých se pak odvíjí jejich konkrétní použití.

- **mechanické**
  - vřetenové
  - klikové
  - excentrové
  - kloubové
- **mechanicko-hydraulické**
- **hydraulické**
  - s akumulátorovým pohonem
  - s multiplikátorovým pohonem
  - s přímým pohonem
- **parní a pneumatické**

Nadále se budeme zabývat už pouze hydraulickými lisy.

Hydraulické lisy spadají do kategorie silových strojů, to znamená, že mají na rozdíl od zdvihových strojů možnost dosažení maximální síly lisu při jakémkoli zdvihu výstupního členu. Jinými slovy, výstupní síla je nezávislá na zdvihu. Tak tomu není u většiny mechanických lisů. Například u klikových lisů musí být síla výstupního členu nutně závislá na úhlu natočení kliky. Podobně jsou na tom i excentrové nebo kloubové lisy. Proto se hydraulických lisů užívá hlavně u operací, kde je třeba velká deformační práce (maximální síla působí na velkém zdvihu).

Další výhodou hydraulických lisů je možnost jejich navržení pro velké pracovní síly. Jejich síla závisí pouze na průměru jednoho nebo více plunžrů a tlaku pracovní kapaliny.

Díky použití regulačních čerpadel lze u hydraulických lisů snadno měnit rychlost výstupního členu. Také reverzace pohybu je mnohem snazší než například u klikových lisů.

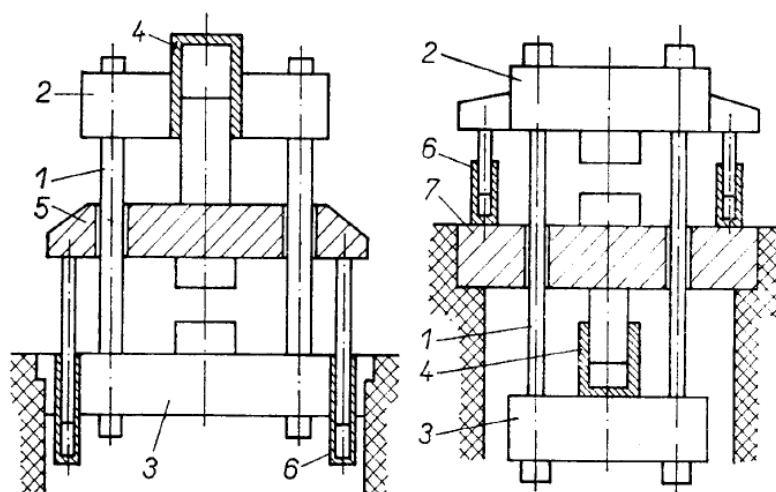
V poslední době se projevuje výhoda řízení tlaku a průtoku tlakové kapaliny, a tím tedy řízení síly a rychlosti nástroje v možnosti plné automatizace pracovního cyklu. Hydraulické lisy se tak mohou relativně snadno zapojovat do výrobních linek.

Oproti mechanickým lisům mají hydraulické lisy nižší tuhost, což se projeví v jejich menší účinnosti. Na jejich přesnost to však nemá velký vliv právě díky snadné regulaci zdvihu kovádky.

Hydraulické lisy mají široké technologické využití. Používají se jak pro objemové tváření (volné kování, zápusťkové kování, vytlačování, protlačování), tak pro plošné tváření (ohraňování a ohýbání plechů).

Hydraulické lisy je možné dále dělit podle jejich konstrukčního uspořádání na lisy horizontální a lisy vertikální. Rozhodnutí o tom, jakou koncepci stroje zvolit, ovlivňuje z největší míry vlastní technologie, pro kterou je stroj určen. Například protlačovací lisy jsou téměř výhradně horizontální, naopak kovací lisy se zase vyrábějí vertikální. U vertikálních lisů dále rozlišujeme

lisy s horním pohonem a lisy se spodním pohonem. Lisy se spodním pohonem je možné umístit při stejné síle do nižších hal než lisy s horním pohonem, vyžadují však mnohem hlubší základy.



Obr. 8 - Koncepce lisy s horním (vlevo) a spodním pohonem (vpravo) [11]

Hydraulické lisy se mohou lišit v počtu pracovních válců. Nejčastěji se lze setkat s jednoválcovým a tříválcovým provedením. Avšak ani dvouválcové lisy nejsou výjimkou. U tříválcové varianty jsou buď všechny tři válce stejně velké, nebo bývá prostřední o něco větší. V případě, že nepotřebujeme kovat vždy s maximální silou, přivádí se tlaková kapalina pouze do dvou krajních nebo jenom do prostředního válce.

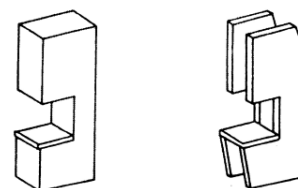
### 1.3.1. Rám lisy

Rám lisy je základním konstrukčním prvkem lisy. Typ rámu, který zvolíme, zásadně ovlivní tuhost, přesnost, přístupnost pracovního prostoru, účinnost, konstrukční složitost, a tím i náklady na výrobu celého stroje. Návrhu rámu je třeba věnovat velkou pozornost. Obecně je potřeba najít kompromis mezi hmotností a tuhostí stroje. K dosažení co nejlepšího poměru těchto dvou vlastností je třeba efektivně využívat průřezových charakteristik součástí. Velkou roli hraje i volba materiálu. Při tom musí být jednotlivé části co nejsnáze vyrobitelné, protože to se nakonec ve velké míře promítne na ceně stroje. Jelikož jde zpravidla o velmi rozměrné a hmotné stroje, musí se věnovat pozornost i dobrým vlastnostem pro snadnou manipulaci a montáž součástí.

Existuje mnoho různých provedení rámu, které se v praxi navrhují. Menší lisy se vyrábějí s rámy z jednoho kusu jako odlitky z lité oceli, litiny nebo konstrukčního betonu. U větších lisů už je nutné rámy skládat z více kusů. Jednotlivé části se pak vzájemně často předepínají. Co se týče vlastních částí děleného rámu, vyrábějí se hlavně jako odlitky, svařence nebo výkovky.

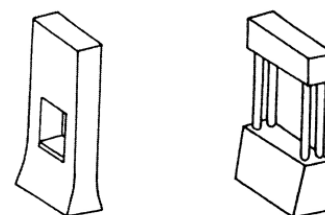
Podle přístupnosti pracovního prostoru se rozlišují rámy uzavřené "O" a rámy otevřené "C". Rozdíl je patrný hned na první pohled. "O" rámy mají při stejné hmotnosti daleko vyšší tuhost než "C", ale na druhou stranu mají přístupnost

STOJANY OTEVŘENÉ - (typu C)



Obr. 9 - Jedno- a dvoustoujanový "C" rám [8]

STOJANY UZAVŘENÉ - (typu O)



Obr. 10 - Stojanový a sloupový "O" rám [8]

pracovního prostoru omezenou roztečí sloupů v příčném i podélném směru. Otevřené rámy jsou jednostranné nebo dvoustranné. Uzavřené rámy se vyrábějí stojanové konstrukce, nebo sloupové konstrukce – ty pak můžeme dělit podle počtu sloupů. Obvykle bývají dva, tři nebo čtyři. Kromě sloupových a stojanových konstrukcí se lze setkat i s příhradovými a lamelovými konstrukcemi rámu.

### 1.3.2. Traverzy

Traverzy sloupových hydraulických lisů bývají poměrně složitě žebrované odlitky. U čtyřsloupového provedení rámu jsou to takzvané skříňové odlitky se spoustou vnitřních dutin, u dvousloupů připomínají spíše klasický I-profil a říká se jim tlustostěnné odlitky.

V této práci se budeme zabývat klasickou koncepcí hydraulického kovacího lisu s horním pohonem - CKV. Rám tohoto typu stroje se skládá ze spodní traverzy, pohyblivé traverzy, horní traverzy a sloupů lisu. Hmotnost celého stroje pak leží na patkách lisu.

#### a) Spodní traverza

Na spodní traverze je kluzně uložena kovací deska (kovací stůl), která je spojena s podélným posuvem lisu. Na této desce bývá při klasickém kování mezi kovadly připevněno spodní kovadlo, podpěry trnu při kování kroužků nebo jiné zařízení.

Veškeré kovací síly pochází z lisovních válců. Tyto kovací síly jsou přenášeny přes pohyblivou traverzu, výkovek a kovadla do spodní traverzy a dále přes sloupy lisu do horní traverzy, kde jsou lisovní válce uloženy.

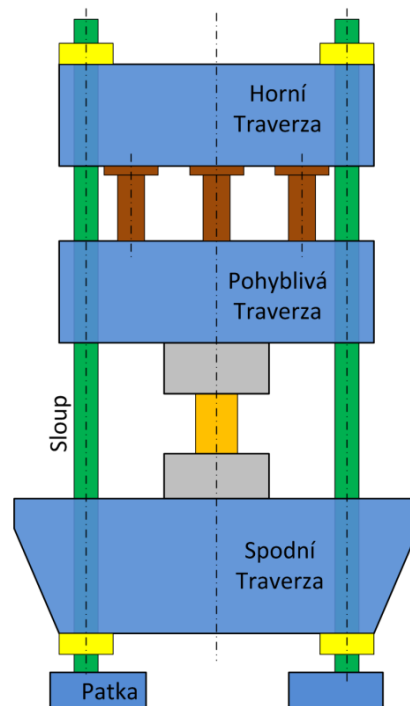
V dnešní době je již standardem automatická výměna kovadel. Pokud jí tedy lis disponuje, jsou kovadla přesouvána přes příčný posuv mezi zásobníkem kovadel a kovacím stolem.

Sloupy lisu mohou být ve spodní traverze předepnuty pomocí dvojice matic.

#### b) Pohyblivá traverza

Pohyblivá traverza je ta traverza, která koná pracovní zdvih stroje. Zespolu je k ní připevněno horní kovadlo, které je v přímém styku s výkovkem. Shora na traverzu působí plunžry pracovních válců.

Aby byl umožněn posuvný pohyb traverzy, musí být traverza vedena po sloupech lisu. U větších lisů bývá vedení výhradně kluzné, u menších lisů pro plošné tváření lze vést traverzu po sloupech valivě. Vedení musí být navrženo tak, aby zachytávalo klopný moment traverzy vznikající při excentrickém kování. Z toho vyplývá, že čím bude traverza vyšší, čili dvojice vedení okolo každého sloupu bude dále od sebe, tím méně budou vodící plochy namáhány. Existuje mnoho možných konstrukčních řešení vedení po sloupech lisu. Dělají se vedení okolo sloupů ze všech stran, nebo pouze z vnitřní strany. Kluzné plochy mohou být rovinné, válcové nebo například rybinové. Některá vedení jsou schopna se naklápět a být tedy vždy rovnoběžně se



Obr. 11 - CKV koncepce lisu

sloupy lisu, přestože je pohyblivá traverza vlivem excentrického kování nakloněná. Na jiných je zase snazší nastavování vůle. Záleží vždy na dohodě mezi konstrukční firmou a zákazníkem.

Plunžry tlačící do pohyblivé traverzy se mohou vlivem tlaku pouze vysouvat. Je třeba tedy vyřešit vracení traverzy do horní úvrati. To se nejčastěji provádí pomocí zpětných válců, které na traverzu působí v opačném směru než lisovní válce, a to buď prostřednictvím táhel, nebo přímo. Existují však i jiná řešení zvedání pohyblivé traverzy, ovšem na jejich podrobnější popsání zde není prostor.

### **c) Horní traverza**

V této traverze jsou uloženy lisovní válce. Traverza musí dále přenášet reakce z tvářecích sil do sloupů lisu. Ty mohou být v horní traverze předepruty pomocí matic podobně, jako je tomu u spodní traverzy lisu.

#### **1.3.2.2. Dělení traverz**

Traverzy lisů se mohou vyrábět buď jako jeden kus – monolitické traverzy, nebo mohou být, hlavně u větších lisů, složeny z více kusů – dělené traverzy. Důvodů pro dělení traverz je hned několik.

Prvním důvodem jsou technologické možnosti slévárny, kde má být traverza odlita. Nynějším stropem jsou cca 300tunové odlitky, ovšem nutno podotknout, že takovouto hmotnost je schopno odlít pouze pár sléváren na světě.

Pokud však má být lis instalován v jiné lokalitě, než je slévárna, schopná traverzu odlít, narážíme na druhou příčinu dělení traverz, a tou je jejich mobilita. A to nejenom ve smyslu transportu odlitku ze slévárny k zákazníkovi, ale také ve smyslu montáže. Když se montuje nový lis do už existující výrobní haly, může nastat situace, že halový jeřáb má menší nosnost, než je hmotnost součásti, a potřebný autojeřáb se do haly nemusí vejít.

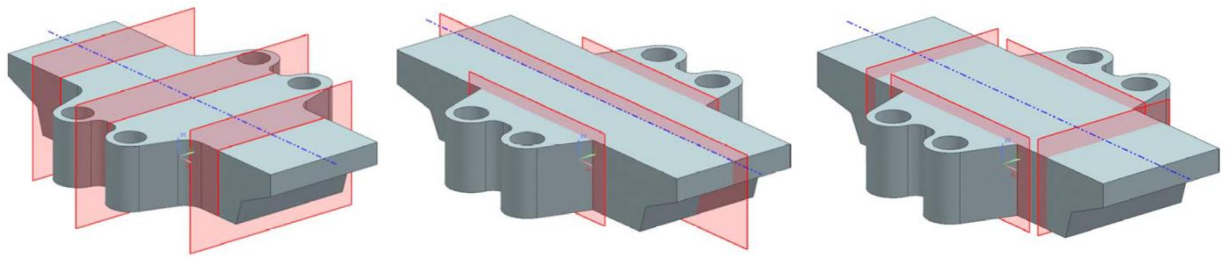
Traverza se také na svých funkčních plochách musí obrobit. Obrábí se nejčastěji na horizontálních vyvrtávacích strojích. I ty mají však omezení z hlediska maximálních rozměrů a hmotnosti obráběné součásti.

Nejkomplikovanější je dělení traverz u spodní traverzy. Je ze všech tří traverz největší, bývá zatížena několika různými způsoby namáhání. Průběh momentu zde může dokonce mít opačný smysl při kování mezi kovádky a při kování na trnu. Na rozdíl od horní traverzy bývá zatížena i excentricky. Spodní traverza se dělí už od kovací sil nad 50MN.

V této práci bude tedy rozebírán problém dělení traverz na spodní traverze. Některé závěry však budou společné i pro ostatní traverzy lisu. Jako objekt zkoumání této diplomové práce bude sloužit spodní traverza lisu CKV120/140MN, který konstruovala firma TS Plzeň a.s.

### **a) Způsoby dělení traverz**

Traverzy se dělí vertikálními řezy podélně, příčně nebo kombinovaně. Jelikož půdorysné rozměry traverzy jsou obvykle největší, nemá horizontální dělení z hlediska lepší mobility smysl. Co se týče počtu částí, na kolik je traverza rozdělena, bývají nejčastěji dvě až čtyři, může jich být samozřejmě ale i více. Při rozhodování, jak traverzu rozdělit, je dobré brát v potaz pravidlo – nedělit traverzu v místě největšího namáhání. I toto pravidlo však není závazné. Pokud je součást rozdělena na sudý počet částí, často se tyto části navrhují symetricky podle střední roviny lisu, která je při pýchování obvykle nejvíce namáhána.

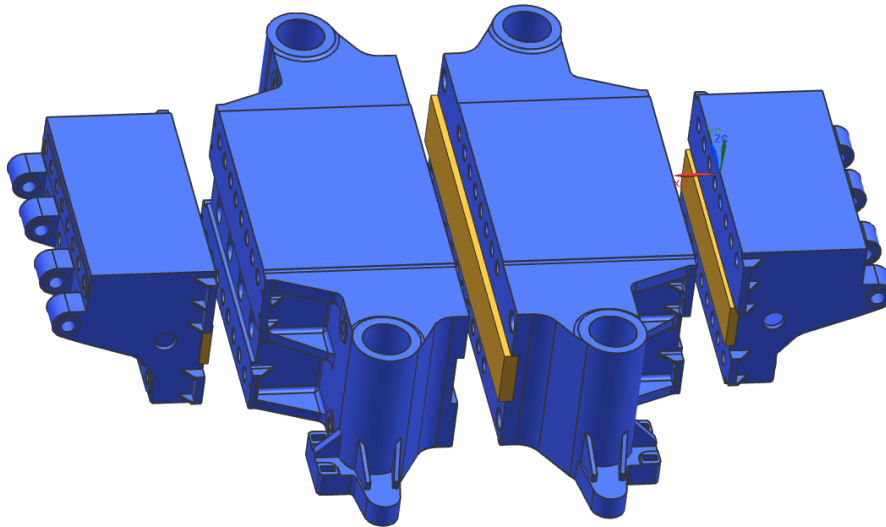


Obr. 12 - Možnosti dělení traverzy [17]

### b) Spojování traverz

Dělená traverza se musí navenek chovat jako monolitická, jednotlivé části nesmí odléhat. Spojují se s předpětím. Téměř výhradně se k tomuto spojení používají ocelové kotvy, vedoucí skrz celou součást. Tyto kotvy jsou namáhány čistě tahově. Teoreticky lze však části traverzy spojit jakýmkoli spojovacím prvkem, kde lze vyvodit nějaké předpětí – například zděřemi.

Smykové síly mezi jednotlivými částmi traverzy pak zachytávají pera nebo tvarové zámky, odlité na jednotlivých částech. Spojení pery má tu výhodu, že po případném rozebrání traverzy při renovaci lisu se mohou omačkané drážky pro pero přerovnat a vyrobení nového pera není tak ekonomicky náročné. U spojení pomocí tvarových zámků se po demontáži musí na funkční plochy nejdříve navařit vrstva materiálu, která se poté obrobí v požadované toleranci a kvalitě povrchu.



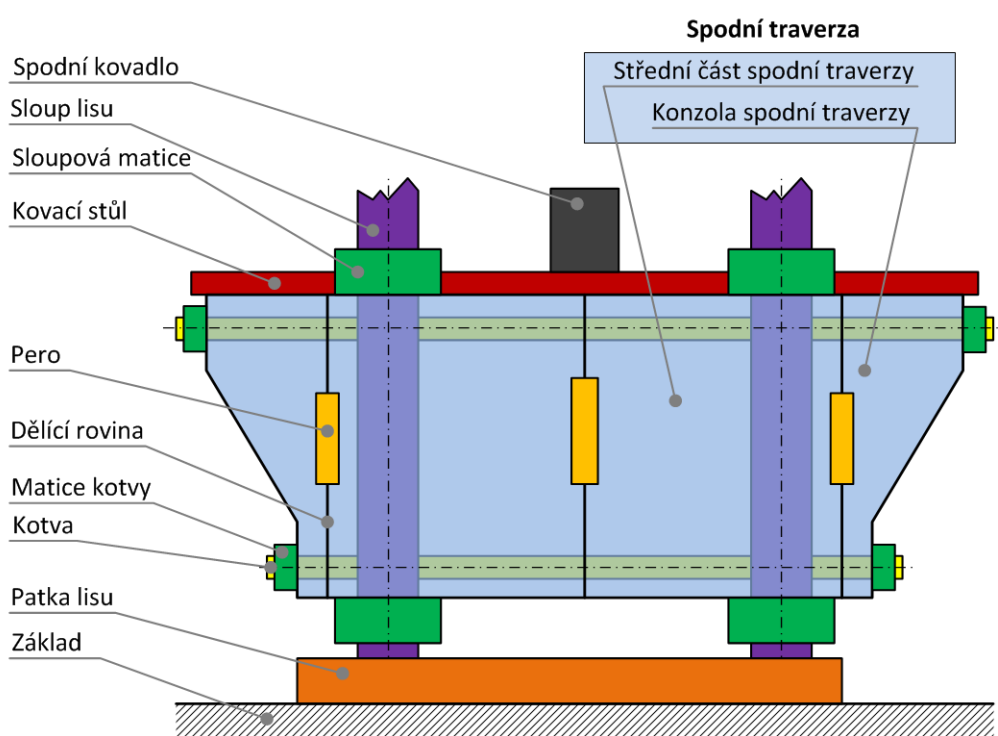
Obr. 13 - Dělená spodní traverza lisu CKV120/140MN

## 2. Analýza zatížení traverzy

Největším problémem bývá dělení spodní traverzy. Je ze všech tří traverz největší a bývá zatížena několika různými způsoby namáhání, závisujícími na technologii kování. Průběh momentu zde může mít dokonce opačný smysl při kování mezi kovadly a při kování na trnu. Na rozdíl od horní traverzy bývá zatížena i excentricky. Spodní traverza se dělí už od kovacích sil nad 50MN.

V této práci bude tedy popsán analytický výpočet zatížení spodní traverzy a přenesení tohoto zatížení kotvami. Některé závěry však budou společné i pro ostatní traverzy lisu. Objektem zkoumání této diplomové práce bude spodní traverza lisu CKV120/140MN, který konstruovala firma TS Plzeň a.s.

Analytický výpočet bude v závěru srovnán s MKP výpočtem.



Obr. 14 - Sestava spodní traverzy lisu

Sestava spodní traverzy se skládá ze dvou krajních konzol a dvou středních částí. V každé dělicí rovině se nachází jedno pero přes celou šířku traverzy, které zachytává posouvající síly mezi částmi traverzy.

Ve dvou rovinách je spodní traverza sešroubována předepnutými kotvami, které tak brání vzájemnému odlenutí jednotlivých částí traverzy. Ve střední části traverzy jsou uloženy sloupy. V traverze jsou podobně jako kotvy předepnuty dvojicí matic.

Celá váha lisu dosedá přes sloupy na patky lisu. Ty jsou ukotveny v základu pomocí speciálních kotevních šroubů, částečně zalitých v betonu. Na spodní traverze je shora kluzně uložený kovací stůl, který se pohybuje společně s podélným posuvem lisu. Na tomto kovacím stole je upevněno spodní kovadlo nebo dvojice podpěr při kování na trnu, přes které se veškeré kovací síly přenášejí do traverzy.

## 2.1. Analytický výpočet zatížení kotev traverzy

Pro analytický výpočet musíme nejprve vytvořit zjednodušený model – nosník na dvou podpórách, vyšetřit ohybový moment a posouvající sílu v traverze. Posouvající síla je mezi částmi traverzy přenášena pomocí per. Ohybový moment, který má tendenci rozevírat traverzu v dělicích rovinách, pak přenáší kotvy traverzy. Jelikož může mít ohybový moment v případě kování mezi kovadly a v případě kování na trnu opačný moment, budeme tyto dva případy vyšetřovat odděleně.

Moment a posouvající síla bude vyšetřena v podélném řezu traverzy, jelikož jsou dělicí roviny mezi částmi traverzy u lisu CKV120/140MN příčně orientované.

### 2.1.1. Kování mezi kovadly

Kováním mezi kovadly rozumíme pěchování a běžné excentrické kování. Rozdíl mezi pěchováním a excentrickým kováním je v maximální síle a povolené excentricitě výkovku. Pokud máme název lisu CKV120/140MN, znamená to, že maximální pěchovací síla je 140MN a kovací síla 120 MN. Dříve se spíše používalo označení v tunách, tedy v případě našeho lisu analogicky CKV1200/1400.

Stupeň prokování výkovku se počítá z počtu pěchovacích cyklů. Mezi nimi se však ingot musí prodloužit zpět. Tedy počet pěchovacích zdvihů je mnohokrát menší než počet ostatních pracovních zdvihů kovadla.

Této malé četnosti pěchovacích operací bývá přizpůsoben i pohon lisu, který je dimenzován na maximální kovací sílu. Při nutnosti zvětšení tlaku v lisovních válcích se používá multiplikátor, který dokáže kovací sílu zvětšit o 10 až 20%. Multiplikátor sice snižuje celkovou účinnost lisu, nicméně výsledné náklady jsou v porovnání s dimenzováním celého pohonu na pěchovací sílu mnohem nižší.

Pro zajímavost, prakticky jedinými lisami, které pěchují každý pracovní zdvih, jsou zápustkové lisí. Výkovek je v nich umístěn tak, aby výsledná tvářecí síla působila přesně ve středu pracovního prostoru lisu. Sama zápustková forma může být při kování nesymetrických výkovků umístěna excentricky.

#### a) Pěchování

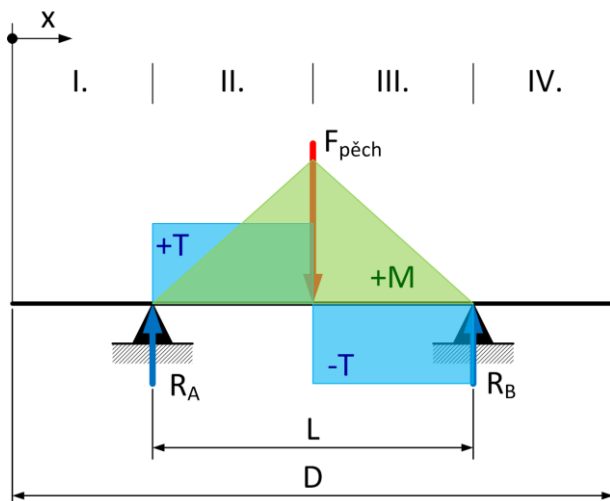
Při pěchování je kovací síla přesně uprostřed pracovního prostoru. To znamená, že obě reakční síly v místech sloupů mají poloviční velikost a jsou opačně orientované. Na lisu jsou čtyři sloupy, v našem zjednodušení počítání traverzy v jednom řezu je pak každá reakce  $R_A$  i  $R_B$  přenášena dvěma sloupy.

Průběh momentu a posouvající síly v traverze podle obr. 15 je popsán v následující tabulce.

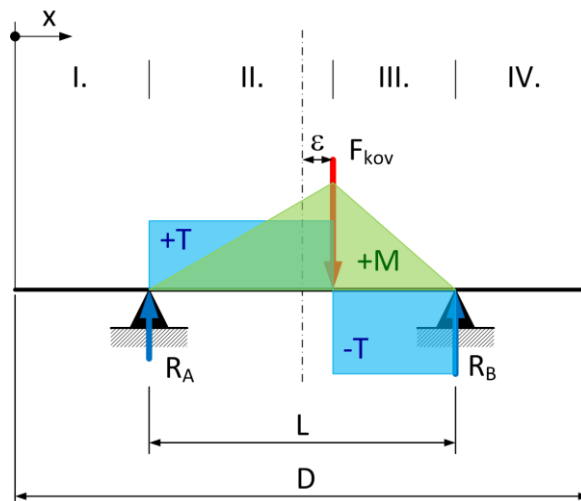
	Definiční obor	Posouvající síla	Ohybový moment
I.	$x \in \left(0; \frac{D-L}{2}\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.1)
II.	$x \in \left(\frac{D-L}{2}; \frac{D}{2}\right)$	$T = R_A$	$M = R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right)$ (2.2)
III.	$x \in \left(\frac{D}{2}; \frac{D+L}{2}\right)$	$T = R_A - F_{pěch} = -R_B$	$M = R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right) - F_{pěch} \left(x - \frac{D}{2}\right)$ (2.3)
IV.	$x \in \left(\frac{D+L}{2}; D\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.4)

Tab. 1 - Pěchování





Obr. 15 - Pěchování - průběh M a T



Obr. 16 - Excentrické kování - průběh M a T

### b) Excentrické kování

Při excentrickém kování není kovací síla vystředěná. Reakce ve sloupech tedy nebudou stejně velké. Nicméně vzhledem k malé excentricitě v porovnání s rozměry celé traverzy jsou jejich rozdíly malé. Podle obr. 16 platí

$$R_A + R_B = F_{kov} \quad (2.5)$$

$$R_B \cdot L - F_{kov} \cdot \left(\frac{L}{2} + \varepsilon\right) = 0 \quad (2.6)$$

$$R_A = F_{kov} \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\varepsilon}{L}\right) \quad (2.7)$$

$$R_B = F_{kov} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\varepsilon}{L}\right) \quad (2.8)$$

Pro představu, pokud bude excentricita 300mm a rozteč sloupů 3730 mm, budou se obě reakce lišit o

$$\frac{R_B}{R_A} = \frac{F_{kov} \cdot \left(\frac{1}{2} + \frac{\varepsilon}{L}\right)}{F_{kov} \cdot \left(\frac{1}{2} - \frac{\varepsilon}{L}\right)} = \frac{\frac{1}{2} + \frac{\varepsilon}{L}}{\frac{1}{2} - \frac{\varepsilon}{L}} = \frac{\frac{1}{2} + \frac{300}{3730}}{\frac{1}{2} - \frac{300}{3730}} = 1,4\% \quad (2.9)$$

Opět vyjádříme podle obr. 16 průběhy posouvající síly a momentu po úsecích

	Definiční obor	Posouvající síla	Ohybový moment
I.	$x \in \left(0; \frac{D-L}{2}\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.10)
II.	$x \in \left(\frac{D-L}{2}; \frac{D}{2} + \varepsilon\right)$	$T = R_A$	$M = R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right)$ (2.11)
III.	$x \in \left(\frac{D}{2} + \varepsilon; \frac{D+L}{2}\right)$	$T = R_A - F_{kov}$	$M = R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right) - F_{pěch} \left(x - \frac{D}{2} - \varepsilon\right)$ (2.12)
IV.	$x \in \left(\frac{D+L}{2}; D\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.13)

Tab. 2 - Excentrické kování

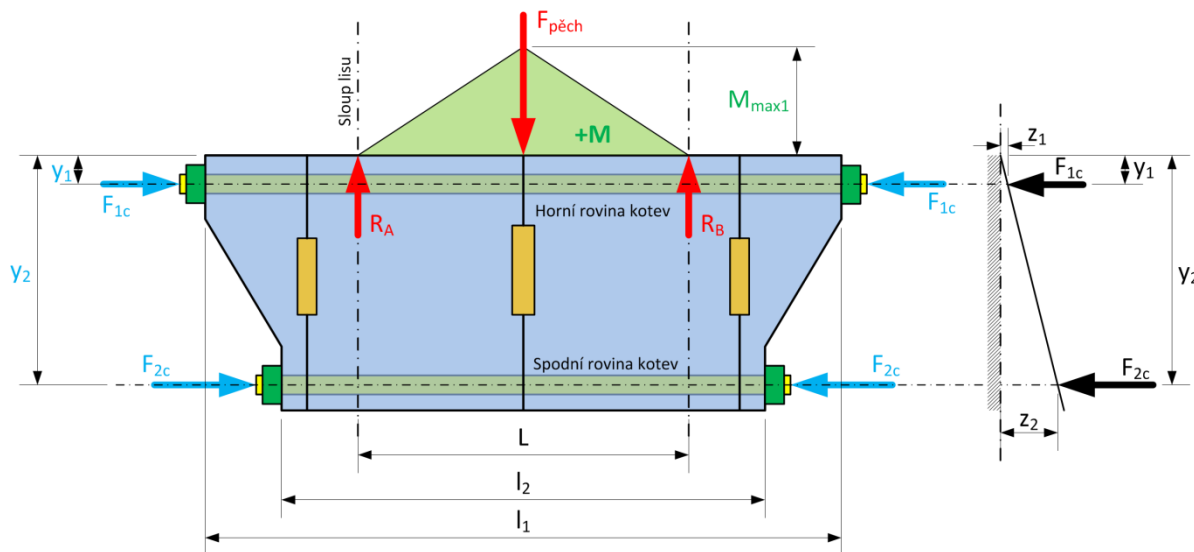
### c) Přenesení zatížení do kotev

Jak při pěchování, tak při excentrickém kování je traverza zatěžována prakticky identicky. Ohybový moment rozevívá traverzu v její spodní části.

Při výpočtu zatížení kotev není rozhodující maximální moment, ale součet momentů v dělicích rovinách. Pokud je traverza dělena na dva kusy, bývá dělicí rovina v její polovině. Pokud na tři

kusy, je snaha umístit dělicí roviny z vnější strany sloupů. Naše počítaná – spodní traverza lisu CKV120/140MN je rozdělena na čtyři kusy. Dělena je mezi sloupy jednou rovinou v polovině, další dvě roviny jsou vně sloupů, kde jsou posouvající síla i moment v případě kování mezi kovadly nulové.

V případě pěchování na počítané traverze lisu CKV120/140MN je maximální moment při pěchování v místě střední dělicí roviny. Co se týče excentrického kování, je maximální moment pod excentricky působící tvářecí silou. Protože bývá maximální síla lisu při dané excentricitě vždy menší než pěchovací síla, bude menší i reakce  $R_A$ . Můžeme tedy konstatovat, že moment poroste pomaleji a v polovině traverzy, kde je dělicí rovina, bude vždy větší, a tedy pro dimenzování kotev rozhodující moment při pěchování.



Obr. 17 - Pěchování - přenesení zatížení do kotev

Napravo na obr. 17 je znázorněno, jak se pravá střední část traverzy vlivem ohybového momentu pěchovací síly naklápí od střední roviny. Síly v rovinách kotev  $F_{1c}$  a  $F_{2c}$  na ramenech  $y_1$  a  $y_2$  působí opačným momentem. Aby byla zachována rovnováha, musí platit rovnost těchto momentů k ose otáčení.

$$M_{pěch} = M_{max1} = F_{1c} \cdot y_1 + F_{2c} \cdot y_2 \quad (2.14)$$

Z rovnice ovšem nevyplývá, jak velkou část tohoto momentu přeneše spodní rovina kotev a jak velkou horní. K tomu potřebujeme ještě jednu podmínku.

Při tomto analytickém výpočtu považujeme jednotlivé části traverzy za dokonale tuhé. Po zatížení traverzy se tedy traverza v dělicí rovině trochu rozevře. V místě horní roviny kotev je rozevření části traverzy od střední roviny lisu rovno  $z_1$  a ve spodní rovině  $z_2$ . Z podobnosti trojúhelníků se může napsat

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{y_1}{y_2} \quad (2.15)$$

Pokud budeme kotvy zatěžovat napětím pod mezí úměrnosti, můžeme jejich napjatost vyjádřit Hookeovým zákonem

$$\sigma = \frac{F}{S} = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{2 \cdot z}{l} \quad (2.16)$$

Za předpokladu, že budou kotvy v dolní i horní rovině vyrobeny ze stejného materiálu a budou mít stejný průměr dřívku, můžeme porovnat jejich tahové napětí a získat následující vztah

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{F_{1c} \cdot S_2}{F_{2c} \cdot S_1} = \frac{z_1 \cdot l_2}{z_2 \cdot l_1} = \frac{y_1 \cdot l_2}{y_2 \cdot l_1} \quad (2.17)$$

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = \frac{y_1 \cdot l_2 \cdot S_1}{y_2 \cdot l_1 \cdot S_2} \quad (2.18)$$

Z těchto rovnic lze vyčíst závislost síly přenášené kotvami na vzdálenosti roviny kotev od kovací desky. Čím je rozdíl vzdáleností dvou rovin kotev větší, tím větší sílu budou přenášet kotvy v dolní rovině.

Síla v rovině kotev také ale roste s jejich tuhostí (větší průřez nebo kratší délka) na úkor síly v druhé rovině kotev.

Zajímavé je vyjádření podílu momentu přenášeného jednotlivými rovinami kotev. Vlivem větší efektivnosti síly na delším rameni roste podíl přenášeného momentu rovinou kotev s větším rozdílem jejich vzdáleností rychleji. Pokud budeme uvažovat stejný průřez kotev v horní i spodní rovině kotev, stejně jako je tomu u vyšetřované traverzy, můžeme z předchozího vztahu vykrátit  $S$  a vyjádřit sílu v horní rovině kotev.

$$F_{2c} = F_{1c} \cdot \frac{y_2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \quad (2.19)$$

$$M_{max1} = M_1 + M_2 = F_{1c} \cdot y_1 + F_{1c} \cdot \frac{y_2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \cdot y_2 = F_{1c} \cdot \left( y_1 + \frac{y_2^2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \right) \quad (2.20)$$

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{F_{1c} \cdot y_1}{F_{1c} \cdot \frac{y_2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \cdot y_2} = \frac{y_1^2 \cdot l_2}{y_2^2 \cdot l_1} \quad (2.21)$$

Z rovnice (2.20) lze vyjádřit sílu přenášenou horní rovinou kotev, dosazením do (2.19) pak dostaneme sílu ve spodní rovině kotev

$$M_{max1} = F_{1c} \cdot \left( y_1 + \frac{y_2^2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \right) \quad (2.22)$$

$$F_{1c} = \frac{M_{max1}}{\left( y_1 + \frac{y_2^2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \right)} \quad (2.23)$$

$$F_{2c} = \frac{M_{max1}}{\left( y_1 + \frac{y_2^2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \right)} \cdot \frac{y_2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} \quad (2.24)$$

#### d) Přenesení posouvajících sil mezi částmi traverzy perem

V krajních dělicích rovinách nepůsobí v případě pěchování ani excentrického kování žádné smykové síly. Pera zde tedy nejsou zatížena kovacími silami.

Velikost posouvající síly při pěchování je vyjádřena v této kapitole dříve (Tab. 1). Pěchovací síla byla však umístěna do jednoho bodu, čímž vznikla v místě střední dělicí roviny skoková změna posouvající síly. Ve skutečnosti se kovací síla přes kovádko a kovací stůl roznese do větší plochy. Pokud ji nahradíme spojitým zatížením, můžeme do tab. 1 přidat V. úsek, v němž velikost posouvající síly z úseku II přejde plynule na hodnotu posouvající síly v úseku III (Obr. 18).

<b>v.</b>	$x \in \left( \frac{D-K}{2}; \frac{D+K}{2} \right)$	$T = R_A - q_{pěch} \cdot \left( x - \frac{D-K}{2} \right)$	(2.25)
-----------	---	---	--------

Z rovnice (2.27) vyplývá, že pokud bude pěchovací síla umístěna centricky, je ve střední dělicí rovině nulová posouvající síla, bez ohledu šířku plochy  $K$ , kam se síla  $F_{pěch}$  rozložila.

$$q_{pěch} = \frac{F_{pěch}}{K} \quad (2.26)$$

$$pro \ x = \frac{D}{2}: \quad T = R_A - \frac{F_{pěch}}{K} \cdot \left( \frac{D}{2} - \frac{D-K}{2} \right) = R_A - \frac{F_{pěch}}{K} \cdot \left( \frac{K}{2} \right) = R_A - \frac{F_{pěch}}{2} = 0 \text{ N} \quad (2.27)$$

Ani při pýchování tak nebude pero střední dělicí roviny zatíženo kovacími silami. Při jeho návrhu se vychází z maximální síly excentrického kování.

