ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

Ústav konstruování a částí strojů

Analýza konstrukce stříhacího nástroje a experimentální zjištění střižných sil

Analysis of contruction of a cutting tool and experimental detection of shearing forces

Diplomová práce

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Vedoucí práce: **Ing. František Lopot, Ph.D.**

Bc. Vladimír Hoštička

Praha 2015

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta: **strojní**
Ústav: **12113, Ústav konstruování a částí strojů**
Akademický rok: **2014/2015**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Bc. Vladimír Hoštička**

Studijní program: **Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název práce: **Analýza konstrukce stříhacího nástroje a experimentální zjištění střižných sil**

Název práce anglicky: **Analysis of Construction of a Cutting Tool and Experimental Detection of Shearing Forces**

Zadání práce:

Student ve spolupráci s firmou ČZ Řetězy s.r.o. Strakonice provede analýzu stávajícího konstrukčního řešení stříhacího nástroje na výrobu řetězových destiček motocyklového řetězu. Cílem práce je navrhnout opatření, která povedou ke výšení přesnosti výroby řetězových destiček a omezení přítomnosti vibrační koroze. Bude provedeno experimentální zjištění reálných sil působící na nástroj. Výsledky měření budou použity k ověření hypotéz a navržení nového konstrukčního řešení. Součástí práce bude 3D model současného a nového řešení použitelný pro MKP analýzu.

Stručná osnova zadání:
1. Technologie tváření.
2. Technologie střižných nástrojů.
3. Teoretická východiska experimentu.
4. Analýza stávajícího řešení.
5. Experimentální měření.
6. Vlastní návrh konstrukčního řešení .

Rozsah grafické části:
1. 3D model.
2. 2D výkres sestavení nového návrhu.

Specifikace textové části:
1. Rešerše problematiky střihacích nástrojů.
2. Rešerše problematiky odporové tenzometrie.
3. Metodika experimentu.
4. Technická zpráva návrhu nového řešení.
5. Min. rozsah 40 až 90 stran vč. obrázků + přílohy.

Doporučené podklady:
Procházka, J., Zahradník, M., Němec, M., Novotný, J. *Technologie slévání, tváření a svařování*, 1st ed., ČVUT: Praha, 1982.
Švec, V. *Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací*. ČVUT: Praha, 2008.

Vedoucí práce: **Ing. František Lopot, Ph.D.**

Datum zadání: **10. 4. 2015**
Termín odevzdání: **19. 6. 2015**

Neodevzdá-li student diplomovou práci v určeném termínu (tuto skutečnost písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána), stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat diplomovou práci podruhé.

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Zadání diplomové práce převzal dne: 8. 4. 2015

.....
podpis studenta

.....
prof. Ing. Vojtěch Dynybyl, Ph.D.
vedoucí ústavu

.....
prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
děkan fakulty

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a pouze s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Praze dne 8.6.2015 Vladimír Hoštička

Anotační list

Jméno autora:	Vladimír Hoštička
Název DP	Analýza konstrukce stříhacího nástroje a experimentální měření střižných sil
Anglický název:	Analysis of Construction of a Cutting Tool and Experimental Detection of Shearing Forces
Akademický rok:	2014/2015
Obor studia:	Dopravní, letadlová a transportní technika
Ústav/Odbor:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí DP:	Ing. František Lopot Ph.D.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 94 Počet obrázků: 54 Počet tabulek: 11 Počet příloh: 1
Klíčová slova:	analýza, konstrukce, experiment, střižná síla, vibrační koroze
Keywords:	analysis, construction, experiment, shearing force, vibrational corrosion

Anotace: Práce se zabývá analýzou konstrukce stávajícího stříhacího nástroje. Obsahuje literární přehled zahrnující problematiku střižných nástrojů a problematiku odporové tenzometrie. Praktická část se zabývá analytickou analýzou jednotlivých míst původního konstrukčního řešení, součástí je popis experimentálního měření střižných sil. Práce vznikla ve spolupráci s firmou ČZ Řetězy a.s. sídlící ve Strakonicích.

Abstract: The thesis analyzes the current structure of the cutting tool. It contains a literature review including the issue of cutting tools and the issue of resistance strain gages. The practical part deals with the analytical analysis of various locations of the original structural design, includes a description of the experimental measurements of shearing forces. The thesis was created in collaboration with ČZ chains company located in Strakonice.

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Františku Lopotovi, Ph.D. za odbornou konzultaci a cenné rady při tvorbě této diplomové práce. Dále chci poděkovat za odbornou konzultaci zástupcům firmy ČZ Řetězy a.s. V oblasti experimentálních metod chci poděkovat za pomoc při měření a cenné rady panu Ing. Petrovi Kubovému, Ph.D. V neposlední řadě patří poděkování mé rodině za poskytnutí zázemí a podpory a všem, kteří mi jakýmkoliv způsobem pomáhali se vznikem této diplomové práce za trpělivost, podporu a cenné rady.

Obsah

Obsah 6
Seznam použitých jednotek a symbolů 9
1 Úvod 12
2 Cíl práce 13
3 Technologie tváření 14
3.1 Tváření za studena 14
3.2 Plošné tváření 15
4 Technologie stříhání 16
4.1 Proces stříhání 16
4.2 Mechanika střihu 17
4.3 Technologie 19
4.3.1 Stříhání s kladnou vůlí 19
4.3.2 Stříhání bez vůle 20
4.3.3 Stříhání se zápornou vůlí 20
4.3.4 Stříhání s nátlačnou hranou 21
4.4 Druhy nástrojů pro přesné stříhání 22
4.4.1 Jednoduché střižné nástroje 22
4.4.2 Postupové střižné nástroje 22
4.4.3 Sloučené střižné nástroje 22
4.4.4 Sdružené střižné nástroje 23
4.5 Střižné síly 23
4.6 Rozměrová přesnost 25
5 Teorie experimentu 26
5.1 Odporová tenzometrie 26
5.2 Rozvaha 26
5.3 Zapojování tenzometrů 27
5.4 Vliv provozních podmínek 28
5.4.1 Teplota 28
5.4.2 Vlhkost 29
5.4.3 Hydrostatický tlak 29
5.4.4 Další 30
5.5 Druhy zapojení 30

5.5.1 Čtvrtmůstek 30
5.5.2 Půlmůstek 31
5.5.3 Plný můstek 32
5.6 Zapojení podle druhu namáhání 32
5.6.1 Tah/tlak 33
5.6.2 Ohyb 34
5.6.3 Smyk 35
5.6.4 Krut 36
5.7 Způsob určení napětí z deformací 36
5.7.1 Jednoosá napjatost 37
5.7.2 Dvouosá napjatost 37
6 Analýza stávajícího řešení 38
6.1 Popis zařízení 38
6.2 Diskutované problémy 41
6.3 Geometrická stabilita zatížení 41
6.3.1 Odhad velikosti zatížení 42
6.3.1.1 Razník děr 42
6.3.1.2 Razník tvarů 43
6.3.2 Kontrola na vzpěr 43
6.4 Rozměrová přesnost 45
6.4.1 Výpočet skutečného průměru pouzdra 46
6.4.2 Výpočet největší možné vůle uložení 48
6.5 Shrnutí 49
7 Předběžný návrh opatření na základě analýzy konstrukce 50
7.1 Kontrolní výpočty 51
8 Experimentální měření 56
8.1 Motivace experimentu 56
8.2 Identifikace měřených bodů 56
8.2.1 Matrice razníků děr 56
8.2.2 Matrice razníků tvarů 57
8.2.3 Specifikace měřících uzlů a použité zapojení 58
8.2.4 Instalace tenzometrů 59
8.3 Realizace elektrického zapojení 62
8.3.1 Přístrojové vybavení 62

8.3.2 Realizace konektorů 62
8.3.3 Realizace rozvodné desky 64
8.4 Realizace měření 66
8.4.1 Průběh měření 67
8.5 Zpracování naměřených dat 69
8.5.1 První fáze 70
8.5.2 Druhá fáze 72
8.5.3 Třetí fáze 74
8.5.4 Čtvrtá fáze 76
8.6 Vyhodnocení naměřených dat 77
8.6.1 Navržená opatření na základě výsledků 79
9 Úprava předběžného návrhu opatření na základě experimentu 81
10 Analýza silového působení na střižný nástroj 82
10.1 Statické působiště výslednice střižných sil 83
10.2 Dynamické působiště výslednice střižných sil 84
10.2.1 Návrh opatření k omezení pohybu působiště výslednice sil 86
11 Diskuse 87
12 Závěr 89
13 Literatura 90
14 Seznam příloh 92
15 Seznam výkresové dokumentace 92
16 Seznam tabulek 92
17 Seznam grafů 92
18 Seznam obrázků 92

Seznam použitých jednotek a symbolů

t_{rek}	$[°C]$	teplota rekrystalizace
t_t	$[°C]$	teplota tavení materiálu
$\tau_{\max}$	$[N/mm^2]$	maximální smykové napětí
σ_1	$[N/mm^2]$	první hlavní napětí
σ_3	$[N/mm^2]$	třetí hlavní napětí
M_O	$[Nm]$	ohybový moment
a	$[m]$	rameno střižné síly
F_S	$[N]$	střižná síla
t	$[m]$	rameno střižné síly
F_P	$[N]$	síla od přidržovače
F_S	$[N]$	střižná síla
k_S	$[1]$	součinitel provozních vlastností
S_S	$[mm^2]$	velikost střižné plochy
τ_{PS}	$[N/mm^2]$	pevnost materiálu ve střihu
R_m	$[N/mm^2]$	mez pevnosti materiálu
k_1	$[1]$	součinitel kvality střižné plochy
k_2	$[1]$	součinitel tření střižných ploch
k_3	$[1]$	součinitel průběhu střihu, šikmý nebo rovný
A	$[kJ]$	střižná práce
k_A	$[1]$	součinitel tvaru nástroje
s	$[mm]$	tloušťka materiálu
U_N	$[V]$	napájecí napětí
U_B	$[V]$	výstupní napětí z můstku
R	$[\Omega]$	odpory v můstku
ε_T	$[1]$	poměrná deformace od změny teploty
k	$[1]$	gauge faktor
ΔR	$[\Omega]$	změna odporu
α_T	$[K^{-1}]$	součinitel délkové teplotní roztažnosti
ΔT	$[K]$	změna teploty

ε_p	$[1]$	poměrná deformace od hydrostatického tlaku
p	$[Pa]$	hydrostatický tlak
E	$[N/mm^2]$	modul pružnosti v tahu
μ	$[1]$	poissonova konstanta
F_S	$[N]$	střižná síla razníku děr
S_S	$[mm^2]$	střižná plocha
P	$[mm]$	rozteč řetězu
d	$[mm]$	průměr razníku děr
R_m	$[N/mm^2]$	mez pevnosti stříhaného materiálu
F_{STv}	$[N]$	střižná síla razníku tvaru
O_R	$[mm]$	obvod razníku tvaru
t	$[mm]$	tloušťka stříhaného plechu
F_V	$[N]$	vytahovací síla
f	$[1]$	součinitel tření
$J_{\min}$	$[mm^4]$	minimální kvadratický moment průřezu
$i_{\min}$	$[mm]$	kvadratický poloměr vzpěru
A_d	$[mm^2]$	plocha průřezu razníku
λ	$[1]$	štíhlost
l	$[mm]$	délka razníku
λ_{mez}	$[1]$	mezní štíhlost
n	$[1]$	koeficient pro tvar vzpěru
σ_u	$[N/mm^2]$	mez únavy
F_{KR}	$[N]$	kritická síla
k_V	$[1]$	bezpečnost
p_1	$[N/mm^2]$	vnitřní tlak působící na první část¨
p_3	$[N/mm^2]$	vnější tlak působící na druhou část
r_1^I	$[mm]$	největší vnitřní poloměr části I
$d_{p\max}$	$[mm]$	největší průměr díry pouzdra před nalisováním
r_2^I	$[mm]$	nejmenší vnější poloměr části I
$D_{p\min}$	$[mm]$	nejmenší vnější průměr pouzdra před nalisováním

r_2^{II}	$[mm]$	největší vnitřní poloměr části II
$d_{d\max}$	$[mm]$	největší průměr díry před nalisováním pouzdra
r_3^{II}	$[mm]$	teoretický vnější poloměr díry pro nalisování
Δr_2^{I}	$[mm]$	deformace části I v místě kontaktu
$\sigma_t(r_2^{I})$	$[N/mm^2]$	tečné napětí části I v místě kontaktu
$\sigma_r(r_2^{I})$	$[N/mm^2]$	radiální napětí části I v místě kontaktu
Δr_2^{II}	$[mm]$	deformace části II v místě kontaktu
$\sigma_t(r_2^{II})$	$[N/mm^2]$	tečné napětí části II v místě kontaktu
$\sigma_r(r_2^{II})$	$[N/mm^2]$	radiální napětí části II v místě kontaktu
d_{d_nalis}	$[mm]$	největší průměr díry pouzdra po nalisování
$v_{\max}$	$[mm]$	maximální vůle ve vedení razníku
$d_{\min}$	$[mm]$	nejmenší průměr razníku děr
C_I	$[N/mm]$	tuhost přitěžovaných částí
C_{II}	$[N/mm]$	tuhost odlehčovaných částí
C_1	$[N/mm]$	tuhost šroubu
C_2	$[N/mm]$	tuhost vnitřního závitu
C_3	$[N/mm]$	tuhost pojistné desky
C_4	$[N/mm]$	tuhost dorazu razníku
C_5	$[N/mm]$	tuhost razníku
l_i	$[mm]$	délka i-té části
S_i	$[mm^2]$	plocha průřezu i-té části
E_i	$[N/mm]$	modul pružnosti i-té části
F_i	$[N]$	střižná síla na i-tém razníku
x_i	$[mm]$	vzdálenost razníku v ose X
F_V	$[N]$	výslednice střižných sil
x_T	$[mm]$	vzdálenost působiště výslednice v ose X
y_i	$[mm]$	vzdálenost razníku v ose Y
y_T	$[mm]$	vzdálenost působiště výslednice v ose Y

1 Úvod

Válečkové řetězy představují významný strojírenský výrobek využívaný v široké paletě oblastí výroby. Zásadním parametrem pro hodnocení kvality válečkových řetězů je rozměrová přesnost jednotlivých komponent, která spolu s kvalitou chemicko-tepelného zpracování a úrovní kontaktních povrchů určuje užitné vlastnosti řetězu. Každá oblast využití klade na řetězy specifické nároky. Výchozí rozměrová přesnost je definována souvisejícími normami (DIN 8187, ČSN 02 3311), které však nejsou vyžadovány platnou legislativou. Většina výrobců však s ohledem na jednodušší orientaci zákazníků v nabídce normy využívá a své produkty při uvedení na trh vybavuje prohlášením o shodě.

Z hlediska požadavků na minimální údržbu a maximální spolehlivost je zcela extrémní oblast řetězů pro sekundární převody motocyklů. Tyto řetězy jsou vystavené působení rozličných vlivů okolí (vlhkost, prach, …) a velmi dynamickému zatížení, kdy se střídá tažná větev s taženou podle okamžitého provozního stavu motocyklu. Současně musí ty to řetězy potřebné vlastnosti vykazovat při co nejmenších rozměrech s ohledem na prostorové možnosti používaných konstrukčních řešení zadních staveb motocyklů. Z pohledu výroby to znamená extrémní nároky na přesnost výroby všech komponent.

2 Cíl práce

Ve spolupráci s významným producentem pohonných kloubových řetězů, spol. ČZ Řetězy s. r. o., je úkolem této práce navrhnout konstrukční úpravy používaného střihacího nástroje desek pro motocyklový řetěz 530 SDZ, které povedou ke zvýšení přesnosti výroby a omezí výskyt vibrační koroze na styčných plochách lisu a nástroje.

Postupné kroky při řešení práce:

1. Analýza konstrukčního řešení stávajícího nástroje

- nalezení „slabých“ míst řešení, vytipování prostoru pro konstrukční úpravy, představení návrhů úprav podložených kontrolními výpočty.

2. Experimentální zjištění střižných sil

- ověření hodnot střižných sil z provedených výpočtů, korigace představených návrhů do podoby odpovídající zjištěné realitě.

- rozbor silového zatížení nástroje vzhledem k jeho případnému vlivu na vznik vibrační koroze.

3. Výkresová dokumentace

- zpracování výkresové dokumentace jako podkladu pro výrobu navržených komponentů

- zavedení upravených komponentů do 3D modelu nástroje zadavatele pro ověření jejich jednoduché aplikovatelnosti.

3 Technologie tváření

Technologie tváření materiálu je jedním z mnoha způsobů, který je možné použít ve výrobním procesu k vyhotovení požadovaného tvaru, výrobku, celku. Tento výrobní proces využívá k vytvoření požadovaných tvarů výrobku materiálové vlastnosti polotovarů, zejména plasticitu. Působením vnějších sil na polotovar z vhodného materiálu dochází k výrazným tvarovým změnám. Důležitým faktem tváření materiálu je vyvolání takové napjatosti, aby došlo k překročení meze kluzu materiálu a tím došlo k trvalým plastickým deformacím. Deformace o požadovaném směru a velikosti musí být vytvořeny za dodržení podmínky soudržnosti materiálu. Přeměna tvářeného tělesa je doprovázena strukturálními změnami v krystalické stavbě materiálu. Tento jev bývá označován jako plastické tečení kovů. Se změnou krystalické stavby dochází i ke změnám mechanických vlastností tvářeného materiálu. Teorie tváření využívá předpoklad konstantního objemu tvářeného materiálu. Fakt neměnného objemu umožnuje využít pro návrh technologického postupu rovnici kontinuity. Tato technika se používá při navrhování nástrojů pro válcování, protlačování a tažení. [1]

Tvářecí procesy lze rozdělit podle několika kritérií, často bývá použito rozdělení podle způsobu deformací na tváření plošné a tváření objemové. Rozdělit ho lze také podle teploty tvářeného materiálu. Kritériem mezi tvářením za studena a tvářením za tepla je teplota rekrystalizace matriálu. Tváření při teplotách blížících se teplotě rekrystalizace se nazývá tváření za poloohřevu. [2]

3.1 Tváření za studena

Proces tváření za studena probíhá při teplotách nižších než je teplota rekrystalizace tvářeného materiálu. Teplota rekrystalizace je různá v závislosti na vlastnostech materiálu. Pro přibližné určení rekrystalizační teploty u čistých kovů lze použít Bočvarův vztah (1).

$$T_{rek} \doteq 0,4 \cdot T_t \qquad (1)$$

$t_{rek}\left[°C\right]$ - teplota rekrystalizace

$t_t\left[°C\right]$ - teplota tavení materiálu

V praxi se proces tváření za studena provádí při teplotách nižších než 30% teploty tavení materiálu.

Tvářecí síly potřebné k přetvoření materiálu jsou řádově vyšší než při tváření za tepla. Tvářecí síly bývají převážně vyvinuty válcováním, tažným strojem nebo lisem. Významnou výhodou tváření za studena je, že samotné tváření je doprovázeno jevem tzv. zpevňováním. Zpevňováním se zlepšují mechanické vlastnosti materiálu, zvyšuje se mez kluzu a pevnosti a snižuje se tažnost. Výrobky zpracované tímto procesem vynikají kvalitou povrchu součásti a přesnými rozměry. Při dobré koordinaci technologického a konstrukčního oddělení je možno vytvářet tvarově velmi složité součásti. [1]

Mezi hlavní představitele tváření za studena patří válcování. Jedná se o výrobu především polotovarů, jako jsou plechy, trubky, tyče a dráty. Válcováním je ale možno vytvářet profily o přesných rozměrech považované za konečný výrobek. Dalším představitelem tváření za studena je skupina procesů sloužících především ke zpracování plechů v různých formách. Dle normy je lze rozdělit do 5 skupin:

1. stříhání
2. ohýbání
3. tažení
4. ražení
5. protlačování

Norma zahrnuje a popisuje vzájemné kombinace těchto pěti základních kombinací. [1]

3.2 Plošné tváření

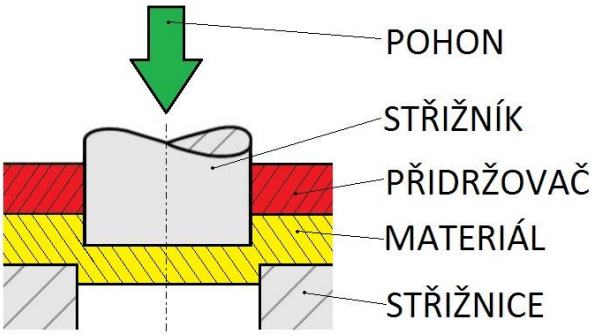
Plošné tváření se od objemového odlišuje tím, že jedna složka deformace ve směru hlavního napětí je výrazně nižší než zbylé dvě. Polotovar pro tuto technologii tvoří nejčastěji plech nebo přístřih z plechu. Mezi procesy využívající plošného tváření patří především stříhání, tažení a ohýbání. [6]

4 Technologie stříhání

Proces stříhání materiálu lze zařadit do skupiny tváření za studena a do skupiny plošného tváření. Slouží k dělení materiálu, tvorbě polotovarů, dokončovací operace ale i jako samostatná výrobní operace. Jedná se o technologii vhodnou k velkosériové výrobě. Pořízení celé jednoúčelové linky k výrobě součástí stříháním je nákladnou položkou a je tedy nutná ekonomická rozvaha před realizací záměru. Proces stříhání z plechových polotovarů je velmi rozšířen v automobilovém průmyslu, kde je zajištěna dostatečná poptávka a kladen nárok na nízkou cenu. Tato technologie je kromě pořizovacích nákladů schopna pracovat s minimálními provozními náklady. [1]

4.1 Proces stříhání

Hlavními poznávacími znaky této technologie jsou čtyři základní prvky. Prvním je pohon. Zpravidla se jedná o tvářecí lis s vhodným průběhem a dostatečnou kapacitou tvářecí síly. Druhým prvkem je střižnice. Jedná se o nepohyblivě upevněnou část stříhacího nástroje. Třetí částí nutnou ke správné funkci střižného nástroje je střižník. Ten je upevněn k beranu tvářecího lisu a vykonává posuvný vratný pohyb. Polotovar je umístěn mezi střižník a střižnici a v momentě kdy dojde k zasouvání střižníku do střižnice je materiál oddělen. Poslední částí střižného nástroje je přidržovač. Ten ovšem není nutný pro každý typ nástroje a u některých aplikací být nemusí. Slouží ke snížení tahového napětí ve tvářeném materiálu. Kompletní základní sestava střižného nástroje je uvedena na obrázku 1.[5]



Obrázek 1: Základní části střihacího nástroje

4.2 Mechanika střihu

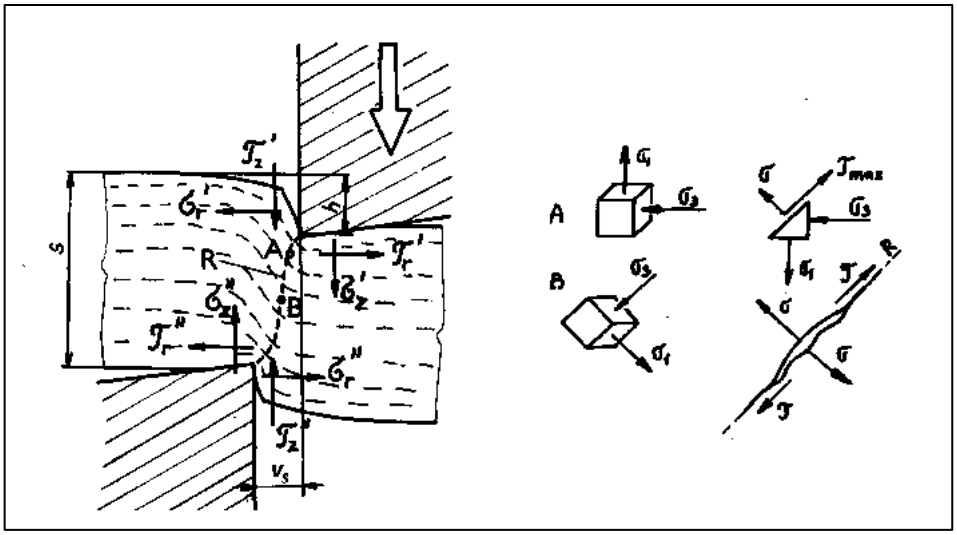
Na obrázku 2 je materiál stříhaný dvěma vzájemně se pohybujícími řeznými noži a rozkreslené samotné namáhání stříhaného materiálu v průběhu střihu. Materiál je nejprve natahován a vytlačován do stran v oblasti blízko řezných nožů, postupně však dochází k proniknutí namáhání i do vnitřních částí materiálu. Vrstevnice materiálu jsou během pronikání nožů přibližovány a ohýbány. V místě střihu dochází ke snižování původní tloušťky materiálu. Působení nožů způsobuje v materiálu především normálové napětí σ_r a σ_z na čelní a hřbetní straně břitu a vlivem působení tření současně vznikají smykové složky napětí T_r a T_z. Lomová čára *R*, která také naznačuje pozici budoucí lomové plochy, představuje změnu směru hlavních napětí. Hlavní napětí σ_1 a σ_3 jsou od lomové čáry skloněny o 45°. Z bodů na lomové čáře A a B je patrná změna směru a velikosti hlavních napětí, tento jev způsobuje nerovnoměrné rozdělení v místě střihu. Největším hlavním napětím σ_1 je tahové namáhání, další uvažovanou hlavní složkou je tlakové namáhání σ_3. Pokud je tloušťka plechu zanedbatelná vůči ostatním rozměrům, je možné uvažovat hlavní napětí σ_2 za nulové a tím proces posuzovat jako rovinnou deformaci. Pro rovinnou úlohu vzniká maximální smykové napětí T_{max} v rovině skloněné o 45° k osám hlavního napětí a velikost T_{max} se rovná rovnici (2). [1]

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \tag{2}$$

$\tau_{\max}\left[N/mm^2\right]$ - maximální smykové napětí

$\sigma_1\left[N/mm^2\right]$ - první hlavní napětí

$\sigma_3\left[N/mm^2\right]$ - třetí hlavní napětí



Obrázek 2: Rozložení smykových a normálových napětí v místě střihu [1]

Nástroj pronikající matriálem způsobuje postupně přetvoření původního stavu. Největší přetvoření je v místech řezných hran nástroje. Nástroj způsobuje nejprve elastické deformace, po proniknutí dále do materiálu způsobuje nevratné plastické deformace a po vyčerpání schopnosti deformace materiálu kluzem dojde k oddělení zrn materiálu a porušení soudržnosti. Tento proces zpravidla probíhá velmi rychle a dříve než se obě střižné hrany minou.

