

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Strojírenská technologie – technologie obrábění

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Studie vlivu typu upnutí a vyložení výstružníku na poddajnost systému:
upínač – nástroj

Autor: **Bc. Michal POVOLNÝ**

Vedoucí práce: **Ing. Jaroslava Fulemová, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Michal POVOLNÝ**
Osobní číslo: **S16N0059P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojírenská technologie - technologie obrábění**
Název tématu: **Studie vlivu typu upnutí a vyložení výstružníku na
poddajnost systému upínač - nástroj**
Zadávací katedra: **Katedra technologie obrábění**

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

1. Úvod do problematiky současných způsobů upínání výstružníků, cíle řešení
2. Tvorba CAD modelu soustavy upínač nástroj ve dvou variantách s variací vyložení nástroje
3. Verifikace CAD modelu na reálném příkladu
4. Hodnocení dosažených výsledků
5. Technicko - ekonomické hodnocení
6. Závěr

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah kvalifikační práce: 50 - 70 stran
Forma zpracování diplomové práce: tištěná
Seznam odborné literatury:

- Elektronické informační zdroje dostupné z www.knihovna.zcu.cz
- CIRP ANNALS - Manufacturing Technology: (<http://www.cirp.net/>)
- MM Průmyslové Spektrum, dostupné z www.mmspektrum.com
- Strojírenská technologie, dostupné z <http://casopis.strojirenskatechnologie.cz/>
- SANDVIK Coromant, Sandviken: Technická příručka obrábění, dostupné z: <http://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/>

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jaroslava Fulemová, Ph.D.**

Katedra technologie obrábění

Konzultant diplomové práce: **Doc. Ing. Jan Řehoř, Ph.D.**

Katedra technologie obrábění

Datum zadání diplomové práce: **16. října 2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Jan Řehoř, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 18. října 2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni. Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledků diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků, nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucí mé práce, Ing. Jaroslavě Fulemové, PhD., za její odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi poskytla během zpracovávání diplomové práce. Dále celému týmu SGS, ve kterém jsem byl zapojen po dobu vypracovávání práce a v neposlední řadě bych chtěl poděkovat své rodině a přátelům za jejich podporu během celého studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Povolný	Jméno Michal	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Strojírenská technologie – technologie obrábění“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Fulemová, Ph.D.	Jméno Jaroslava	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU – FST – KTO		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Studie vlivu typu upnutí a vyložení výstružníku na poddajnost systému: upínač – nástroj		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KTO	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	77	TEXTOVÁ ČÁST	63	GRAFICKÁ ČÁST	14
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	V této diplomové práci je řešena problematika upínání a středění nástrojů pro výrobu přesných děr vystružováním. Hlavním cílem práce je ověření chování dvou různých druhů nástrojových systémů při určitém druhu zatížení pomocí FEM analýz. K FEM analýzám je použit výpočtový software Autodesk Nastran In-CAD. Ověření výsledků je provedeno pomocí experimentu na reálném prototypu jednoho z nástrojů.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Vystružování, nástrojový držák, středění nástrojů, aktivní systémy středění, plovoucí držák, FEM analýza, Nastran In-CAD, excentricita, napětí, reakční síla

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Povolný	Name Michal	
FIELD OF STUDY	N2301 “ Manufacturing Processes – Technology of Metal Cutting“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Fulemová, Ph.D.	Name Jaroslava	
INSTITUTION	ZČU – FST – KTO		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Study of the influence of clamping type and reamer overhang on plasticity of the system: tool holder – tool		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machining Technology	SUBMITTED IN	2018
----------------	---------------------------	-------------------	-------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	77	TEXT PART	63	GRAPHICAL PART	14
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This diploma thesis is focused on problem of clamping and centering of tools for making precise holes by reaming. The main aim of the work is to verify the behavior of two different types of tool systems in a certain type of load by FEM analysis. FEM analysis use Autodesk Nastran In-CAD computing software. Verification of the results is done by experimenting on a real prototype of one of the tools.
KEY WORDS	Reaming, tool holder, centering of tools, active centering systems, Floating holder, FEM analysis, Nastran In-CAD, eccentricity, stress, reaction force

OBSAH

1. ÚVOD DO PROBLEMATIKY	5
1.1. CÍLE PRÁCE	5
2. PŘEDSTAVENÍ SPOLEČNOSTI FINAL TOOLS A. S.	6
3. VYSTRUŽOVÁNÍ	7
3.1. NÁSTROJE PRO VYSTRUŽOVÁNÍ	8
3.2. GEOMETRIE VÝSTRUŽNÍKU	11
4. ROZBOR SOUČASNÉHO STAVU Z HLEDISKA NÁSLEDNÉHO ŘEŠENÍ	12
4.1. VLIVY OVLIVŇUJÍCÍ PŘESNOST POLOHOVÁNÍ.....	12
5. SYSTÉMY STŘEDĚNÍ ŘEZNÝCH NÁSTROJŮ	14
5.1. HISTORIE V OBLASTI AKTIVNÍCH SYSTÉMŮ STŘEDĚNÍ NÁSTROJŮ	14
5.2. PŘEHLED SOUČASNÉ ÚROVNĚ TECHNIKY V OBLASTI AKTIVNÍCH SYSTÉMŮ STŘEDĚNÍ NÁSTROJŮ.....	17
5.2.1. DIHART	17
5.2.2. DIATool	18
5.2.3. MAPAL	20
5.2.4. GÜHRING	21
5.2.5. FINAL-Tools	22
6. TVORBA CAD MODELŮ NÁSTROJOVÝCH UPÍNAČŮ	27
7. FEM ANALÝZA UPÍNAČÍCH SYSTÉMŮ FIRMY FINAL-TOOLS A.S.	28
7.1. NÁSTROJOVÝ SYSTÉM HAM-FINAL RC.....	28
7.1.1. Zatížení radiální silou $F_x=50\text{ N}$ na konci výstružníku	29
7.1.2. Analýza maximálního napětí při vyosení nástroje	30
7.2. AUTOCENTROVACÍ DRŽÁK VYSTRUŽOVACÍ HLAVICE FINAL-TOOLS A.S.	31
7.2.1. Zatížení radiální silou $F_x=180\text{ N}$ na konci výstružníku	31
7.2.2. Analýza maximálního napětí při vyosení nástroje	36
7.2.3. Analýza maximálního napětí pro vyložení 125 mm při proměnném vyosení.....	38
7.2.4. Analýza maximálního napětí při zatížení krouticím momentem.....	38
8. VERIFIKACE FEM ANALÝZ NA REÁLNÉM PŘÍKLADU	40
8.1. OVĚŘENÍ FEM ANALÝZ V PROGRAMU SIEMENS NX 11.0	40
8.2. OVĚŘENÍ FEM ANALÝZ NA REÁLNÉM PŘÍKLADU	41
8.2.1. Ověření výsledků napětí při vyosení nástroje do hodnoty 0,2 mm.	44
8.2.2. Ověření výsledků napětí a vyosení při zatížení radiální silou $F_x=180\text{ N}$	47
9. HODNOCENÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ	51
10. TECHNICKO-EKONOMICKÉ HODNOCENÍ	52
11. ZÁVĚR.....	53
12. POUŽITÁ LITERATURA.....	54
13. SEZNAM PŘÍLOH	56

Seznam použitých obrázků

<i>Obr. 1 Sled operací zlepšující kvalitativní parametry otvoru [1]</i>	7
<i>Obr. 2 Nerovnoměrná rozteč zubů výstružníku [1]</i>	8
<i>Obr. 3 Obecná geometrie výstružníku [6]</i>	11
<i>Obr. 4 Zjednodušený model obráběcího centra [7]</i>	13
<i>Obr. 5 Plovoucí držák nástroje [10]</i>	15
<i>Obr. 6 Kompenzační nástrojový držák [11]</i>	16
<i>Obr. 7 Vyrovnávací držák Komet Dihart DAH [12]</i>	17
<i>Obr. 8 Vyrovnávací držák Komet Dihart DAH 50 HS [12]</i>	18
<i>Obr. 9 Plovoucí držák Komet Dihart DPS [12]</i>	18
<i>Obr. 10 Kompenzační držák Diatool [13]</i>	19
<i>Obr. 11 Plovoucí držák s Roll technologií [13]</i>	19
<i>Obr. 12 Princip Roll technologie [13]</i>	19
<i>Obr. 13 Plovoucí držáky MAPAL [14]</i>	20
<i>Obr. 14 Vyrovnávací držák Gühring [15]</i>	21
<i>Obr. 15 Plovoucí držák Gühring [15]</i>	21
<i>Obr. 16 Nástrojový systém HAM-FINAL RC [16]</i>	22
<i>Obr. 17 HAM-FINAL RC s použitím HSK kužele a hydraulického upínače</i>	22
<i>Obr. 18 Vyvrtávací jednotka HAM-FINAL NGV [16]</i>	23
<i>Obr. 19 Prototyp autocentrovacího držáku vystružovací hlavičky [17]</i>	24
<i>Obr. 20 Porovnání výstružníku s prodlouženým dřikem s autocentrovacím držákem [17]</i>	25
<i>Obr. 21 Zjednodušené CAD modely nástrojových systémů</i>	27
<i>Obr. 22 Zasiťovaný CAD model nástrojového systému HAM-FINAL RC</i>	28
<i>Obr. 23 Napětí při zatížení $F_x=50$ N pro vyložení 80 mm</i>	29
<i>Obr. 24 Znázornění výsledného napětí pro vyosení 0,01 mm při vyložení 80 mm</i>	30
<i>Obr. 25 Nastavení vazeb „Constraints“</i>	31
<i>Obr. 26 Příklad zasiťování modelu "Mesh" u varianty 1</i>	32
<i>Obr. 27 Průběh rozložení napětí u varianty 1 ($L=125$ mm)</i>	32
<i>Obr. 28 Zasiťování modelu nástrojového upínače</i>	37
<i>Obr. 29 Průběh rozložení napětí u varianty 1 ($L=125$ mm) a vyosení 0,002 mm</i>	37
<i>Obr. 30 Koncentrace maximálního napětí, spolu s deformací nástroje</i>	39
<i>Obr. 31 Deformace nástroje při zatížení kroučícím momentem</i>	39
<i>Obr. 32 Výsledná koncentrace napětí při použití programu Autodesk Nastran In CAD</i>	40
<i>Obr. 33 Výsledná koncentrace napětí při použití programu siemens NX 11.0</i>	40
<i>Obr. 34 Průběh výroby nástrojového držáku</i>	41
<i>Obr. 35 Průběh výroby nástrojového držáku</i>	41
<i>Obr. 36 Umístění tenzometrů na nástrojovém upínači</i>	42
<i>Obr. 37 Připojené tenzometry na nástrojovém upínači</i>	42
<i>Obr. 38 Multifunkční 5osé obráběcí centrum MCU 450 V [18]</i>	43
<i>Obr. 39 3 složkový dynamometr KISTLER [19]</i>	43
<i>Obr. 40 Nástroj upnutý ve stroji připravený k experimentu</i>	44
<i>Obr. 41 Připravený nástroj před experimentem</i>	47

Seznam použitých tabulek

<i>Tab. 1 Rozdělení výstružníku podle několika hledisek</i>	9
<i>Tab. 2 Zdroje nepřesností obráběcího centra [7]</i>	13
<i>Tab. 3 Hodnoty obvodového házení jednotlivých upínacích systémů [6]</i>	14

Seznam grafů

<i>Graf 1 Závislost maximálního napětí na vyložení nástroje (vlevo)</i>	29
<i>Graf 2 Závislost maximálního vyosení na vyložení nástroje (vpravo)</i>	29
<i>Graf 3 Závislost maximálního napětí při vyosení 0,005 mm a 0,01 mm na vyložení nástroje</i>	30
<i>Graf 4 Maximální vyosení nástroje – Varianta 1</i>	33
<i>Graf 5 Maximální vyosení nástroje – Varianta 2</i>	33
<i>Graf 6 Maximálního napětí nástroje – Varianta 1</i>	34
<i>Graf 7 Maximálního napětí nástroje – Varianta 2</i>	34
<i>Graf 8 Maximální síla, při které nedojde k překročení dovoleného vyosení</i>	35
<i>Graf 9 Maximální síla, při které nedojde k překročení vyosení 0,15mm</i>	35
<i>Graf 10 Závislost maximálního napětí na vyložení nástroje při různém vyosení</i>	36
<i>Graf 11 Průběh maximálního napětí v závislosti na vyosení pro $L=125$ mm</i>	38
<i>Graf 12 Porovnání tlakového napětí – Varianta 1</i>	45
<i>Graf 13 Porovnání tahového napětí – Varianta 1</i>	45
<i>Graf 14 Porovnání tlakového napětí – Varianta 2</i>	46
<i>Graf 15 Porovnání tahového napětí – Varianta 2</i>	46
<i>Graf 16 Závislost reakční síly na vyosení – Varianta 1</i>	48
<i>Graf 17 Závislost reakční síly na vyosení – Varianta 2</i>	48
<i>Graf 18 Porovnání tlakového napětí – Varianta 1</i>	49
<i>Graf 19 Porovnání tahového napětí – Varianta 1</i>	49
<i>Graf 20 Porovnání tlakového napětí – Varianta 2</i>	50
<i>Graf 21 Porovnání tahového napětí – Varianta 2</i>	50

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Název	Jednotka
F	Síla	[N]
d, D	Průměr	[mm]
l, L	Délka	[mm]
Ra	Střední aritmetická hodnota drsnosti	[μm]
IT	Toleranční pole	[-]
CAD	Computer Aided Design	[-]
CAM	Computer Aided Manufacturing	[-]
FEM	Metoda konečných prvků (MKP)	[-]
CNC	Computer Numerical Control	[-]
SK	Slinutý karbid	[-]
CBN	Kubický nitrid boru	[-]
PKD	Polykrystalický diamant	[-]
HSS	Rychlořezná ocel	[-]
RC	Regulace Centricity	[-]
α_o	Ortogonální úhel hřbetu	[$^\circ$]
α_p	Zadní úhel hřbetu	[$^\circ$]
γ_o	Ortogonální úhel čela	[$^\circ$]
γ_p	Zadní úhel čela	[$^\circ$]
κ_r	Úhel nastavení hlavního ostří	[$^\circ$]
$\kappa_{r'}$	Úhel nastavení vedlejší ostří	[$^\circ$]
r_ϵ	Poloměr špičky	[mm]
r_n	Poloměr zaoblení ostří	[mm]
b_α	Fazetka	[mm]
σ	Mechanické napětí	[MPa]
ϵ	Poměrné délkové prodloužení	[-]
E	Modul pružnosti v tahu	[MPa]

1. Úvod do problematiky

V současné době se neustále zvyšují požadavky na kvalitu, produktivitu a ekonomičnost ve všech oblastech strojírenství. Tento trend neustále se zvyšujících požadavků se promítá i do výroby děr, která patří mezi nejstarší a nejrozšířenější výrobní operace. Trendem současnosti je vyrobit přesnou díru v požadované kvalitě v co možná nejkratším čase za použití minimálních nákladů. Pojem přesná díra není přesně definován, vždy záleží na její funkci a na aplikaci, pro kterou je díra určena. Nicméně pod pojmem přesná díra lze chápat díru, která má toleranční stupeň do IT8 a drsnost povrchu Ra nižší než 0,8 μm . Kvalitativních parametrů děr, které jsou dnes již běžně požadovány, však nedosáhneme klasickou technologií vrtání. V technické praxi je tak výroba přesných děr často zastoupena vystružováním. [1]

Hlavní podstatou vystružování je zvýšení kvality obrobeného povrchu, zlepšení geometrických úchylek tvaru a polohy a získání požadovaného rozměru děr. Tyto díry jsou předem vyhotoveny, a to předchozí operací vrtání, vyvrtávání, frézování, odlévání či dalšími metodami. Vystružováním se standardně dosahuje přesnosti rozměru IT6 – IT8 a drsnosti povrchu Ra 0,3-0,8 μm . Mezi parametry, které jsou nejvíce ovlivněny vystružováním, patří drsnost povrchu Ra a geometrické tolerance tvaru, a to kruhovitost a válcovitost. Tyto parametry jsou ovlivněny výběrem obráběcího stroje, řeznými podmínkami, nástrojem a jeho upnutím. Další parametry, které jsou pro díru také důležité, jako rovnoběžnost, kolmost a sousost, jsou vystružováním ovlivněny jen minimálně. Jejich výslednou hodnotu určují hlavně operace, které předcházejí před vystružováním, jako například vrtání. [1] [2]

Důležitou podmínkou při vystružování je zajištění stability řezného procesu, a tím minimalizaci rezonančních kmitů. Stabilita řezného procesu se projeví na hodnotách výsledné kruhovitosti a válcovitosti. Základním požadavkem je tedy celková tuhost soustavy stroj–nástroj–obrobek (dále jen S–N–O). Dalším požadavkem je co nejnižší hodnota radiálního házení upnutého nástroje, tu nejvíce ovlivňuje nástrojový upínač, a to tím, jak přesně dokáže nástroj upnout. Dalším parametrem ovlivňujícím výslednou přesnost konečného obrobku je přesnost polohování obráběcího stroje, tedy poloha řezného nástroje vůči obrobku. Jedná se tedy o kumulativní vlivy nepřesností technologické soustavy S–N–O [1] [3]

1.1. Cíle práce

V této diplomové práci je řešena problematika upínání a středění nástrojů pro výrobu přesných děr. Teoretická část práce má za cíl popsat obecný úvod do problematiky vystružování, konstrukční řešení vystružovacích nástrojů a obecnou geometrii vystružovacího nástroje. Velká část teoretické části práce je věnována úvodu do problematiky pasivních a aktivních systémů středění řezných nástrojů a následnému zhodnocení stávajících systémů zabývajících se středěním nástrojů.

Praktická část práce je zaměřena na studii vlivu typu upnutí a vyložení výstružníku na poddajnost systému upínač – nástroj. Studie je provedena na dvou nástrojových systémech vyvíjených společností FINAL Tools a.s.

Hlavním cílem praktické části je ověření chování dvou různých druhů nástrojových systémů zatěžovaných statickou silou, definovanou hodnotou vyosení, nebo krouticím momentem, pomocí FEM analýz. K těmto analýzám je použit výpočtový software Autodesk Nastran In-CAD a Siemens NX 11.0. Dílčími cíli práce bylo vytvoření CAD modelů soustavy upínač – nástroj s proměnným vyložení nástroje pro dva typy nástrojových systémů, dále FEM analýza nástrojových systémů v závislosti na jejich vyosení, případně silovém zatížení. Následně proběhlo ověření výsledků FEM analýzy vybraného nástrojového systému na fyzicky vyrobeném kusu při jeho statickém zatěžování. Poté porovnání výsledků FEM analýzy s naměřenými daty. A konečné zhodnocení dosažených výsledků a technicko-ekonomické zhodnocení.

2. Představení společnosti FINAL Tools a. s.

FINAL Tools a.s. je česká strojírenská firma s dlouholetou tradicí. Zabývá se vývojem, výrobou a prodejem moderních nástrojů pro vystružování, vyvrtávání a obrábění velmi přesných děr.

Počátky firmy FINAL Tools a.s. sahají do roku 1991, kdy byla založena firma FINAL. V roce 1997 došlo ke spojení s německou firmou HARTMETALL-WERKZEUGFABRIK ANDREAS MAIER, GmbH a firma na trhu působila pod jménem HAM-FINAL. V roce 2017 došlo ke změně ve vlastnické struktuře a z německo-české firmy se opět stala ryze česká firma pod jménem FINAL Tools. Původní firma FINAL se zabývala vývojem a výrobou nástrojů pro třískové obrábění přesných děr. Dobré výsledky vývojové práce byly dosaženy uplatněním dlouholetých praktických zkušeností v třískovém obrábění. Cílevědomé vývojové práce v oboru obrábění přesných děr byly oceněny udělením několika patentů potvrzujících originální řešení nástrojů nové generace. Vynikající úroveň těchto nástrojů a technická podpora otevřela cestu k jejich uplatnění v podnicích ŠKODA-Auto, VW, GM – OPEL, BOSCH, Aero, Latecoere, TRW, Embraco, ROTAX, RIETER, ale i v dalších firmách v Německu, Rakousku, Itálii, Španělsku, Francii, Polsku, Švédsku a jinde. [4]

Firma se nepřestala věnovat dalšímu vývoji. Rozšířila svoji vývojovou a výrobní základnu o nejmodernější stroje, zvýšila počet zaměstnanců a rozšířila technickou spolupráci s vysokými školami. V současnosti se firma zabývá především vývojem a výrobou nástrojů využívaných v automobilovém průmyslu a při výrobě hydraulických komponentů. [4]

Náplň činnosti firmy FINAL Tools a.s.

- výstružníky,
- výhrubníky,
- vyvrtávací nástroje,
- kombinované a tvarové nástroje,
- speciální nástroje na zakázku,
- nástrojové systémy pro CNC stroje,
- nástroje s řeznou částí z cermetu, PKD nebo CBN pro třískové obrábění,
- prodej SK vrtáků a fréz,
- poradenství v oblasti technologie obrábění.

3. Vystružování

Technologie vystružování je metoda třískového obrábění, která má za cíl zlepšení kvality obrobeného povrchu a dosažení předepsaných rozměrových a geometrických tolerancí. Vystružování se provádí u předem vyhotovených děr. Ty mohou být vyrobeny vrtáním, vyvrtáváním, frézováním, odléváním či jinými metodami. Vystružování lze tedy považovat za dokončovací operaci, avšak v případě velmi vysokých požadavků na kvalitu vyráběného otvoru mohou po vystružování následovat operace jako broušení, válečkování, honování apod.

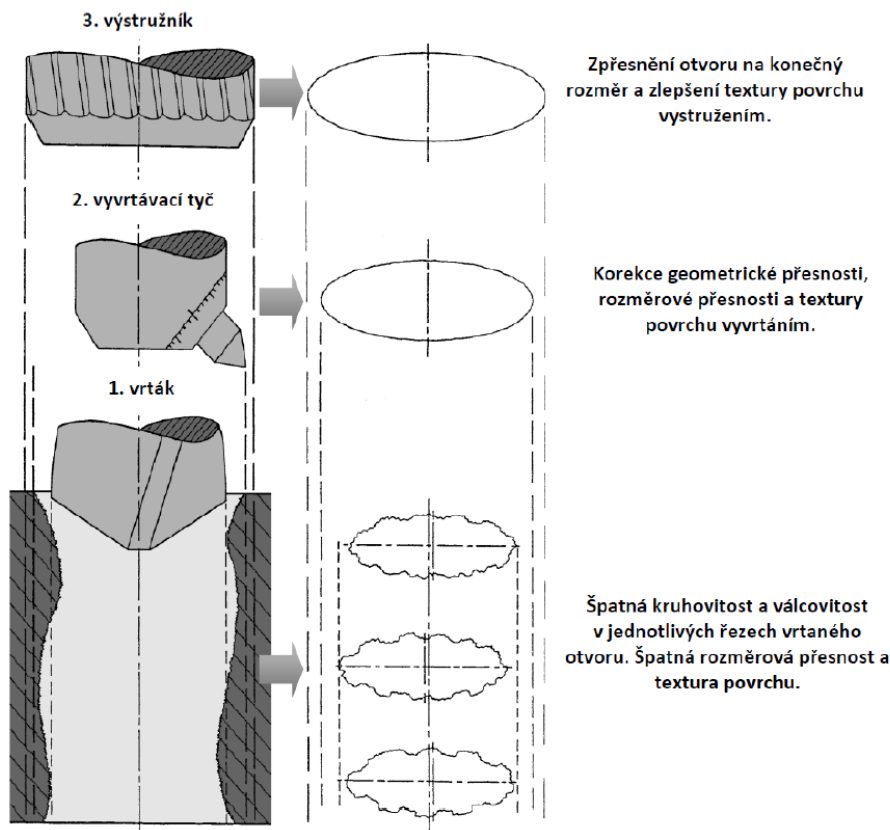
V běžné praxi se přírůstek na vystružování obvykle určuje podle vztahu (3.1). V případě, že by byl přírůstek na obrábění příliš malý, nástroj by materiál neodřezával, ale pouze vytlačoval. Vytvořená díra by tak neměla požadovaný kruhový průřez, rozměr ani požadovanou drsnost. Navíc by se také zhoršila životnost nástroje z důvodu většího opotřebení břitů výstružníku. [1] [2]

$$p = 0,1 + 0,005 \cdot D \text{ [mm]} \quad \text{vztah (3.1)}$$

Kde: **D** [mm] je jmenovitý průměr vystružované díry.

Při obecném postupu – vrtání, vyvrtávání a vystružování, dochází k postupnému zpřesňování otvoru na konečný rozměr a zlepšení drsnosti povrchu. Vystružováním však nedokážeme odstranit takové nepřesnosti, jako jsou nesouosost, nepřímost, nekruhovitost otvoru, nebo jeho špatná poloha vůči základnám, lze dosáhnout pouze rozměrové přesnosti a předepsané drsnosti povrchu viz obr. 1.

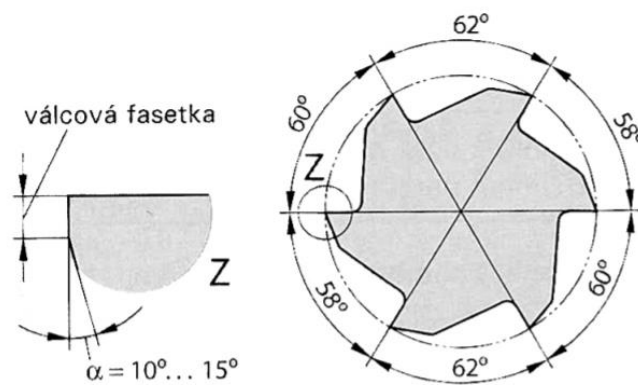
Při vystružování se používají analogické pohyby nástroje jako u vrtání. Hlavní řezný pohyb u vystružování je rotační a vykonává ho nástroj (výstružník), vedlejší pohyb (posuvový) vykonává rovněž nástroj, a to ve směru osy rotace. [1] [3] [5]



Obr. 1 Sled operací zlepšující kvalitativní parametry otvoru [1]

3.1. Nástroje pro vystružování

Nástroj používaný při vystružování je výstružník. Jedná se o vícebřítý nástroj, v některých případech může být i jednobřítý. Jednobřítý nástroj je tvořen jedním břitem a vodítky, které slouží k vedení nástroje v díře a k přenosu a rozkladu řezných sil vzniklých při procesu řezání a nedochází tak k vyosení nástroje. Jednobřité výstružníky s vodíci lištami dosahují vysoké kvality obrobeneho povrchu. U vícebřítých nástrojů je možné dosáhnout většího posuvu při obrábění, může však dojít k zaplnění zubové mezery třískou a následnému znehodnocení povrchu díry. Výstružníky mohou mít zuby přímé nebo ve šroubovici. U výstružníků s přímými zuby se využívá nerovnoměrné rozteče zubů, nedochází tak ke vzniku chvění při vystružování, to má za následek zlepšení kruhovitosti díry a zajištění vysoké kvality jejího povrchu viz obr. 2. U sudého počtu zubů na výstružníku jsou protilehlé zuby vždy pootočený o 180°, a to z důvodu možnosti měřit průměr výstružníku. Zuby ve šroubovici se používají pro houževnatější materiály a k obrábění děr s drážkami, aby byl výstružník v každé poloze dobře veden. [1] [3]



Obr. 2 Nerovnoměrná rozteč zubů výstružníku [1]

Výstružníky se standardně vyrábějí především z rychlořezné oceli (HSS) a slinutého karbidu (SK), který je ve většině případů opatřen PVD povlakem. V současné době s ohledem na své specifické vlastnosti vhodné pro vystružování se stále více využívají vysoce tvrdé řezné materiály jako Cermet, na břity nástroje, VBD, nebo celé vyměnitelné hlavy. Pro speciální aplikace a u těžkoobrobitelných materiálů se využívá kubického nitridu bóru (CBN) a polykrystalického diamantu (PKD). Řezná keramika se jako pracovní část řezného nástroje „prozatím“ nevyužívá především z důvodu její křehkosti a nevhodnosti použití při přerušovaném či částečně přerušovaném řezu. [1]

Ideální vlastnosti řezných materiálů pro vystružování:

- dostatečná tvrdost – zajišťuje odolnost proti opotřebení a plastické deformaci,
- dostatečná houževnatost – odolnost proti lomu,
- chemická odolnost – odolnost vůči oxidaci a difuzi,
- teplotní odolnost – odolnost proti zatížení teplotním šokem.

Výstružníky lze dělit podle několika hledisek viz tab. 1.

