



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

NÁVRH A OPTIMALIZACE NOSNÉ KONSTRUKCE PRO OBRÁBĚCÍ STROJ

DESIGN AND OPTIMIZATION OF A FRAME FOR A MACHINE TOOL

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. František Weigl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Dominik Hermanský, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. František Weigl**
Studijní program: Mechatronika
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Dominik Hermanský, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh a optimalizace nosné konstrukce pro obráběcí stroj

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Nosná konstrukce je jedna z nejdůležitějších částí obráběcích strojů, protože má zásadní vliv na přesnost stroje. Při vývoji jednotlivých částí nosné struktury je potřeba na základě výpočtového modelování systematicky posoudit různá materiálová a konstrukční provedení jednotlivých komponent s ohledem na mechanické parametry. Předmetem zadání bude výpočtová optimalizace lože frézovacího stroje. Pro analýzu bude použita metoda konečných prvků, konkrétně software Ansys. Optimalizace proběhne s ohledem na dosažení vhodných parametrů z hlediska statické a dynamické tuhosti. Výpočtový model bude verifikován pomocí změřených dat na fyzickém prototypu.

Cíle diplomové práce:

Rozbor současného stavu vědy a techniky u řešené problematiky.
Rešerše v oblasti nosných konstrukcí obráběcích strojů.
Stanovení různých variant lože frézovacího stroje.
Výpočtové modely jednotlivých provedení, výpočty.
Výpočtová zpráva.
Verifikace výpočtového modelu pomocí naměřených dat.
Závěr, zhodnocení.

Seznam doporučené literatury:

MAREK, Jiří, 2018. Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0. Praha: MM publishing. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.

JANÍČEK, Přemysl, 2004. Mechanika těles: pružnost a pevnost I. Brno: Akademické nakladatelství CERM. ISBN 80-214-2592-X.

JANÍČEK, Přemysl a Emanuel ONDRÁČEK, 1998. Řešení problémů modelováním: téměř nic o téměř všem. Brno: PC-DIR. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1233-X.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací lože obráběcího stroje. V první části práce jsou stručně popsány jednotlivé obráběcí stroje a jejich rozdělení. Následuje popis vlivů, které ovlivňují statické a dynamické vlastnosti lože, stručný přehled materiálů používaných při výrobě obráběcích strojů a krátký přehled optimalizačních metod. Druhá část práce se nejprve zaměřuje na tvorbu výpočtového modelu lože, který je využit k matematické optimalizaci pomocí MKP v programu ANSYS Workbench. Ta slouží k nalezení optimálních vstupních parametrů lože, které zlepší statické a dynamické vlastnosti lože. Optimalizace pokračuje pozměněním topologie lože a využitím alternativních materiálů. Výstupem této práce jsou čtyři optimalizované modely, které jsou porovnány s původní konfigurací.

Summary

This diploma thesis deals with the optimization of the machine tool bed. In the first part of the thesis, individual machine tools and their distribution are briefly described. The following is a description of the influences that affect the static and dynamic properties of the bed, a brief overview of the materials used in the production of machine tools and a short overview of optimization methods. The second part of the work focuses on the creation of a model of the bed, which is used for mathematical optimization using FEM in the ANSYS Workbench. This serves to find the optimal input parameters of the bed, which will improve the static and dynamic properties of the bed. The optimization continues with changing the topology of the bed and using alternative materials. The result of this work are four optimized models, which are compared with the original configuration.

Klíčová slova

Obráběcí stroj, Optimalizace, Optimalizace lože obráběcího stroje, Topologická optimalizace, Statická tuhost, Dynamická tuhost, Dynamická poddajnost

Keywords

Machine tool, Optimization, Machine tool bed optimization, Topologic optimization, Static stiffness, Dynamic stiffness, Dynamic compliance

Bibliografická Citace

WEIGL, F. *Návrh a optimalizace nosné konstrukce pro obráběcí stroj*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2024. 83 s., Vedoucí diplomové práce: Ing. Dominik Hermanský, PhD..

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem. Vypracoval jsem ji samostatně pod vedením vedoucího práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury.

František Weigl

Brno

.

Děkuji vedoucímu závěrečné práce za ochotu a spolupráci při psaní mé diplomové práce. Rád bych také poděkoval celé své rodině za podporu a pomoc během celého studia.