Hodnota posouvající síly ve střední dělicí rovině při excentrickém kování byla vyjádřena vztahem (2.11). Podobně jako na obr. 18 se ve skutečnosti kovací síla přechodem přes kovadlo a kovací stůl rozloží na větší plochu a vznikne tak plynulý přechod posouvající síly mezi úseky II a III. Bez použití metody konečných prvků se však nedá přesně určit velikost posouvající síly v místě dělicí roviny. Nicméně bude určitě menší, než hodnota posouvající síly spočtená pomocí vztahu (2.11). Pokud ji tedy použijeme pro dimenzování pera, bude to zjednodušení na straně větší bezpečnosti.

Pero se kontroluje klasicky na otačení a na stříh.

## 2.1.2. Kování na trnu

Kování na trnu je technologická operace určená pro kování kroužků. Kroužek je navlečený na trnu, který podírají dvě podpěry fixované na kovací stole místo spodního kovadla. Posouvají se tak jako kovadlo s podélným posuvem lisu.

Při kování mezi kovadly je maximální síla lisu omezena podle toho, zda je výkovek centrováný, jedná-li se tedy o pýchování, nebo jestli se kove s nějakou excentricitou.

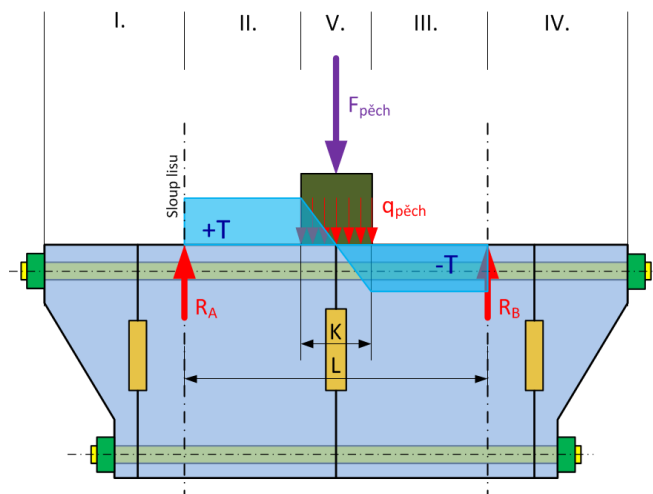
Při kování na trnu je rozhodující vzdálenost mezi podpěrami. Například u lisu CKV120/140MN, který má délku spodní traverzy cca 14 000 mm, byly na základě požadavku zákazníka specifikovány maximální kovací síly ve třech intervalech roztečí podpěr.

Maximální kovací síla	Vzdálenost mezi podpěrami
120 MN	0 až 6500 mm
80 MN	6500 až 8000 mm
40 MN	8000 až 11000 mm

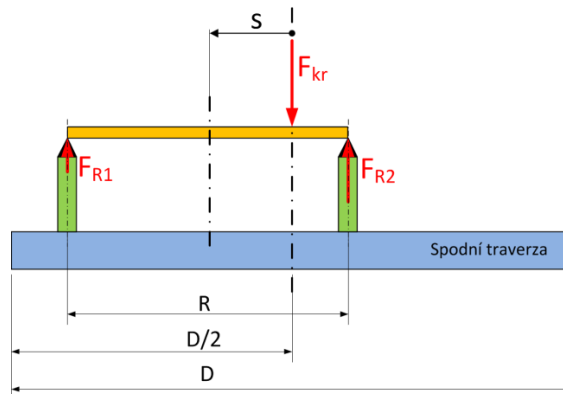
Tab. 3- Omezení kovací síly při kování na trnu

Přitom je třeba si uvědomit, že jakmile bude vzdálenost mezi podpěrami větší než polovina délky traverzy, nelze už kovat na celé délce trnu. Pokud by se totiž podélný posuv posunul tak, aby byla vnitřní strana jedné podpěry pod horním kovadlem, sjela by druhá podpěra ze spodní traverzy a kovací síla by zatěžovala rám podélného posuvu, k čemuž nesmí dojít.

Už bylo zmiňováno, že pro namáhání kotev není rozhodující maximální velikost ohybového momentu, ale součet momentů v místech dělicích rovin traverzy. Ten může nabývat kladných i záporných hodnot v závislosti na rozteči podpěr a poloze podélného posuvu.



Obr. 18 - Posouvající síla při pýchování



Obr. 19 - Zatížení podpěr trnu

Protože posuv podpěr trnu je zde řádově větší než excentricita při kování mezi kovadly, je důležité uvažovat s rozdílným zatížením každé z podpěr při vysunutí osy podpěr z osy lisu. Z těch se pak bude vycházet při vyjádření průběhu ohybového momentu po traverze (Obr. 19).

Z rovnováhy sil ve vertikálním směru a z momentové podmínky k ose lisu vyjádříme reakční síly v podporách trnu  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$ .

$$F_{kr} = F_{R1} + F_{R2} \quad (2.28)$$

$$F_{R1} \left( \frac{R}{2} + s \right) = F_{R2} \left( \frac{R}{2} - s \right) \quad (2.29)$$

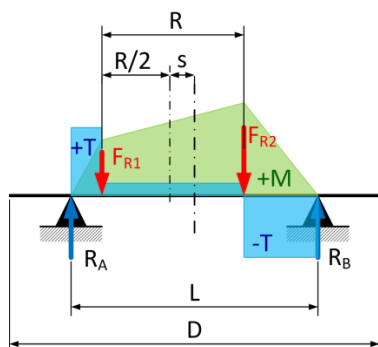
$$F_{R1} = F_{R2} \frac{\left( \frac{R}{2} - s \right)}{\left( \frac{R}{2} + s \right)} \quad (2.30)$$

$$F_{R2} = \frac{F_{kr}}{1 + \frac{\left( \frac{R}{2} - s \right)}{\left( \frac{R}{2} + s \right)}} \quad (2.31)$$

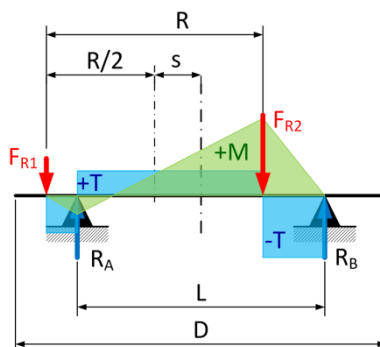
$$F_{R1} = \frac{F_{kr}}{1 + \frac{\left( \frac{R}{2} + s \right)}{\left( \frac{R}{2} - s \right)}} \quad (2.32)$$

Co se týče reakčních sil v místech sloupů lisu  $R_A$  a  $R_B$ , budou obě dvě stejně velké, a to poloviční než kovací síla. Síly pod podpěrami byly spočítány podle rovnováhy jejich momentu ke středu lisu. To mají i tyto reakce ve sloupech, a jelikož mají vždy konstantní vzdálenost od osy lisu, bude stejná i jejich velikost.

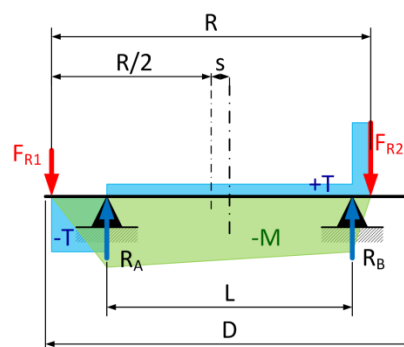
Mohou nastat celkem tři možné charaktery průběhu ohybového momentu po traverze v závislosti na rozteči podpěr  $R$ , rozteči sloupů  $L$  a polohy podélného posuvu  $s$ . Bud' mohou být obě opěry mezi sloupy, nebo jen jedna, nebo jsou obě z vnějšku sloupů.



Obr. 20 - Průběh M a T - a)



Obr. 21 - Průběh M a T - b)



Obr. 22 - Průběh M a T - c)

### a) Podpěry mezi sloupy lisu

V tomto případě má ohybový moment stejný směr jako u kování mezi kovadly. Čím blíže budou podpěry sloupům lisu, tím menší ohybový moment bude na traverze. Protože při kování na trnu se zpravidla nepovoluje větší kovací síla než při kování mezi kovadly, není pro nás tento případ z hlediska dimenzování kotev zajímavý. Vždy bude ve středu traverzy menší než při pěchování.

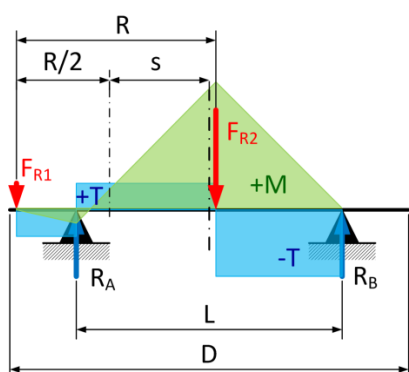
Pokud je traverza dělena ve třech rovinách, bývají dvě z nich většinou vně sloupů, kde je v tomto případě nulová posouvající síla. Ani ve střední dělicí rovině nebude posouvající síla dosahovat

takových hodnot jako při excentrickém kování. Ve středu traverzy bude mít posouvající síla vždy velikost poloviny rozdílu sil v podpěrách  $F_{R1}$  a  $F_{R2}$ .

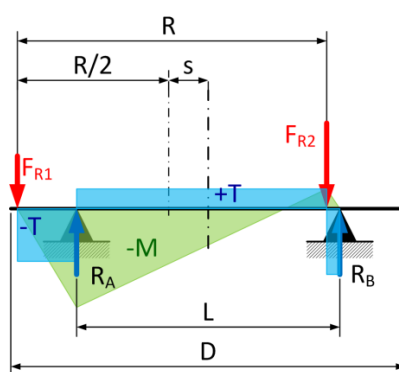
### b) Jedna podpěra mezi sloupy

Zde mohou nastat dva krajní případy. V prvním z nich (obr. 23) je jedna podpěra co nejbližší středu lisu. Podle rovnic (2.31) a (2.32) přeneseme tato podpěra naprostou většinu kovací síly, a tím pádem je toto nastavení podpěr z hlediska směru a velikosti ohybového momentu pouze méně nebezpečným kováním mezi kovadly.

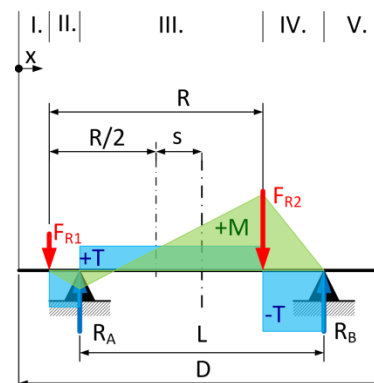
Pokud nastavíme podélný posuv tak, aby bylo jedno kovadlo co nejbližší sloupům lisu, dostaneme druhý extrémní případ. Podle obr. 24 bude kladná a záporná momentová plocha relativně vyrovnaná. Záleží na rozteči podpěr a sloupů lisu.



Obr. 23 - Průběh M a T - b1



Obr. 24 - Průběh M a T - b2



Obr. 25 - Průběh M a T - b3

Průběhy ohybového momentu a posouvající síly po délce spodní traverzy lisu jsou vyjádřeny podle obr. 25 v následující tabulce

	Definiční obor	Posouvající síla	Ohybový moment
I.	$x \in \left(0; \frac{D-R}{2} - s\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.33)
II.	$x \in \left(\frac{D-R}{2} - s; \frac{D-L}{2}\right)$	$T = -F_{R1}$	$M = -F_{R1} \left(x - \frac{D-R}{2} + s\right)$ (2.34)
III.	$x \in \left(\frac{D-L}{2}; \frac{D+R}{2} - s\right)$	$T = -F_{R1} + R_A$	$M = -F_{R1} \left(x - \frac{D-R}{2} + s\right) + R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right)$ (2.35)
IV.	$x \in \left(\frac{D+R}{2} - s; \frac{D+L}{2}\right)$	$T = -R_B$	$M = R_B \left(\frac{D+L}{2} - x\right)$ (2.36)
V.	$x \in \left(\frac{D+L}{2}; D\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.37)

Tab. 4 - Průběh M a T - b)

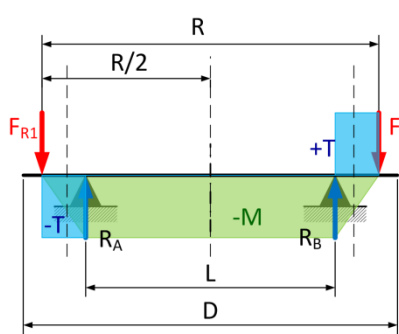
Vzhledem k tomu, že zde není jednoznačně daná kovací síla, která závisí na rozteči podpěr, je pro určení nejhoršího případu nutné ověřit hodnoty ohybového momentu vždy pro maximální rozteč podpěr při dané kovací síle. Momenty se počítají při nastavení jedné podpěry co nejbližší sloupu traverzy. Dimenzování kotev se poté provádí z maximálního součtu ohybového momentu ve všech dělicích rovinách. V našem případě dělené traverzy vně sloupů může dojít k sečtení ohybového momentu maximálně ve dvou dělicích rovinách.

Teoreticky maximální posouvající síla bude působit v krajní dělicí rovině při nastavení podélného posuvu tak, aby jedna podpěra zatěžovala konzolu spodní traverzy co nejbližší dělicí

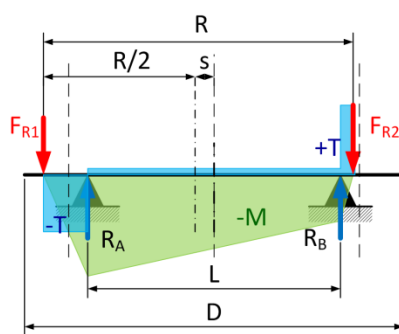
roviny při maximální rozteči podpěr. Opět je nutné otestovat všechny dovolené kovací síly při jejich maximálních roztečích.

### c) Obě podpěry vně sloupů

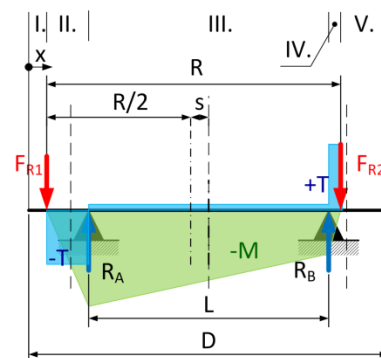
V tomto případě je ohybový moment záporný po celé délce mezi podpěrami. Tato situace je nebezpečná proto, že se kvůli velké rozteči podpěr mohou počítat momenty nejenom ve dvou dělicích rovinách, ale ve všech třech. Výsledná hodnota momentu pak může být nejvyšší, přestože je kovací síla menší. Na následujících třech obrázcích jsou dělicí roviny naznačeny slabou čárkovanou čarou.



Obr. 26 - Průběh M a T - c1



Obr. 27 - Průběh M a T - c2



Obr. 28 - Průběh M a T - c3

Pokud bude povolena v druhém intervalu roztečí podpěr neúměrně větší kovací síla, může být kritickým případem situace na obr. 27, tj. ohybový moment je pouze ve dvou dělicích rovinách, zato jejich absolutní hodnoty jsou mnohem větší.

Pro posouvající sílu v krajních dělicích rovinách platí stejná úvaha jako v předchozím bodě – jedna podpěra mezi sloupy lisu.

Průběhy ohybových momentů a posouvající síly po úsecích obr. 28 jsou vyjádřeny v následující tabulce.

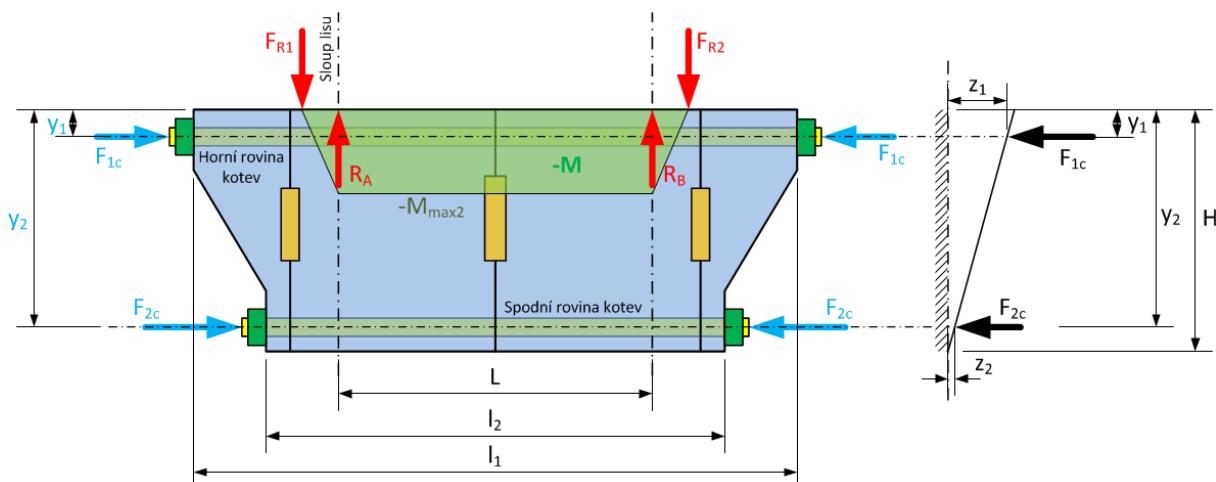
	Definiční obor	Posouvající síla	Ohybový moment
I.	$x \in \left(0; \frac{D-R}{2} - s\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.38)
II.	$x \in \left(\frac{D-R}{2} - s; \frac{D-L}{2}\right)$	$T = -F_{R1}$	$M = -F_{R1} \left(x - \frac{D-R}{2} + s\right)$ (2.39)
III.	$x \in \left(\frac{D-L}{2}; \frac{D+L}{2}\right)$	$T = -F_{R1} + R_A$	$M = -F_{R1} \left(x - \frac{D-R}{2} + s\right) + R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right)$ (2.40)
IV.	$x \in \left(\frac{D+L}{2}; \frac{D+R}{2} - s\right)$	$T = -F_{R1} + 2R_A$	$M = -F_{R2} \left(\frac{D+R}{2} - s - x\right)$ (2.41)
V.	$x \in \left(\frac{D+R}{2} - s; D\right)$	$T = 0$	$M = 0$ (2.42)

Tab. 5 - Průběh M a T - c)

Bohužel nelze obecně konstatovat, která ze všech vyjmenovaných situací bude ta extrémní, tedy ta, podle níž se budou dimenzovat kotvy spojující části traverzy. Musí se počítat ohybový moment pro více krajních případů a vybrat tu nejvíce zatěžující kotvy traverzy. Pro urychlení výpočtů se dá využít například software MS Excel.

#### d) Přenesení zatížení do kotev

Zatížení kotev od ohybového momentu v traverze vyjádříme podobně jako u kování mezi kovadly. Moment je zde však záporný, tak má traverza tendenci rozevřít se nahoře.



Obr. 29 - Kování na trnu - přenesení zatížení do kotev

Opět můžeme vyjádřit momentovou podmínku k bodu otáčení, který je nyní vespodu traverzy

$$-M_{max2} = F_{1c}(H - y_1) + F_{2c}(H - y_2) \quad (2.43)$$

Z podobnosti trojúhelníků na obr. 29 plyne

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{H - y_1}{H - y_2} \quad (2.44)$$

Pokud porovnáme tahová napětí spodních a horních kotev, dostaneme

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{F_{1c} \cdot S_2}{F_{2c} \cdot S_1} = \frac{E \cdot \varepsilon_1}{E \cdot \varepsilon_2} = \frac{E \cdot z_1 \cdot l_2}{E \cdot l_1 \cdot z_2} \quad (2.45)$$

Budeme uvažovat stejný materiál a průměr kotev ve spodní a horní rovině. Můžeme tedy vykrátit  $E$  i  $S$ . Po dosazení z rovnice (2.44) můžeme tedy vyjádřit podíl síly přenášené horní a spodní rovinou kotev

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = \frac{z_1 \cdot l_2}{z_2 \cdot l_1} = \frac{(H - y_1) \cdot l_2}{(H - y_2) \cdot l_1} \quad (2.46)$$

Absolutní hodnotu síly v obou rovinách kotev získáme upravením vztahu (2.46) a dosazením do (2.43)

$$F_{1c} = F_{2c} \frac{(H - y_1) \cdot l_2}{(H - y_2) \cdot l_1} \quad (2.47)$$

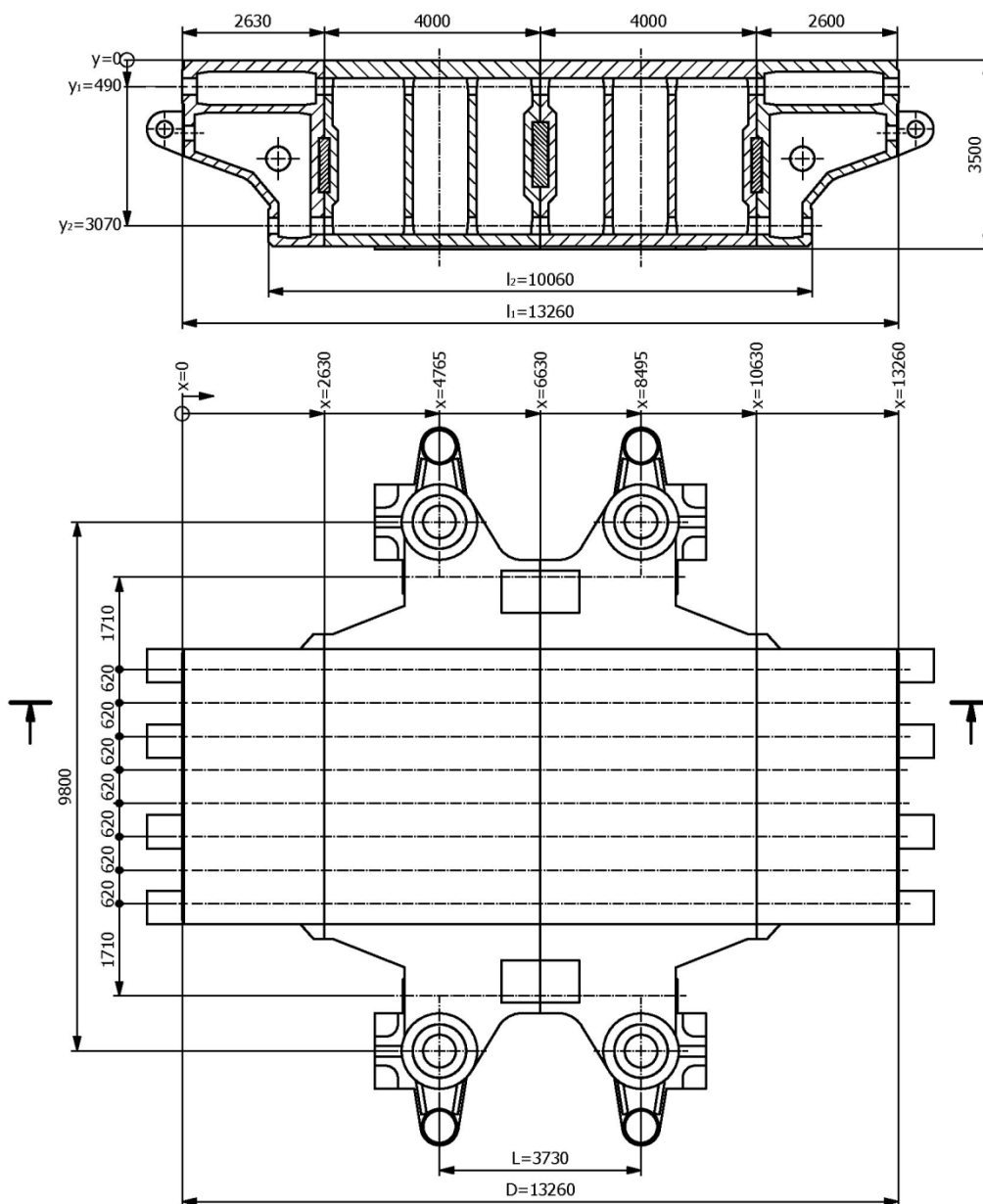
$$-M_{max2} = F_{2c} \left( \frac{(H - y_1)^2 \cdot l_2}{(H - y_2) \cdot l_1} + (H - y_2) \right) \quad (2.48)$$

$$F_{2c} = \frac{-M_{max2}}{\frac{(H - y_1)^2 \cdot l_2}{(H - y_2) \cdot l_1} + (H - y_2)} \quad (2.49)$$



## 2.2. Zatížení kotev spodní traverzy lisu CKV120/140MN

Základní rozměry zjednodušeného modelu spodní traverzy lisu CKV120/140MN jsou na následujícím obrázku



Obr. 30 - Základní rozměry spodní traverzy

### 2.2.1. Kování mezi kovadly

Maximální moment je ve střední dělicí rovině ( $x = D/2$ ) při pěchování. Rozteč sloupů  $L$  je 3 730 mm a pěchovací síla  $F_{pěch}$  se rovná 140 MN. Podle rovnice (2.2) můžeme psát

$$M_{max1} = R_A \left( x - \frac{D-L}{2} \right) = \frac{F_{pěch}}{2} \left( \frac{D}{2} - \frac{D-L}{2} \right) = \frac{F_{pěch}}{2} \cdot \frac{L}{2} = \frac{140 \cdot 3,730}{4} = 130,6 \text{ MNm} \quad (2.50)$$

Kotvy spojují traverzu ve dvou rovinách vzdálených od horní plochy traverzy  $y_1 = 490$  mm a  $y_2 = 3\,070$  mm. Délka kotev v horní rovině je  $l_1 = 13\,260$  mm a  $l_2 = 10\,060$  mm. Kromě těchto dvou délek kotev jsou na traverze ještě čtyři kratší kotvy o délce 5 080 mm. Dvě jsou v horní

rovině kotev a dvě ve spodní. Při uvažování jejich kratší délky by byl výpočet staticky neurčitý. Vzhledem k tomu, že traverzu v tomto návrhovém výpočtu uvažujeme dokonale tuhou, je již výpočet zatížen určitou chybou a jeho značné zkomplikování při uvažování různých délek kotev v každé jejich rovině by nepřineslo téměř žádné zpřesnění. Budeme tedy uvažovat stejnou délku těchto krátkých kotev jako u zbývajících kotev v jejich rovině.

Celkové zatížení kotev v obou jejich rovinách je potom

$$F_{1c} = \frac{M_{max1}}{\left(y_1 + \frac{y_2^2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2}\right)} = \frac{130,6}{\left(0,490 + \frac{3,070^2 \cdot 13,260}{0,490 \cdot 10,060}\right)} = 5,5 \text{ MN} \quad (2.51)$$

$$F_{2c} = F_{1c} \cdot \frac{y_2 \cdot l_1}{y_1 \cdot l_2} = 5,5 \cdot \frac{3,070 \cdot 13,260}{0,490 \cdot 10,060} = 41,7 \text{ MN} \quad (2.52)$$

V obou dělicích rovinách je deset kotev. Čili síla příslušející jedné kotvě v horní a spodní rovině kotev je

$$F_1 = \frac{F_{1c}}{n} = \frac{5,5}{10} = 0,55 \text{ MN} \quad (2.53)$$

$$F_2 = \frac{F_{2c}}{n} = \frac{41,7}{10} = 4,17 \text{ MN} \quad (2.54)$$

## 2.2.2. Kování na trnu

Pro zjištění maximálního součtu ohybových momentů v jednotlivých dělicích rovinách byl použit program MS Excel. Jednoznačně nejhorší je situace maximální povolené rozteče podpěr  $R = 11\,000 \text{ mm}$  s maximální povolenou silou při této rozteči  $F_{kr} = 40 \text{ MN}$  a nulovým posuvem v podélném směru.

Síly pod podpěrami jsou v tomto případě

$$F_{R1} = \frac{F_{kr}}{1 + \frac{\left(\frac{R}{2} + s\right)}{\left(\frac{R}{2} - s\right)}} = \frac{40}{1 + \frac{\left(\frac{11000}{2} + 0\right)}{\left(\frac{11000}{2} - 0\right)}} = 20 \text{ MN} \quad (2.55)$$

$$F_{R2} = F_{kr} - F_{R1} = 40 - 20 = 20 \text{ MN} \quad (2.56)$$

Průběh ohybového momentu je naznačen na obr. 26. Pro zjištění celkového ohybového momentu musíme spočítat a sečíst ohybový moment ve všech dělicích rovinách, čili ve třech souřadnicích  $x$ . Provedeme tak podle tab. 5.

II.	$x = 2630 \text{ mm}$	$M_1 = -F_{R1} \left(x - \frac{D-R}{2} + s\right) = -20 \cdot \left(2,63 - \frac{13,26 - 11}{2} + 0\right) = -30 \text{ MNm}$ (2.57)
III.	$x = 6630 \text{ mm}$	$M_2 = -F_{R1} \left(x - \frac{D-R}{2} + s\right) + R_A \left(x - \frac{D-L}{2}\right) = -20 \cdot \left(6,63 - \frac{13,26 - 11}{2} + 0\right) + 20 \cdot \left(6,63 - \frac{13,26 - 3,73}{2}\right) = -72,7 \text{ MNm}$ (2.58)
IV.	$x = 10630 \text{ mm}$	$M_3 = -F_{R2} \left(\frac{D+R}{2} - s - x\right) = 20 \cdot \left(\frac{13,26 + 11}{2} - 0 - 10,63\right) = -30 \text{ MNm}$ (2.59)

Celkový ohybový moment, který traverzu rozevívá v dělicích rovinách, je tedy

$$M_{max2} = M_1 + M_2 + M_3 = -30 - 72,7 - 30 = -132,7 \text{ MNm} \quad (2.60)$$

Dosazením do rovnic (2.49) a (2.47) dostaneme tahové namáhání rovin kotev

$$F_{2c} = \frac{-M_{max2}}{\frac{(H - y_1)^2 \cdot l_2}{(H - y_2) \cdot l_1} + (H - y_2)} = \frac{132,7}{\frac{(3,5 - 0,49)^2 \cdot 10,06}{(3,5 - 3,07) \cdot 13,26} + (3,5 - 3,07)} = 8,1 \text{ MN} \quad (2.61)$$

$$F_{1c} = F_{2c} \frac{(H - y_1) \cdot l_2}{(H - y_2) \cdot l_1} = 8,08 \cdot \frac{(3,5 - 0,49) \cdot 10,06}{(3,5 - 3,07) \cdot 13,26} = 42,9 \text{ MN} \quad (2.62)$$

Všechny čtyři části traverzy jsou sešroubovány pouze šestnácti kotvami. Zbývající čtyři spojují pouze střední část. Jelikož je zde na rozdíl od kování mezi kovadly ohybový moment i mezi středními částmi a konzolami, podělíme celkové síly v obou rovinách kotev pouze osmi kotvami.

$$F_1 = \frac{F_{1c}}{n} = \frac{42,9}{8} = 5,4 \text{ MN} \quad (2.63)$$

$$F_2 = \frac{F_{2c}}{n} = \frac{8,08}{8} = 1,0 \text{ MN} \quad (2.64)$$

### 2.2.3. Shrnutí

V případě kování mezi kovadly je celkový maximální moment v dělicích rovinách kladný a má hodnotu 130,6 MNm. Více jsou zatíženy kotvy spodní roviny kotev, a to každá silou 4,17 MN.

Při kování na trnu může celkový ohybový moment na traverze dosahovat až 132,7 MNm. To je prakticky stejná hodnota jako při kování mezi kovadly, jenom s opačným smyslem. Nicméně skrz všechny namáhané dělicí roviny vede pouze 16 kotev. Proto je přenášena síla každou z těchto kotev o něco vyšší – 5,4 MN u kotev v horní rovině kotev.

### 3. Kotvy

Jak už bylo řečeno, ke spojování částí dělených traverz hydraulických lisů se používají téměř výhradně kotvy. Jsou to válcové součásti, namáhané na tah. Na koncích jsou opatřeny závitem pro přišroubování matice. Kotvy vystavené menšímu zatížení se vyrábějí s klasickým metrickým závitem. Kotvy spojující traverzu jsou však značně namáhány, proto se zde raději volí pilový závit, kde se na závitu axiální síla nerozkládá do radiálního směru a nemá tak tendenci roztrhnout dělené matice, které jsou zde používány pro snadnější demontáž.

#### 3.1. Výroba kotev

Informace byly čerpány ze zdrojů [7], [10], [12] a [26].

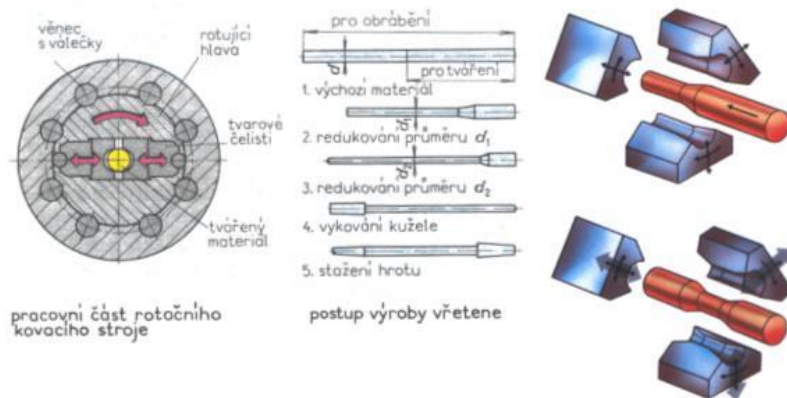
##### 3.1.1. Materiál kotev

Vzhledem k úspoře místa, kterého je vždy nedostatek, je nutné vyrábět kotvy co nejtenčí. Průřez kotvy je však nepřímo úměrný výslednému napětí. Z toho vyplývá požadavek na kvalitní materiál kotvy. Většinou jde o nízko až středně legované oceli – příkladem může být 34CrNiMo6 (podle staré české normy ocel 16 343) nebo ušlechtilé uhlíkové oceli třídy 12. Pro dosažení lepších vlastností materiálu bývají polotovary tvářeny za tepla a poté tepelně zpracovány – zušlechtěny, tj. kaleny a popouštěny. Již zmíněný materiál 34CrNiMo6+QT, použitý ke spojování částí traverz lisu CKV120/140MN – Sunan, dosahuje meze kluzu  $R_e$  600MPa a meze pevnosti  $R_m$  800 až 950 MPa podle způsobu kalení. Při kalení na vyšší pevnost je dobré mít na paměti větší náchylnost součásti ke křehkému lomu.

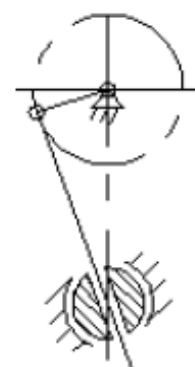
##### 3.1.2. Tváření polotovaru

První alternativou k výrobě kotev je použití zatepla válcované tyčoviny jako polotovaru. Je to levná varianta, firmy obvykle nabízí velkou škálu průměrů a délek. Přesto se však kotvy většinou vyrábí jako výkovky. Je to proto, že volným kovááním (prodlužováním) nebo obdobnou technologií se dosáhne mnohem většího prokovaní než u válcování. Zároveň vznikne vláknitá mikrostruktura, která je pro tahové namáhání kotev výhodnější.

V porovnání s volným kovááním je pro výrobu kotev rychlejší a levnější kováání v radiálních rotačních kovacíh strojích. Jsou to jednoúčelové stroje, vyvinuté přímo ke kováání tyčovín. Princip funkce rotačního kovacího stroje je znázorněn na následujícím obrázku.



Obr. 31 - Princip funkce radiálního rotačního kovacího stroje [7]



Obr. 32 - Mechanismus RRKS [9]

Sestava dvou a více kovadel rotuje okolo tyčoviny a ty přitom konají radiální pracovní pohyb. Výkovek se přitom axiálně posouvá. Na obr. 31 je zobrazena funkce stroje v nejjednodušší podobě. Dvě protiběžná kovadla jsou posuvně uložena v rotující hlavě. Vlivem odstředivé síly jsou tlačena ven k věnci s válečky, kde právě po kontaktu s těmito válečky dojde ke sražení kovadel, a tedy k jejich tvářecímu pohybu. Většinou jsou však kovadla ovládána elektromotorem přes nějaký mechanický převod. Nejčastěji jde o mechanismus znázorněný na obr. 32.

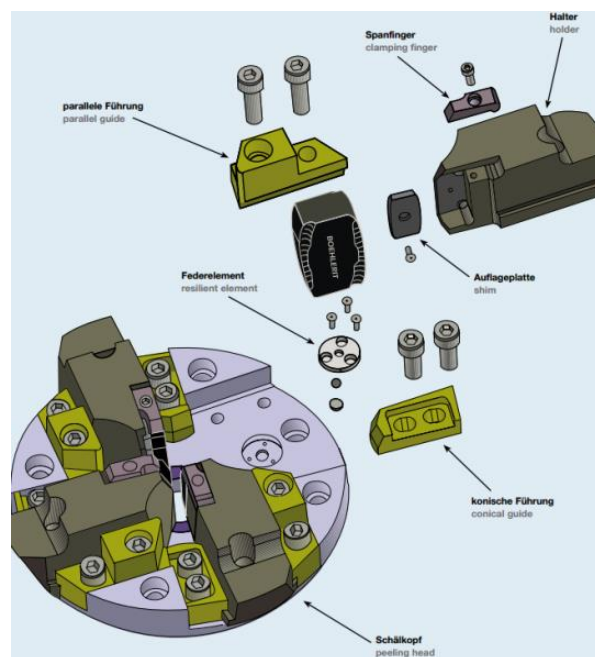
Po vykování tyče požadovaného průměru přichází na řadu obrábění. Většina kováren nabízí jako výsledný produkt nejenom výkovky se surovým okujeným povrchem, ale i loupáním nebo hrubovaným.

### 3.1.3. Loupání tyčí

Loupání je operace podobná soustružení, jenom s tím rozdílem, že hlavní pracovní rotační pohyb nekoná obrobek, ale nástroj. Tím je rotační hlava, v které jsou uloženy držáky s vyměnitelnými břitovými destičkami. Názorně je to ukázáno na obr. 33 z katalogu firmy Boehlerit, která se mimo jiné zabývá výrobou rotačních hlav pro loupání a jejich příslušenství. Vedlejší pracovní pohyb koná obrobek, který je pomocí kladek tažen skrz rotační hlavu.

Loupání je metoda obrábění, která se nejčastěji používá k odstranění povrchových vad po tvářecích operacích za tepla – hlavně válcování a tažení, kde povrch vždy obsahuje jak mechanické vady, například rýhy a vměstky, tak metalurgické vady, jako je oduhlíčení povrchu a podobně. Tyto hutní vady se vyskytují pouze ve slabé povrchové vrstvě. Loupání je ekonomická cesta k tomu, jak tuto povrchovou vrstvu odstranit.