Z důvodu snadného oddělení materiálu smykem je mezi střižníkem a střižnicí tzv. střižná vůle V_S. Ta způsobuje při působení střižné síly vznik ohybového momentu. Jeho výskyt je nežádoucí a často stojí za vznikem problémů s kvalitou výroby. Eliminovat jeho vliv je možný použitím přidržovače, nebo snížením střižné vůle. V rovnici XY je jednoduchá závislost na těchto parametrech. Obrázek 3 znázorňuje silový rozbor při použití přidržovače.

$$M_o = a \cdot F_S = t \cdot F_P \tag{3}$$

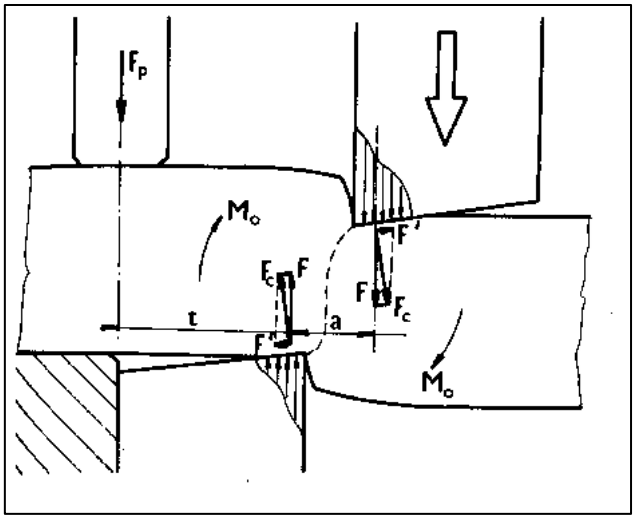
$M_O[Nm]$ - ohybový moment

$a[m]$ - rameno střižné síly

$F_S[N]$ - střižná síla

$t[m]$ - rameno střižné síly

$F_P[N]$ - síla od přidržovače



Obrázek 3: Silový rozbor v místě střihu [1]

4.3 Technologie

Jak již bylo uvedeno v přechozí podkapitole, proces stříhání má různorodé využití. Pro velké množství druhů střižných nástrojů zde nebudou popsány všechny způsoby použití. Uvedeny budou pouze ty způsoby a druhy nástrojů, které slouží jako samostatný výrobní proces. Někdy je tato skupina procesů nazývána výrobou „na hotovo“ anebo také přesné stříhání.

Pro přesné stříhání je typické, že jde zároveň o výrobní i dokončovací proces. Vyrobený kus už není dále nijak opracováván a je považován za dokončený. Důležitým měřítkem kvality výroby je kvalita vystřiženého otvoru. Zejména kvalita povrchu a dodržení rozměrů. [1]

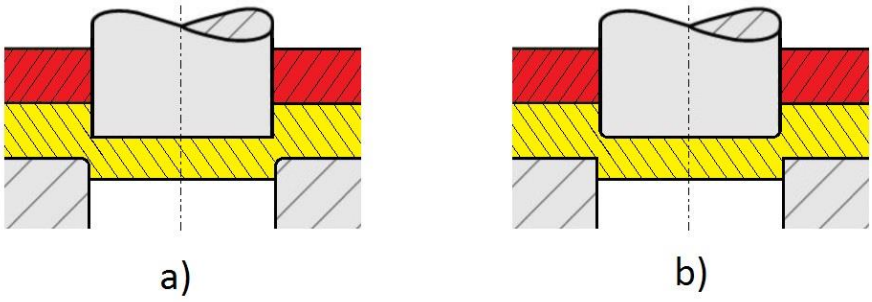
Velikost střižné vůle má zásadní vliv na kvalitu střižné plochy a množství materiálu deformovaného při samotném stříhání. Jedná se tedy o hlavní parametr rozdělení druhů přesného stříhání. Další možností jak ovlivnit kvalitu procesu je použití různých druhů a tvarů přidržovačů. [5]

4.3.1 Stříhání s kladnou vůlí

Pokud je nástroj navrhnut tak, že teoretická střižná vůle je $v_S=(+0, s)$ jedná se většinou o výrobní proces často potřebující další dokončovací operaci. Kvalita střižných ploch není vysoká, ale pro některé aplikace může být dostačující.

4.3.2 Stříhání bez vůle

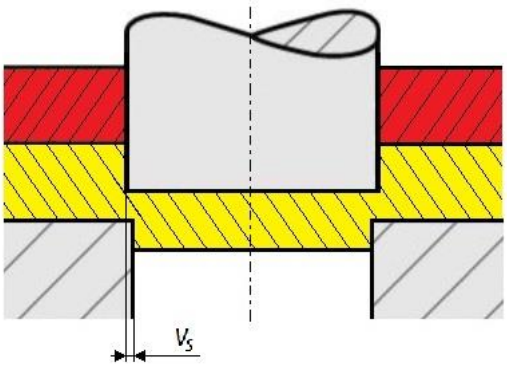
Velikost střižné vůle v_S je teoreticky nulová. Skutečná střižná vůle je taková, aby byl umožněn vzájemný pohyb střižníku po zasunutí do střižnice. U této metody je jedna ze střižných hran opatřena zaoblením nebo zkosením, to umožňuje dosahovat lepších kvalit povrchu po vystřižení. Pokud výrobkem je otvor vystřižený v materiálu je upravena střižná hrana na střižnici. Pro kvalitní povrch výstřižku je potřeba upravit hranu na střižníku. Na obrázku 4 je znázorněn rozdíl v konstrukci nástroje podle druhu výrobku.



Obrázek 4: a) nástroj se zaoblenou hranou střižnice b) nástroj se zaoblenou hranou střižníku

4.3.3 Stříhání se zápornou vůlí

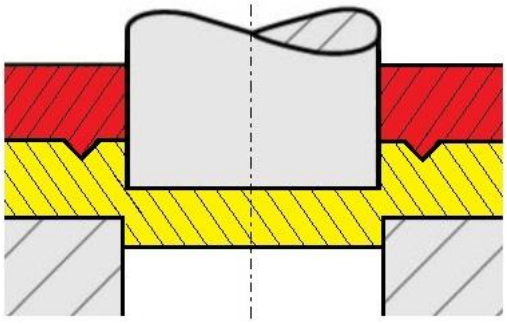
Pokud střižná vůle je menší než nula, je evidentní to, že otvor ve střižnici je menší než vnější průměr činné části střižníku. Není tedy možné, aby se střižník zasouval do střižnice. Velikost záporné vůle 0.1 % až 0.2 % tloušťky stříhaného materiálu. Při pronikání střižníku materiálem vzniká mezikruží, které je lisováno tvářecí silou stroje. Vlivem velmi malé plochy dochází k rychlému nárůstu tlaku a ke vzniku plastických deformací. Výhodou této metody je kvalitní povrch po vystřižení a to z důvodu, že nedochází k utržení materiálu a jeho vyvalení při proniknutí střižníku materiálem. Střižník se musí zastavit v dolní úvrati a to ve vzdálenosti 0,2 až 0,5 mm nad střižnicí. Princip tohoto uspořádání je zobrazen na obrázku 5. [6]



Obrázek 5: Schéma nástroje pro stříhání se zápornou vůlí

4.3.4 Stříhání s nátlačnou hranou

Jedná se o použití přidržovače opatřeného hranou kopírující obvod stříhaného otvoru. Při stříhání je přidržovačem vmačkávána hrana do materiálu a tím způsobena tlaková složka namáhání materiálu. Tlaková složka snižuje ohybové namáhání materiálu a umožnuje proces stříhání přiblížit čistému smyku. Tato technologie se velmi dobře osvědčila při stříhání tlustých materiálů s tloušťkou větší než 5 mm. Nevýhodou je to, že pokud je výrobkem otvor a jeho blízké okolí je potřeba respektovat možný vznik vrubu v okolí otvoru. Schéma střižného nástroje s přidržovačem je zobrazeno na obrázku 6. [6]



Obrázek 6: Schéma nástroje s přidržovačem opatřeným nátlačnou hranou

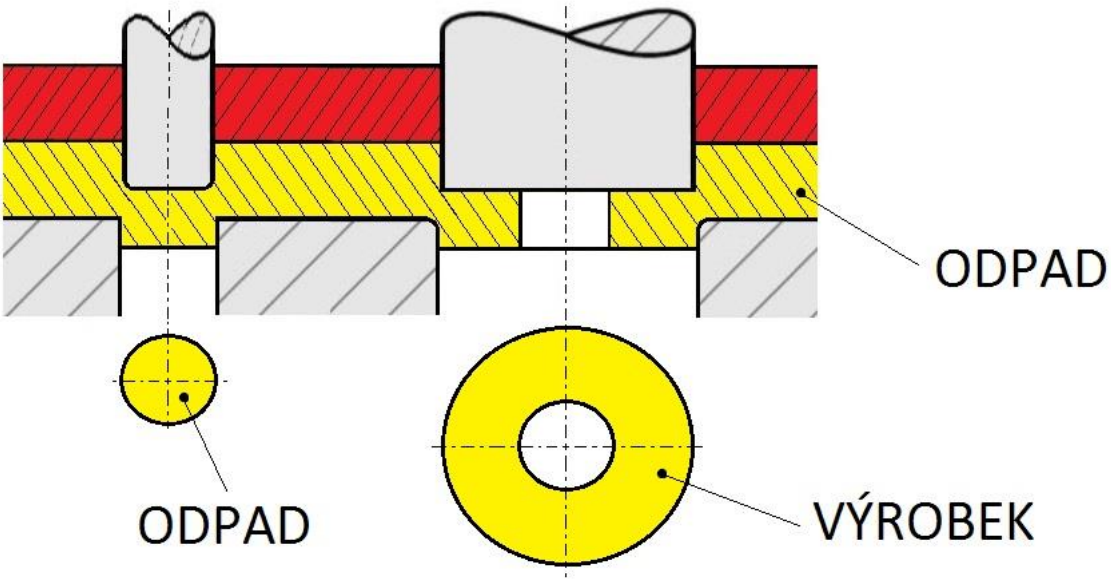
4.4 Druhy nástrojů pro přesné stříhání

4.4.1 Jednoduché střižné nástroje

Tento typ nástroje je konstruován tak, že vyhotoví výrobek na jeden pracovní zdvih stroje a jedno prostřihnutí. Použití je vhodné pro tvarově jednoduché součásti bez různých otvorů.

4.4.2 Postupové střižné nástroje

Jedná se nástroj složený z několika jednoduchých nástrojů a pro zhotovení výrobku musí polotovar postupně projít každým nástrojem (Obrázek 7). Materiál je po každém pracovním zdvihu posunut do pracovního prostoru dalšího nástroje. Tento typ nástrojů je vhodný pro součásti s vnitřními otvory a složitými tvary. Složením z jednoduchých nástrojů nejsou pořizovací náklady vysoké. Náročný je tento nástroj na přesné seřízení nástrojů a přesné posunování materiálu.

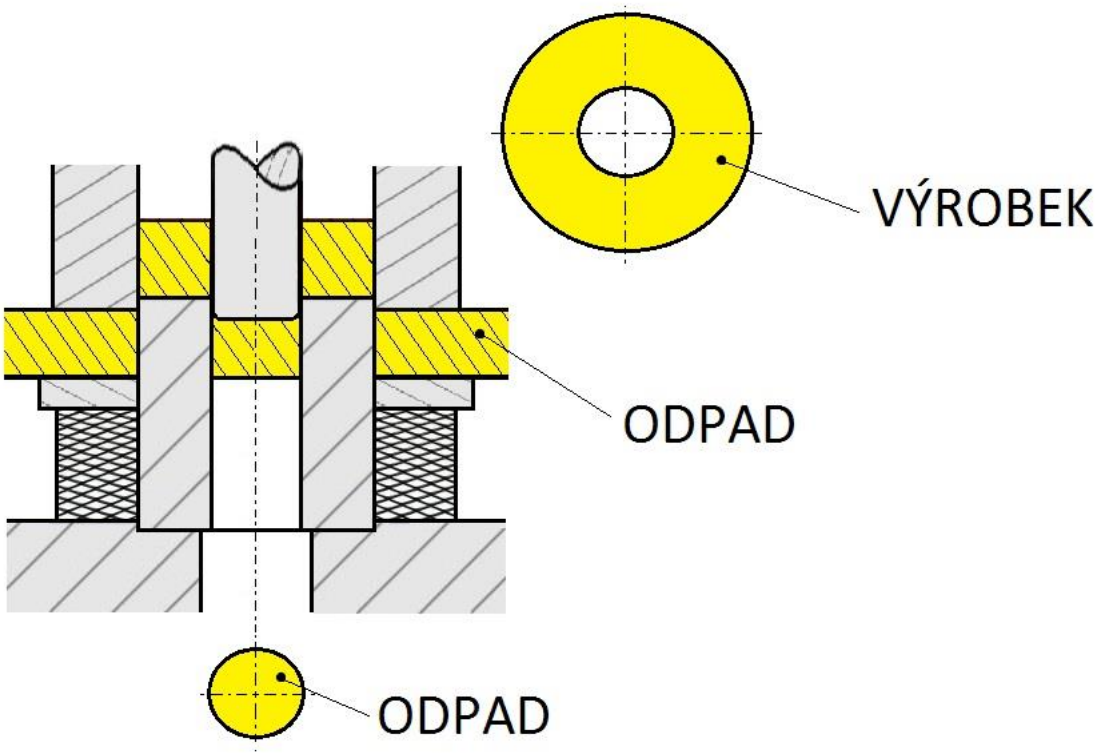


Obrázek 7: Schéma nástroje pro postupné stříhání

4.4.3 Sloučené střižné nástroje

Dalším typickým představitelem je sloučený nástroj. Umožňuje při jednom pracovním zdvihu provést dvě a více operací (Obrázek 8). Jedná se o pracovní nástroj zvyšující produktivitu činnosti a zároveň zajištující dostatečnou přesnost vůči

jednotlivým operacím, zejména souosost. Nástroj je ovšem mnohem složitější zařízení a jeho pořízení a provoz jsou tedy nákladnější.



Obrázek 8: Schématické uspořádání sloučeného nástroje

4.4.4 Sdružené střižné nástroje

Sdružený nástroj v sobě spojuje několik technologických operací. Jedná se o nástroj, který před nebo po vystřihnutí provede na výrobku další operaci typu ohýbání, ohraňování nebo pěchování. [6]

4.5 Střižné síly

Určení velikosti střižné síly závisí na několika faktorech. Mezi hlavní patří materiálové vlastnosti, kvalita střižné hrany, použitá technologie nebo způsob vratného pohybu. Maximální hodnotu určuje rovnice (4). Velikost součinitele zahrnující provozní vlastnosti určíme z rovnice (6), obvyklé hodnoty pro běžné provozy se pohybují v rozmezí 1,25 až 1,5. Teoretickou závislost průběhu střižné síly na výšce zdvihu pracovního stroje popisuje graf 1.

$$F_S = k_S \cdot S_S \cdot \tau_{PS} \ [N] \tag{4}$$

$F_S \ [N]$ - střižná síla

$k_S \ [1]$ - součinitel provozních vlastností

$S_S \ [mm^2]$ - velikost střižné plochy

$\tau_{PS} \ [N/mm^2]$ pevnost materiálu ve střihu

$$\tau_{PS} = 0,75 \cdot R_m \ [N] \tag{5}$$

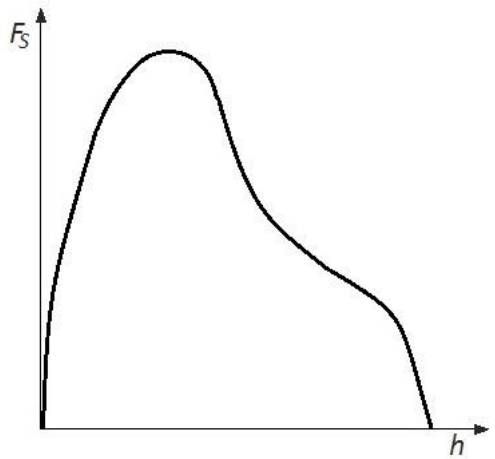
$R_m \ [N/mm^2]$ mez pevnosti materiálu

$$k_S = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \ [1] \tag{6}$$

$k_1 \ [1]$ - součinitel kvality střižné plochy *(1,1 až 1,2)*

$k_2 \ [1]$ - součinitel tření střižných ploch *(1,07 až 1,14)*

$k_3 \ [1]$ - součinitel průběhu střihu, šikmý nebo rovný střih *(0,2 až 1)*



Graf 1: Teoretický průběh střižné síly

Velikost vykonané práce při prostřižení materiálu nástrojem s rovnými střižnými hranami určuje rovnice (7). Velikost potřebné práce je možné také určit jako velikost plochy pod křivkou střižné síly z diagramu (graf 1).

$$A = k_A \cdot \mathrm{F}_S \cdot \mathrm{s} \ [kJ] \tag{7}$$

$A \ [kJ]$ - střižná práce

$k_A \ [1]$ - součinitel tvaru nástroje (0,4 až 0,7)

$\mathrm{s} \ [mm]$ - tloušťka materiálu

4.6 Rozměrová přesnost

Přesnost samotné výroby součástí technologií stříhání vychází z přesnosti výroby stříhacího nástroje. Nepřesnosti a nedostatky na výrobním zařízení se přímo přenášejí do vyráběných produktů. Použitím technologie výroby stříháním je možno dosahovat u výrobků třídy přesnosti IT6 až IT16. V případě použití technologie přesného stříhání se rozmezí pohybuje v dolní části celkového rozmezí. Reálné hodnoty třídy přesnosti se u přesného stříhání pohybují v rozsahu IT6 až IT9.

Střižný nástroj tvořený střižníkem (posuvný) a střižnicí (pevná) tvoří funkční celek, který musí vykazovat dostatečnou vzájemnou přesnost. Tvoří rozměrový obvod složený z vlastních nástrojů, konstrukčních částí a vlastní střižné vůle. Součet všech tolerancí, v obvodu zahrnutých částí musí vyhovovat předepsané toleranci, aby byla splněna kvalita výroby. Závislost mezi přesností nástroje a přesností vystřihovaného výrobku je uvedena v tabulce 1.

Tabulka 1: Závislost přesnosti výrobku na přesnosti nástroje

Výrobní tolerance IT výrobku	6-7	8-9	10	11	12	13	14	15
Výrobní tolerance IT nástroje	<5	5-6	6-7	7-8	8-9	10	11	12

Kvalita povrchu v místě střihu může dosahovat různých kvalit. Její jakost může ovlivnit několik faktorů. Mezi hlavní patří:

1. typ konstrukce a stav nástrojů,
2. rovnoměrnost střižné vůle,
3. druh materiálu výrobku,
4. střižná rychlost.

Drsnot povrchu při běžném stříhání dosahuje hodnot R_a= 2,5 až 6,3. Při přesném stříhání a při použití nátlačné hrany lze dosáhnou hodnot výrazně nižších. Střední drsnost R_a odpovídá hodnotám 0,4 až 0,8. Ve výjimečně příznivém stavu lze dosáhnout hodnoty R_a = 0,1. [7]

5 Teorie experimentu

Následující text přináší přehled dostupných experimentálních metod a poskytuje potřebná teoretická východiska pro návrh vlastní měřicí aparatury.

5.1 Odporová tenzometrie

Pro zvolení vhodného způsobu zapojení tenzometrů je potřeba objasnit si jakým mechanickým namáháním bude měřený objekt, nebo alespoň měřené místo zatíženo. Mezi základní způsoby mechanického namáhání patří:

1. Tah/tlak,
2. ohyb,
3. krut,
4. smyk.

V ideálním případě je měřené místo zatíženo pouze jedním ze základních způsobů namáhání. Bohužel ve větším množství případů je objekt zatížen kombinací těchto základních mechanických namáhání. Často bývá ohyb kombinován s tahem nebo tlakem, anebo krut v kombinaci se smykem. Aby bylo dosaženo odpovídajících výsledků je potřeba učinit rozvahu nad způsoby namáhání měřeného objektu. Těmto rozvahám je potřeba uzpůsobit instalaci tenzometrů a způsob zapojení.[3]

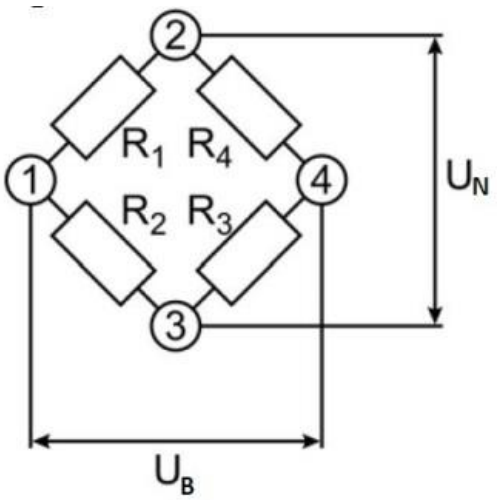
5.2 Rozvaha

Samotná rozvaha nad instalací tenzometrů a následným zapojením spočívá ve stanovení sledované veličiny, případně v určení veličiny, která bude kompenzována. Kompenzováním některé složky namáhání je myšleno vyřazení jedné nebo více složek namáhání, které se reálně vyskytují v měřené součásti, ale pro další numerický rozbor nejsou podstatné. Pro představu je možné uvést příklad: Součást je ohýbána a zároveň natahována. Pokud je úkolem zjistit pouze tahovou složku celkového namáhání je vhodné zvolit zapojení tenzometrů tak aby se ohybová složka nijak neprojevovala v měřeném signálu. Tímto je možné docílit signálu vyvolaného pouze tahovým namáháním.

Pokud je úkolem zjistit jednotlivé složky namáhání v daném místě tak není možné kompenzovat jednotlivé složky umístěním tenzometrů. Jediné co lze ovlivňovat je typ a orientace tenzometrů a způsob jejich zapojení. [3]

5.3 Zapojování tenzometrů

K zapojení měřených tenzometrů je využíván Wheastonův měřící můstek. Ten umožňuje neměřit přímo změnu odporu tenzometru, ale podle způsobu napájení lze měřit změnu napětí nebo proudu. Můstek se skládá ze čtyř odporů, které představují tenzometry nebo kompenzační odpory. Na obrázku 9 je kompletní Wheastonův měřící můstek. Na uzly můstku 2 a 3 je připojen zdroj konstantního napětí nebo proudu a mezi uzly 1 a 4 je měřena změna vstupní veličiny.[3]



Obrázek 9: Wheastonův můstek

Pokud je můstek napájen konstantním napětím U_N tak lze pro obecnou závislost mezi U_N a U_B využít vztah [3]

$$\frac{U_B}{U_N} = U_1 - U_4 = \frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4} = \frac{R_1 \cdot R_3 - R_2 \cdot R_4}{(R_1 + R_2) \cdot (R_3 + R_4)} \qquad (8)$$

$U_N [V]$ - napájecí napětí

$U_B [V]$ - výstupní napětí z můstku

$R_1, R_2, R_3, R_4, [\Omega]$ - odpory v můstku

Pro případ že U_V je nulové, musí platit podmínka 1 nebo 2. Je-li alespoň jedna z podmínek splněna, nachází se můstek ve stavu označovaném jako vyvážený [3].

$$R_1 \cdot R_3 = R_2 \cdot R_4 \tag{9}$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 \tag{10}$$

5.4 Vliv provozních podmínek

Naměřené hodnoty při tenzometrickém měření můžou být do jisté míry ovlivněny vnějšími vlivy. Je tedy nutné vzít v potaz stav podmínek, za kterých je měření prováděné a pokusit se nežádoucí zkreslení výsledných informací eliminovat nebo alespoň co nejvíce snížit. [4]

5.4.1 Teplota

Mezi nejčastěji se vyskytující záporně ovlivňující faktor patří teplotní roztažnost měřeného objektu. Závislost délkové roztažnosti je popsána rovnicí (11). Vliv tohoto faktoru se zvyšuje s délkou samotného měření, pro krátká měření není vliv tak výrazný.

$$\varepsilon_{\mathrm{T}} = \frac{1}{k}\left(\frac{\Delta R}{R}\right)_T = \frac{1}{k} \cdot \alpha_T \cdot \Delta T \tag{11}$$

$\varepsilon_T\,[1]$ - poměrná deformace od změny teploty

$k\,[1]$ - gauge faktor

$\left(\frac{\Delta R}{R}\right)_T [1]$ - poměrná změna odporu tenzometru od teploty

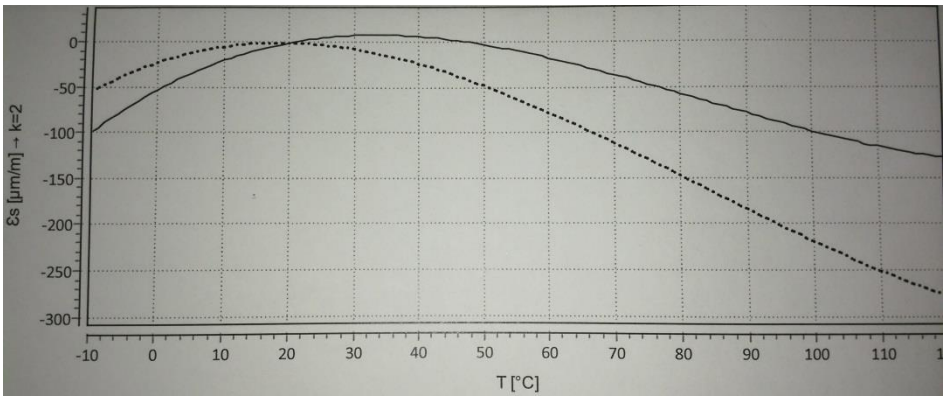
$\alpha_{\mathrm{T}}\left[K^{-1}\right]$ - součinitel délkové teplotní roztažnosti

$\Delta T\,[°K]$ - změna teploty

Eliminovat vliv teplotní roztažnosti lze použitím samokompenzačního tenzometru. Dalším způsobem je použití druhého kompenzačního tenzometru. Tento tenzometr musí mít stejné teplotní podmínky jako hlavní měřící tenzometr ale nesmí být ovlivněn vnějším zatížením. Výsledný signál je rozdílem signálu těchto dvou tenzometrů.

Samokompenzační tenzometr je takový snímač deformace, který v daném rozmezí teplot má velmi malou, prakticky nulovou, změnu odporu od teplotního působení. Poměrná změna odporu u běžného tenzometru závisí na změně teploty. Standardně jsou takové tenzometry dodávány pro určitý materiál, na který se můžou

aplikovat, součástí bývá také charakteristika skutečné závislosti odporu na teplotě. Na obrázku 10 je zobrazena kompenzační křivka dodávaná s tenzometry od HBM. Křivka odpovídá tenzometrům určených k instalaci na ocel.



Obrázek 10: Kompenzační křivka teploty tenzometru od HBM (foto: Hoštička)

5.4.2 Vlhkost

Dalším faktorem, který může nepříznivě ovlivnit měření je vlhkost. Zvýšená vzdušná vlhkost a její ulpívání na ploše tenzometru může mít na následek snížení izolačního odporu. Pokud izolační odpor klesne zhruba pod $50\,M\Omega$, může dojít k ovlivnění výsledků. V případě potřeby je nutné použít tenzometry s ochrannou vrstvou nebo tenzometry dodatečně chránit vhodným způsobem.

5.4.3 Hydrostatický tlak

Pokud působí hydrostatický tlak na aktivní tenzometr a není předmětem měření je nutné jeho výskyt zohlednit. Působení tlaku vyvolává napětí na povrchu součásti a tím i poměrné deformace. Pro korekci výskytu hydrostatického tlaku lze použít rovnici (12).

$$\varepsilon_P = \frac{p}{E}\left(1-2\mu\right) \tag{12}$$

$\varepsilon_p\left[1\right]$ - poměrná deformace od hydrostatického tlaku

$p\left[Pa\right]$ - hydrostatický tlak

$E\left[N/mm^2\right]$ - modul pružnosti v tahu

$\mu\left[1\right]$ - poissonova konstanta

5.4.4 Další

Mezi další faktory zkreslující výsledky měření můžou patřit různé druhy záření, cyklické zatěžování tenzometrů nebo instalace tenzometru na zakřivený povrch. Kompenzace těchto vlivů je specifikou otázkou, která je nad rámec této práce. Podrobnější informace lze nalézt např. v [4].