František Weigl

Obsah

1	Úvod	9
2	Současný stav poznání	10
2.1	Obráběcí stroje	10
2.1.1	Soustružnické stroje	11
2.1.2	Frézovací stroje	13
2.1.3	Multifunkční obráběcí centra	15
2.1.4	Vyvrtačací a vrtací stroje	16
2.1.5	Brousící stroje	17
2.2	Mechatronika	18
3	Vlastnosti nosných konstrukcí	20
3.1	Statická tuhost	20
3.2	Dynamická tuhost	22
3.2.1	Kmitání vlastní	23
3.2.2	Kmitání buzené	24
3.2.3	Kmitání samobuzené	26
3.2.4	Trhavé pohyby	28
4	Konstrukční materiály	29
4.1	Konvenční materiály	29
4.2	Nekonvenční materiály	30
4.2.1	Přírodní Žula - Granit	30
4.2.2	Polymerbeton	30
4.2.3	Kompozitní materiály	31
4.2.4	Technická keramika	32
4.3	Hybridní struktury	33
5	Metody optimalizace	35
5.1	Iterativní metody optimalizace	36
5.1.1	Gradientní metody	36
5.1.2	Metody náhodného vyhledávání	37
5.2	Tvarová optimalizace topologie	39
5.2.1	Metody zobecněné optimalizace tvaru	40
5.2.2	Metoda SIMP	41
6	Systémový rozbor práce	42

6.1	Problémová situace	42
6.2	Formulace cílů a řešení	43
6.3	Popis řešené soustavy	43
6.4	Systém podstatných veličin $\Sigma(\Omega)$	44
6.5	Výběr metody řešení	46
6.6	Volba softwaru a hardwaru	46
7	Praktická úloha	47
7.1	Návrh výpočtového modelu	47
7.1.1	Model geometrie	47
7.1.2	Okrajové podmínky	49
7.1.3	Sít konečných prvků	54
7.1.4	Volba materiálu	57
7.2	Analýza modelu lože	58
7.3	Optimalizace modelu	62
7.3.1	Parametrická optimalizace modelu	62
7.3.2	VarC	65
7.3.3	VarD	67
7.3.4	Statická a dynamická tuhost	70
7.3.5	Dynamická poddajnost	72
7.4	Výsledky a porovnání	73
8	Závěr	75
	Seznam zkratk	76
	Seznam obrázků	77
	Seznam tabulek	79
	Literatura	80

1 Úvod

V dnešní době jsou neustále zvyšovány nároky na přesnost, rychlost a spolehlivost výroby. Ve velké míře je pak také kladen důraz na zlepšení ekologických nároků výroby. Kvůli těmto požadavkům na výrobu se zvyšují i nároky na výrobní stroje. Ty tak musí být stále rychlejší, přesnější a ekonomičtější. Jelikož byl na tomto poli již v minulosti proveden značný pokrok, tak se v současné době konstruktéři soustředí na optimalizace stávajících struktur a procesů a na využití nových nekonvenčních materiálů. Významnou roli v tomto procesu hraje využívání CAD a CAE softwarů pro takzvaný *virtual prototyping*. Díky tomu si tak konstruktér může požadovanou strukturu namodelovat pomocí CAD programu a v CAE programu si zjistit její chování a vlastnosti, bez nutnosti tvorby fyzického prototypu. Tento proces tak značně šetří čas a prostředky.

Výrobní stroje lze chápat jako systém "stroj - nástroj - obrobek". Veškeré chyby stroje jsou tak přeneseny na špičku nástroje. Odtud jsou při obrábění přeneseny na obrobek, což má za následek vznik výrobních nepřesností. Snahou konstruktéra je tyto nepřesnosti co možná nejlépe minimalizovat.

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací jedné z klíčových součástí obráběcího stroje pomocí programu ANSYS. Konkrétně se jedná o optimalizaci lože, z hlediska statické a dynamické tuhosti. Tyto parametry, společně s tepelnými vlastnostmi, které však v této práci nebudou zohledňovány, mají na přesnost výroby velmi zásadní vliv. Tyto parametry jsou ovlivněny jak navrženou topologií lože, tak i vhodně zvoleným výrobním materiálem.