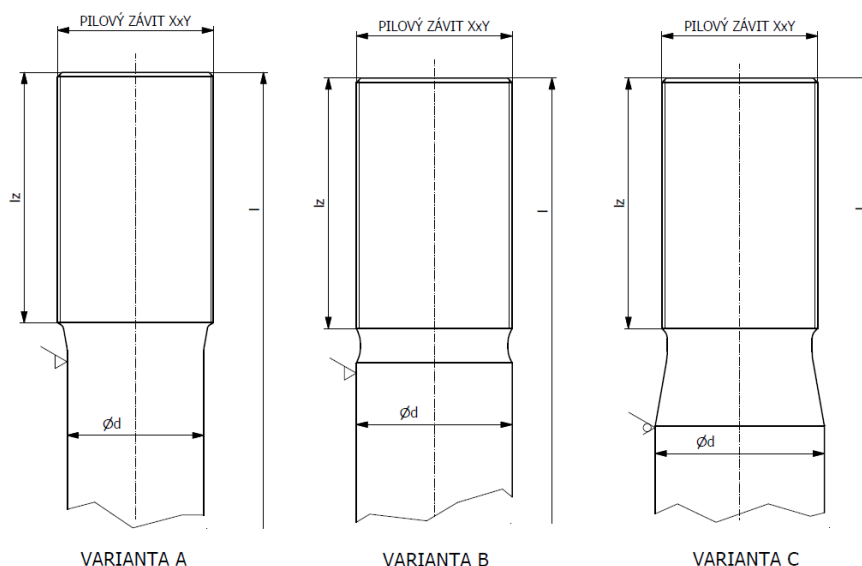
Loupání se obvykle provádí na průměrech 4 až 400mm, dá se dosáhnout přesnosti třídy až IT9. Ve srovnání se soustružením je levnější, rychlejší, lze ovšem obrábět pouze neosazovanou tyč o jednom průměru.



Obr. 33 - Loupací hlava [26]

## 3.2. Provedení kotev

Teoreticky je možné se setkat s třemi provedeními kotev podle obr. 34. První varianta A má průměr dřívku menší než je rozměr závitu. Většinou je dřívek obráběn na velice jemnou drsnost, aby na povrchu nebyly žádné koncentrátoři napětí, kde by se mohly iniciovat trhliny. Tyto kotvy jsou relativně dost nákladné, protože se po soustružení často i brousí. Jejich výhodou jsou dobré mechanické vlastnosti, jelikož v nejslabším místě kotvy – dřívku nejsou žádné koncentrátoři napětí, ty jsou až v místě závitu, kde je už kotva silnější. Tato výhoda se projeví hlavně při dynamickém zatěžování.



Obr. 34 - Varianty kotev

Druhou variantou B je kotva, která má průměr dřívku stejně velký jako průměr závitu. Toto provedení se vyznačuje dobrým využitím materiálu, kde se na polotovaru, ať už válcované tyči, loupáném nebo hrubovaném výkovku, opracuje pouze krajní závit. Nejslabší místo je zde v zápichu závitu. Je třeba ho navrhnout s ohledem na co nejmenší koncentraci napětí. To znamená s dobrou drsností a co největšími poloměry.

Výhodou této varianty je, že zde nejsou potřeba žádné další prvky k vystředění kotvy v díře. Varianty B se s výhodou používá u menších rozměrů kotev, kde se polotovary požadovaných mechanických vlastností ještě sériově vyrábějí, a jsou tedy levnější. U větších rozměrů už by se musela kotva kovat na zakázku, a pokud by byla na dřívku kotva silnější, než je nutné, bylo by to zbytečné plýtvání materiálem. Samozřejmě za předpokladu, že technologie kování umožňuje měnit kovaný průměr v průběhu délky. U moderních rotačních kovacíh strojů, kde se kotvy nejčastěji vyrábějí, je to však již standardem.

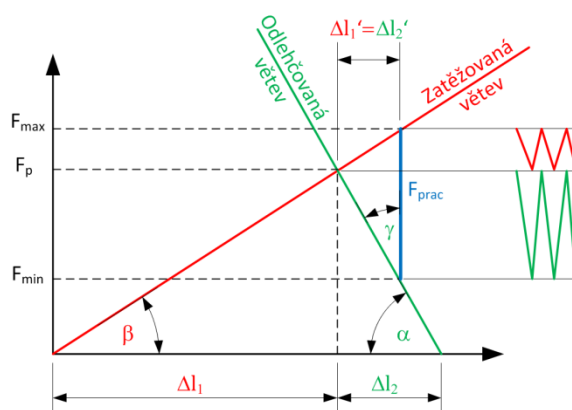
Na spojení jedné traverzy je potřeba více kotev. Pro představu: ke spojení dolní traverzy lisu CKV 120/140 MN, který konstruovala firma TS Plzeň a.s., bylo zapotřebí 20 kotev průměru 246mm v rozmezí délek cca 6000 až 14000 mm. Kotvy byly vyrobeny v provedení varianty A, takže celkové náklady na kotvy byly poměrně vysoké. Snížením nákladů na výrobu kotev by se dalo značně ušetřit. Vznikl tedy koncept třetího provedení kotev C, na kterých budou obrobeny pouze krajní závity. Zbytek délky bude neopracovaný se surovým okujeným povrchem. Tato varianta není v praxi dostatečně prověřena. Jedním z cílů této práce je vytipovat problémy, které by se s použitím takovýchto kotev mohly objevit, a posoudit, zdali by se kotvy provedení C daly v budoucnu ke spojování částí traverz používat a kolik by se tím uspořilo.

### 3.3. Předepjatý spoj

[1], [14] Předepjaté šroubové spoje se používají tam, kde je třeba zajistit větší tuhost spojení, nebo tam, kde by odlehnutí součástí způsobilo nějaké komplikace a potřebujeme se proti tomu pojistit. Například u přenosu sil a momentů třením mezi stykovými plochami v dělicí rovině.

Jak už z názvů vyplývá, předepjatý spoj je charakteristický tím, že jeho komponenty jsou zatíženy i tehdy, když na spoj nepůsobí žádná vnější síla. Po zatížení spoje osovou pracovní silou

$F_{prac}$  se napětí v zatěžované větvi zvýší na hodnotu  $F_{max}$ , zatímco napětí v odlehčované větvi klesne na  $F_{min}$ . Podrobně je to zakresleno na následujícím obrázku.



Obr. 35 - Předepjatý spoj

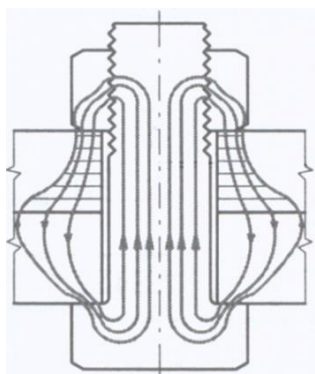
Tangens úhlu  $\beta$  obecně představuje tuhost zatěžované větve. My se však budeme zabývat šroubovým spojením, takže zatěžovanou větví je myšlen šroub, respektive kotva, spojující jednotlivé části traverzy. Tuhost se dá vyjádřit z průměru  $d$ , délky  $l$  a Youngova modulu pružnosti materiálu v tahu  $E$ .

$$\tan \beta = c_1 = \frac{F_p}{\Delta l_1} = \frac{E \cdot S}{l} = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4l} \quad (3.1)$$

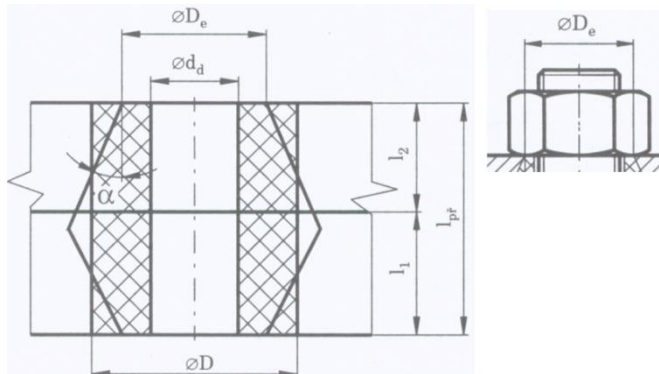
Obdobně tangens  $\alpha$  je tuhost příruby, respektive tuhost spojované traverzy

$$\tan \alpha = c_2 = \frac{F_p}{\Delta l_2} \quad (3.2)$$

Ovšem s vyjádřením tuhosti příruby z hlediska pružnosti – pevnosti je to zde mnohem složitější. Průběh napětí je zde relativně komplikovaný a analyticky jde vyjádřit pouze tehdy, použijeme-li nějaké zjednodušení. Realitě docela přesně odpovídá model sbíhajících se kuželů napjatosti.



Obr. 36 - Skutečný průběh napětí ve spoji [14]



Obr. 37 - Zjednodušený průběh napětí ve spoji [14]

Výpočet deformace a tuhosti z této napjatosti by byl stále poměrně komplikovaný. Proto se tento model běžně ještě zjednodušuje a počítá se s tím, jako kdyby byla mezi hlavou šroubu a matice místo přírub trubka o průměrech  $d_d$  a  $D$ .

Pokud je poměr součtu tloušťek spojovaných přírub  $l_{př}$  a vnějšího průměru, na kterém dosedá matice  $D_e$  menší než 0,1, používá se pro výpočet vnějšího rozměru nahrazující trubky  $D$  vztah podle Röttschera, který uvažuje úhel  $\alpha$  (podle obr. 37) roven  $45^\circ$ .

$$\frac{l_{př}}{D_e} \leq 0,1 \quad \Rightarrow \quad D \cong D_e + \frac{l_{př}}{2} \quad (3.3)$$

Pokud je poměr tloušťky přírub a maximálního průměru matice větší než 0,1, používají se pro výpočet průměru nahrazující trubky vztahy podle Weisse-Wallnera a Fritsche. Úhel sbíhání nahrazujícího kužele závisí ještě na druhu materiálu přírub.

$$\text{ocel:} \quad D \cong D_e + \frac{l_{př}}{10} \quad (3.4)$$

$$\text{litina:} \quad D \cong D_e + \frac{l_{př}}{8} \quad (3.5)$$

$$\text{hliníkové slitiny:} \quad D \cong D_e + \frac{l_{př}}{6} \quad (3.6)$$

Po této idealizaci lze už vyjádřit přibližnou tuhost spojovaných přírub předepjatého spoje podobně jako u šroubu.

$$\tan \alpha = c_1 = \frac{F_p}{\Delta l_2} = \frac{E \cdot S}{l_{př}} = \frac{E \cdot \pi \cdot (D^2 - d_d^2)}{4l_{př}} \quad (3.7)$$

Pokud však budeme chtít tuto teorii použít pro vyjádření tuhosti spojovaných částí traverzy, zjistíme, že je naprosto nevyhovující. Je to z toho důvodu, že traverza není jednolitý blok oceli, ale docela složitě žebrovaný odlitek. Dokonce není tuhost ani symetrická okolo středu díry pro kotvu. Pokud je díra v blízkosti žebra, je tuhost traverzy právě na straně tohoto žebra větší. V praxi to může vnášet do kotvy kromě prostého tahového napětí i napětí ohybové. Tomu bude však věnována jedna z následujících kapitol.

V podstatě je zde jakákoliv snaha o analytické vyjádření tuhosti traverzy marná. Hodnotu tuhosti traverzy, která se bude shodovat s realitou, můžeme získat pouze pomocí metody konečných prvků – MKP.

V okamžiku, kdy se navrhuje kotvy, není však ještě detailně navržena traverza lisu. Ta je také pouze ve stavu návrhu a jsou známy jenom její základní rozměry jako výška, šířka, délka a rozteče děr pro sloupy. Je tedy nutné tuhost traverzy odhadnout.

V praxi se to dělá tak, že se nejprve provede analýza zatížení spojované traverzy. K tomu postačují základní rozměry lisu. Poté se navrhne počet a umístění kotev v traverze, vypočte se pracovní zatížení kotev, dimenzují se a na závěr se zkontroluje, jestli se navržený počet kotev na zvolená místa opravdu vejde s přihlédnutím k vnějším průměrům matic a potřebnému prostoru pro předepínací zařízení. Tento návrh probíhá v cyklech, dokud se nenajde optimální počet a průměr kotev pro danou traverzu a zatížení. S výhodou se k tomu používá Microsoft Excel nebo podobný software, který návrh podstatně zrychlí.

U klasického šroubového spoje s malou tloušťkou spojovaných přírub je běžné, že se podle pracovní síly určí předepínací síla šroubů jako její násobek. Obvykle bývá předepínací síla 1,3 až 1,5krát větší než pracovní síla. Při návrhu kotev se postupuje trochu jinak. Vychází se z bezpečnosti proti odlehnutí  $\Psi$ , která je definována jako

$$\psi = \frac{F_{min}}{F_{prac}} \quad (3.8)$$

a její hodnota se volí okolo 0,5 až 0,75.

Tedy z analýzy zatížení traverzy, návrhu počtu a umístění kotev je známo pracovní zatížení jedné kotvy  $F_{prac}$ . Dále se pomocí součinitele proti odlehnutí částí traverzy  $\Psi$  určí  $F_{min}$  a  $F_{max}$ . Význam těchto veličin je znázorněn na obr. 35.

$$F_{min} = \psi \cdot F_{prac} \quad (3.9)$$



$$F_{max} = F_{min} + F_{prac} = F_{prac} \cdot (1 + \psi) \quad (3.10)$$

Z maximální síly v kotvě se provede její dimenzování – spočte se minimální průměr kotvy.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \sigma_D}} \quad (3.11)$$

#### a) Varianta A

Tento minimální průměr je u prvního provedení kotev na jejich dřívku. Rozměr závitu se však neurčuje tak, aby byl jeho minimální průměr podle normy nejbližší vyšší. Minimální průměr se před tím ještě zvýší koeficientem  $p$  cca 0,9. Takže průměr, od kterého se teprve hledá nejbližší vyšší minimální průměr závitu, je

$$d_{3min} = \frac{d_{min}}{p} \rightarrow d_3^A \quad (3.12)$$

Pak se zpětně dopočítá skutečný průměr dřívku prvního provedení  $d_j^A$ .

$$d_j^A = p \cdot d_3^A \quad (3.13)$$

#### b) Varianta B

Zde je minimální průměr  $d_{min}$  v místě zápichu závitu. Stejně jako u předchozího provedení se  $d_{min}$  vydělí koeficientem  $p$  pro zvýšení minimálního průměru závitu kvůli jeho vrubovým účinkům, v normě se vyhledá závit, který má průměr  $d_3$  vyšší, a konečný minimální průměr v zápichu dostaneme zpětně vynásobením minimálního průměru závitu  $d_3$  koeficientem  $p$ .

Polotovary tyče se pak nakoupí podle rozměru závitu  $d$ .

#### c) Varianta C

Průměr dřívku kotvy provedení C se bude počítat stejně jako u provedení A.

$$d_{3min} = \frac{d_{min}}{p} \rightarrow d_3^C \quad (3.14)$$

Z minimálního průměru kotvy se po vydělení koeficientem  $p$  získá průměr, od kterého se bude v normě hledat nejbližší vyšší minimální průměr závitu. Podle toho se určí výsledný rozměr závitu  $d$ .

O něco obtížnější to bude s určením průměru neobrobeného dřívku. Při jeho určování je třeba brát v potaz více věcí. Problém s okujeným povrchem je ten, že je hrubý a obsahuje množství drobných trhlinek, které se mohou vlivem cyklického zatížení šířit, až v kritickém případě dojde k únavovému lomu. Klasický výpočet statické pevnosti však tento aspekt nebere v úvahu. Cestou, kterou lze rozhodnout o vlivu povrchu na pevnost součásti, je výpočet její životnosti. Tomu je věnována následující kapitola.

### 3.4. Životnost a únava materiálu

Informace týkající se životnosti byly čerpány ze zdrojů [1], [4], [5], [6], [15] a [23].

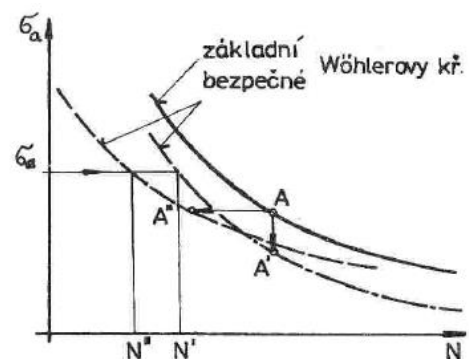
Únava je mezní stav materiálu, kdy se vlivem jeho opakovaného zatížení hromadí drobné poruchy ve struktuře materiálu, které později vedou k rozvoji trhliny a k úplnému poškození materiálu. Pro únavu je příznačné, že přestože jsou hodnoty cyklického napětí menší, než je mez pevnosti daného materiálu, může po určitém počtu kmitů dojít k porušení.

Únava je ve strojírenské praxi jedním z nejdůležitějších mezních stavů. Většina součástí strojů, vozidel a konstrukcí je vystavena cyklickému namáhání. Podle [4] je až 90% provozních poruch součástí strojů způsobeno únavovým lomem. Z toho vyplývá, že by se únavě při navrhování jakýchkoli součástí měla věnovat dostatečná pozornost.

#### 3.4.1. Filosofie dimenzování na únavu

Existují tři základní přístupy k dimenzování na únavu. Nejstarším a stále hojně využívaným přístupem k únavovému dimenzování je dimenzování na **trvalou pevnost** (neomezenou životnost). Většina materiálů po určitém počtu cyklů už dále nevykazuje snižování únavové pevnosti s dalšími přibývajícími cykly. Při tomto způsobu dimenzování se součást navrhne tak, aby normalizovaná amplituda (amplituda při nulovém středním napětí, při které má součást stejnou životnost jako při jejím obecném dynamickém zatížení, které je dané jinou amplitudou a středním napětím) zatěžujícího napětí byla s určitou bezpečností  $k_c$  menší než hodnota meze únavy materiálu  $\sigma_c$ . A to bez ohledu na skutečnost, zda součást opravdu dosáhne kritického počtu cyklů  $N_c$ . Tato filosofie s sebou ovšem nese až zbytečnou robustnost konstrukcí, nízký měrný výkon a efektivnost strojů. Proto se postupem času začaly rozvíjet i jiné způsoby dimenzování.

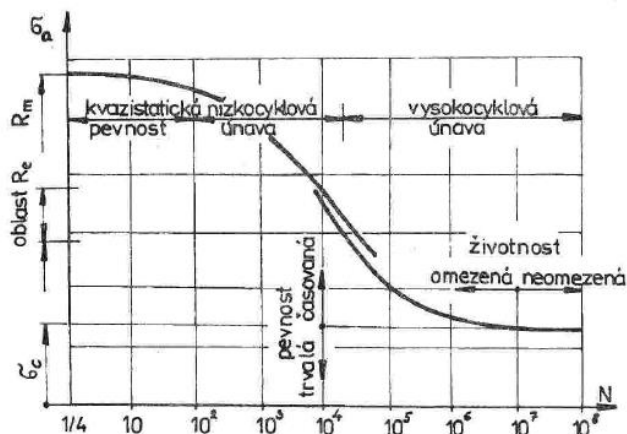
Pokud se připustí vyšší parametry zatěžování s vědomím omezené životnosti, hovoříme o **časované pevnosti**. Tento způsob ovšem vyžaduje mnohem lepší znalost únavových vlastností strojních celků, stejně tak jako přesnější znalost spektra zatěžování. Je to však cesta k optimalizaci konstrukcí. V rámci časované pevnosti lze ještě rozlišit dimenzování konstrukce s **bezpečným životem** (tzv. safe – life). Zde se přípustná doba provozu určí jako menší z životností, které jsou dány posunutím únavové křivky buď ve směru menšího počtu kmitů s bezpečností  $k_n$  nebo menší dovolené amplitudy napětí s bezpečností  $k_\sigma$



Obr. 38 - Bezpečnost časované pevnosti [4]

Druhým způsobem dimenzování v rámci časované pevnosti je dimenzování konstrukce s **přípustným poškozením** – konstrukce bezpečné i při poruše (tzv. damage – tolerate). Toto je modernější způsob, konstrukce musí být navržena tak, aby i při poruše primární součásti konstrukce dokázala přenášet zatížení po dobu nezbytně nutnou k jejímu vyměnění. Tato filosofie s sebou nese často experimentální zkoušení celých konstrukčních celků, vytipování nejslabších míst a následně jejich monitorování za provozu popř. vyhodnocování závažnosti už vzniklých trhlin.

Všechny tyto přístupy však spojuje jedno důležité pravidlo. Čím více je v konstrukci neurčitostí, myšleno např. stav povrchu, vliv tvaru součásti, možné změny spektra zatěžování v porovnání s uvažovaným spektrem..., tím větší bezpečnost je třeba zvolit. Běžná hodnota cyklické bezpečnosti se pohybuje mezi 1,5 až 2,5. V případě větších nejistot ve výpočtu může být ale i vyšší.



Obr. 39 - Wöhlerův diagram - oblasti [4]

### 3.4.1.1. Určení spektra namáhání lisu

Značení lisu CKV 120/140 MN znamená, že kovací síla lisu je 120 MN a pýchovací síla 140 MN. Při pýchování musí být výkovek pokud možno dokonale vycentrován ve středu pracovního prostoru lisu, aby byl rám lisu symetricky zatížen. Naopak při běžném kování se povoluje určitá excentricita, která je úměrná kovací síle.

Při statickém výpočtu musí být všechny součásti lisu dimenzovány na nejvyšší možné zatížení. Tím je tedy pýchování. Nicméně počet pýchovacích zdvihů je mnohonásobně nižší než celkový počet zdvihů lisu. Vysvětlení najdeme v technologii kování. Výkovky mají pro zlepšení svých vlastností předepsaný stupeň prokování, kterého u nich musí být dosaženo. Technolog podle toho navrhne počet pýchovacích cyklů, mezi kterými musí nutně dojít znovu k prodloužení ingotu. V praxi to znamená, že počet pýchovacích zdvihů u velkých výkovků, u kterých síla při pýchování dosahuje hodnot maximální pýchovací síly lisu, bývá řádově dva, maximálně tři denně. Při dvojsměnném provozu zabere zbylý čas zpětné prodlužování ingotu. To však může probíhat s frekvencí až přes 100 zdvihů za minutu. Lis při nich ale zdaleka není zatěžován na své limity.

Hydraulické lisy jsou velice nákladné stroje. Počítá se s tím, že budou v provozu několik desítek let. Není výjimkou, že v některých halách lisy stojí i 50 a více let. Samozřejmě za tu dobu prošly nějakou generální opravou a modernizací, hlavně systému řízení a hydraulických obvodů, kde se toho za poslední roky hodně změnilo. Ale základní části jako traverzy lisu, rámy posuvů a hydraulické válce zůstávají většinou původní.

Pokud bychom předpokládali 3 pýchovací operace denně, čili cca 1000 pýchování ročně, může počet pýchování na samé zatížitelnosti lisu v průběhu celé jeho životnosti dosahovat hodnot  $10^3$  až  $10^4$ . Pohybujeme se tedy na hranici nízko-cyklové a vysoko-cyklové únavy. Co se týče zbytku spektra namáhání, při 10 cyklech za minutu bude počet cyklů odpovídající trvalé pevnosti překročen za dva roky.

Od zákazníka, který lis poptává, můžeme jen těžko očekávat nějaké upřesnění spektra zatěžování lisu. Když už vynakládá takové prostředky k pořízení lisu, nechce se většinou v ničem

omezovat. V průběhu dlouhé životnosti lisu ani nemůže předem odhadnout, na jaké výkivky se bude v budoucnu orientovat. Většinou si nechává lis zkonstruovat i s možností kovat kroužky na dlouhém trnu, přestože je v dohledné době ani nechce vyrábět. Chce mít jenom možnost změnit spektrum svých výrobků, kdyby se za nějaký čas změnila situace na trhu. Čili, měli bychom správně uvažovat s vyplněním zbytku zatěžujícího spektra maximální excentrickou kovací silou, přestože je nepravděpodobné, že tomu tak ve skutečnosti bude.

Dimenzování hydraulických kovacích lisů na časovou pevnost způsobem damage – tolerance nepřichází v úvahu. Jednotlivé součásti jsou příliš nákladné, robustní a obtížně demontovatelné, abychom mohli připustit jejich eventuální výměnu v průběhu životnosti lisu. Vyrobit nějaký konstrukční uzel kvůli experimentálním zkouškám životnosti by se také silně nevyplatilo. Tento přístup se uplatňuje u strojů, které jsou vyráběny sériově, a vyrobení nějakého konstrukčního celku navíc pouze pro tyto zkoušky nehraje velkou roli ve srovnání s tím, kolik by se mohlo ušetřit na materiálu. Navíc se tím eliminuje hrozba nutnosti stažení celé série v situaci, když by se ukázalo, že nějaká součást po určitém počtu cyklů odchází. V kusové výrobě však tento způsob dimenzování nemá opodstatnění.

Vzhledem k tomu, že maximální excentrická kovací síla je pouze o 10 až 20% nižší než maximální pýchovací síla lisu, a vzhledem k tomu, že je prakticky nemožné určit zatěžovací spektrum nějak přesněji, je i dimenzování typu safe-life špatně proveditelné. Stále by zde bylo dost nepřesností, které bychom museli vzít v úvahu při volbě koeficientů bezpečnosti. Ty by byly tak vysoké, že by případná úspora materiálu ve srovnání s dimenzováním na trvalou pevnost byla zanedbatelná.

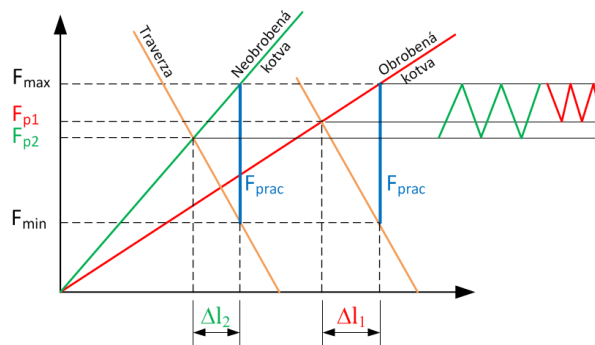
Proto budou kotvy s obrobeným dřikem – provedení A a kotvy s neobrobeným dřikem – provedení C počítány na trvalou pevnost při zatížení maximální pýchovací silou. To, že ve skutečnosti nebude nikdy dosaženo  $10^6$  pýchovacích operací, pak zohledníme v akceptování nižšího součinitele bezpečnosti. Hodnotu větší než dvě budeme považovat za dostačující.

### 3.4.2. Životnost kotev

Kotvy na spojování dělených traverz byly v minulosti dimenzovány pouze staticky na maximální sílu v kotvě předepjatého spoje. Ovšem dřík kotvy se vždy obráběl na pěknou drsnost. Abychom mohli zanést do dimenzování i vliv horšího povrchu kotvy, porovnáme obrobenou a neobrobenou variantu kotvy nejenom podle koeficientu statické bezpečnosti, ale i dynamické bezpečnosti.

Abychom dosáhli shodného koeficientu dynamické bezpečnosti, můžeme už předem konstatovat, že neobrobená kotva bude muset být silnější než obrobená kotva. Je to způsobené právě špatným vlivem horšího povrchu na životnost kotvy. Kotva s větším průměrem dříku bude ale také tužší. Pokud vyjdeme z předem popsaného způsobu určení maximální síly v kotvě jako násobku pracovní síly, bude maximální síla stejná u obou variant.

Za předpokladu, že budeme u obou typů kotev uvažovat stejnou spojovanou traverzu, respektive traverza bude mít u obou variant stejnou tuhost, bude muset být kotva předepnuta jinou silou. Z obr. 40



Obr. 40 - Obrobená vs. neobrobená kotva

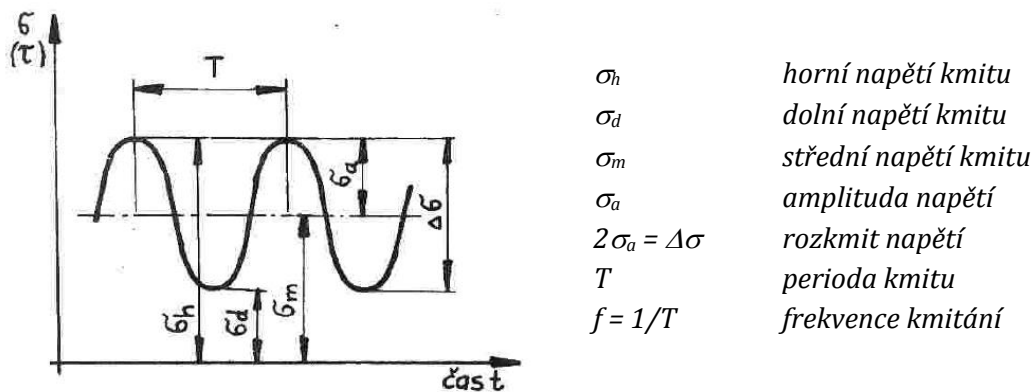
je patrné, že menší předepínací síla je u tužší, čili neobrobené kotvy.

Axiální síla v kotvě bude tedy kolísat mezi předepínací a maximální silou. U neobrobené kotvy bude rozdíl těchto sil větší, ovšem absolutní hodnoty napětí budou na větším průměru naopak menší.

### 3.4.3. Základní pojmy životnosti

[5],[4] Kmitavá zatížení, jimiž jsou konstrukce ve svém provozu zatíženy, mají obvykle složitý, nepravidelný časový průběh, často ne předem přesně určitelný. Aby bylo možné použít toto zatížení k dimenzování na životnost, je třeba ho nejprve zpracovat pomocí různých statistických metod.

Veličiny užívané v únavě materiálu jsou vymezeny normou ČSN 42 0362. Typické cyklické napětí lze popsat podle obr. 41, kde



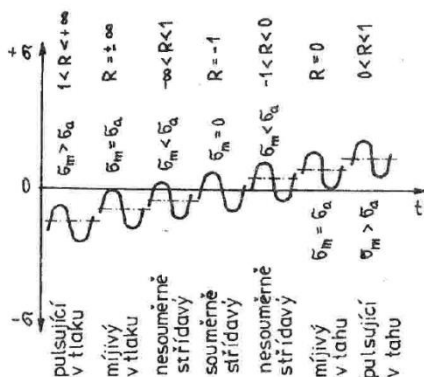
Obr. 41 - Dynamické zatížení [4]

Velikost kmitu lze jednoznačně popsat dvojicemi hodnot  $\sigma_h$  a  $\sigma_d$  nebo  $\sigma_m$  a  $\sigma_a$ . Podle koeficientu nesouměrnosti kmitu, který je definován jako

$$R = \frac{\sigma_d}{\sigma_h} \quad (3.15)$$

rozlišujeme několik základních typů kmitavého napětí. Tyto typy jsou zobrazeny na obr. 42. Je zřejmé, že kotvy jsou namáhány pulzujícím napětím v tahu.

Při vyhodnocování životnosti se nejlépe pracuje s dvojicí hodnot  $\sigma_m$  a  $\sigma_a$ . Pro přepočítání dolního a horního napětí na střední napětí a amplitudu platí následující jednoduché rovnice. V kontextu namáhání kotev je dolní napětí kmitu  $\sigma_d$  rovno napětí při předepínací síle a horní napětí kmitu  $\sigma_h$  je ekvivalentní napětí při maximálním zatížení kotvy.



Obr. 42 - Druhy dynamického zatížení [4]

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} = \frac{\sigma_h}{2} (1 + R) \quad (3.16)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} = \frac{\sigma_h}{2} (1 - R) \quad (3.17)$$

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_a} = \frac{(1 + R)}{(1 - R)} \quad (3.18)$$

### 3.4.3.1. Křivky životnosti

Únavové vlastnosti se získávají ze statistického vyhodnocování výsledků únavových zkoušek. Zkoušky se provádějí na buď normalizovaných zkušebních vzorcích, výsledky pak vypovídají o vlastnostech zkoušeného materiálu, nebo se provádějí přímo na součástech a částech strojů, které v sobě už nesou vlivy vrubů, spojů, kvality povrchu a podobně. Při měkkém zatěžování – řízené napětí, se výsledky materiálových zkoušek zakreslují do souřadného systému napětí – počet kmitů do poruchy, při vyhodnocování složitějších celků se lze ale častěji setkat s grafy zatížení – počet kmitů do poruchy. Při tvrdém zatěžování, kdy se řídí deformace je výstupem křivka v souřadnicích amplituda, či rozkmit poměrné deformace – počet kmitů, popřípadě půl-kmitů do poruchy.

#### a) Základní únavová křivka napětí

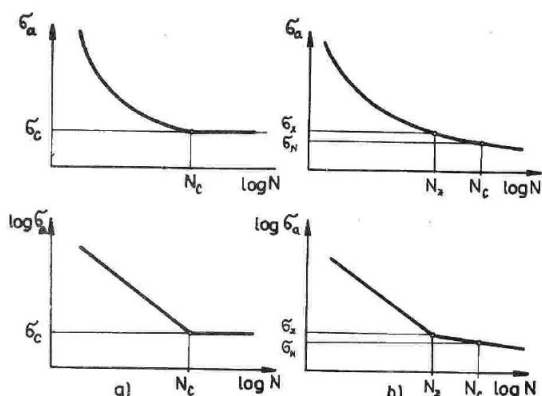
Základní únavová křivka napětí – Wöhlerova křivka, je výstupem z únavové zkoušky při měkkém zatěžování. Udává závislost amplitudy souměrného napětí na počtu kmitů do poruchy. Bývá zobrazována buď v semilogaritmických souřadnicích, nebo častěji logaritmických souřadnicích (obr. 43). Wöhlerova křivka se vyznačuje jedním významným zlomovým bodem, kterému se říká mez únavy. Mez únavy má souřadnice – báze, trvalá pevnost  $[N_c; \sigma_c]$ . Za tímto bodem už u většiny ocelí neklesá amplituda zatížení s dalšími kmity do poruchy. U hliníkových slitin a vysoko-pevnostních slitinových ocelí se však pouze změnil sklon klesání Wöhlerovy křivky.

K analytickému popsání Wöhlerovy křivky existuje mnoho modelů. Nejjednodušší a většinou plně dostačující je model, který v logaritmických souřadnicích nahrazuje první část křivky, až do meze únavy, přímkou. Analytický popis platí pro amplitudy mezi mezí kluzu a mezí únavy.

$$\log N + w \cdot \log \sigma_a = konst. \quad (3.19)$$

$$N \cdot \sigma_a^w = C \quad (3.20)$$

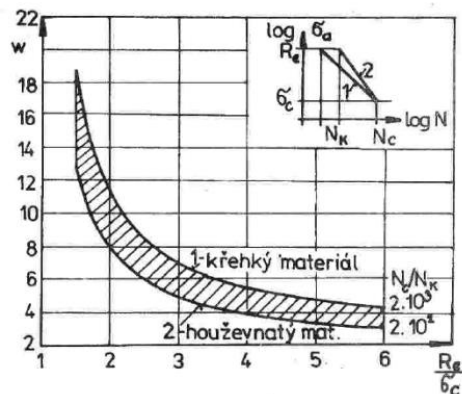
$C$  a  $w$  jsou materiálové konstanty. Pokud známe amplitudu na mezi únavy, postačuje k rekonstrukci Wöhlerovy křivky konstanta  $w$ , která je závislá zejména na poměru meze kluzu k mezi únavy materiálu. Tato závislost je graficky vyjádřena na následujícím obrázku. Zbývající konstantu  $C$  pak snadno dopočteme podle vztahu (3.20).



Obr. 43 - Wöhlerova křivka [4]

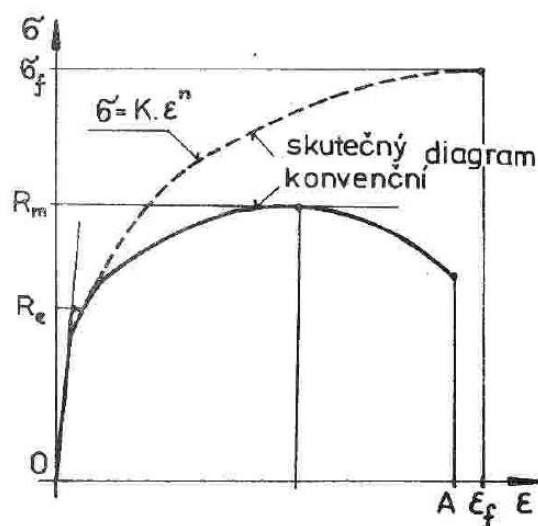
Vztah (3.20) lze upravit na tvar

$$\sigma_a = A \cdot N^B = \sigma_f'(2 \cdot N)^b \quad (3.21)$$



Obr. 44 - Materiálová konstanta  $w$  [4]

Tento tvar se k popisu Wöhlerovy křivky také velice často používá.  $A$ ,  $B$  a  $b$  jsou materiálové konstanty a  $\sigma_f'$  je součinitel únavové pevnosti, který se v praxi může brát roven skutečnému lomovému napětí  $\sigma_f$ . Rozdíl meze pevnosti a skutečného lomového napětí spočívá ve způsobu vyhodnocení tahové zkoušky. Mez pevnosti  $R_m$  koresponduje se smluvním diagramem tahové zkoušky, kde je maximální tahová síla při zkoušce vztažena k počátečnímu průřezu zkoušeného vzorku. Ve skutečnosti se ale u tvárných materiálů v průběhu zkoušky začne tvořit takzvaný krček, který se stále více zužuje, až v něm dojde k porušení materiálu. Pokud sílu, při které došlo k porušení, vydělíme skutečným průřezem tyčky v místě konečného krčku, získáme hodnotu skutečného lomového napětí  $\sigma_f$ .



Obr. 45 - Diagram tahové zkoušky [4]

Konstanty  $A$ ,  $B$ ,  $b$  a  $\sigma_f'$  namátkou pro některé konstrukční materiály jsou uvedeny v následující tabulce.

Materiál	$R_e$ [MPa]	$R_m$ [MPa]	$\sigma_f'$	$A$	$B = b$
DIN C15 (ČSN 12023)	227	415	976	886	-0,140
DIN 42CrMo4 (ČSN 15142)	1584	1757	1937	1837	-0,0762
35CrNiMo6	1103	1172	1758	1643	-0,0977

Tab. 6 - Únavové konstanty vybraných materiálů [5]

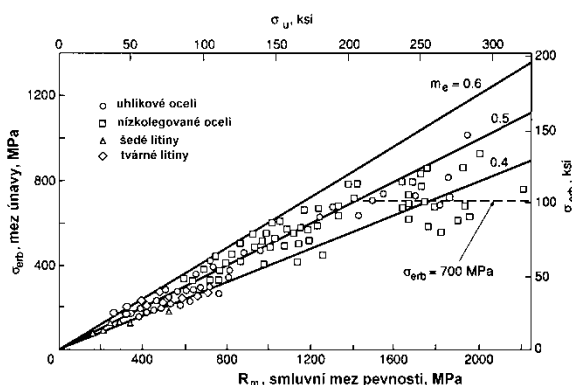
Pokud při návrhu nějaké součásti potřebujeme znát Wöhlerovu křivku daného materiálu a nemáme ji k dispozici, dá se její průběh přibližně odhadnout. Nejjednodušší metoda je metoda podle Collinse, která platí pro tvárné oceli a litiny, které mají pevnost menší než  $R_m = 1200$  MPa. Navrhuje udělat v  $\log\text{-}\log$  souřadnicích Wöhlerova diagramu dvě čáry. První z nich spojuje bod statické pevnosti  $R_m$  při 0 cyklech a mez únavy, kterou odhaduje na polovině hodnoty meze pevnosti  $R_m$  při  $10^6$  cyklech. Druhá čára je vodorovná z meze únavy.