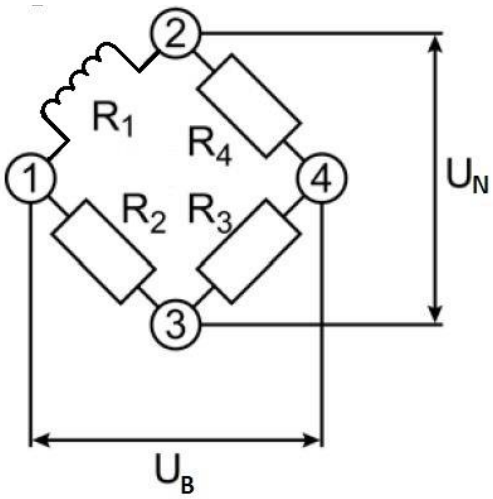
5.5 Druhy zapojení

Pokud se měřený objekt, na kterém je umístěn odporový snímač nachází ve stavu elastické napjatosti, dochází velmi často k malým poměrným deformacím. Tyto deformace mají zapříčinit změnu odporu instalovaného tenzometru. Změna odporu je tedy také následně velmi malá a je velmi složité ji zaznamenat s dostatečnou přesností. Proto se ke snímání této odporové změny využívá Wheatstonova můstkového zapojení. Základní můstkové zapojení se skládá ze čtyř odporů a ty jsou při zapojeních nahrazovány aktivními tenzometry.[4]

5.5.1 Čtvrtmůstek

Jedná se o zapojení, kdy je v můstku pouze jeden aktivní tenzometr a zbylé tři odpory slouží jako kompenzační. Moderní vyhodnocovací ústředny umožňují kompenzační odpory na doplnění do můstku připojit automaticky uvnitř ústředny. Často bývá aktivní tenzometr doplněn o kompenzační tenzometr a díky němu lze zajistit kompenzaci vlivu teploty. Pro výstupní signál ze čtvrtmůstkového zapojení platí vztah (13). Zapojení je znázorněno na obrázku 11.

$$\frac{U_B}{U_N} = \frac{\Delta R_1}{4 \cdot R_1} = \frac{k \cdot \varepsilon}{4} \tag{13}$$

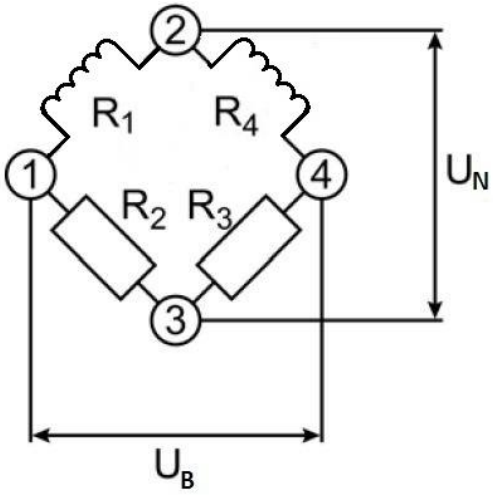


Obrázek 11: Čtvrtmůstkové zapojení tenzometru bez kompenzace teploty

5.5.2 Půlmůstek

V půlmůstkovém zapojení jsou zapojeny dva aktivní tenzometry a dva kompenzační odpory. Kompenzační odpory jsou velmi často doplněny pomocí vyhodnocovací aparatury. Zapojení může být doplněno o dvojici kompenzačních tenzometrů a tím eliminovat vliv teploty. Pro výstupní signál z půlmůstkového zapojení platí vztah (14). Zapojení je znázorněno na obrázku 12.

$$\frac{U_B}{U_N} = \frac{\Delta R}{2 \cdot R} = \frac{k \cdot \varepsilon}{2} \tag{14}$$

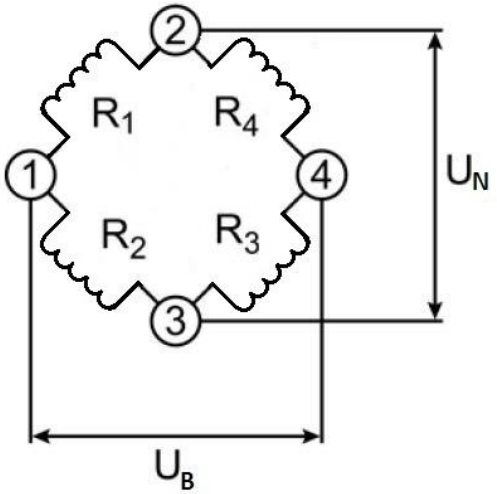


Obrázek 12: Půlmůstkové zapojení tenzometrů

5.5.3 Plný můstek

Pokud jsou do měřícího můstku zapojeny 4 aktivní tenzometry, není potřeba doplňovat žádné další kompenzační odpory. Pokud jsou všechny tenzometry vystaveny stejně velké změně teploty, je kompenzován i její vliv na změnu odporu. Pro výstupní signál z celomůstkové zapojení platí vztah (15). Zapojení je znázorněno na obrázku 13.

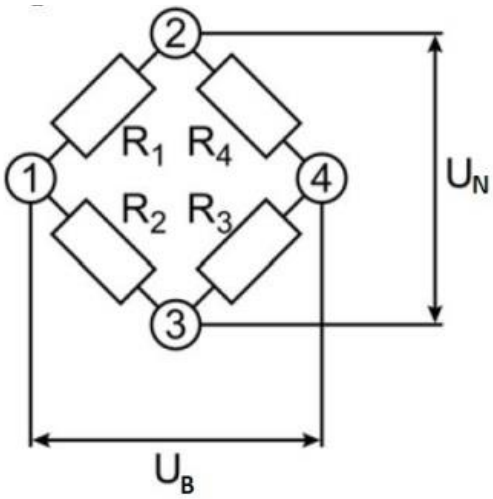
$$\frac{U_B}{U_N} = \frac{\Delta R}{R} = k \cdot \varepsilon \tag{15}$$



Obrázek 13: Celomůstkové zapojení tenzometrů

5.6 Zapojení podle druhu namáhání

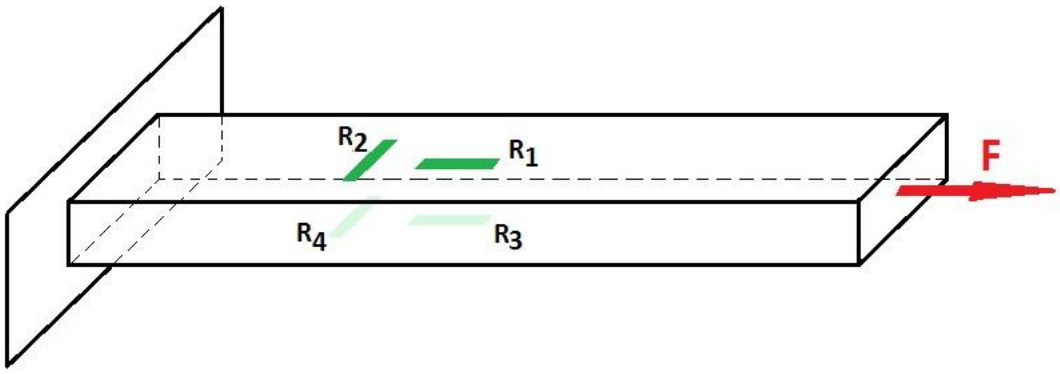
Zapojením jednotlivých tenzometrů na jednotlivé pozice lze dosáhnout mnoha kombinací zapojení. Je ovšem nutné nevolit tyto pozice zcela náhodně. Výběr pozic aktivních tenzometrů a jejich počet závisí na typu sledovaného namáhání. Pro představu jsou zde uvedena typická zapojení pro jednotlivé druhy namáhání. Číslování pozic odporů vychází z obrázku 14.



Obrázek 14: Měřící můstek

5.6.1 Tah/tlak

Zapojení tenzometrů pro vyšetření namáhání prutu osovou silou. Snaha je získat informaci o namáhání tělesa tahovou nebo tlakovou silou, a pokud je to nutné kompenzovat ostatní nežádoucí jevy.



Obrázek 15: Nosník zatížený osovou silou a osazený tenzometry

a) **zapojení R_1 nebo R_3**

Jedná se o čtvrtmůstkové zapojení bez kompenzace vlivu teploty a bez kompenzace ohybu. Výhodou je nízká cena. Pro kompenzaci teploty lze použít speciální samokompenzační tenzometr, který změnu teploty eliminuje.

b) **zapojení R_1 a R_3**

Zapojením tenzometrů na diagonálu můstku získáme půlmůstkové zapojení. Výhodou tohoto zapojení je kompenzace ohybové složky a současně zvýšení citlivosti. Teplotní roztažnost v tomto zapojení není eliminována a může ovlivnit výsledky.

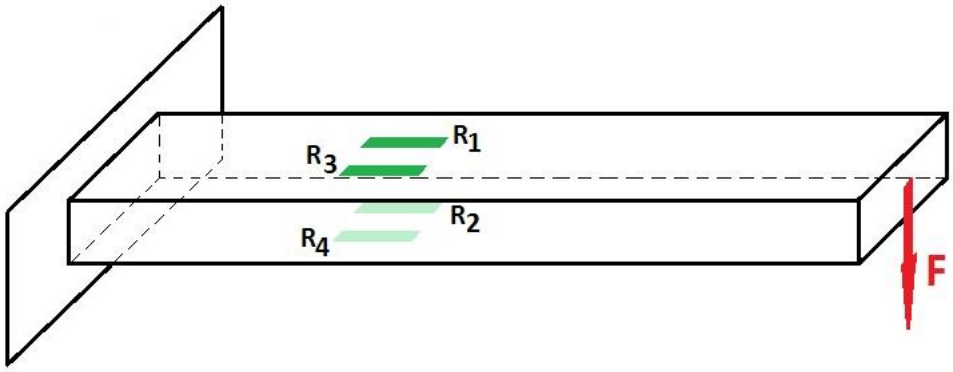
c) **zapojení R_1 a R_2**

Pokud jsou zapojeny tyto tenzometry, získáváme opět půlmůstkové zapojení. Toto zapojení kompenzuje vliv teplotní roztažnosti a zvyšuje citlivost tenzometrů. Zvýšená citlivost plyne z isotropie materiálu a závislosti mezi podélnou a příčnou deformací. Nevýhodou je nekompenzování ohybové složky namáhání.

d) **zapojení R_1, R_2, R_3, R_4**

Po připojení všech instalovaných tenzometrů jsou využity všechny pozice v můstku a není potřeba dodávat kompenzační odpory. Zapojení kompenzuje teplotní změny, kompenzuje ohyb a dvojnásobně zvyšuje citlivost měření než předešlé zapojení. Nevýhodou je vyšší cena a vyšší nároky na prostor.

5.6.2 Ohyb



Obrázek 16: Nosník zatížený ohybovým momentem a osazený tenzometry

a) zapojení R_1 nebo R_2

Pokud je zapojen tenzometr R1 nebo R2 vznikne čtvrtmůstkové zapojení snímající celkové přetvoření na povrchu nosníku. U klasických tenzometrů není eliminován vliv teploty na změnu poměrné deformace. Snímáme celkovou deformaci a není tedy možno určit, jestli není prut namáhán i osovou silou.

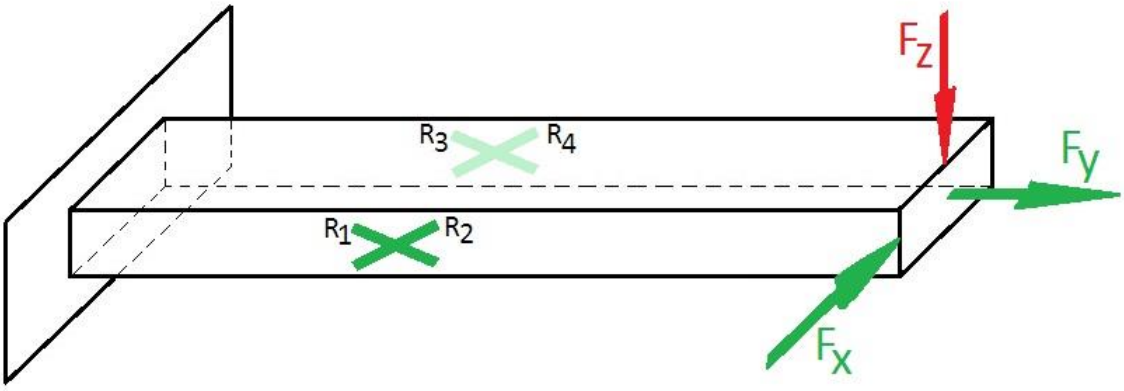
b) zapojení R_1 a R_2

Zapojením dvou tenzometrů umístěných na povrchu tělesa proti sobě, získáme půlmůstkové zapojení tenzometrů. Kompenzace vlivu teploty je výhodou zapojení, a pokud jsou tenzometry umístěny stejně daleko od neutrální osy, dochází i ke kompenzaci tahu nebo tlaku na prut. Citlivost signálu je dvakrát vyšší než u předchozího zapojení.

b) zapojení R_1, R_2, R_3, R_4

Zapojením všech čtyř instalovaných tenzometrů vytvoříme kompletní měřící můstek. Toto zapojení při sledování ohybové složky má shodné vlastnosti jako předchozí vlastnosti. Výhodou oproti ostatním je vysoká citlivost měření. Oproti půlmůstkovému zapojení je citlivost dvojnásobná.

5.6.3 Smyk



Obrázek 17: Nosník namáhaný smykem a osazený tenzometry

Cílem je zjistit namáhání nosníku od síly F_Z na neutrální ose. Pokud vyšetřujeme smykové namáhání na neutrální ose je vliv vzniklého ohybového momentu od síly F_Z eliminován.

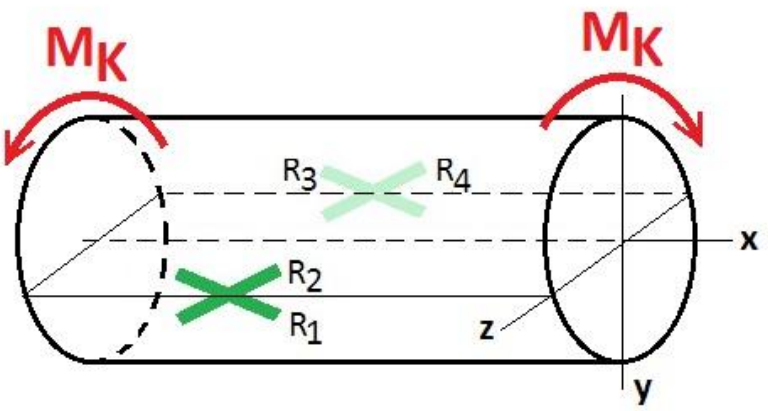
a) zapojení R_1 a R_2

Zapojením tenzometrických šípů, které svírají pravý úhel, vznikne půlmůstkové zapojení. Pokud je střed šípů na neutrální ose, je eliminován vliv ohybového momentu od F_Z. Vliv teploty je také kompenzován. Vliv namáhání způsobené silami F_X a Fy je také eliminován.

b) zapojení R_1, R_2, R_3, R_4

Zapojením dvou tenzometrických šípů získáme celomůstkové zapojení tenzometrů. Výhoda tohoto cenově nákladnějšího řešení je ve zvýšené citlivosti. Signál je oproti půlmůstkovému zapojení dvojnásobný.

5.6.4 Krut



Obrázek 18: Válcový nosník zatížený krouticím momentem a osazený tenzometry

Snahou je zjistit napětí a deformaci v místě nalepení tenzometrů od krouticího momentu M_K.

a) zapojení R_1 a R_2

Zapojením tenzometrického kříže vznikne půlmůstkové zapojení. Zapojení eliminuje teplotní změny měřeného objektu a kompenzuje případnou osovou sílu (F_x).

b) zapojení R_1, R_2, R_3, R_4

Spojením dvou tenzometrických křížů je vytvořeno kompletní můstkové zapojení. Soustava má stejné parametry jako předchozí půlmůstkové zapojení a k tomu je schopna eliminovat vliv ohybových momentů M_z a M_y. Signál získaný z této měřící soustavy je dvounásobný oproti půlmůstkovému zapojení.[3]

5.7 Způsob určení napětí z deformací

Před samotným měřením už musí být zjištěno nebo alespoň předpokládáno zda se jedná o napjatost jednoosou nebo dvouosou. Pokud není možné toto předem určit je nutné přepokládat dvouosou napjatost a tomu přizpůsobit podmínky měření.

5.7.1 Jednoosá napjatost

Nejjednodušší stav napjatosti předpokládá, že směr hlavního napětí je znám. Tenzometr byl nalepen ve směru tohoto napětí a výslednou hodnotu napětí zjistíme z Hookeova zákona pro jednoosou napjatost (16).

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \tag{16}$$

5.7.2 Dvouosá napjatost

Tento stav je nutné rozdělit na situace, kdy směr hlavních napětí známe a kdy ho neznáme. V případě známého směru je nutné instalovat minimálně jeden tenzometr ve směru obou hlavních napětí. Výsledné namáhání udávají rovnice rozšířeného Hookeova zákona pro rovinou napjatost (17).

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{E}{1-\mu^2}\left(\varepsilon_1 + \mu \cdot \varepsilon_2\right) \\ \sigma_2 &= \frac{E}{1-\mu^2}\left(\varepsilon_2 + \mu \cdot \varepsilon_1\right) \end{aligned} \tag{17}$$

Pro případ, kdy nejsou hlavní napětí známa, je nutné použít k měření tenzometrickou růžici a následně směry a velikosti hlavních napětí určit početně nebo pomocí Mohrovy kružnice.

6 Analýza stávajícího řešení

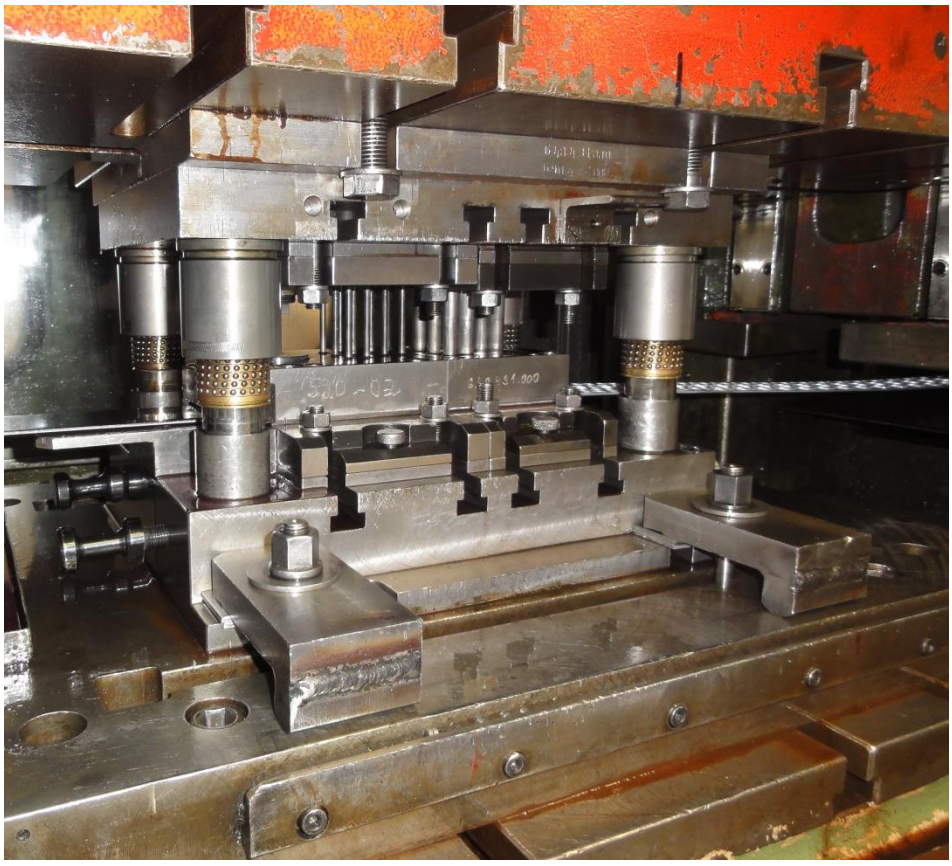
6.1 Popis zařízení

Destičky válečkového řetězu se vyrábějí vystřižením z pásu plechu. K vystřihování je použitý výstředníkový lis Kaiser 100. Tento lis má pevný pracovní zdvih 34 mm. Stříhací zařízení je upevněno k lisu pomocí několika T-upínek a středícího trnu. Nástroj se skládá z mnoha dílů a většina je vyrobena obráběním z nástrojové ocele. Zařízení obsahuje dvě sady různých razníků. Razníky děr pro vystřihování vnitřních otvorů a razníky tvarů, které vystřihují vnější tvar. Razníky děr stávající konstrukce jsou vyrobeny z materiálu TK.

Zařízení pracuje na principu postupného stříhání. Jako polotovar je použit pás plechu o stejné tloušťce, jako z něj vyrobené destičky. Pruh plechu je veden z kola, na kterém je navinutý, přímo do nástroje. Podavač postupně posunuje plech do střihacího nástroje o přesně zadanou vzdálenost. Princip postupného stříhání spočívá v tom, že jsou nejprve vystřiženy vnitřní otvory, pak se pás plechu posune a následně jsou vystřiženy vnější tvary. Část plechu, který zrovna procházel nástrojem je vidět na obrázku 19. Podobným principem jsou vytvářeny i vnější destičky válečkového řetězu. Na vnější destičky bývá často ještě vyraženo logo firmy a typ řetězu.

Na obrázcích 20 až 23 je vidět současná podoba stříhacího nástroje a matrice pro upevnění razníků.

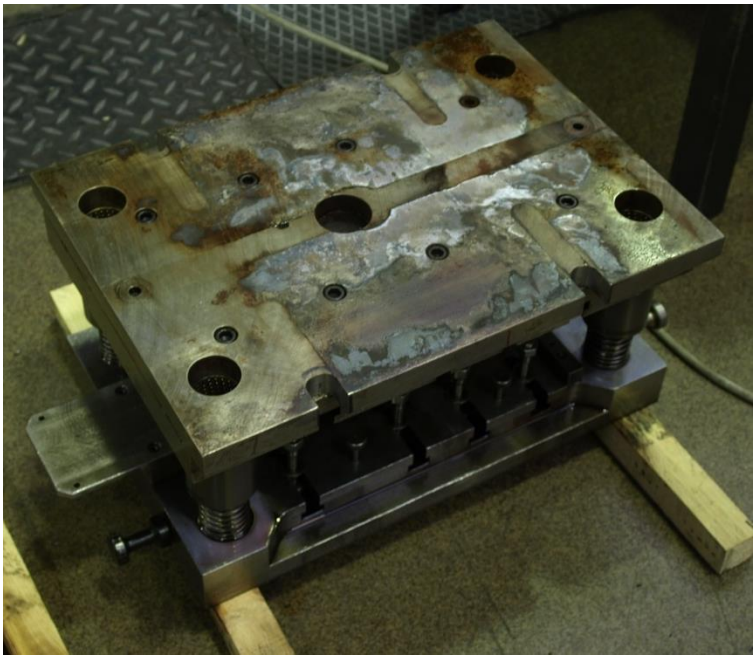
Obrázek 19: Ocelový pás procházející nástroje



Obrázek 20: Nástroj umístněný v pracovním prostoru lisu

Obrázek 21: Matrice razníků tvarů

Obrázek 22: Matrice razníků děr

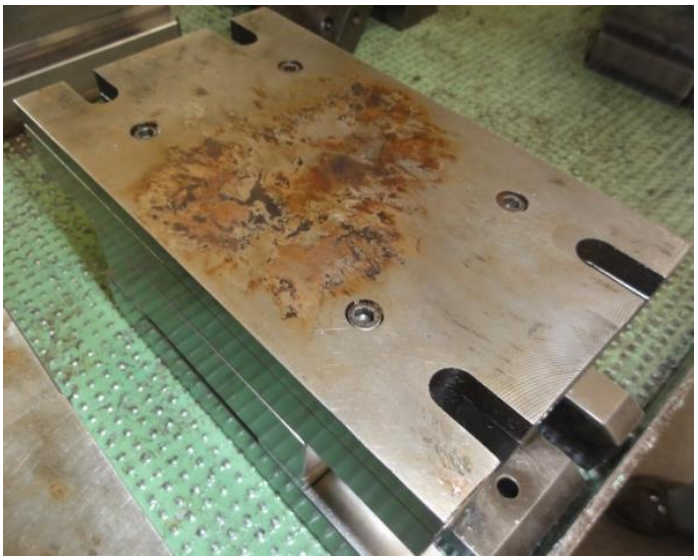


Obrázek 23: Kompletní nástroj před vložením do lisu

6.2 Diskutované problémy

Prvním diskutovaným problémem popsaného nástroje je velmi omezená možnost zvýšení přesnosti výstřižků. Pro udržení konkurence schopnosti a vysoké technické úrovně své produkce ČZ Řetězy a.s. pochopitelně řeší vývoj používaných nástrojů.

Druhým diskutovaným problémem je výskyt vibrační koroze na opěrných plochách nástroje v místech jeho uchycení k lisu. K vibrační korozi může docházet v případech, kdy se dvě na sebe dosedající desky vůči sobě pohybují v důsledku pružných deformací. Hlavním problémem tedy není samotná koroze, ale fakt, že tuhost a /nebo zatížení některých dílů soustrojí je zjevně nevyhovující. Tuhost nástroje i lisu značně ovlivňuje výrobu a tedy i její přesnost. Na obrázku 24 je vidět výskyt zkorodovaných zrn materiálu.



Obrázek 24: Zkorodovaný povrch kontaktních ploch

6.3 Geometrická stabilita zatížení

V rámci této části práce jsou podrobeny analýze vytipované součásti, které mohou být vlivem kombinace působícího zatížení při stříhání a jejich rozměrů zdrojem diskutovaných problémů (kap. 7.2).

První vytipovanou součástí nutnou podrobit analýze je tenký razník válcových otvorů. Lisovací nástroj je určen pro práci v lisu s pevným pracovním

zdvihem 34 mm. Pro takovéto aplikace však bývá často používán lis s nižším zdvihem. Toto řešení vede k nutnosti použití dlouhých tenkých razníků (l=90 mm). Tato součást je přímo namáhaná střižnou silou a je tedy namáhána tlakem. Je tedy podezření na nevhodný štíhlostní poměr této součásti.

Druhou podezřelou součástí bylo konstrukční vedení tenkých razníků. Razníky jsou vedeny v nalisovaných pouzdrech a toto vedení má za úkol zajistit přesnou rozteč válcových otvorů na řetězové destičce. Předmětem analýzy je určit jakou přesnost je toto samotné vedení je schopné zajisti. Je možné, že toto řešení neumožní další zpřesňování výroby a bude nutné konstrukci upravit.