VYSTRUŽOVACÍ NÁSTROJE		
dle způsobu práce		
Strojní		
Ruční		
dle druhu upnutí		
Stopkové	s válcovou stopkou	
	s kuželovou stopkou	
Nástrčné		
dle konstrukce		
Pevné	monolitní	
	vystužovací hlavy	
	s břitovými destičkami	
Stavitelné		
Rozpínací		
dle tvaru obráběné plochy		
Válcové		
Kuželové		
tvarové		
dle počtu zubů		
Jednobřité		
Vícebřité		

Tab. 1 Rozdělení výstružníku podle několika hledisek

Podle způsobu práce se výstružníky dělí na strojní a ruční. Ruční výstružníky se používají k ručnímu vystružování pomocí vratidla. Vyznačují se delším řezným kuželem a delší vodící částí pro lepší vedení nástroje. Na konci stopky je čtyřhran pro snadné uchycení vratidla, kterým se ruční výstružník otáčí. U strojních výstružníků je řezný kužel i vodící část kratší, protože vedení přebírá vřeteno stroje. [1] [5]

Podle druhu upnutí rozlišujeme výstružníky stopkové a nástrčné. Stopkové výstružníky jsou upínané pomocí válcové stopky nebo kuželové stopky. Pro větší průměry se používají nástrčné výstružníky, které jsou konstruovány jako celé vystružovací hlavy a jsou upínány pomocí speciálního upínače nebo upínacího trnu. [1] [5]

Podle konstrukce dělíme výstružníky na pevné, stavitelné a rozpínací. Pevné výstružníky dále rozdělujeme na monolitní výstružníky, vystružovací hlavy a výstružníky s břitovými destičkami. Ty mohou být pájené/lepené nebo s mechanicky upnutými břity.

U monolitních nástrojů je řezná i upínací část zhotovena z jednoho materiálu. Používají se k vystružování menších průměrů. Nevýhodou je, že při poškození nástroje se musí celý vyměnit, což má za následek vysokou cenu nástroje.

Vystružovací hlavy se používají k vystružování větších průměrů. Po zničení hlavy, nebo dosažení její životnosti se nemusí měnit celý nástroj, ale vystružovací hlava, což se kladně projeví ve výsledných nákladech na nástroj.

Nástroje s pájenými/lepenými břitovými destičkami jsou velmi využívány. Při opotřebením nástroje se vyměňují pouze břitové destičky. Ty se připájí za pomoci korekčního mezičlenu, který zmírňuje napětí mezi nástrojem a destičkou, nebo se přilepí. Výhodou lepených břitových destiček je, že způsob uchycení neovlivňuje materiál těla nástroje. Stejně výhody nabízejí i výstružníky s mechanicky upnutými břity. Další výhodou mechanicky upnutých břitů je jejich velmi rychlá výměna.

Stavitelné výstružníky se používají převážně jako ruční výstružníky. Mají zuby vsazené do drážek a pomocí dvou stavitelných matic můžeme břity pohybovat v drážkách a měnit tak průměr výstružníku (zpravidla o 1–2 mm). Břity se nastavují pomocí kalibrových kroužků, které mají rozměr požadované díry.

Rozpínací výstružníky mají řeznou část dutou a mezi zuby jsou v podélném směru rozříznuté. Vtlačováním kuželového trnu nebo kuličky do kuželové díry dochází k roztažení výstružníku a tím zvětšení průměru. Rozpínací výstružníky se převážně používají při opravách a renovacích strojních dílů. [1] [5]

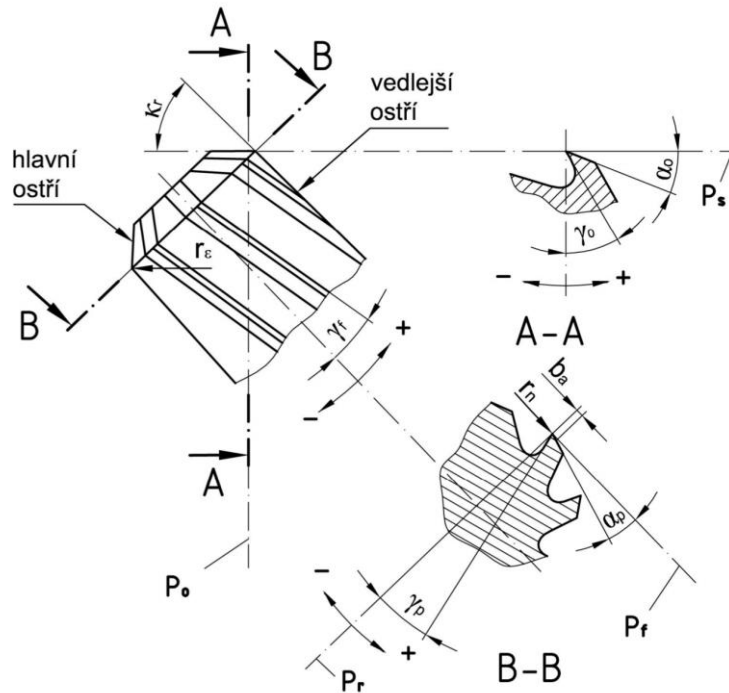
Podle obráběné plochy lze dělit výstružníky na válcové, kuželové nebo tvarové. Tvarové výstružníky jsou vyráběny na zakázku podle požadované tvarové plochy. Podobné je to se speciálními výstružníky, které zároveň vrtají a vystružují, případně mají více odstupňovaných průměrů či jiné úpravy. Kuželové výstružníky slouží k výrobě kuželových děr z předvrtaných válcových děr, nebo musí být otvor stupňovitě předvrtán. Používají se např. při výrobě otvorů pro kuželové kolíky, či otvory pro Morse kužely. U kuželových výstružníků je řezný kužel po celé délce řezné části. [1] [5]

Podle počtu zubů můžeme výstružníky dělit na jednobřité a vícebřité nástroje. Jednobřitý nástroj je tvořen jedním břitem a vodícími lištami, které slouží k vedení nástroje v díře a k přenosu a rozkladu řezných sil vzniklých při procesu řezání. Jednobřité výstružníky s vodícími lištami dosahují vysoké kvality obrobeneho povrchu. [1] [5]

3.2. Geometrie výstružníku

Geometrie výstružníku je jedním z důležitých parametrů ovlivňující řezný proces. Konkrétní geometrie a mikrogeometrie u vystružovacího nástroje je předmětem know-how každého výrobce. Základní geometrii lze uvést alespoň pomocí obecných pravidel.

Na obr. 3 je znázorněna obecná geometrie vystružovacího nástroje a jeho nástrojových úhlů v daných nástrojových rovinách. [1] [3]



Obr. 3 Obecná geometrie výstružníku [6]

Úhel čela γ_o (γ_f , γ_p) má největší vliv na řezný proces. Při zmenšujícím se úhlu čela (může být i záporný) se zvětšuje intenzita plastické deformace a roste tření mezi čelem nástroje a vznikající třískou. Se zvětšujícím se úhlem čela roste mechanické namáhání břitu, což může v krajním případě způsobit mechanické poškození břitu. [1]

Úhel hřbetu α_o (α_p) má vliv na polohu břitu vzhledem k ploše řezu a vzniku tření mezi hřbetem a plochou řezu. S klesajícím úhlem hřbetu roste styková plocha mezi hřbetem a odřezávaným materiálem, což vede k růstu tření a dochází k ovlivnění obrobenej plochy. [1]

Úhel nastavení hlavního ostří κ_r ovlivňuje polohu hlavního ostří vůči obrobku. Velikost úhlu určuje tvar jmenovitého průřezu třísky a udává poměr mezi posuvovou a pasivní silou. Se zvětšující se hodnotou κ_r roste jmenovitý průřez třísky a tím i velikost měrné řezné síly (k_c) a velikost měrného zatížení břitu. Zmenšováním úhlu κ_r roste pasivní složka řezné síly F_p . [1]

Úhel nastavení vedlejšího ostří κ_r' má podíl na výsledné drsnosti obrobenej povrchu – zmenšuje-li se, snižuje se drsnost obrobenej plochy. [1]

Poloměr špičky r_ϵ ovlivňuje velikost opotřebení břitu, drsnost obrobenej plochy a velikost pasivní síly. Při zvětšování poloměru špičky se zmenšuje drsnost obrobenej plochy a opotřebení břitu, avšak roste pasivní síla. [1]

Poloměr zaoblení ostří r_n určuje minimální tloušťku odebírané třísky h_{min} . Se zmenšením poloměru zaoblení ostří se zmenší i minimální možná tloušťka třísky. [1]

Fazetka b_a je válcová ploška, která napomáhá k vedení nástroje v otvoru. [1] [5]

4. Rozbor současného stavu z hlediska následného řešení

Na výsledné hodnoty kruhovitosti, válcovitosti a drsnosti povrchu má mimo řezných podmínek a řezného prostředí zásadní vliv stabilita řezného procesu a s tím spojená tuhost soustavy S–N–O. Důležitou podmínkou při vystružování je minimalizace samobuzeného kmitání. Stabilita řezného procesu se projeví na hodnotách výsledné kruhovitosti a válcovitosti. Základním požadavkem je tedy celková tuhost soustavy S–N–O, přesnost upínacích systémů a také přesnost polohování obráběcího stroje.[2]

Tato diplomová práce je zaměřena pouze na vlivy ovlivňující výslednou přesnost vystružování z hlediska polohy nástroje vůči vystružované díře a jeho tuhosti a poddajnosti.

4.1. Vlivy ovlivňující přesnost polohování

Přesnost obrobení konečného obrobku závisí mimo jiné na přesnosti polohování obráběcího stroje, tedy na poloze řezného nástroje vůči obrobku a přesnosti opakovatelného najetí nástroje do požadovaného bodu. Jedná se tedy o kumulativní vlivy nepřesností technologické soustavy S–N–O. [2]

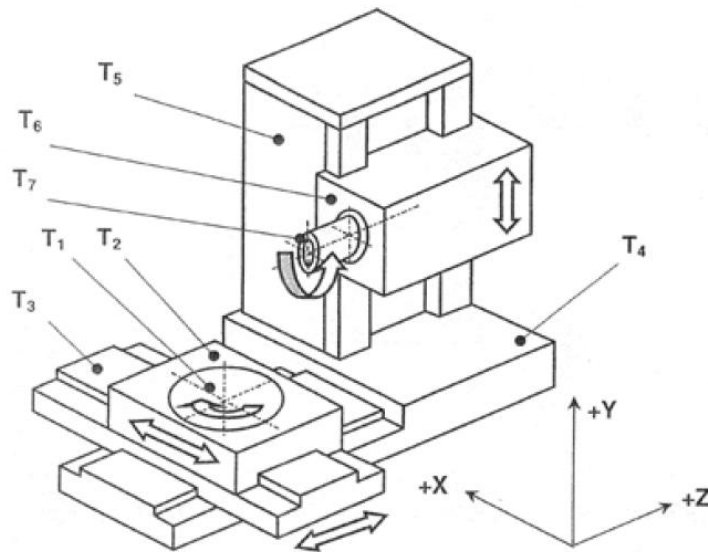
Jedním z hlavních zdrojů nepřesností obráběcího stroje je radiální házení upnutého nástroje, to nejvíce ovlivňuje nástrojový upínač, a to tím, jak přesně dokáže nástroj upnout. Hodnota radiálního házení je pak dána odchylkou osy otáčení vřetene od osy otáčení nástroje. Systémy pro středění řezných nástrojů, které jsou schopny seřizovat míru excentricity (házivosti) až do jednotek mikrometrů, budou popsány v následující kapitole. [7]

Dalšími vlivy jsou nepřesnosti základních částí nosného systému stroje. Příčinou nepřesností je statická a dynamická poddajnost základních částí nosného systému stroje. Mezi tyto části patří stojany, příčníky, ramena, suporty, stoly a tělesa vřeteníku. Vlivem poddajnosti dohází (pod vlivem zatížení) k deformaci základních částí rámu a tím ke změně polohy počátku souřadnicového systému. [7]

Dalším vlivem je nepřesnost vodících systémů. Jedná se o nepřesnosti vedení pohyblivých uzlů, které jsou způsobeny lineárním přemístěním a úhlovou deformací – naklopením vlivem poddajnosti kluzného vedení, valivého vedení, případně vedení hydrostatických a dalších. V součtu nepřesností může dojít k nepřesnému najetí stroje v rádech mikrometrů (v některých případech i v rádech setin milimetru) a nelze tak zajistit dokonalou souosost předvrtané díry a obráběcího nástroje. Tato skutečnost zhoršuje přesnost výroby a vede i k předčasnému opotřebení obráběcího nástroje. [7]

Mezi další vlivy ovlivňující přesnost polohování řadíme: deformace obrobku vyvolané řeznými silami nebo vlastní tíhou obrobku, případně nepřesnosti upnutí obrobku. Dále nepřesnosti řízení stroje spojené s programováním, interpolací. Nepřesnosti transformačních mechanismů v pohonech, resp. servopohonech strojů vlivem deformace od osových sil a krouticích momentů, házení, vůle atd. Důležité jsou také nepřesnosti vzniklé od teplotní deformace. [7]

Výše uvedený přehled je pouze částečný a je i mnoho dalších faktorů, které ovlivňují výslednou přesnost polohování obráběcího stroje. Je však zřejmé, že mezi nejdůležitější vlivy patří radiální házení upnutého nástroje, celková tuhost stroje a jeho částí a v neposlední řadě přesnost vodících systémů a jednotlivých pohyblivých uzlů. Na následujícím modelu obráběcího centra (obr. 4.) jsou uvedeny různé zdroje nepřesností ovlivňující přesnost a tuhost soustavy S–N–O. [7]



Obr. 4 Zjednodušený model obráběcího centra [7]

i	T _i	Zdroje nepřesností
0	Obrobek	Nepřesnosti upnutí Deformace od řezných sil
1	Otočný stůl	Nepřesnosti indexovacího zařízení Stykové deformace kruhového vedení, resp. deformace ložisek
2	Křížový stůl-horní část	Deformace vedení horní části křížového stolu Nepřesnosti servopohonu příčného posuvu Nepřesnosti odměřovacího zařízení Nepřesnosti řízení
3	Křížový stůl-spodní část	Deformace vedení spodní části křížového stolu Nepřesnosti servopohonu podélného posuvu Nepřesnosti odměřovacího zařízení Nepřesnosti řízení
4	Lože	Deformace od řezných odporů Ohybové a torzní deformace od řezných sil a odporů Kmitání Teplotní deformace
5	Stojan	Stykové deformace spojení stojanu s ložem Ohybové a torzní deformace od řezných sil a odporů Kmitání Teplotní deformace
6	Vřeteník	Deformace vedení Nepřesnosti servopohonu svislého posuvu Nepřesnosti odměřovacího zařízení Nepřesnosti řízení
7	Vřeteno	Nepřesnosti nástroje Nepřesnosti skupiny vřeteno-ložiska

Tab. 2 Zdroje nepřesností obráběcího centra [7]

5. Systémy středění řezných nástrojů

Na systém upínač – nástroj lze pohlížet z mnoha různých pohledů. Pro získání dané přesnosti, kruhovitosti a válcovitosti je však důležitý pohled z hlediska vystředění řezného nástroje. Z hlediska středění nástrojů lze upínače rozdělit na aktivní a pasivní. Pasivní systémy mají jasně danou přesnost upnutí nástroje, která vychází z konstrukce upínače. Výrobci upínacích systémů obvykle udávají přesnost upnutí jako maximální obvodovou házivost nástroje. Pasivní systémy tedy nástroj vystředí, ale jen na určitou hodnotu, kterou již není možné dále ovlivnit. Mezi pasivní systémy středění nástrojů patří upínače Weldon, kleštinové upínače, hydraulické, tepelné a silově deformační upínače. Velikost maximální házivosti nástrojů je mnohdy v řádech mikrometrů. Avšak tato házivost je většinou měřena ve vzdálenosti 2,5 D od čela upínače, a ne v oblasti řezného břitu nástroje. S rostoucí délkou nástroje tak přímo úměrně roste i hodnota radiální házivosti řezné části nástroje. V tab. 3 je uvedena házivost nástroje pro jednotlivé pasivní systémy upínání. [2] [8]

Typ upínače	Weldon	Kleštinový	Hydraulický	Tepelný	Silově deformační
Házivost	15-20 μm	10-20 μm	$\leq 3 \mu\text{m}^*$	$\leq 3 \mu\text{m}^{**}$	$\leq 3 \mu\text{m}^*$

* Měřeno ve vzdálenosti 2,5 D od čela upínače

** Měřeno v upínacím průměru

Tab. 3 Hodnoty obvodového házení jednotlivých upínacích systémů [6]

Aktivní systémy středění nástrojů vycházejí z pasivních systémů, přidávají však možnost seřizovat míru excentricity (házení) až do jednotek mikrometrů, a to v oblasti řezných břítů nástroje téměř pro libovolnou délku vyložení nástroje. Častou funkcí aktivních systémů středění nástrojů je regulace excentricity upnutého nástroje, ta je nejčastěji řešena za pomoci přidání vyrovnávací části, na jejímž obvodu jsou umístěné stavěcí šrouby umožňující seřízení radiálního házení. Další možnou funkcí je mimo házení nástroje i kompenzace axiálního a úhlového posuvu osy nástroje vůči ose otvoru či kompenzace odchylky a chyby najetí nástroje. K tomu slouží tzv. plovoucí princip upnutí nástroje, případně autocentrovací držáky nástroje. Plovoucí držák nástroje se používá převážně tam, kde dochází k nesouososti mezi řezným nástrojem a vřetenem stroje. Zejména při operacích vystružování, kde by měl výstružník sledovat předem vyvrtaný otvor a neměl by být ovlivňován polohou vřetena. Plovoucí držák tedy udržuje zarovnání výstružníku s předem vyvrtaným otvorem tak, aby se zabránilo vytváření oválných, zvonovitých a kuželových otvorů. [2] [8]

5.1. Historie v oblasti aktivních systémů středění nástrojů

Problematické středění nástrojů se jednotliví výrobci věnují již delší dobu. Již v roce 1933 si Lewis Skeel nechal patentovat tzv. Floating tool (plovoucí nástroj). Patent spočíval v uložení dřívku nástroje do upínací objímky s předepsanou vůlí. Nástroj byl v objímce zajištěn pomocí speciálního čepu, který zajišťoval bodový dotyk mezi čepem a dřívkem. Díky vůli mezi objímkou a dřívkem nástroje a bodovým dotykem mezi dřívkem a čepem měl nástroj možnost radiálního a úhlového posuvu. Patenty vyvíjené v dalších letech byly mnohdy propracovanější a zaměřené na konkrétní výrobní nástroje, avšak základní principy vycházely z tohoto patentu z roku 1933. [9]

Jedním z takových patentů je patent z roku 1954. Vynález se týká plovoucího držáku nástroje (obr. 5), který je schopen vyrovnat jak radiální pohyb, tak i úhlové posunutí nástroje vzhledem k vřetenu stroje. Zadní konec držáku (pozice 1) je válcového tvaru a zapadá do upínače (pozice 9) s dostatečnou vůlí, aby se přizpůsobil maximálnímu úhlovému a radiálnímu posunutí. Možnost axiálního naklopení je zajištěna díky bodovému kontaktu mezi dvěma na sebe kolmými čepy (pozice 11, pozice 12). Hmotnost sestavy držáku je zcela nebo částečně přenesena na zadní konec držáku za pomoci předepnuté pružiny (pozice 17). A proto reakční síly na konci nástroje vzniklé při vyosení budou zanedbatelné nebo při nejmenším mnohem menší, než když nebude vyvíjen žádný vyvažovací vliv. [10]

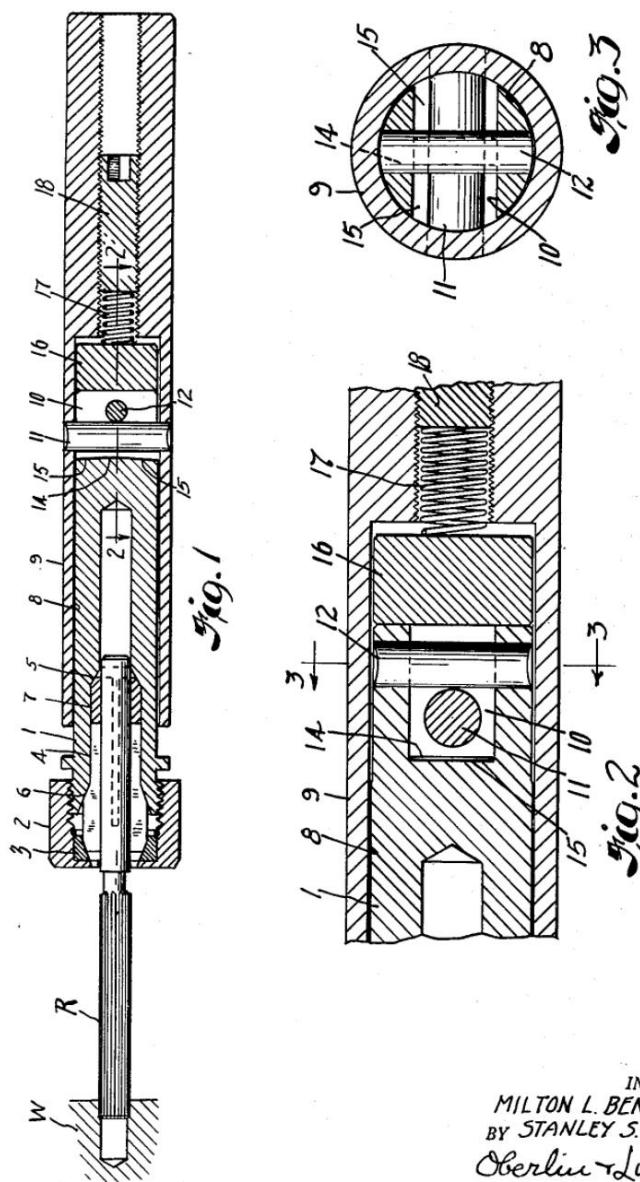
Aug. 19, 1958

M. L. BENJAMIN ET AL

2,848,239

FLOATING TOOL HOLDER

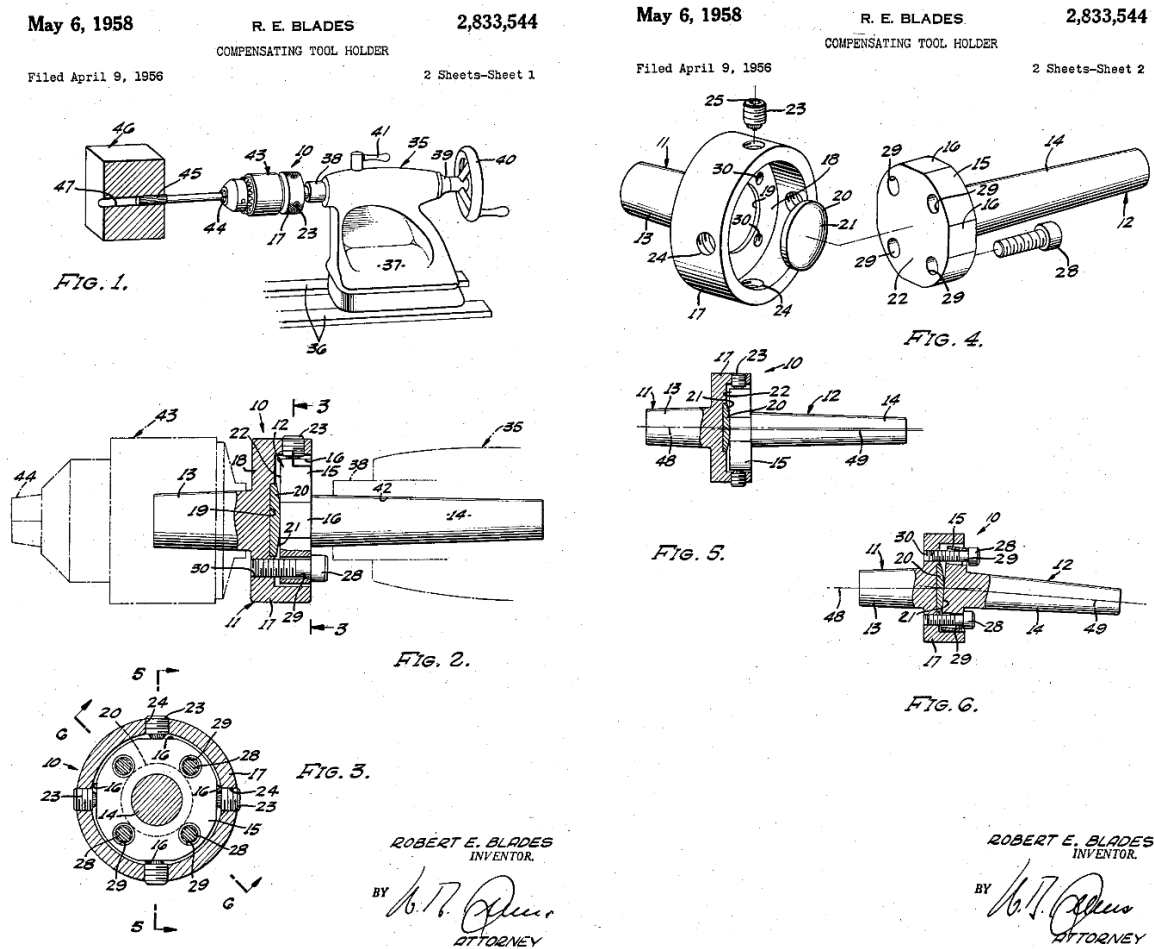
Filed Nov. 18, 1954



INVENTORS
MILTON L. BENJAMIN AND
BY STANLEY S. BENJAMIN.
Oberlin & Limbach
ATTORNEYS.

Obr. 5 Plovoucí držák nástroje [10]

V roce 1956 si Robert E. Blades nechal patentovat upínací systém pod názvem Compensating tool holder (Kompenzační nástrojový držák) (obr. 6). Princip patentu spočívá v regulaci centricity nástroje přidáním vyrovnávací části k držáku (pozice 10). Po obvodu této vyrovnávací části jsou umístěny čtyři stavěcí šrouby (pozice 23) dosedající na zbroušené plošky na přírubě (pozice 15), které umožňují seřízení radiálního házení. Možnost úhlové nastavení osy se provádí pomocí podložky s kulovým vrchlíkem (pozice 20) a čtyř seřizovacích šroubů (pozice 28) rovnoběžných s osou otáčení. V době, kdy byl tento kompenzační nástrojový držák navržen, nedosahovaly stroje takových přesností, jako v dnešní době. Kompenzační držák řešil regulaci nepřesností vzniklých především opotřebením stroje nebo jeho lehkým poškozením. [11]



Obr. 6 Kompenzační nástrojový držák [11]

V současné době mají firmy zabývající se problematikou středění nástrojů pro vystružování mnohem sofistikovanější systémy, avšak základní princip vychází z patentů popsaných výše.

5.2. Přehled současné úrovně techniky v oblasti aktivních systémů středění nástrojů

V následujícím textu jsou uvedeni přední světoví výrobci zaměřující se zejména na výrobu přesných děr vystružováním a zabývající se výrobou nástrojových systémů a upínačů založených na principu aktivního středění nástrojů. Popis dále zmíněných technických řešení systémů pro středění nástrojů je zároveň rozbohem a přehledem aktuálně nabízených upínacích systémů aktivního středění nástrojů pro vystružování.