Existují i jiné, přesnější odhady základní únavové křivky napětí. Namátkou podle Juvinalla nebo Shigleyho. Jejich zpřesnění spočívá v tom, že do diagramu přidávají ještě třetí bod – mezní amplitudu napětí při  $10^3$  cyklu a hodnotu napětí na mezi pevnosti určují přesněji podle typu materiálu. Pro Wöhlerovu křivku součásti pak do jejího zkonstruování implementují i ostatní vlivy ovlivňující životnost, jako je charakter zatížení, kvalita povrchu, velikost součásti, vruby a podobně.

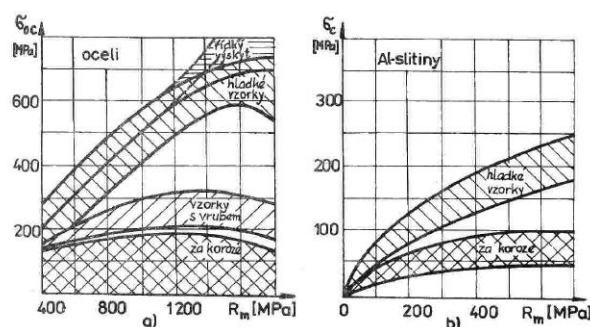
Jelikož jsme se rozhodli posuzovat životnost kotev z hlediska bezpečnosti proti mezi únavy, nezajímá nás tolik ani průběh Wöhlerovy křivky v oblasti omezené životnosti. Zaměříme se spíše na přesnější odhadnutí právě hodnoty amplitudy napětí na mezi únavy. Samozřejmě je přesnější, pokud se použijí výsledky konkrétních experimentů, Smithovy a Haighovy diagramy daných materiálů, ovšem ty většina firem běžně k dispozici nemá, jelikož se tyto údaje v běžných materiálových listech neuvádějí.

Obecně lze říci, že u běžných ocelí s mezí pevnosti roste i mez únavy materiálu. Ovšem pouze do určité hodnoty meze pevnosti. Nad touto hodnotou má mez únavy hodnotu cca 700 MPa bez ohledu na to, jakou statickou pevnost materiál vykazuje (obr. 46). Z velké míry to souvisí s tím, že vysoce-pevné materiály mají také kvůli zušlechtnění menší tažnost. A právě materiály s větší tažností snáze odolávají únavovým porušením.

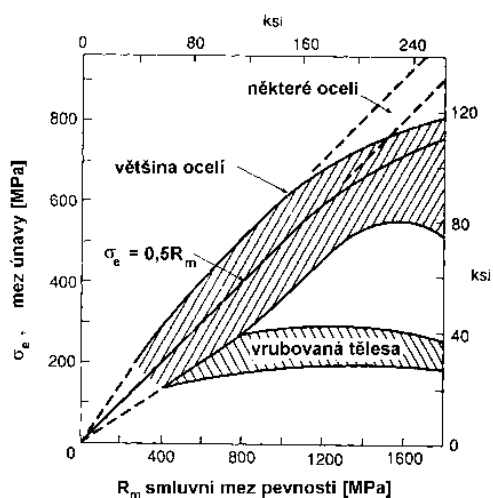
Také vruby a korozní prostředí stírají rozdíl mezi únav běžných konstrukčních a ušlechtilých ocelí.



Obr. 46 - Závislost meze únavy na pevnosti 1 [6]  
Pro hladké vzorky byly experimentálně určeny amplitudy meze únavy pro různé druhy zatěžování při malé pravděpodobnosti poruchy P=1%. Součinitele byly určeny SVÚM Praha 1974.



Obr. 47 - Závislost meze únavy na pevnosti a povrchu [4]  
určeny amplitudy meze únavy pro různé druhy poruchy P=1%. Součinitele byly určeny SVÚM



Obr. 48 - Závislost meze únavy na pevnosti 2 [5]

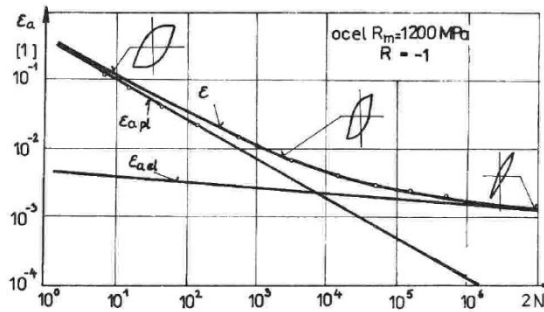
Typ namáhání	mez únavy oceli
Střídavý tah-tlak	$\sigma_c = 0,35 R_m$
Míjivý tah	$\sigma_{MC} = 0,61 R_m$
Střídavý ohyb	$\sigma_{eC} = 0,43 R_m$
Střídavý krut	$\tau_c = 0,25 R_m$ resp. $\tau_c = 0,58 R_m$ (HMH)

Tab. 7 - Závislost meze únavy na druhu zatížení [4]

### b) Základní únavová křivka deformace

Základní únavová křivka deformace je výsledkem únavové zkoušky s tvrdým zatěžováním. Tento typ zkoušky je výhodnější při zkoumání životnosti při amplitudách nízko-cyklové únavy, kde malým změnám napětí odpovídá podstatně větší změna poměrných deformací. Je to způsobeno větším podílem plastických deformací v materiálu, kde po překročení meze kluzu významně klesá tuhost. Základní únavová křivka je také známa pod názvem Manson-Coffinova. Na svislou osu se vynáší amplituda poměrné deformace, která se skládá z elastické a plastické složky. Z následujícího obrázku je patrné, že plastická složka pozbývá významu s rostoucím počtem cyklů do poruchy. A podobně jako u Wöhlerova diagramu, na vodorovnou osu x se vynáší počet kmitů nebo půlkmitů do únavového porušení vzorku.





Obr. 49 - Základní únavová křivka deformace [4]

Plastickou složku deformace lze vyjádřit Manson-Coffinovou závislostí

$$\varepsilon_{apl} = \varepsilon_f' (2 \cdot N)^c \quad (3.22)$$

kde  $\varepsilon_f'$  je součinitel únavové tažnosti a  $c$  je exponent únavové tažnosti. S použitím vztahu (3.21) společně s Hookovým zákonem lze pak vyjádřit celou Manson-Coffinovu křivku.

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ael} + \varepsilon_{apl} = \frac{\sigma_f'}{E} (2 \cdot N)^b + \varepsilon_f' (2 \cdot N)^c \quad (3.23)$$

### c) Haighův diagram

Zatímco základní únavové křivky vypovídají o životnosti při souměrně kmitavém zatěžování, v praxi jsou součásti zatěžovány častěji nesymetricky. Příkladem mohou být kotvy traverz lisů, kde se podobně jako u předeptutého šroubového spoje napětí pohybuje pouze v tahové oblasti. Experimenty bylo zjištěno, že hodnota mezní amplitudy klesá s velikostí předpětí. Pokud je naopak předpětí mírně tlakové, mezní amplituda naopak roste. K vyjádření závislosti mezní amplitudy na předpětí se nejčastěji používá Haighův nebo Smithův diagram.

Haighův diagram má osy souřadnicového systému předpětí a amplitudu, při které dojde k lomu při daném počtu cyklů. Z toho vyplývá, že pro každý počet cyklů do lomu je potřeba zvláštní Haighův diagram. Nejčastěji je se lze však setkat s Haighovy diagramy pro trvalou pevnost, tj. pro  $10^6$  cyklů.

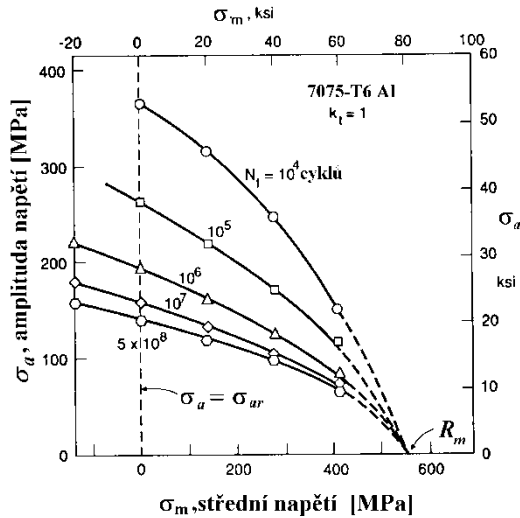
Haighova křivka se dá vyjádřit vztahem

$$\sigma_A = \sigma_c \cdot \left[ 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_F} \right)^k \right] \quad (3.24)$$

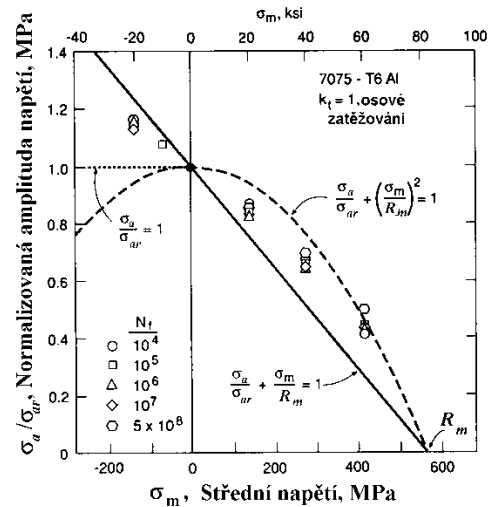
kde  $\sigma_A$  je mezní amplituda,  $\sigma_c$  je mezní amplituda souměrně kmitavého zatížení při daném počtu cyklů, čili při střední složce napětí  $\sigma_m$  rovné nule.  $\sigma_F$  je pak fiktivní napětí, které závisí na charakteru namáhání a statické pevnosti materiálu. Pro osově namáhání je  $\sigma_F$  stejná jako mez pevnosti  $R_m$ , pro ohyb se hodnota  $\sigma_F$  pohybuje mezi 1,5 až 1,7 krát  $R_m$ , a pro krut je fiktivní napětí mezi 0,7 a 0,8 násobku meze pevnosti materiálu  $R_m$ . Exponent  $k$  rozlišuje druh materiálu. Pro houževnaté materiály se užívá  $k$  rovno dvěma. Výsledkem je mocninná funkce, tak se vztah často zjednodušuje na lineární funkci při použití  $k$  rovno jedné. Pro křehké materiály je  $k$  menší než jedna. Většinou je nežádoucí, aby materiál překročil mez kluzu, tak se bezpečná oblast amplitud v Haighově diagramu omezuje ještě přímkou spojující meze kluzu materiálu  $R_e$  na obou osách.

Na obr. 50 je příklad Haighova diagramu pro slitinu hliníku. Je zde jasně vidět, že pro dosažení větší životnosti při stejném předpětí je nutno snížit zatěžující amplitudu. Na druhém obrázku je porovnání rovnice (3.24) s experimentem. Exponent  $k$  se pro daný materiál pohybuje mezi hodnotami jedna a dva. Je zde použito trochu odlišné značení,  $\sigma_{ar}$  koresponduje s  $\sigma_c$ ,  $\sigma_a$  s  $\sigma_A$  a

experiment byl prováděn za osového zatěžování, kde  $\sigma_F$  se rovná mezi pevnosti  $R_m$ . Z obr. 51 je dále patrné, že při záporném předpětí mezní amplituda roste.



Obr. 50 - Haighovy diagramy rozdílných životností [5]



Obr. 51 - Vliv předpětí na velikost mezní amplitudy [5]

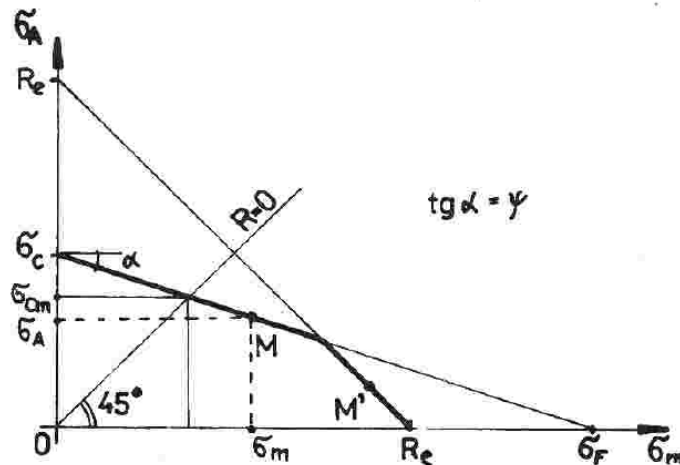
Na obr. 52 je často používaný, zjednodušený Haighův diagram včetně omezení mezi kluzu materiálu. Pokud vyjádříme citlivost  $\psi$  poměrem mezní amplitudy rovnoměrného střídavého napětí a fiktivního napětí (3.25), můžeme vztah (3.24) při uvažování  $k = 1$ , přepsat do tvaru (3.26).

$$\psi = \frac{\sigma_c}{\sigma_F} \quad (3.25)$$

$$\sigma_A = \sigma_c - \psi \cdot \sigma_m \quad [MPa] \quad (3.26)$$

Pro bod  $M$  na mezní čáře obr. 52 tedy platí rovnice (3.26) a pro bod  $M'$  na čáře kluzu podobně rovnice (3.27)

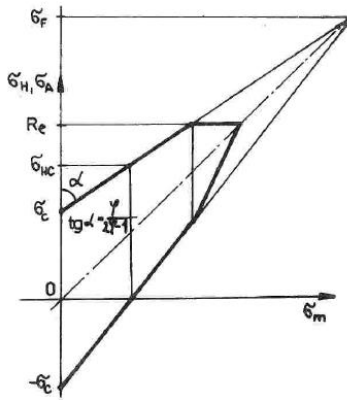
$$\sigma_A = R_e - \sigma_m \quad (3.27)$$



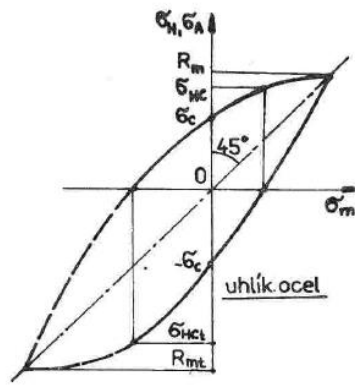
Obr. 52 - Zjednodušený Haighův diagram [4]

#### d) Smithův diagram

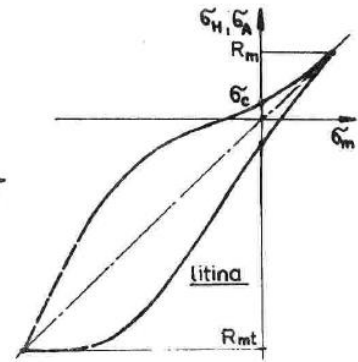
Smithův diagram je obdobou Haighova diagramu. Udává závislost mezní amplitudy napětí, která je vynášena od osy prvního kvadrantu, nebo taktéž závislost horního a spodního napětí na předpětí při daném počtu cyklů. Jako u Haighova diagramu se i Smithův diagram zobrazuje častěji zjednodušený do lineárních závislostí včetně omezení mezi kluzu materiálu – obr. 53.



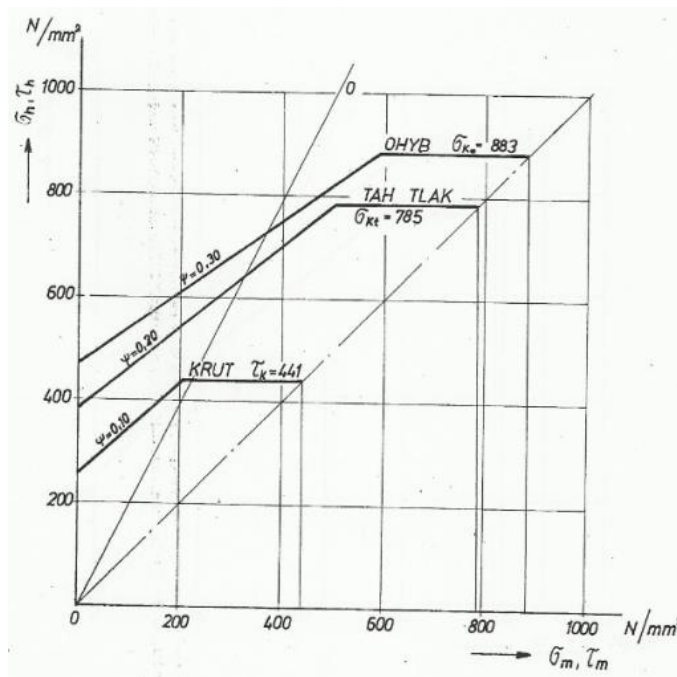
Obr. 53 - Zjednodušený Smithův diagram [4]



Obr. 54 - Experimentální Smithův diagram [4]



Příkladem Smithova diagramu Nikl-chrom-molybdenové kalené oceli 36CrNiMo4+QT, která je díky svým dobrým pevnostním hodnotám vhodná jako materiál pro výrobu kotev spojujících části dělených traverz, je na následujícím obrázku.



Obr. 55 - Smithův diagram - 36CrNiMo4+QT [23]

### 3.4.3.2. Bezpečnost

Z Haighova diagramu lze velice názorně vyjádřit únavovou bezpečnost. Body A a B na obr. 56 představují dvě různá cyklická namáhání. To je dáno kombinací střední složky napětí a amplitudy. Při počítání bezpečnosti se vychází z nejvyšší hodnoty napětí, ta nastane při maximální amplitudě. Tedy

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (3.28)$$

Bezpečnost je obecně podíl nějakého mezního napětí, ve kterém dojde k porušení materiálu, a maximálního napětí v součásti. Při výpočtu statického zatěžování je tímto mezním stavem mez pevnosti. Podobně při cyklickém namáhání je mezním stavem kombinace předpětí a amplitudy kmitání, při které dojde po určitém počtu cyklů k únavovému lomu. V Haighově diagramu leží toto mezní cyklické namáhání na přímce spojující mez únavy při nulovém předpětí a fiktivní napětí při nulové amplitudě. Pokud zkušební vzorek zatěžíme tahem, je fiktivní napětí rovno mezi pevnosti materiálu. Z toho je jasně vidět korespondence těchto dvou podmínek. Pokud se

bude snižovat amplituda cyklického namáhání až na nulu, stane se z něho statické zatěžování a k lomu dojde na mezi pevnosti materiálu.

Většinou ale považujeme za mezní stav materiálu jeho mez kluzu, přestože tam k lomu ještě nedojde. Proto je modrá oblast obr. 56 – oblast, kde nedojde k lomu, ohraničená ještě přímkou, spojující mez kluzu na obou osách.

Když posuneme hraniční přímky modré oblasti směrem k počátku souřadného systému, dostaneme menší, takzvanou bezpečnou oblast namáhání. Jinými slovy, pokud přímky posuneme například na polovinu vzdálenosti, budou všechny kombinace předpětí a amplitudy, nacházející se v této zelené – bezpečné oblasti obr. 56 minimálně s bezpečností dva.

Jakékoliv cyklické namáhání (kombinace předpětí a amplitudy) se pak pro vyjádření jeho bezpečnosti porovnává s mezním namáháním, ležícím na přímce, která spojuje počátek soustavy souřadnic a posuzované namáhání. Graficky je to znázorněno rovněž na obr. 56, obecně v následujících rovnicích

$$k_A = \frac{\sigma_{hA}}{\sigma_{hA}} = \frac{\sigma_{aA} + \sigma_{mA}}{\sigma_{aA} + \sigma_{mA}} \quad (3.29)$$

$$k_B = \frac{\sigma_{hB}}{\sigma_{hB}} = \frac{\sigma_{aB} + \sigma_{mB}}{\sigma_{aB} + \sigma_{mB}} \quad (3.30)$$

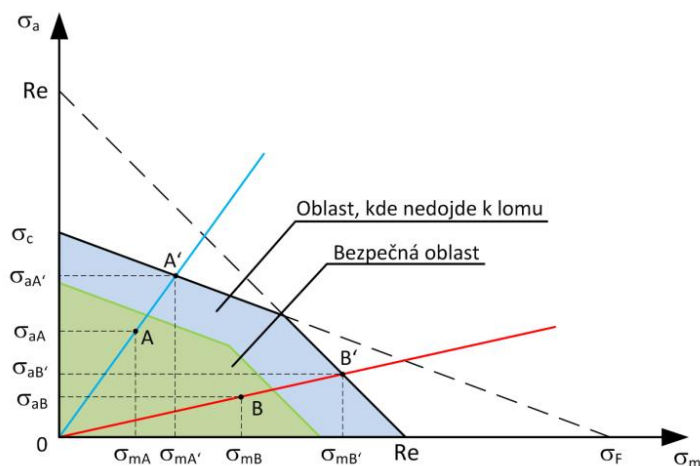
Bezpečnosti lze dále vyjádřit pomocí materiálových konstant  $\sigma_c$  a  $\sigma_F$ , popřípadě meze kluzu  $Re$ .

$$k_A = \frac{1}{\frac{\sigma_{aA}}{\sigma_c} + \frac{\sigma_{mA}}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{1}{k_a} + \frac{1}{k_m}} \quad (3.31)$$

$$k_B = \frac{Re}{\sigma_{aB} + \sigma_{mB}} = k_{stat} \quad (3.32)$$

Ze vztahu (3.32) je patrné, že pokud je cyklické namáhání  $B$  posuzováno srovnáním s mezí kluzu  $Re$ , jedná se vlastně o statický výpočet. Bezpečnost se vyjádří klasicky jako podíl meze kluzu  $Re$  a maximálního napětí, které je součtem předpětí a amplitudy cyklického namáhání. Takže přestože jde o cyklické namáhání, únavové vlastnosti materiálu zde nehrají roli.

Pokud nevíme, jestli je součást ohrožena únavovým lomem nebo překročením meze kluzu materiálu, spočteme obě bezpečnosti a jako směrodatnou budeme brát tu menší z nich.



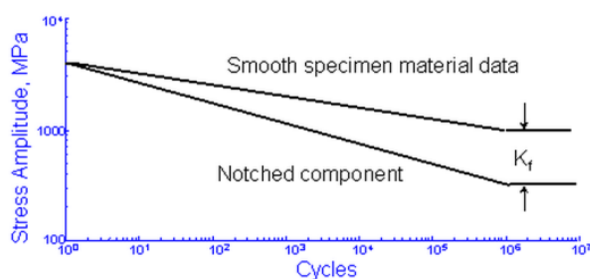
Obr. 56 - Statická a dynamická bezpečnost

### 3.4.4. Další faktory ovlivňující únavovou pevnost součástí

Životnost reálných součástí se od životnosti materiálu, zjištěné na leštěných vzorcích, zásadně liší. Je to způsobeno mnoha faktory, které se na zkušebních vzorcích nevyskytují. Těmito faktory jsou hlavně vruby, velikost součásti, kvalita povrchu, druh namáhání, frekvence zatěžování a teplota. Jak jednotlivé vlivy zredukuje výslednou únavovou pevnost, se dá vyjádřit pomocí jejich součinitelů. Výsledný vztah pro trvalou pevnost reálné součásti v konkrétním místě, redukovanou nejnižšími faktory, tedy vypadá takto

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{k_{sf} \cdot k_l \cdot k_{size}}{k_f} \quad (3.33)$$

Konkrétní hodnoty součinitele povrchu  $k_{sf}$ , součinitele velikosti součásti  $k_{size}$ , charakteru zatížení  $k_l$  a vrubového součinitele  $k_f$  budou popsány dále. Je dobré si uvědomit, že součinitele ovlivňují hlavně únavovou pevnost. Statická pevnost zůstává zhruba stejná. Na následujícím obrázku je zobrazena Wöhlerova křivka vrubované součásti (*notched component*) ve srovnání s Wöhlerovou křivkou zkušebního vzorku.



Obr. 57 - Wöhlerova křivka hladké a vrubované součásti [15]

#### 3.4.4.1. Vruby

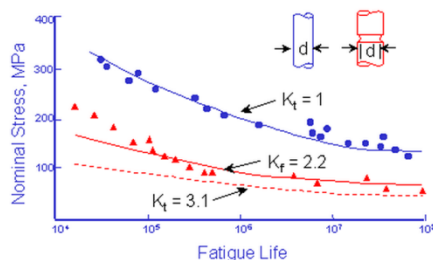
Vruby rozlišujeme konstrukční, metalurgické (nehomogenita materiálu) a technologické (stopy po nástroji, přechod struktur po chemicko-tepelném zpracování). Pod pojmem konstrukční vruby jsou myšleny všechny tvarové změny součástí jako osazení, zápichy, díry a podobně. Jejich nebezpečí spočívá v tom, že zvyšují špičky kmitavých napětí, zmenšují vliv střední složky napětí, snižují mez únavy a zmenšují vliv absolutní velikosti součásti. Ze všech ostatních redukujících faktorů mají vruby na životnost součásti největší vliv. Proto je třeba je při konstrukci součástí co nejvíce eliminovat.

Každý tvar vrubu má svůj charakteristický součinitel koncentrace napětí, který je závislý pouze na geometrii a způsobu namáhání součásti. Tento součinitel  $k_t$  vyjadřuje podíl maximálního napětí ve vrubu a nominálního napětí v místě vrubu, které bychom dostali klasickým výpočtem se zanedbáním vlivu vrubu.

$$k_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (3.34)$$

Součinitele koncentrace napětí se obvykle získávají experimentálně nebo nově s pomocí numerických metod. Výsledky z těchto výzkumů se pak shromažďují v různých příručkách a učebnicích.

Logicky by se tedy dalo vyvodit, že životnost vzorku bez vrubu namáhaného napětím  $\sigma = \sigma_{nom}$  a vzorku s vrubem namáhaným stejným napětím  $\sigma = \sigma_{nom} \cdot k_t$  bude stejná. Skutečnost je ale jiná. Vzorek s vrubem vykazuje větší životnost než vzorek bez vrubu, ačkoliv jsou oba zatíženy stejným maximálním napětím. Tento fakt není ještě zcela fyzikálně objasněn, nicméně existuje mnoho experimentálních metod, jak určit skutečný součinitel vrubu  $k_f$ .



Obr. 58 - Rozdíl mezi součinitelem koncentrace napětí a součinitelem vrubu [15]

Jednou z cest je definování vrubové citlivosti  $q$

$$q = \frac{k_f - 1}{k_t - 1} \quad (3.35)$$

Pokud má vrub maximální možný vliv a tedy  $k_f$  je rovno  $k_t$ , pak se  $q$  rovná jedné. Pokud naopak vrub nemá žádný vliv a  $k_f$  je rovno jedné, pak vrubová citlivost je rovna nule. Vrubová citlivost je závislá na materiálu a poloměru vrubu. Roste s poloměrem vrubu a s mezí pevnosti materiálu. Tedy rozdíl mezi  $k_t$  a  $k_f$  je větší v případě tvárných materiálů s ostrým vrubem, naopak velká vrubová citlivost je u méně tvárných materiálů s neostrými vruby.

Pro zjištění konkrétní hodnoty vrubové citlivosti existuje mnoho teorií. Jednou z velice častých používaných v praxi je Petersonova metoda, která definuje  $q$  jako

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad (3.36)$$

$\rho$  je poloměr vrubu a  $\alpha$  je materiálová konstanta viz tabulka níže.

duralové slitiny	$\alpha = 0,510 \text{ mm}$
žíhané nebo normalizované nízkouhlíkové oceli	$\alpha = 0,250 \text{ mm}$
kalené a popouštěné oceli	$\alpha = 0,064 \text{ mm}$
oceli s $R_m$ větší než 550 MPa	$\alpha = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{R_m}\right)^{1,8} \text{ mm}$

Tab. 8 - Materiálová konstanta  $\alpha$  pro (3.36)

Pokud zkombinujeme vztah (3.35) s Petersenovým vyjádřením vrubové citlivosti, dostaneme vztah přímo pro vyjádření součinitele vrubu  $k_f$ .

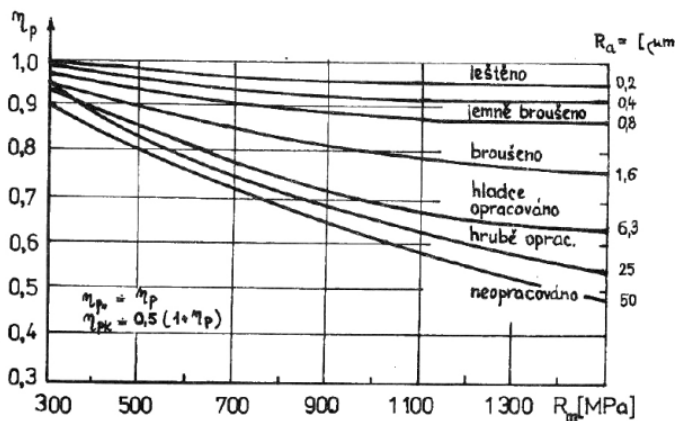
$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad [-] \quad (3.37)$$

Podobné vztahy pro vyjádření vrubové citlivosti definované například Neuberem, Heywoodem, Němcem... lze najít například v literatuře [4] nebo [6].

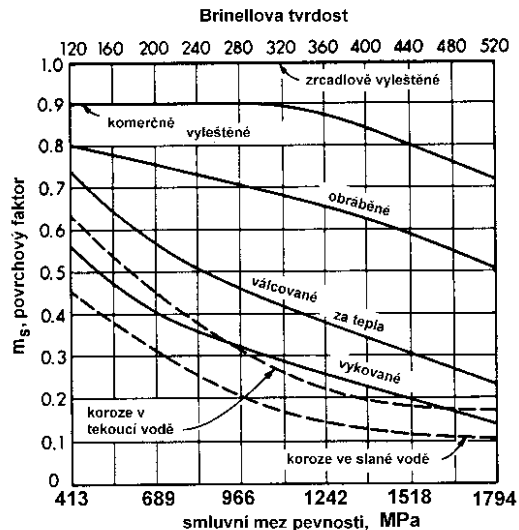
Přestože mají kotvy velice jednoduchý válcový tvar, lze na nich najít konstrukční vruby. Jsou jimi přechody z průměru dířku na průměr závitu. Nicméně vrub v tomto přechodu průměrů je naprosto zanedbatelný v porovnání s vrubem v závitu.

### 3.4.4.2. Kvalita povrchu

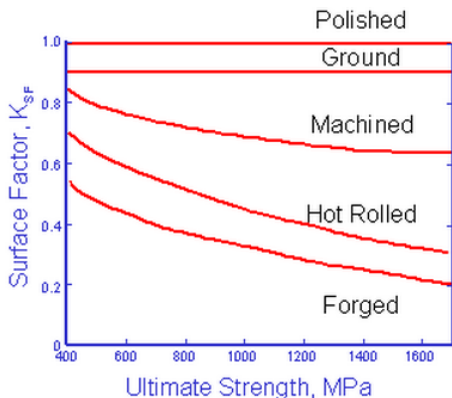
Na povrchu se iniciuje naprostá většina únavových trhlin. Proto má kvalita povrchu na životnost podstatný vliv. Všechny stopy po nástroji, rýhy, rez nebo nerovnosti fungují jako koncentrátoři napětí. Jak bylo napsáno o kapitole výše, materiály s vyšší pevností jsou náchylnější ke vrubům. Z toho plyne, že vysokopevné, ušlechtilé oceli jsou na kvalitu povrchu citlivější než nízkouhlíkové konstrukční oceli. Proto je součinitel jakosti povrchu  $k_{sf}$  závislý jak na drsnosti povrchu, tak na pevnosti materiálu.



Obr. 59 - Součinitel kvality povrchu 1 [4]



Obr. 60 - Součinitel kvality povrchu 2 [6]



Obr. 61 - Součinitel kvality povrchu 3 [15]

	$\alpha$	$\beta$
Ground	1.58	-0.085
Machined	4.51	-0.265
Hot Rolled	57.7	-0.718
Forged	272	-0.995

Tab. 9 - Koefficienty pro (3.38) [15]

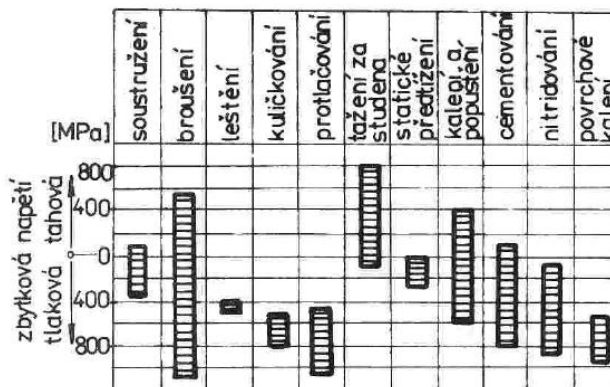
K určení součinitele jakosti povrchu lze použít i jednoduchý vzoreček

$$k_{sf} = \alpha \cdot Rm^\beta \quad (3.38)$$

koeficienty  $\alpha$  a  $\beta$  při několika základních úpravách povrchu lze najít v tab. 9.

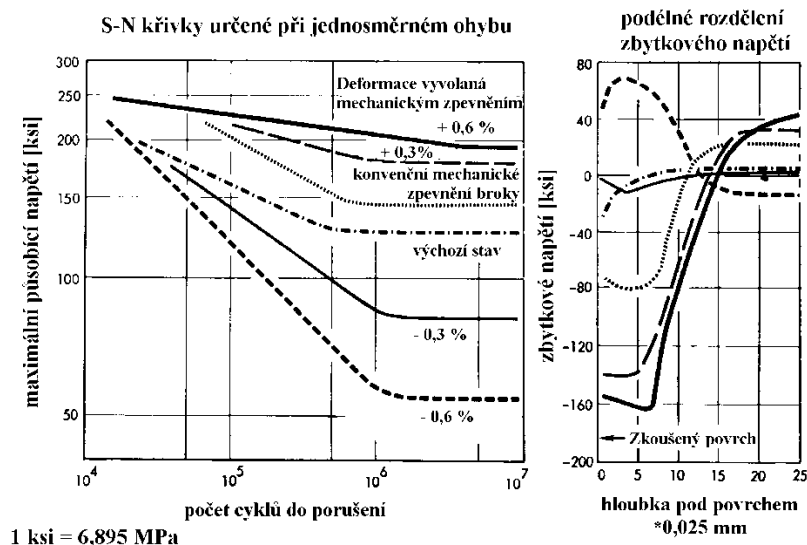
Kotvy spojující traverzy kovacích lisů se vyrábějí z kvalitních materiálů. Mez pevnosti může být klidně až 1000 MPa. Z grafů je vidět, že únavová pevnost kovaných, neobrobených kotev klesá až o 50% oproti obrobeným.

Stav povrchu nemusí však únavovou odolnost materiálu ovlivnit pouze negativně. Pokud v povrchové vrstvě vyvodíme nějakým způsobem tlakové předpětí, má povrch tendenci všechny vznikající trhlinky svírat a bránit tak jejich růstu. Tlakové předpětí se dá vyvodit zdeformováním povrchové vrstvy tahovou plastickou deformací. Příkladem takové povrchové úpravy je kuličkování nebo válečkování, které dokáže zvednout mez únavy o 20 až 80%. Kromě otryskáním povrchu součásti skleněnými nebo ocelovými broky lze předpětí v povrchu součásti vyvodit i jejím ohybem. Na jedné straně



Obr. 62 - Zbytková pnutí po různých technologiích [4]

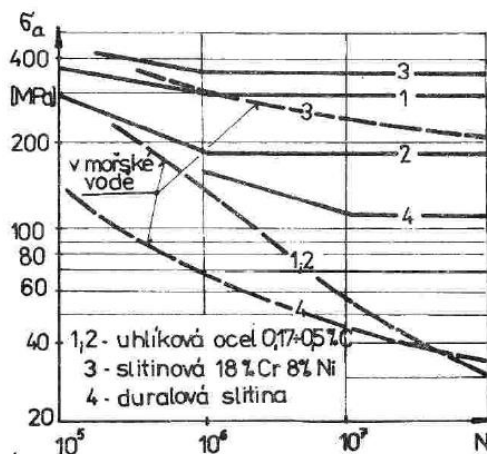
součásti však vznikne tahové předpětí, které má na životnost naopak nepříznivý vliv (obr. 63).



Obr. 63 - Mechanické zpevnění povrchu součásti [5]

Zbytkového napětí v povrchu se dá dosáhnout kromě mechanického způsobu i chemicko-tepelným zpracováním součásti. Dobrý vliv má například povrchové kalení, cementování a nitridování. Obecně platí: čím větší hloubku tato povrchová úprava ovlivní, tím více se hodí pro rozměrnější součásti. Obr. 62 ukazuje, jaký vliv mají různé operace na zbytkové předpětí povrchové vrstvy v součásti.

Jelikož jsou kotvy vystaveny velké vlhkosti, obzvláště pokud se jako tlakové pracovní medium lisu používá voda, jsou velice náchylné ke korozi. Rez má na životnost obrovský vliv. Jak dokumentuje obr. 64, který srovnává Wohlerovy křivky materiálů za normálních podmínek a v korozním prostředí, pro zkorodovanou součást neexistuje žádná mez únavy. Proto je velice vhodné povrch kotev proti korozi chránit například nátěrem, pokovením nebo katodickou ochranou... Pozitivní je, že rez má na slitinové oceli, které jsou pro výrobu kotev nejvýhodnější, menší vliv než na běžné konstrukční oceli.



Obr. 64 - Vliv koroze na životnost materiálu [4]

### 3.4.4.3. Vliv velikosti součásti

Traverzy kovacíh lisů se dělí na části kvůli svým velkým rozměrům, které souvisí s velkou silou těchto lisů. Z toho vyplývá, že i kotvy spojující tyto části musí být rozměrné, aby dokázaly přenést požadované síly. Průměry kotev bývají řádově okolo 200 mm, což je ve srovnání se zkušebními vzorky pro únavové testy značný rozdíl.