6.3.1 Odhad velikosti zatížení

6.3.1.1 Razník děr

Na razník děr budou působit dvě síly. Obě budou působit ve směru osy razníku, ale jejich vzájemná orientace bude opačná. První a zároveň hlavní zatěžující síla způsobuje tlakové namáhání razníků, to je síla potřebná k prostřižení materiálu. Materiál, ze kterého se vyrábějí řetězové destičky, je ocel 15 142. Výpočet střižné síly $F_S\left[N\right]$ podle vztahu (18).

$$F_S = k_S \cdot S_S \cdot \tau_{PS} = 1{,}25 \cdot \mathrm{d} \cdot \pi \cdot t \cdot R_m \cdot 0{,}75 = 1{,}25 \cdot 7{,}48 \cdot \pi \cdot 2{,}3 \cdot 880 \cdot 0{,}75 = 44\ 589\ \left[N\right] \quad (18)$$

$F_S\left[N\right]$ - střižná síla razníku děr

$k_S\left[1\right]$ - provozní součinitel stříhání

$S_S\left[mm^2\right]$ - střižná plocha

$\tau_{PS}\left[N/mm^2\right]$ - mez pevnosti ve smyku

$d\left[mm\right]$ - průměr razníku děr

$t\left[mm\right]$ - tloušťka stříhaného plechu

$R_m\left[N/mm^2\right]$ - mez pevnosti stříhaného materiálu

Druhá síla způsobuje tahové namáhání razníku a jedná se o sílu potřebnou k vytažení razníku z prostřihnutého otvoru. Vlivem elastických deformací se razník v prostřiženém otvoru chová jako nalisovaný spoj a kontaktní tlak na plochách je přibližně roven mezi pevnosti stříhaného materiálu.

$$F_V = S_S \cdot \tau_{PS} \cdot f = \mathrm{d} \cdot \pi \cdot t \cdot R_m \cdot f = 7{,}48 \cdot \pi \cdot 2{,}3 \cdot 880 \cdot 0{,}11 = 5\ 231\ \left[N\right] \quad (19)$$

$F_V\left[N\right]$ - vytahovací síla

$f\left[1\right]$ - součinitel tření

$S_S\left[mm^2\right]$ - střižná plocha

$\tau_{PS}\left[N/mm^2\right]$ - mez pevnosti ve smyku

$d\left[mm\right]$ - průměr razníku děr

$t\left[mm\right]$ - tloušťka stříhaného plechu

$R_m\left[N/mm^2\right]$ - mez pevnosti stříhaného materiálu

6.3.1.2 Razník tvarů

Razníky tvarů jsou tvarově poměrně složitá součást. Střižná síla se vypočte obdobně jako u razníků děr. Sílu na vytažení nelze ale určit stejným způsobem protože nedojde k nalisování po obvodu razníku. I z tohoto důvodu lze předpokládat to, že síla nebude velká a v porovnání se střižnou silou bude zanedbatelná.

$$F_{STv} = k_S \cdot S_S \cdot \tau_{PS} = 1{,}25 \cdot O_R \cdot t \cdot R_m \cdot 0{,}75 = 1{,}25 \cdot 77{,}698 \cdot 2{,}3 \cdot 880 \cdot 0{,}75 = 147\ 431\ \left[N\right] \quad (20)$$

$F_{STv}\left[N\right]$ - střižná síla razníku tvaru

$k_S\left[1\right]$ - provozní součinitel stříhání

$S_S\left[mm^2\right]$ - střižná plocha

$\tau_{PS}\left[N/mm^2\right]$ - mez pevnosti ve smyku

$O_R\left[mm\right]$ - obvod razníku tvaru

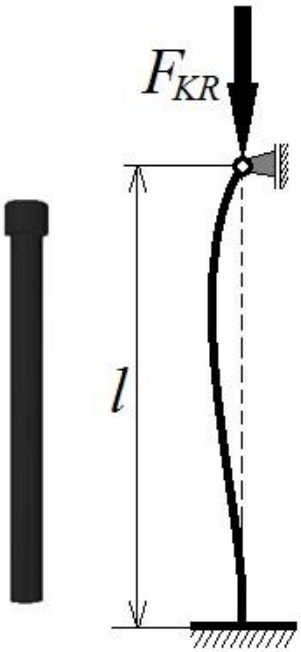
$t\left[mm\right]$ - tloušťka stříhaného plechu

$R_m\left[N/mm^2\right]$ - mez pevnosti stříhaného materiálu

6.3.2 Kontrola na vzpěr

Razníky jsou tělesa primárně zatížená vysokou tlakovou osovou silou. Je tedy nutné, aby razníky měli vhodný tvar a dokázali odolávat tomuto namáhání. U razníků tvarů se jedná o masivní tvar s poměrně velkou plochou průřezu. Lze předpokládat, že u takového tvaru bude kritická síla několika násobně větší než provozní. U razníku děr takovéto tvrzení použít nelze, protože se jedná o poměrně dlouhé válcové razníky a poměr délky a průměru razníku je víc než 10:1. Je tedy nutné provést kontrolu na vzpěr.

Razník je v okamžiku stříhání plechu částečně veden pouzdrem a jeho skutečná délka je zkrácena o délku pouzdra. Požadavkem je, aby nedocházelo k vzpříčení razníku v pouzdře a proto bude pro výpočet uvažována celá délka razníku l= 90 mm. Konstrukční uložení razníku děr v rámu nejblíže popisuje III. tvar zjednodušení (str. 59 v [9]). Výpočtové schéma je zobrazeno na obrázku 25.



Obrázek 25: Výpočtové schéma razníku při kontrole na vzpěr

$$J_{\min} = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 7,48^4}{64} = 153,7 mm^4 \tag{21}$$

$J_{\min}\left[mm^4\right]$ - minimální kvadratický moment průřezu

$d\left[mm\right]$ - průměr razníku

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A_d}} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{153,7}{\frac{\pi \cdot 7,48^2}{4}}} = 1,87 mm \tag{22}$$

$i_{\min}\left[mm\right]$ - kvadratický poloměr vzpěru

$A_d\left[mm^2\right]$ - plocha průřezu razníku

$$\lambda = \frac{l}{i_{\min}} = \frac{90}{1,87} = 48,2 \tag{23}$$

$\lambda\left[1\right]$ - štíhlost

$l\left[mm\right]$ - délka razníku

$$\lambda_{mez} = \sqrt{n \cdot \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5}{3300}} = 35{,}44 \qquad (24)$$

$\lambda_{mez}\left[1\right]$ - mezní štíhlost

$n\left[1\right]$ - koeficient pro tvar vzpěru

$\sigma_u\left[N/mm^2\right]$ - mez únavy

$\lambda > \lambda_{mez}$ -> Výpočet kritické síly dle Eulera

$$F_{KR} = n\frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l^2} = 2\frac{\pi^2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 153{,}7}{90^2} = 78{,}64\ kN \qquad (25)$$

$F_{KR}\left[N\right]$ - kritická síla

$$k_V = \frac{F_{KR}}{F_s} = \frac{78{,}64}{44{,}6} = 1{,}76 \qquad (26)$$

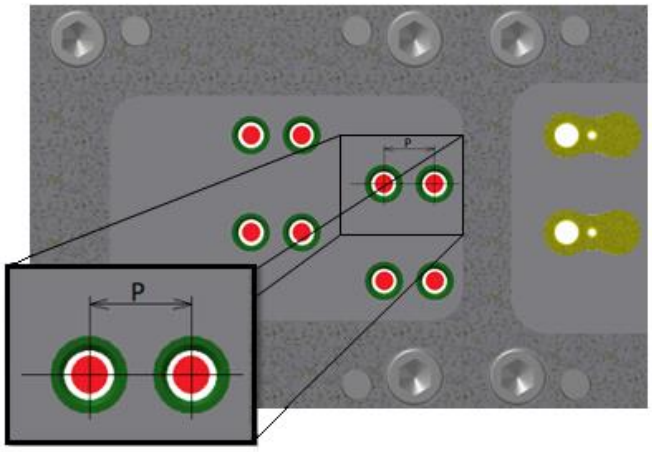
$k_V\left[1\right]$ - bezpečnost

$F_S\left[kN\right]$ - střižná síla

Minimální bezpečnost se kterou by se měly konstrukce s ohledem na vzpěr navrhovat je k=3 a více [15]. Potvrdila se tedy předpověď a razník nemá navrženou vhodnou štíhlost.

6.4 Rozměrová přesnost

Aby se razníky mohly v pouzdrech pohybovat, nesmí plochy na sebe těsně doléhat a musí být zachována vůle. Velikost této vůle přímo ovlivňuje přesnost výroby. Pokud by vůle byla moc velká, neumožňovalo by pouzdro přesné vedení razníků, což by se projevilo přímo na vystřižených destičkách. Názorné zobrazení je na obrázku 26. Červený kruh představuje razník, zelené mezikruží nalisované vodící pouzdro a bílá plocha znázorňuje možnou vůli.

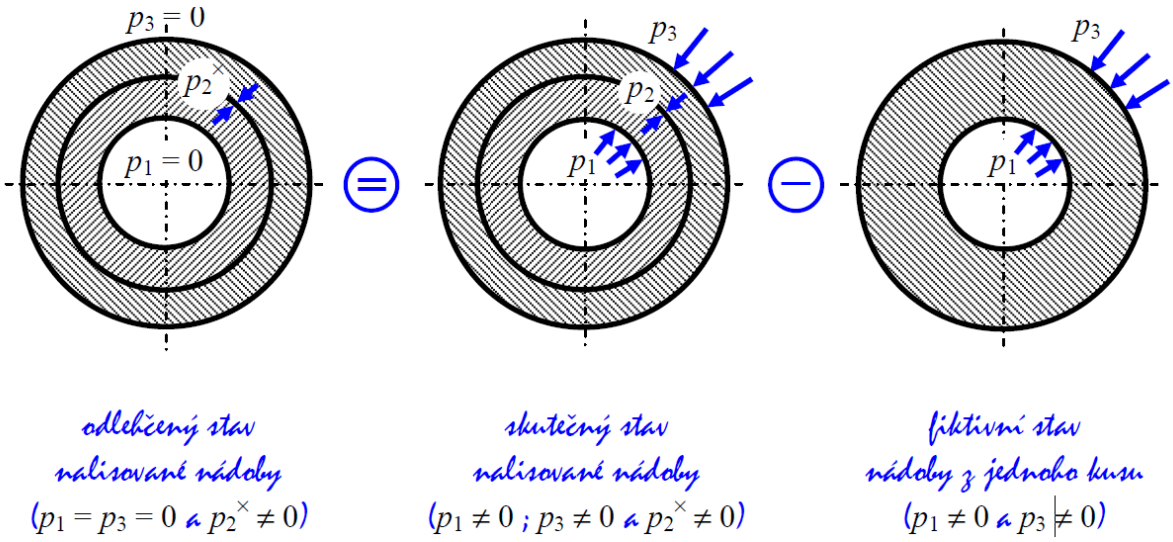


Obrázek 26: Znázornění vzniklé střižné vůle

Dále je potřeba zjistit, zda i v nejméně přívětivém stavu konstrukce není vůle větší, než polovina tolerance rozteče řetězu *P*. Za nejméně přívětivý stav konstrukce je považován největší možný otvor v pouzdře po nalisování a razník o nejmenším přijatelném průměru.

6.4.1 Výpočet skutečného průměru pouzdra

Pro zjištění skutečného průměru pouzdra po nalisování je využita teorie silnostěnných (tlustostěnných) nádob, přesněji odlehčený stav nalisované nádoby. Vnitřní a vnější přetlak není uvažován a deformace pouzdra a okolního materiálu závisí pouze na kontaktním tlaku po nalisování p2. Při výpočtu kontaktního tlaku je důležité dodržet postup znázorněný na obrázku 27.



Obrázek 27: Postup výpočtu kontaktního tlaku odlehčeného stavu nalisovaných nádob (převzato z: [9]; Řezníček, J.;2009)

Pro výpočet jsou uvažovány následující hodnoty:

$$p1=p3=0{,}1\ N/mm^2 \tag{27}$$

$p_1\left[N/mm^2\right]$ - vnitřní tlak působící na první část¨

$p_3\left[N/mm^2\right]$ - vnější tlak působící na druhou část

$$r_1^I=d_{pmax}/2=7{,}48H7_{max}/2=3{,}746\ mm \tag{28}$$

$r_1^I\left[mm\right]$ - největší vnitřní poloměr části I

$d_{p\max}\left[mm\right]$ - největší průměr otvoru pouzdra před nalisováním

$$r_2^I=D_{pmin}/2=12p6_{min}/2=6{,}009\ mm \tag{29}$$

$r_2^I\left[mm\right]$ - nejmeší vnější poloměr části I

$D_{p\min}\left[mm\right]$ - nejmenší vnější průměr pouzdra před nalisováním

$$r_2^{II}=d_{dmax}/2=12H7_{max}/2=6{,}0075\ mm \tag{30}$$

$r_2^{II}\left[mm\right]$ - největší vnitřní poloměr části II

$d_{d\max}\left[mm\right]$ - největší průměr otvoru před nalisováním pouzdra

$$r_3^{II}=15\ mm \tag{31}$$

$r_3^{II}\left[mm\right]$ - teoretický vnější poloměr otvoru pro nalisování

Postup výpočtu tečných a radiálních napětí je přehledně popsán v [9] na straně 39-41. Ze získaných napětí je potřeba určit deformace jednotlivých částí nalisování.

$$\Delta r_2^I=\frac{r_2^I}{E}\left\{\sigma_t\left(r_2^I\right)-\mu\cdot\left[\sigma_r\left(r_2^I\right)\right]\right\} \tag{32}$$

$\Delta r_2^I\left[mm\right]$ - deformace části I v místě kontaktu

$\sigma_t(r_2^I)\left[N/mm^2\right]$ - tečné napětí části I v místě kontaktu

$\sigma_r(r_2^I)\left[N/mm^2\right]$ - radiální napětí části I v místě kontaktu

$$\Delta r_2^{II}=\frac{r_2^{II}}{E}\left\{\sigma_t\left(r_2^{II}\right)-\mu\cdot\left[\sigma_r\left(r_2^{II}\right)\right]\right\} \tag{33}$$

$\Delta r_2^{II}\left[mm\right]$ - deformace části II v místě kontaktu

$\sigma_t(r_2^{II})\left[N/mm^2\right]$ - tečné napětí části II v místě kontaktu

$\sigma_r(r_2^{II})\left[N/mm^2\right]$ - radiální napětí části II v místě kontaktu

$$\Delta r_2^I + r_2^I = \Delta r_2^{II} + r_2^{II} \tag{34}$$

Pro splnění všech podmínek a rovnic byl při výpočtu metodou odhadu použit program MS Excel. Byl zjištěn kontaktní tlak a vnitřní průměr pouzdra po nalisování do desky d_{p_nalis}.

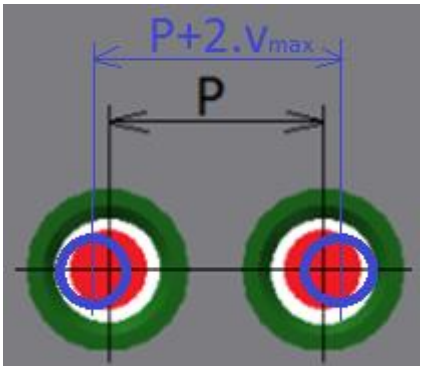
$$d_{p_nalis} = xx^* \tag{35}$$

$d_{d_nalis}\left[mm\right]$ - největší průměr díry pouzdra po nalisování

*Autor je vázán mlčenlivostí.

6.4.2 Výpočet největší možné vůle uložení

Nevětší dovolená vůle uložení je taková, která vznikne vložením nejmenšího razníku děr do největší možné díry v pouzdře po nalisování. Všechny díly jsou vyrobeny v mezích tolerance. Na obrázku 28. je znázorněno, jakým způsobem tato vůle ovlivňuje výrobu řetězu. Stav při maximální vůli je naznačen modrou barvou.



Obrázek 28: Znázornění vlivu vůle na výrobu řetězových destiček

$$v_{\max} = d_{p_nalis} - d_{\min} = xx^* \tag{36}$$

$v_{\max}\left[mm\right]$ - maximální vůle ve vedení razníku

$d_{\min}\left[mm\right]$ - nejmenší průměr razníku děr

Velikost vůle vzniklá při nejméně příznivém stavu vyhovuje dovolené toleranci rozteče při stávající výrobě. Pokud má dojít ke snížení tolerance rozteče, bude tato vůle už nevyhovující.

* Autor je vázán mlčenlivostí.

6.5 Shrnutí

Při analýze konstrukce byly zjištěny slabiny jednotlivých dílců, které je potřeba odstranit (tabulka 2):

Tabulka 2: Souhrn podezřelých oblastí a návrh jejich odstranění

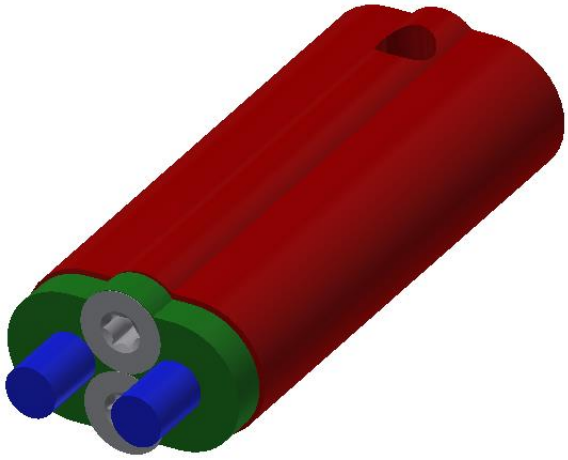
Problémová oblast	Návrh řešení
Nevhodný štíhlostní poměr u razníků děr.	Zkrátit délku razníku nebo zvýšit průřez těla razníku.
Příliš vysoká minimální vůle nutná k umožnění pohybu razníků děr ve vodících pouzdrech.	Vytvořit konstrukční řešení s nižším počtem pohyblivých členů.

Konkrétní řešení je představeno v následujících kapitolách.

7 Předběžný návrh opatření na základě analýzy konstrukce

Nová konstrukce razníku děr, by měla mít vhodnější poměr délky a průměru a správnost její funkce musí být co nejméně závislá na přesnosti její vlastní výroby.

Možnost jak zajistit tyto požadavky je zvětšit průřez razníku a nahradit tedy dva tenké razníky jedním masivnějším. Tělo bude ve spodní části osazeno krátkými razníky o požadovaném průměru. Razníky budou zajištěny proti vytažení z těla razníku deskou a šroubovými spoji. Nový tvar je zobrazen na obrázku 29. Toto řešení úplně eliminuje problém s minimální vůlí pro pohyb razníku. Razník se bude pohybovat jako celek a nutné vůle se nepromítnou do rozteče vyrobených řetězových destiček.



Obrázek 29: Navržený nový tvar razníku děr

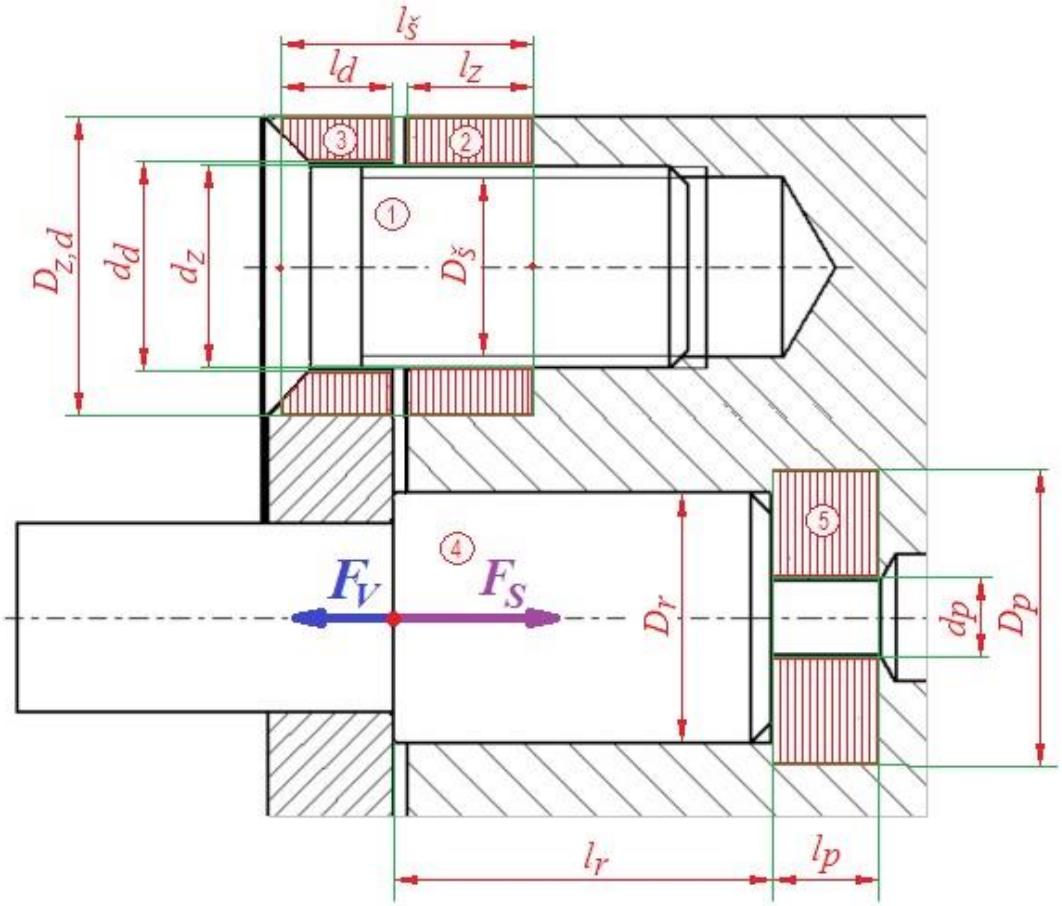
Kvůli novému tvaru se budou muset upravit i některé části stávající konstrukce. Vodící deska, kde byla dříve vodící pouzdra, bude muset být upravena pro tento tvar razníku a pouzdra budou odstraněna. Velkou úpravou tak musí projít horní deska, kde jsou razníky upevněny, aby s nimi bylo možné pohybovat.

Nový tvar razníku děr byl také podroben kontrole na vzpěr. Bezpečnost konstrukce se pohybuje v hodnotách třicet a výše. Kontrolu rozměrových obvodů nebylo nutné pro tuto konstrukci sestavovat, protože se vůbec nepromítne do přesnosti výroby. Na přesnost výroby bude mít přímý vliv přesnost výroby jednotlivých částí razníku. Novým prvkem konstrukce je šroubový spoj, který je nutno vhodně naddimenzovat.

7.1 Kontrolní výpočty

Šroubový spoj má za úkol zamezit razníkům, aby při vytahování z prostřiženého plechu se uvolnili a oddělili se od těla razníku. Razníky budou v těle nalisovány, ale kvůli spolehlivosti konstrukce jsou uvažovány razníky jako volně vložené. V důsledku toho šrouby přenášejí celou sílu potřebnou na vytažení razníků ze stříhaného materiálu. Šroubový spoj je proto navržen jako předepnutý.

Při výpočtu je třeba určit schéma konstrukce a z něho určit tuhosti jednotlivých částí razníku. Schéma pro výpočet tuhosti je zobrazen na obrázku 30. Příslušné rozměry potřebné k sestavení tuhostí soustavy jsou uvedeny v tabulce 3.



Obrázek 30: Schéma pro výpočet tuhosti spoje

Tabulka 3: Seznam parametrů pro výpočet celkové tuhosti

Součást	Parametr	Hodnota
1	$D_š$ [mm]	7,080
	$l_š$ [mm]	12,5
	E [N/mm^2]	230 000
2	D_z [mm]	12
	d_z [mm]	7,181
	l_z [mm]	8
	E [N/mm^2]	230 000
3	D_d [mm]	12
	d_d [mm]	8,1
	l_d [mm]	4
	E [N/mm^2]	230 000
4	D_r [mm]	10
	l_r [mm]	15
	E [N/mm^2]	630 000
5	D_p [mm]	15
	d_p [mm]	3
	l_p [mm]	5
	E [N/mm^2]	230 000

Konstanta tuhosti přitěžovaných částí C_I byla určena podle vztahu (37). Jedná se o součet převrácených hodnot tuhosti jednotlivých součástí. Výsledná tuhost C_I je uvedena v tabulce 4. Konstanta tuhosti odlehčovaných částí C_{II} byla určena podle vztahu (38) a výsledná hodnota je opět uvedena v tabulce 4. Ohybová tuhost desky zajišťující razníky pro zjednodušení uvažována nebyla.

$$\frac{1}{C_I} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \frac{1}{C_3} = \sum_{i=1}^{3} \frac{l_i}{E_i \cdot S_i} \tag{37}$$

$C_I\left[N/mm\right]$ - tuhost přitěžovaných částí

$C_1\left[N/mm\right]$ - tuhost šroubu

$C_2\left[N/mm\right]$ - tuhost vnitřního závitu

$C_3\left[N/mm\right]$ - tuhost pojistné desky

$l_i\left[mm\right]$ - délka i-té části

$S_i \left[mm^2 \right]$ - plocha průřezu i-té části

$E_i \left[N / mm \right]$ - modul pružnosti i-té části

$$\frac{1}{C_{II}} = \frac{1}{C_4} + \frac{1}{C_5} = \sum_{i=4}^{5} \frac{l_i}{E_i \cdot S_i} \tag{38}$$

$C_{II} \left[N / mm \right]$ - tuhost odlehčovaných částí

$C_4 \left[N / mm \right]$ - tuhost dorazu razníku

$C_5 \left[N / mm \right]$ - tuhost razníku

$l_i \left[mm \right]$ - délka i-té části

$S_i \left[mm^2 \right]$ - plocha průřezu i-té části

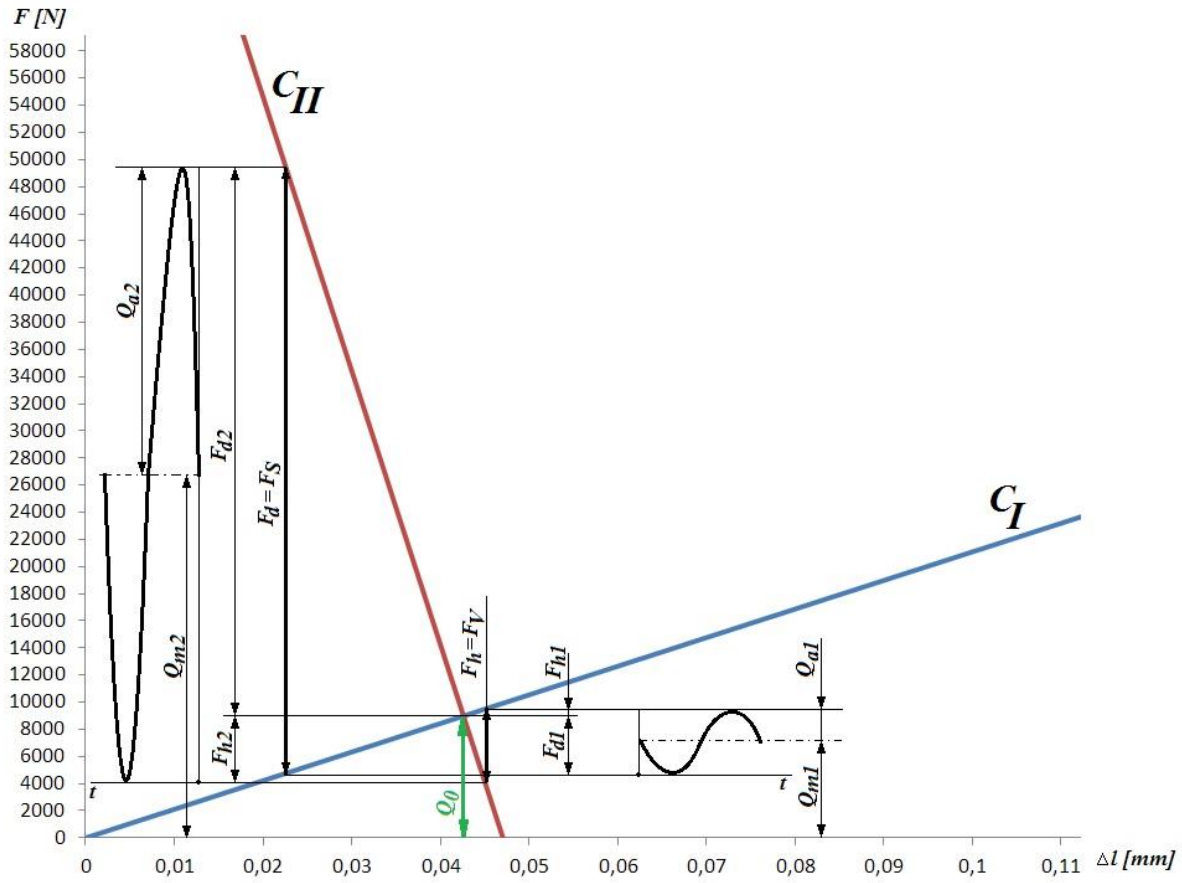
$E_i \left[N / mm \right]$ - modul pružnosti i-té části

Parametry řešeného dynamicky namáhaného spoje jsou uvedeny v tabulce 4. Vnější zatížení působící na šroubový spoj byly určeny v kapitole 7.3.1, minimální síla je totožná se sílou potřebnou na prostřižení (kap. 7.3.1.1) a maximální síla je totožná se sílou potřebnou na vytažení razníku z materiálu (kap. 7.3.1.2).