5.2.1. DIHART

Švýcarská společnost DIHART, která je součástí skupiny KOMET GROUP, jenž je od roku 2017 součástí skupiny CERATIZIT GROUP, se zaměřuje na vysoce precizní vystružovací nástroje a výstružníky pro dokončování a jemné vnitřní obrábění. Současně se věnuje vyrovnávacím nástrojovým držákům pro vystružování. Kromě statických vyrovnávacích systémů KOMET DIHART DAH® a KOMET DIHART DAH® 50 HS nabízí i dynamický vyrovnávací systém KOMET DIHART® DPS, který je založen na plovoucím principu upnutí nástroje. [12]

KOMET DIHART DAH®

Tento nástrojový držák je vhodný pro snadnou korekci nesouososti nástroje a vřetena stroje a tím vzniklého házení. Výrobce nabízí více druhů pro upnutí držáku do vřetena (HSK, ABS, MAS, SK DIN 69871). Hlavní částí vyrovnávacího držáku je nastavovací kroužek a závitový kolík. Před samotnou korekcí je nástroj připevněn a rovnoměrně předepnut k upínací pomoci 6 montážních šroubů na čele upínače. Nastavování spočívá v natočení nastavovacího kroužku spolu se závitovým kolíkem do místa, kde byla změřena největší házivost. Zašroubováním kolíku o polovinu změřené házivosti se provede korekce. Tento postup se opakuje, dokud nebude výsledná házivost $< 5 \mu\text{m}$. Po korekci házivosti jsou utaženy montážní šrouby daným utahovacím momentem. [12]



Obr. 7 Vyrovnávací držák Komet Dihart DAH [12]

KOMET DIHART DAH® 50 HS

Na rozdíl od předchozího řešení je hydro-plastický upínač integrován přímo do vyrovnávacího držáku. To znamená méně styčných ploch, což snižuje pravděpodobnost výskytu chyb. Čtyři nastavitelné šrouby umožňují přesné a rychlé nastavení soustřednosti výstružníků s více břity. Toto řešení nabízí seřízení házení až do hodnoty $< 1 \mu\text{m}$. Systém umožňuje rychlosti až do 25 000 ot/min a je vhodný pro použití obrábění s minimálním množstvím mazání. [12]



Obr. 8 Vyrovnávací držák Komet Dihart DAH 50 HS [12]

KOMET DIHART® DPS

Jedná se o nástrojový držák pro stacionární nástroje (použití na soustruzích). Upínač je založen na tzv. plovoucím principu upnutí, při kterém je nástroj volně veden do obráběné díry a je kompenzováno radiální a úhlové posunutí. Tím se zaručují optimální výsledky obrábění s vysokými reznými rychlostmi a dlouhou životností nástroje. Nástrojový systém umožňuje centrální přívod mazací a chladicí kapaliny a použití je vhodné zejména pro vysokorychlostní vystružování. Držák dokáže kompenzovat úhlovou odchylku 30' a radiální posunutí do hodnoty 0,08 mm. [12]



Obr. 9 Plovoucí držák Komet Dihart DPS [12]

5.2.2. DIATOOOL

DIATOOOL je německá firma založená roku 1997 se zaměřením především na vystružování. Mezi nástroje, které firma nabízí patří monolitní výstružníky, vystružovací hlavy, rezné kroužky a speciální výstružníky. V nabídce firmy jsou také dva typy upínačů zaměřených na středění nástroje. Jedná se o kompenzační držák určený především ke korekci házení a plovoucí držák s Roll-technologií. [13]

DIATOOOL Kompenzační držák

Držák je nabízený pro různé typy upnutí (HSK, SK, CAT, MAS/BT). Upínání nástroje je zajištěno pomocí Weldon upínače, ale může být nahrazen i hydraulickým upínáním. Držák obsahuje systém pro vnitřní přívod chladicí kapaliny. Nastavování se provádí obdobně jako u předchozího kompenzačního držáku za pomoci nastavovacího kroužku, několika nastavovacích šroubů a číselníkového úchylkoměru. Mezi výhody tak patří eliminace radiálního házení nástroje a tím vysoká kvalita vystružené díry a také prodloužení životnosti nástroje. [13]



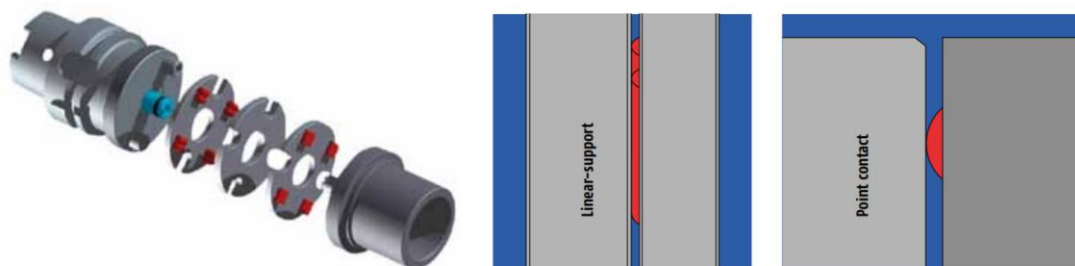
Obr. 10 Kompenzační držák Diatool [13]

DIATool Plovoucí držák s Roll technologií

Tento držák je určen především pro vysoce výkonné výstružníky pro vysoké otáčky a posuvy. Dokáže kompenzovat radiální výchylky od 0,01 do 2 mm (v závislosti na velikosti držáku). Výhodou je vnitřní přívod chladicí kapaliny o tlaku až 80 barů. Roll technologie je založena na rolování válečků po styčných plochách držáku a tím je umožněn pohyb držáku v radiálním směru (obr. 11). Díky válečkům vzniká lineární podpora ve srovnání s bodovou podporou u technologie kuliček. V důsledku toho dochází k menšímu opotřebení a je také zapotřebí menší síly k odklonění nástroje. [13]



Obr. 11 Plovoucí držák s Roll technologií [13]



Obr. 12 Princip Roll technologie [13]

5.2.3. MAPAL

Firma MAPAL byla založena již v roce 1950 v Německu. V roce 1954 se firma podílela na získání italského patentu na jednobřítý výstružník. Od začátku fungování firmy byl důraz kladen především na výrobu přesných děr. V dnešní době již MAPAL nabízí nástroje pro hrubování, frézování, soustružení a také upínací systémy. V oblasti vystružování firma nabízí jednobřité výstružníky s vodicími lištami, vícebřité výstružníky, vyměnitelné vystružovací hlavy, řešení pro vystružování velkých průměrů či stavitelné řezné kroužky. Ty jsou schopny dosáhnout výsledné tolerance IT7 a menší, další výhodou je snadná manipulace při nastavování řezných kroužků a možnost použití v kombinaci s různými držáky. Dají se použít pro vysokorychlostní obrábění a jsou schopny obrábět průměry přes 300 mm. V oblasti středění vystružovacích nástrojů se firma MAPAL zaměřuje především na širokou nabídku plovoucích držáků. [14]

Plovoucí držáky MAPAL

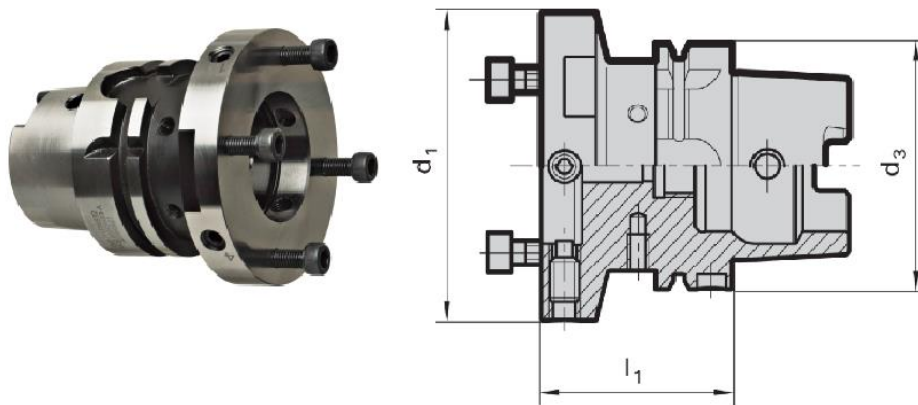
Výrobce nabízí několik druhů plovoucích držáků pro velké množství upínacích systémů. Základním typem je plovoucí držák kompenzující radiální a úhlový posun mezi osou nástroje a otvory, které mají být obráběny. Dalším typem jsou samostatně nastavitelné plovoucí držáky pro optimalizaci účinnosti na soustružích a vícevřetenových strojích, které využívají všechny výhody technologie plovoucího držáku, avšak umožňují ruční nastavení nástrojů ve stroji, které nejsou vycentrovány nebo nejsou rovnoběžné s osou vřetena. Chyby jsou částečně kompenzovány ještě před začátkem obrábění, čímž je zajištěna vyšší životnost nástrojů. Poslední řešením firmy MAPAL je plovoucí držák pro vícebřité výstružníky. Jednou z častých nevýhod plovoucích držáků ve spojení s vícebřítými výstružníky je začátek řezného procesu a navedení výstružníku do díry (na začátku otvoru musí být nejprve velmi nízká řezná rychlost vzhledem k silám působícím na výstružník při zavádění do otvoru – až po obrábění několika prvních milimetrů je možné zvýšit rychlost na požadovanou v závislosti na materiálu a podmínkách stroje). Tento nedostatek řeší mechanismus uvnitř plovoucích držáků MAPAL pro vícebřité výstružníky, takže směr kompenzace a potřebná síla pro vychýlení je optimální pro určitý rozsah průměrů nástrojů používaných v držáku. Toto přesné přizpůsobení je zvláště důležité na začátku řezu a umožňuje použití vysoké řezné rychlosti i při zahájení operace vystružování. Mezi další výhody plovoucích držáků firmy MAPAL patří možnost přívodu chladicí kapaliny ve třech různých variantách. Prvním typem je centrální přívod chladicí kapaliny, dále přívod přes boční otvor a posledním typem je boční přívod přes otočný kroužek. [14]



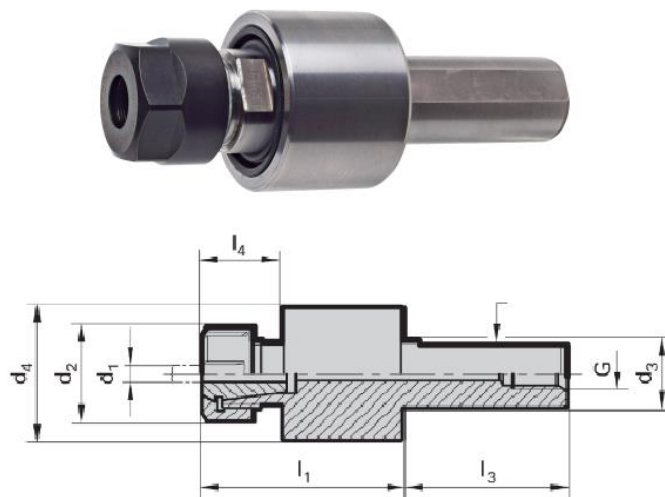
Obr. 13 Plovoucí držáky MAPAL [14]

5.2.4. GÜHRING

Firma GÜHRING se řadí mezi další německé prosperující firmy s dlouhou tradicí. Výrobce nabízí především nástroje pro výrobu vnitřních rotačních ploch jako jsou vrtáky, záhlubníky, výstružníky a závitníky. Kromě nástrojů se firma zabývá i výrobou nástrojových držáků, a to i držáků pro dokončovací operace jako je vystružování. Mezi tyto držáky se řadí držáky pro středění rezných nástrojů, zejména pro regulaci radiálního házení a dále pak držáky založené na plovoucím principu. Oba typy držáků vycházejí z obdobného technického řešení, které bylo zmiňováno již u předchozích výrobců. Držáky přinášejí i podobné výhody v podobě vnitřního přívodu chladicí kapaliny, možnost použití různého typu upnutí, prodloužení životnosti nástrojů, zlepšení kvality obrobeneho povrchu a další. [15]



Obr. 14 Vyrovnávací držák Gühring [15]



Obr. 15 Plovoucí držák Gühring [15]

Tato část práce byla zaměřena na popis základní principů fungování aktivních systémů středění nástrojů a představení největších světových výrobců zabývajících se vystružováním, a především systémům upínání a středění rezných nástrojů. Mezi další světové výrobce v oblasti vystružování se řadí SECO, BECK, ISCAR, SANDVIK, avšak tito výrobci se nezaměřují na nabídku aktivních systémů středění nástrojů pro vystružování. Následující text je věnován přednímu českému výrobcí FINAL-Tools a.s., který se věnuje vystružování a systémům středění nástrojů. Současně je i na nástrojové systémy tohoto výrobce zaměřena praktická část diplomové práce.

5.2.5. FINAL-Tools

Představení společnosti FINAL-Tools a.s. již bylo zmíněno v úvodu práce. Následující část je tedy věnována nástrojovým systémům a upínačům pro vystružování přesných děr, které fungují na principu aktivního středění nástroje.

Nástrojový systém HAM-FINAL RC

Tento nástrojový systém je určený pro efektivní vystružování velmi přesných děr od $\varnothing 2,9$ do $\varnothing 21,1$ mm ve stupnici přesnosti IT7. Používá se především na strojích, kde rotuje nástroj a které mají dostatečnou tuhost a přesnost vřetene, jako jsou CNC obráběcí centra. Systém je tvořen upínací hlavici (upínací kužel DIN 69871, HSK kužel a další) a přírubou pro seřízení souososti a radiálního házení čelního výstružníku. Příruba může být k upnutí výstružníku opatřena kleštinou a převlečnou maticí, případně hydraulickým upínačem pro pevnější a přesnější upnutí. Nástrojový systém umožňuje velmi snadné seřízení radiální házivosti přímo v řezné části upnutého nástroje vzhledem k ose otáčení vřetene stroje, a to do hodnoty 0,005 mm. Seřízení se provádí čtyřmi odtlačovacími šrouby po obvodu nástroje, které dosedají na zbrošené plošky na přírubě. Při seřizování musí být stahovací šrouby, které spojují přírubu s upínací hlavici, lehce povoleny, aby byl zajištěn pohyb příruby vůči upínací hlavici. Následným otáčením nástroje o 360° se na číselníkovém úchylkoměru určí hodnota maximální a minimální výchylky házivosti. Dotahováním příslušných odtlačovacích šroubů je nastavena ručička úchylkoměru do nuly a tím je i eliminována házivost výstružníku. Po seřízení musí být následně všechny stahovací a přesouvací šrouby napevno dotaheny. [16]



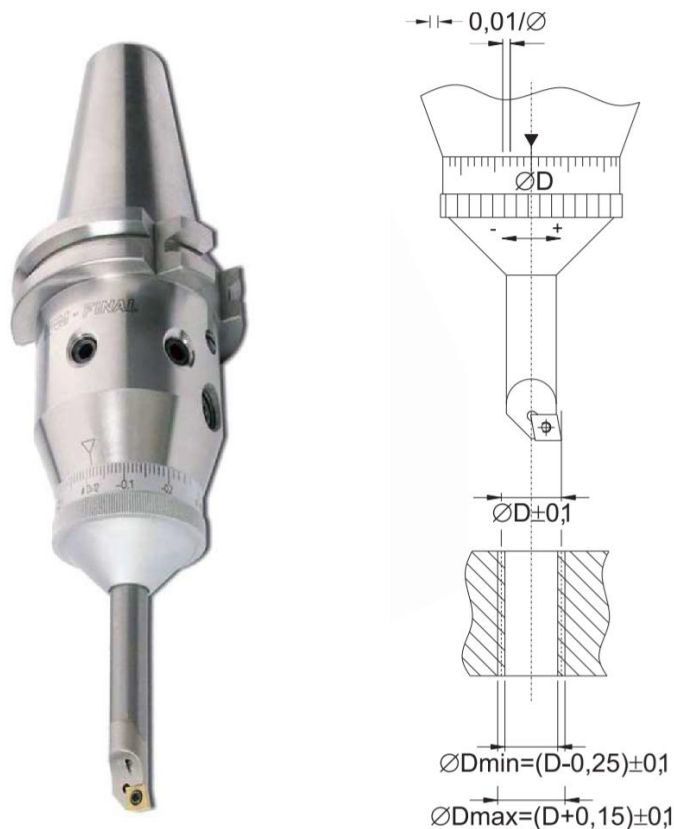
Obr. 16 Nástrojový systém HAM-FINAL RC [16]



Obr. 17 HAM-FINAL RC s použitím HSK kužele a hydraulického upínače

Vyvrťovací jednotka HAM-FINAL NGV

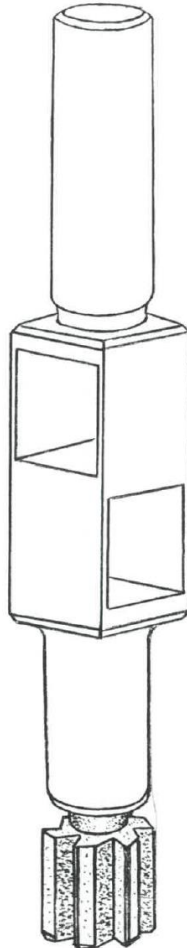
Nová generace vyvrťovacích nástrojů je určena především pro vyvrťování předpracovaných děr až do stupně přesnosti IT6. To v mnoha případech nahradí vystružování a přináší tak úsporu času a nákladů spojených s operací vystružování, která by jinak následovala. Konstrukce vyvrťovacího nástroje vyniká snadným, a přitom velmi přesným nastavením požadovaného průměru při zachování všech vlastností, které jsou s jednobřitým vyvrťáváním spojeny. Vyvrťovací jednotka obsahuje excentrický upínač, do kterého je upnuta vyvrťovací tyč s VBD. Pro konkrétní průměr díry je vždy určena jedna vyvrťovací tyč, přičemž otáčením vyvrťovací tyče podle vyznačené stupnice lze nastavit břit na konečný průměr D. Stupnice je rozdělena po 0,01 mm/Ø a interpolací lze doladit břit s přesností 3-5 µm na konečný průměr vyvrťované díry. Vysoká tuhost jednotlivých vyvrťovacích tyčí a přívod chladicího média středem nástroje zajišťuje dokonalé chlazení a odvod třísek z místa řezu, což umožňuje použití vysokých řezných rychlostí. Další výhodou je také snadná obsluha a rychlé seřízení nástroje. [16]



Obr. 18 Vyvrťovací jednotka HAM-FINAL NGV [16]

Autocentrovací držák vystružovací hlavice

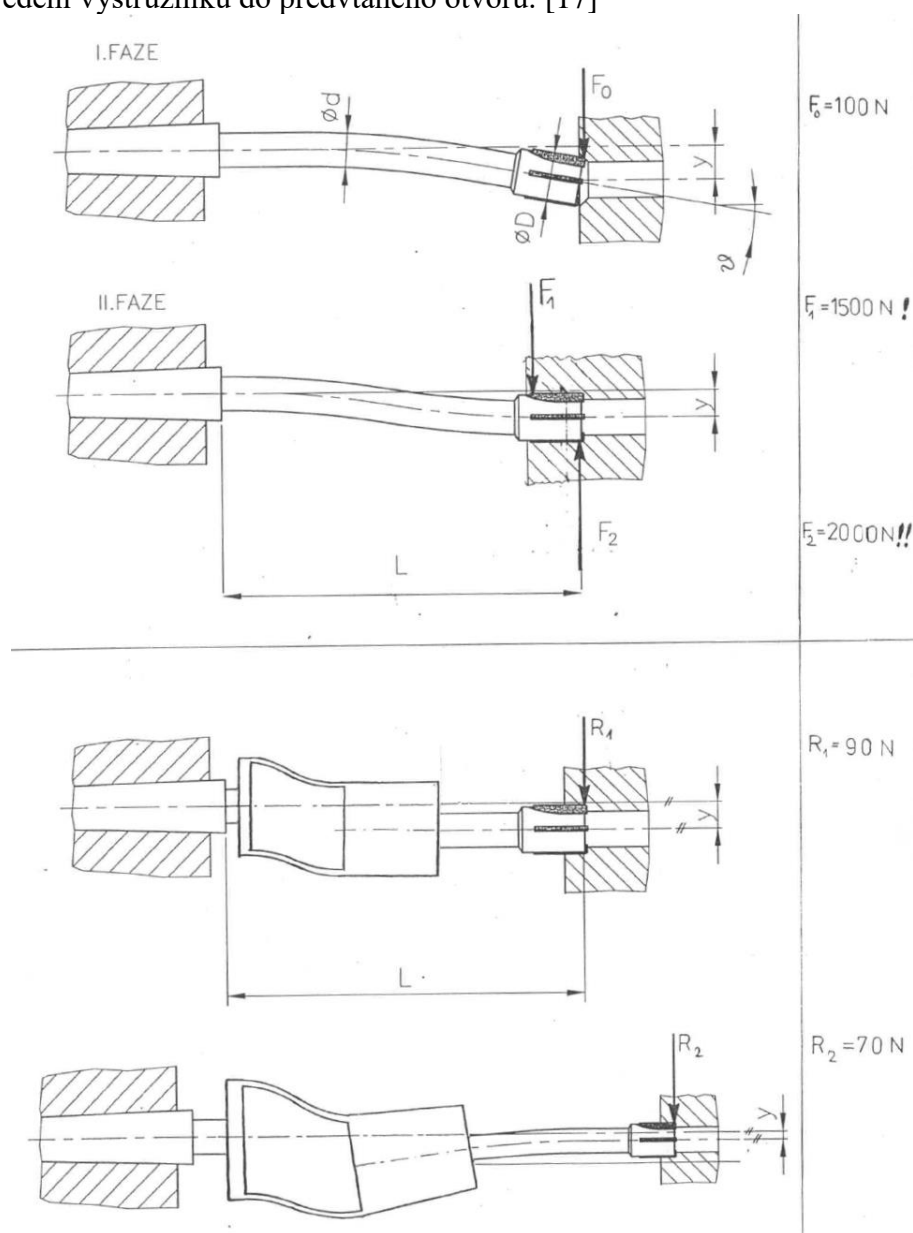
Nástroj pro autocentrování vystružování se skládá z upínací a obráběcí části, která je opatřena alespoň jedním rezným břitem a alespoň dvěma obvodově rozmístěnými podélně vodícími fazetkami. Obráběcí část je pak spojena s upínací částí torzně a vzpěrně tuhou, a přitom radiálně poddajnou spojkovou částí. Na obr. 19 je znázorněn prototyp autocentrovacího držáku společnosti FINAL-Tools. Spojková část tohoto držáku obsahuje vzpěrnou lamelu a protilehlou vzpěrnou lamelu, které spojují upínací část s plovoucím mezičlenem. Na plovoucí mezičlen navazují dvě protilehlé vzpěrné lamely, avšak pootočené o 90°. Obě lamely jsou pak napojeny na držák obráběcí části. Tento držák tedy funguje na principu radiálně poddajné spojkové části a tím možnému automatickému vycentrování nástroje při nesouososti předvrtané díry a osy obráběcího nástroje. Takto navržený nástroj je vhodný především jako stacionární, to znamená při použití například na soustruzích, tedy tam, kde rotační pohyb vykonává obrobek. **Na základě tohoto základního prototypu autocentrovacího držáku jsou založeny další technické varianty a autocentrovací držáky, které jsou však předmětem know-how společnosti FINAL-Tools a.s. [17]**



Obr. 19 Prototyp autocentrovacího držáku vystružovací hlavice [17]

Jak již bylo zmíněno, nedokonalá souosost předvrtané díry a obráběcího nástroje má za příčinu zhoršení přesnosti výroby a také rychlejší opotřebení nástroje. Obdobné problémy přináší i nesouosost rezné části nástroje s osou jeho rotace. K odstranění těchto nesouosostí se obvykle používají výstružníky s prodlouženým dříkem, který je díky velkému vyložení relativně ohebný. Toto řešení má však hned několik nevýhod. Jednou z nich je právě nutnost velkého vyložení nástroje, které komplikuje uložení nástroje u obráběcích center

s automatickou výměnou nástrojů, v některých případech může dokonce překážet ostatním nástrojům. Další nevýhodou je zvýšení torzní pružnosti vzhledem k velkému vyložení a tím možnému vzniku nežádoucích vibrací spojených s nepravidelností záběru řezných břitů, což vede ke snížení životnosti nástroje a zhoršení jakosti výsledného povrchu. Významnou nevýhodou při používání výstružníků s prodlouženým dříkem je i jeho ohyb v momentě, kdy řezná část nástroje vniká do předvrtané díry. Díky silám působícím na nástroj při středění nástroje do díry vniká řezná část do předvrtané díry šikmo. To má za důsledek nejen zhoršení geometrické přesnosti a zejména u hlubších děr, kde přechází prostý ohyb ve zdvojený esovitý, dochází k řádově vyššímu nárůstu reakčních sil působících na řeznou část nástroje. Což má za následek rychlejší opotřebení nástroje, v některých případech i jeho destrukci. Výše uvedené nedostatky odstraňuje právě technické řešení autocentrovacího držáku, kde radiálně poddajné, ale torzně a vzpěrně tuhé lamely, zajišťují správné navedení nástroje do předvrtané díry. Na následujícím obrázku je zobrazeno porovnání výstružníku s prodlouženým dříkem a právě autocentrovacího držáku vystružovací hlavice z hlediska sil působících na výstružník a průběhu navedení výstružníku do předvrtaného otvoru. [17]



Obr. 20 Porovnání výstružníku s prodlouženým dříkem s autocentrovacím držákem [17]

Autocentrovací držák rovněž odstraňuje nevýhody vzniklé při použití kloubového nebo plovoucího uložení výstružníku v upínači. Jednou z těchto nevýhod je problematičnost opakovaného optimálního navedení nástroje do ústí předvrtané díry bez manuální obsluhy. Další problém vyplývá z úhlové úchylky nástroje, která vzniká při navedení nástroje do předvrtané díry. Tato úhlová úchylka nástroje může vést při větších hloubkách děr ke zkrácení doby životnosti nástroje a ke zhoršení kvality vystružování. [17]

Při použití kompenzačních a regulačních držáků založených na principu regulace excentricity, které používají k seřízení radiální a axiální regulační šrouby, je nevýhodou poměrně velká pracnost při seřízení, potřeba volného prostoru při seřizování, a především požadavek na kvalifikovanou obsluhu obráběcího stroje. Tyto nedostatky rovněž eliminuje autocentrovací držák vystružovací hlavice. Toto řešení je plně funkční za předpokladu vysoké přesnosti v sousostí stopky a řezné části výstružníku. [17]

Výše zmíněné systémy středění nástrojů firmy FINAL-Tools a.s. (Nástrojový systém HAM-FINAL RC a Autocentrovací držák vystružovací hlavice) byly zároveň předmětem praktické části diplomové práce, kdy na zjednodušených CAD modelech těchto nástrojových systémů byly prováděny FEM analýzy. Ověření výsledků bylo provedeno pro jednu z variant vyložení u autocentrovacího držáku nástroje. Přesné výsledky prováděných analýz, simulací a konečného ověření výsledků na reálném modelu držáku jsou uvedeny v následujících kapitolách.

6. Tvorba CAD modelů nástrojových upínačů

Cílem praktické části této diplomové práce je ověřit pomocí FEM analýz, zda systémy středění řezných nástrojů firmy FINAL-Tools a.s. vydrží zadané zatížení od reakčních sil vzniklých při vystružování a také k zjištění maximálních napětí vznikajících při vyosení vlivem nesouososti řezného nástroje a předvrtaného otvoru. Simulace byly prováděny pro nástrojový systém HAM-FINAL RC při použití pěti různých variant vyložení výstružníku a pro dvě rozměrové varianty autocentrovacího držáku vystružovací hlavice, kde u každé rozměrové varianty byla prováděna simulace pro šest variant vyložení. FEM analýzy byly prováděné v programu Autodesk Nastran In-CAD 2017 a ověření analýz a simulací bylo provedeno v programu Siemens NX 11.0. všechny FEM analýzy prováděné na modelech jsou simulovány jako lineární statická analýza. Předpokladem je tedy platnost Hookova zákona, tedy že napětí je přímo úměrné namáhání. Způsobené deformace jsou dostatečně malé na to, aby bylo možné ignorovat změnu tuhosti způsobenou zatížením. Mezní podmínky se během zatížení nemění, zatížení má konstantní velikost, směr, rozložení a v průběhu deformace modelu je lineární.

Pro potřeby FEM analýz bylo nutné vytvořit zjednodušené CAD modely jednotlivých nástrojových systémů. U nástrojového systému HAM-FINAL RC byly z důvodu zjednodušení výpočtů a doby simulací odstraněny v CAD modelu šrouby. Spojení nástrojového držáku s upínací hlavicí je tak ve výpočtu považováno za dokonale pevné. Rovněž nebyl vymodelován vnitřní systém hydraulického upínání v upínači a také řezná část výstružníku byla nahrazena válcovou plochou pro zjednodušení výsledných simulací. U autocentrovacího držáku byla vystružovací hlavice, podobně jako v předchozím případě, nahrazena válcovou částí, která je pevně spojena s autocentrovacím držákem. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny CAD modely obou nástrojových systémů použitých pro FEM analýzy.