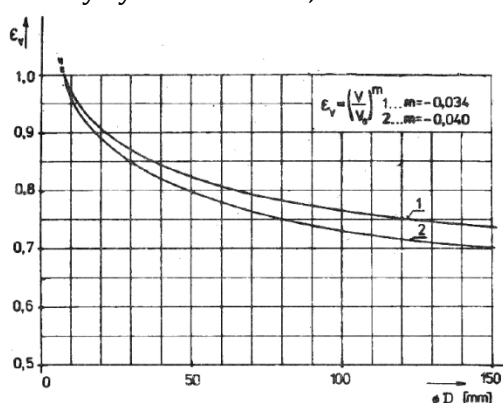


Proč se životnost různě velikých součástí liší, má několik vysvětlení. Při homogenní napjatosti tah-tlak je zásadní statistický faktor. U rozměrnějších součástí je větší pravděpodobnost výskytu tzv. slabých míst. Z Weibullova rozdělení pak plyne, že součinitel velikosti je závislý na poměru objemu velkého vzorku  $V$  a malého etalonu  $V_0$ .

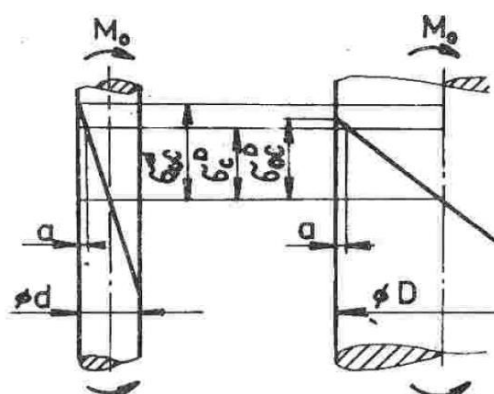
$$k_{size} = \left(\frac{V}{V_0}\right)^m \quad (3.39)$$

Exponent  $m$  se u ocelí pohybuje mezi -0,03 a -0,06. Pro běžnou konstrukční ocel se používá hodnota -0,034 a pro slitinovou ocel cca -0,04. Na grafu (obr. 65) je vidět, že vliv velikosti součásti (použito označení  $\varepsilon_v$ ) rapidně klesá cca do průměru 100mm, poté už se s průměrem příliš nemění.

Jiné vysvětlení je pro nehomogenní napjatost, jako je ohyb a krut. Předpokládejme, že k únavovému lomu dojde po překročení meze únavy v určité hloubce pod povrchem součásti. Vzhledem k rozdílným gradientům napětí různě velikých součástí bude meze únavy dosaženo v kritické vzdálenosti od povrchu při jiných maximálních napětích na povrchu. Jelikož jsou kotvy namáhány výhradně tahem, nebudeme se zde tímto faktorem více zabývat.



Obr. 65 - Součinitel velikosti součásti [4]



Obr. 66 - Gradient napětí [4]

#### 3.4.4.4. Druh zatížení

Objasnění vlivu druhu zatížení je podobné jako vlivu velikosti součásti. Ohybové cyklické namáhání má za následek cca o 10% větší mez únavy než osové namáhání. Je to způsobeno gradientem průběhu napětí v průřezu, a tedy menším objemem materiálu vystaveného kritickému napětí. Co se týče krutu, mez únavy má ve srovnání s mezí únavy v tahu podle hypotézy HMM hodnotu

$$\tau_c = \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}} = 0,58 \cdot \sigma_c \quad (3.40)$$

Podle kalkulátoru na [www.efatigue.com](http://www.efatigue.com) se k přepočtu různých typů zatížení používají koeficienty

	$k_L$
Tension, $S_u \leq 1500$ MPa	0.92
Tension, $S_u > 1500$ MPa	1.0
Bending	1.0
Torsion	0.58

Tab. 10 - Součinitel druhu zatížení [15]

Legenda k tab. 10

<i>Tension</i>	<i>namáhání tahem</i>
<i>Su</i>	<i>mez pevnosti Rm</i>
<i>Bending</i>	<i>ohybové namáhání</i>
<i>Torsion</i>	<i>namáhání krutem</i>

U prostorového namáhání je situace složitější. Pokud jsou kombinace kmitavých zatížení ve fázi, lze použít pro výpočet životnosti redukované napětí podle některé z hypotéz pružnosti a pevnosti jako je HMM, nebo hypotéza maximálního smykového napětí. Pokud ve fázi nejsou, musí se vyšetřit sobě odpovídající hodnoty jednotlivých složek napětí v daném časovém okamžiku, nebo se dá použít zjednodušení a počítat zatížení jako soufázové s maximálními hodnotami jednotlivých napětí.

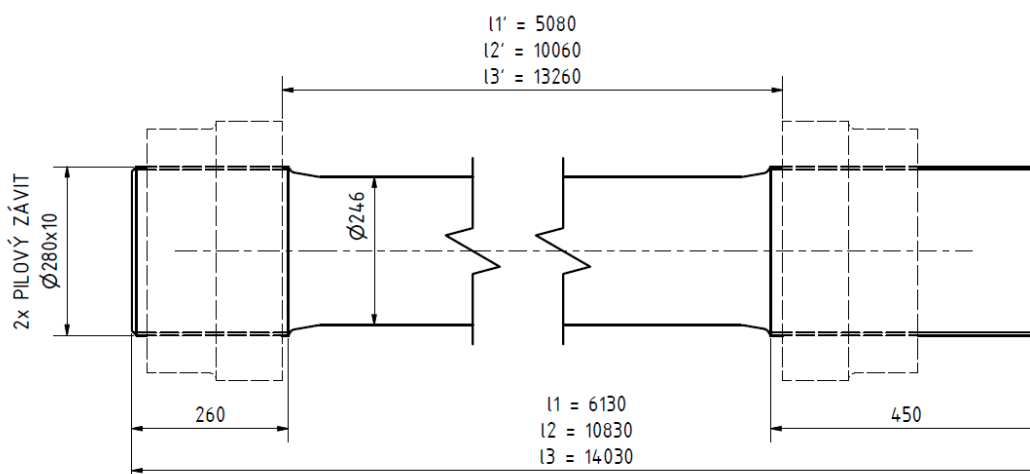
Předpokládá se, že kotvy jsou namáhány prostým tahovým napětím. Při špatném vystředění kotvy v díře nebo při výrazně nerovnoměrném rozložení tuhosti okolo díry však může v kotvě vzniknout přídavné ohybové namáhání. Jak moc je toto přídavné zatížení významné, ukáže analýza dále.

### 3.4.4.5. Teplota, frekvence zatěžování

Ani jeden z těchto faktorů nijak neohrožuje životnost kotev. Vliv teploty a frekvence bude stručně zmíněn pouze pro úplnost. Při vysoké frekvenci zatěžování, řádově 1000Hz, životnost roste cca o 20%. Při větším zvýšení frekvence se materiál už nestihá ochlazovat a mez únavy rychle klesá. Co se týče teploty, mez únavy s ní roste až do té doby, než se začne projevovat tečení, tzn. cca 250°C. Jinak při nízkých zatěžovacích frekvencích a klimatických teplotách se životnost materiálu nemění.

## 3.5. Kotvy lisu CKV120/140MN

[15], [20], [21], [22], [23] Porovnání životnosti obrobenej a neobrobenej kotvy bude provedeno na kotvách spojujících spodní traverzu lisu CKV120/140MN, který projektovala firma TS Plzeň a.s.. Tato traverza se skládá ze čtyř částí – dvou středních částí, z nichž každá váží 350 tun, a dvou krajních konzol, které mají po 120 tunách. Celková hmotnost traverzy je tedy téměř 1000 tun. Mezi každými dvěma částmi je jedno pero přes celou šířku a celá traverza je prošroubována dvaceti kotvami ve dvou rovinách.



Obr. 67- Kotva použitá na spojení částí spodní traverzy lisu CKV120/140MN

Kotvy jsou zde ve třech délkách – viz obr. 67. Nejkratší kotvy spojují po stranách pouze střední část traverzy. Vzdálenost dosedacích ploch jejich matic je 5 080 mm. Delší kotvy jsou v dolní rovině traverzy – 8 x 10 060 mm a nejdelší jsou v horní rovině uprostřed o délce 8 x 13 260 mm.

Kotvy navržené firmou TS Plzeň a.s. mají průměr dříku 246 mm a ukončeny jsou pilovým závitem 280 x 10 mm podle směrnice Hy 7060-S/a Škodových závodů. Drsnost kotev je Ra1,6.

Kotvy jsou vyrobeny ze zušlechtěné oceli 16343, podle aktuální používané normy 34CrNiMo6+QT, která má mez pevnosti okolo  $R_m$  900MPa podle způsobu zušlechtění. Bylo počítáno s mezí kluzu  $Re$  650 MPa.

Z analýzy zatížení kotev traverzy (kapitola 2.1) vyplynulo, že při pěchování musí každá z kotev ve spodní rovině přenášet pracovní sílu 4,17 MN. Kotvy v horní rovině jsou namáhány více při kování na trnu. Maximální síla v nich teoreticky může dosáhnout až 5,4 MN. Všechny kotvy byly vyrobeny o stejném průměru dřívku.

Při analýze zatížení kotev bylo přistoupeno k několika zjednodušením. Traverza byla uvažována dokonale tuhá a byla zanedbána kratší délka kotev spojujících pouze střední části traverzy. Jsou navrhovány ze statického zatížení maximální silou předpjatého spoje, přestože jsou namáhány dynamicky. Z tohoto důvodu je vhodné zvětšit pracovní zatížení kotev o 25%, abychom dosáhli větší bezpečnosti. Čili každá kotva bude dimenzována na pracovní sílu

$$F_{prac} = 1,25 \cdot F_1 = 1,25 \cdot 5,4 = 6,8 \text{ MN} \quad (3.41)$$

### 3.5.1. Průměr kotev spodní traverzy lisu CKV120/140MN

Postup výpočtu předpjatého spoje je popsán v kapitole 3.3. Pokud vyjdeme z bezpečnosti proti odlehnutí  $\psi = 0,5$ , bude minimální síla mezi částmi traverzy příslušející jedné kotvě rovna  $\psi$ -násobku její pracovní síly

$$F_{min} = \psi \cdot F_{prac} = 0,5 \cdot 6,8 = 3,4 \text{ MN} \quad (3.42)$$

Maximální tah v kotvě je

$$F_{max} = F_{min} + F_{prac} = (1 + \psi) \cdot F_{prac} = (1 + 0,5) \cdot 6,8 = 10,2 \text{ MN} \quad (3.43)$$

Jak už bylo řečeno, kotvy jsou vyrobeny z materiálu 34CrNiMo6+QT. Na rozdíl od výpočtu TS Plzeň budeme počítat podle [www.keytometals.com](http://www.keytometals.com) (obr. 75) s hodnotou meze kluzu pouze  $Re = 600$ MPa. S uvažováním bezpečnosti  $k = 2,5$  je dovolené napětí v kotvě

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} = \frac{600}{2,5} = 240 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

Z maximální síly spočteme minimální průměr kotvy.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot \sigma_D}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10,2}{\pi \cdot 240}} = 239,4 \text{ mm} \quad (3.45)$$

Tento průměr vydělíme koeficientem  $p = 0,9$ , od kterého pak budeme hledat nejbližší vyšší minimální průměr závitu

$$d_{3min} = \frac{d_{min}}{p} = \frac{239,4}{0,9} = 266,0 \text{ mm} \quad (3.46)$$

Podle normy firemní směrnice Hy 7068-S/a vybereme rozměr pilového závitu  $d = 280 \times 10$ , který má minimální průměr závitu  $d_3 = 268,5 \text{ mm}$ .

Nyní se zpětně dopočte průměr dřívku kotvy

$$d_j = p \cdot d_3 = 0,90 \cdot 268,5 = 241,7 \text{ mm} \rightarrow 242 \text{ mm} \quad (3.47)$$

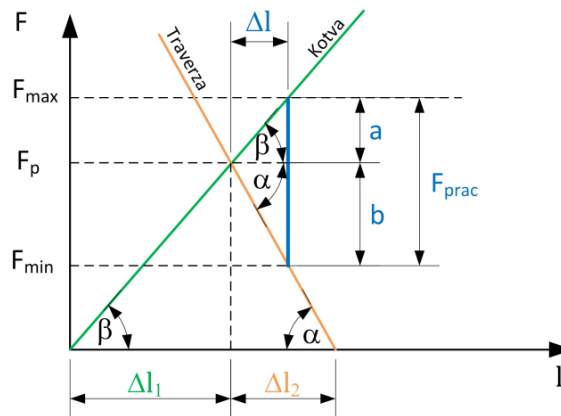
Průměr dřívku kotev vyšel nepatrně menší, než 246 mm, který byl navržen v TS Plzeň. Příčinou je trochu odlišný způsob výpočtu pracovní síly z ohybového momentu v traverze. Ve firmě bylo uvažováno, že celý ohybový moment přeneše pouze jedna rovina kotev. Při kování mezi kovadly 10 kotev ve spodní rovině a při kování na trnu 8 kotev horní roviny kotev. Také počítali s koeficientem proti odlehnutí  $\psi = 0,75$ . Na druhou stranu byla vzata menší bezpečnost v rovnici (3.41), a to pouze 20%, a bylo počítáno s větší mezí kluzu  $Re = 650 \text{ MPa}$ .

### 3.5.2. Předepnutí kotev

Aby po zatížení traverzy pracovní silou síly v předepjatém spoji  $F_{max}$  a  $F_{min}$  korespondovaly s vypočtenými hodnotami, musí se stanovit předepínací síla podle skutečných tuhostí kotvy a traverzy. Označme tuhost kotvy  $c_1$  a tuhost traverzy  $c_2$ . Podle obr. 68 platí

$$c_1 = \operatorname{tg}\beta = \frac{F_p}{\Delta l_1} = \frac{a}{\Delta l} \rightarrow \Delta l = \frac{a}{\operatorname{tg}\beta} \quad (3.48)$$

$$c_2 = \operatorname{tg}\alpha = \frac{F_p}{\Delta l_2} = \frac{b}{\Delta l} \rightarrow \Delta l = \frac{b}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (3.49)$$



Obr. 68 - Předepjatý spoj

Pokud tyto rovnice porovnáme

$$\frac{a}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{b}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (3.50)$$

$$\frac{a}{\operatorname{tg}\beta} = \frac{F_{prac} - a}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (3.51)$$

$$a \cdot \operatorname{tg}\alpha = (F_{prac} - a) \cdot \operatorname{tg}\beta \quad (3.52)$$

$$a = \frac{F_{prac} \cdot \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta} \quad (3.53)$$

Předepínací síla se pak spočte

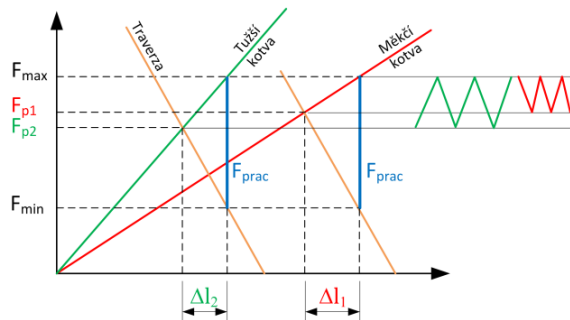
$$F_p = F_{max} - a = F_{max} - \frac{F_{prac} \cdot \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta} = (1 + \psi) \cdot F_{prac} - \frac{F_{prac} \cdot \operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta} \quad (3.54)$$

$$F_p = F_{prac} \cdot \left(1 + \psi - \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}\alpha + \operatorname{tg}\beta}\right) \quad (3.55)$$

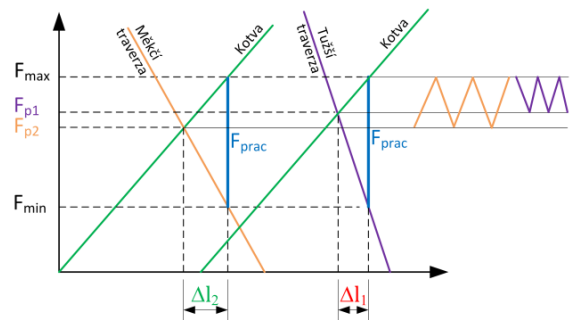
Nyní vyjádříme předepínací sílu pomocí tuhostí kotvy a traverzy

$$F_p = F_{prac} \cdot \left(1 + \psi - \frac{c_1}{c_2 + c_1}\right) \quad (3.56)$$

Předepnutí všech kotev bude provedeno tak, aby vypočtené hodnoty síly  $F_{max}$  bylo dosaženo v nejméně namáhané kotvě. Za předpokladu, že budou všechny kotvy přenášet opravdu stejnou pracovní sílu, bude to mít u méně zatížených kotev za následek menší maximální sílu v kotvě, ale také menší bezpečnost proti odlehnutí ve spoji.



Obr. 69 - Předepjatý spoj - různá tuhost kotev



Obr. 70 - Předepjatý spoj - různá tuhost traverzy

Zbývá tedy určit, které kotvy budou nejvíce dynamicky namáhané. Obecně pro dynamické namáhání platí, že čím měkčí je kotva a čím tužší je traverza, tím menší bude amplituda napětí v kotvě a naopak. Náznorně je to ukázáno na obrázcích obr. 69 a obr. 70.

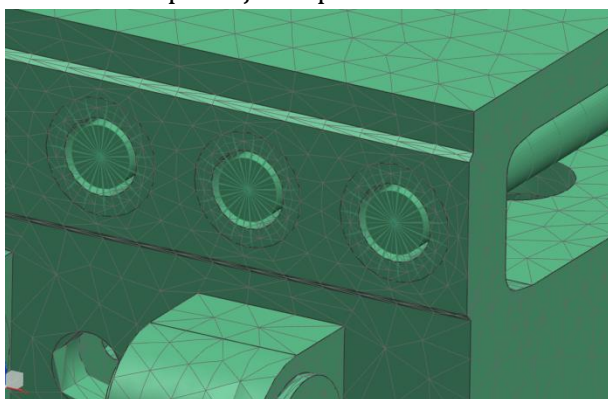
Všechny tři délky kotev spodní traverzy mají stejný průměr. Jejich tuhost tedy závisí už jenom na délce. Tuhosti kotev od nejkratší po nejdelší jsou

$$c_1^1 = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4l} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 242^2}{4 \cdot 5080} \cdot 10^{-6} = 1,90 \frac{MN}{mm} \quad (3.57)$$

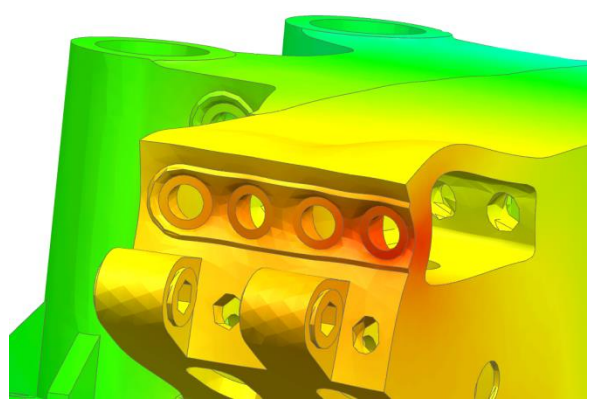
$$c_1^2 = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4l} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 242^2}{4 \cdot 10060} \cdot 10^{-6} = 0,96 \frac{MN}{mm} \quad (3.58)$$

$$c_1^3 = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4l} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 242^2}{4 \cdot 13260} \cdot 10^{-6} = 0,73 \frac{MN}{mm} \quad (3.59)$$

Hodnota tuhosti traverzy v místech jednotlivých kotev byla určena metodou konečných prvků v programu NX8.5 tak, že byly jednotlivé kotvy nahrazeny 1D prvky a předepnuty silou 1 MN. Spojení 1D prvků a traverzy bylo provedeno pomocí nekonečně tuhých RBE2 prvků s dosedací plochou matice (obr. 70). Podělením předepínací síly 1 MN výslednou výchylkou v milimetrech dostaneme tuhost v MN na mm. Protože tuhost není okolo středu děr symetrická a dosedací plochy se kvůli tomu naklápí (obr. 72), byl proveden aritmetický průměr axiální výchylky pod dosedací plochou matice, a tím byla získána střední tuhost traverzy pod maticí. Jaký vliv má nesymetrické rozložení tuhosti díry v traverze na přídavné ohybové namáhání kotev, bude diskutováno později v kapitole 3.7.

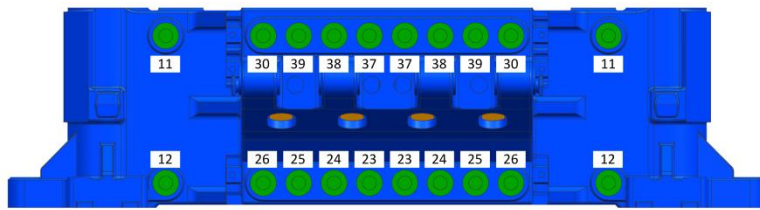


Obr. 71 - Diskretizace

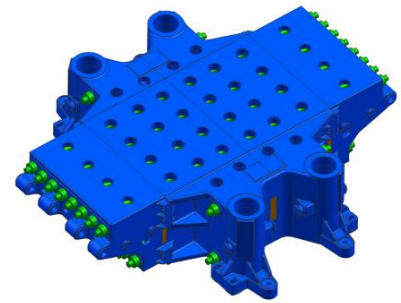


Obr. 72 - Deformace děr v traverze

Pro snazší orientaci byly jednotlivé díry pro kotvy v traverze očíslovány (obr. 73). První číslice představuje délku kotvy od nejkratších po nejdelší (viz. legenda v obrázku) a druhá číslice díry. Díry symetrické podle podélné střední roviny lisu mají stejná čísla.



Legenda: XY  
 Číslo díry  
 1 – 5080 mm  
 2 – 10060 mm  
 3 – 13260 mm



Obr. 73 - Číslování děr

Obr. 74 - Sestava spodní traverzy

Pro kotvy byla podle vztahu (3.56) spočtena ideální předepínací síla taková, aby se po zatížení pracovní silou zvedla síla v kotvě na  $F_{max} = 10,2$  MN, na kterou byly kotvy dimenzovány. Níže je uveden příklad výpočtu předepínací síly pro kotvu v díře 3. Ostatní byly spočítány analogicky.

$$F_p^{23} = F_{prac} \cdot \left( 1 + \psi - \frac{c_1^2}{c_2^3 + c_1^2} \right) = 6,8 \cdot \left( 1 + 0,5 - \frac{0,96}{4,13 + 0,96} \right) = 8,92 \text{ MN} \quad (3.60)$$

Výsledky tuhostí děr, jejich kotev včetně ideální hodnoty předepnutí jsou v následující tabulce

Číslo díry	Stlačení děr [mm]	Tuhost traverzy [MN/mm]	Tuhost kotvy [MN/mm]	Ideální předepnutí [MN]
1	0,068	14,89	1,90	9,43
2	0,066	15,63	1,90	9,46
3	0,244	4,13	0,96	8,92
4	0,242	4,21	0,96	8,94
5	0,230	4,40	0,96	8,98
6	0,208	4,89	0,96	9,08
7	0,236	4,26	0,73	9,20
8	0,220	4,57	0,73	9,26
9	0,208	4,81	0,73	9,30
0	0,194	5,19	0,73	9,36

Je zřejmé, že pokud je hodnota ideálního předepnutí u každé kotvy počítána tak, aby v ní po zatížení pracovní silou vzrostla síla na maximální sílu, z níž byla dimenzována, bude dynamicky nejvíce zatížena ta s nejmenší ideální předepínací silou (kotva v díře 3).

Pokud bychom uvažovali opravdu naprosto stejné zatížení všech kotev, tak aby nedošlo k přetížení žádné z nich, musí být předepnuty maximálně právě touto minimální ideální předepínací silou 8,92 MN.

Hodnotu předepnutí zaokrouhlíme dolů na 8,5 MN. Žádná kotva tak nebude namáhána více než na maximální sílu  $F_{max} = 10,2$  MN. Na druhou stranu ale trochu poklesne bezpečnost proti odlehnutí v dělicích rovinách.

K největšímu poklesu dojde u kotvy v díře 2, a to z hodnoty  $\Psi = 0,5$  na hodnotu  $\Psi = 0,41$ .

$$\Delta F_p^{12} = F_p^{12} - F_p = 9,46 - 8,5 = 0,63 \text{ MN} \quad (3.61)$$

$$\Delta F_p^{12} = \Delta F_{min}^{12} \rightarrow F_{min}^{12} = F_{min} - \Delta F_{min}^{12} = 3,4 - 0,63 = 2,77 \text{ MN} \quad (3.62)$$

$$\psi^{12} = \frac{F_{min}^{12}}{F_{prac}} = \frac{2,77}{6,8} = 0,41 \quad (3.63)$$

### 3.5.3. Životnost kotev spodní traverzy lisu CKV120/140MN

#### 3.5.3.1. Materiál kotvy

Pro stanovení meze únavy kotvy musíme znát mez únavy materiálu a redukční součinitele. Komplexní materiálové vlastnosti materiálu kotvy 34CrNiMo6+QT jsou po registraci k dispozici na stránkách [www.keytometals.com](http://www.keytometals.com).

**Tyče, dráty válcované, tyče ploché, výkovky volné a zápustkové; Zušlechťováno (+QT); 160 < d (mm) <= 250 or 100 < t (mm) <= 160; (d - průměr, t - tloušťka)**

Mez kluzu $R_{p0,2}$ (MPa)	600	-	-
	Yield stress is Upper Yield Stress		
Mez pevnosti, $R_m$ (MPa)	800	950	-
Tažnost, A (%)	13.0	-	-
Vrubovost, Kv/Ku (J)	45	-	-
	KV		

Obr. 75 - 34CrNiMo6+QT statické vlastnosti materiálu [20]

Na stránkách jsou pro tento materiál i únavové vlastnosti zjištěné únavovou zkouškou v tahu na leštěné tyče o průměru 16 mm

Orientace	Druh	Mez únavy $\sigma_L$ , MPa	Počet cyklů
L	cylindrical, polished in longitudinal direction, Ø 16 mm, gauge length 20 mm	522	2E6

Obr. 76 - 34CrNiMo6+QT mez únavy [20]

K dispozici jsou také vlastnosti získané zkouškou s řízenou deformací. Tyto vlastnosti bychom použili, kdybychom kotvy dimenzovali na časovanou pevnost.

**Stav:** Round bars; Ø 40 mm; Quenched and tempered; Total strain control, R=-1; T(°C): 20°C; Směr: L; Rychlost deformace: 3.0 (%/min)

**Monotónní vlastnosti:** Modul pružnosti: 206 GPa; Mez kluzu: 1015 MPa; Mez pevnosti: 1104 MPa; Tažnost: 16.0 %; Redukce plochy: 58.0 %

Cyklická mez skluzu $\sigma_y'$ , MPa	Exponent cyklické pevnosti $n'$	Koeficient cyklické pevnosti $K'$ , MPa	Koeficient únavové pevnosti $\sigma_f'$ , MPa	Exponent únavové pevnosti $b$	Koeficient únavové tažnosti $\epsilon_f'$	Exponent únavové tažnosti $c$
772	0.0880	1330	1217	-0.0557	0.2369	-0.5821

Obr. 77 - 34CrNiMo6+QT dynamické vlastnosti [20]

Pro zajímavost můžeme výsledky těchto zkoušek porovnat, použijeme-li Manson-Coffinovu závislost ze vztahu (3.23)

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E} (2 \cdot N)^b + \epsilon_f' (2 \cdot N)^c \quad (3.64)$$

$$\epsilon_a = \frac{1217}{206000} (2 \cdot 10^6)^{-0,0557} + 0,2369 \cdot (2 \cdot 10^6)^{-0,5821} \quad (3.65)$$

$$\epsilon_a = 2,63 \cdot 10^{-3} + 5,09 \cdot 10^{-5} \quad (3.66)$$

Pro  $10^6$  cyklů je plastická složka poměrné deformace o dva řády menší. Pokud ji zanedbáme a elastickou složku deformace vynásobíme modulem pružnosti v tahu, dostaneme mez únavy v tahu

$$\sigma_c = E \cdot \epsilon_{ael} = 2,06 \cdot 10^5 \cdot 2,63 \cdot 10^{-3} = 542 \text{ MPa} \quad (3.67)$$

Výsledky se tedy liší o necelá 4%. Mez únavy materiálu budeme brát menší z nich. Tedy  $\sigma_c = 522 \text{ MPa}$ .

### 3.5.3.2. Životnost kotev s obrobeným dříkem – Varianta A

#### a) Zatížení

Nyní vyjádříme zatížení dynamicky maximálně namáhané kotvy. Jak už bylo řečeno dříve, dolní napětí je rovno napětí při předepínací síle a horní napětí při maximální síle. Předepínací síla  $F_p$  je 8,5 MN. Maximální síla v kotvě díry 3 je

$$\Delta F_p^{23} = F_p^{23} - F_p = 8,92 - 8,5 = 0,42 \text{ MN} \quad (3.68)$$

$$\Delta F_p^{23} = \Delta F_{max}^{23} \rightarrow F_{max}^{23} = F_{max} - \Delta F_{max}^{23} = 10,2 - 0,42 = 9,78 \text{ MN} \quad (3.69)$$

S použitím vztahů (3.16) a (3.17) vyjádříme namáhání také pomocí střední hodnoty a amplitudy

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot F_p}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 8,5}{\pi \cdot 242^2} = 184,8 \text{ MPa} \quad (3.70)$$

$$\sigma_h = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 9,78}{\pi \cdot 242^2} = 212,6 \text{ MPa} \quad (3.71)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_d + \sigma_h}{2} = \frac{184,8 + 212,6}{2} = 198,7 \text{ MPa} \quad (3.72)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} = \frac{212,6 - 184,8}{2} = 13,9 \text{ MPa} \quad (3.73)$$

#### b) Bezpečnost

Na dříku kotvy nejsou žádné vruby, tedy součinitel vrubu  $k_f$  je roven jedné.

Mez pevnosti materiálu je okolo 900 MPa. Součinitel kvality povrchu o drsnosti Ra1,6 se pohybuje podle grafů kapitoly 3.4.4 v rozmezí 0,8 až 0,9. Budeme počítat se střední hodnotou  $k_{sf} = 0,85$ .

Součinitel velikosti součásti je podle vztahu (3.39)

$$k_{size} = \left(\frac{V}{V_0}\right)^m = \left(\frac{\frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{4}}{\frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot l_0}{4}}\right)^m = \left(\frac{\frac{\pi \cdot 242^2 \cdot 10\,060}{4}}{\frac{\pi \cdot 16^2 \cdot 20}{4}}\right)^{-0,04} = 0,63 \quad (3.74)$$

Pro homogenní tahové zatížení je  $k_l = 1$ .

Mez únavy součásti v místě dříku tedy dostaneme ze vztahu (3.33).

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{k_{sf} \cdot k_l \cdot k_{size}}{k_f} = 522 \cdot \frac{0,85 \cdot 1 \cdot 0,63}{1} = 280 \text{ MPa} \quad (3.75)$$

Podle vztahů (3.31) a (3.32) vyjádříme statickou a dynamickou bezpečnost kotev

$$k_{dyn} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{13,9}{280} + \frac{198,7}{900}} = 3,70 \quad (3.76)$$

$$k_{stat} = \frac{Re}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{600}{13,9 + 198,7} = 2,82 \quad (3.77)$$

Statická bezpečnost vyšla menší než dynamická. Je tedy zřejmé, že pro stávající kotvy s broušeným povrchem nehrozí porušení únavovým lomem. To, že byly kotvy počítány pouze na statickou pevnost, se ukázalo dostačující.

Kotvy byly navrhovány s bezpečností 2,5. Zde vyšla vyšší hodnota. Je to proto, že jsme hodnotu předepnutí zaokrouhlili dolů, a snížili tak i maximální hodnotu napětí na úkor bezpečnosti proti odlehnutí částí traverz v dělicích rovinách.



### 3.5.3.3. Životnost závitů kotev

#### a) Zatížení

Závit bývá pro svůj značný vrubový účinek dalším kritickým místem z hlediska životnosti součásti. Bude spočtena tedy bezpečnost i v tomto místě. Závit má jiný průměr než dřík kotvy, čili i napjatost v závitě bude jiná. Platí ovšem stejné silové poměry. Dolní napětí je určeno silou předepnutí a horní napětí maximální silou v kotvě. Minimální průměr závitu  $d_3$  je 268,5 mm.

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot F_p^{23}}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 8,5}{\pi \cdot 268,5^2} = 150,1 \text{ MPa} \quad (3.78)$$

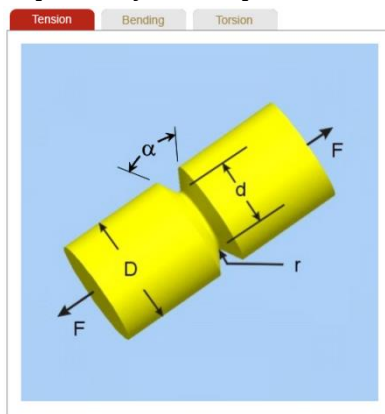
$$\sigma_h = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 9,78}{\pi \cdot 268,5^2} = 172,7 \text{ MPa} \quad (3.79)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_d + \sigma_h}{2} = \frac{150,1 + 172,7}{2} = 161,4 \text{ MPa} \quad (3.80)$$

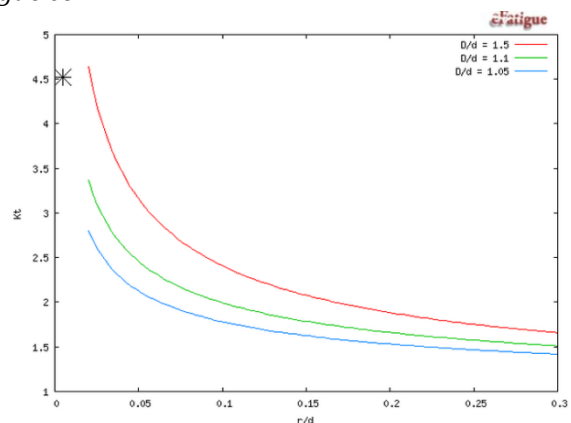
$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} = \frac{172,7 - 150,1}{2} = 11,3 \text{ MPa} \quad (3.81)$$

#### b) Bezpečnost

Druhým krokem je určení součinitele koncentrace napětí  $k_t$ . Bohužel nebyl k dispozici žádný graf k určení hodnoty tohoto koeficientu pro poměrně specifický tvar pilového závitu. Byl proto použit součinitel koncentrace napětí pro běžný závit, neboli zápich tvaru V s definovaným úhlem, rádiusem, malým a velkým průměrem. Výsledek tak není zcela přesný, ale přesto poslouží ke kvalifikovanému odhadu dynamické bezpečnosti. Součinitel koncentrace napětí  $k_t$  byl určen podle kalkulátoru na webu *efatigue.com*.



Obr. 78 - Součinitel koncentrace napětí



Obr. 79 - Součinitel koncentrace napětí - graf

Pro stanovení součinitele vrubu použijeme vztah (3.37) definovaný Petersonem.

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \frac{\alpha}{\rho}} \quad (3.82)$$

kde  $\alpha$  získáme z tab. 8 podle vztahu

$$\alpha = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{Rm}\right)^{1,8} = 0,025 \cdot \left(\frac{2070}{900}\right)^{1,8} = 0,112 \text{ mm} \quad (3.83)$$

Takže výsledný součinitel vrubu je roven

$$k_f = 1 + \frac{4,51 - 1}{1 + \frac{0,112}{1,24}} = 4,22 \quad (3.84)$$

Ostatní součinitele budou podobné součinitelům u výpočtu životnosti obrobeného dříku. Povrch závitu má také drsnost Ra1,6, takže také jeho součinitel kvality povrchu použijeme stejný jako v předchozím bodě -  $k_{sf} = 0,85$ .

Součinitel velikosti součásti pro závit dlouhý 500 mm je

$$k_{size} = \left(\frac{V}{V_0}\right)^m = \left(\frac{\frac{\pi \cdot D^2 \cdot l}{4}}{\frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot l_0}{4}}\right)^m = \left(\frac{\frac{\pi \cdot 280^2 \cdot 500}{4}}{\frac{\pi \cdot 16^2 \cdot 20}{4}}\right)^{-0,04} = 0,70 \quad (3.85)$$

a součinitel typu zatížení je roven také jedné  $k_l = 1$ .

Nyní už může být vyjádřena mez únavy součásti v místě závitu

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{k_{sf} \cdot k_l \cdot k_{size}}{k_f} = 522 \cdot \frac{0,85 \cdot 1 \cdot 0,70}{4,22} = 73,6 \text{ MPa} \quad (3.86)$$

Podle vztahů (3.31) a (3.32) vyjádříme statickou a dynamickou bezpečnost kotev v závitě

$$k_{dyn} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{11,3}{73,6} + \frac{161,4}{900}} = 3,00 \quad (3.87)$$

$$k_{stat} = \frac{Re}{\sigma_a + \sigma_m} = \frac{600}{11,3 + 161,4} = 3,47 \quad (3.88)$$

Zde už vyšla dynamická bezpečnost menší než statická. Vzhledem k tomu, že se tato bezpečnost obvykle volí mezi hodnotami 1,5 až 2,5 a s přihlédnutím k faktu, že u kotev počítáme kvůli obtížnosti stanovení zatěžujícího spektra s trvalou pevností, přestože  $10^6$  pěchovacích cyklů nebude pravděpodobně na lisu za celou jeho životnost dosaženo, je tato bezpečnost dostatečná.

Tento výpočet dynamické bezpečnosti platí jak pro obrobené kotvy, tak pro kované, neobrobené kotvy, protože závit se bude obrábět u obou z nich stejně.

### 3.5.3.4. Životnost kotev s neobrobeným dříkem – Varianta C

Protože hodnota dynamické bezpečnosti obrobené kotvy vyšla dost vysoká, spočteme, jak vyjde dynamická bezpečnost neobrobené kotvy o stejném průměru dřívku jako kotva s obrobeným dříkem varianty A – 242 mm. Když vyjde dynamická bezpečnost větší než dva, budeme považovat výsledek, vzhledem ke zjednodušení spektra zatěžování, za uspokojivý.

Hodnoty středního napětí a amplitudy jsou stejné jako u neobrobené kotvy.

$$\sigma_m = 198,7 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

$$\sigma_a = 13,9 \text{ MPa} \quad (3.90)$$

Stejně je tomu i pro součinitele druhu zatížení, velikosti a vrubu. Tedy  $k_l = 1$ ,  $k_{size} = 0,63$  a  $k_f = 1$ . Jediný faktor, kterým se tyto dvě varianty liší, je kvalita povrchu.

Součinitele kvality povrchu se pohybují podle grafů z kapitoly 3.4.4 mezi hodnotami 0,35 a 0,65. Podle vzorce (3.38) ze stejné kapitoly je součinitel kvality povrchu

$$k_{sf} = \alpha \cdot Rm^\beta = 272 \cdot 900^{-0,995} = 0,31 \quad (3.91)$$

Abychom měli jistotu, že nebyl faktor vlivu kvality povrchu podceněn, použijeme k výpočtu nejmenší hodnotu koeficientu kvality povrchu. Drsnost povrchu výkovku je značně závislá na technologii kování. Pokud se budou kotvy kovat v rotačních kovacíh strojích, kde se lze přiblížit drsnosti až Ra50, bude na bezpečnější stranu určitě rozdíl v životnosti ve srovnání s kováním tyčí volným kováním, ke kterému nejhorší součinitel kvality povrchu patrně patří.