Tabulka 4: Parametry řešeného šroubového spoje

	Značka	**Jednotka**	**Hodnota**
Tuhost C_I	C_I	N/mm	210821
Tuhost C_{II}	C_{II}	N/mm	2018699
Horní síla	F_H	N	5400
Dolní síla	F_D	N	-44600

K určení způsobu a velikosti namáhání šroubu byl s využitím uvedených informací (tab. 5) a uvažováním aplikace pevnostního šroubu se závitem M8x0,75 třídy 12.9 sestaven Rötscherův tuhostní diagram (obr. 31).



Obrázek 31: Rötscherův tuhostní diagram

Osové předpětí v šroubovém spoji Q_0 bylo určeno na základě doporučovaných utahovacích momentů pevnostních šroubů uváděných výrobcem šroubů. Doporučený utahovací moment pro uvažovaný šroub je 33-47 Nm (FABORY, TONA, M&V). Navržený šroub má zapuštěnou hlavu a je nutné předpokládat nižší únosnost a snížit tak osové předpětí. Vyráběný šroub je osazen utahovací drážkou TORX®T25 a je tedy nutné zvolit takový utahovací moment, který je tato drážka schopna přenést. Na základě katalogu [10] výrobce M&V byl zvolen utahovací moment 19 Nm při součiniteli tření μ=0,14. Hlavním omezením byla tedy únosnost drážky TORX®T25. Parametry šroubu a závitu M8x0,75 jsou uvedeny v tabulce 5.

Tabulka 5: Parametry šroubu a závitu

	Značka	Jednotka	Hodnota
Utahovací moment	M	Nm	19
Součinitel tření	μ	-	0,14
Stoupání závitu	P	mm	0,75
Malý průměr závitu	d3	mm	7,08
Střední průměr závitu	d2	mm	7,531
Střední průměr hlavy šroubu	ρ_{HT}	mm	10,05
Osové předpětí	Q_0	N	9085

Z diagramu je zřejmý nesymetricky střídavý charakter působícího zatížení na šroub. Tato informace je uplatněna ve výpočtech dle [11, str. 46 až 48] a [12, str. 58], podle kterých byla kontrola šroubu provedena.

Navržený šroub vyhovuje kontrole s bezpečností $k_š$ =1,61 (Doporučená hodnota bezpečnosti je 1,5 – 2 [11, str. 45]).

Kvůli malému prostoru na čele těla razníku bude nutno použít šroub s upravenou hlavou. Polotovarem pro úpravy bude vysokopevnostní šroub se zapuštěnou hlavou a vnitřní drážkou TORX®T25 (Obrázek 32). Hlava šroubu musí být snížena podle výkresové dokumentace tak, aby došlo k zapuštění do pojistné desky a nedocházelo ke kontaktu dvou sousedních šroubů. V případě výroby celého atypického šroubu je vhodný materiál na výrobu šroubu do těchto podmínek ocel 34CrNoMo6 (dle ČSN 16 343). Výhodou této oceli je vhodnost k zušlechťování a vysoká mez únavy při cyklickém zatěžování.

Obrázek 32: Navržený šroub s atypickou hlavou

8 Experimentální měření

Experimentální měření bylo realizováno v podmínkách běžné výroby za účelem ověření analytických výpočtů střižných sil. Aparatura byla nastavena tak, aby spolehlivě zaznamenala špičkové střižné síly určené výše uvedenými výpočty.

8.1 Motivace experimentu

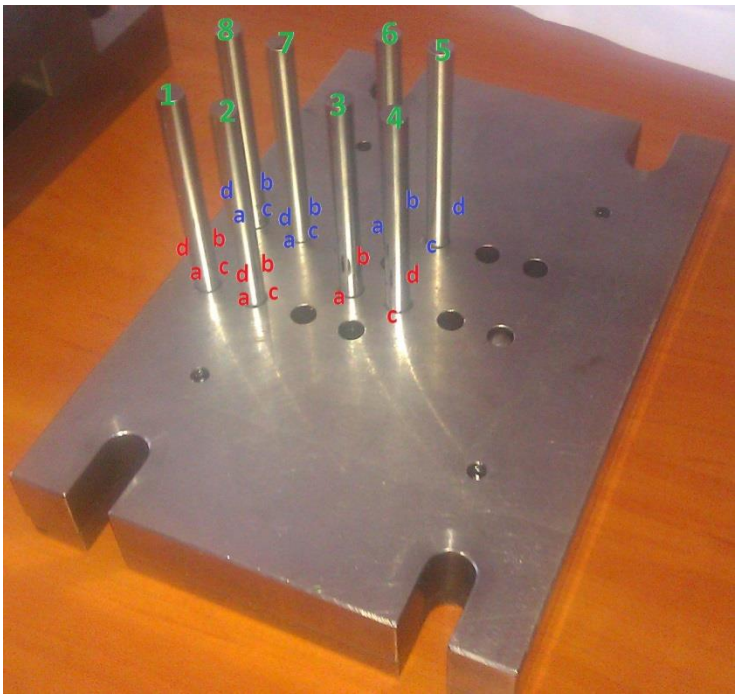
Hlavním cílem experimentu bylo ověření hodnot spočítaných v kap. 7.3 a detekce reálných průběhů střižných sil u razníků z různých materiálů pro jejich efektivní porovnání.

8.2 Identifikace měřených bodů

Měření bylo provedeno na matrici razníků děr a matrici razníků tvarů dle následující specifikace.

8.2.1 Matrice razníků děr

Tato matrice obsahuje dvě sady razníků po čtyřech kusech. Značení míst vyplývá z obrázku 33, čísla popisují jednotlivé razníky a písmena jednotlivé tenzometry na příslušných raznících.



Obrázek 33: Označení razníků a tenzometrů na matrici razníků děr

Razníky 1 až 4 jsou vyrobeny z nástrojové oceli a razníky 5-8 jsou vyrobeny z materiálu TK.

Na razníky 1, 2, 7 a 8 byly nainstalovány čtyři tenzometry po 90°. Tento způsob byl zvolen z důvodu zjištění případného ohybu tenkých razníků 1-8. Na razníky 3-6 byly nainstalovány dva tenzometry po 180°. Důvodem je především omezení v počtu naráz snímaných kanálů a fakt, že byl přijat předpoklad, že razníky se budou chovat podobně a není tedy nutné na všechny instalovat čtveřici tenzometrů.

8.2.2 Matrice razníků tvarů

Tato matrice (obrázek 34) obsahuje čtyři razníky k vystřižení vnějšího tvaru řetězové destičky. Razníky jsou vyrobeny z nástrojové oceli. Vzhledem ke geometrii průřezu lze předpokládat, že při běžných provozních podmínkách nebude ve směru delšího rozměru docházet k ohýbání razníků.

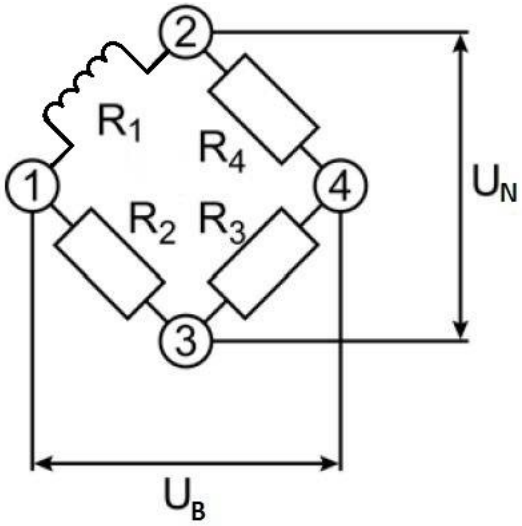
Obrázek. 34: Označení razníků a tenzometrů na matrici razníků tvarů

Každý razník je opatřen dvěma tenzometry podle uvedeného značení a až d. Razníky mají stejný vnější tvar, jejich průřezy se díky vrtání liší.

8.2.3 Specifikace měřících uzlů a použité zapojení

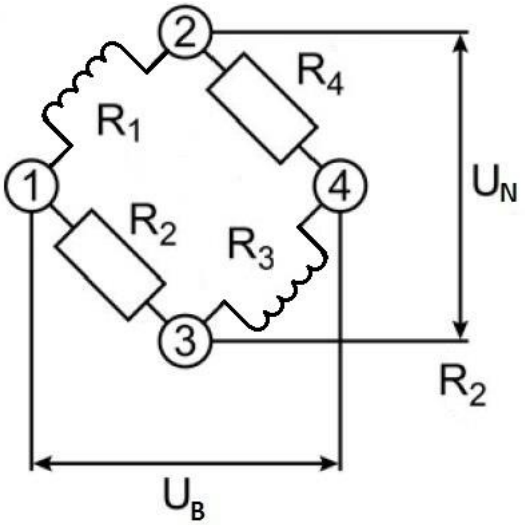
Veškerá měřící místa byla osazena klasickými drátovými tenzometry HBM s nominální hodnotou odporu 350 Ω pro použití na oceli. Katalogové označení tenzometrů HBM 1-LY11-1,5/350. V případě razníků z materiálu TK byl ex post proveden potřebný přepočet měřených hodnot uplatněním odpovídajícího modelu pružnosti. Tenzometry byly využity ve čtvrt a půlmůstkovém zapojení.

Čtvrtmůstkovým zapojením bylo možné monitorovat přítomnost a velikost tlakových, tahových i ohybových účinků a toto zapojení bylo tedy uplatněno u štíhlých razníků 1, 2, 7 a 8 na matrici děr. Pozice aktivního tenzometru pro Čtvrtmůstek je zobrazena na obrázku 35.



Obrázek 35: Pozice aktivního tenzometru v měřícím můstku

Půlmůstkovým zapojením lze do značné míry eliminovat zkreslení signálu tahového či tlakového účinku vlivem případného ohybu a toto zapojení bylo použito jak u některých štíhlých razníků 3, 4, 5 a 6 na matrici děr kvůli úspoře potřebných měřicích kanálů tak především u masivních razníků 1, 2, 3 a 4 na matrici tvarů. Pozice aktivního tenzometru pro Čtvrtmůstek je zobrazena na obrázku 36.

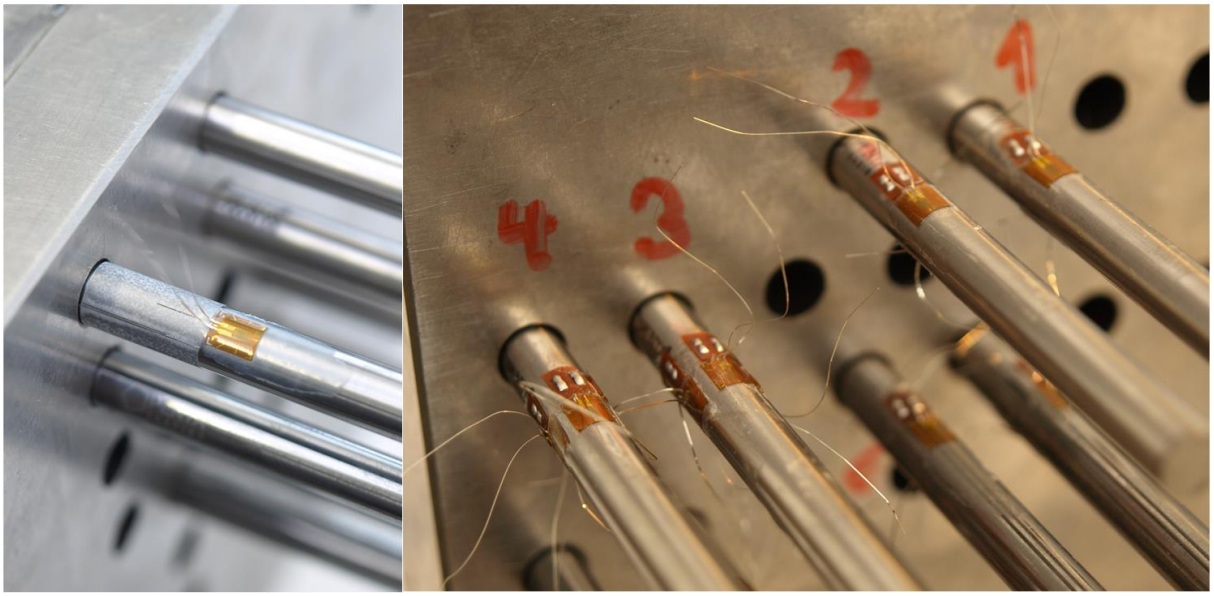


Obrázek 36: Pozice aktivních tenzometrů v měřícím můstku

8.2.4 Instalace tenzometrů

Z důvodu omezeného prostoru na tělech razníků bylo nutno použít tenzometry s malými rozměry. Tenzometry byly nalepeny přímo na dřík tenkého razníku děr a v polovině případů bylo nutné po obvodu nalepit čtyři tenzometry. Limitou byla

i výška tenzometru. Za tenzometr bylo nutné nalepit připojovací pájecí pole a celková výška od matrice nesměla přesáhnout 19 mm (obrázek 37).

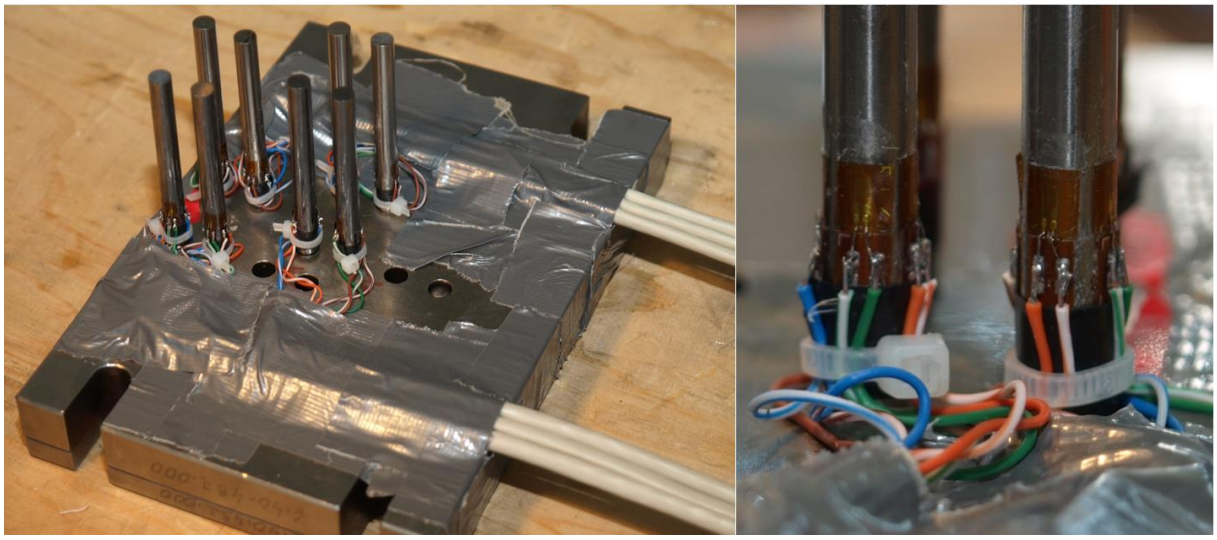


Obrázek 37: Nalepené tenzometry a pájecí pole na raznících děr

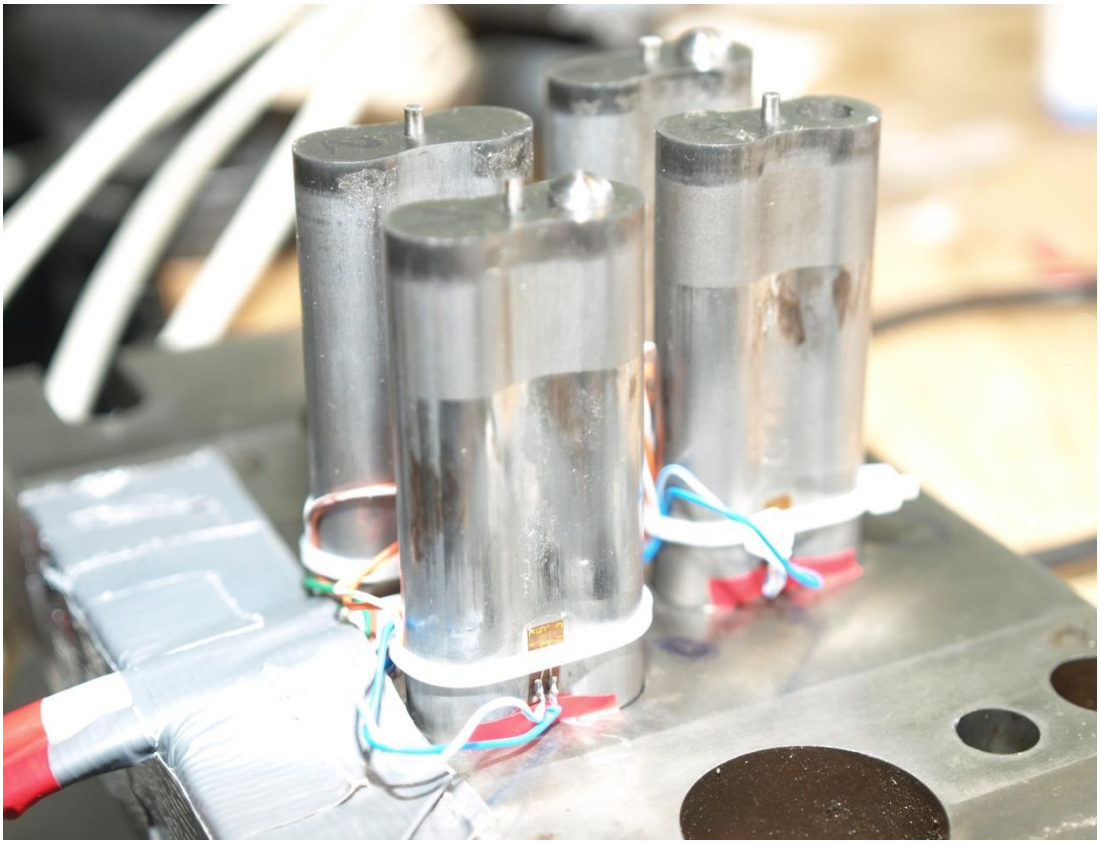
U razníků tvarů, kde byly nalepeny vždy jen dva proti sobě, byla maximální výška 25 mm (obrázek 38).

Obrázek 38: Nalepené tenzometry a pájecí pole na raznících tvarů

K aplikaci byly zvoleny fóliové tenzometry od firmy HBM s aktivní částí o délce 1,5 mm a nominálním odporem 350 Ω, výrobní označení: HBM 1-LY11-1,5/350. Celkem bylo nalepeno a připojeno 32 tenzometrů. Tenzometry pocházely ze stejné výrobní série a měly shodný Gauge-factor k=1,92 ±1%. K tenzometrům byly připojeny cca 2 m dlouhé stíněné UTP kabely. Instalace tenzometrů a vytvoření části kabeláže je zobrazena na obrázcích 39 a 40.



Obrázek 39: Připájené tenzometry a kabely u matrice razníků děr



Obrázek 40: Připájené tenzometry a kabeláž u matrice razníků tvarů

8.3 Realizace elektrického zapojení

Pro vytvoření kompletního měřícího celku bylo potřeba vytvořit vyhovující elektrické zapojení. Jednalo se zejména o propojení nalepených tenzometrů přes propojovací desku do měřící ústředny.

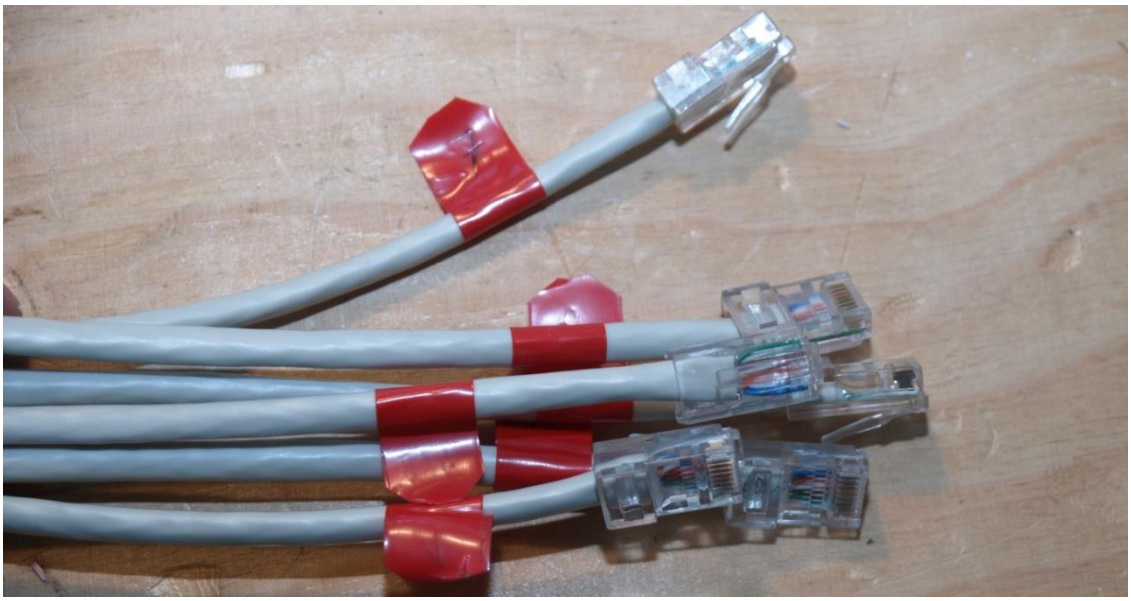
Rozvodná deska sloužila ke snadnému přepojení měřících uzlů k měřící stanici. Měření bylo nutné rozdělit do více fází z důvodu omezené kapacity měřící aparatury. Kvůli kombinaci různých zapojení tenzometrů by bylo nutné po každém měření tenzometry složitě přepojovat. Propojovací deska umožnovala snadno měnit příslušná schéma zapojení a tím zkrátit samotný čas měření. Deska disponovala možností kombinovat různým způsobem 2 druhy zapojení tenzometrů.

8.3.1 Přístrojové vybavení

Měřící aparaturu pro účely tohoto experimentálního měření zapůjčilo FTVS UK, lab. Biomechaniky extrémních zátěží. Měřící sestava se skládala z výkonového panelu Dewetron umožňující využívat synchronního měření až 16 kanálů. Pro účely měření byla stanice vybavena 10 zesilovači DAQ A, B a STG. Připojení stanice k PC bylo realizováno prostřednictvím karty National Instruments, která pracovala se vzorkovací frekvencí 10 kHz. Aparatura umožnovala sledovat měřené hodnoty v reálném čase.

8.3.2 Realizace konektorů

Připravená kabeláž byla zakončena koncovkami RJ-45/M (obrázek 41).

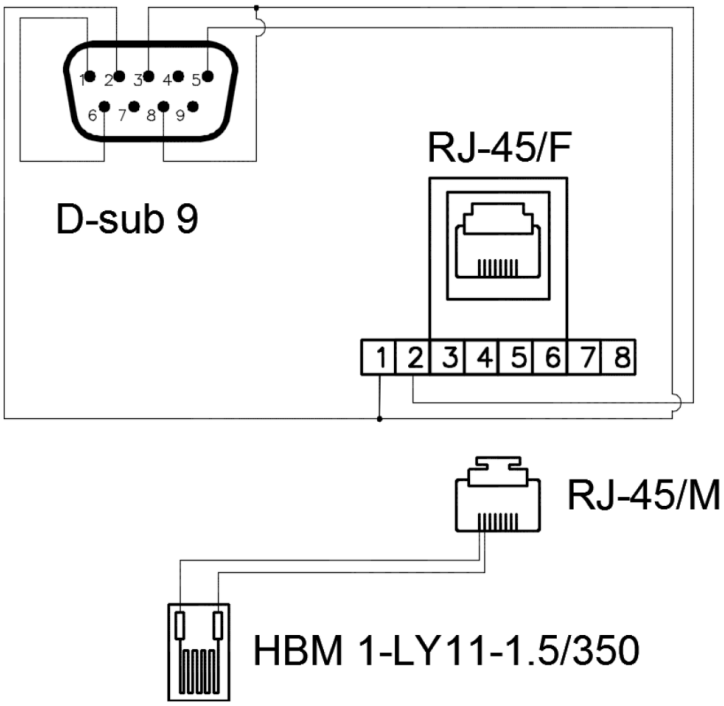


Obrázek 41: Konektory RJ-45/M pro připojení do rozvodné desky

Každý kabel tak umožnil připojit až 4 tenzometry do rozvodné desky.