V úvodní části práce jsou po stručném přehledu a rozdělení obráběcích strojů uvedeny základní pojmy a vztahy z oblasti statické a dynamické tuhosti. Následuje stručný přehled materiálů a optimalizačních metod. Další část práce se pak věnuje řešení konkrétního problému.

2 Současný stav poznání

Obor obráběcích strojů prochází v současné době velkými změnami. Tyto změny nejsou na první pohled patrné, avšak významně ovlivňují konstrukci obráběcích strojů. Požadavky na stroje se stále mění a výrobci na to reagují, aby si zajistili potřebnou konkurenceschopnost. V roce 2021 bylo pracovní skupinou *Národní inovační platformy* identifikováno osm hlavních megatrendů, které mají klíčový vliv na změny v tomto oboru.

První čtyři definované trendy jsou úzce spojeny s průmyslem. Patří sem neustálé zvyšování nároků na jakost výroby, růst výkonu a produktivity, zlepšování ekologické a ekonomické efektivity a zvyšování spolehlivosti. Dále dochází k rozvoji automatizace výrobních a řídicích procesů a rostou i nároky z oblasti digitalizace, monitorování a diagnostiky. S těmito trendy jsou úzce spojeny změny v potřebách profesních znalostí a dovedností. Důležitým trendem je také snaha maximalizovat využívání odpadních surovin, recyklace a recyklovatelnost. Je tak kladen důraz na znovupoužitelnost, opravitelnost a celkové prodlužování životnosti strojů a zařízení.

Další čtyři trendy jsou společné všem oborům lidské činnosti. Těmito trendy jsou potřeba zajištění zdrojů a surovin a s tím spojené hledání jejich náhrady v podobě dostupnějších surovin a jejich zpracování. Dále plnění ambic a požadavků v oblasti ochrany klimatu. Snižování dalších negativních vlivů na životní prostředí, což vede k vývoji a vytváření nových technologií a výrobních postupů. Neméně důležitým trendem je také růst péče o lidské zdraví a růst investic do lidského zdraví. Těchto osm megatrendů se tak promítá do konstrukce obráběcích strojů a definuje budoucí vývoj v této oblasti. [1]

2.1 Obráběcí stroje

Obráběcím strojem (OS) rozumíme výrobní stroj nesoucí nástroj. Pohybem řezného nástroje a polotovaru je na polotovaru vytvářen povrch určitého tvaru, rozměrů a kvality, jenž je definován konstruktérem. Při obrábění kovových materiálů geometricky definovaným břitem se rozlišují dvě základní technologie třískového obrábění, a sice soustružení a frézování. Další významnou kategorií jsou brousící stroje, což jsou obráběcí stroje s nedefinovaným břitem, které využívají pro svou práci brusné kotouče. V současnosti jsou však výrobci schopni vytvořit brusné kotouče z pravidelných zrn, a proto se tento pojem začíná stírat. Pokud je většina pracovních pohybů řízena ručně pracovníkem, pak hovoříme o konvenčních obráběcích strojích. Pokud řídicí roli převezme počítač, pak hovoříme o CNC obráběcích strojích.

Mimo klasické třískové obrábění, kdy je materiál postupně odebírán, existuje i netřískové aditivní obrábění, kdy je materiál skládán postupně vrstvu po vrstvě a tím vytvoří požadovaný tvar dle CAD předlohy. Tento proces je podobný tisku na inkoustových nebo laserových tiskárnách, s tím rozdílem, že se tisknou prostorové objekty. Tento nekonvenční způsob obrábění se využívá tam, kde by užití třískového způsobu obrábění pro vytvoření součásti nebylo možné, jiný způsob obrábění není efektivní, součást má příliš

komplikovaný tvar, apod. Hlavním využitím tohoto druhu obrábění je metoda tzv. *rapid prototyping*, kdy lze součást velmi rychle zhotovit a konstruktér má tak možnost prověřit kvalitu svého návrhu. Třískové a netřískové obrábění lze kombinovat, pak hovoříme o hybridních výrobních strojích.