Vyjádříme-li tedy mez únavy součásti

$$\sigma_c^* = \sigma_c \cdot \frac{k_{sf} \cdot k_l \cdot k_{size}}{k_f} = 522 \cdot \frac{0,31 \cdot 1 \cdot 0,63}{1} = 102 \text{ MPa} \quad (3.92)$$

bude dynamická bezpečnost tedy

$$k_{dyn} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma_c^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}} = \frac{1}{\frac{13,9}{102} + \frac{198,7}{900}} = 2,80 \quad (3.93)$$

Dynamická bezpečnost kotev neobrobené varianty C je nepatrně nižší než statická bezpečnost ( $k_{stat} = 2,82$ ). Pokud bychom počítali s mezí kluzu  $Re = 650$  MPa, jako v TS Plzeň, byl by rozdíl mnohem větší. Má tedy smysl kontrolovat neobrobené kotvy i z hlediska jejich životnosti.

Přesto je konstrukce dostatečně bezpečná a kotvy by se tedy nemusely obrábět.

Aby byl zaručen průměr kovaných kotev po celé délce 242 mm, musí se počítat s tolerancí průměru výkovků. Tuto toleranci stanovuje norma DIN 7527. Pro průměry 200 až 250 mm se dává přírůstek na obrábění 21 mm a tolerance průměru je  $\pm 6$  mm. Pokud se kotvy nebudou obrábět, je důležitá pouze tolerance. Kotvy by se tedy kovaly na průměr alespoň 248 mm. Tím bude zaručena jejich minimální tloušťka 242 mm po celé délce.

### 3.6. Ekonomické porovnání obrobených a neobrobených kotev

V předchozí kapitole byl učiněn závěr, že pro spojení částí traverz lze použít kotvy s neobrobeným dříkem stejného průměru, jako kdyby byly obráběné. Můžeme rovnou vyslovit tvrzení, že neobráběné kotvy budou levnější.

Cena kotvy se odvíjí od ceny a množství použitého materiálu a nákladů na jeho zpracování – obrábění, popřípadě chemicko-tepelné zpracování. V neposlední řadě sem kvůli značným rozměrům kotev patří i náklady na jejich přepravu. Ne každá výrobní hala je dostatečně technologicky zajištěná pro zpracování takto rozměrných polotovarů, proto se kotvy často převážejí na velké vzdálenosti, čímž náklady na jejich výrobu samozřejmě rostou.

Tato práce je založena na analýze spodní traverzy lisu CKV 120/140 MN, budou zde tedy srovnány náklady na výrobu obrobených a neobrobených kotev pro tuto traverzu. Porovnávat budeme kotvy průměru 246 mm, které vyšly při jejich návrhu ve firmě TS Plzeň. Do čínského Sunanu byla firmou TS Plzeň a.s. prodána pouze výkresová dokumentace. Samotnou výrobu lisu si poptávající firma zajišťovala sama, takže skutečné náklady na výrobu kotev spojujících jeho spodní traverzu nejsou k dispozici. Nicméně v minulosti byly firmou TS Plzeň zadávány do výroby velice podobné kotvy lišící se pouze měřítkem. Byly to například sloupové kotvy lisu CKV 45/50 MN.

Tyto kotvy měly celkovou délku 14 100 mm, průměr dřívku byl 435 mm a byly opatřeny pilovým závitem 500 x 16 o délce 950 mm na jedné a 600 mm na druhé straně. Kotva byla vyrobena ze stejného materiálu 34CrNiMo6, byla zušlechťena a hmotnost této kotvy byla 16 957 kg. Celková cena jedné této kotvy byla 2 272 000 Kč včetně nákladů na tepelné zpracování a dopravu z firmy, která ji vyráběla. Můžeme tedy spočítat, kolik stál 1 kg této kotvy a orientačně tak po vynásobení této hodnoty hmotností kotev spodní traverzy lisu CKV 120/140 MN určit náklady na jejich výrobu.

$$C_{kg} = \frac{C}{m} = \frac{2\,272\,000}{16\,957} = 134 \text{ Kč/kg} \quad (3.94)$$

Přibližná cena kotev spodní traverzy lisu v Sunanu je při jejich hmotnostech postupně od nejkratší po nejdelší 2 395 kg, 4 112 kg a 5 305 kg tedy

$$C_1 = C_{kg} \cdot m_1 = 134 \cdot 2395 = 321\,000 \text{ Kč} \quad (3.95)$$

$$C_2 = C_{kg} \cdot m_2 = 134 \cdot 4112 = 551\,000 \text{ Kč} \quad (3.96)$$

$$C_3 = C_{kg} \cdot m_3 = 134 \cdot 5305 = 711\,000 \text{ Kč} \quad (3.97)$$

Tato celková cena závisí na mnoha faktorech, namátkou na vzdálenosti jejich dopravy, na konkurenci firem ucházejících se o jejich výrobu atd. Mnohem přesněji lze však vyjádřit úspory vzniklé neobráběním dřívku kotvy. Moderní rotační kovací stroje mohou plynule měnit průměr, který kovou, čili po celé délce kotvy bude optimální přírůstek na obrábění. Tento přírůstek na obrábění stanovuje například norma DIN 7527.

Tato norma však obsahuje hodnoty přírůstků a tolerancí pouze do délky tyče 6000 mm. Budeme však předpokládat, že se tyto hodnoty u větších délek našich kotev příliš lišit nebudou. Podle této normy se k průměrům 200 až 250 mm přidává na obrábění 21 mm a tolerance tohoto průměru je +/- 6 mm, u průměrů 250 až 315 mm je přírůstek 24 mm s tolerancí +/- 7 mm.

Jak kotvy s obráběným dříkem, tak kotvy s neobráběným dříkem se budou muset ustavovat na soustruh kvůli obrobení závitu. Takže rozdíl v ceně bude dán pouze náklady strojního času

obrábění jejich střední části. S pomocí technologů firmy TS Plzeň byly tyto strojní časy spočítány. Doba obrábění dříků všech tří délek kotev je uvedena v tab. 11. Běžná cena jedné hodiny práce na takovýchto velkých soustruzích je 900 Kč/hod. Úsporu neobráběním tedy snadno vypočteme vynásobením strojního času cenou jedné hodiny stroje.

$$U = T \cdot C_{1hod} \quad (3.98)$$

U neobráběných kotev se nebude muset počítat s přídavkem na obrábění. Stačí, když k požadovanému průměru přidáme zápornou toleranci, abychom měli jistotu, že v žádném místě nebude mít kotva menší než požadovaný průměr.

Aby byl na celém dříku zaručen požadovaný průměr 242 mm, musí mít kované polotovary pro neobráběné kotvy varianty C průměr 248+-6 mm a výkovky obráběných kotev varianty A průměr včetně přídavku 263+-7 mm. V případě neobráběných kotev se tedy uspoří materiál vyplňující mezikruží o průměrech 248 a 263 mm. Na jeden metr dříku kotvy je úspora materiálu

$$m = \rho \cdot V = \rho \cdot \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{4} \cdot l = 7850 \cdot \frac{\pi \cdot (0,263^2 - 0,248^2)}{4} \cdot 1 = 47,3 \text{ kg/m} \quad (3.99)$$

Cena 1 kg výkovku z materiálu 36CrNiMo6 je cca 70 Kč. Vynásobením délky obráběného dříku hmotností přídavku a jeho jednotkové ceny dostaneme úspory na materiálu u neobráběné kotvy, viz. následující tabulka.

Kotva	Čas obrábění dříků kotev	Úpory obráběním	Délka dříku	Úspory na přídavku	Celková úspora	% celkové ceny
1	T <sub>1</sub> = 15 hodin	13500 Kč	5140 mm	17 020 Kč	30 520 Kč	9,5
2	T <sub>2</sub> = 22 hodin	19800 Kč	10120 mm	33 510 Kč	53 310 Kč	9,7
3	T <sub>3</sub> = 30 hodin	27000 Kč	13320 mm	44 100 Kč	71 100 Kč	10

Tab. 11- Ekonomická úspora

Nyní můžeme vyjádřit celkové úspory vynásobením úspor na každé kotvě příslušné délky jejich počtem ve spodní traverze lisu CKV 120 MN. Nejkratší kotvy délky 6 130 mm zde byly pouze čtyři. Kotev délky 10 830 a 14 030 mm zde je po osmi kusech.

$$U_c = n_1 \cdot U_1 + n_2 \cdot U_2 + n_3 \cdot U_3 = 4 \cdot 30 520 + 8 \cdot (53 310 + 71 100) = 1 117 360 \text{ Kč} \quad (3.100)$$

V procentech celkových nákladů na výrobu kotev to dělá přibližně

$$C_c = n_1 \cdot C_1 + n_2 \cdot C_2 + n_3 \cdot C_3 = 4 \cdot 321 000 + 8 \cdot (551 000 + 711 000) = 11 380 000 \text{ Kč} \quad (3.101)$$

$$\frac{U_c}{C_c} \cdot 100\% = \frac{1 4918 400}{11 380 000} \cdot 100\% = 9,8 \% \quad (3.102)$$

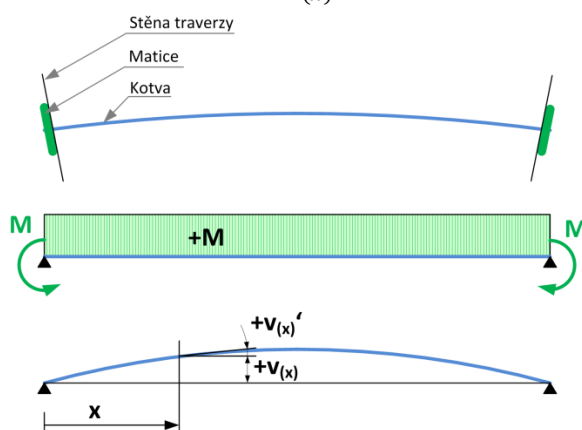
### 3.7. Vliv přídavného ohybu kotev vyvolaného nerovnoměrnou tuhostí traverzy

[16] Při prvotním návrhu kotev se vychází z jejich tuhostí a přibližné tuhosti traverzy. Traverza je celkem složitý skříňový odlitek a její tuhost není konstantní. Záleží na rozmístění žeber a jejich tloušťce. Pokud je tedy stěna traverzy zatížena maticí kotvy, není axiální deformace traverzy všude pod maticí stejná. Matice se naklopí a přeneše tak ohybové namáhání do kotvy. Zdali je třeba brát toto přídavné namáhání v potaz při kontrole napjatosti v kotvách, zjistíme vzápětí.

Pokud budeme uvažovat namáhání v elastické oblasti napjatosti, můžeme ohyb a tah vyšetřovat odděleně a výsledky poté sečíst. V předchozích kapitolách bylo vyšetřeno tahové namáhání kotev se zanedbáním jejich ohybu. Nyní bude vyšetřeno jejich ohyb.

Nejprve vyjádříme napětí v kotvě v závislosti na jejích rozměrech a deformaci stykové plochy matice s traverzou, poté hodnoty napětí vyčíslíme pro kotvy spodní traverzy lisu CKV120/140MN. Vyjdeme z diferenciální rovnice průhybové čáry

$$v_{(x)}'' = -\frac{M_{(x)}}{EJ_{(x)}} \quad (3.103)$$



Obr. 80 - Ohyb kotev

Pokud zanedbáme namáhání kotvy vlivem vlastní hmotnosti, působí na kotvu pouze moment v maticích vlivem jejich naklopení. Protože je traverza symetrická, je na obou koncích kotvy tento moment stejně velký a opačně orientovaný. Průběh momentu je tedy nezávislý na souřadnici. I kvadratický moment průřezu je konstantní v celé délce dřívku. Může se tedy psát

$$v_{(x)}'' = -\frac{M}{EJ} \quad (3.104)$$

po integraci této rovnice dostaneme závislost úhlu natočení kotvy na souřadnici x.

$$v_{(x)}' = -\frac{M}{EJ} \cdot x + C \quad (3.105)$$

konstanta C se vyjádří z podmínky, že úhel natočení kotvy je v její polovině nulový.

$$v_{(\frac{l}{2})}' = 0 = -\frac{M}{EJ} \cdot \frac{l}{2} + C \quad (3.106)$$

$$C = \frac{Ml}{2EJ} \quad (3.107)$$

$$v_{(x)}' = -\frac{M}{EJ} \cdot x + \frac{Ml}{2EJ} \quad (3.108)$$

Další integrací rovnice (3.108) získáme závislost průhybu kotvy na souřadnici  $x$ .

$$v(x) = -\frac{M}{EJ} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{Ml}{2EJ} \cdot x + D \quad (3.109)$$

Konstantu  $D$  lze vyjádřit z okrajové podmínky nulového průhybu kotvy na jejích koncích. Koeficient  $D$  pak je roven 0.

$$v(0) = 0 = -\frac{M}{EJ} \cdot \frac{0^2}{2} + \frac{Ml}{2EJ} \cdot 0 + D \quad (3.110)$$

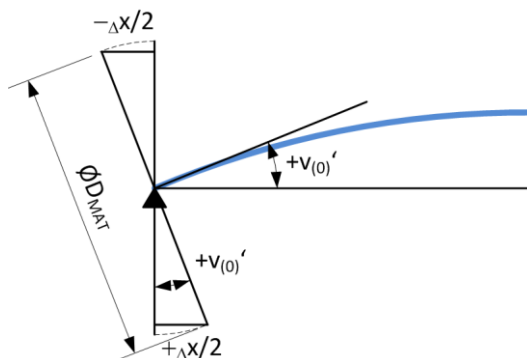
$$v(l) = 0 = -\frac{M}{EJ} \cdot \frac{l^2}{2} + \frac{Ml}{2EJ} \cdot l + D \quad (3.111)$$

$$D = 0 \quad (3.112)$$

Výsledný vztah pro průhyb kotvy je

$$v(x) = -\frac{M}{EJ} \cdot \frac{x^2}{2} + \frac{Ml}{2EJ} \quad (3.113)$$

Dosedací plocha matice byla při MKP analýze vyztužena dokonale tuhými RB2 1D prvky, nahrazujícími matici, takže i po zatížení zůstává rovinná. Můžeme tedy na vnějším průměru matice snadno odměřit největší rozdíl axiálních posunutí dvou bodů, z nich spočítat úhel naklonění matice a poté ohybové napětí v kotvě.



Obr. 81 - Naklonění matice

$$\sin v(0)' = \frac{\Delta x}{D_{MAT}} \quad (3.114)$$

Pro malé úhly, které zde bezpochyby jsou, můžeme rovnici linearizovat na

$$v(0)' = \frac{\Delta x}{D_{MAT}} \quad (3.115)$$

Po dosazení do rovnice (3.108) dostaneme

$$v(x)' = -\frac{M}{EJ} \cdot x + \frac{Ml}{2EJ} \quad (3.116)$$

$$v(0)' = -\frac{M}{EJ} \cdot 0 + \frac{Ml}{2EJ} = \frac{\Delta x}{D_{MAT}} \quad (3.117)$$

Nyní můžeme vyjádřit ohybový moment

$$M = \frac{2EJ \cdot \Delta x}{l \cdot D_{MAT}} \quad (3.118)$$

Tento vztah dosadíme do vztahu ohybové napjatosti

$$\sigma_o = \frac{M}{W_o} = \frac{M \cdot d}{2 \cdot J} \quad (3.119)$$

$$\sigma_o = \frac{\frac{2EJ \cdot \Delta x}{l \cdot D_{MAT}} \cdot d}{2J} = \frac{E \cdot \Delta x \cdot d}{l \cdot D_{MAT}} \quad (3.120)$$

Z této rovnice je možno vyvodit naprosto zřejmé závěry, že čím rovnoměrnější je tuhost traverzy okolo díry (menší  $\Delta x$ ), tím menší ohybové napětí v kotvě bude.

Protože mají všechny kotvy stejný průměr dřívku, stejnou matici a jsou vyrobeny ze stejného materiálu, bude napětí přímo úměrné poměru axiální deformace traverzy pod maticí a délky kotvy.

$$\sigma_o \sim \frac{\Delta x}{l} \quad (3.121)$$

Hodnoty ohybového napětí vyjádříme pro všechny kotvy. Vnější průměr podložky pod maticí je 520 mm, průměr dřívku 242 mm a změřený rozdíl axiálních výchylek na vnějším průměru stykové plochy traverzy a matice při zatížení předepínací silou 8,5 MN je uveden v následující tabulce. Tyto výchylky byly zjištěny MKP výpočtem, který bude popsán později v kapitole 4.1.

Příklad vyčíslení napětí bude proveden pro kotvu v díře jedna. Ostatní se spočtou analogicky dosazením do vztahu (3.120).

$$\sigma_o^{11} = \frac{E \cdot \Delta x \cdot d}{l \cdot D_{MAT}} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,101 \cdot 242}{5080 \cdot 520} = 1,94 \text{ MPa} \quad (3.122)$$

Zajímavé je srovnání ohybového napětí v kotvách s tahovým napětím. Protože se pohybujeme v elastické oblasti namáhání, je deformace přímo úměrná napětí, takže poměr ohybového a tahového napětí bude stále stejný. Čím více předepneme kotvy, tím větší bude deformace traverzy pod maticí a tím větší ohybové napětí v kotvě vznikne. V rovnici (3.70) bylo spočteno, že při předepnutí kotev silou 8,5 MN bude v kotvě 184,8 MPa. S tímto tahovým napětím tedy srovnáme ohybové napětí v kotvách. Pro kotvu v díře jedna vychází

$$\xi = \frac{\sigma_o^{11} \cdot 100\%}{\sigma_d} = \frac{1,94 \cdot 100\%}{184,8} = 1,05\% \quad (3.123)$$

Číslo díry	Axiální deformace $\Delta x$ [mm]	Délka kotvy [mm]	Ohybové napětí [MPa]	Podíl tahového napětí [%]
1	0,101	5080	1,94	1,05
2	0,089	5080	1,71	0,93
3	0,252	10060	2,45	1,32
4	0,254	10060	2,47	1,34
5	0,226	10060	2,20	1,19
6	0,292	10060	2,84	1,54
7	0,098	13260	0,72	0,39
8	0,124	13260	0,91	0,49
9	0,063	13260	0,46	0,25
0	0,151	13260	1,11	0,60

Tab. 12 - Ohybové napětí kotev při předepnutí

Ani u jedné kotvy ohybové namáhání nepřesahuje 2% tahového napětí. Nehraje tedy skoro žádnou roli a při návrhu kotev se může zanedbat. Přesto je zajímavé si všimnout, že u kotev horní rovině je podíl ohybového napětí cca třikrát menší než u ostatních kotev. Je to způsobeno zčásti jejich větší délkou, ale také žebrováním, které je v horní části traverzy lepší.



## 3.8. Předepínání kotev

[2], [14], [19] Základními dvěma způsoby předepínání kotev je využití tepelné roztažnosti materiálu a pomocí hydraulických předepínacích zařízení. Nově se začínají prosazovat vícešroubové předepínací matice.

### 3.8.1. Předepínání teplem

U tohoto způsobu předepínání se vychází z celkového prodloužení, které odpovídá součtu prodloužení kotvy a stlačení traverzy při síle požadovaného předpětí  $F_p$ , které se spočítá z teorie předpjatých spojů. Celkové prodloužení, o které se musí kotva natáhnout vlivem tepelné roztažnosti, je pak

$$\Delta l_{celk} = \Delta l_{kotva} + \Delta l_{traverza} \quad (3.124)$$

Vztah pro délkovou teplotní roztažnost

$$\Delta l = \Delta l_{celk} = l_{kotvy} \cdot \alpha \cdot \Delta t \quad (3.125)$$

$\alpha$  je součinitel teplotní roztažnosti. Pro představu součinitel teplotní roztažnosti pro ocel je

$$\alpha_{ocel} = 1,25 \cdot 10^{-5} K^{-1} \quad (3.126)$$

Podstatný je ale rozdíl teplot, o který je potřeba kotvu ohřát. Ten vyjádříme ze vztahu (3.125)

$$\Delta t = \frac{\Delta l}{l_{kotvy} \cdot \alpha} \quad (3.127)$$

Po ohřátí kotvy na požadovanou teplotu

$$t = t_{okoli} + \Delta t \quad (3.128)$$

se musí matice dotáhnout o úhel odpovídající celkovému prodloužení kotvy při teplotním protažení. Tento úhel se spočítá ze stoupání závitu  $P$  jako

$$\vartheta = \frac{\Delta l_{celk}}{P} \cdot 360^\circ (+2 \text{ až } 3^\circ) \quad [^\circ] \quad (3.129)$$

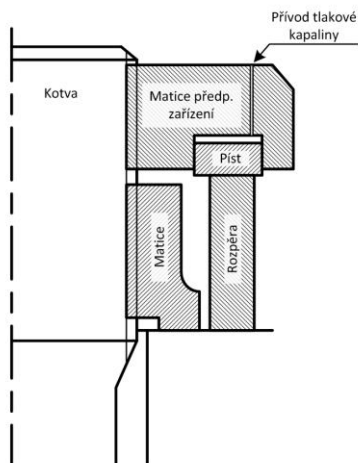
V praxi se matice pootáčí o dva až tři stupně více. Dělá se to proto, že se stykové plochy mezi maticí a traverzou časem otláčí a předpětí tak poklesne.

### 3.8.2. Hydraulické předepínání

Hydraulické předepínací zařízení je jednoúčelové zařízení, které se však dá použít pouze pro montáž jedné nebo, za použití redukcí, několika málo velikostí kotev. Zvyšuje tedy náklady lisu. Jeho velkou nevýhodou je navíc zvětšení minimální vzdálenosti mezi kotvami na traverze, protože pro jeho připojení je nutný prostor okolo matice. To, že nemůžeme umístit kotvy blíže k sobě, může mít za následek menší počet možných spojovacích kotev, než by bylo zapotřebí. To může být limitujícím faktorem pro volbu montáže pomocí předepínacího zařízení. Práce s ním je však rychlejší, pohodlnější a bezpečnější než montáž předeřtých kotev.

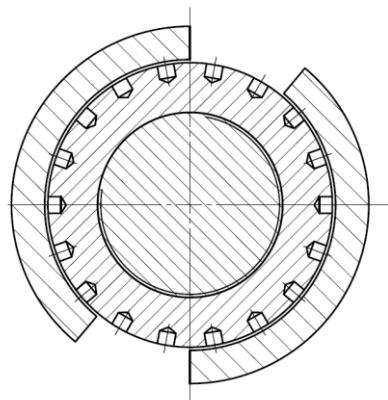
Tlak se v předepínacím zařízení vyvozuje zpravidla pomocí ruční pumpy. Předepínací tlak bývá vyšší než normální pracovní tlak lisovních válců. Jedná se o hodnoty kolem 60 až 70 MPa.

Matice předepínacího zařízení se obvykle šroubuje za závit kotvy nad maticí. Musí se s tím počítat při návrhu kotvy a udělat na jedné její straně delší závit. Není to ale jediný používaný způsob připojení předepínacího zařízení. Může se našroubovat do kotvy také za vnitřní závit, v tom případě není nutné prodlužovat závit na napínací straně kotvy, namísto toho se do ní vyvrtá závitová díra.

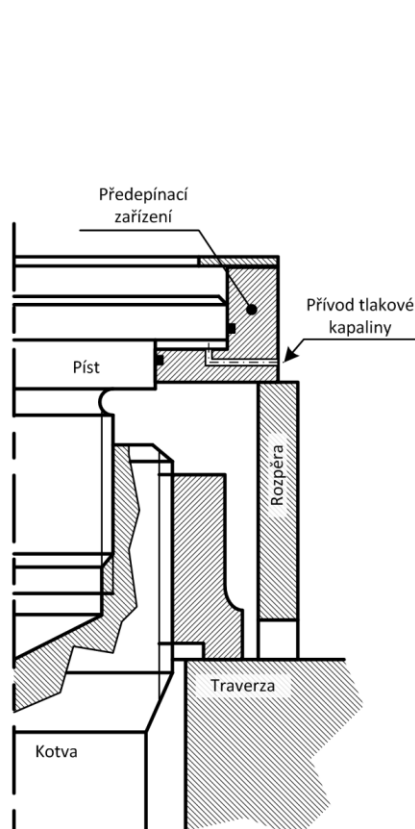


**Obr. 82 - Funkce předepínacího zařízení**

Jak předepínací zařízení funguje, je zřejmé z obrázku. V matici je šroubení na přívod tlakové kapaliny. Tlak působí na plochu pístu ve tvaru mezikruží a kotva se tak napíná přes rozpěru opřenou o traverzu okolo matice. V rozpěře musí být samozřejmě otvory na dotažení matice.



**Obr. 83 - Řez rozpěrou**



**Obr. 84 - Redukce hydraulického předepínacího zařízení**

Montáž probíhá tak, že se namontuje nejprve kotva do traverzy, potom se matice dotáhnou tak, aby dosedaly na traverzu. Na jeden konec kotvy se poté připojí předepínací zařízení. To se natlačuje, kotva se tím natáhne a poté je už potřeba pouze dotáhnout matici o požadovaný úhel, který je vyjádřen v rovnici (3.129).

V konstrukční praxi je samozřejmě snaha co nejvíce ušetřit. Pokud se na stroji vyskytuje více kotev o podobném průměru, lze na všechny kotvy za pomoci redukcí použít stejné přepínací zařízení. Jak vypadá takovéto zařízení s redukcemi, je ilustrováno na obr. 84.

### 3.8.3. Vícešroubové předepínací matice

Moderním způsobem předepínání šroubů je použití tzv. vícešroubových předepínacích matic. Princip jejich funkce je naznačen na obrázcích níže. Sestava matice se skládá z tvrzené podložky, předepínacích šroubů a vlastní matice. Po našroubování matice se předepínací šrouby postupně dotahují, odtlačují matici od podložky a vyvodí tak v kotvě předpětí. Podložka z tvrzeného materiálu je použita proto, že se mezi šrouby a podložkou přenáší stejně velká síla jako mezi podložkou a spojovanou součástí, ovšem na menší ploše. Pod šrouby je tedy vysoké napětí, které by bylo větší než dovolené napětí v otlacení například traverzy lisu.

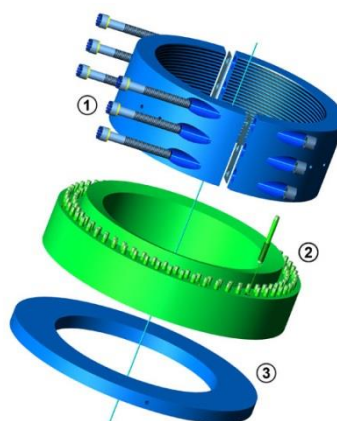
Tyto speciální předepínací matice jsou vyráběny pro menší průměry metrických a palcových závitů sériově. Nabízí je například firma Nord-Lock. Pro větší matice, přenášející velké síly, jsou v nabídce firmy i dělené matice – obr. 86.

Výhodou těchto předepínacích matic je velice snadná montáž. Ve srovnání s hydraulickým předepíráním zde není třeba žádné speciální jednoúčelové předepínací zařízení. Jediné co je k montáži potřeba, je momentový klíč na přesné dotažení předepínacích šroubů. Další výhodou je menší možná rozteč kotev, protože okolo matice není potřeba místo na rozpěry jako u hydraulického předepínacího zařízení.

Pokud je třeba dosažení přesné hodnoty předepnutí, nestačí předepínací šrouby dotahovat pouze podle vypočteného utahovacího momentu. Ten závisí na ne úplně snadno určitelných faktorech jako například tření v závitě a podobně. V tomto případě je nutné na těleso kotvy nalepit tenzometry a dotahovat ji přímo podle její napjatosti.



Obr. 85 - Vícešroubová předepínací matice [19]



Obr. 86 - Dělená předepínací matice [19]



Obr. 87 - Použití matice na lisu [19]

## 4. MKP analýza zatížení kotev traverzy

Všechny následující MKP výpočty byly provedeny v programu Siemens NX verze 8.5.0.23.

Předepnutí kotev bylo určeno podle tuhosti traverzy získané z MKP výpočtu popsaného v kapitole 3.5.2. Aby výpočty probíhaly rychleji, byl model spodní traverzy lisu nyní ještě více zjednodušen. Zjednodušením je myšleno odebrání většiny zaoblení a odstranění malých děr a vybrání, které na celkovou tuhost traverzy nemají žádný vliv.

Nejprve bude tedy zjištěna přesná tuhost traverzy v místech děr pro kotvy, poté bude traverza zatížena dvěma kritickými způsoby pro namáhání kotev – při pěchování a kování na trnu s maximální roztečí podpěr.

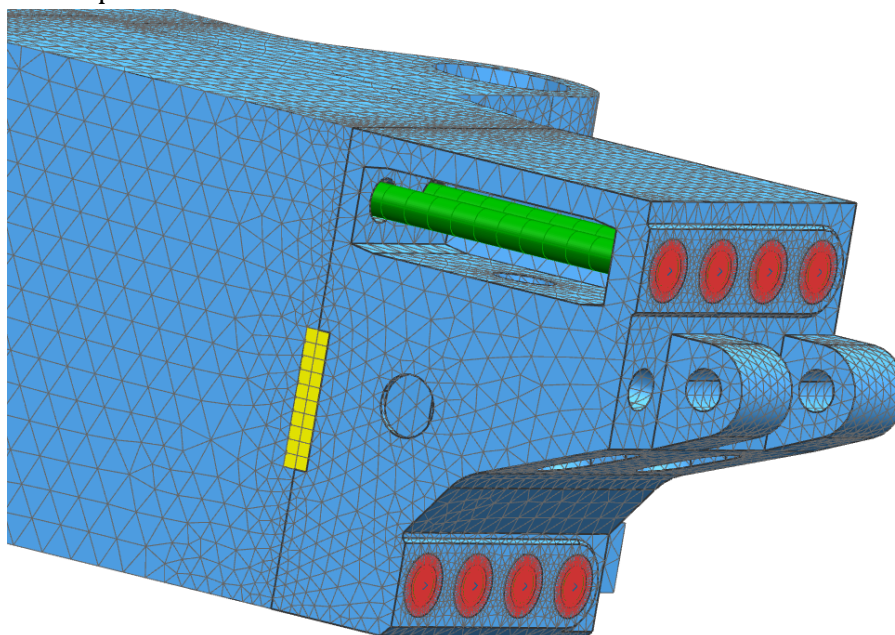
Z napětí v kotvách při zatížení kovací silou a z tuhosti traverzy bude dopočítána skutečná pracovní síla jednotlivých kotev a srovnána s analytickým výpočtem provedeným v kapitole 2.2.

### 4.1. Tuhost traverzy

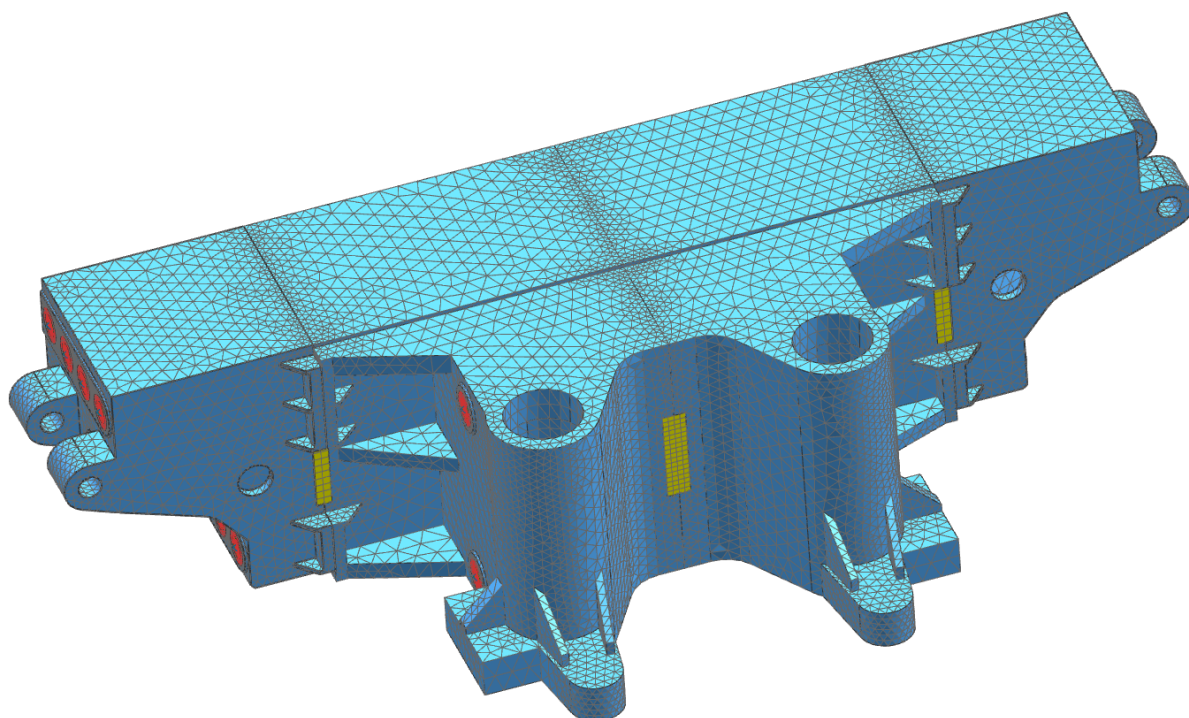
#### a) Diskretizace

Části traverzy byly diskretizovány pomocí tetraedrové sítě s 10 uzly. Pro krajní konzoly byla nastavena velikost prvku 200 mm, pro střední části, které mají hrubší žebrování, byla nastavena velikost prvku 250 mm. Pera byla diskretizována šestistěny s 20 uzly o velikosti 70 mm. V místech kontaktů byla síť zjemněna pomocí funkce Mesh control na velikost prvků 100 mm.

Kotvy byly modelovány jako 1D prvky s definovaným průřezem a délkou elementů 200 mm. Kotvy byly s traverzou spojeny rigidovou růžicí z nekonečně tuhých RB2 prvků. Dosedací plocha matice se tak nemůže nijak deformovat. Ve skutečnosti však dochází k tak malým deformacím, že je pro náš případ sledování napjatosti v kotvách toto zjednodušení dostačující. Navíc budou všechny výpočty provedeny se stejným zjednodušením, takže to nebude vnášet chybu ani do jejich vzájemného porovnání.



Obr. 88 - Diskretizace - předepnutí kotev 1

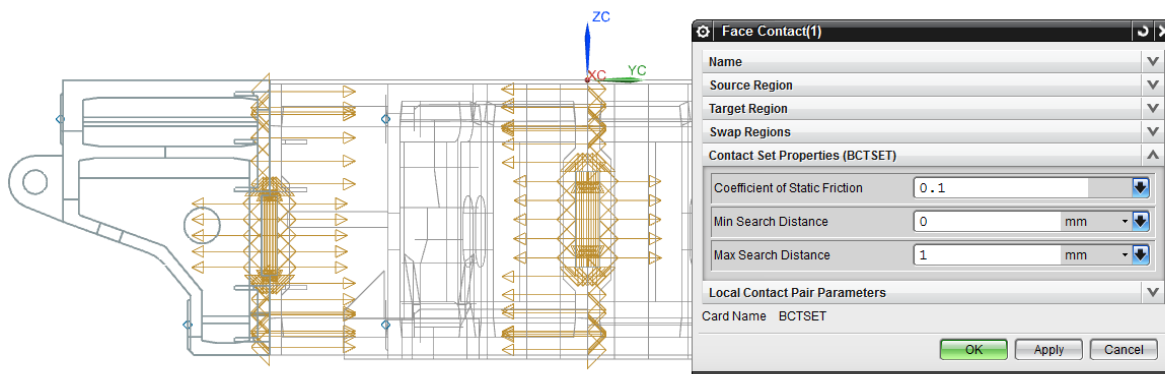


Obr. 89 - Diskretizace - předeptnutí kotev 2

Shrnutí použitých druhů a počtu jednotlivých elementů je uvedeno zde:

Total number of elements in the part:	165746
Total number of nodes in the part:	340824
Number of Beam elements:	514
Number of Rigid Link elements:	20
Number of Tetra10 elements:	160132
Number of Hex20 elements:	5080

Do všech kontaktních ploch byly nastaveny kontakty s koeficientem tření 0,1.