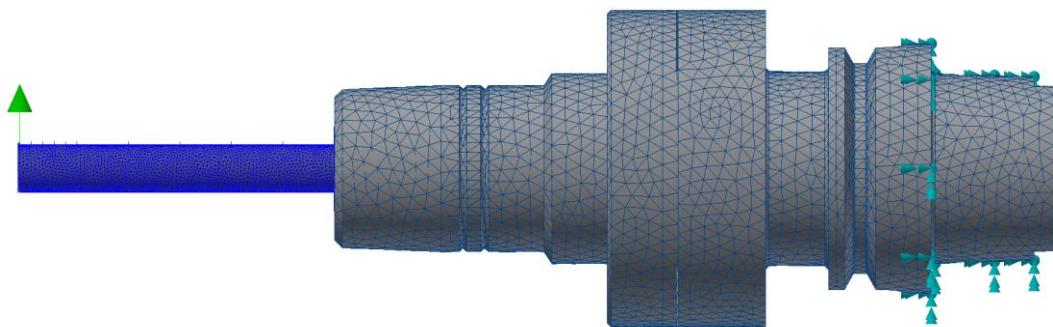
Obr. 21 Zjednodušené CAD modely nástrojových systémů

7. FEM analýza upínacích systémů firmy FINAL-Tools a.s.

Předmětem FEM analýz bylo ověření chování nástrojových systémů a zjištění maximálních napětí vznikajících při předepsaném zatížení nebo vyosení a následné porovnání s maximální dovolenou hodnotou napětí či vyosení. Prvním typem upínacího nástrojového systému, na kterém byla prováděna FEM analýza, je systém HAM-FINAL RC. U tohoto nástrojového systému byla prováděna simulace pro zjištění napětí a maximálního vyosení při zatížení radiální silou na konci výstružníku a dále pro určení maximálního napětí při zvoleném vyosení nástroje. Všechny simulace byly prováděny pro pět variant vyložení nástroje. Druhým nástrojovým systémem je autocentrovací držák vystružovací hlavice. U tohoto systému byla simulace prováděna pro dvě různé rozměrové varianty, které se lišily rozměry spojovací části s pružnými lamelami. Simulace byla prováděna se zatížením radiální silou na konci výstružníku pro zjištění maximálního napětí a vyosení, dále simulace pro zjištění maximálního napětí při daném vyosení nástrojového systému a jako poslední byla provedena simulace při zatížení krouticím momentem. Všechny tyto simulace byly prováděny pro dvě rozměrové varianty nástrojového systému při šesti variantách vyložení nástroje.

7.1. Nástrojový systém HAM-FINAL RC

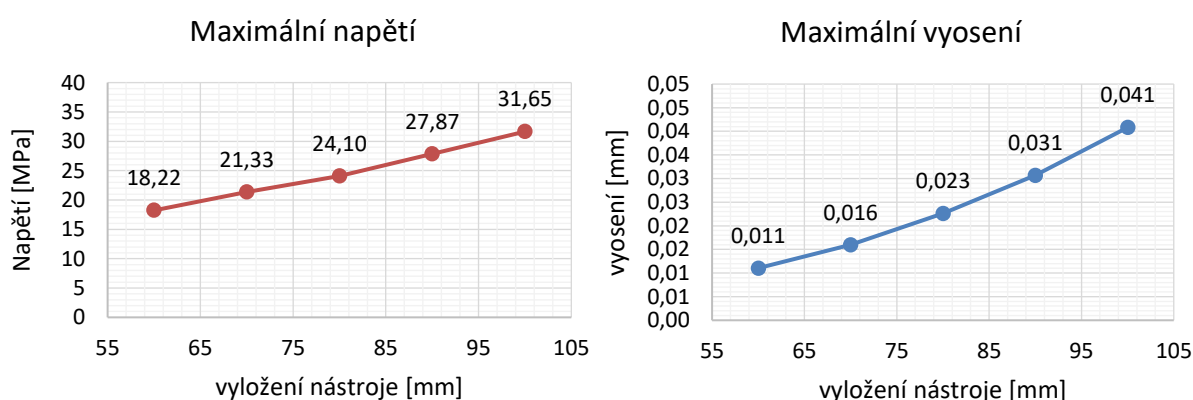
Předmětem první FEM analýzy byl zjednodušený model nástrojového systému HAM-FINAL RC. Simulace byly prováděny pro pět variant vyložení výstružníku (60 mm, 70 mm, 80 mm, 90 mm, 100 mm). Pro potřeby simulace bylo nutné definovat materiál upínače (ocel) a materiál výstružníku (slnutý karbid) o průměru $D=12,014$ mm. Přesné označení a složení materiálu nástrojových upínacích systémů a nástrojů jsou chráněnými informacemi společnosti FINAL – Tools a.s., z toho důvodu jsou v této práci uvedeny pouze obecně. Dále je nutné definovat okrajové podmínky tak, aby byla úloha staticky určitá. Pomocí vazeb (constraints) byl nástrojový systém zavazben tak, jako by byl upnut v upínači. Dalším bodem bylo nastavení zatížení (loads) podle požadovaného výpočtu. Jedním z nejdůležitějších bodů, který rovněž podstatně ovlivňuje výsledky simulace, je tvorba sítě (mesh), na geometrii definujeme síť pomocí konečného počtu prvků. Každá takto vytvořená síť musí mít přiřazenu fyzikální vlastnost. Po definování okrajových podmínek a veškerých ostatních prvků může být spuštěn výpočet. Na následujícím obrázku je vidět příklad zasítovaného modelu připraveného pro výpočet.



Obr. 22 Zasítovaný CAD model nástrojového systému HAM-FINAL RC

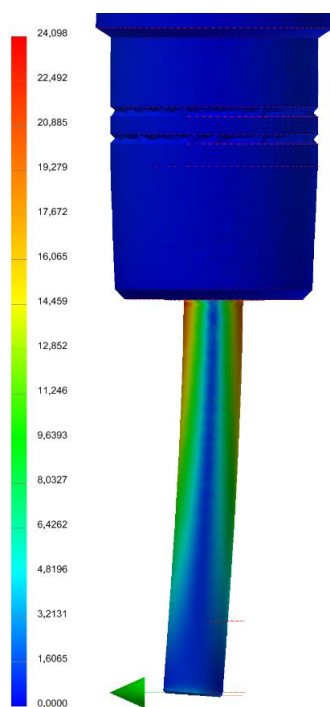
7.1.1. Zatížení radiální silou $F_x=50$ N na konci výstružníku

V první simulaci byl nástrojový systém HAM-FINAL RC zatěžován statickou radiální silou působící na konci výstružníku o velikosti $F_x=50$ N. Cílem simulace bylo zjistit vzniklé maximální napětí a vyosení. Na základě simulace byly sestrojeny následující grafy. Maximální vzniklé napětí v závislosti na vyložení výstružníku (Graf 1) a maximální vyosení v závislosti na vyložení nástroje (Graf 2). První graf popisuje průběh maximálního napětí v závislosti na vyložení nástroje. Pro vyložení nástroje 60 mm dosahuje hodnota maximálního napětí 18,22 MPa. Hodnota napětí lineárně roste v závislosti na vyložení nástroje až do hodnoty 31,65 MPa pro vyložení 100 mm. Takto vzniklá maximální napětí při zatížení radiální silou $F_x=50$ N nedosahují meze pevnosti ani meze pružnosti daného materiálu výstružníku a nehrozí tak, že by došlo k prasknutí výstružníku nebo jeho trvalým deformacím. Na druhém grafu je závislost vyosení na vyložení nástroje, tento graf je pouze informativní a dokazuje, že s narůstajícím vyložением roste i hodnota maximálního vyosení při statickém zatížení silou $F_x=50$ N.



Graf 1 Závislost maximálního napětí na vyložení nástroje (vlevo)

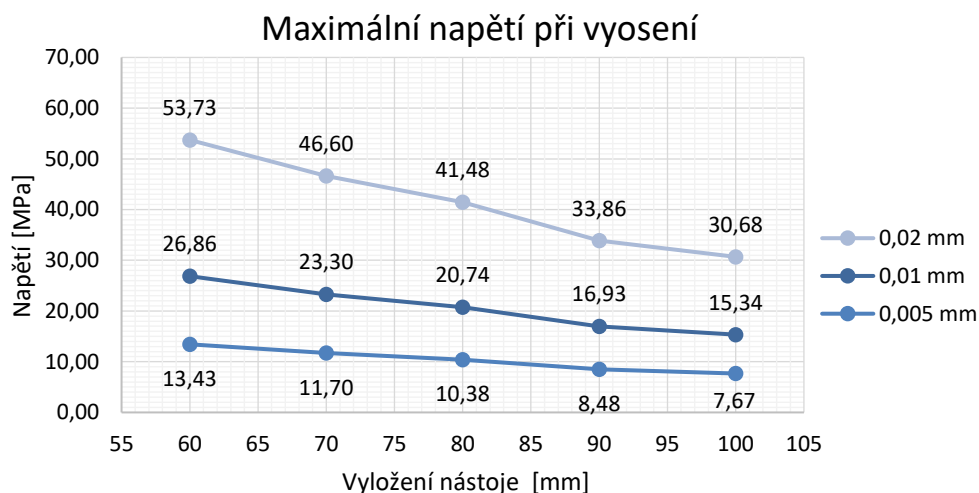
Graf 2 Závislost maximálního vyosení na vyložení nástroje (vpravo)



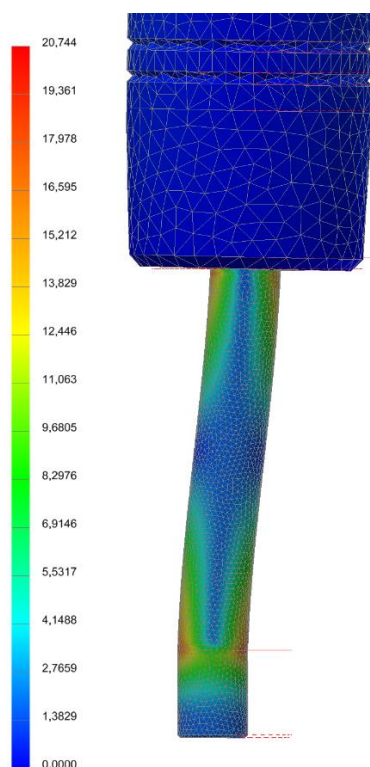
Obr. 23 Napětí při zatížení $F_x=50$ N pro vyložení 80 mm

7.1.2. Analýza maximálního napětí při vyosení nástroje

V druhé simulaci byl RC nástrojový systém vystaven vyosení výstružníku (jeho řezné a vodící části) vůči ose upnutí nástroje. Tato simulace simuluje případ, kdy osa nástroje není totožná s osou předvrtané díry. Jako velikost vyosení výstružníku pro výpočet byly zvoleny hodnoty 0,005 mm a 0,01 mm. Cílem bylo zjistit maximální napětí pro hodnoty vyosení při simulování pěti variant vyložení (Graf 3). Z výsledků simulace vyplývá, že se zvětšujícím se vyložением nástroje hodnota napětí klesá. Je také patrné, že při dvojnásobné hodnotě vyosení dochází přibližně ke dvojnásobnému nárůstu napětí. Podobně jako v předchozí simulaci je vidět, že ani při největším dosaženém napětí, které je 53,7 MPa při vyosení 0,02 mm a hodnotě vyložení nástroje 60 mm, nehrozí trvalé deformace nebo destrukce výstružníku.



Graf 3 Závislost maximálního napětí při vyosení 0,005 mm a 0,01 mm na vyložení nástroje



Obr. 24 Znárodnění výsledného napětí pro vyosení 0,01 mm při vyložení 80 mm

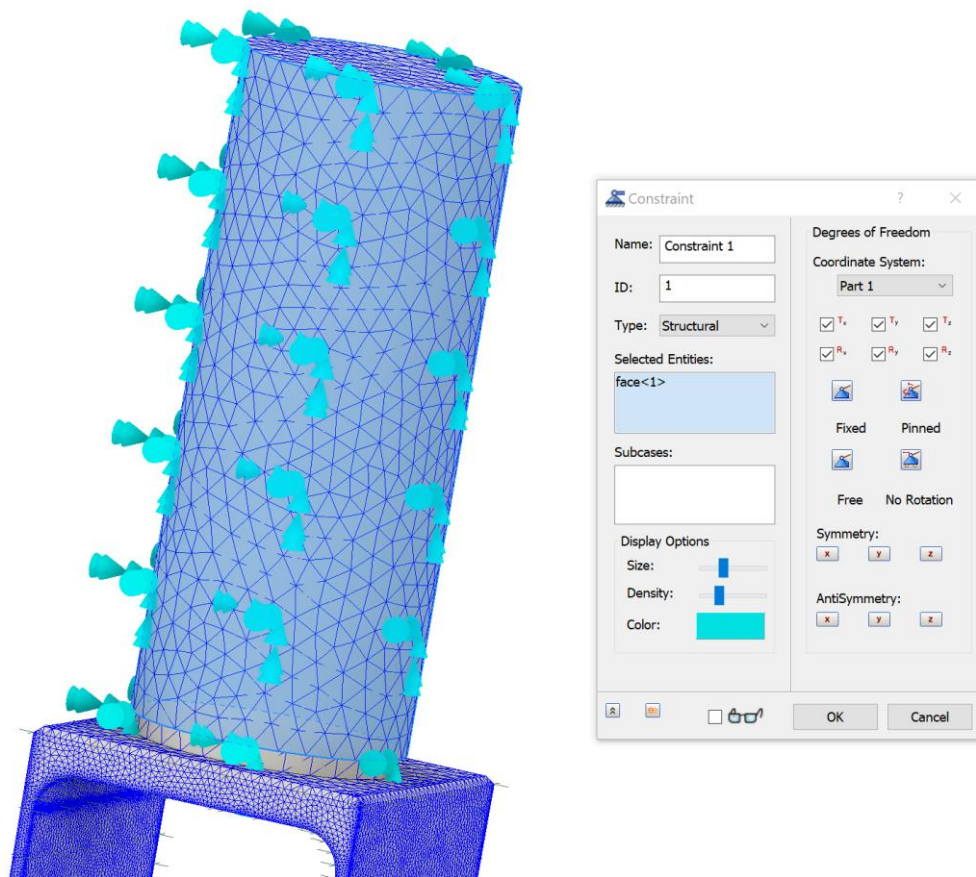
7.2. Autocentrovací držák vystružovací hlavice FINAL-Tools a.s.

FEM analýzy pro autocentrovací držák vystružovací hlavice byly prováděny pro dvě rozměrové varianty, které se lišily rozměry spojkové části a především pak délkou a tloušťkou pružných lamel. Pro každou z těchto variant byla prováděna simulace pro šest různých délek nástrojového držáku (100 mm, 110 mm, 115 mm, 120 mm, 125 mm a 130 mm). Při první simulaci byl nástrojový systém zatěžován předepsanou radiální silou $F_x=180$ N. V následujících simulacích byl poté nástrojový systém vychýlen zvoleným vyosením a bylo zjišťováno maximální vzniklé napětí.

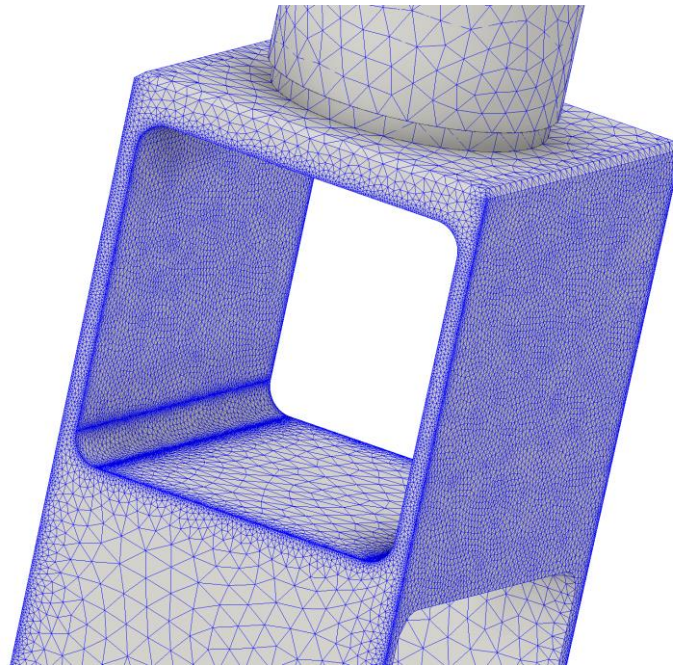
7.2.1. Zatížení radiální silou $F_x=180$ N na konci výstružníku

Cílem této analýzy bylo zjistit, zda při zatížení touto silou nástroj nepřekročí požadované vyosení a zda nepřesáhne maximální dovolené napětí. Pro rozměrovou variantu 1, která má menší tloušťku lamel a celkově menší rozměry spojovací pružné části, byly předepsány hodnoty maximálního dovoleného vyosení 0,15mm a maximální dovolené napětí 280 MPa. U varianty 2 pak maximální dovolené vyosení 0,1 mm a maximální dovolené napětí 230 MPa.

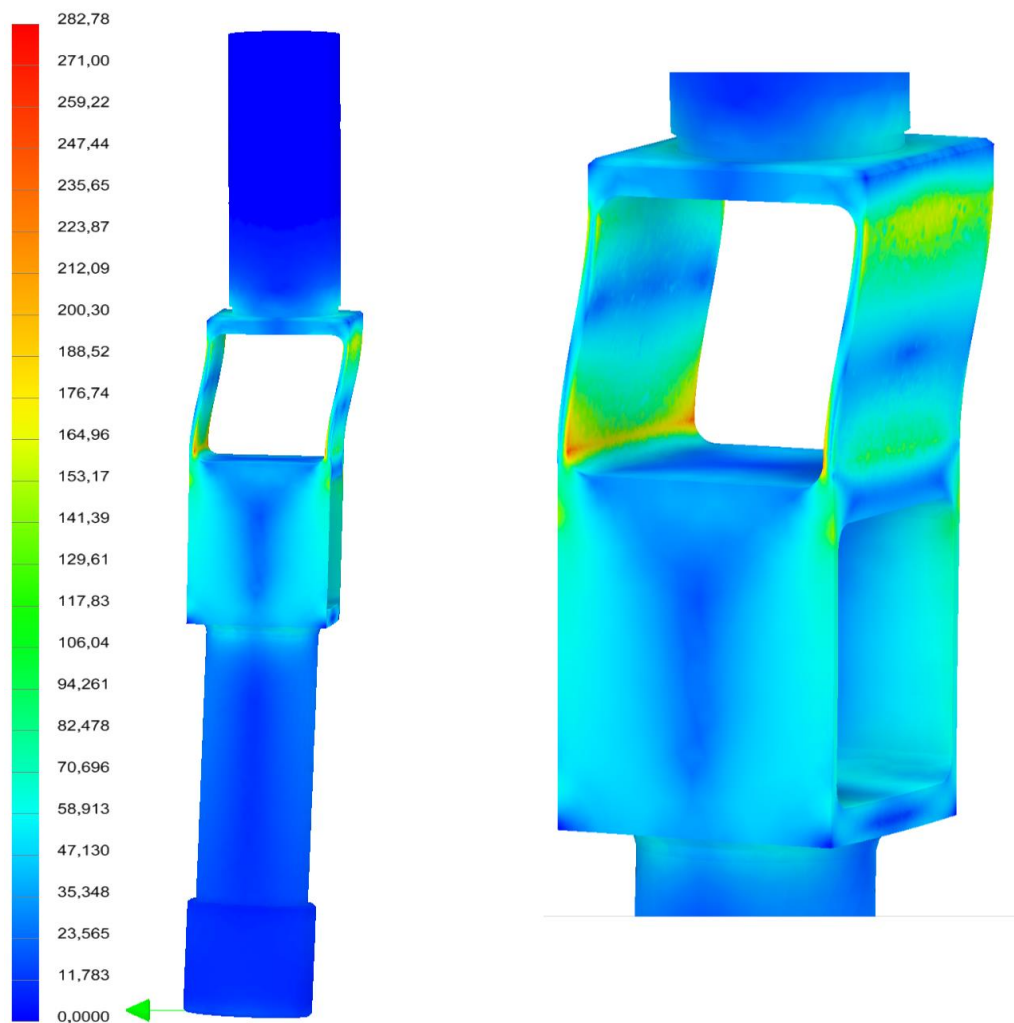
Následující obrázky je zobrazují nastavení vazeb „Constraints“ (obr. 25), dále zasítování modelu „Mesh“ (obr. 26) a nakonec výsledek simulace, konkrétně průběh rozložení napětí u varianty 1 pro délku vyložení $L=125$ mm (obr 27).



Obr. 25 Nastavení vazeb „Constraints“



Obr. 26 Příklad zaskitování modelu "Mesh" u varianty 1

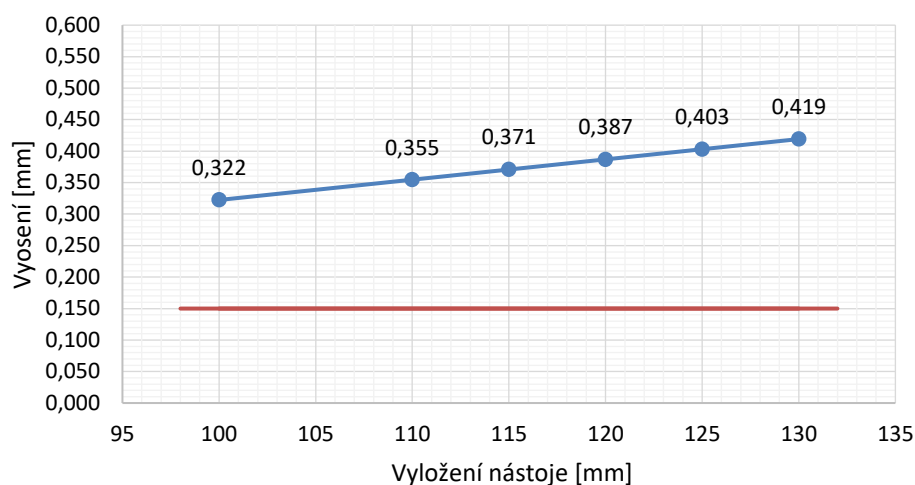


Obr. 27 Průběh rozložení napětí u varianty 1 ($L=125\text{ mm}$)

Z obrázku 7.6 je zřejmé, že maximální napětí se koncentruje na vnitřní straně lamel v přechodu rádius do stěny lamely, a zároveň v přechodu z rádiusu na boční hrany lamely.

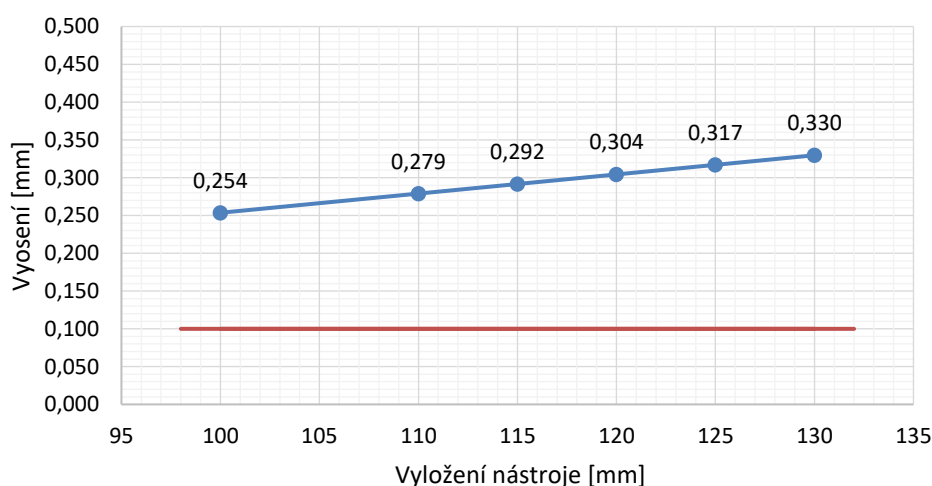
Na následujících grafech je nejprve zobrazeno maximální vyosení nástroje při zatížení radiální silou $F_x=180$ N a následně vzniklá maximální napětí. Na grafech 4 a 5 je zobrazeno maximální vyosení, červená čára značí maximální dovolené vyosení nástroje a modrá barva pak značí vyosení vypočtené simulací. Z grafů je patrné, že při zatížení předepsanou vyosovací silou $F_x=180$ N dojde již u nejmenšího vyložení nástroje ($L=100$ mm) k překročení maximálního dovoleného vyosení o více než dvojnásobek. Se zvětšujícím se vyložení nástroje pak úměrně roste vyosení, při dané síle $F_x=180$ N. Ani jedna z variant tady nespĺňuje požadavek na dodržení maximálního dovoleného vyosení při zatížení radiální silou $F_x=180$ N na konci výstružníku.

Vyosení nástroje - Varianta 1



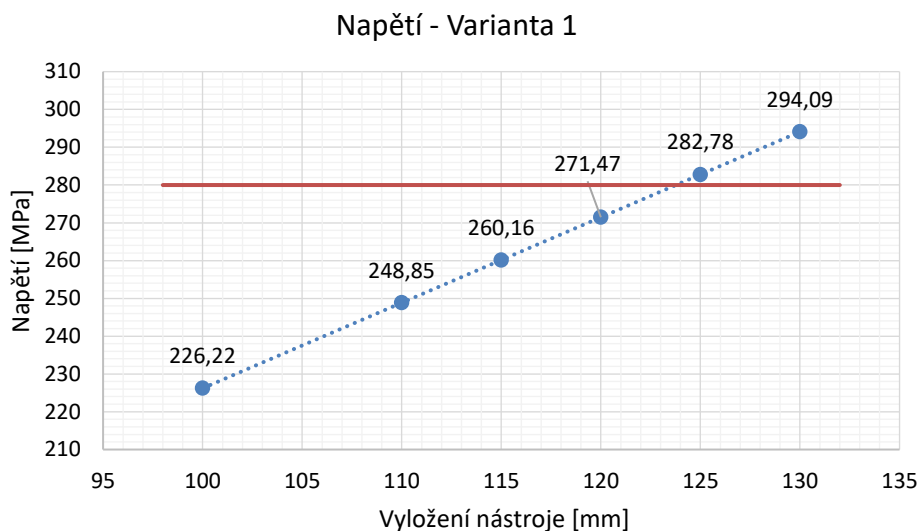
Graf 4 Maximální vyosení nástroje – Varianta 1

Vyosení nástroje - Varianta 2



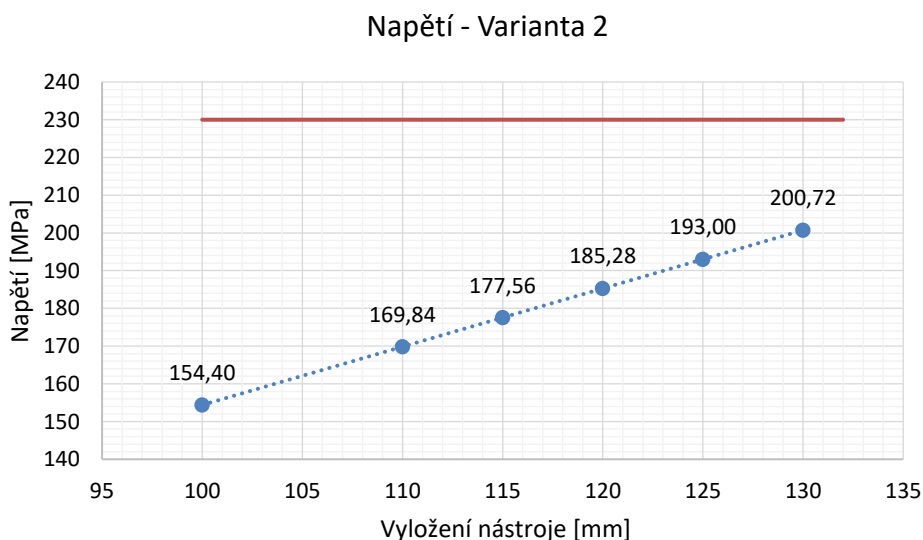
Graf 5 Maximální vyosení nástroje – Varianta 2

Na grafech 6 a 7 je pak znázorněna závislost maximálního vzniklého napětí na vyložení nástroje. Červená čára značí maximální dovolené napětí a modře je vyobrazeno napětí zjištěné ze simulací.