Současným trendem je multifunkčnost a modularita strojů. V případě strojů s víceřísčnými technologiemi je například trendem integrovat broušení. V případě komponent obráběcích strojů se rozrůstá nabídka senzorických komponent. Ty slouží dvěma účelům: pro sběr dat potřebných pro sledování stavu komponenty a pro monitoring výrobního procesu. [2][3]

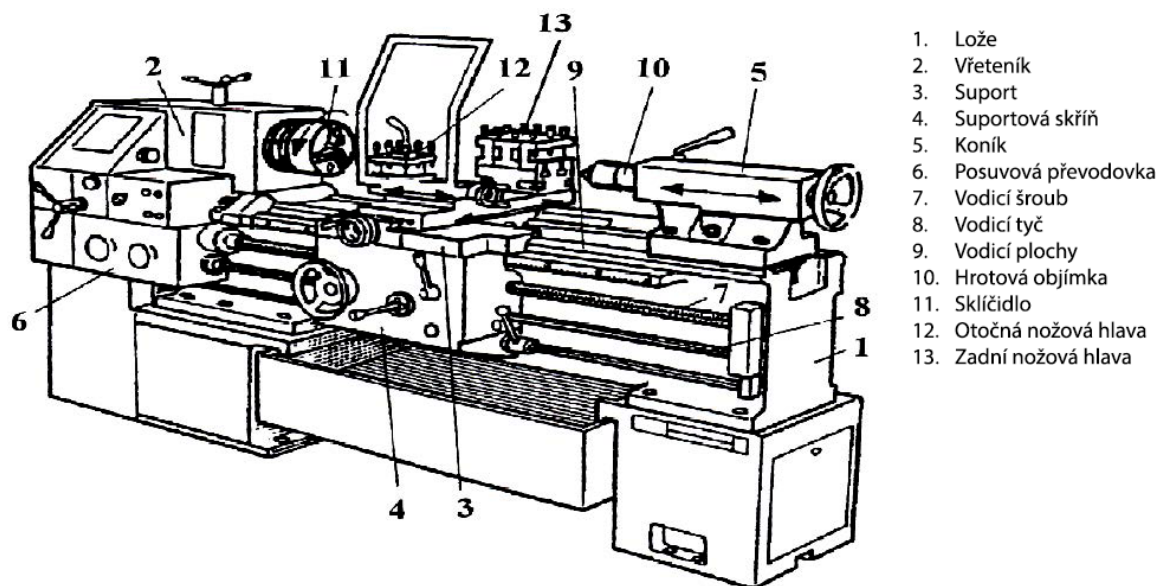
2.1.1 Soustružnické stroje

Soustružnické stroje jsou nejrozšířenějším typem obráběcích strojů. Jsou charakteristické tím, že obrobek je upnut ve stroji, otáčí se a je obráběn nástrojem, který koná posuvné pohyby. Na přesnosti uložení rotující části soustružnického stroje, její statické tuhosti, tvarové přesnosti a statické tuhosti jejího uložení podstatně závisí přesnost práce. Nástroj je u těchto strojů upevněn k jiné pohyblivé části stroje. Nástroj je vyměňován a pohyblivou částí veden rovnoběžně, kolmo nebo různoběžně vzhledem k ose rotace obrobku. Soustružnické stroje můžeme rozdělit podle: [3]

1. polohy osy vřetená:
 - svislá,
 - vodorovná.
2. počtu řízených os:
 - tříosá,
 - víceosá (4, 5).
3. počtu vřeten:
 - jednovřetenová,
 - dvouvřetenová,
 - vícevřetenová.
4. provedení:
 - pouze soustružení,
 - soustružnické obráběcí centrum,
 - speciální.

Základními díly rámu stroje s vodorovnou osou jsou: lože, suport, vřeteník a koník. Na obrázku 2.1 je možné vidět hrotový soustruh s popsanými částmi stroje.