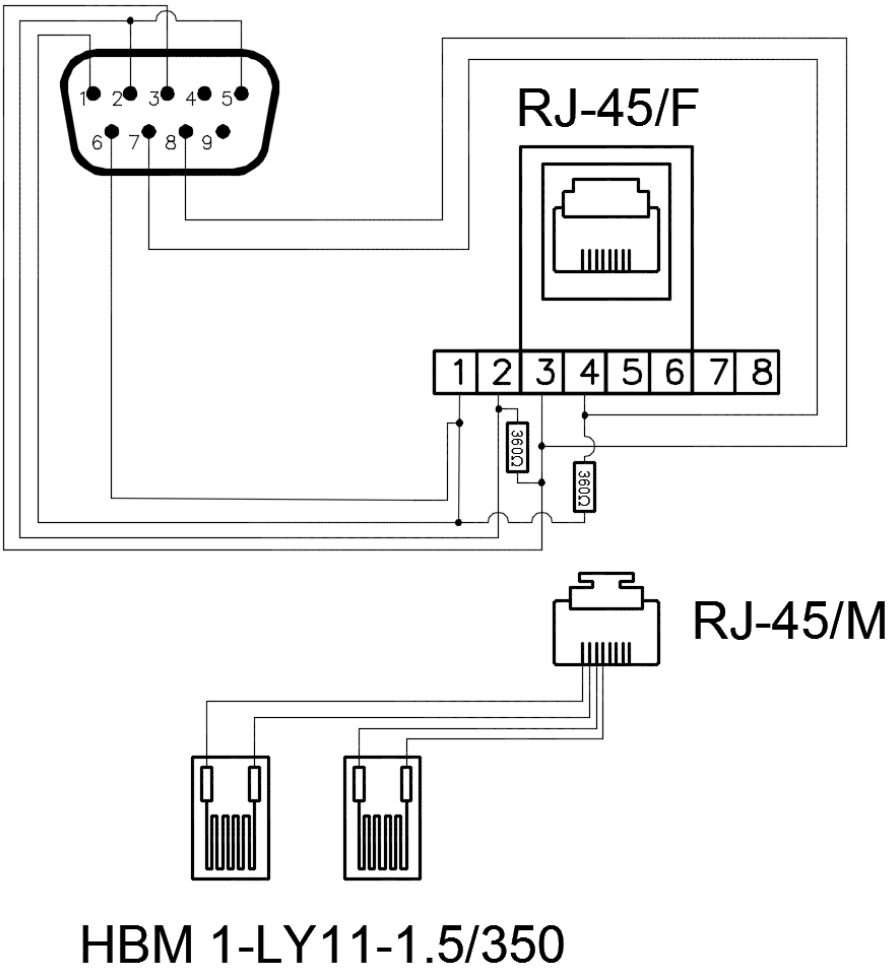
Pro správné připojení tenzometrů bylo nutné vytvořit elektronické schéma. Při tvorbě schéma bylo nutné vycházet ze specifikace příslušného uzlu (kap. 10.2.3) a z datasheatů [13] jednotlivých zesilovačů osazených ve výkonovém panelu.

V případě měření čtvrtmůstkového zapojení bylo použito první schéma na obrázku 42. Aparatura umožňuje pro tento typ zapojení automaticky doplnit kompenzační odpory a vytvořit tak plný měřící můstek.



Obrázek 42: Schéma ¼ můstkového zapojení

Půlmůstková zapojení byla provedena podle obrázku 43. Pro měření půlmůstku, kde jsou aktivní tenzometry v měřícím můstku umístněné na diagonále, neumožňuje aparatura automaticky doplnit kompletní můstek. Kompenzační odpory musejí být tedy doplněny manuálně a skutečným měřeným objektem je celý můstek.

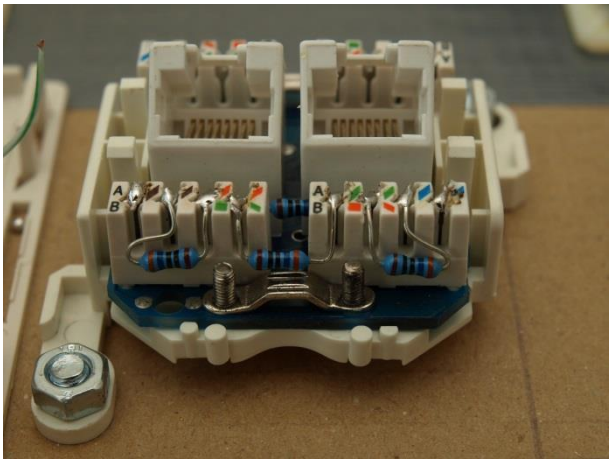


Obrázek 43: Schéma 1/2 můstkového zapojení

8.3.3 Realizace rozvodné desky

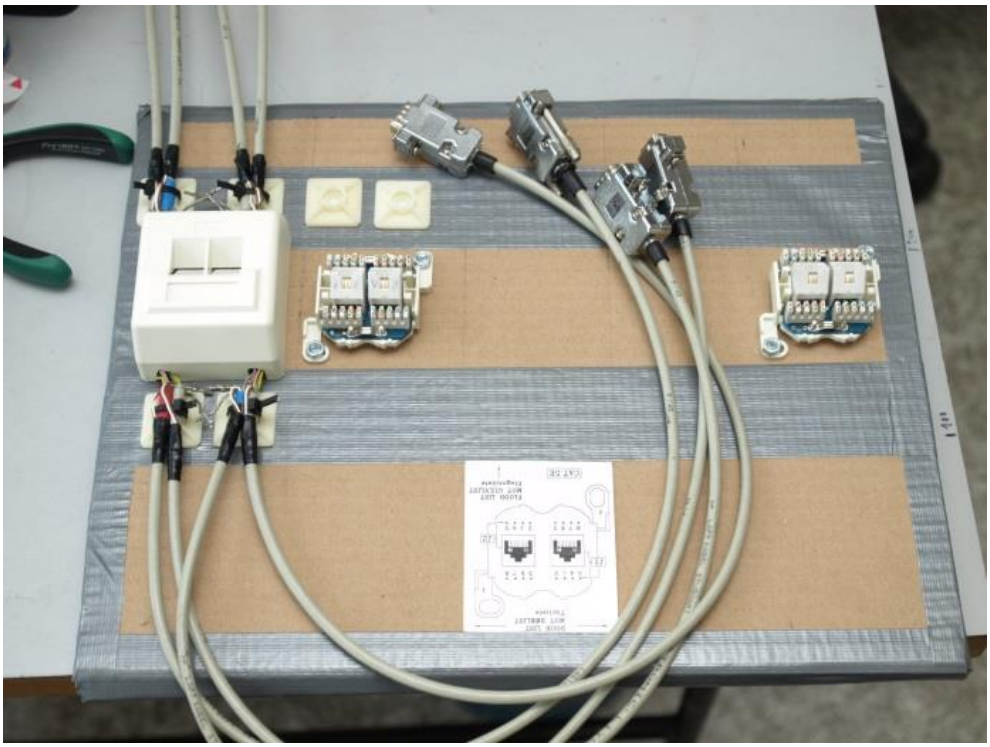
Rozvodná deska byla osazena zásuvkami typu RJ-45 pro připojení čtveřice tenzometrů a konektory typu D-Sub 9 pro připojení k ústředně. U zapojení tenzometrů měřených jako půlmůstkové zapojení byly přímo v krabičkách se zásuvkami doplněny kompenzační odpory R=360 Ω a následné měření probíhalo jako měření celého můstku. Tento způsob byl zvolen z toho důvodu, že měřící

ústředna pro požadované zapojení neumožnovala automaticky doplnit kompenzační odpory (Obrázek 44).

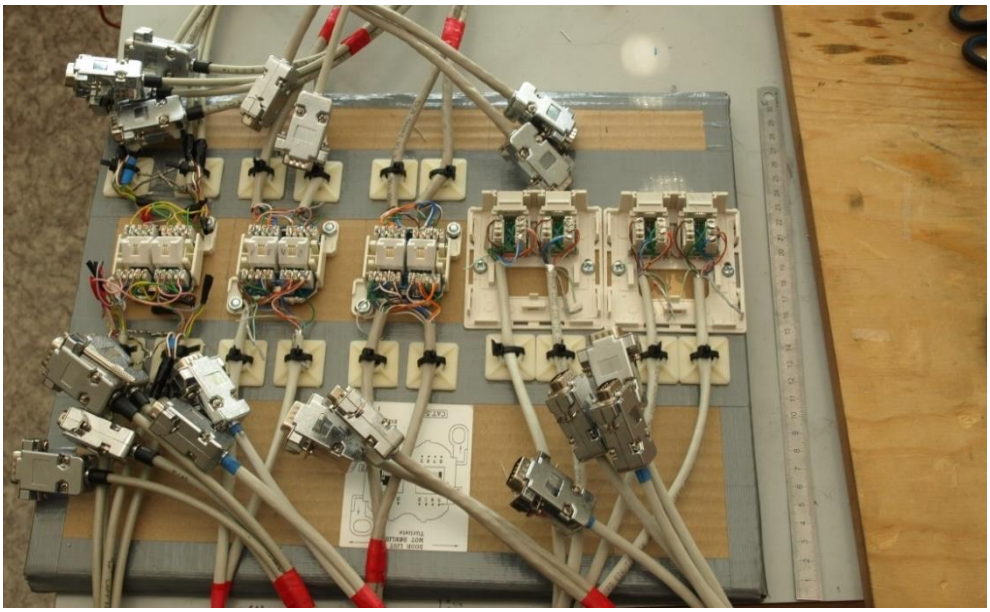


Obrázek 44: Zásuvka RJ-45 osazená kompenzačními odpory

Tvorba desky je zobrazena na obrázcích 45 a 46. Celkem bylo schéma zapojení pro čtvrtmůstek na desce zrealizované 8x a schéma pro půlmůstkové zapojení 12x. Tvorba propojovací desky je zobrazena na obrázcích 45 a 46.



Obrázek 45: Tvorba propojovací desky



Obrázek 46: Vytvořená propojovací deska před zakrytováním

8.4 Realizace měření

S ohledem na omezený počet měřících kanálů bylo měření realizováno v několika po sobě jdoucích fázích. V každé fázi bylo zaznamenáno 10 pracovních cyklů stroje.

V **první fázi** byly měřeny signály z uzlů 1a až 1d a 2a až 2d na matrici děr ve čtvrtmůstkovém zapojení a dvě dvojice tenzometrů 1a, 1b a 2a, 2b tvořící dva půlmůstky na matrici tvarů.

Ve **druhé fázi** byly měřeny signály z uzlů 7a až 7d a 8a až 8d, připojených na matrici děr jako jednotlivé čtvrtmůstky a dva měřící uzly na matrici tvarů vytvořené půlmůstkovým zapojením tenzometrů 3a, 3b a 4a, 4b.

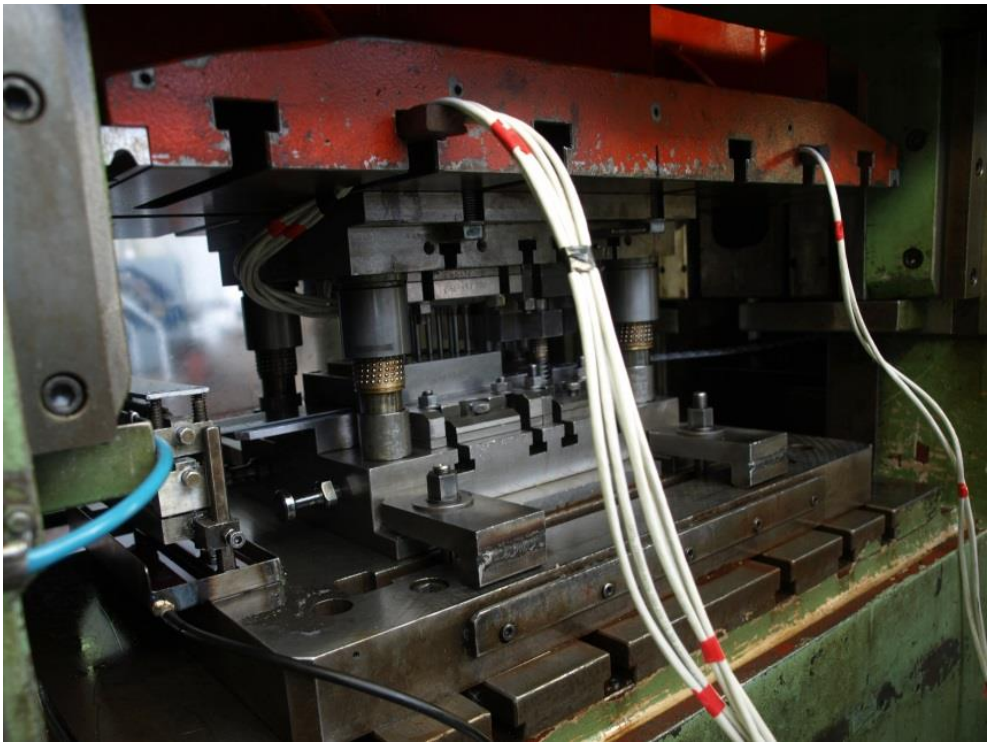
Třetí fáze zahrnovala měření signálů ze všech uzlů na matrici děr. Měřeny byly signály z půlmůstků vytvořených ze dvou protilehlých tenzometrů na štíhlém razníku. Tato fáze sloužila ke zvýšení přesnosti měření a k ověření synchronizace jednotlivých razníků děr. Při měření bylo využito 8 kanálů.

Čtvrtá fáze nebyla zrealizovaná jako samotné měření. Tato část byla zavedena pouze ke snadnější orientaci v práci s naměřenými daty. Do této části byla přesunuta data naměřená na raznících tvaru ve fázi jedna a dva. Důvodem bylo

zkrátit čas potřebný k naměření všech dat využitím volných měřících portů na ústředně.

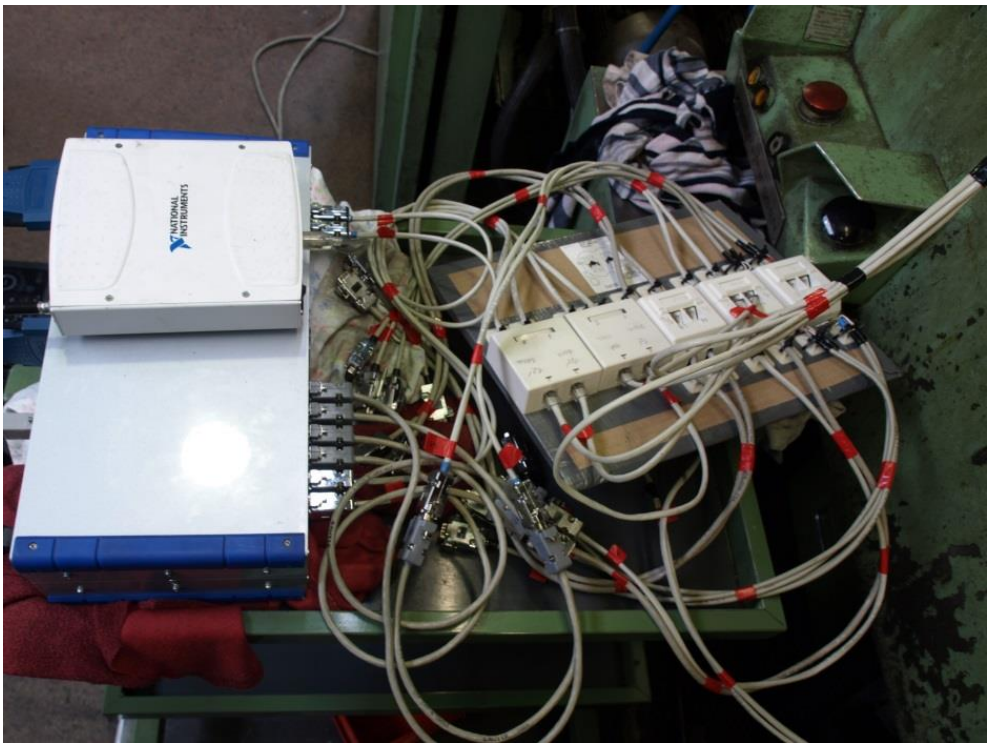
8.4.1 Průběh měření

Po instalaci osazeného nástroje tenzometry do pracovního prostoru stroje byl stroj seřízen a bylo provedeno zkušební spuštění lisu. Bylo vystřiženo několik řetězových destiček, tímto byla ověřena správná funkce stroje (Obrázek 47).



Obrázek 47: Měřený nástroj umístěn v lisu

Dále byla připojena měřící aparatura a PC. Měřící ústředna byla umístěna před lis na dílenský vozík a z důvodu snížení přenosu vibrací byla odizolována textilní podložkou. Na vozíku byla umístěna i propojovací deska (Obrázek 48).



Obrázek 48: Měřící aparatura spojená s rozvodnou deskou

Po kalibraci měřícího zařízení bylo zahájeno vlastní snímání hodnot z měřících uzlů podle jednotlivých měřících fází. Po každé úspěšně naměřené části byla přepojena propojovací deska a byla provedena nová kalibrace ústředny. Postupně byla naměřena všechna potřebná data.

Obrázek 49: Obsluha měřícího zařízení

Celé měření i s instalací nástroje a následným úklidem měřícího zařízení trvalo 2 hodiny a nedošlo tím k výraznému ovlivnění pracovního provozu. Měření bylo částečně provedeno v období střídání směny.

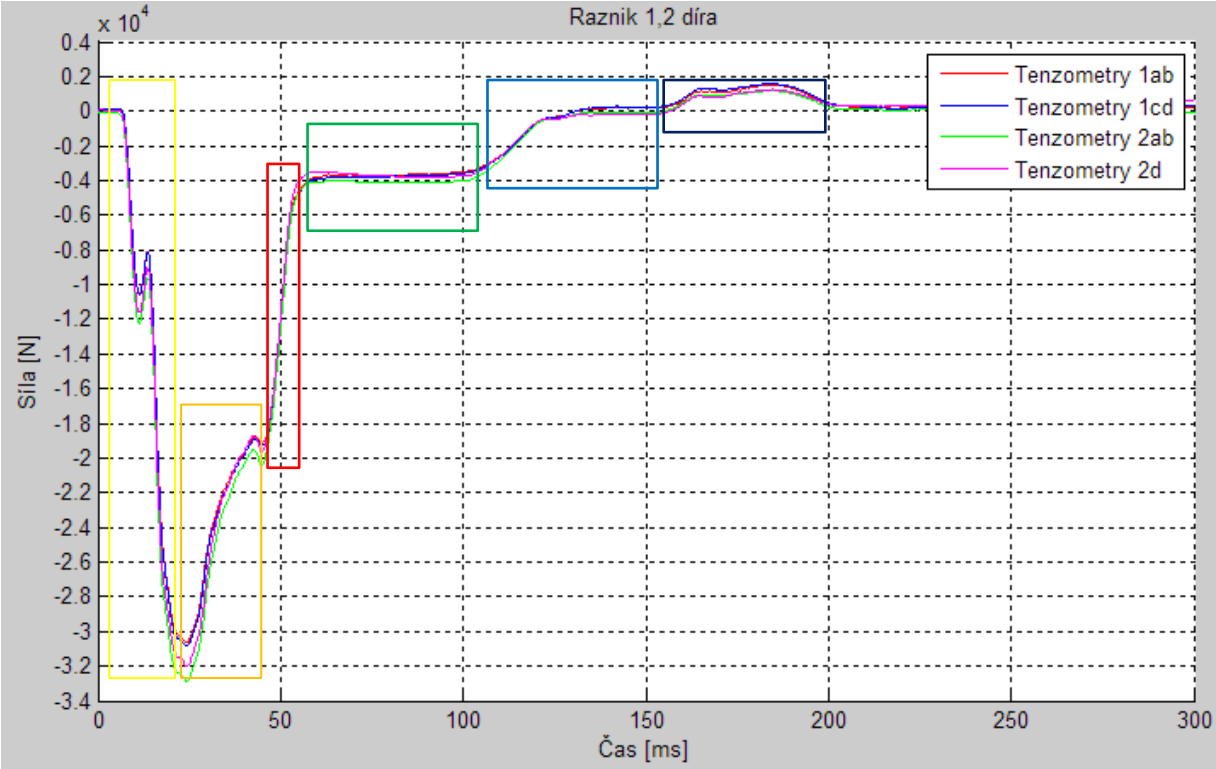
8.5 Zpracování naměřených dat

Výstupem měření byly záznamy mV v čase, které byly podle použitého zapojení a materiálu razníků přepočteny na N/mm^2. Z takto připravených dat byly dopočteny odpovídající silové účinky. Zpracování dat proběhlo v programu MatLab a jeho výsledkem jsou časové závislosti silových účinků během každého jednoho strojního cyklu. Popis jednotlivých částí pod grafem odpovídá barevnému orámování jednotlivých částí v grafu.

Pro lepší přehlednost je následující text organizován podle jednotlivých fází měření dle kap. 9.4.

8.5.1 První fáze

Měřeny byly razníky děr 1 a 2. Při tomto měření byly zjišťovány tahové/tlakové a ohybové složky namáhání na jednotlivé razníky (graf 2).



Graf 2: Průběh tahových/tlakových sil na Razníku děr 1 a 2

Najetí razníku do materiálu a nárůst síly pro překonání meze kluzu a meze pevnosti stříhaného materiálu. Pěchování materiálu. Výrazné zakmitnutí přibližně při 12 kN způsobil podobný modul pružnosti stříhaného materiálu a razníku při překonávání meze kluzu stříhaného materiálu. Síla, potřebná k překonání meze pevnosti zpevněného materiálu je průměrně 32 kN.

Pronikání razníků materiálem. Z důsledku nerovnoměrné plastické deformace došlo k postupnému snížení síly.

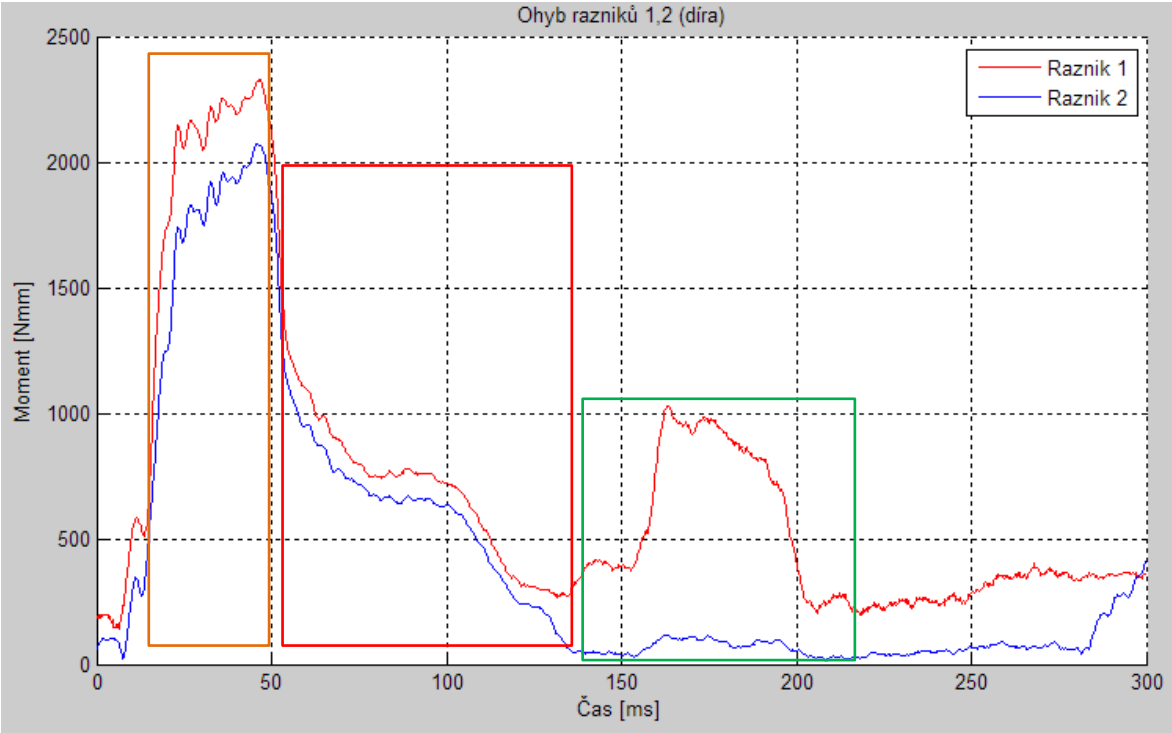
Vyjetí razníků z materiálu. Před vyjetím razníku z materiálu došlo k malému nárůstu síly způsobený nejpravděpodobněji utržením zbytku materiálu a vytvořením otřepů. Po vyjetí razníku síla klesla na 4 kN.

Protahování razníků hotovým otvorem až do dolní úvratě lisu. Síla, která působí na razník, je způsobena třením materiálu o razník. Síla se ustálila na hodnotě 4 kN.

Dojetí razníků do dolní úvratě, zastavení a změna směru pohybu. Síla v razníku klesla v dolní poloze lisovacího stroje na 0 N.

Vytahování razníků z vytvořeného otvoru. Došlo k nárůstu tahové síly způsobené překonáváním sevření materiálu okolo tenkého razníku. Síla potřebná na vytažení razníku vyrobeného z nástrojové oceli je 1,7 kN.

Závislost ohybového momentu působícího na razníky v místě nalepení tenzometrů na čase je zobrazena v grafu 3.



Graf 3: Průběh ohybového momentu na Razníku děr 1 a 2

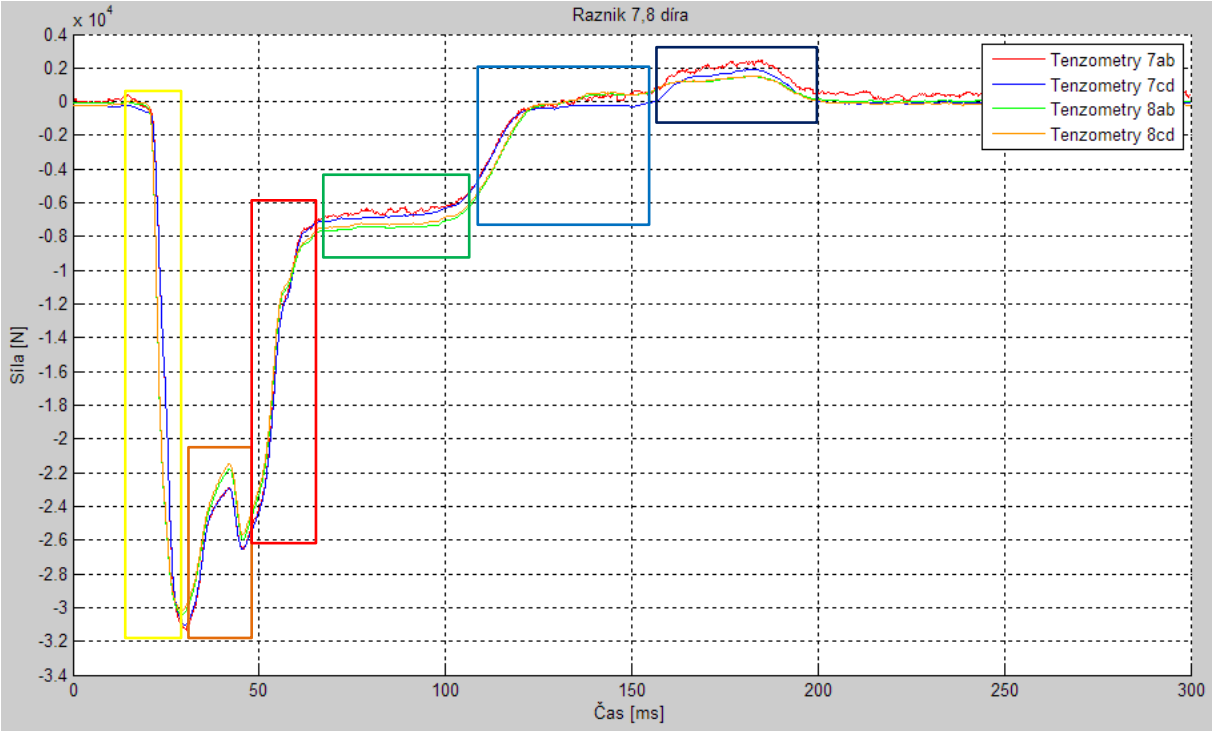
Oblast pronikání razníků do materiálu. V tomto procesu byl naměřen významný ohybový moment. Maximální hodnota ohybového momentu byla 2,3 Nm. Tenký razník je zatížen ohybovým namáháním.