Graf 6 Maximálního napětí nástroje – Varianta 1

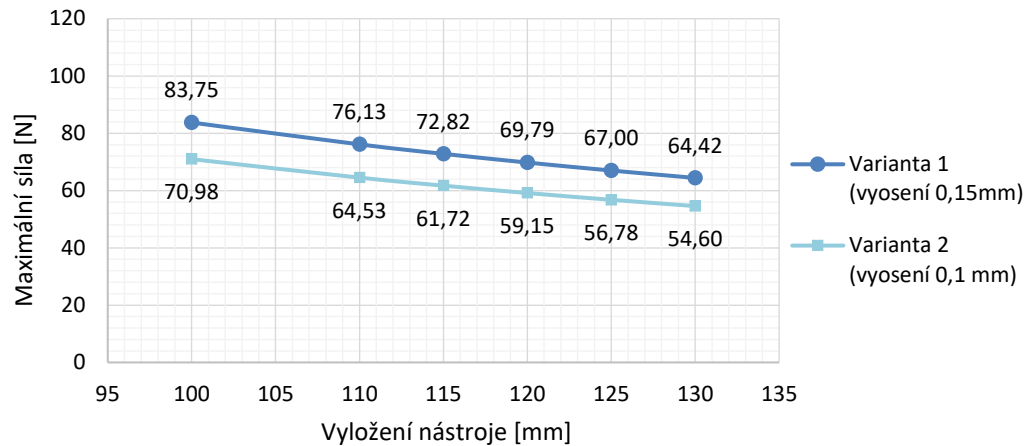
U varianty 1 dosahuje hodnota maximálního napětí pro nejmenší vyložení 226,22 MPa a s narůstajícím vyložení nástroje se zvyšuje. Okolo vyosení 125 mm dojde k překročení dovoleného napětí 280 MPa. Varianta 1 tedy splňuje požadavek na dodržení maximálního dovoleného napětí pouze do hodnoty vyložení 125 mm, avšak nesplňuje podmínku maximálního dovoleného vyosení. Navíc při překročení dovoleného napětí hrozí trvalá deformace či destrukce nástrojového držáku.



Graf 7 Maximálního napětí nástroje – Varianta 2

Varianta 2 nedosahuje hodnoty maximálního dovoleného napětí ani při nejdelším vyložení 130 mm, avšak nesplňuje podmínku maximálního dovoleného vyosení. Z důvodu zjištění, při jaké maximální zatěžující síle nedojde k překročení maximálního dovoleného vyosení, byly provedeny nové simulace a výsledky byly zaznamenány do následujících grafů (graf 8, graf 9).

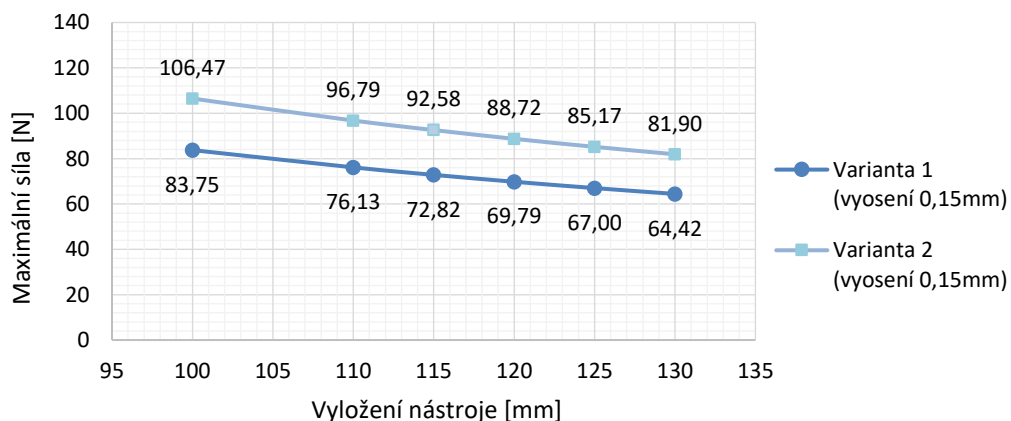
Maximální síla při které nedojde k překročení dovoleného vyosení



Graf 8 Maximální síla, při které nedojde k překročení dovoleného vyosení

Na grafu 8 je zobrazena maximální radiální síla, při které nedojde k překročení maximálního dovoleného vyosení, což je u rozměrové varianty 1 0,15 mm a u varianty 2 0,1 mm. Z grafu je patrné, že již pro nejmenší vyložení nástroje ($L=100$ mm) je maximální síla, při které ještě nedojde k překročení dovoleného vyosení, menší než poloviční vzhledem k původní zadané síle $F_x=180$ N. Se zvětšujícím se vyložением nástroje pak maximální síla, při které nedojde k překročení dovoleného vyosení, úměrně klesá. Protože se však porovnává maximální síla pro několik vyložení u dvou rozdílných rozměrových variant, přičemž každá z variant má jinou hodnotu maximálního dovoleného vyosení, nejsou hodnoty maximální síly mezi sebou porovnatelné. Z toho důvodu byla provedena nová simulace, ve které se pro variantu 2 počítala síla pro stejné maximální vyosení 0,15 mm, jako u varianty 1.

Maximální síla při které nedojde k překročení vyosení 0,15 mm

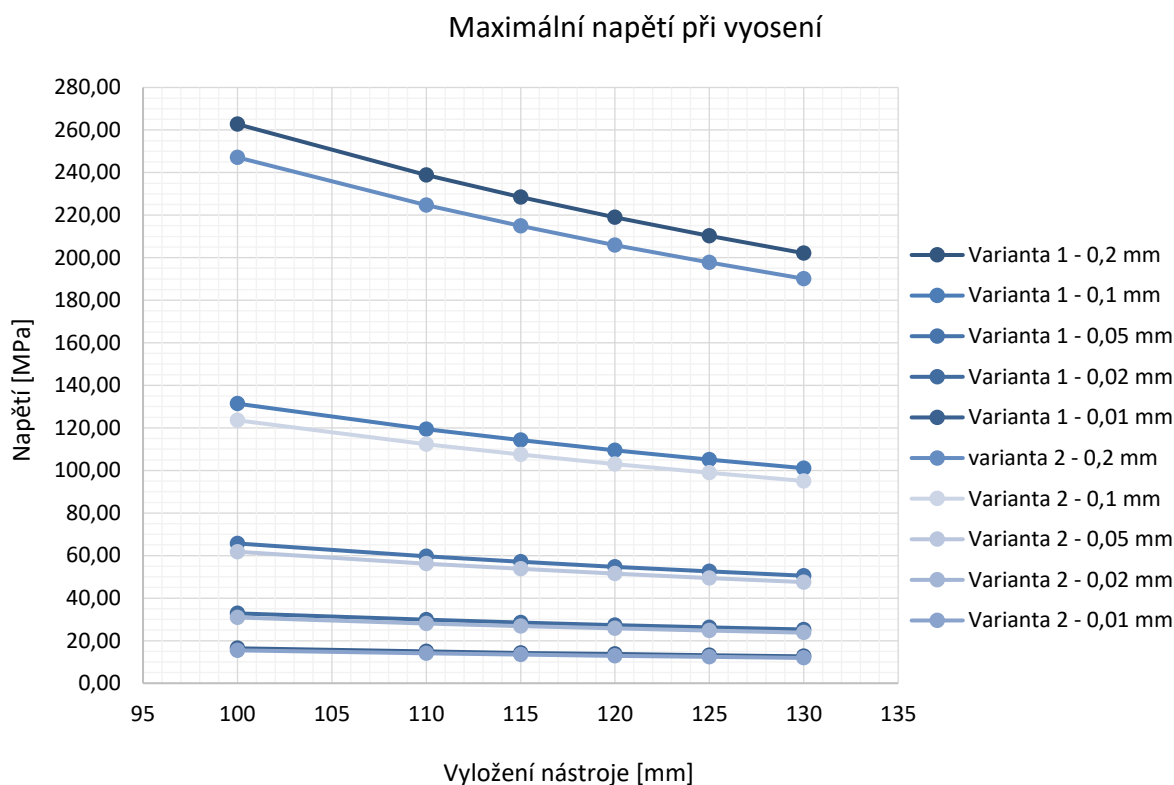


Graf 9 Maximální síla, při které nedojde k překročení vyosení 0,15mm

Graf 9 popisuje maximální sílu, při které nedojde k překročení vyosení 0,15 mm pro obě rozměrové varianty. Jedinou proměnnou v této simulaci je tedy pouze rozměr spojovací pružné části u variant nástrojového systému. Z grafu je pak patrné, že k dosažení stejné hodnoty vyosení 0,15 mm je pro variantu 2, která je „robustnější“, zapotřebí přibližně o 1/3 větší síla, než u varianty 1.

7.2.2. Analýza maximálního napětí při vyosení nástroje

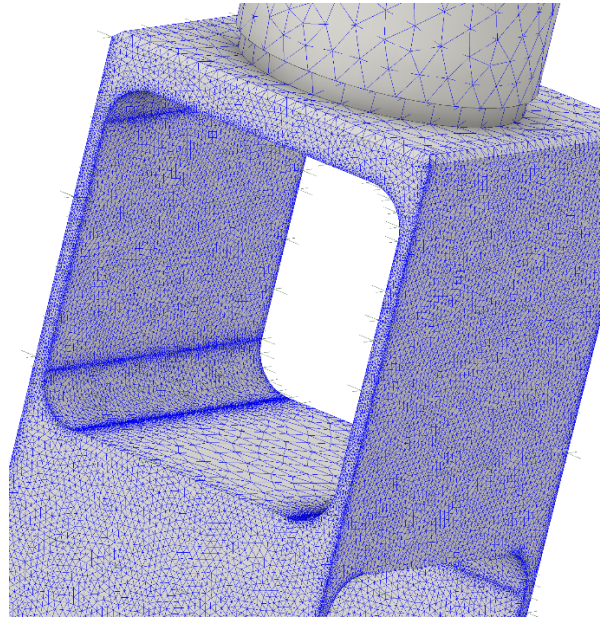
V předchozích simulacích byl nástrojový systém zatěžován radiální silou na konci výstružníku a bylo zjišťováno jaké vznikne maximální napětí a vyosení. Následující část je věnována simulacím, kde je nástroj vystaven vyosení (od 0,01 mm do 0,2 mm) a cílem simulací je zjistit, jaké maximální napětí vznikne v nástrojovém držáku, a zda toto napětí vydrží a nedojde k trvalé deformaci či destrukci nástrojového držáku. Simulované vyosení představuje nesouosost předvrtané díry s osou nástroje. Na grafu 10 je zobrazen průběh maximálního napětí pro vyosení nástroje 0,01mm, 0,02 mm, 0,05 mm, 0,1 mm a 0,2 mm pro obě rozměrové varianty v závislosti na vyložení nástroje.



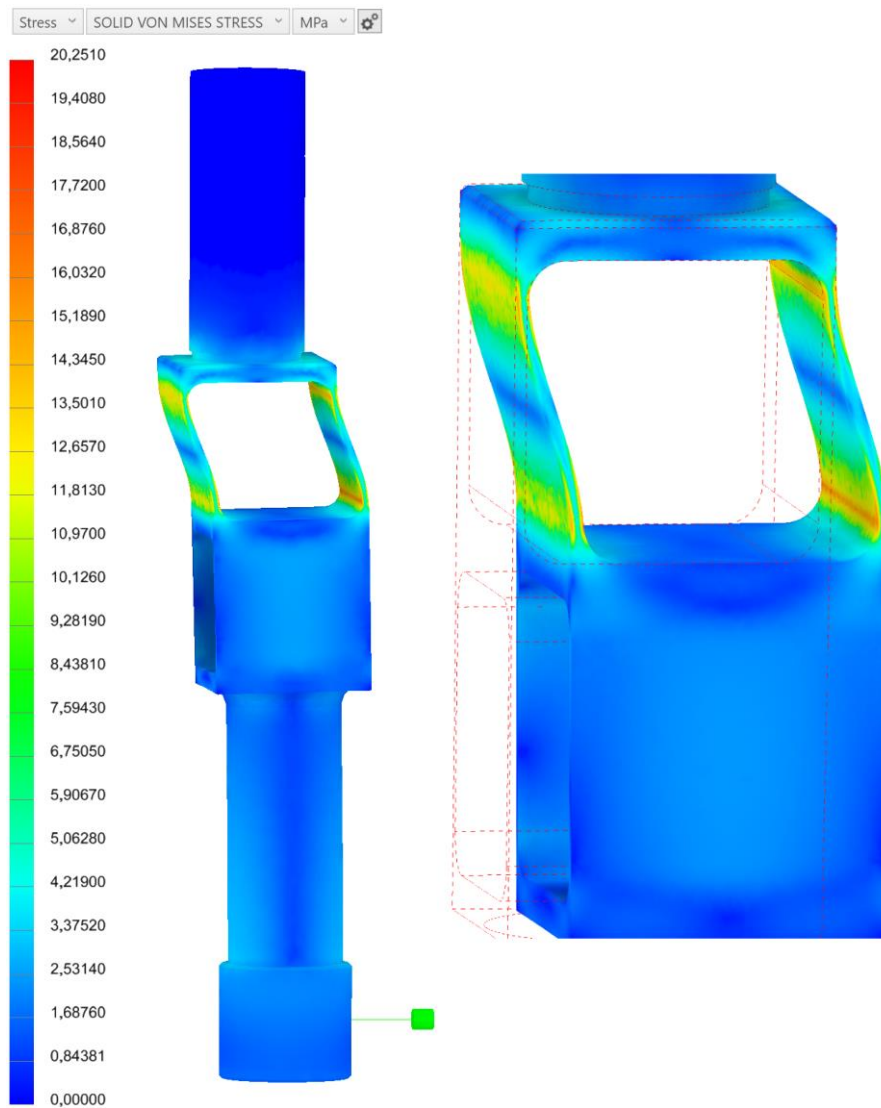
Graf 10 Závislost maximálního napětí na vyložení nástroje při různém vyosení

Pomocí simulací bylo zjištěno maximální napětí vznikající při vyosení ve směru kolmém na dvě horní pružné lamely upínače. Dále bylo zjištěno, že největší napětí vzniká při nejmenším vyložení nástroje ($L=100$ mm). Pro hodnotu vyosení 0,2 mm tak hodnota maximálního napětí dosahuje u varianty 1 262 MPa a u varianty 2 247 MPa. Při vyosení 0,2mm a větším již hrozí trvalá deformace materiálu a při vyšších vyosení i jeho destrukce, a to zejména u menšího vyložení nástroje. Z grafu je dále patrné, že stejná hodnota vyosení způsobí u varianty 1 přibližně 6,5% nárůst napětí, vůči robustnější variantě 2.

Na obrázku 28 je zobrazeno zasíťování modelu nástrojového upínače. Síť je v místech koncentrace největšího napětí, nebo změny napětí zjemněna pro zpřesnění výsledků simulace. Na obrázku 29 zobrazen průběh napětí rozložení napětí pro variantu 1 ($L=125$ mm) a vyosení 0,02 mm. Je zřejmé, že maximální napětí se koncentruje na vnitřní straně lamel, kde přechází rádius do stěny lamely, a zároveň v přechodu z konce rádiusu na boční hrany lamely.



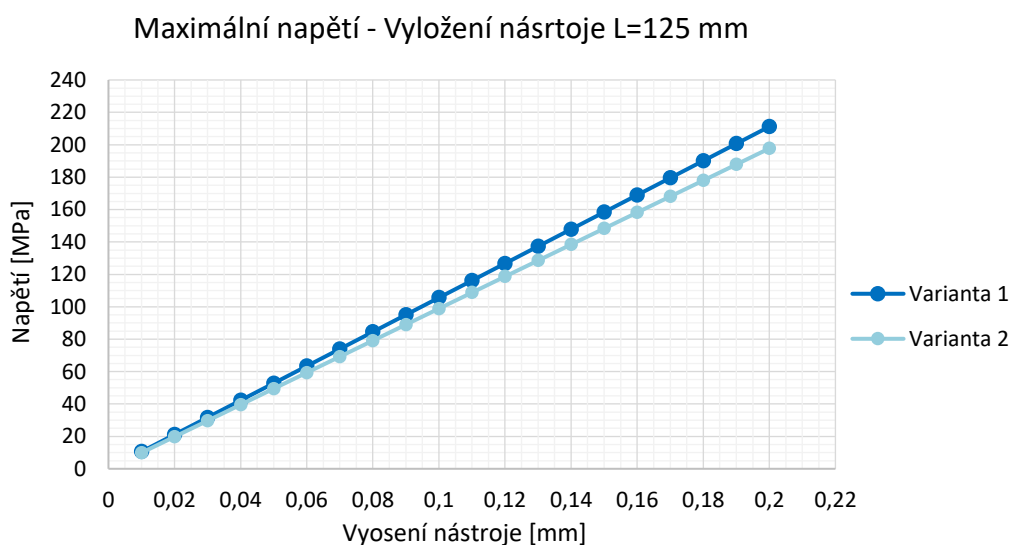
Obr. 28 Zasiťování modelu nástrojového upínače



Obr. 29 Průběh rozložení napětí u varianty1 ($L=125\text{ mm}$) a vyosení $0,002\text{ mm}$

7.2.3. Analýza maximálního napětí pro vyložení 125 mm při proměnném vyosení

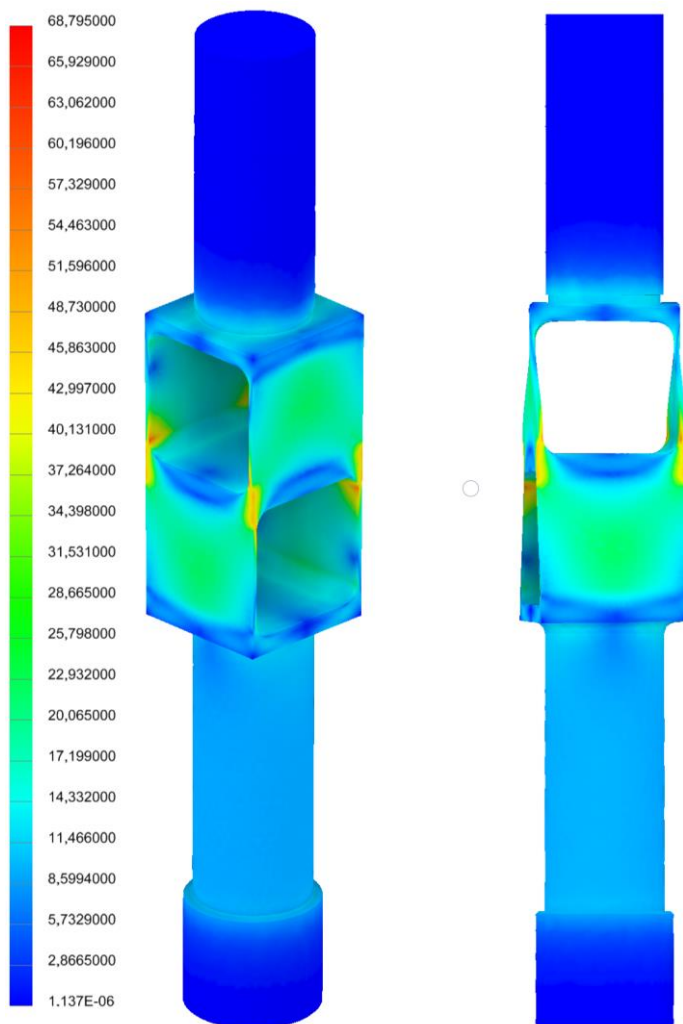
Tato FEM analýza byla zaměřena pouze na vyložení nástroje 125 mm, a to u obou rozměrových variant. Cílem simulací bylo zjistit hodnotu maximálního napětí, které vzniká při vyosování nástroje, a to až do hodnoty 0,2 mm. Následující graf 11 zobrazuje průběh maximálního napětí v závislosti na vyložení nástroje pro variantu 1 i variantu 2. Z grafu je patrné, že ani při maximálním vyosení nástroje 0,2 mm nedojde k překročení maximálního dovoleného napětí 280 MPa pro variantu 1 a 230 MPa pro variantu 2. Pomocí simulací byla určena hranice maximálního vyosení, při které dojde k překročení tohoto dovoleného napětí, což je pro variantu 1 hodnota vyosení 0,233 mm a pro variantu 2 0,265 mm. Graf dále ukazuje relativně malý rozdíl v hodnotách vzniklého maximálního napětí mezi oběma rozměrovými variantami. Robustnější varianta 2 dosahuje přibližně o 6,5 % menší maximální napětí než varianta 1, přičemž má o téměř 20 % menší dovolené napětí než varianta 1.



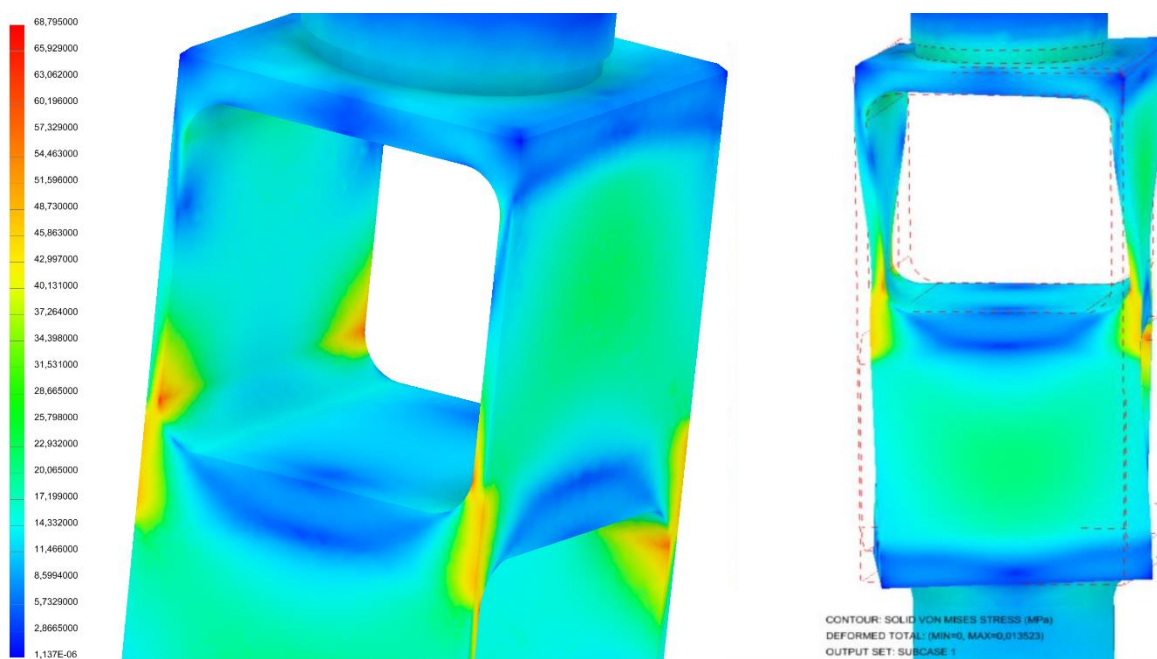
Graf 11 Průběh maximálního napětí v závislosti na vyosení pro L=125 mm

7.2.4. Analýza maximálního napětí při zatížení krouticím momentem

Poslední FEM analýzou prováděnou pro autocentrovací držák nástroje byla analýza ke zjištění maximálního vzniklého napětí a velikosti deformací vzniklých od zatížení nástroje krouticím momentem na řezné části výstružníku. Simulace byly prováděny u varianty 1 a varianty 2 pro vyložení nástrojového systému L=125 mm. Maximální napětí pro variantu 1 dosahuje hodnoty 68,79 MPa a pro variantu 2 pouze 54,84 MPa. To znamená o 20 % menší maximální napětí u rozměrově větší varianty 2. Oproti zatížení vyosením, kde byl pokles maximálního napětí mezi variantou 1 a variantou 2 pouze o 6,5 %, je u zatížení krouticím momentem pokles napětí mnohem razantnější. To znamená, že rozdíly v rozměrech mezi oběma variantami nejsou tolik znatelné, když se zaměřujeme pouze na vyosení nástroje. Pokud ale porovnáváme spolu se zatížením i krouticí moment, je již rozdíl ve variantách mnohem znatelnější. Největších deformací nástroj dosahuje v dolní spojovací části s lamelami, konkrétně u varianty 1 je maximální deformace 0,018 mm a u varianty 2 0,014 mm. Na následujících obrázcích je zobrazena koncentrace maximálního napětí a deformace nástroje.



Obr. 30 Koncentrace maximálního napětí, spolu s deformací nástroje



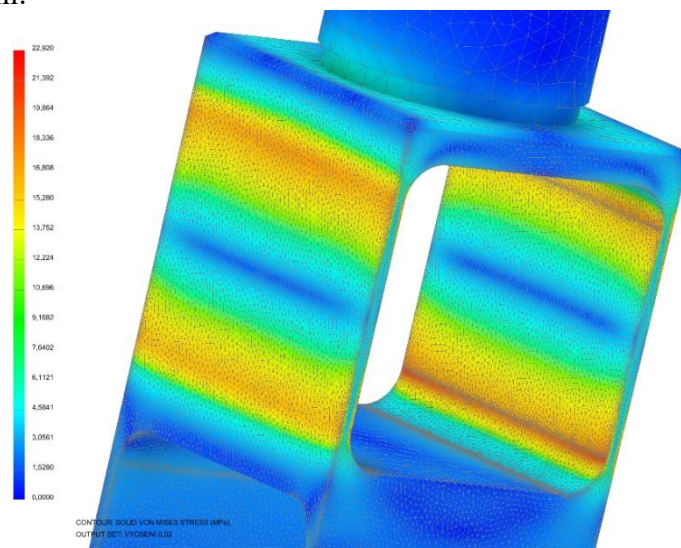
Obr. 31 Deformace nástroje při zatížení kroučícím momentem

8. Verifikace FEM analýz na reálném příkladu

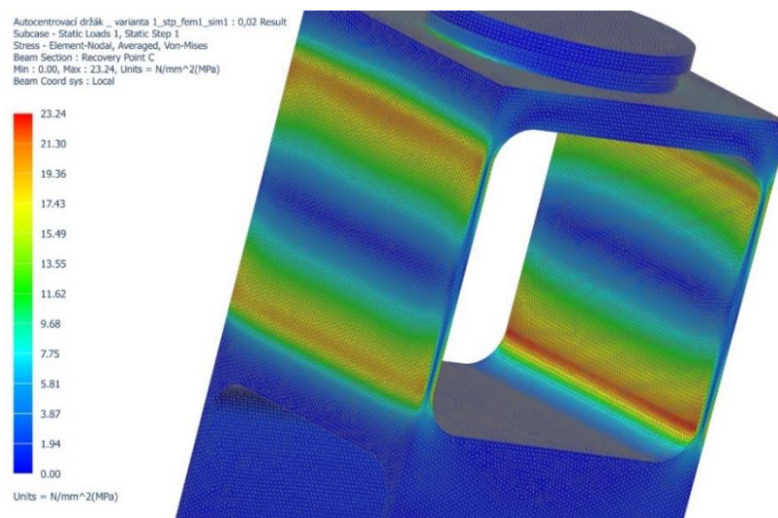
Po provedení simulací a výpočtů bylo nutné ověřit, zda jsou dosažené výsledky relevantní a mohou posloužit jako vstupní data pro další výzkum a experimenty. Ověřování bylo prováděno na auto centrovacím držáku vystružovací hlavice, a to jak pro variantu 1, tak i pro variantu 2 v délce vyložení $L=125$ mm.

8.1. Ověření FEM analýz v programu Siemens NX 11.0

Prvním bodem ověření bylo porovnání výsledků FEM analýzy s výsledky z jiného výpočetního programu. Jako program pro ověření byl zvolen Siemens NX 11.0. Na následujících obrázcích je zobrazeno porovnání výsledků simulace z obou programů. Pro porovnání byla zvolena simulace maximálního napětí vzniklého při vyosení 0,02 mm u varianty 1 s délkou vyložení $L=125$ mm. Obr. 32 zobrazuje simulaci z programu Autodesk Nastran In-CAD 2017, kde maximálního napětí dosahuje hodnoty 22,9 MPa. Simulace na obr. 33 zobrazuje výsledky z programu Siemens NX 11.0 a maximální napětí dosahuje 23,24 MPa. Jak je vidět na rozložení a koncentraci napětí v obou modelech a minimální odchylce ve výsledných hodnotách napětí, které jsou téměř identické, dají se výsledky simulace považovat za relevantní.



Obr. 32 Výsledná koncentrace napětí při použití programu Autodesk Nastran In CAD



Obr. 33 Výsledná koncentrace napětí při použití programu siemens NX 11.0

8.2. Ověření FEM analýz na reálném příkladu

Po ověření výsledků simulací v programu Siemens NX 11.0 následoval experiment pro verifikaci výpočtového modelu na reálném příkladu. Pro potřeby experimentu bylo nejprve nutné vyrobit prototyp nástrojového autocentrovacího držáku vystružovací hlavice. Prototyp byl vyroben ve dvou kusech pro variantu 1 i variantu 2 v délce vyložení 125 mm. Následující obrázky zobrazují průběh výroby nástrojového držáku.