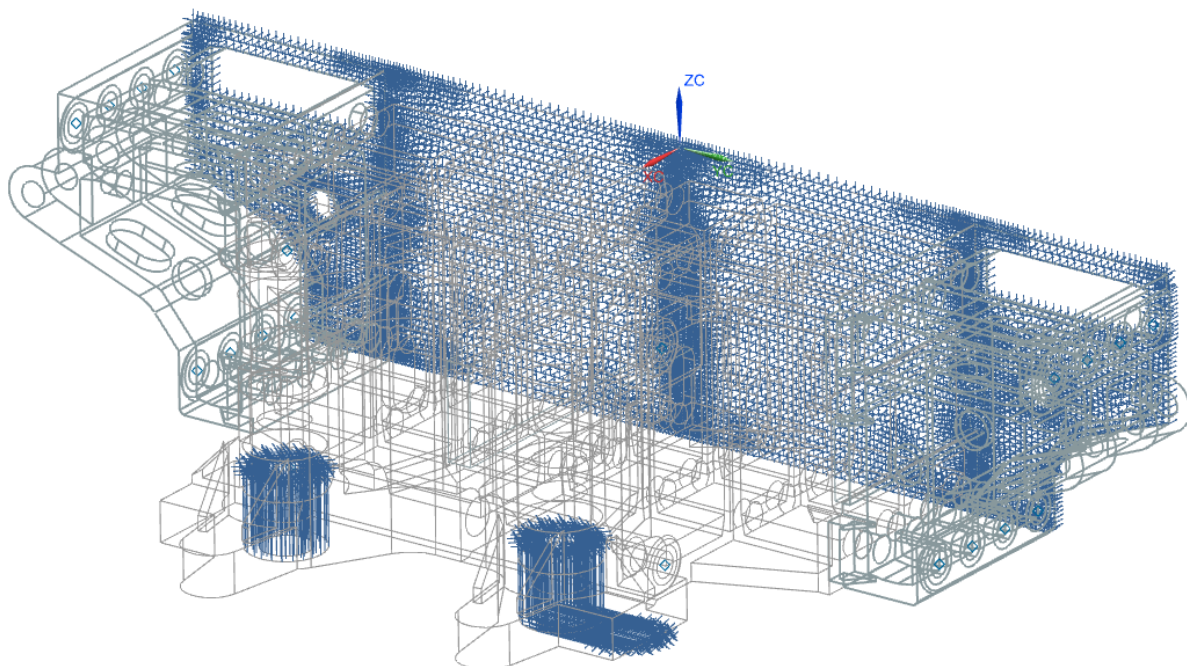


Obr. 90 - Kontakty

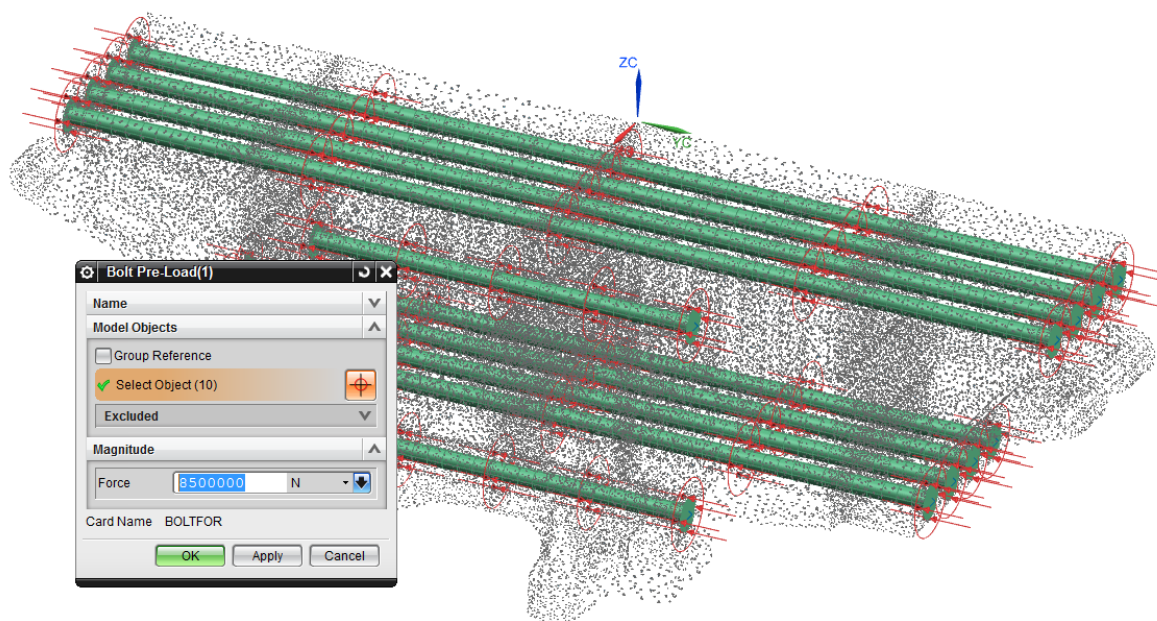
### b) Okrajové podmínky

Traverza je symetrická podle dvou středních rovin. Jelikož je ale v polovině podélného rozměru traverza dělená a jsou pro nás výsledky v této rovině důležité, musela být místo čtvrtiny traverzy namodelována celá její polovina. V rovině symetrie byla použita vazba symetrie. Ostatní stupně volnosti byly odebrány zespodu traverzy na dosedací ploše sloupových matic tak, že obě plochy byly fixovány ve vertikálním směru z a jedna z nich navíc v podélném směru y (obr. 91).

Co se týče zatížení, bylo nastaveno pouze předeptnutí kotev silou 8,5 MN.



Obr. 91 - Uchycení traverzy



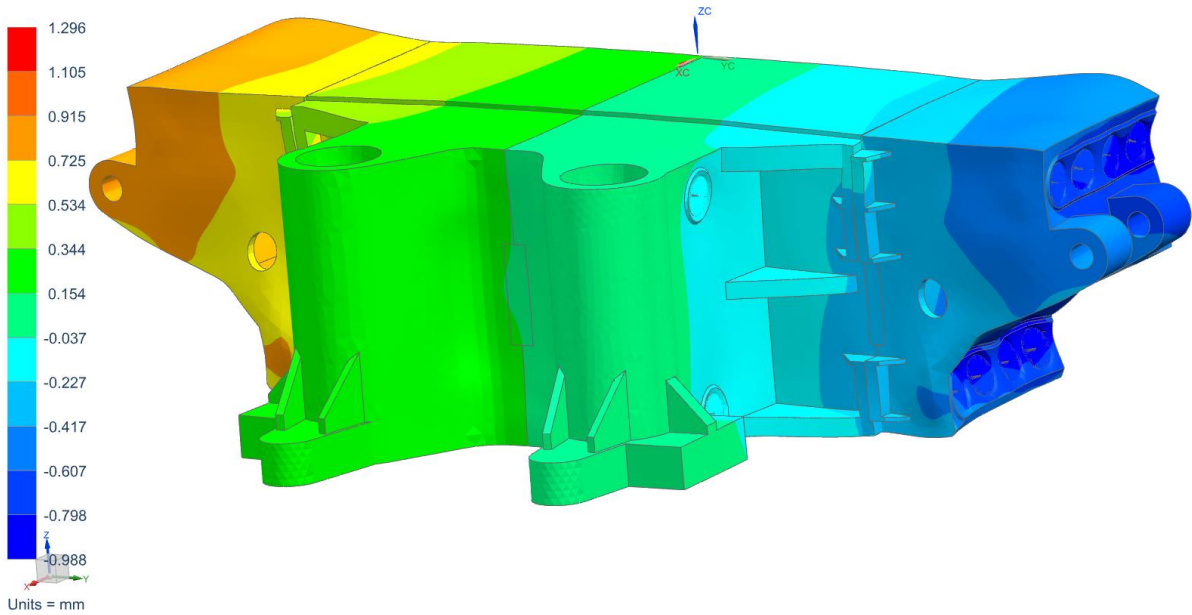
Obr. 92 - Předepnutí kotev

### c) Výsledky

Tato simulace byla provedena ke zjištění tuhostí traverzy ve směru jejich kotev. Zajímá nás tedy deformace ve směru  $y$ . Tuhost traverzy pak získáme podělením předepínací síly 8,5 MN rozdílem střední axiální výchylky plochy pod maticí na obou stranách traverzy.

V následující tab. 13 jsou vypsány axiální deformace děr na obou stranách traverzy ( $y_1$  a  $y_2$ ), jejich rozdíl a z toho vypočítaná tuhost každé díry. Posunutí děr nejsou symetrické z toho důvodu, že ve směru  $y$  byla traverza fixována v místě pouze jednoho sloupu, který není uprostřed traverzy. Díry jsou číslovány podle obr. 73 v kapitole 3.5.2.

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Displacement - Nodal, Y  
 Min : -9.67, Max : 12.86, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 93 - Posunutí traverzy ve směru kotev y při jejich předepnutí silou 8,5 MN

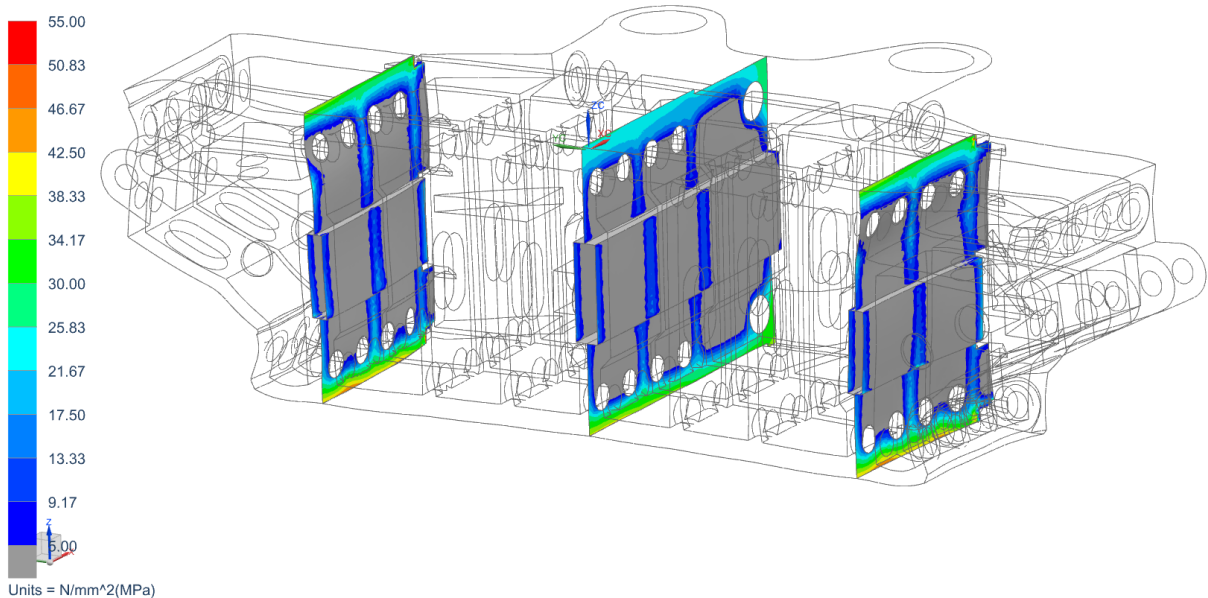
Číslo díry	Posunutí $y_1$ [mm]	Posunutí $y_2$ [mm]	Celkové posunutí [mm]	Tuhost díry [MN/mm]
1	-0,150	0,455	0,605	14,050
2	-0,161	0,471	0,632	13,449
3	-0,862	1,173	2,035	4,177
4	-0,845	1,155	2,000	4,250
5	-0,800	1,115	1,915	4,439
6	-0,696	1,008	1,704	4,988
7	-0,891	1,199	2,090	4,067
8	-0,822	1,130	1,952	4,355
9	-0,777	1,086	1,863	4,563
0	-0,705	1,012	1,717	4,950

Tab. 13 - Tuhost děr pro kotvy

Je zřejmé, že se výsledky tohoto modelu příliš neliší od výsledků z kapitoly 3.5.2.

Zajímavé je také rozložení kontaktního tlaku v dělicích rovinách traverzy (obr. 94). Naprostá většina síly se mezi jednotlivými částmi traverzy přenesou spodní a horní stěnou traverzy. Podstatně menší tlak je v místech napojení podélných žebér na kontaktní stěny mezi částmi traverzy. Kontaktní tlak menší než 5 MPa je zobrazen šedou barvou.

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Contact Pressure - Nodal, Scalar  
 Min : 0.00, Max : 89.25, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

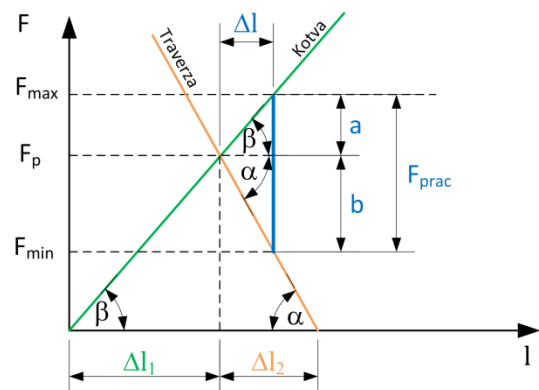


Obr. 94 - Kontaktní tlak v dělicích rovinách

## 4.2. Pracovní zatížení kotev

Po zatížení traverzy kovacími silami stoupne v kotvách síla z předepínací síly  $F_p$  na maximální sílu  $F_{max}$ . Nyní když už známe tuhost traverzy i tuhost kotev, můžeme zpětně dopočítat pracovní sílu, která je při kování přenášena kotvami. Tuto sílu pak porovnáme s analytickým výpočtem zatížení kotev.

Změříme-li po zatížení traverzy napětí v kotvách, můžeme snadno vyjádřit maximální sílu. Za předpokladu, že zanedbáme ohyb kotev, platí



Obr. 95 - Diagram předepjatého spoje

$$F_{max} = \sigma_{max} \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.1)$$

Podle obr. 95 můžeme dále psát

$$a = \Delta l \cdot \tan \beta \quad (4.2)$$

$$\Delta l = \frac{b}{\tan \alpha} \quad (4.3)$$

$$a = \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \cdot b \quad (4.4)$$

$$b = \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \cdot a \quad (4.5)$$

$$F_{prac} = a + b = \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \cdot b + \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \cdot a = \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \cdot \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \cdot a + \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \cdot a \quad (4.6)$$

$$F_{prac} = a \left( 1 + \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \right) = (F_{max} - F_p) \cdot \left( 1 + \frac{\tan \alpha}{\tan \beta} \right) \quad (4.7)$$

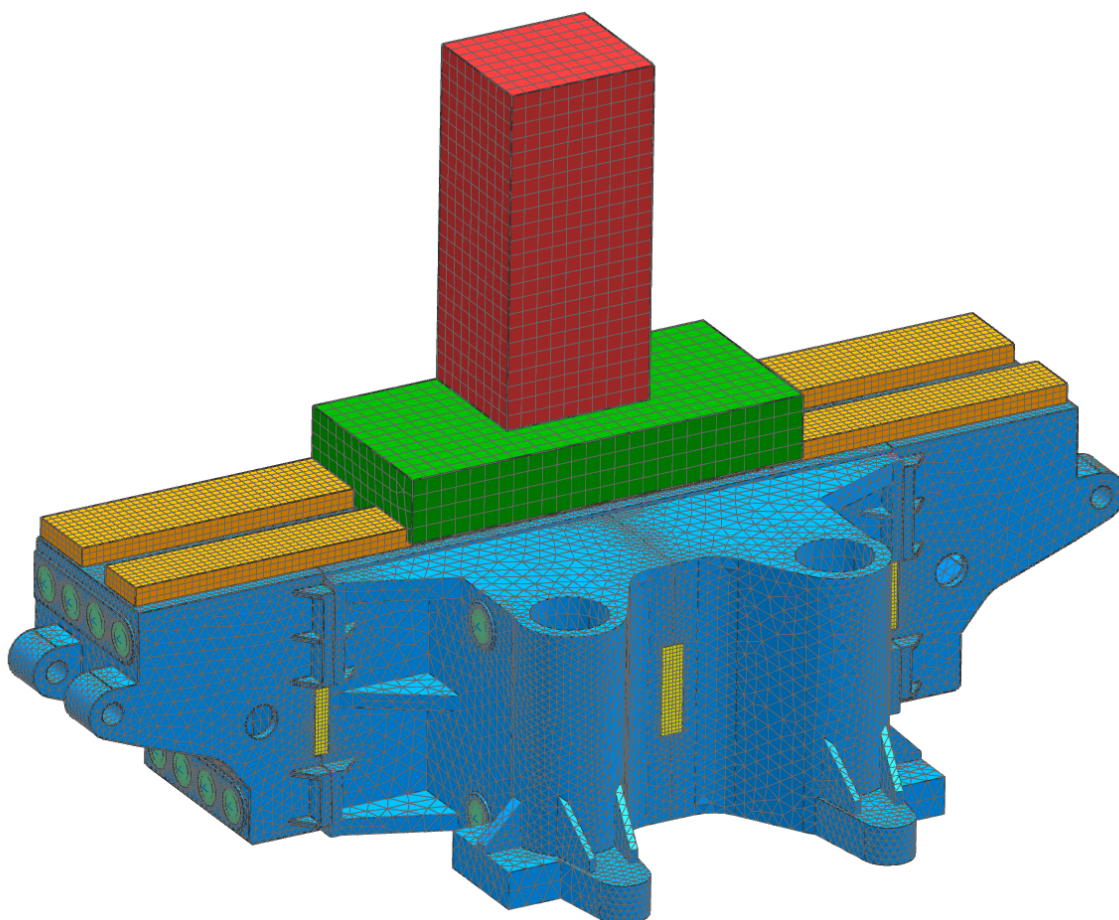


## 4.2.1. Pěchování

### a) Diskretizace

Diskretizace byla provedena podobně jako u předchozí simulace tuhosti traverzy. Části traverzy jsou diskretizovány pomocí čtyřstěnnů s 10 uzly (konzoly mají velikost prvku 200 mm a střední část 250 mm). Pera, kluzné lišty, kovací stůl i kovadlo je diskretizováno pomocí šestistěnnů s 20 uzly (velikost elementů per je 50mm, kluzných lišt 100 mm a elementy kovacího stolu s kovadlem mají 200 mm).

Síť byla zjemněna na kontaktních plochách, a to mezi částmi traverz na velikost prvků 80 mm, v okolí per na 50 mm a na kontaktu horní stěny traverzy s kluznými lištami na 100 mm.



Obr. 96 - Diskretizace - pěchování

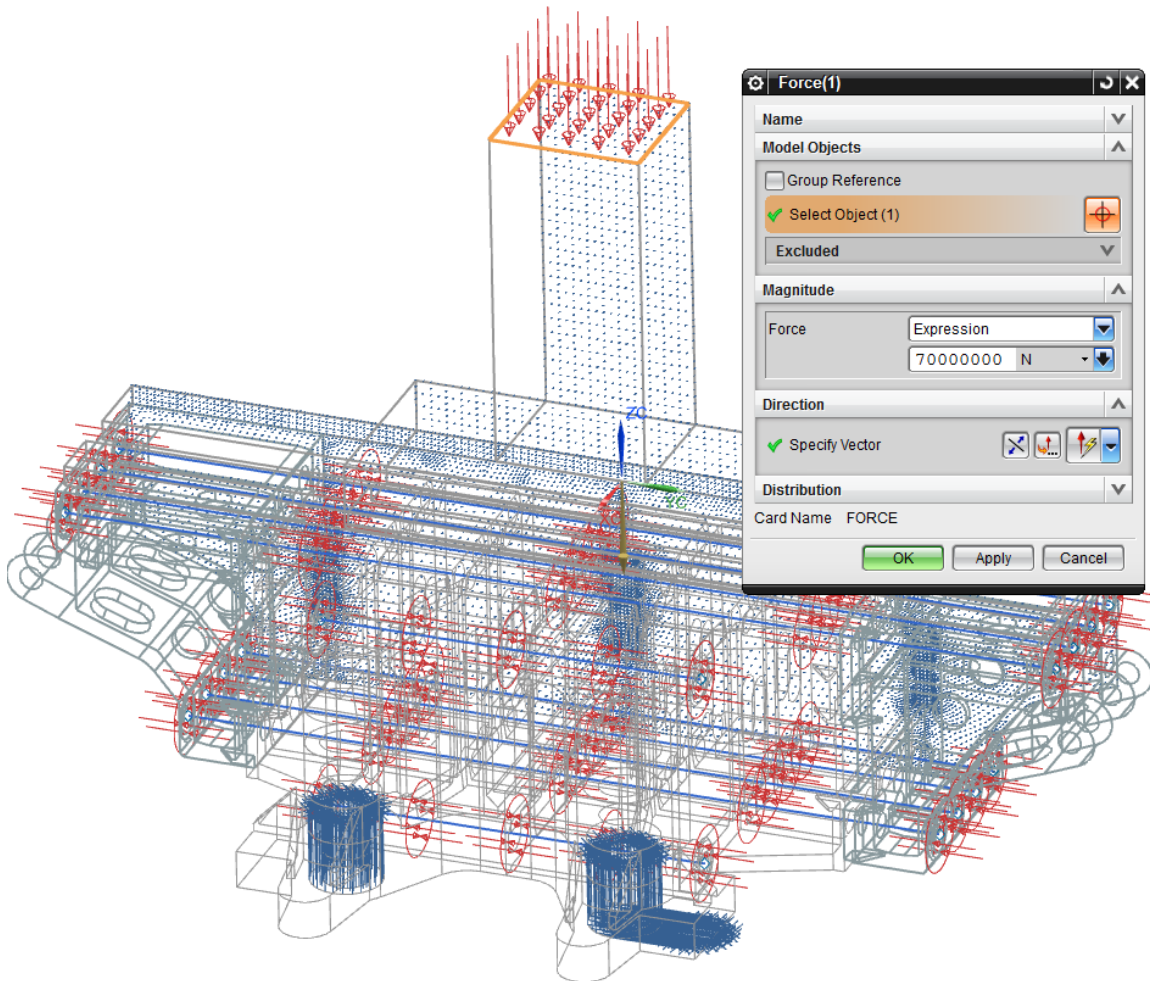
Shrnutí použitých druhů a počtu jednotlivých elementů je uvedeno zde:

Total number of elements in the part:	235051
Total number of nodes in the part:	553567
Number of Beam elements:	514
Number of Rigid Link elements:	20
Number of Tetra10 elements:	203632
Number of Hex20 elements:	30858

Všechny kontaktní plochy mají nastavený koeficient tření 0,1. Pouze kontakt kovadla s kovacím stolem a kovacího stolu s kluznými lištami je slepen. Jde nám zde pouze o přenos sil. Kontaktní tlak či odlehnutí těchto součástí pro nás v této úloze není důležitý.

### b) Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou nastaveny stejně jako u simulace ke zjištění tuhosti traverzy. Navíc je nastavena pouze pěchovací síla 70 MN viz obr. 97.



Obr. 97 - Okrajové podmínky – pěchování

### c) Výsledky

Nejdůležitější jsou pro nás výsledky napjatosti v kotvách spojujících jednotlivé části traverzy. Z nich můžeme podle vztahu (4.7) dopočítat pracovní namáhání kotev při pěchování. Hodnoty napětí v jednotlivých kotvách a vypočtení síly  $F_{prac}$  jsou uvedeny v tab. 14.

Na obr. 98 je celková deformace sestavy spodní traverzy lisu. Nesymetrie zobrazených posunutí je opět způsobena fixací pouze jednoho sloupu v podélném směru lisu.

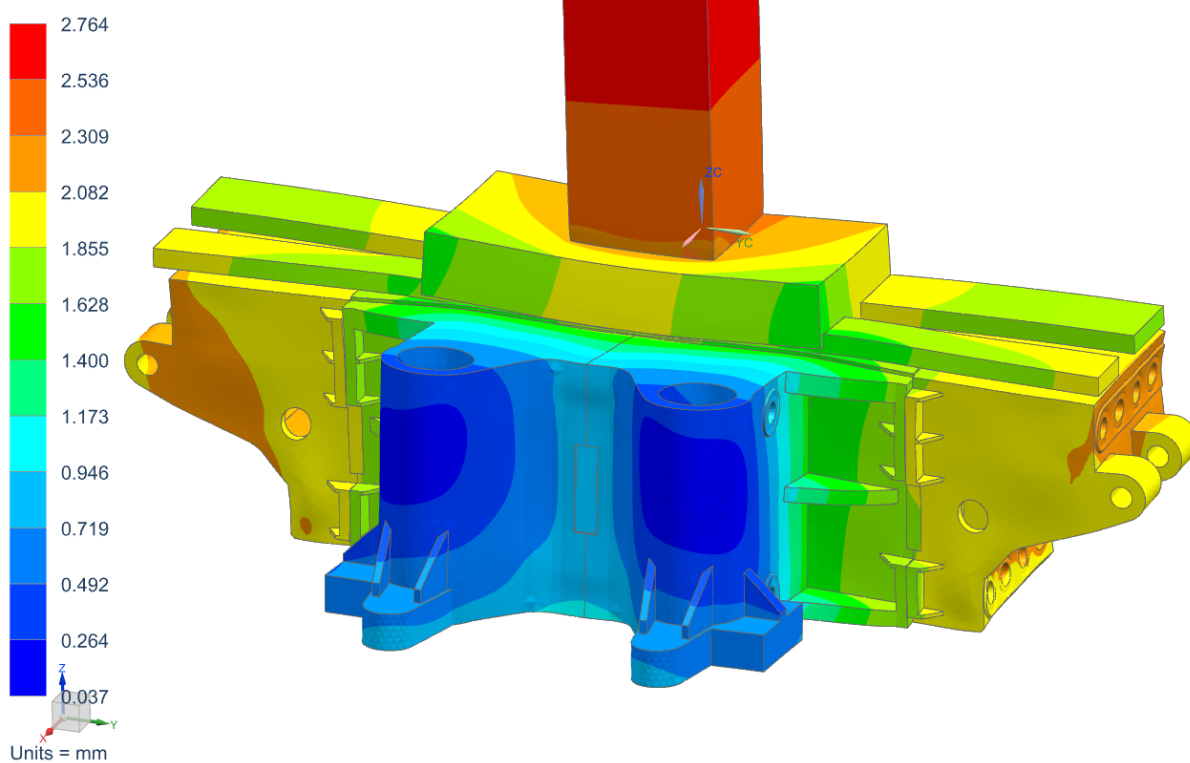
Na obr. 99 je vidět tlak v kontaktech mezi součástmi. Podobně jako u předchozí simulace je největší tlak v místech, kde jsou do stěn v dělicích rovinách přivedena žebra. Tlak menší než 5 MPa je opět vykreslen šedou barvou. Podle očekávání je ve střední dělicí rovině menší tlak tam, kde bylo očekáváno rozevírání částí traverzy, tedy na její spodní straně.

Kotvy se předepínají hlavně z toho důvodu, aby se v dělicích rovinách zajistilo vzájemné neodlehnutí částí traverzy. Z obr. 100 je patrné, že k odlehnutí v dělicích rovinách nikde nedošlo. Jediný kontakt, kde se od sebe plochy vzdálily, je mezi kluznými deskami a traverzou. Toto odlehnutí je však logicky zdůvodnitelné, protože kluzné desky jsou přes kovadlo a kovací stůl zamáčknuty působením pěchovací síly do poddajné traverzy pouze uprostřed.

číslo díry	$\sigma_{max}$ [MPa]	$F_{max}$ [MN]	$F_{prac}$ [kN]	Rovina kotev
1	185,898	8,551	57,415	horní
2	190,998	8,785	325,439	spodní
3	182,932	8,414	-105,580	spodní
4	183,366	8,434	-80,769	spodní
5	182,200	8,380	-145,368	spodní
6	185,564	8,535	41,989	spodní
7	187,125	8,607	126,220	horní
8	187,837	8,640	163,192	horní
9	186,781	8,591	105,780	horní
0	188,208	8,657	179,952	horní

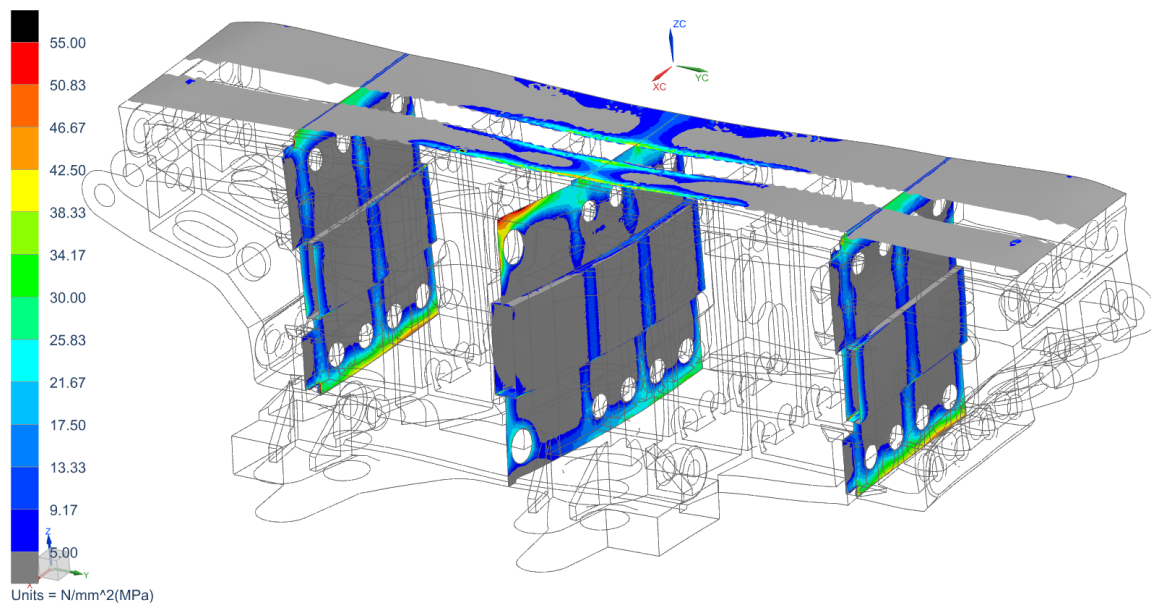
Tab. 14 - Pěchování - pracovní síla

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Min : 0.04, Max : 12.99, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



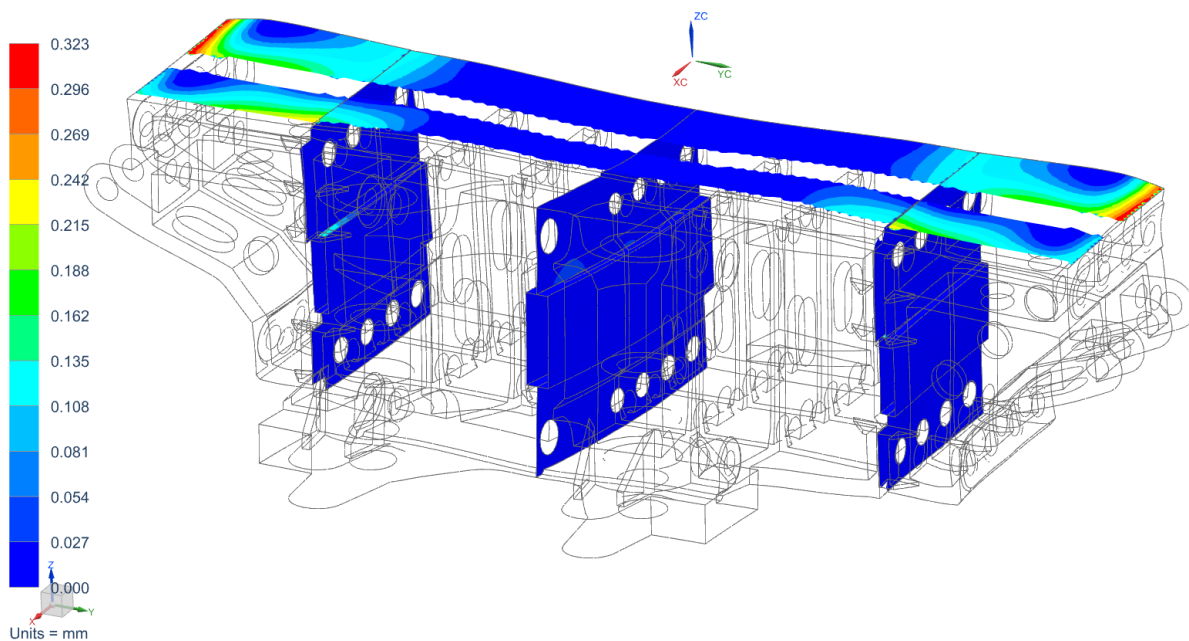
Obr. 98 - Pěchování - celkové posunutí

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Contact Pressure - Nodal, Scalar  
Min : 0.00, Max : 104.91, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 99 - Pěchování - kontaktní tlak

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Final Contact Separation - Nodal, Scalar  
Min : -0.005, Max : 0.323, Units = mm  
Deformation : Displacement - Nodal Magnitude

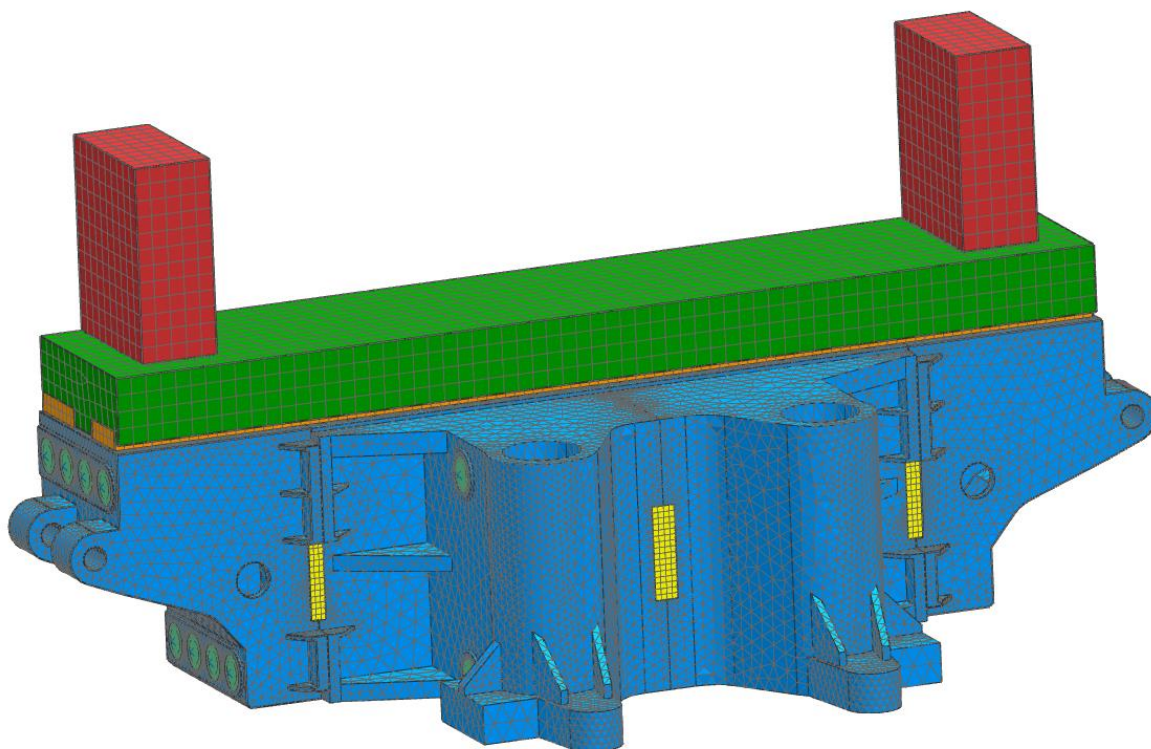


Obr. 100 - Pěchování - odlehnutí kontaktu

## 4.2.2. Kování na trnu

### a) Diskretizace

Diskretizace byla provedena stejně jako u předchozí úlohy pēchování. Navíc je zde pouze dvojice podpěr trnu místo spodního kovadla. Pro ty byly použity také osmistěnné prvky o velikosti 200 mm.



Obr. 101 - Diskretizace - Kování na trnu

Shrnutí použitých druhů a počtu jednotlivých elementů je uvedeno zde:

Total number of elements in the part:	217908
Total number of nodes in the part:	474093
Number of Beam elements:	514
Number of Rigid Link elements:	20
Number of Tetra10 elements:	203632
Number of Hex20 elements:	13676

Všechny kontaktní plochy mají nastavený koeficient tření 0,1. Opět pouze kontakt podpěr s kovacím stolem a kovacího stolu s klznými lištami je ze stejného důvodu jako u předchozí úlohy slepen.

### b) Okrajové podmínky

Maximální kovací síla při maximální povolené rozteči podpěr je 40MN (viz. tab. 3). Jelikož počítáme pouze polovinu traverzy, připadá na každou podpěru trnu síla 10MN.

Ostatní okrajové podmínky jsou stejné jako u předchozích dvou úloh. Kotvy jsou předepnuty silou 8,5 MN, na svislém, podélném řezu je nastavena vazba symetrie a zbylé stupně volnosti jsou odebrány na dosedacích plochách sloupových matic zespodu traverzy.

### c) Výsledky

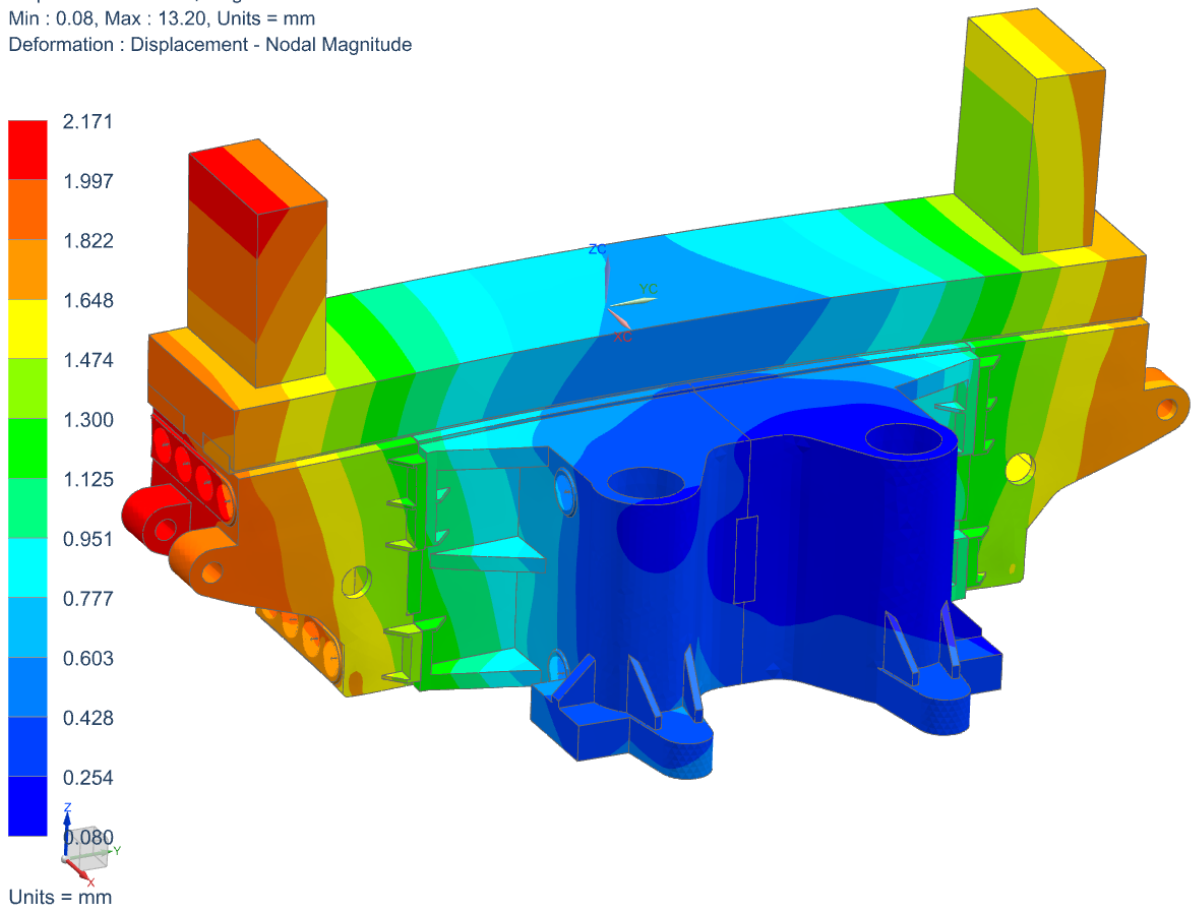
Opět byla změřena napjatost v kotvách a z ní pak vypočítána pracovní síla zatěžující kotvy při tomto jejich nejhorším případě zatěžování. Výsledky jsou uvedeny v tab. 15.