Lože je základní nosná a nepohyblivá část stroje, připevněná k základu stroje nebo k podlaze. Délka lože většinou převyšuje jeho výšku. Lože musí zajišťovat vysokou tuhost zejména v krutu a ohybu, jelikož je zatíženo zejména řeznými silami a tíhovými silami všech dalších částí stroje. Pro dosažení vhodné tuhosti je tak třeba nutné volit vhodný uzavřený profil s vhodným žebrováním, či využít nekonvenčních materiálů. Lože může být navrhováno vodorovné nebo svislé. Tvar lože však musí umožňovat vhodný odvod třísek, aby nedocházelo k teplotním deformacím stroje jejich hromaděním. Na horní ploše jsou provedeny vodící dráhy pro posuv dalších částí stroje. Vodící plochy a pohonné mechanismy musí být chráněny vhodným krytováním, aby padající třísky nemohly způsobit



Obrázek 2.1: Univerzální hrotový soustruh [4]

poruchy, poškození nebo brzké opotřebení. Konstrukční řešení musí umožňovat jednoduchou a levnou výrobu a snažit se o dosažení co nejnižší hmotnosti, jelikož se jedná o nejrozměrnější část stroje.

Suport soustruhu je spojovacím článkem mezi nástrojem a ložem. Zachycuje a přenáší síly vznikající při obrábění. Skládá se z několika částí, které se mohou po sobě vzájemně pohybovat. Při konstrukci suportu je třeba uvažovat nejen tuhost v ohybu, kroucení a tlak na jednotlivé části, ale je třeba především uvažovat o stykové tuhosti jednotlivých částí, která jsou převážně kluzná nebo valivá. [3]

Vřeteník představuje základní uzel skladby, který výrazně ovlivňuje kvalitu celého stroje. Vřeteník musí být dostatečně tuhý, musí bezpečně zachycovat radiální a axiální zatížení od řezného procesu a hmotností obrobků. Vřeteník slouží k uložení hlavního pohonného systému stroje, který je složen ze servomotoru a převodovky. U moderních koncepcí soustruhů tvoří vřeteník samostatný uzel určený jen pro optimální uložení pracovního vřetena a pohonný systém je umístěn odděleně. Úkolem vřetena je dát obrobku přesný otáčivý pohyb. Vřeteno je uloženo tak, aby přenášelo radiální i axiální síly. Přední konec vřetena je vhodně upraven (normalizován), aby na něj mohlo být nasazeno sklíčidlo, upínací deska, upínací kleštiny nebo hrot ke středění obrobku. Tuhost vřetena má značný vliv na přesnost práce a dynamickou stabilitu stroje. Tuhost vřetena se udává na jeho předním konci, neboť deformace v tomto místě má přímý vliv na jakost a přesnost práce, protože je právě zde upevněno upínací zařízení s obrobkem. [3][5]

Koník slouží k upnutí obrobku mezi hroty. Jeho provedení má na tuhost stroje podobný vliv jako tuhost vřetena. Radiální tuhost koníku je třeba mít stejnou jako u vřetena, respektive jako u celého vřeteníku, z důvodu přesné práce po celé délce obráběného kusu. U axiální tuhosti koníku je oproti vřetenu vyžadována jistá poddajnost, jelikož se obrobek upnutý mezi hroty při obrábění roztahuje a při velkých délkách může roztahování nabýt značných rozměrů, což by mělo za následek deformaci obrobku a geometrickou nepřesnost. Z tohoto důvodu se provádí odpružení pinoly koníku mechanickými pružinami nebo hydraulicky. [3]

Opěry (lunety) se používají při obrábění dlouhých obrobků nebo místo koníku při

obrábění dutiny. Opěrné styky jsou kluzné, nebo při větších rychlostech valivé. Posuvné (unášivé) podpěry pak slouží k podepření obrobků v bezprostřední blízkosti nástroje na obrobené části. Unášivá opěra je upevněna na podélných saních suportu, takže si zachovává nastavenou polohu vůči nástroji při jejich podélném pohybu. [3]

Stroje se svislou osou, zvané též karusely, jsou obráběcí stroje, které slouží k obrábění těžkých součástí, jejichž průměr je větší než jejich délka. Obrobek je upnut na vodorovné ploše upínací desky, která se otáčí. Svislé soustruhy se dělí z pohledu provedení nosné soustavy na jednostojanové a dvoustojanové. Skládají se z lože s upínací rotující deskou, jednoho nebo dvou stojanů, jednoho nebo dvou příčnickových suportů, stojanového suportu a horní příčky spojující stojany v uzavřenou rámovou konstrukci. Příčník může být pevný nebo pohyblivý. Na obrázku 2.2 pak lze vidět karusel s jedním stojanem a karusel s dvojicí stojanů. [3][5][6]