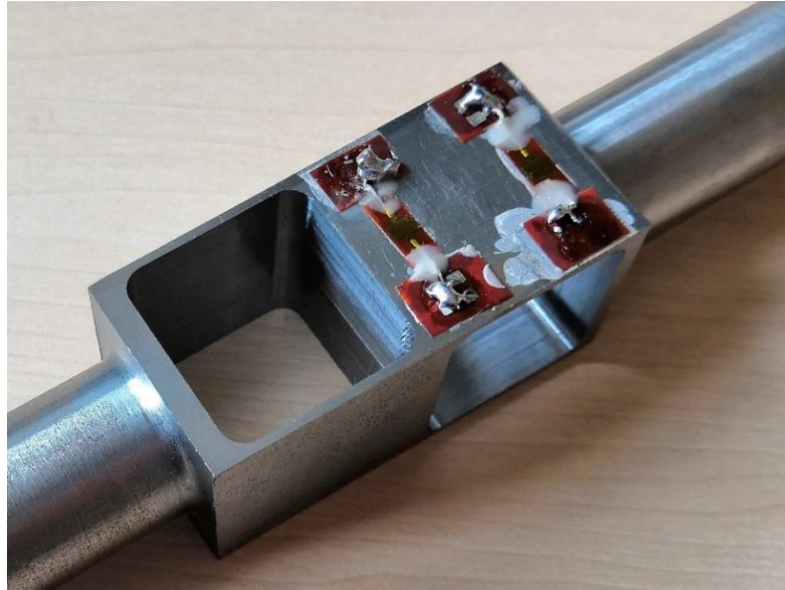
Obr. 34 Průběh výroby nástrojového držáku



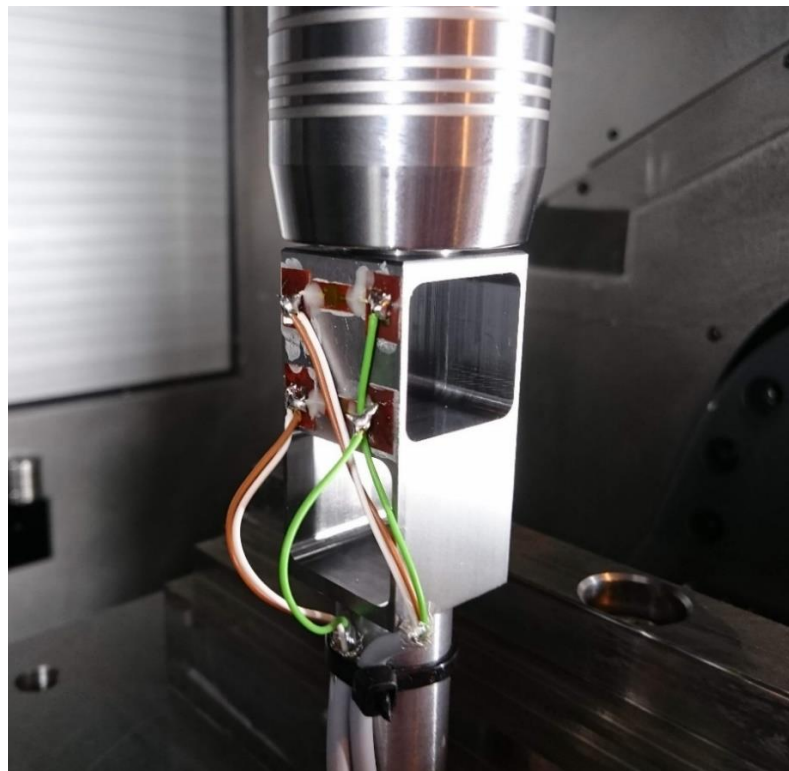
Obr. 35 Průběh výroby nástrojového držáku

Předmětem experimentu bylo změřit hodnoty napětí v konkrétní oblasti nástrojového držáku při dosažení daného vyosení a poté při zatížení předepsanou radiální silou, a ty následně porovnat s daty ze simulací. Experiment byl prováděn s nástrojovým držákem upnutým ve stroji za pomoci hydraulického upínače. Držák byl spodní částí „opřen“ o přípravek upnutý na dynamometru, který byl upevněn na zaaretovaném otočném stole stroje.

Výsledné napětí bylo zjišťováno pomocí dvou tenzometrů umístěných na držáku tak, aby při zatížení držáku byly schopné měřit vzniklé poměrné prodloužení, ze kterého bylo následně napětí vypočteno. Umístění tenzometrů je zobrazeno na obr. 36. Pohybem vřetena stroje v ose X vůči stolu, na kterém byl upevněn dynamometr a o něj „opřen“ nástrojový držák, došlo k vyosení řezné části vzhledem ke stopce nástroje. Tím bylo docíleno vyosení nástroje jako při FEM analýzách. U měření napětí při zadané zatěžující síle bylo využito hodnot reakční síly F_x z dynamometru. Pohybem vřetena stroje v ose x byl nástroj znovu vyosován do té doby, než reakční síla z dynamometru inklinovala předepsanou zatěžující sílu $F_x=180$ N. Po celou dobu zatěžování byly průběžně vyhodnocovány hodnoty napětí z tenzometrů a reakčních sil z dynamometru.



Obr. 36 Umístění tenzometrů na nástrojovém upínači



Obr. 37 Připojené tenzometry na nástrojovém upínači

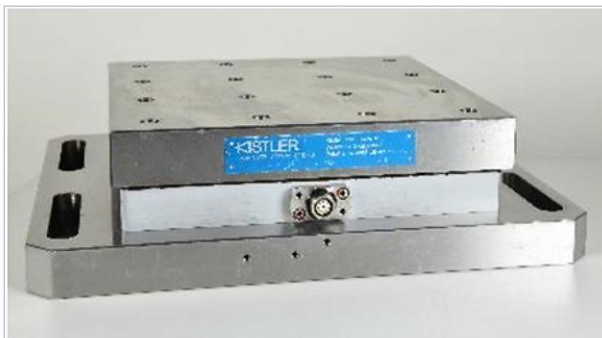
Experiment proběhl na multifunkčním 5-ti osém obráběcím centru MCU 450 V od firmy MAS. Pro potřeby experimentu byl z hlediska stroje nejdůležitější programovatelný krok. Ten v tomto případě dosahoval hodnoty 0,001 mm, což je pro provedení experimentu dostačující hodnota. Ostatní technické parametry stroje jsou uvedeny v příloze č. 1.



Obr. 38 Multifunkční 5osé obráběcí centrum MCU 450 V [18]

Pro měření reakční síly F_x a pro určení maximální zatěžující síly byl použit 3 složkový dynamometr KISTLER. Pro potřeby experimentu byla z dynamometru vyhodnocována data pouze u složky síly F_x . Technické parametry dynamometru jsou uvedeny v příloze č. 2.

	Parametry		
	F_x	F_y	F_z
Max. zatížení	20 kN	20 kN	40 kN
Citlivost (nominální)	-8 pC/N	-8 pC/N	-3,7 pC/N
Vlastní frekvence	1 700 Hz		
Použitelný na stroji	DMU 65, DMU 40 eVo, MCV 750 A		



Obr. 39 3 složkový dynamometr KISTLER [19]

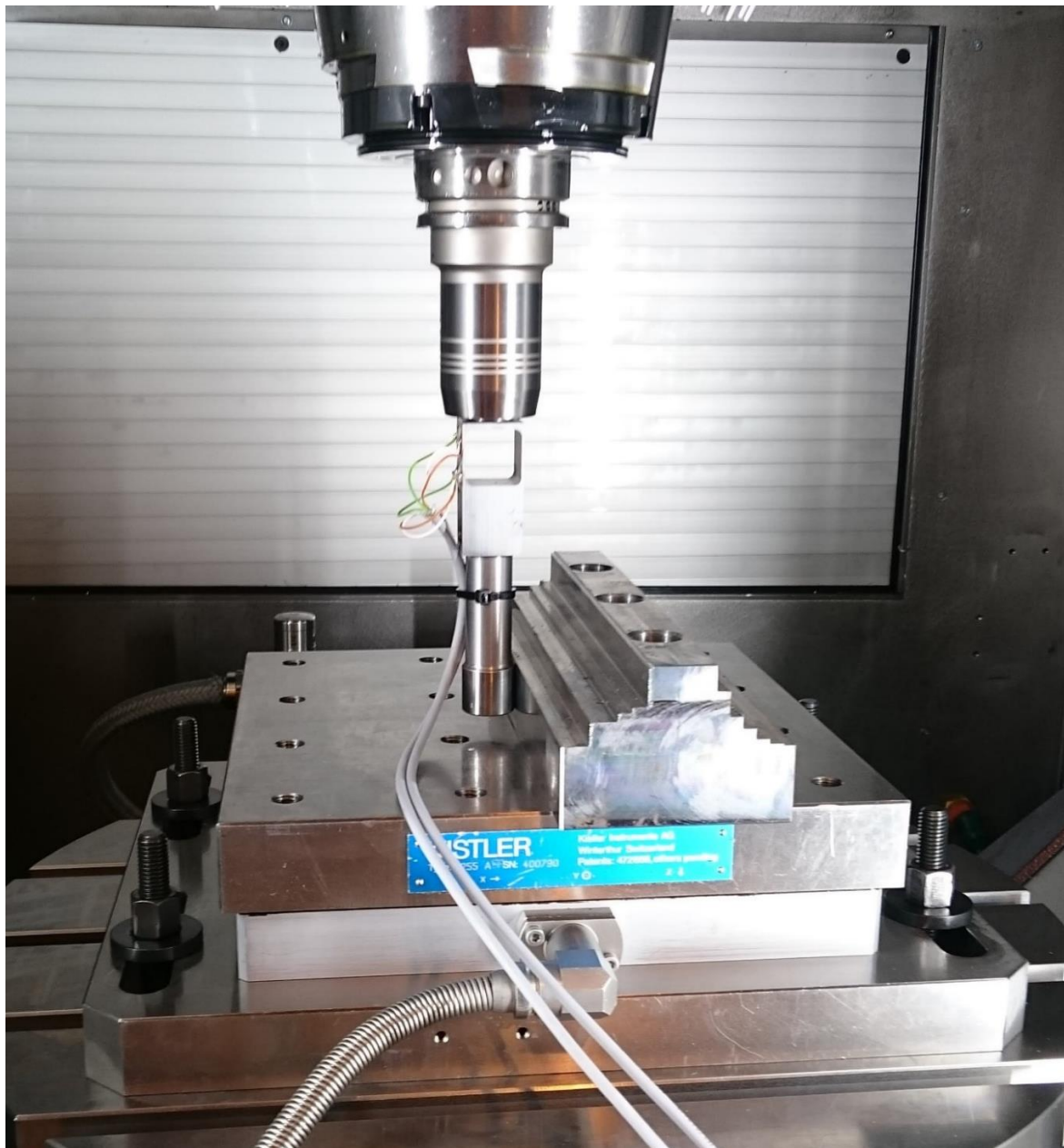
Výsledné napětí bylo určováno pomocí elektrických tenzometrů. Tyto senzory slouží k nepřímému měření mechanického napětí na povrchu součásti, a to prostřednictvím její deformace. Data z tenzometrů byla měřena pomocí systému Quantum X od výrobce HBM. Fyzikální podstatou tenzometrického měření je Hookův zákon (vztah 8.1), s jehož pomocí bylo také určeno výsledné napětí.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \text{ [MPa]} \quad \text{vztah 8.1}$$

Kde: σ mechanické napětí [MPa], ε je poměrné délkové prodloužení [-] (získané z tenzometrického měření), E je modul pružnosti v tahu [MPa].

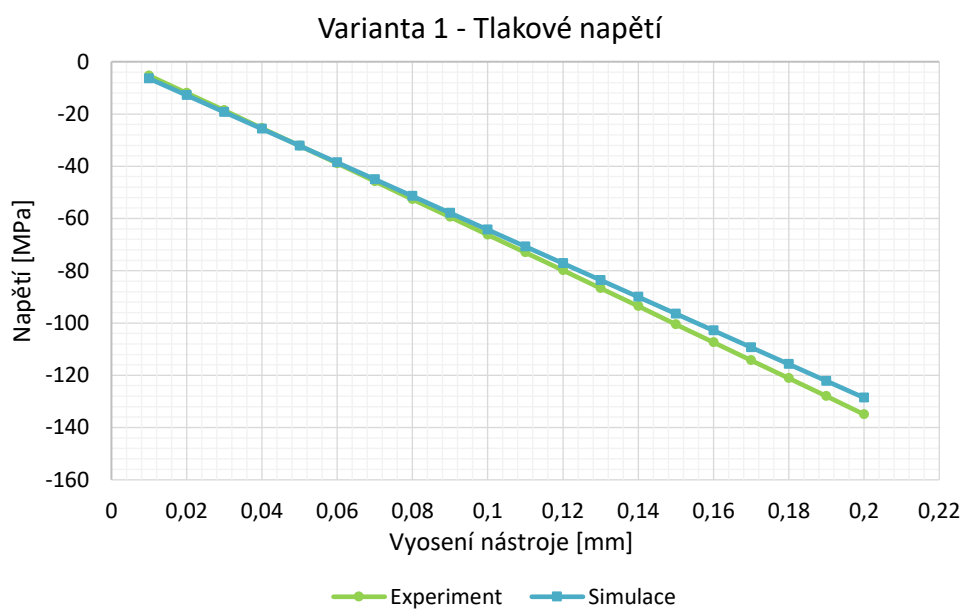
8.2.1. Ověření výsledků napětí při vyosení nástroje do hodnoty 0,2 mm.

Z důvodu obtížného měření maximálního napětí v nástroji bylo nutné vyhodnocovat napětí z tenzometrů umístěných na lamelách nástroje (viz obr. 36). Pro výsledné porovnání a zaznamenání do grafů se tedy i napětí ze simulací měřilo v oblasti, kde byly nalepené tenzometry. Nešlo tedy o porovnání maximálních napětí vzniklých v nástroji vlivem vyosení, ale o porovnání napětí v konkrétní oblasti pod tenzometry. Připravený nástroj s připevněnými tenzometry byl ve vřetenu stroje pevně upnut pomocí hydraulického upínače. Spodní válcovou částí, která simuluje řeznou část výstružníku, se nástroj „opíral“ o přípravek upevněný na dynamometru. Pohybem vřetena stroje v ose X vůči otočnému stolu s dynamometrem bylo docíleno požadovaného vyosení osy stopky nástroje vůči ose spodní válcové části. Na obr. 40 je zobrazen připravený nástroj s tenzometry, upnutý ve stroji v nezátížené pozici a připravený k experimentu.

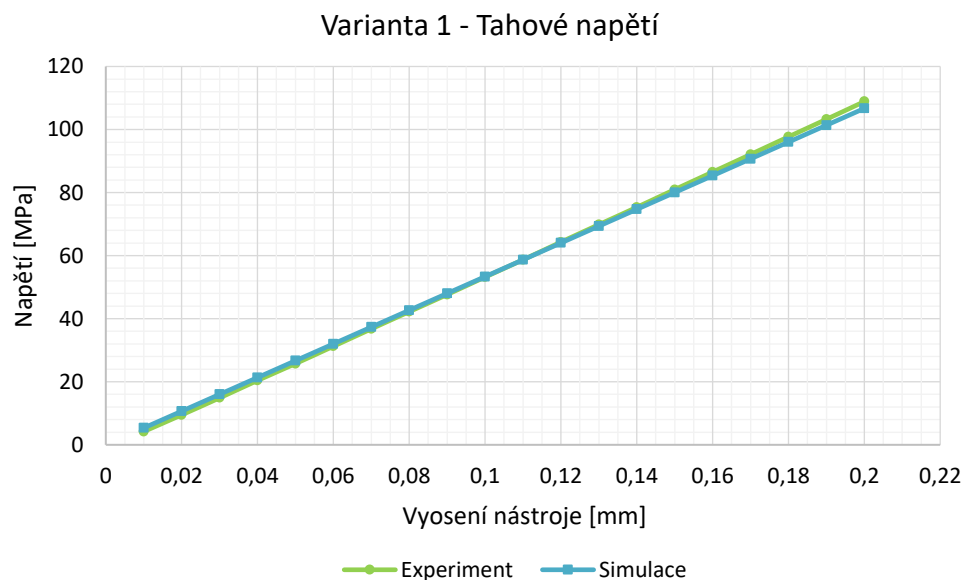


Obr. 40 Nástroj upnutý ve stroji připravený k experimentu

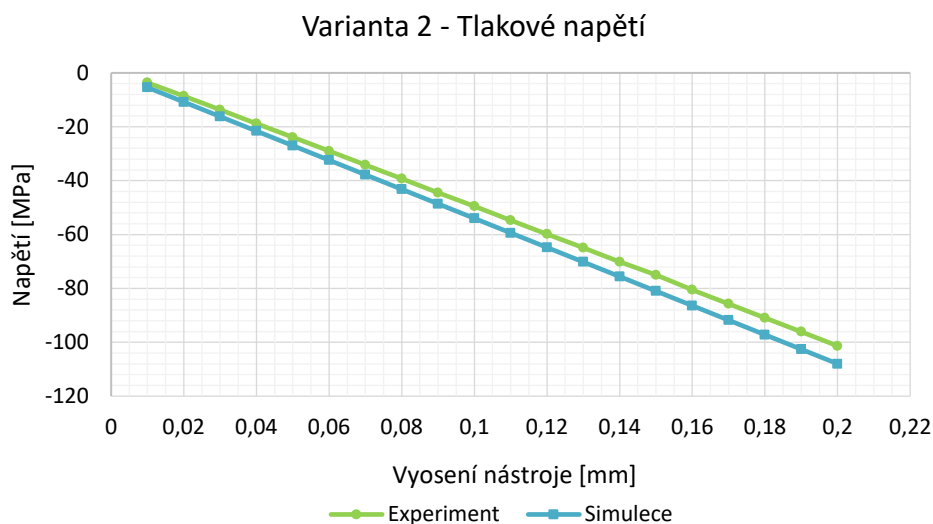
Pro vyhodnocení experimentu bylo nejprve nutné dopočítat výsledné napětí z hodnot poměrného prodloužení, které bylo změřeno pomocí tenzometrů. Výpočet napětí byl proveden podle vztahu 8.1. Výsledky z horního tenzometru ukázaly tlakové napětí a výsledky z dolního tenzometru tahové napětí. Tyto výsledky jen potvrdily data ze simulací a odpovídají rovněž základním principům pružnosti a pevnosti. Následně byly sestrojeny grafy závislosti napětí na vyosení nástroje, které porovnávají napětí vyhodnocené z experimentu s napětím získaným ze simulací. Samotné tabulky s vyhodnoceným napětím z horního a dolního tenzometru a s napětím ze simulací jsou uvedeny v příloze č. 1.



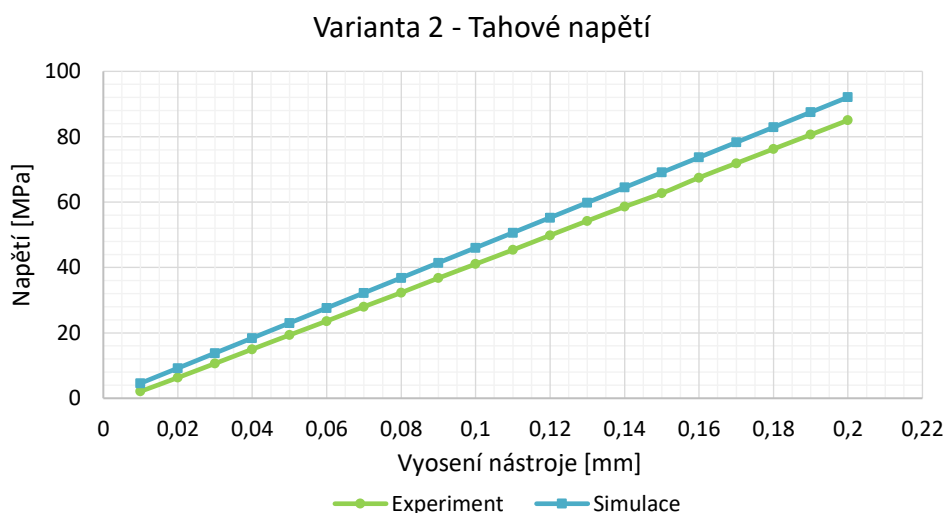
Graf 12 Porovnání tlakového napětí – Varianta 1



Graf 13 Porovnání tahového napětí – Varianta 1



Graf 14 Porovnání tlakového napětí – Varianta 2

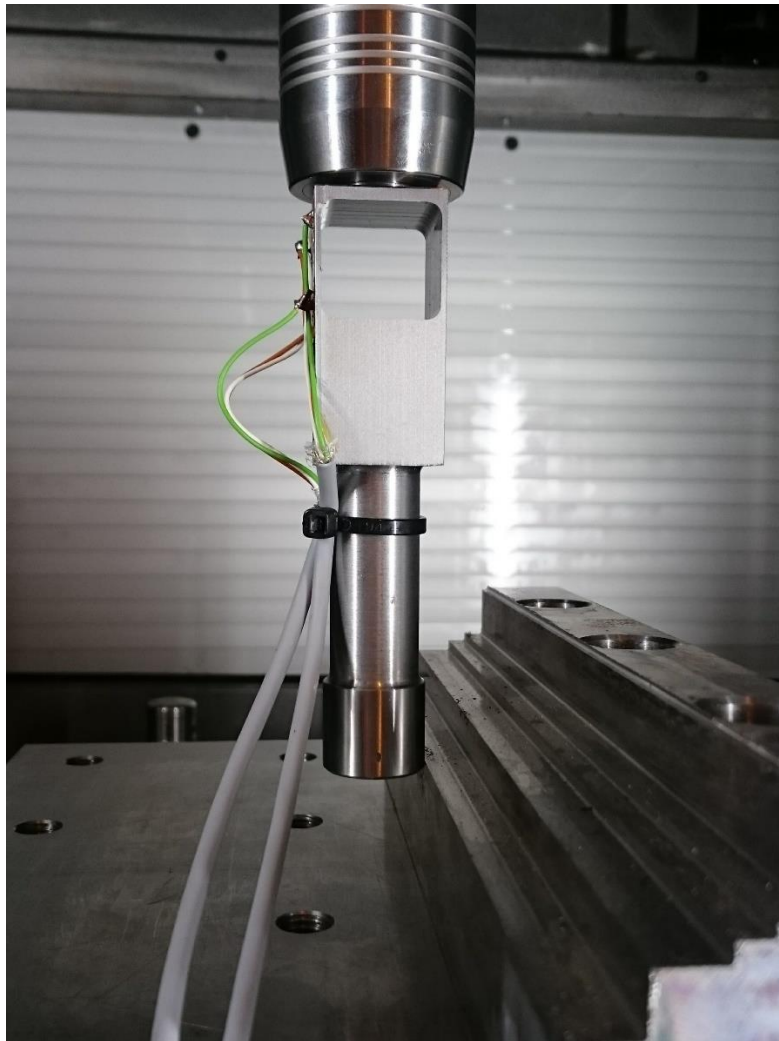


Graf 15 Porovnání tahového napětí – Varianta 2

První dva grafy ukazují napětí u varianty 1 pro hodnoty vyosení od 0,01 až do 0,2 mm. Modrá čára značí napětí získané ze simulací a zelená čára napětí z experimentu. Graf 12 popisuje průběh tlakového napětí z oblasti pod horním tenzometrem. Jak je vidět z grafu, tak rozdíl mezi vypočteným a reálným napětím se pohybuje okolo 5 %. U grafu 13, jenž popisuje průběh tahového napětí, je tato odchylka ještě menší, a to okolo 2 %. Průběh napětí u varianty 2 je zobrazen na grafech 14 a 15, z grafů je patrný větší rozdíl mezi vypočteným a reálným napětím než u varianty 1. Zároveň se ukazuje, že hodnoty napětí zjištěné při experimentu jsou nepatrně vyšší než ze simulací přesněji o 6,5 % u tlakového napětí a 8 % u tahového napětí. Experiment tedy ukázal rozdíl mezi změřeným a vypočteným napětím v jednotkách procent. Výsledky simulací se tedy dají považovat za správné a je možné s nimi dále pracovat a použít je jako základ pro další vývoj a výzkum nástrojových systémů. Rozdíl odchylek naměřených dat od vypočtených, který je od 2 % do 8 % u tahového napětí u varianty 2, se dá vysvětlit hrubým zasaťováním modelu při výpočtu simulací. Tím mohou vzniknout větší nepřesnosti. Při zjemňování zasaťování roste i přesnost výsledku simulace. Avšak při jemnějším zasaťování rovněž roste čas potřebný pro výpočet. Z toho důvodu bylo nutné nalézt optimální nastavení pro výpočet a jemnost zasaťování tak, aby doba výpočtu byla ještě přijatelná a netrvala pro jednotlivá vyosení déle než samotný experiment.

8.2.2. Ověření výsledků napětí a vyosení při zatížení radiální silou $F_x=180\text{ N}$

Cílem experimentu bylo ověřit, zda při zatížení radiální silou $F_x=180\text{ N}$ dojde ke stejnému vyosení jako při simulaci a dále ověřit hodnoty výsledného napětí při vzniklém vyosení. Nástroj byl upnut ve stroji stejně jako v předchozím experimentu s tím rozdílem, že konec nástroje nebyl „opírán“ o přípravek na dynamometru o celou válcovou plochu, ale pouze o její spodní hranu. Při posunu vřetena ve směru osy x tak docházelo ke stejnému zatěžování nástroje, jako při zatěžování radiální silou na konci výstružníku v simulaci. Obr. 41 zobrazuje připravený nástroj ve stroji před samotným experimentem.



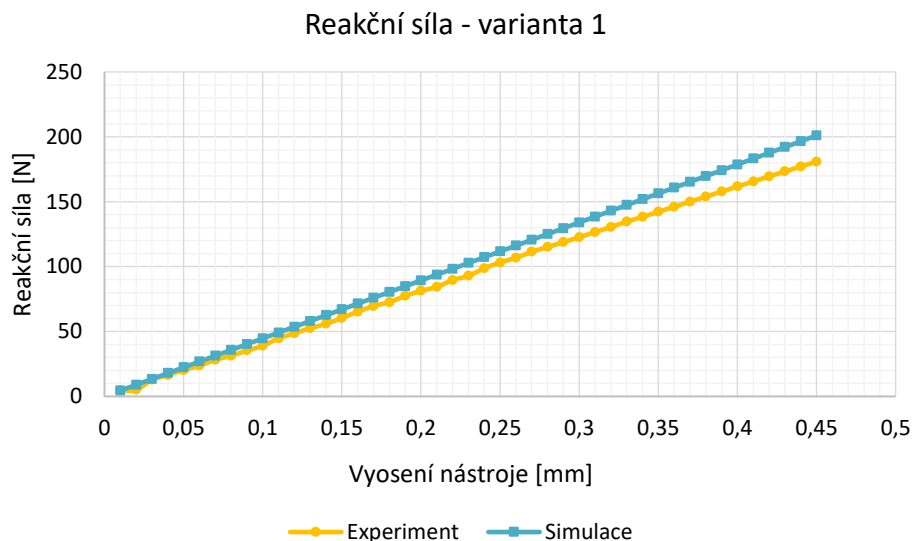
Obr. 41 Připravený nástroj před experimentem

Na obrázku je patrná rozdílná pozice spodní válcové části (simulující vystružovací hlavici) proti prvnímu experimentu, kde byla „opírána“ po celé její délce. V tomto experimentu bylo využito této pozice k zjištění reakční síly přímo na konci výstružníku.

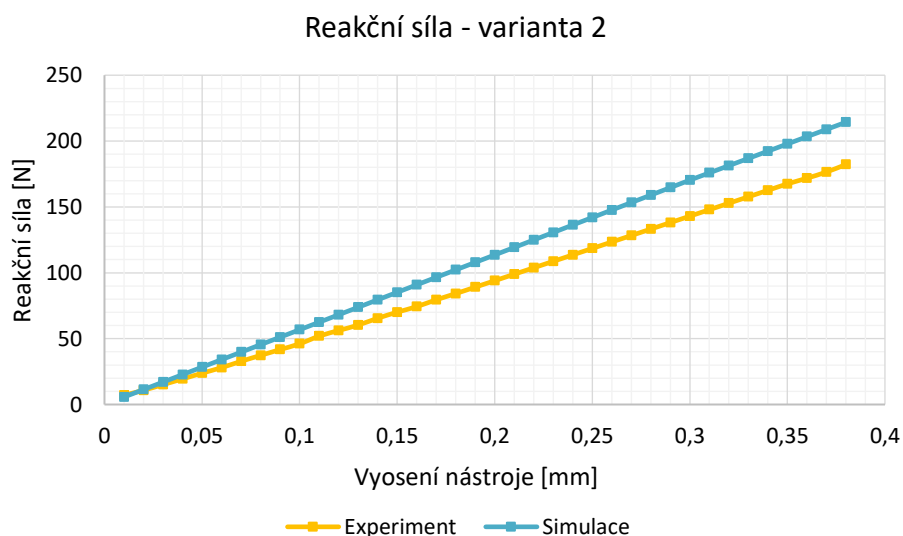
Nástroj byl postupně vyosován pohybem vřetena ve směru x, dokud dynamometr neukázal hodnotu reakční síly 180 N. Postup experimentu byl tedy opačný oproti simulaci, kde se na základě zatěžující síly na konci výstružníku určovalo výsledné vyosení. Oba postupy však vedly ke stejnému výsledku, a to k hodnotě vyosení při konkrétní zatěžující síle. V průběhu experimentu byly rovněž zaznamenávána data z tenzometrů k vyhodnocení vzniklého napětí. Výsledky naměřených dat napětí a reakční síly jsou zpracovány v samostatných tabulkách, které jsou přiloženy v příloze č. 4.