číslo díry	$\sigma_{max}$ [MPa]	$F_{max}$ [MN]	$F_{prac}$ [kN]	Rovina kotev
1	188,092	8,651	302,981	horní
2	184,989	8,509	17,530	spodní
3	178,447	8,208	-584,283	spodní
4	178,716	8,220	-559,537	spodní
5	177,587	8,168	-663,396	spodní
6	180,480	8,301	-397,263	spodní
7	191,132	8,791	582,637	horní
8	191,259	8,797	594,320	horní
9	190,172	8,747	494,325	horní
0	191,534	8,810	619,618	horní

Tab. 15 - Kování na trnu - pracovní síla

Na obr. 102 je zobrazeno celkové posunutí sestavy spodní traverzy lisu. Nesymetrie zobrazených posunutí je opět způsobena fixací pouze jednoho sloupu v podélném směru lisu.

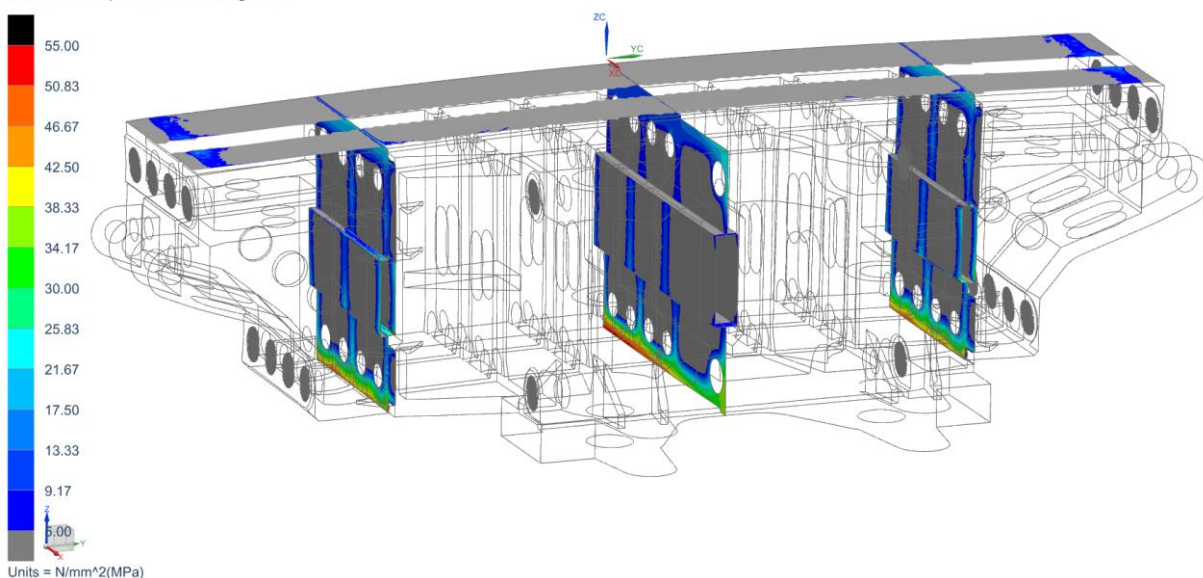
sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Displacement - Nodal, Magnitude  
 Min : 0.08, Max : 13.20, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 102 - Kování na trnu - celkové posunutí

Na obr. 103 je vidět tlak v kontaktech mezi jednotlivými součástmi. V analytickém výpočtu jsme předpokládali tendenci rozevírání částí traverzy v dělicích rovinách na horní straně. Rozložení kontaktního tlaku tento předpoklad podporuje. Je jasně patrné, že v dělicích rovinách při horní stěně traverzy je mnohem menší tlak než dole.

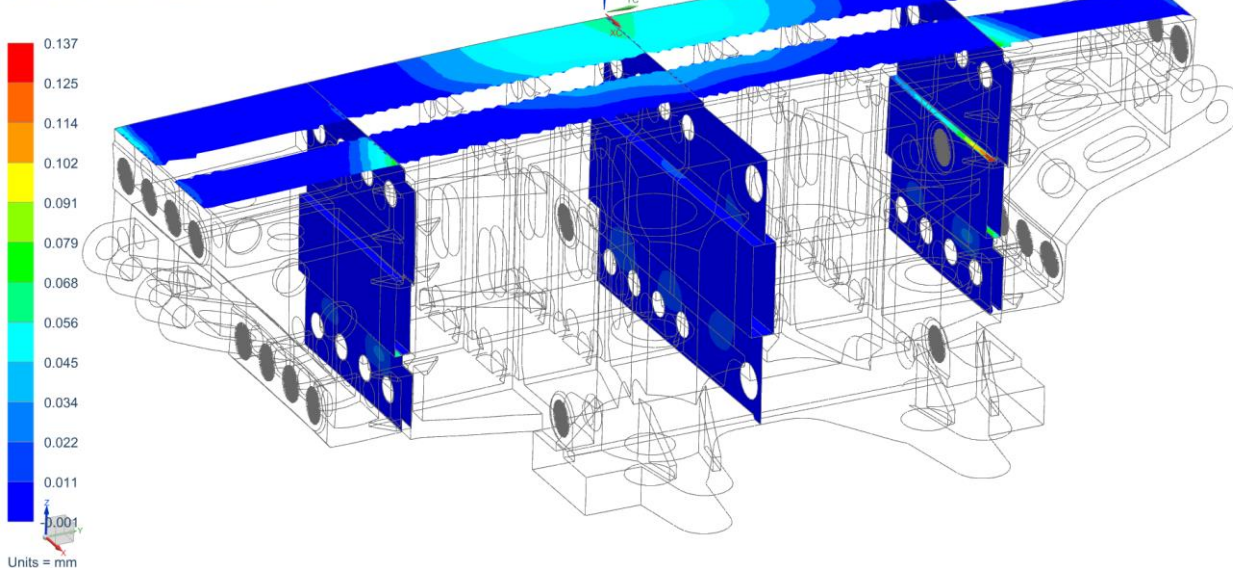
sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Contact Pressure - Nodal, Scalar  
 Min : 0.00, Max : 128.34, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 103 - Kování na trnu - kontaktní tlak

Jednotlivé části traverzy podle obr. 104 neodléhají. K odlehnutí dojde pouze mezi kluznými lištami a traverzou v jejím středu. Vysvětlení je stejné jako v úloze pýchování.

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Final Contact Separation - Nodal, Scalar  
 Min : -0.001, Max : 0.137, Units = mm  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



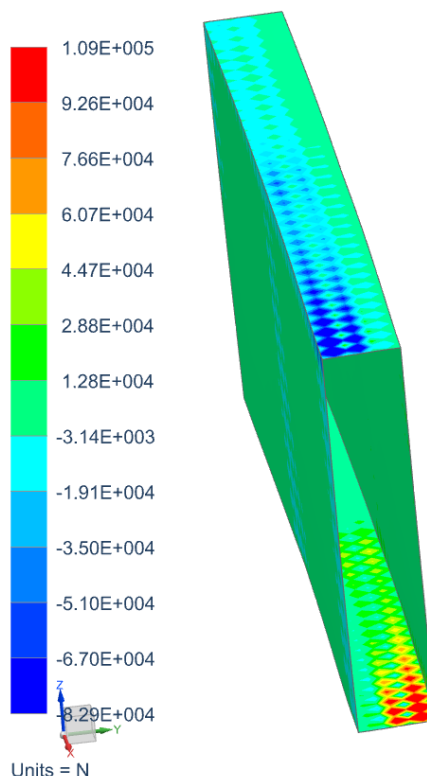
Obr. 104 - Kování na trnu - odlehnutí kontaktu

Při kování na trnu už dochází k zatížení krajního pera mezi konzolou a střední částí traverzy. Pokud bychom zanedbali přenos smykové síly třením mezi částmi traverzy a rozptýlení síly přenosem přes kovací stůl do větší plochy, mělo by každé pero přenést celou sílu působící na podpěru trnu, umístěnou na konzole. V našem případě výpočtu poloviny traverzy by měla mít tato síla hodnotu 10 MN.

Na MKP modelu konzoly spodní traverzy lisu byla počítána síla ve všech bodech dosedací plochy pera (obr. 106). Změřená smyková síla má velikost 2 741 200 N, což je přibližně čtvrtinová hodnota předpokládané síly. Přenos smykové síly třením mezi částmi traverzy a její rozptýl přes kovací stůl přímo do střední části traverzy hraje velkou roli.

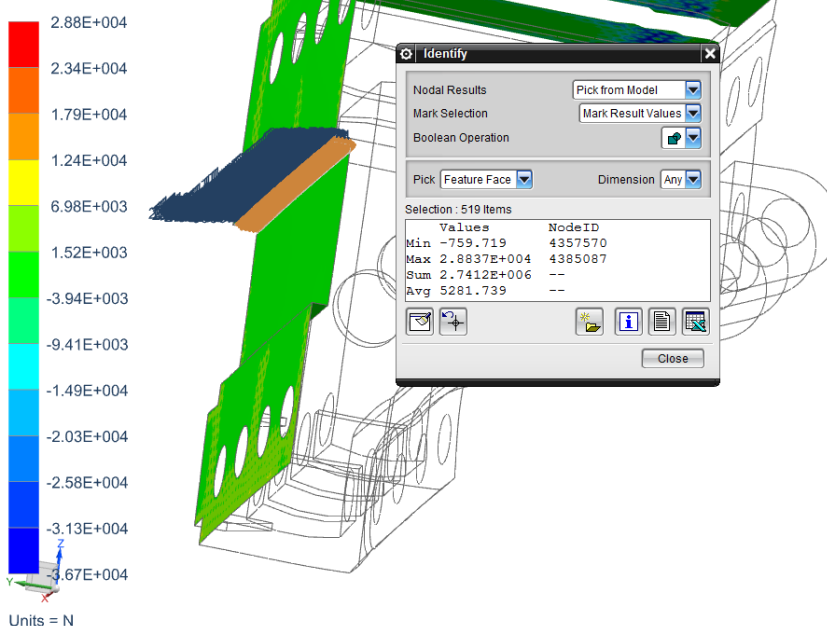
Při navrhování pera ze smykových sil vyjádřených v kapitole 2.1.2 však nikdy nedojde k jeho poddimenzování.

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Contact Force - Nodal, Z  
 Min : -8.32E+004, Max : 1.26E+005, Units = N  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 105 - Smyková síla přenášená perem

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
 Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
 Contact Force - Nodal, Z  
 Min : -8.32E+004, Max : 1.26E+005, Units = N  
 Deformation : Displacement - Nodal Magnitude



Obr. 106 - Smyková síla při kování na trnu



### 4.3. Diskuze MKP výsledků

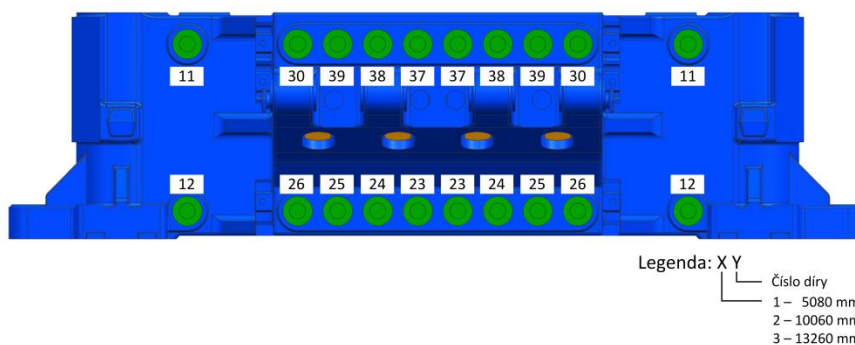
Z tab. 16 je jasně patrné, že výsledky pracovních sil získané z analytického výpočtu a z MKP výpočtu se diametrálně liší. Hlavním důvodem, proč je tomu tak, je uvažování absolutně tuhé traverzy v analytickém výpočtu zatížení kotev. Většina energie z momentu kovací síly se přemění na deformační energii traverzy. Při analytickém výpočtu je počítáno s tím, že bude celá pohlcena kotvami.

Další věcí, která má velký vliv na nepřesnost analytického výpočtu, je uvažování síly působící v jednom bodě. Ve skutečnosti se kovací síla roznese přes kovadlo, respektive podpěry trnu a kovací stůl, který má u posuzovaného lisu CKV 120/140MN navíc abnormálně velkou tloušťku, do relativně velké plochy.

Pro přehlednost byl pod tabulku zatížení kotev přidán znovu obrázek s čísly příslušných děr.

Číslo díry	Předepnutí $F_p$ [MN]	PĚCHOVÁNÍ		KOVÁNÍ NA TRNU		Rovina kotev
		Analytický $F_{prac}$ [kN]	MKP $F_{prac}$ [kN]	Analytický $F_{prac}$ [kN]	MKP $F_{prac}$ [kN]	
1	8,5	550	57,415	5400	302,981	horní
2	8,5	4170	325,439	1000	17,530	spodní
3	8,5	4170	-105,580	1000	-584,283	spodní
4	8,5	4170	-80,769	1000	-559,537	spodní
5	8,5	4170	-145,368	1000	-663,396	spodní
6	8,5	4170	41,989	1000	-397,263	spodní
7	8,5	550	126,220	5400	582,637	horní
8	8,5	550	163,192	5400	594,320	horní
9	8,5	550	105,780	5400	494,325	horní
0	8,5	550	179,952	5400	619,618	horní

Tab. 16 - Diskuze MKP výsledků



Obr. 107 - Číslování děr traverzy

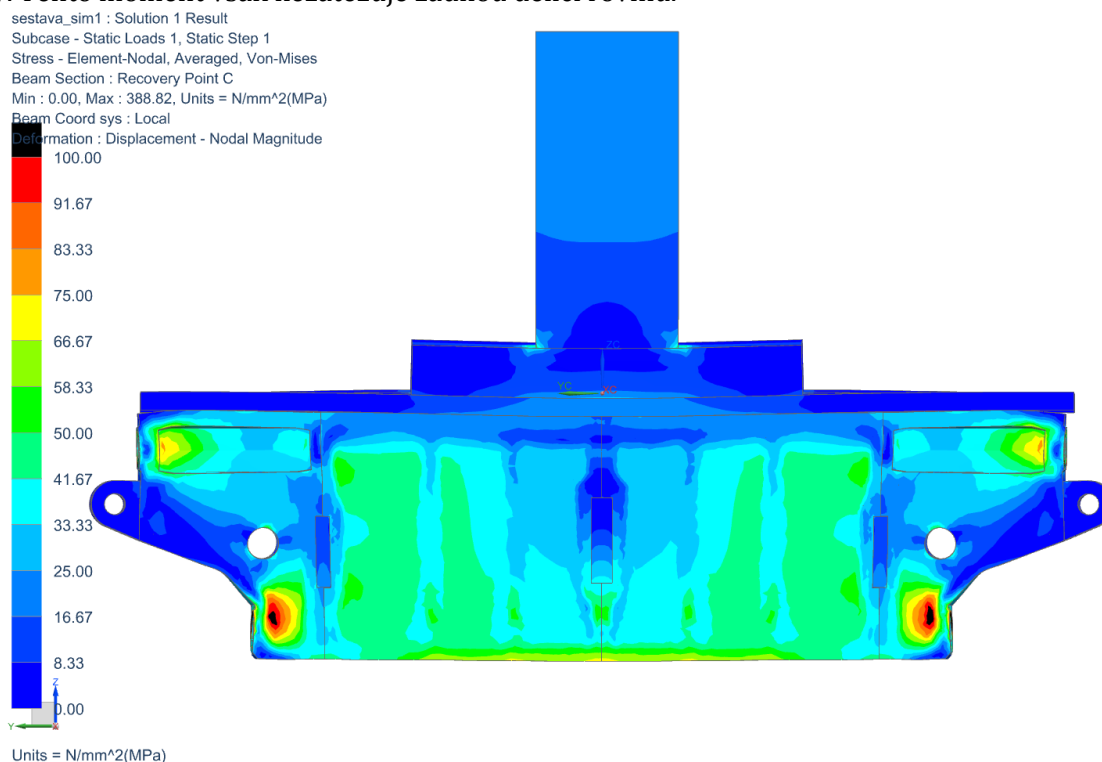
#### a) Pěchování

Zatížení kotev pracovní silou vyšlo v MKP simulaci naprosto odlišně od analytických výsledků. Neshodují se ani relativně tak, že kotvy v horní rovině by měly být podle analytického výpočtu zatíženy více.

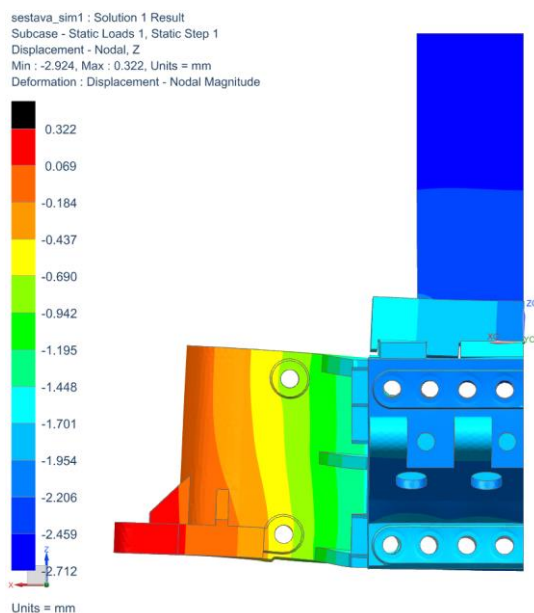
Na obr. 108 je v řezu polovinou traverzy vidět, jak se šíří napjatost ze spodního kovadla do traverzy. V kontaktu kluzných desek kovacího stolu a traverzy se zatížení od kovací síly rozneslo téměř rovnoměrně do délky dokonce větší, než je rozteč sloupů. Traverza je tak namáhána spíše spojitým zatížením než osamělou silou ve prostřed. Ohybový moment tak bude daleko menší, než s jakým bylo původně počítáno.

Podle obr. 99 je při dolní stěně traverzy ve střední dělicí rovině menší kontaktní tlak. Traverza má tedy skutečně tendenci se rozevřít zesponu. Proto je také nejvíce namáhána spodní kotva číslo 2, která drží pouze dvě střední části traverzy. Přesto je předepínací síla natolik vysoká, že traverza nikde v dělicí rovině neodlehne. V ostatních kotvách spodní roviny kotev zůstala prakticky stále předepínací síla.

Příčná rozteč sloupů je mnohem větší než podélná, je zde tedy mnohem větší ohybový moment. Traverza se podle toho také deformuje (obr. 109) a spotřebuje se na to většina energie z kovací síly. Tento moment však nezatěžuje žádnou dělicí rovinu.



Obr. 108 - Pěchování - napětí von Mises



Obr. 109 - Pěchování - posunutí ve vertikálním směru z

### b) Kování na trnu

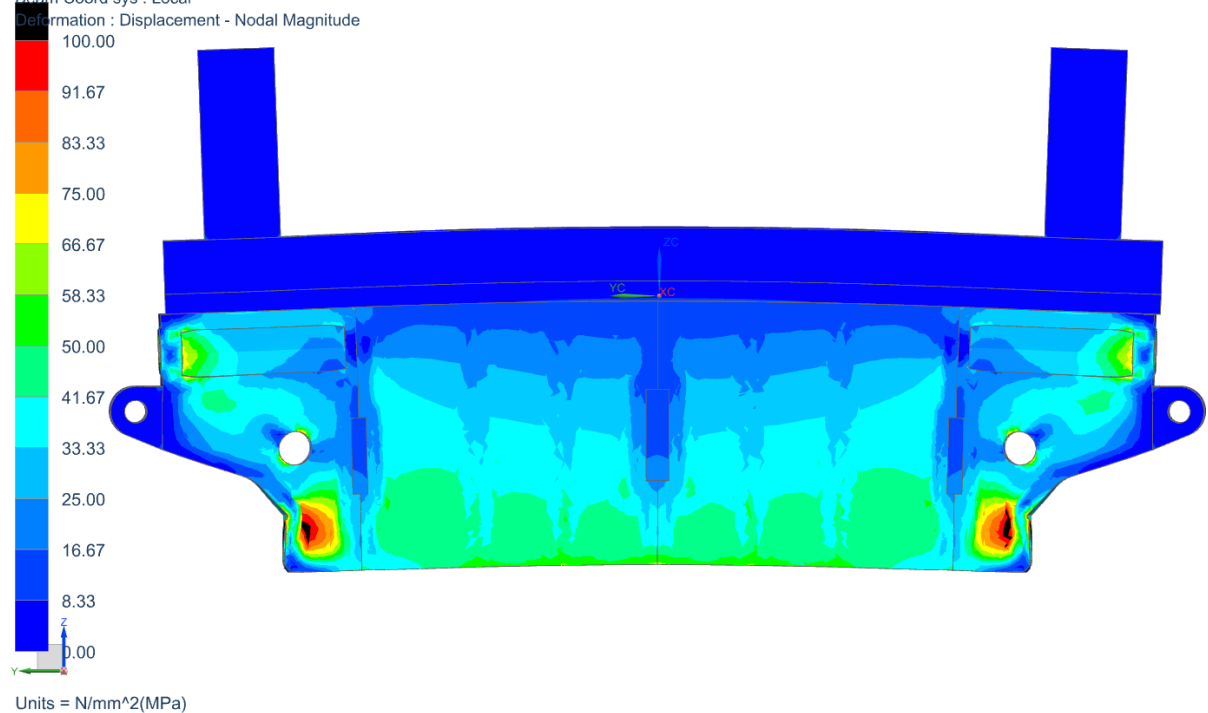
Zde mají výsledky zatížení kotev podobný charakter jako u analytického výpočtu. Zatížení z podpor kovacího trnu se roznese téměř na celé konzoly. Stále je však toto zatížení od sloupů lisu vzdáleno mnohem více než u případu pýchování. Vznikne zde tedy už znatelný ohybový moment, který se snaží traverzu otevřít v dělicích rovinách nahoře (obr. 103). Podle toho jsou také zatíženy kotvy horní dělicí roviny více než kotvy spodní dělicí roviny.

V kotvách spodní roviny kotev naopak síla poklesne. Konzola se opře v dělicí rovině o pero a síla z podpory, která má k dělicí rovině moment, pak konzolu ve spodní části tlačí směrem do středu traverzy.

Dokonce jsou pracovní síly horní roviny kotev téměř stejné jako pracovní síly spodní roviny kotev, jenom opačně orientované. Vzhledem k tomu, že je horní hrana pera, o kterou se konzola opře, téměř přesně uprostřed mezi rovinami kotev, dalo by se usuzovat, že by bylo přesnější počítat zatížení kotev z ohybového momentu traverzy podle jejich momentu k této hraně pera. Ne ke spodní stěně celé traverzy, jak bylo popsáno v kapitole 2.1.2.

Přesto vlivem poddajnosti traverzy ve všech směrech vychází zatížení kotev zhruba desetinásobně menší, než u analytického výpočtu.

sestava\_sim1 : Solution 1 Result  
Subcase - Static Loads 1, Static Step 1  
Stress - Element-Nodal, Unaveraged, Von-Mises  
Beam Section : Recovery Point C  
Min : 0.00, Max : 619.87, Units = N/mm<sup>2</sup>(MPa)  
Beam Coord sys : Local



Obr. 110 - Kování na trnu - napětí von Mises

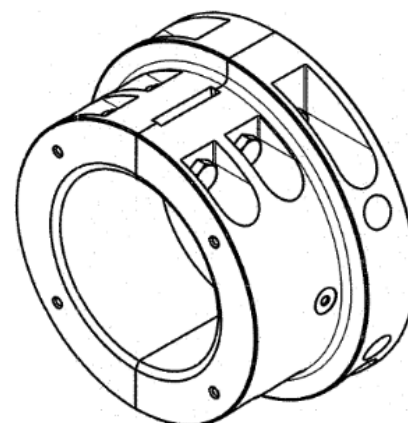
### c) Zhodnocení výsledků MKP

Vzhledem k reálným výsledkům posunutí a rozložení kontaktních tlaků mezi jednotlivými částmi traverzy lze MKP analýzu považovat za správnou, přestože v ní ve srovnání s analytickým výpočtem vyšlo zatížení kotev diametrálně rozdílné. Proč se výsledky tak lišily, bylo popsáno výše.

## 5. Matice

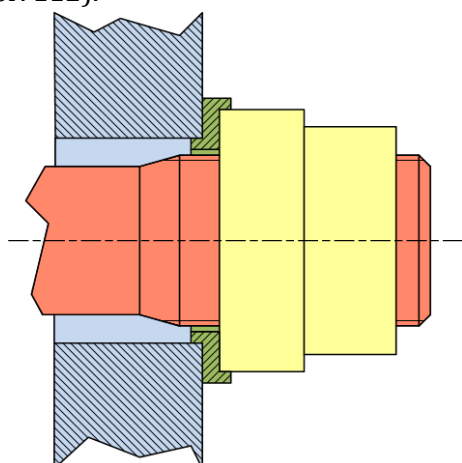
[2],[4],[14] Kotvami se přenáší velké síly, proto se u nich zpravidla nepoužívá metrický, ale lichoběžníkový závit, který má větší únosnost. Nejčastěji to bývá lichoběžníkový nerovnoramenný, neboli pilový, který má sklon zabírajících stran zubů závitu  $0 - 5^\circ$ . Axiální síla se tak nerozkládá do radiální složky, která by měla tendenci matici roztrhnout.

Vzhledem k vysokému zatížení závitů, které bývá často až v plastické oblasti namáhání, se matice kvůli rozebíratelnosti spojení vyrábějí dělené. Dělí se na dvě poloviny rovinou procházející osou matice. Jednotlivé části jsou k sobě sešroubovány šrouby.



Obr. 111 - Dělená matice

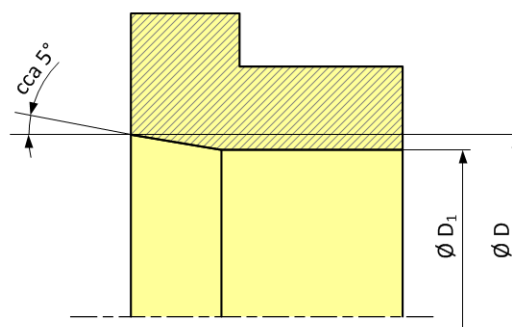
Kotvy mají obvykle průměr dřívku menší, než je rozměr závitu (varianta A i varianta C). V tom případě musí matice plnit i středící funkci kotev. Vyrábějí se pro to speciální osazené podložky (obr. 112).



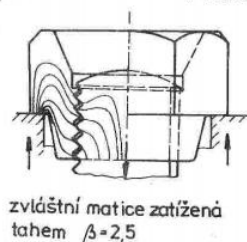
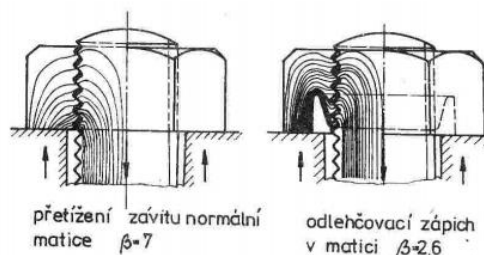
Obr. 112 - Středící podložka

Aby se co nejvíce odlehčilo prvním závitům matice, které jsou nejvíce namáhány, přistupuje se k různým úpravám závitu. Mezi nepoužívanější úpravy patří sražení vnitřní hrany matice pod úhlem do  $10^\circ$ . První závity tak nemají plnou výšku a se závity kotvy zabírají pouze svojí tužší a pevnější částí. Se vzdáleností od kraje matice výška profilu závitu roste.

Další úpravy pro odlehčení prvních závitů, které se sice používají spíše u menších šroubových spojů, ale lze je přenést i do větších měřítek, jsou zobrazeny na obr. 114. Pro představu, jaký vliv mají jednotlivé úpravy na dynamickou únosnost, je u každé z nich zobrazen součinitel vrubu  $\beta$ , v kapitole 3.4.4 označovaný jako  $k_f$ .



Obr. 113 - Výběh závitu



Obr. 1.10 Různá konstrukční provedení matice

Obr. 114 - Konstrukční úpravy matice [4]

## 5.1. Dimenzování matic

### a) Závit

Nejvíce je na matici zatěžován její závit. Analytický výpočet je značně nepřesný, jelikož nelze s jistotou určit, přes kolik závitů se bude síla přenášet. Zvláště pokud se použijí některé úpravy matice pro rovnoměrnější rozložení napětí v závitech. Nicméně se vždy používají normalizované závity, které jsou navrženy s ohledem na přenášení sil úměrných jejich rozměru kvalitním materiálem šroubů, respektive kotev. Podniky, zabývající se výrobou lisů, mají většinou firemní standardy i pro navrhování celých matic.

V reálné součásti dochází v prvních závitech k malým plastickým deformacím, díky kterým si na sebe závity lépe sednou. Pokud se dodrží výška matice podle standardů, není třeba závity už dále kontrolovat.

### b) Styková plocha s traverzou

Od vnějšího průměru matice se odvíjí minimální rozteč mezi kotvami. Pokud se kotvy předepínají pomocí hydraulického předepínacího zařízení, musí být mezi jednotlivými kotvami navíc ještě prostor pro rozpěru tohoto zařízení. Aby se tak do řady vešlo co nejvíce kotev, je snaha vnější průměr matice minimalizovat.

Matice se vyrábějí kvůli značnému zatížení závitů z kvalitního materiálu. Z dvojice materiálů matice – spojovaná součást, v našem případě traverza, má menší dovolené namáhání vždy traverza. Průměr matice se pak navrhuje podle tohoto materiálu tak, aby nedošlo k překročení dovoleného napětí v otlacení.

## 6. Závěr

Jedním z hlavních cílů této práce bylo posoudit, zda by se dalo ušetřit na výrobě kotev tím, že by se neobráběl jejich dřík. Jediným způsobem, jak porovnat součásti, které se liší pouze kvalitou povrchu, je výpočet jejich životnosti. Síly přenášené kotvami byly určeny s uvažováním absolutně tuhé traverzy, tyto síly jsou ale ve skutečnosti daleko menší. Dynamické zatížení kotev pak bylo stanoveno podle teorie předepjatého spoje. Přesto neobráběné kotvy vyhověly, a to dokonce bez nutnosti zvětšení jejich průměru. Použitím kotev s neobrobeným dříkem pro spojení částí dělených traverz lze tedy ušetřit cca 10% nákladů na jejich výrobu.

Dále byl v této práci zkoumán vliv ohybového namáhání kotev, který v nich vznikne nerovnoměrnou deformací stěny traverzy pod maticí, na jejich celkovou napjatost. Závěr je takový, že hodnota ohybového namáhání je okolo 2% jejich tahového napětí. Při návrhu, kde jsou uvažována daleko větší zjednodušení, se může tedy jejich ohyb zanedbat.

Na začátku práce je s drobnými zpřesněními popsán způsob výpočtu zatížení kotev ze zatížení traverzy kovacími silami, který se v praxi používá k jejich dimenzování. Tento výpočet je poté srovnán s výsledky MKP analýzy. Zjištěné výsledky se řádově liší, v případě přechování neodpovídá ani relativně velikost sil v horní rovině kotev silám ve spodní rovině. Je to způsobeno tím, že v analytickém výpočtu je uvažováno mnoho zjednodušení. Hlavním z nich je počítání s absolutně tuhou traverzou a jejím bodovým zatížením. Podrobně jsou tyto nepřesnosti popsány v kapitole 4.3. Diskuze MKP výsledků.

Pokud bychom se chtěli analytickým výpočtem přiblížit více k realitě, bylo by vhodné při přechování počítat s rozložením kovací síly až do trojnásobné šířky kovačny. Obdobně při kování na trnu při maximální rozteči podpěr se kovací síla téměř rovnoměrně rozložila po celé konzole. Zatížená konzola má tendenci se odklopit v dělicí rovině nahoře, nicméně osou otáčení je díky její poddajnosti horní hrana pera a ne spodní stěna traverzy, jak je uvažováno v analytickém výpočtu. Kotvám v dolní rovině kotev je tak dokonce odlehčeno. Měla by tedy být snaha umístit pero co nejbližší horní rovině kotev.

Dále je v práci popsána metodika dimenzování na únavu, včetně způsobů určování součinitelů redukujících mez únavy součástí. V kapitole 3.8 jsou rozebrány používané způsoby předepínání kotev včetně jejich výhod a nevýhod. Na konci práce je pak kapitola věnována maticím, které jsou nedílnou součástí tohoto šroubového spoje. Jsou zde popsány jejich základní znaky, problémy, které s nimi souvisí, a způsob jejich dimenzování.

# Zdroje

## Informace

- [1] HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J.: Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999
- [2] ČECHURA, Milan, Jiří STANĚK a Milan ROST. *Tvářecí stroje: hydraulické lisy*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, Strojní fakulta, 1999, 140 s. ISBN 80-708-2480-8.
- [3] STANĚK, Jiří. *Základy stavby výrobních strojů*. 1. vyd. V Plzni: Západočeská univerzita, 2001, v, 120 s. ISBN 80-708-2738-6.
- [4] RŮŽIČKA, Milan, Miroslav HANKE a Milan ROST. *Dynamická pevnost a životnost*. dotisk. Praha: ČVUT v Praze, 1989. Dostupné z: [http://mechanika.fs.cvut.cz/go/http://mechanika2.fs.cvut.cz/documents/dpz\\_high.pdf](http://mechanika.fs.cvut.cz/go/http://mechanika2.fs.cvut.cz/documents/dpz_high.pdf)
- [5] VLACH, Bohumil. ÚMI FS VUT BRNO. *Únava materiálu: Úvod*. Na základě knihy N. E. Dowling : Mechanical behaviour of materials; Prentice-Hall International Editions 1993. Dostupné z: <http://ime.fme.vutbr.cz/files/vyuka/GS0/08a%20-%20unava1.doc>
- [6] VLACH, Bohumil. ÚMI FS VUT BRNO. *Únava materiálu: Napěťový přístup k únavě materiálu*. Na základě knihy N. E. Dowling : Mechanical behaviour of materials; Prentice-Hall International Editions 1993. Dostupné z: <http://ime.fme.vutbr.cz/files/vyuka/GS0/08b%20-%20unava2.doc>
- [7] LENFELD, Petr. Technologie II: Technologie objemového tváření - kování. [online]. [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce/03.htm](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/03.htm)
- [8] MAŇAS, Stanislav. ČVUT V PRAZE. *Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje*. Praha, 2006/2007. Dostupné z: [http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor\\_stud/VSZ\\_-\\_2351054/VSZ\\_-\\_Tvareci\\_stroje.pdf](http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/VSZ_-_2351054/VSZ_-_Tvareci_stroje.pdf)
- [9] POKORNÝ, Přemysl. TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. *Výrobní stroje II.: Mechanické lisy* [online]. Liberec, 1998 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: [http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobnni\\_stroje/tvareci.pdf](http://www.kvs.tul.cz/download/vyrobnni_stroje/tvareci.pdf)
- [10] PETRUŽELKA, Jiří a Richard BŘEZINA. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Úvod do tváření I*. [online]. Ostrava, 2001 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: [http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Uvod\\_TV1.pdf](http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Uvod_TV1.pdf)
- [11] PETRUŽELKA, Jiří a Richard BŘEZINA. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Úvod do tváření II*. [online]. Ostrava, 2001 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: [http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/texty/uvod\\_tv2.pdf](http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/texty/uvod_tv2.pdf)
- [12] PETRUŽELKA, Jiří. VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA. *Nekonvenční metody tváření* [online]. 1. verze pro NS a DS. Ostrava, 2007 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: <http://www.345.vsb.cz/jiripetruzelka/Texty/Nekonvenčni%20metody%20tvareni%202007.pdf>

- [13] ČECHURA, Milan. Průběžná zpráva o činnosti CVTS k 20.9.2008. [online]. 2008 [cit. 2013-05-06]. Dostupné z: [http://www.sst.cz/upload/files/Centrum%20Plze%C5%88-%20zpr%C3%A1va%20k%2020\\_9\\_2008.pdf](http://www.sst.cz/upload/files/Centrum%20Plze%C5%88-%20zpr%C3%A1va%20k%2020_9_2008.pdf)
- [14] STANĚK, Jiří. *Konstrukce tvářecích strojů*. Plzeň, 2012. Podklady k přednáškám. Západočeská univerzita v Plzni.
- [15] EFatigue: Glossary. SOCIE, Darrell. UNIVERSITY OF ILLINOIS AT URBANA-CHAMPAIGN. *EFatigue: A trusted source for fatigue analysis* [online]. [cit. 2013-05-07]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/glossary/>
- [16] Studijní materiály. ZAJÍČEK, Martin, Vítězslav ADÁMEK a Miroslav HORÁK. *Katedra mechaniky ZČU v Plzni* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.kme.zcu.cz/kmet/>
- [17] VALÍK, Petr. *Výpočet spodní traverzy lisu CKV 120/140 MN s posouzením jednotlivých způsobů dělení spodní traverzy*. Plzeň, 2011/2012. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, fakulta strojní. Vedoucí práce Václav Kubec.
- [18] STŘEDNÍ UMĚLECKOPRŮMYSLOVÁ ŠKOLA TURNOV. *Technologie uměleckého kovářství: KOVACÍ TEPLoty* [online]. [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://konstrukce.webz.cz/sups/2tuko2.html>
- [19] Vícešroubé předepínací matice. NORD-LOCK. *Superbolt: Bolt securing systems* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.nord-lock.com/cs/products/superbolt/>
- [20] KEY TO METALS. *KEY to METALS: Světově nejobsáhlejší Databáze kovů* [online]. [cit. 2013-05-08]. Dostupné z: <http://www.keytometals.com/>
- [21] NVh 0207. Dělené matice s pilovým závitem, nízké a velkou opěrnou plochou. Plzeň: Škoda, 1984.
- [22] Hy 7068-S/a. *Pilový závit pro sloupy a matice*. Plzeň: Škoda, 1981.
- [23] V 144-75-4.1.6 2. *Smithovy diagramy vybraných materiálů*. Plzeň: ÚVZÚ - Výzkum strojírenský, 1975.

## Obrázky

- [24] [http://www.vscht.cz/met/stranky/vyuka/labcv/labor/fm\\_tepelne\\_zprac\\_oceli/grafika/fec1.gif](http://www.vscht.cz/met/stranky/vyuka/labcv/labor/fm_tepelne_zprac_oceli/grafika/fec1.gif)
- [25] [http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta\\_tkp/sekce/03-kovani/01-vlaknita%20textura.JPG](http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/03-kovani/01-vlaknita%20textura.JPG)
- [26] Katalog firmy Boehlerit. *Bar peeling* [online]. [cit. 2013-01-22]. Dostupné z: <http://www.boehlerit.sk/sources/news/news/LC218E.pdf>



## **Příloha - výkresy**

**Spodní traverza**

+ kusovník

Kotva

**DP 100 001**

DP 200 001