Vyjetí razníku a dojezd do dolní úvratě. Podle předpokladů došlo v této oblasti ke snižování ohybového momentu téměř k nulové hodnotě.

Oblast vytažení razníků z vyhotoveného otvoru. V ideálním případu je razník namáhán pouze tahovou silou bez ohybového momentu. Razník 2 (modrý signál) odpovídá tomuto stavu. U razníku 1 došlo v této oblasti k nárůstu ohybového momentu. To může být způsobeno nevyhovující konstrukcí nástroje (např. nevyhovující kolmost dosedacích ploch).

8.5.2 Druhá fáze

Měřeny byly razníky děr 7 a 8. Při tomto měření byly zjišťovány tahové/tlakové a ohybové složky namáhání na jednotlivé razníky (graf 4).



Graf 4: Průběh tahových a tlakových sil na razníku děr 7 a 8.

Najetí razníku do materiálu a nárůst síly pro překonání meze kluzu a meze pevnosti stříhaného materiálu. Pěchování materiálu. Zakmitnutí průběhu síly se zde oproti první fázi nevyskytovalo. Síla potřebná na překonání meze pevnosti zpevněného materiálu je průměrně 30,5 kN.

Pronikání razníků materiálem. Z důsledku nerovnoměrné plastické deformace došlo k postupnému snížení síly. Před vyjetím razníku z materiálu došlo k výraznému nárůstu síly způsobený nejspíše utržením zbytku materiálu a vytvořením otřepů.

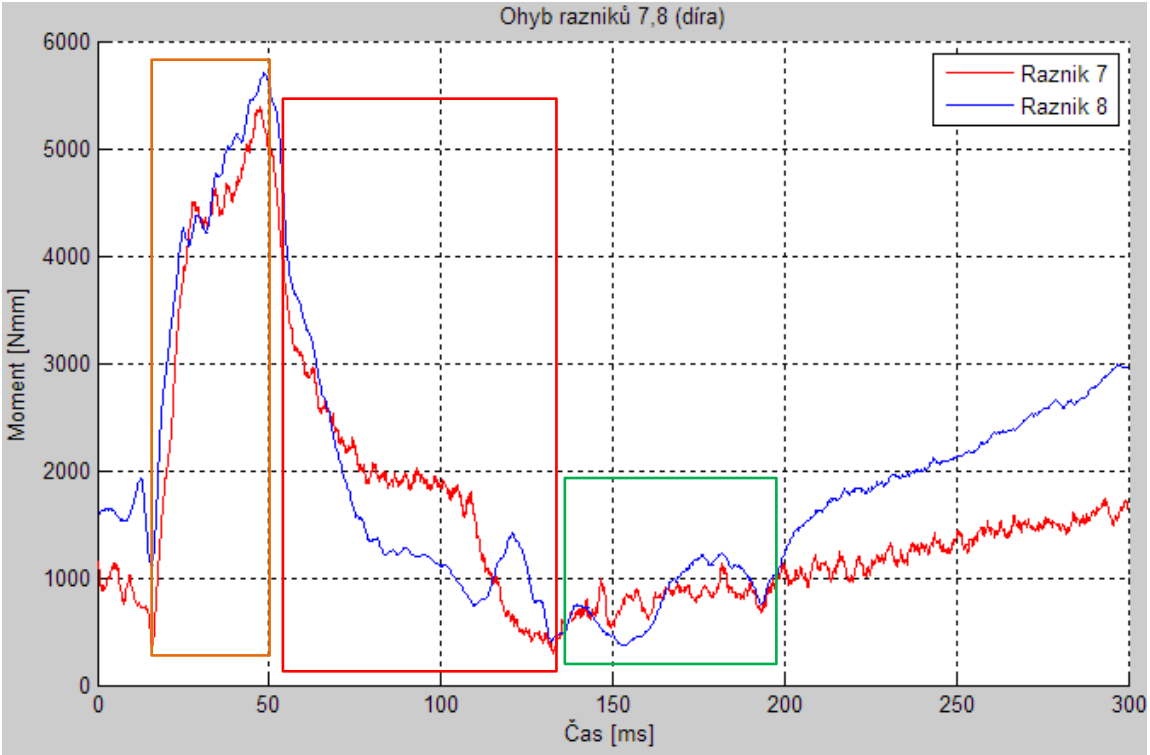
Vyjetí razníků z materiálu. Po vyjetí razníku tlaková síla klesla přibližně z 26 kN na 7 kN.

Protahování razníků hotovým otvorem až do dolní úvratě lisu. Síla, která působí na razník, je způsobena třením materiálu o razník. Síla se ustálila na hodnotě 7 kN.

Dojetí razníků do dolní úvratě, zastavení a změna směru pohybu. Síla v razníku klesla v dolní poloze lisovacího stroje na 0 N.

Vytahování razníků z vytvořeného otvoru. Došlo k nárůstu tahové síly způsobené překonáváním sevření materiálu okolo tenkého razníku. Síla potřebná na vytažení razníku vyrobeného z materiálu TK je 2 kN.

Závislost ohybového momentu působícího na razníky v místě nalepení tenzometrů na čase je zobrazena v grafu 5.



Graf 5: Průběh ohybového momentu na razníku děr 7 a 8

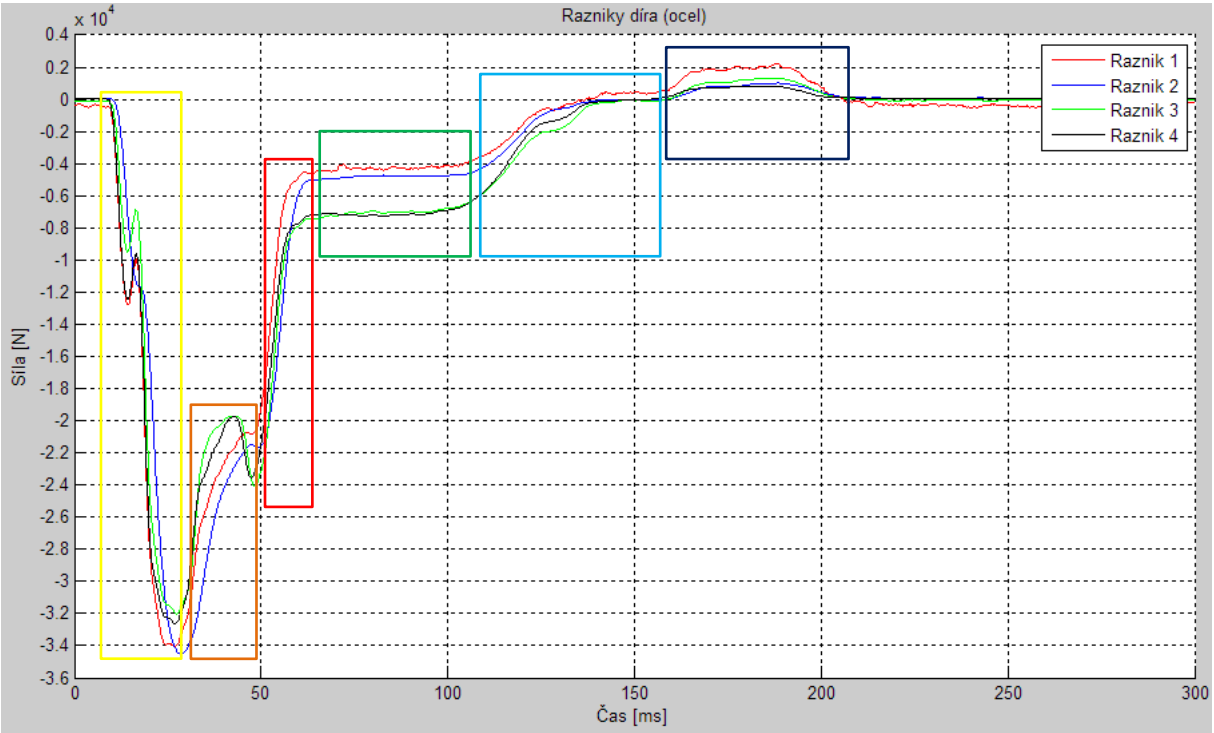
Oblast pronikání razníků do materiálu. V tomto procesu byl naměřen významný ohybový moment. Maximální hodnota ohybového momentu byla 5,7 Nm. Tenký razník je zatížen ohybovým namáháním.

Vyjetí razníku a dojezd do dolní úvratě. Podle předpokladů došlo v této oblasti ke snižování ohybového momentu téměř k nulové hodnotě.

Oblast vytažení razníků z vyhotoveného otvoru. V ideálním případě je razník namáhán pouze tahovou silou bez ohybového momentu. Ohybový moment zaznamenaný v této oblasti je patrně důsledek nepřesnosti výroby nástroje nebo jeho opotřebení (např. nedokonalá kolmosti dosedacích ploch).

8.5.3 Třetí fáze

Tímto měřením byly zjišťovány všechny střižné síly působící na razníky děr. Zapojení bylo sestaveno tak, aby ohybové účinky působící razníky byly eliminovány. Závislost průběhu střižných sil na čase jsou zobrazeny v grafech 6 a 7. Měření probíhalo najednou, průběhy jsou pro přehlednost rozděleny do dvou grafů.



Graf 6: Průběh střižných sil na razníku děr 1 až 4

Najetí razníku do materiálu a nárůst síly pro překonání meze kluzu a meze pevnosti stříhaného materiálu. Pěchování materiálu. Výrazné zakmitnutí přibližně při 12 kN způsobil podobný modul pružnosti stříhaného materiálu a razníku při překonávání meze kluz stříhaného materiálu. Síla potřebná k překonání meze pevnosti zpevněného materiálu se pohybuje v rozpětí 32 až 34,3 kN.

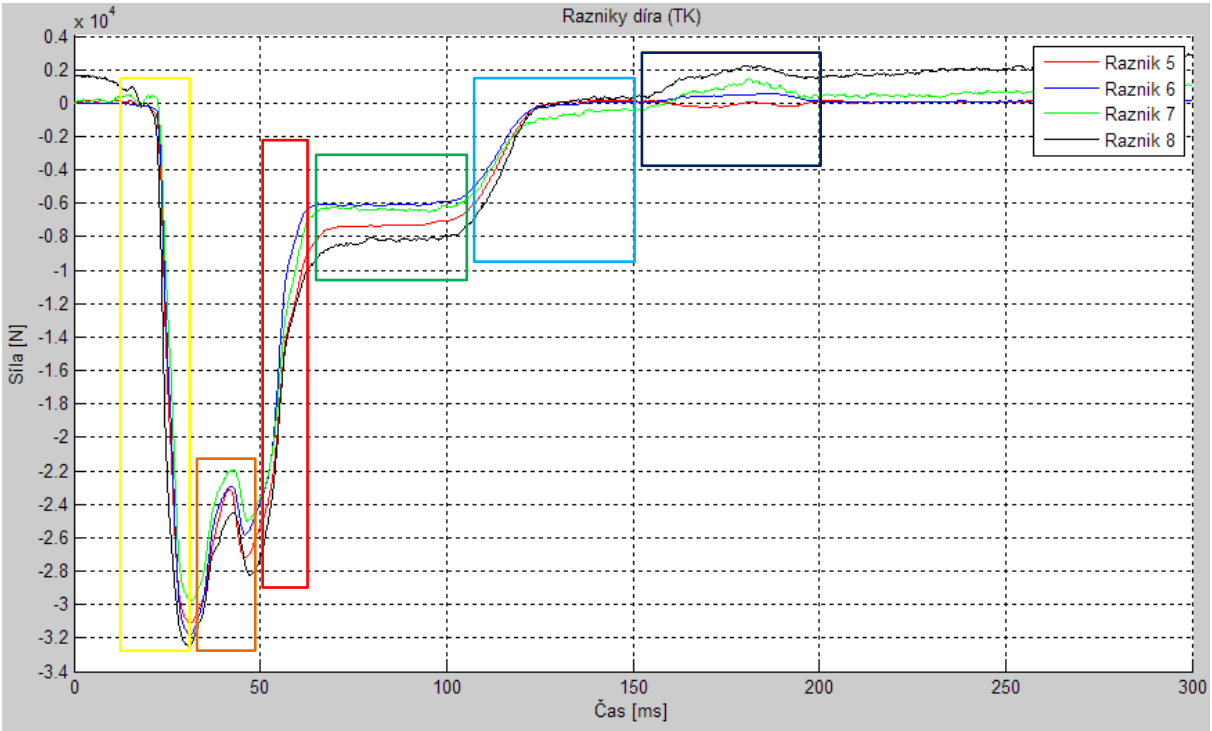
Pronikání razníků materiálem. Z důsledku nerovnoměrné plastické deformace došlo k postupnému snížení síly. Před vyjetím razníku z materiálu došlo, na rozdíl od měření v první fázi, k významnému nárůstu síly. Toto je způsobeno vyšší citlivostí měření v této fázi.

Vyjetí razníků z materiálu. Po vyjetí razníku síla klesla na hodnoty od 4 do 7 kN.

Protahování razníků hotovým otvorem až do dolní úvratě lisu. Síla, která působí na razník, je způsobena třením materiálu o razník. Síla se ustálila na hodnotě 4 kN pro razníky 1 a 2 a na hodnotě 7 kN pro razníky 3 a 4.

Dojetí razníků do dolní úvratě, zastavení a změna směru pohybu. Síla v raznících klesla v dolní poloze lisovacího stroje na 0 N.

Vytahování razníků z vytvořeného otvoru. Došlo k nárůstu tahové síly způsobené překonáváním sevření materiálu okolo tenkého razníku. Síla potřebná na vytažení razníku vyrobeného z nástrojové oceli je 1,4 až 2 kN.



Graf 7: Průběh střižných sil na razníku děr 5 až 8

Najetí razníku do materiálu a nárůst síly pro překonání meze kluzu a meze pevnosti stříhaného materiálu. Pěchování materiálu. Zakmitnutí průběhu síly se zde stejně jako v druhé fázi neobjevilo. Síla nutná k překonání meze pevnosti zpevněného materiálu je 30 až 32,5 kN.

Pronikání razníků materiálem. Z důsledku nerovnoměrné plastické deformace došlo k postupnému snížení síly. Před vyjetím razníku z materiálu došlo k výraznému nárůstu síly způsobenému nejspíše utržením zbytku materiálu a vytvořením otřepů.

Vyjetí razníků z materiálu. Po vyjetí razníku tlaková síla klesla přibližně z 28 kN na 7 kN.

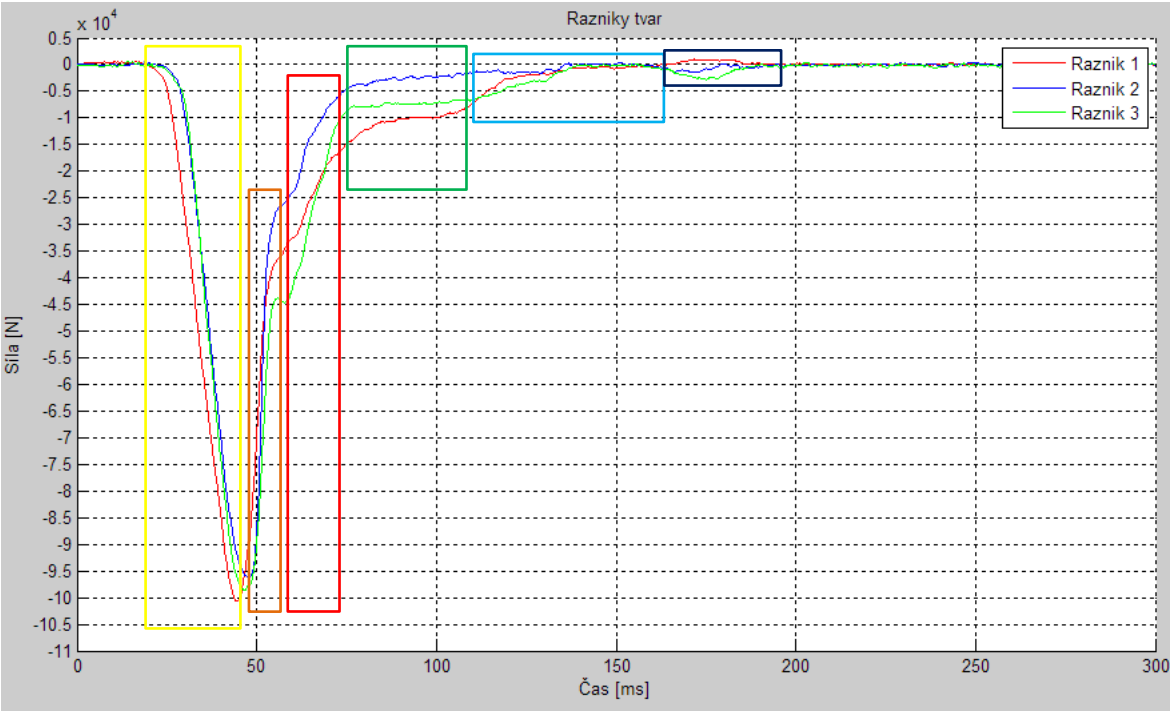
Protahování razníků hotovým otvorem až do dolní úvratě lisu. Síla, která působí na razník, je způsobena třením materiálu o razník. Síla se ustálila v rozmezí 6 až 10 kN.

Dojetí razníků do dolní úvratě, zastavení a změna směru pohybu. Síla v razníku klesla v dolní poloze lisovacího stroje na 0 N.

Vytahování razníků z vytvořeného otvoru. Došlo k nárůstu tahové síly způsobené překonáváním sevření materiálu okolo tenkého razníku. Síla potřebná na vytažení razníku vyrobeného z materiálu TK je nejvýše 2 kN.

8.5.4 Čtvrtá fáze

Během první a druhé fáze byly z důvodu časové úspory měřeny současně i průběhy střižných sil na raznících tvarů. Měření probíhalo tak, že při první fázi byl měřen razník tvaru 1 a 2 a při druhé fázi byl měřen razník tvaru 3 a 4. Při měření razníku tvaru 4 došlo k selhání měřícího uzlu a daný uzel nebyl naměřen. Závislost průběhu střižných sil v raznících tvarů je zobrazena v grafu 8.



Graf 8: Průběh střižných sil na razníku tvarů 1 až 3

Najetí razníku do materiálu a nárůst síly pro překonání meze kluzu a meze pevnosti stříhaného materiálu. Pěchování materiálu. Tlaková síla nutná k překonání meze pevnosti zpevněného materiálu je v rozmezí 95 až 100 kN.

Pronikání razníků materiálem. Z důsledku nerovnoměrné plastické deformace došlo k postupnému snížení síly. Oproti tenkým razníkům děr se zde neobjevilo zakmitnutí před vyjetím razníku z materiálu.

Vyjetí razníků z materiálu. Po vyjetí razníku tlaková síla klesla přibližně z 35 kN na 10 kN.

Protahování razníků hotovým otvorem až do dolní úvratě lisu. Síla, která působí na razník, je způsobena třením materiálu o razník. Síla se pohybovala v rozmezí od 5 do 10 kN

Dojetí razníků do dolní úvratě, zastavení a změna směru pohybu. Síla v razníku klesla v dolní poloze lisovacího stroje na 0 N.

Vytahování razníků z vytvořeného otvoru. Předpokladem bylo tahové namáhání razníku. U razníku 1 byla identifikována tahová síla, ale její velikost je v porovnání s ostatním zanedbatelná. U razníku 2 a 3 byla oproti předpokladu naměřena tlaková síla. Po analýze možných příčin výskytu tohoto jevu z důvodu nevyhovujícího provedení měření byla připuštěna možnost výskytu tlakových sil. Jedním z důvodů můžou být rozdílné vůle v uložení razníků děr a tvarů do příslušných matric. Při další rozvaze je nutné přihlédnout k tomu, že signál se pohybuje v rozmezí od 0 do 2 % z maximální naměřené hodnoty a není zaručena přesnost měřící metody.

8.6 Vyhodnocení naměřených dat

V tabulce 6 a tabulce 7 jsou uvedeny mezní hodnoty detekovaných silových účinků během pracovního cyklu stroje. Uvedené hodnoty jsou limitní hodnoty charakteristické pro jednotlivé fáze střihu. Jedná se o aritmetické průměry odpovídajících dat z opakovaných měření.

Tabulka 6: Seznam naměřených hodnot

	Razník děr - ocel		Razník děr – TK		Razník tvarů	
	ar. prům. [kN]	sm. odch. [kN]	ar. prům. [kN]	sm. odch. [kN]	ar. prům. [kN]	sm. odch. [kN]
Síla na prostřižení plechu	-32,425	1,199	-31,088	0,846	-97,337	2,054
Síla při vyjetí razníku z otvoru	-21,175	1,309	-26,175	0,875	-38,403	6,255
Síla při protažení razníku do dolní úvrati	-4,850	1,288	-6,901	0,658	-7,307	-2,461
Síla potřebná k vytažení razníku z materiálu	1,612	0,300	1,587	0,553	_	_

Tabulka 7: Seznam naměřených hodnot

	Razník děr - ocel		Razník děr – TK		Razník tvarů	
	ar. prům. [Nm]	sm. odch. [Nm]	ar. prům. [Nm]	sm. odch. [Nm]	ar. prům. [Nm]	sm. odch. [Nm]
Maximální ohybový moment	2,155	0,125	5,525	0,125	_	_

Data získaná experimentálním měřením je možné porovnat s analyticky určenými hodnotami v kapitole 7.3.1. Naměřená síla na prostřižení plechu razníkem děr je přibližně o 30% nižší a u razníků tvarů o 35% nižší než vypočtené hodnoty. Síly potřebné na vytažení válcových razníků jsou také menší, než byly analyticky určené. Rozdíl sil je přibližně 70%. Potvrdila se také premisa o výskytu vytahovacích sil na raznících tvarů. Jejich hodnoty jsou zanedbatelné vůči ostatním silám.

Použitím jiného druhu materiálu na nástroj dojde ke změně průběhu střižné síly a tím ke změně konkrétních hodnot. Minimální vliv má typ materiálu na sílu potřebnou k prostřižení materiálu. Typ materiálu se začne projevov při vyjetí razníku z materiálu. Hodnoty potřebné síly jsou u materiálu TK menší o 5 kN. Nižší hodnoty

sil jsou také při protahování válcového razníku skrz materiál do dolní úvratě a to o více jak 30%. U síly na vytažení razníku z hotového otvoru se rozdílnost materiálů téměř neprojevila. Při působení ohybového momentu se výrazně projevil vliv materiálu. Hodnoty ohybového momentu na raznících z TK jsou téměř trojnásobně vyšší než na raznících z nástrojové oceli. Příčinou tohoto jevu jsou vlastnosti tvrdokovových materiálů. Jejich dominantní vlastností je odolnost vůči opotřebení a pevnost v tlaku. Výraznou slabinou těchto materiálů je nízká odolnost na ohybové a tahové namáhání.

8.6.1 Navržená opatření na základě výsledků

Na základě prezentovaných výsledků z této fáze práce lze formulovat následující závěry a doporučení (Tabulka 8).

Tabulka 8: Seznam doporučení a opatření

Problémová oblast	Návrh řešení a opatření
Při měření první a druhé fáze bylo zjištěno, že **tenké razníky jsou kromě osového namáhání namáhané také na ohyb.**	Vzhledem k vysokým požadavkům na výslednou přesnost vyráběných dílů a konstrukční řešení matrice lze jednoznačně konstatovat, že ohybové zatížení razníků není žádoucí a mělo by být v maximální možné míře eliminováno vhodnou konstrukční úpravou.
Průběh sil je přímo závislý na druhu materiálu, ze kterého je razník vyroben.	Z porovnání průběhu sil z třetí fáze měření je patrné, že při použití razníku z materiálu TK, s výrazně vyšším modulem pružnosti, dojde k odstranění zakmitnutí při pronikání razníku do materiálu. **Použitím razníků z TK lze omezit kmitání stroje.**

Při měření střižných sil na raznících tvarů se potvrdila hypotéza o zanedbatelných silách potřebných na vytažení razníku z materiálu. Naměřené hodnoty sil se pohybují v rozmezí do 2 % z maximální naměřené hodnoty a vzhledem k přesnostem použité měřicí metody je tedy lze použít pouze jako orientační.	**Na rozdíl od tenkých kruhových razníků se u razníků tvarů jedná o tvarově složitou součást a patrně zde nedochází k pevnému sevření po obvodu razníku.** Ve vztahu k nálezu z kapitoly 9.5.4 je ovšem nutné připomenout, že prezentované vysvětlení a interpretace těchto naměřených průběhů má charakter pravděpodobné hypotézy a bylo by vhodné její platnost ověřit účelovým měřením.

9 Úprava předběžného návrhu opatření na základě experimentu

V kapitole 8.1 byla provedena pevnostní kontrola navrženého šroubového spoje. Síla, na kterou byl spoj naddimenzován, byla analyticky vypočtena vztahem (18) a (19). Experimentálním měřením bylo zjištěno, že síla je ve skutečnosti nižší než se předpokládalo. Šroubový spoj vyhovuje pevnostním podmínkám a není tedy nutné návrh měnit.

Speciální šroub navržený s ohledem na dynamické zatížení bylo nutné z důvodu únosnosti upravit, aby jeho tvar odpovídal potřebám konstrukce.

Z důvodu zjištění nižšího reálného zatížení je možné použít jako polotovar pro výrobu šroub pevnostní třídy 12.9 se standartním stoupáním závitu M8x1,25. Tvar hlavy musí být zachován. V případě, že bude použit jako polotovar pro úpravy šroub s hrubým závitem je hodnota dynamické bezpečnosti šroubu $k_š$ =1,65 (Doporučená hodnota bezpečnosti je 1,5 – 2 [11, str. 45]). Porovnání obou verzí šroubového spoje je uvedeno v tabulce 9.