Pro záznam dat z dynamometru byl použit software Labview 6.1, jenž zaznamenává velikost řezných sil v závislosti na čase [$F=f(t)$]. Naměřená data byla poté zpracována a vyhodnocena do grafů pomocí programu Nasomer 87.

Následující grafy popisují průběh vyosení v závislosti na reakční síle. Žlutou barvou jsou znázorněna data z experimentu a modrou ze simulací. Graf 16 popisuje reakční sílu pro rozměrovou variantu 1, graf 17 pak reakční sílu pro rozměrovou variantu 2.



Graf 16 Závislost reakční síly na vyosení – Varianta 1



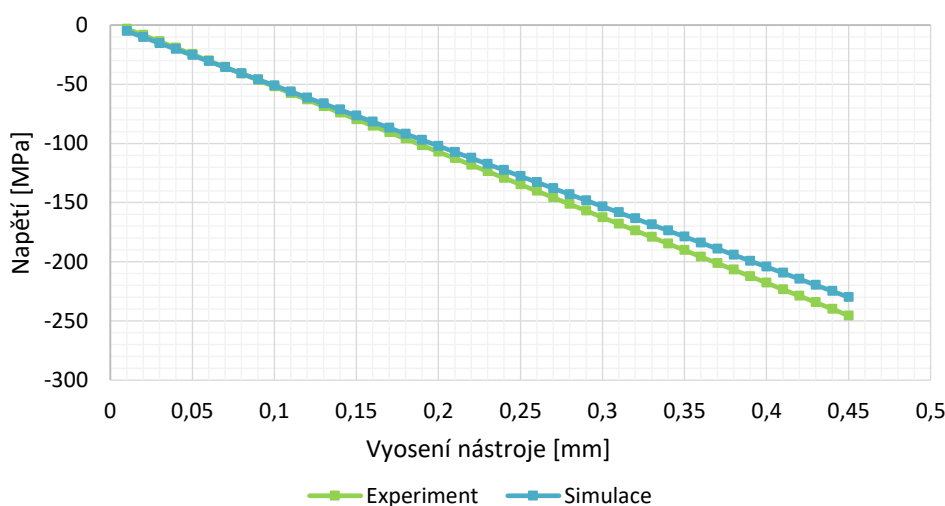
Graf 17 Závislost reakční síly na vyosení – Varianta 2

Z grafů je patrné, že reakční síla při určitém vyosení získaná z experimentu je výrazně nižší než síla určená simulací. U varianty 1 je reakční síla z experimentu o 10 % menší, než síla ze simulací u varianty 2, kde je dokonce o 15 % menší. Experiment byl prováděn pouze do hodnoty vzniklé reakční síly $F_x=180$ N, a poté byla vyhodnocena výsledná vyosení. U varianty 1 byla z experimentu zjištěna při síle $F_x=180$ N hodnota vyosení 0,45 mm. Oproti tomu ze simulací je pro sílu $F_x=180$ N vyosení 0,41 mm. Jedná se tedy o nárůst vyosení o 0,05 mm vůči simulaci. U varianty 2 jde o vyosení 0,38 mm pro experimentální část. Hodnota vyosení získaná simulací je o 0,06 mm nižší.

Je tedy zřejmé, že výsledné vyosení je u varianty 1 o 10 % větší než při simulaci a u varianty 2 o 15 % větší. Jedním z možných vysvětlení těchto rozdílů u reakční síly (a tedy i rozdílné hodnoty vyosení při experimentu oproti simulacím při stejné reakční síle) může být nevhodné nastavení počátečního bodu při začátku experimentu. Již při najíždění nástroje do bodu, kdy se měla válcová část dotýkat hranou přípravku s nulovou odchylkou, mohlo dojít k nepatrnému přejetí nástroje. Toto přejetí mohlo způsobit „opření“ hrany válcové plochy o přípravek a tím již vyvodit určitou reakční sílu, která se projevila na dynamometru. Touto chybou poté bylo zatíženo celé měření.

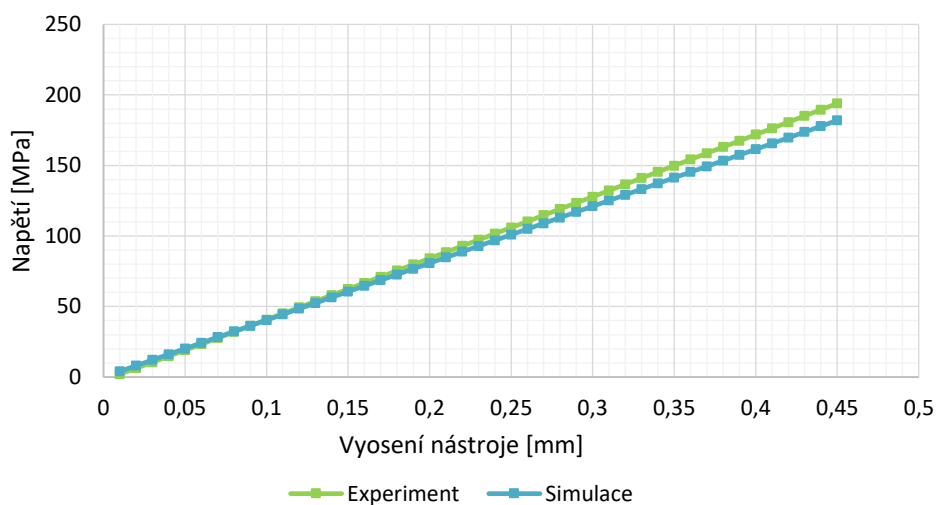
Při experimentu bylo rovněž vyhodnocováno napětí. Tyto hodnoty se lišily oproti výsledkům ze simulace s podobnou odchylkou jako u prvního experimentu s vyosováním nástroje. To dokazuje, že chybou bylo zatíženo pouze měření na dynamometru. Následující grafy porovnávají průběh napětí z experimentu s napětím ze simulací pro obě rozměrové varianty, i pro napětí z horního a z dolního tenzometru.

Varianta 1 - Tlakové napětí



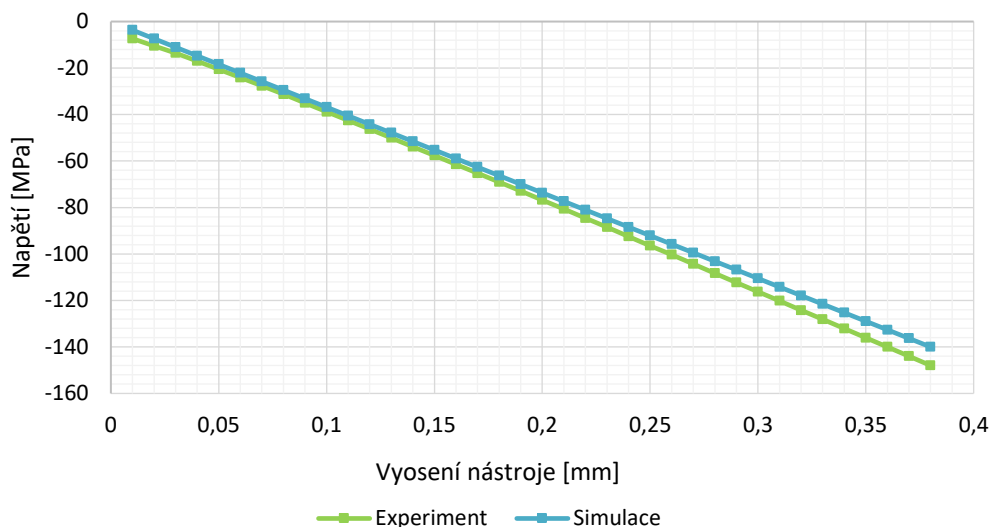
Graf 18 Porovnání tlakového napětí – Varianta 1

Varianta 1 - Tahové napětí



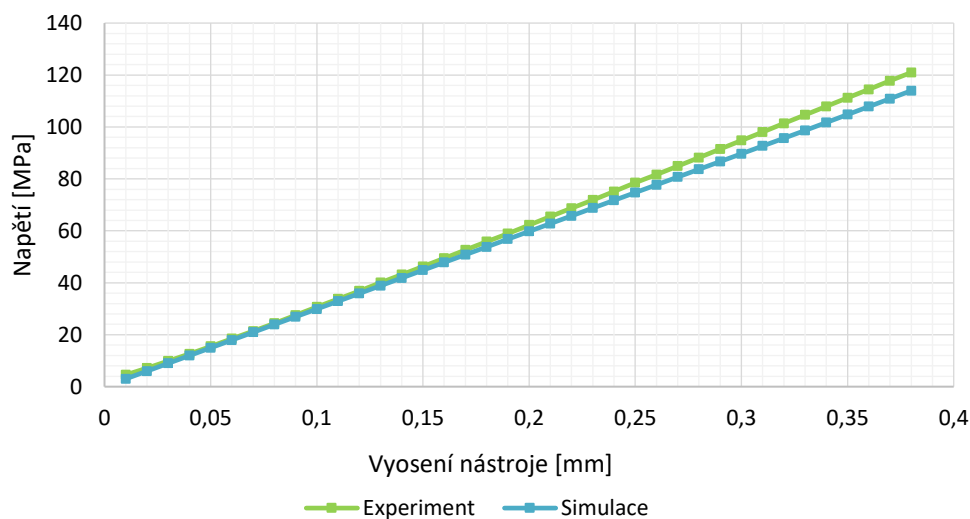
Graf 19 Porovnání tahového napětí – Varianta 1

Varianta 2 - Tlakové napětí



Graf 20 Porovnání tlakového napětí – Varianta 2

Varianta 2 - Tahové napětí



Graf 21 Porovnání tahového napětí – Varianta 2

Natětí bylo pro variantu 1 měřeno po celou dobu experimentu až do hodnoty vyosení 0,45 mm, při kterém se dosáhlo požadované reakční síly $F_x=180$ N. Z grafů byl zjištěn rozdíl mezi naměřenými a vypočtenými hodnotami napětí. Tento rozdíl se pohybuje mezi 4–6 % u tlakového i tahového napětí. Stejného rozdílu 4–6 % poté dosáhlo porovnání napětí i u varianty 2, kde se vyhodnocovalo napětí pouze do hodnoty vyosení 0,38 mm. Experiment tedy potvrdil přesnost prováděných simulací a je tak možné s těmito výsledky dále pracovat a používat simulace při návrhu a vývoji nástrojových systémů.

9. Hodnocení dosažených výsledků

Z výsledků dosažených při FEM analýzách autocentrovacího držáku vystružovací hlavice je zřejmé, že maximální napětí se koncentruje na vnitřní straně lamel v přechodu z rádiusu do stěny lamel. Případná optimalizace nástrojového systému by tedy byla zaměřena nejprve na tuto oblast, kde by případné konstrukční úpravy vedly ke snížení maximálního napětí. U první FEM analýzy, která se zaměřovala na zatížení radiální silou na konci výstružníku $F_x=180$ N, bylo požadováno, aby jednotlivé varianty nepřesáhly určité dovolené napětí a dovolené vyosení. Ze simulací ovšem vyplynulo, že dovolené vyosení při zatížení vyosovací silou je překročeno více než dvojnásobně, což potvrdil i pozdější experiment prováděný na reálném prototypu nástroje. K překročení maximálního dovoleného napětí došlo pouze u varianty 1 a to jen pro větší hodnoty vyložení nástroje než 125 mm. Při experimentu nebylo porovnáváno maximální napětí, ale napětí v oblasti na vnější straně lamel. Nicméně experiment potvrdil správnost napětí získaných ze simulací. Hodnoty maximálního napětí ze simulací se tedy dají považovat za věrohodné. Při FEM analýzách ke zjištění maximálního napětí při vyosování nástroje až do hodnoty 0,2 mm bylo zjištěno, že k překročení maximálního dovoleného napětí dojde pouze při největším vyosení 0,2 mm, a to jen pro nejmenší vyložení nástroje 100 mm. Se zvětšujícím se vyložením pak hodnota napětí klesá. Poslední FEM analýza prováděná na autocentrovacím držáku vystružovací hlavice se zaměřovala na zatížení krouticím momentem o velikosti 5 Nm. Simulace ukázaly, že ani při zatížení tímto krouticím momentem nedojde k překročení dovoleného napětí. Podrobné výsledky jednotlivých FEM analýz jsou uvedeny přímo u popisu simulací v kapitole 7.

Ověřování FEM analýz bylo nejprve provedeno s porovnáním výsledků simulace z jiného výpočetního programu, konkrétně Siemens NX 11.0. Již v tomto porovnání se dosáhlo velmi podobných hodnot z obou simulací a výsledky se tedy dají považovat za relevantní. Další částí bylo ověření na reálném prototypu. To se provádělo pro zjištění napětí při vyosení nástroje do hodnoty 0,2 mm a pro zjištění napětí a vyosení při zatížení radiální silou $F_x=180$ N. V obou experimentech se potvrdila správnost simulace, kde se výsledky z experimentu lišily v průměru pouze 4–6 % vůči FEM analýzám. Pouze hodnoty reakční síly vzniklé při určitém vyosení se odlišovaly o 10–15 %. To mohlo být způsobeno nesprávným nastavením počátku při měření dynamometrem, jak je vysvětleno v kapitole 8.2.2 při popisu závislosti reakční síly na vyosení. Z celkového pohledu ovšem experiment potvrdil výsledky FEM analýz a je tedy možné tyto analýzy použít jako výchozí data pro další návrh a vývoj nástrojového systému. Další možností je použít FEM analýzy při návrhu nových systémů pro středění nástrojů, kde tato metoda návrhu a ověření pevnosti není moc častá. CAD modely a FEM analýzy jsou tedy perspektivní metody vývoje nástrojových systémů, které mohou nahradit zdlouhavé a drahé experimenty založené na testování pevnosti, případně únavě těchto systémů.

10. Technicko-ekonomické hodnocení

V této diplomové práci bylo hlavním cílem ověřit chování nástrojových systémů zatěžovaných statickou silou, definovanou hodnotou vyosení, nebo krouticím momentem. K tomuto ověření sloužily výpočtové programy a simulace a poté ověření pomocí experimentu na fyzicky vyrobeném kusu.

V rámci technicko-ekonomického hodnocení bylo porovnáváno použití výpočetních programů vůči ověřování pomocí experimentů při určování pevnostních a napěťových stavů v nástrojovém systému. Popřípadě u dalšího testování, jako mohou být například únavové zkoušky.

Nespornou výhodou u ověřování pomocí FEM analýz je úspora nákladů vzhledem k experimentu na reálném prototypu. U reálného prototypu jsou náklady spojené s výrobou, kde se projeví náklady na materiál, strojní hodinová sazba stroje, náklady na obsluhu stroje, náklady spojené s tvorbou CAM programů nutných k výrobě a další. Jednou z velkých částí nákladů je pak i samotný experiment, při kterém je nutné mít poměrně drahé měřicí a vyhodnocující zařízení. Dále pak rostou náklady na odborný personál, který dokáže data naměřit a vyhodnotit. Jednou z hlavních nevýhod experimentů je i jejich velká časová náročnost a v některých případech nutnost pozastavení výroby kvůli experimentům. Poslední nevýhodou může být nutnost měření dat pouze v předem určeném místě, na rozdíl od simulací, kde můžeme získat hodnoty v celém modelu.

Použití výpočetních programů se ovšem nevyplatí v každém případě. Například menší společnosti, které se nezaměřují tolik na vývoj a nemají drahé CAD/CAM programy, jejichž součástí často bývá základní program na provádění FEM analýz, nejspíše nebudou investovat stovky tisíc až jednotky milionů korun za tyto výpočetní programy. U větších firem, které ovšem mají již nějaký výpočetní program, případně je možné ho dokoupit formou balíku nebo předplatného k jejich stávajícím CAD/CAM programům, není tato investice tak výrazná a často bývá jednorázová. Výsledné náklady jsou tedy pouze případné náklady na koupi softwaru a poté jen na konstruktéra/výpočtáře, který tyto výpočty provádí. Naproti tomu u experimentů se náklady při každém testování opakují a při případném pozastavení výroby navíc přichází firma o zisk z vyráběných výrobků. To má za následek neustálý nárůst nákladů při experimentech.

Použití výpočetních programů spolu s FEM analýzou se tedy vyplatí hlavně firmám, které se zaměřují na časté inovace nástrojových systémů a jejich vývoj.

11. Závěr

Hlavním cílem práce bylo ověřit chování dvou různých nástrojových systémů zatěžovaných statickou silou, definovanou hodnotou vyosení, nebo krouticím momentem pomocí FEM analýz. K tomuto ověření byl použit software Autodesk Nastran In-CAD a Siemens NX 11.0. Jedním z hlavních bodů práce pak byla verifikace získaných dat ze simulací na reálném prototypu nástrojového systému.

V samotném úvodu práce je v krátkosti představena spolupracující firma FINAL tools a.s., pro jejíž nástrojové systémy byly FEM analýzy a následné experimenty prováděny. Úvodní teoretická část práce se zabývá popisem problematiky výroby přesných děr pomocí vystružování. Je zde popsána technologie samotného vystružování, konstrukční řešení vystružovacích nástrojů a obecná geometrie vystružovacího nástroje. Hlavním cílem teoretické části této diplomové práce byl popis problematiky středění řezných nástrojů, a to zejména nástrojů pro vystružování. Dalším bodem byl popis pasivních a aktivních systémů středění nástrojů a poté byla práce zaměřena zejména na aktivní systémy středění. Nejprve byla popsána samotná historie těchto systémů, a nakonec byla největší část věnována přehledu současné úrovně techniky v oblasti systémů středění nástrojů.

Praktická část diplomové práce již byla zaměřena na samotné ověření chování nástrojových systémů při různých typech zatížení. Pro potřeby FEM analýz bylo nejprve nutné vytvořit zjednodušené CAD modely upínačů s různou délkou vyložení nástroje pro dva nástrojové systémy. Poté následovala samotná FEM analýza, kde samostatné výsledky jsou zaznamenány ve formě grafů přímo u popisu simulací. Po provedení simulací a analýz byla na jednom konkrétním nástrojovém systému ověřena relevantnost těchto výsledků. Konečný experiment byl prováděn na prototypu autocentrovacího držáku vystružovací hlavičky pro jednu délku vyložení u dvou rozměrových variant. Výsledky simulací byly následně porovnány s experimentem a popsány ve formě grafů a tabulek. Konečné výsledky pak ještě byly sepsány v kapitole hodnocení dosažených výsledků, na kterou navazuje technicko-ekonomické hodnocení.

V samotném závěru tak lze říci, že počáteční cíle práce byly splněny a experiment prokázal relevantnost FEM analýz. Při analýze pevnosti, napěťových stavů, popřípadě únavy, výpočtové softwary do jisté míry mohou nahradit nákladné a zdlouhavé experimenty.

12. Použitá literatura

- [1] S. FIALA, K. KOUŘIL, J. ŘEHOŘ a . a. k. , „*Výzkum a vývoj vysoce přesných produktivních řezných nástrojů nové generace s využitím inovativních technologií a progresivních materiálů*“, v *Průběžná zpráva k projektu TA02010236 za rok 2012*, Brno, HAM_FINAL s.r.o., 2012.
- [2] J. ŘEHOŘ, J. FULEMOVÁ, K. KOUŘIL a P. MATOUŠ, „*Současné trendy středění nástrojů pro výrobu přesných děr*“, *storjirenská technologie Plzeň 2015*.
- [3] A. HUMÁR, „*Technologie obrábění - 2.část*“, Brno 2004. [Online]. Dostupné z: http://ust.fme.vutbr.cz/obrabeni/opory-save/TI_TO-2cast.pdf.
- [4] FINAL-Tools a.s. „www.ham-final.cz“, [Online]. Dostupné z: <http://www.ham-final.cz/index.php?>. [cit. 12-2-2018].
- [5] M. KOUTSKÝ, *Analýza a hodnocení integrity povrchu řezných nástrojů a otvorů po vystružování v reálné výrobě*, Plzeň: Diplomová práce, Západočeská univerzita v plzni, 2014.
- [6] G. SMITH, *Cutting Tool Technology: Industrial Handbook*, Southampton: Springer, 600 p. ISBN 1-848--00204-1., 1st edition. 2008.
- [7] M. MICHALÍČEK, *Predikce provozní přesnosti CNC obráběcích strojů*, Disertační práce, Vysoké učení technické v Brně, Brno, 2013.
- [8] P. MATOUŠ, *Technická ilustrace a animace nástrojového systému HAM-FINAL RC pro praktické použití*, Plzeň: Diplomová práce, Západočeská univerzita v Plzni, 2014.
- [9] L. SKEEL, „*Floating tool*“. USA Patent US1903576A, 11 4 1933.
- [10] M. BENJAMIN, „*Floating tool holder*“. USA Patent US2848239A, 18 11 1954.
- [11] E. BLADES, „*Compensating tool holder*“. USA Patent US2833544A, 6 5 1958.
- [12] KOMET GORUP „www.kometgroup.com“, [Online]. Dostupné z: <http://classic.kometgroup.com/cz/tools-navigation/tools/vystruzovani.html>. [cit. 4-4-2018].
- [13] DIATool „www.diatool.de“, [Online]. Dostupné z: <http://diatool.de/en/home-en.html>. [cit. 11-4-2018].
- [14] MAPAL „www.mapal.com“, [Online]. Dostupné z: <https://www.mapal.com/cz/>. [cit. 11-4-2018].
- [15] GUHRING „www.guhring.com“, [Online]. Dostupné z: <http://www.guhring.com/BrowseProducts/Index/262>. [cit. 12-4-2018].
- [16] *Produktový katalog společnosti HAM-FINAL, s.r.o.*, Brno, 2010.
- [17] *Interní materiály společnosti FINAL-Tools a.s.*

- [18] MAS MACHINE TOOLS „*www.masmachinetools.com*,“ [Online]. Dostupné z:
<http://www.masmachinetools.com/mcu-450vt>. [cit. 10-5-2018].
- [19] Dynamometr KISTLER „*www.kto.zcu.cz*,“ [Online]. Dostupné z:
https://www.kto.zcu.cz/o-katedre/Vybaveni_katedry/merici_vybaveni_KTO.html. [cit. 10-5-2018].
- [20] KISTLER „*www.kistler.com*,“ [Online]. Dostupné z:
<http://web.sensor-ic.com:8000/ZLXIAZAI/KISTLER/000-148e-12.09.pdf>. [cit. 11-5-2018].

Použitý software

- Autodesk Inventor 2017
- Autodesk Nastran In – CAD 2017
- Siemens NX 11.0
- Labview 6.1
- Nasomer 87
- Office

13. Seznam příloh

Příloha č. 1: Parametry stoje MCV 450 V [18]

Příloha č. 2: Parametry 3 složkového dynamometru KISTLER [20]

Příloha č. 3: Naměřené hodnoty napětí z experimentu a simulací

Příloha č. 4: Naměřené hodnoty reakční síly a napětí z experimentu a simulací

PŘÍLOHA č. 1

Parametry stoje MCV 450 [18]

Hlavní rysy stroje

- Multifunkční 5osé obráběcí centrum
- Kontinuální obrábění v 5 osách s možností soustružení
- Široká nabídka vřetenových jednotek a upínání
- Modulární zásobník nástrojů
- Obrobek koná pohyb ve třech osách X, A, C
- Vřeteno koná pohyb ve dvou osách Y, Z
- Řídicí systém SIEMENS / HEIDENHAIN
- Litinový základ stroje
- Přizpůsobeno pro robotizaci a paletizaci
- Statická a dynamická tuhost na úrovni strojů s horním gantry



HLAVNÍ TECHNOLOGICKÉ MOŽNOSTI

MCU 450V frézování

MCU 450VT frézování + soustružení



Frézování z pěti stran



Frézování tvarové



Soustružení vnější

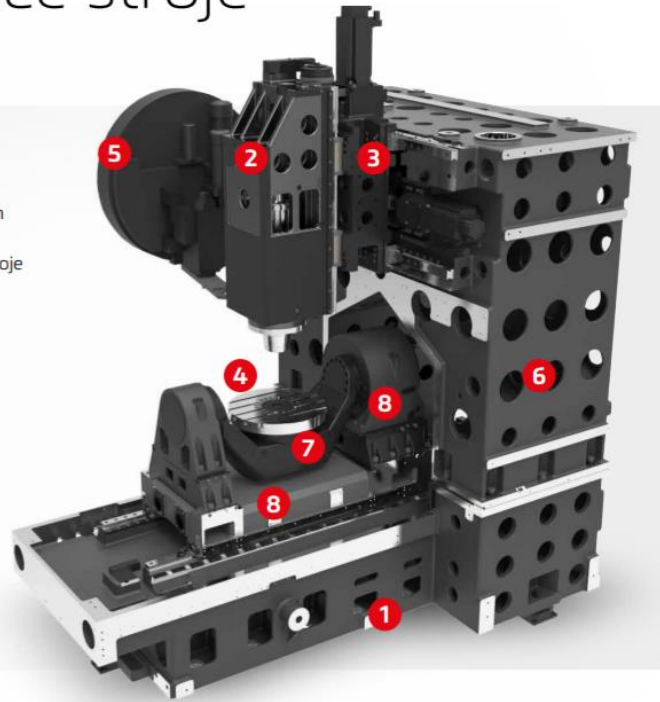


Soustružení čelní a vnitřní

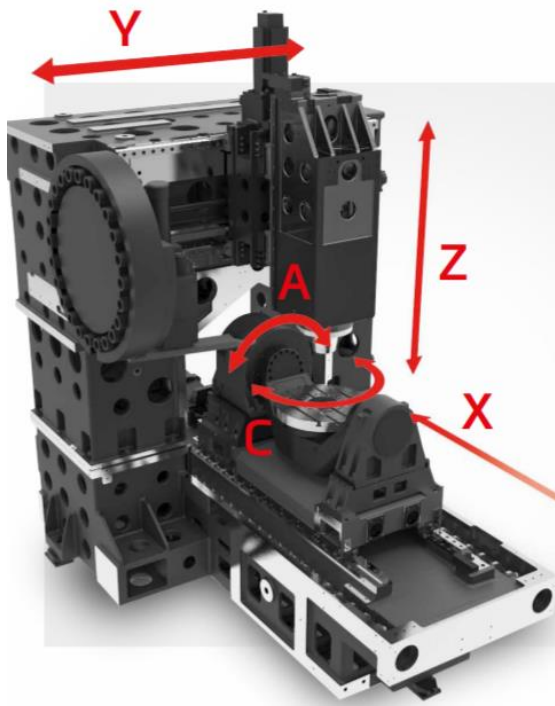
Základní koncepce stroje

- Samonosné lože kotvené na třech bodech
- Teplotně symetrická konstrukce s vychlazováním klíčových komponent
- Vysoká tuhost konstrukce, extrémní přesnost stroje

- 1 | Lože
- 2 | Smykadlo
- 3 | Saně
- 4 | Vřeteno
- 5 | Zásobník nástrojů
- 6 | Stojann
- 7 | Pracovní stůl
- 8 | Otočně sklopné osy pracovního stolu



Lineární a rotační osy

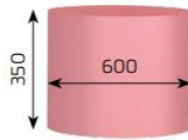


	Rozjezdy [mm]	Rychloposuv [mm.min ⁻¹]	Zrychlení [mm.s ⁻²]
Osa X	450		
Osa Y	800	60 000	6 000
Osa Z	400		

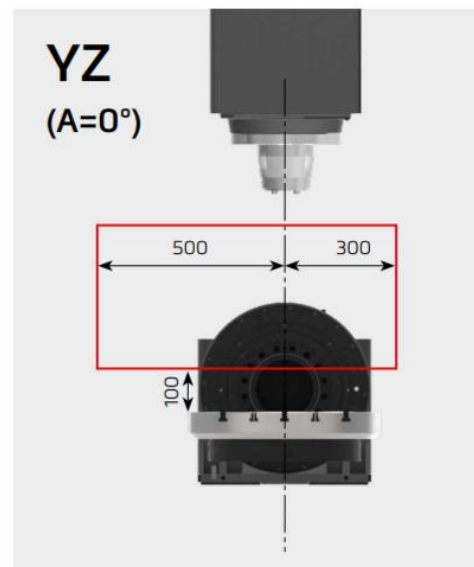
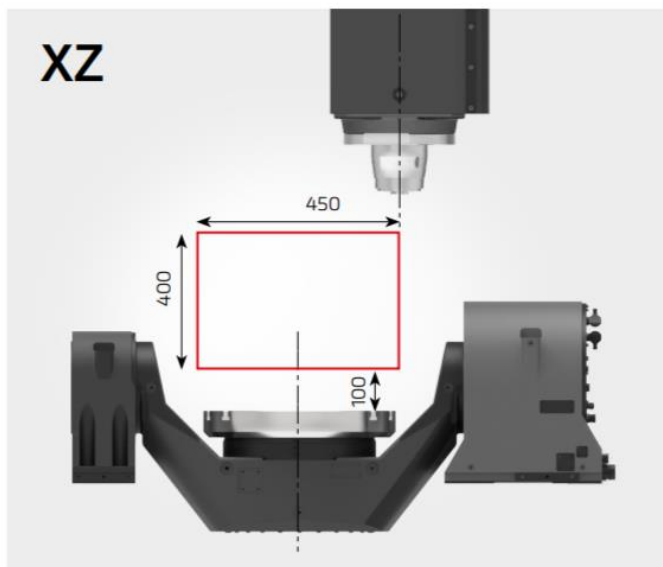
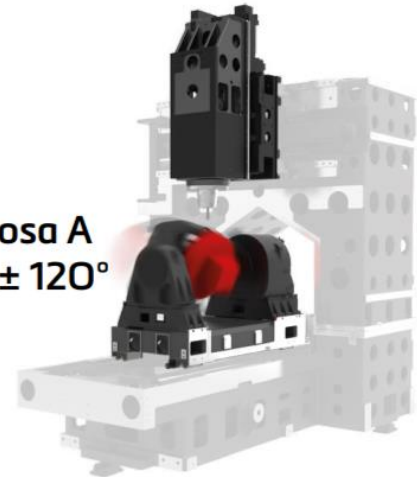
	Rozsah otáčení [°]	Max. otáčky [min ⁻¹]	Krouticí moment souvislý [Nm]	Krouticí moment brzdý [Nm]	
Osa A	±120	Torque motor V-5X frézování	100	1 040	3 200
		Torque motor VT-5X soustružení	100	1 040	3 200
Osa C	360	Torque motor V-5X frézování	200	400	2 000
		Torque motor VT-5X soustružení	1500	450	2 000

Pracovní prostor

- Vodotěsná kabina
- LED osvětlení
- Ruční oplach pracovního prostoru
- Automatický oplach teleskopických krytů
- Automatické odsouvání střechy



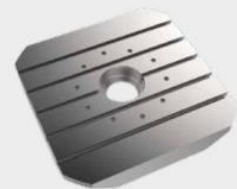
osa A
 $\pm 120^\circ$



Varianty stolů



Rozměry: 400 x 400mm
Frézování
Zatížení: 500 kg
Otáčky frézování (osa C): 200 min⁻¹



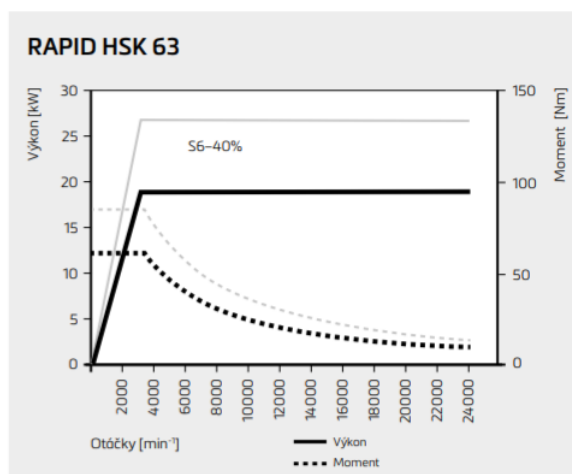
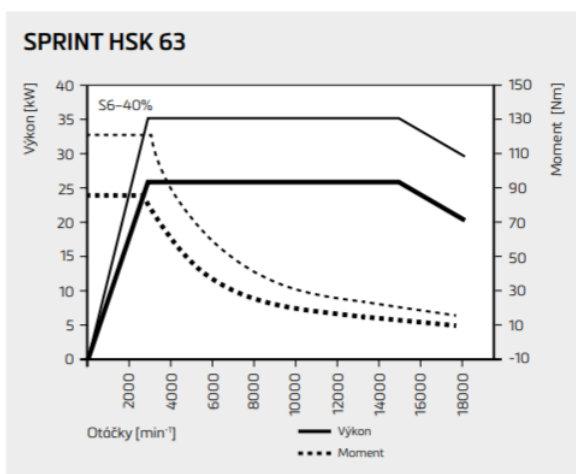
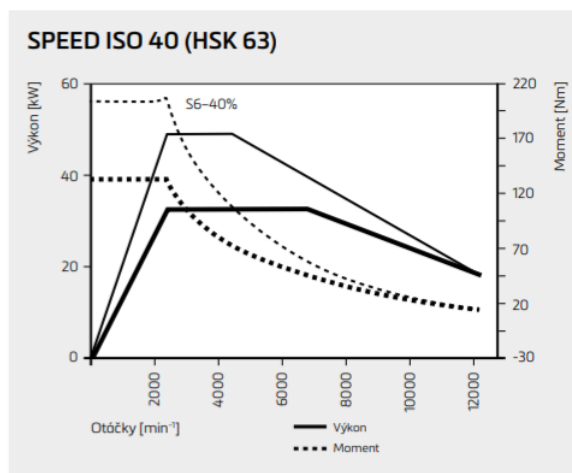
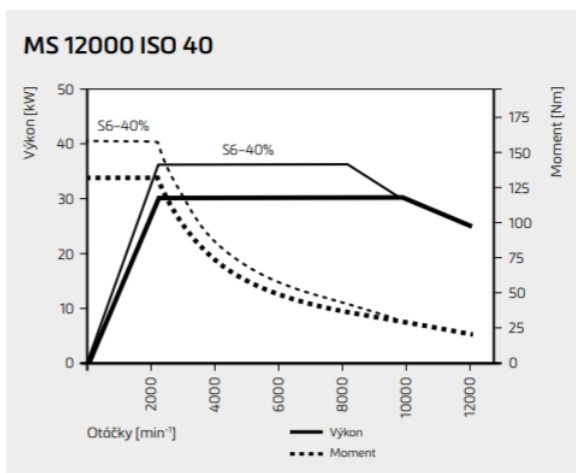
Průměr: 500mm
Frézování / Soustružení – Torque motory
Zatížení: 500 / 350Kg
Otáčky frézování (osa C): 200 min⁻¹
Otáčky soustružení (osa C): 1500 min⁻¹



Nástrojová vřetena

	MS 1200	SPEED	SPRINT	RAPID
Typ pohonu	Integrovaný	Integrovaný	Integrovaný	Integrovaný
Kužel (V – SX)	ISO 40	ISO 40 HSK-A63	HSK-A63	HSK-A63
Soustružnická varianta	NE	ANO / NE	ANO	NE
Maximální otáčky min ⁻¹	12 000	12 000	18 000	24 000
Jmenovité otáčky min ⁻¹	2 200	2 330	2 800	2 980
Výkon S1/S6 kW	30/36	32/48	25/35	19/27
Moment S1/S6 Nm	130/157	130/200	87/130	60/86

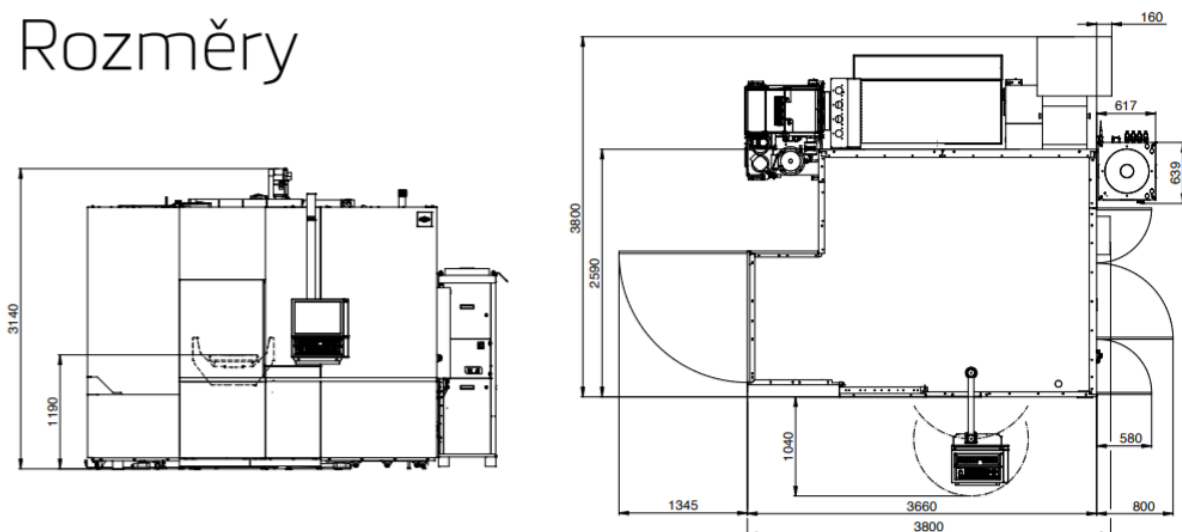
- Široká škala vřeten od silových až po vysokootáčková
- Nejmodernější vřetena s integrovaným pohonem („built-in“)
- Průtokové chlazení vřeten vodou vlastním chladicím agregátem s vysokým chladicím výkonem
- Plynulá regulace otáček
- Vřeteno pro soustružnické operace s hydraulickou brzdou
- Pohodlné zakladání nástrojů do zásobníku stroje i během obrábění



Technické parametry

		MCU 450V-5X frézování	MCU 450VT-5X soustružení	
Lineární osy	Pojezd v ose X	mm	450	
	Pojezd v ose Y	mm	800	
	Pojezd v ose Z	mm	400	
	vzdálenost čela včetně od stolu	mm	100-500	
	Pracovních posuv v osách X, Y, Z	mm.min ⁻¹	1 - 60 000	
	Rychloposuv v osách X, Y, Z	mm.min ⁻¹	60 000	
	Zrychlení v osách X, Y, Z	mm.s ⁻²	6 000	
	Programovatelný krok	mm	0,001	
Rotační osy	pohon osy A, C		Torque motor	Torque motor
	Rozsah naklápění osy A	°	±120	
	Rozsah otáčení osy C	°	Neomezeně	
	Maximální otáčky osy A	min ⁻¹	100	100
	Maximální otáčky osy C	min ⁻¹	200	1500
	Přesnost dělení os A, C	°	0,001	
Pracovní stoly	Velikost upínací plochy stolu	mm	500	500
	Maximální průměr obrobku	mm	600	
	Maximální výška obrobku	mm	350	
	Maximální zatížení stolu	kg	500	350
Přesnost ČSN ISO 230-2	Přesnost stavění souřadnic	mm	0,004	
	Přesnost najetí	mm	0,007	
Přesnost VDI/DGQ3441	Přesnost stavění souřadnic	mm	0,004	
	Přesnost najetí	mm	0,007	
Přesnost JIS B 6336	Vyhodnocení po dráze	mm	±0,003	
	Opakované najetí	mm	±0,002	
Energetická připojení a spotřeba	Napětí AC		3 × 400V, 50Hz	
	Jmenovitý proud	A	125	
	Celkový max. příkon stroje	kVA	55	
	Doporučený přívod elektrovodů	mm ²	5 × 35 Cu	
	Pracovní tlak pneumatického zařízení	MPa	0,6	
	Spotřeba tlakového vzduchu (min – max)	m ³ /hod	8 - 20	
Rozměry strojů	Rozměry stroje	mm	3800 × 3800 × 3140	
	Přepravní rozměry stroje	mm	3800 × 2300 × 2810	
	Hmotnost stroje	kg	14 000	
	Počet nástrojů	KS	30 (60)	
Zásobník nástrojů	Max. průměr nástroje	mm	80 / 160 (75/130)	
	Max. váha nástroje	kg	6,5 (8)	
	Max. délka nástroje	mm	300	
	Čas výměny nástroje (nástroj – nástroj)	s	2,5 (3)	
Řídicí systém			HEIDENHAIN TNC 640	
			SIEMENS SIN 840D SL	

Rozměry



PŘÍLOHA č. 2

Parametry 3 složkového dynamometru KISTLER [20]

Force



Multicomponent Dynamometer

-20 ... 40 kN, Mounting Plate 260x260 mm

Type 9255B

Quartz 3-component dynamometer for measuring the three orthogonal components of a force. The dynamometer has a great rigidity and consequently a high natural frequency. Its high resolution enables the smallest dynamic changes in large forces to be measured.

- Wide measuring range
- For heavy duty application
- Compact design

Description

The dynamometer consists of four 3-component force sensors fitted under high preload between a baseplate and a top plate. Each sensor contains three pairs of quartz plates, one sensitive to pressure in the z direction and the other two responding to shear in the x and y directions respectively. The force components are measured practically without displacement.

The outputs of the four built-in force sensors are connected inside the dynamometer in a way to allow multicomponent measurements of forces and moments to be performed. The eight output signals are available at the 9-conductor flange socket. The four sensors are mounted ground-insulated. Therefore ground loop problems are largely eliminated.

The dynamometer is rustproof and protected against penetration of splashwater and cooling agents. Together with the connecting cable Type 1687B5/1689B5 and Type 1677A5/1679A5 it corresponds to the protection class IP67.

Application Examples

- Dynamic and quasistatic measurement of the three orthogonal components of a force.
- Cutting force measurements while milling and grinding on larger machines and in machining centers.
- Measurements on stamping machines.
- Measurements on wind tunnel models.
- Measurements of supporting forces at machinery foundations.
- Measurements on rocket propulsion units.



Technical Data

Range	F_x, F_y	kN	-20 ... 20 ¹⁾
	F_z	kN	-10 ... 40 ¹⁾
Calibrated partial range	F_x, F_y	kN	0 ... 2
	F_z	kN	0 ... 4
Overload	F_x, F_y	kN	-24/24
	F_z	kN	-12/48
Threshold		N	<0,01
Sensitivity	F_x, F_y	pC/N	≈-8
	F_z	pC/N	≈-3,7
Linearity, all ranges		% FSO	≤±1
Hysteresis, all ranges		% FSO	≤0,5
Cross talk		%	≤±2
Rigidity	c_x, c_y	kN/μm	>2
	c_z	kN/μm	>3
Natural frequency	$f_n(x, y, z)$	kHZ	≈3
Natural frequency (mounted on flanges)	$f_n(x, y)$	kHZ	≈1,7
	$f_n(z)$	kHZ	≈2
Natural frequency (mounted on flanges and through top plate)	$f_n(x, y)$	kHZ	≈2
	$f_n(z)$	kHZ	≈3,3
Operating temperature range		°C	0 ... 70
Temperature coefficient of sensitivity		%/°C	-0,02
Capacitance (of channel)		pF	≈500
Insulation resistance (20 °C)		Ω	>10 ¹³
Ground insulation		Ω	>10 ⁸
Protection class EN60529		-	IP67 ²⁾
Weight		kg	52

¹⁾ Application of force inside and max. 100 mm above top plate area.

²⁾ With connecting cable Types 1687B5, 1689B5, 1677A5, 1679A5

1 N (Newton) = 1 kg · m · s⁻² = 0,1019... kp = 0,2248... lbf; 1 inch = 25,4 mm; 1 kg = 2,2046... lb; 1 N·m = 0,73756... lbf

Page 1/2

This information corresponds to the current state of knowledge. Kistler reserves the right to make technical changes. Liability for consequential damage resulting from the use of Kistler products is excluded.

©2009, Kistler Group, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Switzerland
Tel. +41 52 224 11 11, Fax +41 52 224 14 14, info@kistler.com, www.kistler.com

Multicomponent Dynamometer, -20 ... 40 kN, Mounting Plate 260x260 mm, Type 9255B

KISTLER
measure. analyze. innovate.

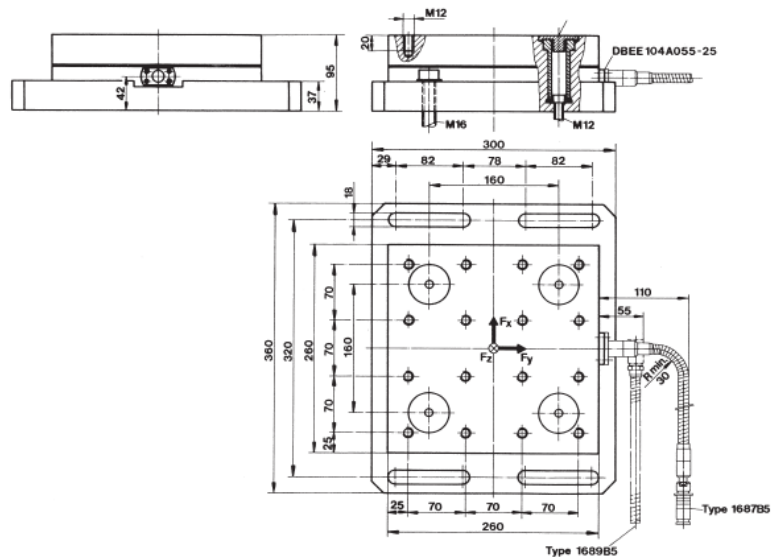


Fig. 1: Dimensions of dynamometer Type 9255B

Mounting

The dynamometer may be mounted with screws or claws on any clean, face-ground supporting surface, such as the table of a machine tool for example.

In order to provide a still better coupling of the measuring instrument with the mounting surface, the dynamometer can, if necessary, additionally be screwed down through the four bores in the top plate. This measure allows to reach a higher resonant frequency of the measuring system. Uneven supporting surface may set up internal stresses, which will impose severe additional loads on the individual measuring elements and may also increase cross talk.

For mounting the force-introducing components, mainly workpieces, sixteen M12 mm blind tap holes in the cover plate are available.

The supporting surfaces for the force-introducing parts must be face-ground to obtain good mechanical coupling to the cover plate.

Signal Conditioning

A multichannel charge amplifier is also needed to build a complete measuring system (i.e. Type 5070A...). The measurement signal is converted into an electrical voltage in the individual channels. The measured value is exactly proportional to the force acting.

Optional Accessories

For 3-Component Force Measurements

F_x, F_y, F_z	Type
• Connecting cable, length $l = 5$ m (3 leads)	1687B5
• Extension cable, length $l = 5$ m (3 leads)	1689B5
	1688B5

For 6-Component Force and Moment Measurements

$F_x, F_y, F_z / M_x, M_y, M_z$	Type
• Connecting cable, length $l = 5$ m (8 leads)	1677A5
• Extension cable, length $l = 5$ m (8 leads)	1679A5
	1678A5

Ordering Code	Type
• Multicomponent Dynamometer	9255B

PŘÍLOHA č. 3

Naměřené hodnoty napětí z experimentu a simulací

vyosení	EXPERIMENT		SIMULACE	
	napětí [MPa]		napětí [MPa]	
	Horní (tlak)	Dolní (tah)	Horní (tlak)	Dolní (tah)
0,01	-5,29	4,20	-6,43	5,34
0,02	-11,99	9,49	-12,86	10,67
0,03	-18,62	14,88	-19,29	16,01
0,04	-25,47	20,40	-25,72	21,34
0,05	-32,15	25,74	-32,15	26,68
0,06	-38,90	31,24	-38,58	32,01
0,07	-45,77	36,76	-45,01	37,35
0,08	-52,66	42,22	-51,44	42,68
0,09	-59,42	47,64	-57,87	48,02
0,1	-66,25	53,21	-64,30	53,35
0,11	-73,02	58,68	-70,73	58,69
0,12	-79,84	64,30	-77,16	64,02
0,13	-86,72	69,85	-83,59	69,36
0,14	-93,53	75,34	-90,02	74,69
0,15	-100,54	80,97	-96,45	80,03
0,16	-107,39	86,52	-102,88	85,36
0,17	-114,30	92,10	-109,31	90,70
0,18	-121,13	97,70	-115,74	96,03
0,19	-127,99	103,25	-122,17	101,37
0,2	-134,97	108,87	-128,60	106,70

Tab. I Naměřené hodnoty napětí z experimentu a simulací - Varianta 1

vyosení	EXPERIMENT		SIMULACE	
	napětí [MPa]		napětí [MPa]	
	Horní (tlak)	Dolní (tah)	Horní (tlak)	Dolní (tah)
0,01	-3,65	2,12	-5,40	4,61
0,02	-8,61	6,31	-10,80	9,21
0,03	-13,69	10,64	-16,20	13,82
0,04	-18,82	15,00	-21,60	18,42
0,05	-23,88	19,34	-27,00	23,03
0,06	-28,98	23,62	-32,40	27,63
0,07	-34,16	28,02	-37,80	32,24
0,08	-39,26	32,31	-43,20	36,84
0,09	-44,47	36,77	-48,60	41,45
0,1	-49,51	41,07	-54,00	46,05
0,11	-54,71	45,39	-59,40	50,66
0,12	-59,87	49,84	-64,80	55,26
0,13	-64,92	54,26	-70,20	59,87
0,14	-70,14	58,60	-75,60	64,47
0,15	-75,01	62,72	-81,00	69,08
0,16	-80,54	67,49	-86,40	73,68
0,17	-85,74	71,87	-91,80	78,29
0,18	-90,94	76,26	-97,20	82,89
0,19	-96,11	80,63	-102,60	87,50
0,2	-101,35	85,04	-108,00	92,10

Tab. II Naměřené hodnoty napětí z experimentu a simulací – Varianta2

PŘÍLOHA č. 4

Naměřené hodnoty reakční síly a napětí z experimentu a simulací

vyosení	EXPERIMENT			SIMULACE		
	napětí [MPa]		Reakční síla [N]	napětí [MPa]		Reakční síla [N]
	Horní (tlak)	Dolní (tah)		Horní (tlak)	Dolní (tah)	
0,01	-3,16	2,07	4,60	-5,11	4,04	4,47
0,02	-8,49	6,25	5,10	-10,22	8,07	8,93
0,03	-13,84	10,46	12,70	-15,33	12,11	13,40
0,04	-19,26	14,79	16,50	-20,43	16,15	17,87
0,05	-24,68	19,03	20,30	-25,54	20,18	22,33
0,06	-30,16	23,30	23,70	-30,65	24,22	26,80
0,07	-35,54	27,58	28,20	-35,76	28,25	31,27
0,08	-41,06	31,93	31,30	-40,87	32,29	35,73
0,09	-46,57	36,33	35,40	-45,98	36,33	40,20
0,1	-52,08	40,68	39,00	-51,09	40,36	44,67
0,11	-57,57	45,00	44,70	-56,19	44,40	49,13
0,12	-63,16	49,35	48,60	-61,30	48,44	53,60
0,13	-68,62	53,74	52,60	-66,41	52,47	58,06
0,14	-74,12	58,04	55,90	-71,52	56,51	62,53
0,15	-79,69	62,36	60,50	-76,63	60,54	67,00
0,16	-85,18	66,72	65,20	-81,74	64,58	71,46
0,17	-90,64	71,02	69,60	-86,84	68,62	75,93
0,18	-96,11	75,42	72,60	-91,95	72,65	80,40
0,19	-101,65	79,77	77,40	-97,06	76,69	84,86
0,2	-107,18	84,11	81,30	-102,17	80,73	89,33
0,21	-112,66	88,54	84,40	-107,28	84,76	93,80
0,22	-118,14	92,90	89,60	-112,39	88,80	98,26
0,23	-123,70	97,28	92,90	-117,50	92,83	102,73
0,24	-129,22	101,60	98,70	-122,60	96,87	107,20
0,25	-134,75	105,98	103,20	-127,71	100,91	111,66
0,26	-140,23	110,28	106,80	-132,82	104,94	116,13
0,27	-145,78	114,71	111,40	-137,93	108,98	120,60
0,28	-151,33	119,10	115,10	-143,04	113,02	125,06
0,29	-156,84	123,49	118,80	-148,15	117,05	129,53
0,3	-162,53	127,83	122,60	-153,26	121,09	134,00
0,31	-168,04	132,19	126,60	-158,36	125,12	138,46
0,32	-173,59	136,64	130,50	-163,47	129,16	142,93
0,33	-179,16	141,07	134,60	-168,58	133,20	147,39
0,34	-184,72	145,47	138,30	-173,69	137,23	151,86
0,35	-190,26	149,83	142,20	-178,80	141,27	156,33
0,36	-195,78	154,25	146,10	-183,91	145,31	160,79
0,37	-201,28	158,65	150,00	-189,01	149,34	165,26
0,38	-206,79	163,07	153,90	-194,12	153,38	169,73
0,39	-212,26	167,45	157,80	-199,23	157,41	174,19
0,4	-217,82	171,85	161,70	-204,34	161,45	178,66
0,41	-223,37	176,30	165,60	-209,45	165,56	183,13
0,42	-228,85	180,70	169,50	-214,56	169,62	187,59
0,43	-234,36	185,12	173,30	-219,67	173,70	192,06
0,44	-239,89	189,51	177,10	-224,77	177,80	196,53
0,45	-245,51	193,94	180,80	-229,88	181,97	200,99

Tab. III Naměřené hodnoty reakční síly a napětí z experimentu a simulací – Varianta 1

vyosení	EXPERIMENT			SIMULACE		
	napětí [MPa]		Reakční síla [N]	napětí [MPa]		Reakční síla [N]
	Horní (tlak)	Dolní (tah)		Horní (tlak)	Dolní (tah)	
0,01	-7,33	4,58	7,10	-3,68	2,99	5,68
0,02	-10,49	7,15	10,80	-7,37	5,98	11,36
0,03	-13,60	9,90	15,10	-11,05	8,97	17,04
0,04	-17,03	12,62	19,40	-14,74	11,96	22,71
0,05	-20,56	15,51	23,80	-18,42	14,95	28,39
0,06	-24,11	18,45	28,00	-22,10	17,93	34,07
0,07	-27,66	21,40	32,80	-25,79	20,92	39,75
0,08	-31,24	24,38	37,30	-29,47	23,91	45,43
0,09	-35,06	27,53	41,70	-33,16	26,90	51,11
0,1	-38,81	30,67	46,10	-36,84	29,89	56,78
0,11	-42,55	33,74	51,90	-40,52	32,88	62,46
0,12	-46,29	36,83	56,20	-44,21	35,87	68,14
0,13	-50,08	40,03	60,30	-47,89	38,86	73,82
0,14	-53,88	43,16	65,50	-51,58	41,85	79,50
0,15	-57,64	46,27	70,10	-55,26	44,84	85,18
0,16	-61,46	49,44	74,30	-58,95	47,83	90,85
0,17	-65,25	52,63	79,50	-62,63	50,81	96,53
0,18	-69,06	55,83	84,20	-66,31	53,80	102,21
0,19	-72,90	58,93	89,10	-70,00	56,79	107,89
0,2	-76,82	62,22	94,00	-73,68	59,78	113,57
0,21	-80,65	65,50	98,90	-77,37	62,77	119,25
0,22	-84,58	68,73	103,80	-81,05	65,76	124,92
0,23	-88,46	71,87	108,70	-84,73	68,75	130,60
0,24	-92,50	75,15	113,60	-88,42	71,74	136,28
0,25	-96,48	78,52	118,50	-92,10	74,73	141,96
0,26	-100,31	81,67	123,40	-95,79	77,72	147,64
0,27	-104,31	84,93	128,30	-99,47	80,70	153,32
0,28	-108,31	88,18	133,20	-103,15	83,69	158,99
0,29	-112,31	91,50	138,10	-106,84	86,68	164,67
0,3	-116,25	94,78	143,00	-110,52	89,67	170,35
0,31	-120,19	98,03	147,90	-114,21	92,66	175,85
0,32	-124,20	101,38	152,80	-117,89	95,65	181,34
0,33	-128,11	104,64	157,70	-121,57	98,66	186,84
0,34	-132,07	107,94	162,60	-125,26	101,71	192,33
0,35	-136,05	111,22	167,50	-128,94	104,77	197,83
0,36	-140,01	114,46	171,80	-132,63	107,82	203,32
0,37	-143,98	117,79	176,50	-136,31	110,88	208,82
0,38	-147,98	120,96	182,20	-139,99	113,96	214,31

Tab. IV Naměřené hodnoty reakční síly a napětí z experimentu a simulací – Varianta 2