Tabulka 9: Porovnání parametrů šroubu pro naměřené a vypočítané hodnoty zatížení

		Hodnota zjištěná na základě analýzy konstrukce	**Hodnota zjištěná na základě experimentu**
Střižná síla [kN]		-44,6	-32,4
Vytahovací síla [kN]		5,4	1,6
Parametry šroubového spoje	M [Nm]	19	19
	P [mm]	0,75	1,25
	d3 [mm]	7,08	6,466
	d2 [mm]	7,531	7,180
	Q_0 [N]	9085	8860
	$k_š$ [1]	**1,61**	**1,65**

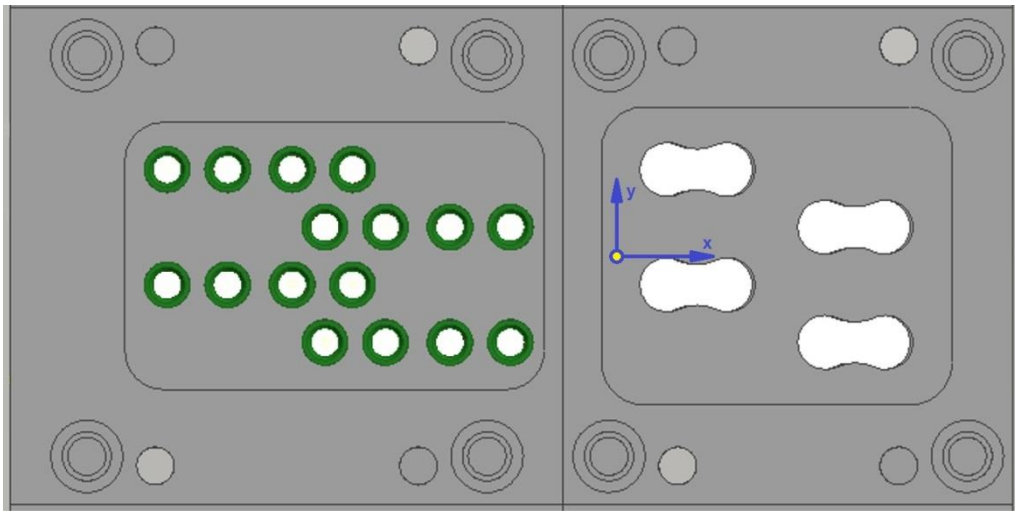
10 Analýza silového působení na střižný nástroj

V kapitole 7.2 byla na nástroji identifikována vibrační koroze. Příčinou jejího vzniku jsou často vzájemné mikroskopické posuvy dvou na sebe doléhajících ploch v rámci elastických deformací. Tyto posuvy často vznikají na rozhraních různých materiálů nebo částí s různými mechanickými vlastnostmi – tuhostí. Nástroj je tvořen několika díly, které na sebe těsně doléhají a jsou spojeny šrouby. Rám nástroje je namáhán výslednou silou od střižných sil. Pokud dojde ke změně působení sil, nastane změna namáhání částí nástroje a dojde ke vzniku elastických deformací. Pokud dojde ke změně působiště výslednice, dojde ke vzniku ohybového namáhání celého nástroje a ke vzniku tečných složek střižných sil. Snaha je co nejvíce eliminovat ohybové namáhání nástroje.

Celý nástroj je v pracovním prostoru lisu upevněn celkem v pěti bodech. Jedná se o 4 pomocné uchycení po obvodu nástroje a jeden hlavní středový trn. V ideálním řešení konstrukce je hlavní trn umístěn v místě působení výslednice sil. To snižuje ohybové namáhání částí nástroje a zlepšuje tuhost. Jelikož se jedná o nástroj, u kterého se výslednice a její poloha v průběhu střihu velice rychle mění, je složité centrální uchycení přesně určit.

Pro určení správného působiště je potřeba zavést dva pojmy. Prvním je statické působiště výslednice střižných sil. V tomto případě se jedná o jeden bod v rovině určující polohu výslednice určené z maximálních hodnot sil. Poloha bodu není časovým průběhem nijak ovlivněna. V praxi bývá právě tento bod totožný s polohou upevňovacího trnu. Druhým zaváděným termínem je dynamické působiště výslednice střižných sil. V tomto případě se jedná o řadu jednotlivých bodů, určenou polohou výslednice sil pro daný okamžik. Body určují trajektorii polohy výslednice střižných sil v závislosti na průběhu střihu.

Souřadný systém, v kterém bude problematika řešena a interpretována je zobrazen na obrázku 50. Souřadný systém byl zaveden do místa, kde je současně umístněný centrální upevňovací trn a jeho poloha je promítnuta do roviny střihu. Systém byl takto zaveden z důvodu jednoznačného znázornění výsledků.



Obrázek 50: Souřadný systém pro popis působiště střižných sil

10.1 Statické působiště výslednice střižných sil

Působiště výslednice se určí z maximálních hodnot střižných sil zjištěných při experimentu. Z momentové rovnováhy k osám souřadného systému je stanovena přesná poloha výslednice sil. Ke zjištění výslednice sil jsou použity maximální síly naměřené na každém razníku. Souřadnice pro výpočet jsou odměřovány od počátku znázorněného na obrázku XX. Souřadný systém je umístěn do místa uchycení centrálního trnu. Z momentové rovnováhy popsané rovnicemi (39) a (40) lze určit přesnou polohu statického působiště výslednice. Jeho poloha je graficky znázorněna na obrázku 51. Velikost výslednice sil se určí jako součet všech sil.

$$\sum F_i \cdot x_i = F_V \cdot x_T \tag{39}$$

$F_i\,[N]$ - střižná síla na i-tém razníku

$x_i\,[mm]$ - vzdálenost razníku v ose X od počátku souřadného systému

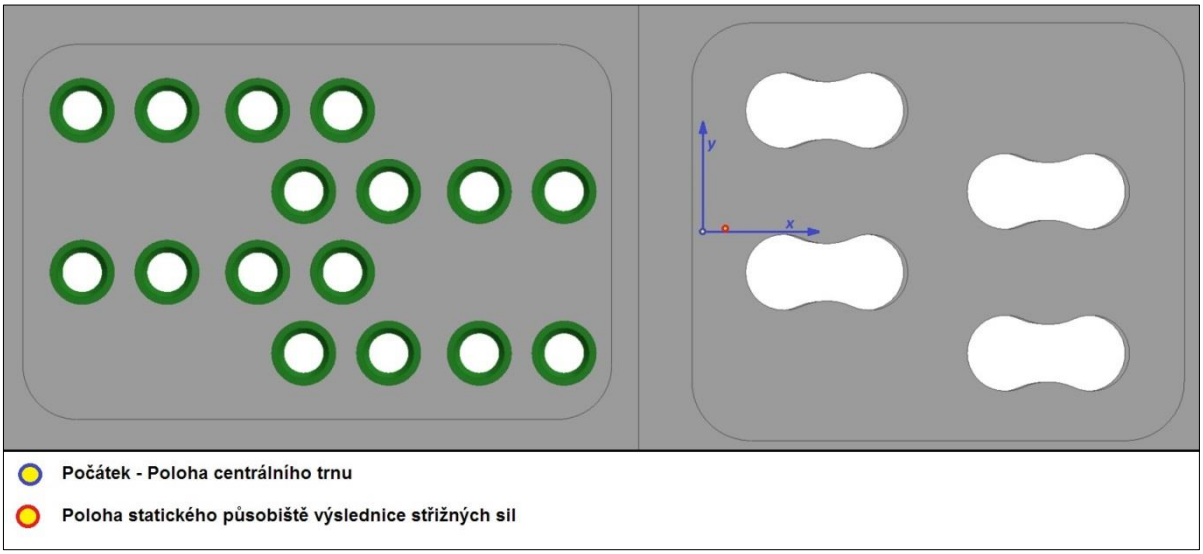
$F_V\,[N]$ - výslednice střižných sil

$x_T\,[mm]$ - vzdálenost působiště výslednice v ose X

$$\sum F_i \cdot y_i = F_V \cdot y_T \tag{40}$$

$y_i\,[mm]$ - vzdálenost razníku v ose Y od počátku souřadného systému

$y_T\,[mm]$ - vzdálenost působiště výslednice v ose Y



Obrázek 51: Souřadný systém a poloha statického působiště výslednice sil

Poloha působiště zjištěná na základě experimentu je téměř totožná s konstrukčním umístěním centrálního trnu. Poloha centrálního trnu a rozdíl od zjištěného působiště, v souřadném systému podle obrázku 50, je rovněž zapsána v tabulce 10.

Tabulka 10: Souřadnice polohy výslednice sil

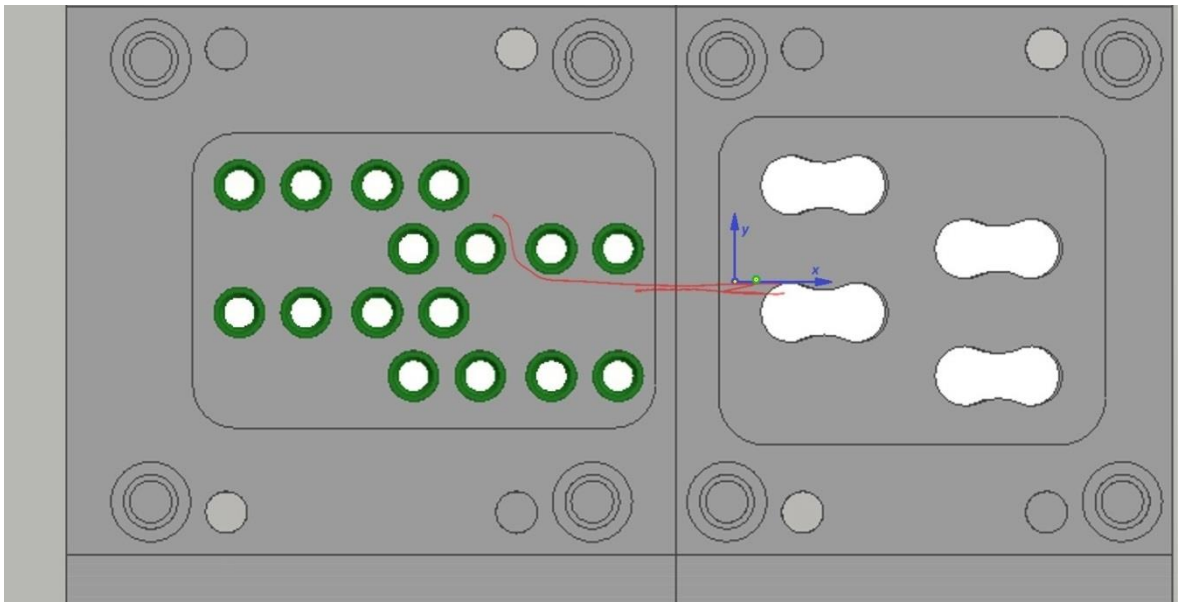
	Souřadnice X [mm]	Souřadnice Y [mm]
Působiště výslednice střižných sil	4,12	0,17

Protože nalezený rozdíl polohy statického působiště od trnu je nepatrný, lze usoudit na správné konstrukční řešení stávajícího nástroje v tomto ohledu.

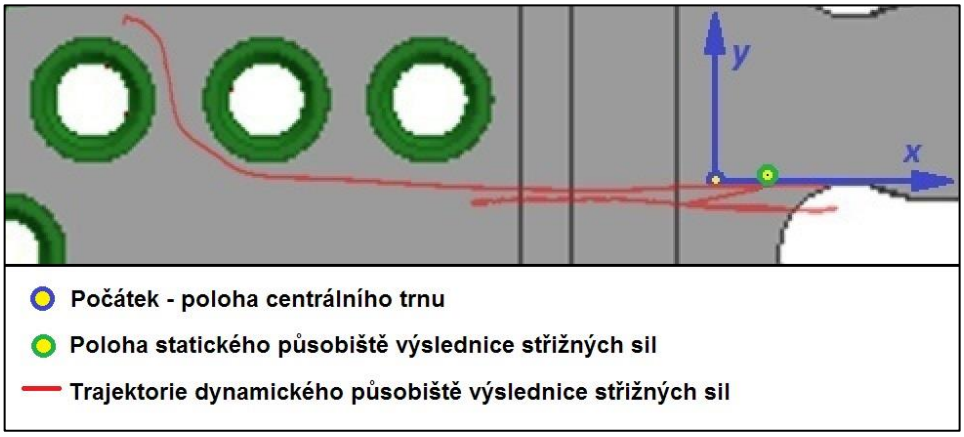
10.2 Dynamické působiště výslednice střižných sil

Výslednice střižných sil je stejně jako jednotlivé střižné síly závislá na jednotlivých fázích střihu a tedy i na čase. Nástroj se skládá z různých typů razníků a z experimentu je patrné že typ razníku a materiálu ovlivňují samotný časový průběh střižných sil. Různé hodnoty sil v jeden okamžik způsobují časovou změnu polohy výslednice střižných sil. Pro zjištění trajektorie dynamického působiště výslednice lze použít stejný postup jako v předchozí kapitole. Rozdílnost je ve vstupních hodnotách.

Pro tento výpočet jsou použity skutečně naměřené síly pro daný okamžik. Jednotlivá působiště tvoří trajektorii dynamického působiště v okamžiku prostříhávání materiálu nástrojem. Trajektorie je naznačena na obrázku 52 a detail na obrázku 53.



Obrázek 52: Trajektorie dynamického působiště výslednice



Obrázek 53: Trajektorie dynamického působiště výslednice sil – detail

Tabulka 11: Souřadnice dynamického působiště výslednice střižných sil

	Souřadnice X [mm]	**Souřadnice Y [mm]**
Minimální hodnota	-55,68	-3,04
Maximální hodnota	12,92	15,57
Rozptyl	68,60	18,61

Z obrázku 53 je patrné, že rozptyl výskytu působiště je v každém směru jiný. Ve směru osy Y se poloha mění v rozsahu 18,61 mm. Tento rozdíl se vyskytuje zejména na počátku fáze střihu a je způsoben rozdílnými materiály jednotlivých razníků děr. Ve směru osy X je rozptyl polohy působiště markantní. Působiště výslednice se pohybuje v rozptylu více než 68 mm. Takto výrazný rozptyl je způsoben rozdílnou délkou razníků tvarů a děr.

10.2.1 Návrh opatření k omezení pohybu působiště výslednice sil

S ohledem na výše uvedené dílčí závěry lze konstatovat, že vhodnými konstrukčními úpravami je třeba minimalizovat pohyb dynamického působiště výslednice střižných sil. Prakticky jedinou možností je co nejvíce sjednotit časování průběhů střižných sil na jednotlivých raznících. Za tímto účelem jsou navržena následující opatření:

1. Osazovat matrice razníky ze stejného materiálu

   Tento fakt zajistí stejnou silově deformační charakteristiku razníků a stejnou interakci razníků se stříhaným materiálem.

2. Pro stříhání používat razníky shodných délek

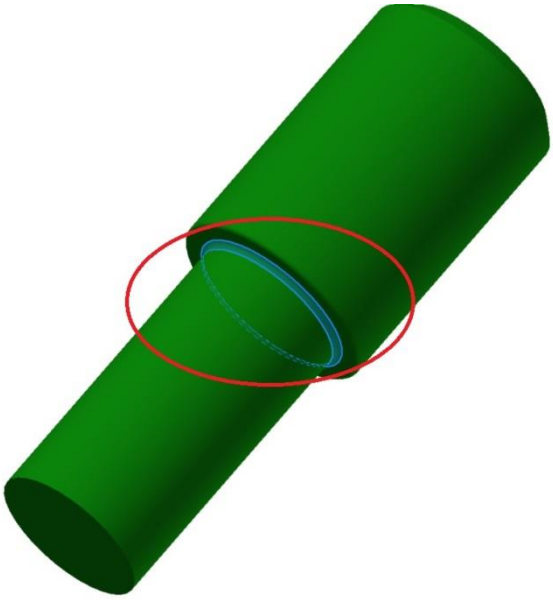
   Toto doporučení zajišťuje shodné časování průběhů střižných sil na raznících.

Dodržení navržených doporučení bude však znamenat nárůst celkové okamžité síly na hodnotu 647,4 kN. Provozní kapacita použitého lisu KAISER 100 je 1000 kN. Běžné výstředníkové lisy jsou proti přetížení vybaveny pojistným členem. Z důvodu zamezení rozsáhlé havárie stroje a zastavení výroby po dobu oprav jsou stroje úmyslně osazeny tímto přesně naddimenzovaným členem, který v případě přetížení odstaví stroj. Přetížení, které jsou tyto členy schopny přenést, bývá nejčastěji 25 - 30% [14]. Navržená opatření jsou tedy na tomto stroji uplatnitelná.

11 Diskuse

Navržené úpravy mají povahu teoreticky navržených modifikací a je tedy nutné jejich správnost ověřit v praktické aplikaci. Před uvedením upraveného nástroje do sériového provozu je proto nutné provést zkušební provoz a při něm pozorovat skutečné chování celkového nástroje. V tomto provozu je také vhodné provádět intenzivní kontrolu výrobků a sledovat rozměrovou přesnost.

Při návrhu nového konstrukčního řešení byl navržen nový tvar razníku děr. Jedná se o sestavu pěti dílů. Hlavní součástí je zkrácený razník, který bude nalisován do nosného těla razníku. Malý razník je rotační součást tvořená dvěma souosými válci. Přechod mezi válci je realizován skokovou změnou vnějšího průměru. Hrany tohoto přechodu jsou opatřeny zaoblením (Obrázek 54). Z důvodu správné funkce konstrukce, bylo nutné použít zaoblení o maximální velikosti 0,3 mm. Vrub, který takto na součásti vznikl, může být zdrojem poruch způsobených ulomením části razníku. Je ovšem nutné podotknout, že toto řešení bylo převzato z výkresové dokumentace dodané zadavatelem a částečně modifikováno. Jedná se tedy o prověřené konstrukční řešení a zadavatel v době řešení této problematiky na této původní konstrukci neshledával nedostatky.



Obrázek 54: Vrub na razníku děr

Pokud bude vlivem cyklického namáhání docházet k destrukci malého razníku je potřeba konstrukci upravit. Cílem úpravy by mělo být zvětšení zaoblení a tím dosáhnout eliminace vlivu vrubu na součást.

Vibrační koroze, vyskytující se na původním nástroji je běžnými analytickými metodami složitě odstranitelný jev. Bylo by tedy vhodné v tomto směru využít moderní výpočetní techniku a software. Součástí této práce je vytvořený 3D model původního i nově navrženého konstrukčního řešení. Metodou konečných prvků (MKP) by měly být odhaleny nedostatky v tuhosti konstrukce. Jako vstupní data je vhodné použít dodaný 3D model a zavést okrajové podmínky vyplývající z výsledků experimentálního měření. Provést dynamickou analýzu celého nástroje a tím určit slabé části celé konstrukce. Výhodou této MKP analýzy je fakt, že nástroj je posuzován jako celek a na rozdíl od jednotlivých částí je zatěžován dynamickou silou. Současně by bylo vhodné provést určení vlastních frekvencí soustavy a porovnat je s pracovní frekvencí lisu, popřípadě pokusit se zjistit, zda se v blízkosti pracovního prostoru lisu nenachází nějaký zdroj buzení s podobnou frekvencí.

12 Závěr

Na základě jednání se zadavatelem práce lze konstatovat, že stanoveného cíle bylo dosaženo. Zadavateli byla předána následující doporučení:

1. osadit původní nástroj novým konstrukčním řešením razníku děr,
2. osazovat matrice razníky ze stejného materiálu,
3. pro stříhání používat razníky shodných délek,
4. provést analýzu celého nástroje metodou MKP.

Uvedená opatření budou uplatněna při vývoji nových střižných nástrojů zadavatele.

13 Literatura

[1] PROCHÁZKA, J, M. ZAHRADNÍK, M. NĚMEC a J. NOVOTNÝ. *Technologie slévání, tváření a svařování*. 1st ed. Praha: ČVUT, 1982, 158 s.

[2] BEROUN, S. *TECHNOLOGIE TVÁŘENÍ KOVŮ. Úvod do strojírenství.* [online]; TUL: Liberec, ttp://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf (accessed Sept 29, 2014).

[3] VLK, M.; HOUFEK, L.; HLAVOŇ, P.; KREJČÍ, P.; KOTEK, V.; KLEMENT, J. Experimentální mechanika. [online]; VUT: Brno, 2013. ttp://ean2011.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/Experimentalni_mechanika.pdf (accessed Nov 18, 2014).

[4] MACURA, P. *Experimentální metody v pružnosti a plasticitě*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, Fakulta strojní, 2001, 106 s. ISBN 80 707-8934-4.

[5] KOTOUČ, J., ŠANOVEC, J., ČERMÁK, J., MÁDLE, L. *TVÁŘECÍ NÁSTROJE*. 1st ed. Praha 1993.

[6] LENFELD, P. *Technologie II*. 1st ed. Liberec 2005. ISBN 978-80-7372-326-2.

[7] ELFMARK, Jiří, et al. Tváření kovů: Technický průvodce, 1st ed. Praha: SNTL. 1992. 524 s. ISBN 80-03-00651-1

[8] HOŠTIČKA, V. Analýza konstrukce a návrh úpravy střihacího nástroje pro výrobu motocyklového řetězu. [online]. 2014 (accessed March 11, 2015). Available from http://stc.fs.cvut.cz/history/2014/sbornik/papers/ pdf/4536.pdf .

[9] ŘEZNÍČEK, J. *PRUŽNOST A PEVNOST II KOMENTOVANÉ PŘEDNÁŠKY*, 1st ed.; ČVUT: Praha, 2009.

[10] WUPPERTOOLS, WERA WERK Schraublexikon. [online]. 2007 (accessed April 15, 2015) Available from http://www.wuppertools.de/pdf/wera/09_schraublexikon_de.pdf .

[11] ŠVEC, Vladimír. Části a mechanismy strojů: příklady : určeno pro stud. fak. strojní. 1. vyd. Praha: ČVUT, 1991, 105 s. ISBN 80-010-0624-7.

[12] ŠVEC, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: spoje a části spojovací*. Vyd. 1. Praha: ČVUT, 1997, 169 s. ISBN 80-010-1701-X.

[13] DEWETRON elektronische Messgeraete Ges.m.b.H DEWE-Modules Technical reference manual. DEWE-801 - modules_manual.pdf. http://dewamerica.com/downloads/manuals/conditioners/modules_manual.pdf (accessed May 03, 2015).

[14] KOVÁČ, A.; JENKUT, M. *TVÁRNIACE STROJE*, 1st ed.; ALFA: Bratislava, 1978.

[15] ŠUBRT, L.; ŘEZNÍČEK, J.; RŮŽIČKA, M. *Příklady z pružnosti a pevnost I.*, 1st ed.; ČVUT: Praha, 2011.

14 Seznam příloh

1. CD

15 Seznam výkresové dokumentace

1. 3D model stávajícího nástroje
2. 3D model upravených částí

16 Seznam tabulek

Tabulka 1: Závislost přesnosti výrobku na přesnosti nástroje 25
Tabulka 2: Souhrn podezřelých oblastí a návrh jejich odstranění 49
Tabulka 3: Seznam parametrů pro výpočet celkové tuhosti 52
Tabulka 4: Parametry řešeného šroubového spoje 53
Tabulka 5: Parametry šroubu a závitu 55
Tabulka 6: Seznam naměřených hodnot 78
Tabulka 7: Seznam naměřených hodnot 78
Tabulka 8: Seznam doporučení a opatření 79
Tabulka 9: Porovnání parametrů šroubu pro naměřené a vypočítané hodnoty zatížení 81
Tabulka 10: Souřadnice polohy výslednice sil 84
Tabulka 11: Souřadnice dynamického působiště výslednice střižných sil 85

17 Seznam grafů

Graf 1: Teoretický průběh střižné síly 24
Graf 2: Průběh tahových/tlakových sil na Razníku děr 1 a 2 70
Graf 3: Průběh ohybového momentu na Razníku děr 1 a 2 71
Graf 4: Průběh tahových a tlakových sil na razníku děr 7 a 8. 72
Graf 5: Průběh ohybového momentu na razníku děr 7 a 8 73
Graf 6: Průběh střižných sil na razníku děr 1 až 4 74
Graf 7: Průběh střižných sil na razníku děr 5 až 8 75
Graf 8: Průběh střižných sil na razníku tvarů 1 až 3 76

18 Seznam obrázků

Obrázek 1: Základní části střihacího nástroje 16
Obrázek 2: Rozložení smykových a normálových napětí v místě střihu [1] 18
Obrázek 3: Silový rozbor v místě střihu [1] 19

Obrázek 4: a) nástroj se zaoblenou hranou střižnice b) nástroj se zaoblenou hranou střižníku 20
Obrázek 5: Schéma nástroje pro stříhání se zápornou vůlí 21
Obrázek 6: Schéma nástroje s přidržovačem opatřeným nátlačnou hranou 21
Obrázek 7: Schéma nástroje pro postupné stříhání 22
Obrázek 8: Schématické uspořádání sloučeného nástroje 23
Obrázek 9: Wheastonův můstek 27
Obrázek 10: Kompenzační křivka teploty tenzometru od HBM (foto: Hoštička) 29
Obrázek 11: Čtvrtmůstkové zapojení tenzometru bez kompenzace teploty 31
Obrázek 12: Půlmůstkové zapojení tenzometrů 31
Obrázek 13: Celomůstkové zapojení tenzometrů 32
Obrázek 14: Měřící můstek 33
Obrázek 15: Nosník zatížený osovou silou a osazený tenzometry 33
Obrázek 16: Nosník zatížený ohybovým momentem a osazený tenzometry 34
Obrázek 17: Nosník namáhaný smykem a osazený tenzometry 35
Obrázek 18: Válcový nosník zatížený krouticím momentem a osazený tenzometry 36
Obrázek 19: Ocelový pás procházející nástroje 38
Obrázek 20: Nástroj umístněný v pracovním prostoru lisu 39
Obrázek 21: Matrice razníků tvarů 39
Obrázek 22: Matrice razníků děr 40
Obrázek 23: Kompletní nástroj před vložením do lisu 40
Obrázek 24: Zkorodovaný povrch kontaktních ploch 41
Obrázek 25: Výpočtové schéma razníku při kontrole na vzpěr 44
Obrázek 26: Znázornění vzniklé střižné vůle 46
Obrázek 27: Postup výpočtu kontaktního tlaku nalisovaných nádob ([9]; Řezníček, J.;2009) 46
Obrázek 28: Znázornění vlivu vůle na výrobu řetězových destiček 48
Obrázek 29: Navržený nový tvar razníku děr 50
Obrázek 30: Schéma pro výpočet tuhosti spoje 51
Obrázek 31: Rötscherův tuhostní diagram 54
Obrázek 32: Navržený šroub s atypickou hlavou 55
Obrázek 33: Označení razníků a tenzometrů na matrici razníků děr 57
Obrázek. 34: Označení razníků a tenzometrů na matrici razníků tvarů 58
Obrázek 35: Pozice aktivního tenzometru v měřícím můstku 59
Obrázek 36: Pozice aktivních tenzometrů v měřícím můstku 59
Obrázek 37: Nalepené tenzometry a pájecí pole na raznících děr 60
Obrázek 38: Nalepené tenzometry a pájecí pole na raznících tvarů 60
Obrázek 39: Připájené tenzometry a kabely u matrice razníků děr 61
Obrázek 40: Připájené tenzometry a kabeláž u matrice razníků tvarů 61
Obrázek 41: Konektory RJ-45/M pro připojení do rozvodné desky 63
Obrázek 42: Schéma ¼ můstkového zapojení 63
Obrázek 43: Schéma 1/2 můstkového zapojení 64

Obrázek 44: Zásuvka RJ-45 osazená kompenzačními odpory 65
Obrázek 45: Tvorba propojovací desky 65
Obrázek 46: Vytvořená propojovací deska před zakrytováním 66
Obrázek 47: Měřený nástroj umístěn v lisu 67
Obrázek 48: Měřící aparatura spojená s rozvodnou deskou 68
Obrázek 49: Obsluha měřícího zařízení 69
Obrázek 50: Souřadný systém pro popis působiště střižných sil 83
Obrázek 51: Souřadný systém a poloha statického působiště výslednice sil 84
Obrázek 52: Trajektorie dynamického působiště výslednice 85
Obrázek 53: Trajektorie dynamického působiště výslednice sil – detail 85
Obrázek 54: Vrub na razníku děr 87