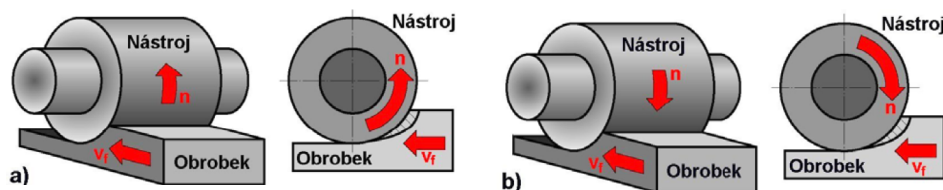


Obrázek 2.2: Jednostojanový (vlevo) a dvoustojanový (vpravo) karusel firmy ČKD [6]

2.1.2 Frézovací stroje

Frézovací stroje jsou velmi rozšířeným typem obráběcích strojů. Při frézování je tříska odebrána břity mnohobřitého rotujícího nástroje, který se nazývá fréza. Řezný proces je přerušovaný, jelikož každý zub odebrá krátké třísky proměnlivé tloušťky. Z toho vyplývá neustálá cyklická proměnnost výsledné řezné síly nebo momentu na nástroji a tím pádem i požadavek na vysokou statickou a dynamickou tuhost všech částí rámu a pohonů. Hlavním pohybem při frézování je rotační pohyb, který vykonává nástroj. Vedlejší posuvný pohyb, který je většinou přímočarý, vykonává obrobek.

Dle orientace osy nástroje vůči obrobku rozeznáváme frézování válcové, kdy osa nástroje je rovnoběžná s obráběnou plochou a frézování čelní, kdy je osa nástroje kolmá na obráběnou plochu. Podle orientace hlavních pohybů také rozeznáváme frézování sousledné a frézování nesousledné, zobrazené na obrázku 2.3.



Obrázek 2.3: Válcové frézování a) nesousledné, b) sousledné [4]

Při sousledném frézování se nástroj pohybuje ve směru posuvu obrobku. Tloušťka třísky se mění z maximální hodnoty do minimální. U sousledného frézování může být upnutí obrobku provedené menší upínací silou. Kvalita obrobenej plochy je vyšší a potřebný příkon je nižší. Sousledné frézování však vyžaduje tuhý, bezvúlový pohon posuvů. Tento způsob frézování není vhodný při obrábění polotovarů s tvrdým a znečištěným povrchem, jelikož je zde možnost poškozování břitů.

Při nesousledném frézování se nástroj pohybuje proti směru posuvu obrobku. Tloušťka třísky se mění z minimální hodnoty do maximální. Během řezného procesu se materiál zpočátku pouze stlačuje a k jeho oddělení dochází až v okamžiku, kdy tloušťka odřezávané vrstvy dosáhne požadované velikosti. Výhodou nesousledného frézování je menší opotřebení stroje, počáteční záběr zubů nezávislý na hloubce řezu a na trvanlivost nástroje nemá vliv kvalita povrchu polotovaru. Avšak silové účinky a deformace při nesousledném frézování způsobují zvýšení opotřebení břitů a vzhledem ke směru síly frézování je nutné obrobek upínat větší upínací silou. Kvalita obrobenej plochy je horší, než u sousledného frézování. [3][4]

Podle konstrukční koncepce a druhu frézovacích operací se frézovací stroje dělí na: [3]

1. Konzolové:

- svislá osa vřetena,
- vodorovná osa vřetena,
- univerzální.

2. Stolové a ložové:

- svislá osa vřetena,
- vodorovná osa vřetena,
- univerzální.

3. Rovinné (portálové):

- spodní gántry,
- horní gántry,
- s pohyblivým stolem.

Konzolové frézky patří mezi nejrozšířenější frézovací stroje. Jak lze vidět na obrázku 2.4, tak konzolové frézky jsou charakteristické výškově nastavitelnou konzolou, která se pohybuje ve svislém směru po vedení stojanu stroje. Na konzole je umístěn pohyblivý příčný stůl s pohyblivým podélným stolem. Přestavování obrobku tak lze realizovat ve třech směrech vzhledem k nástroji. Používají se pro obrábění rovinných a tvarových ploch menších a středně velkých obrobků v kusové a malosériové výrobě. Konzolové frézky se dále dělí na vodorovné, svislé a univerzální.

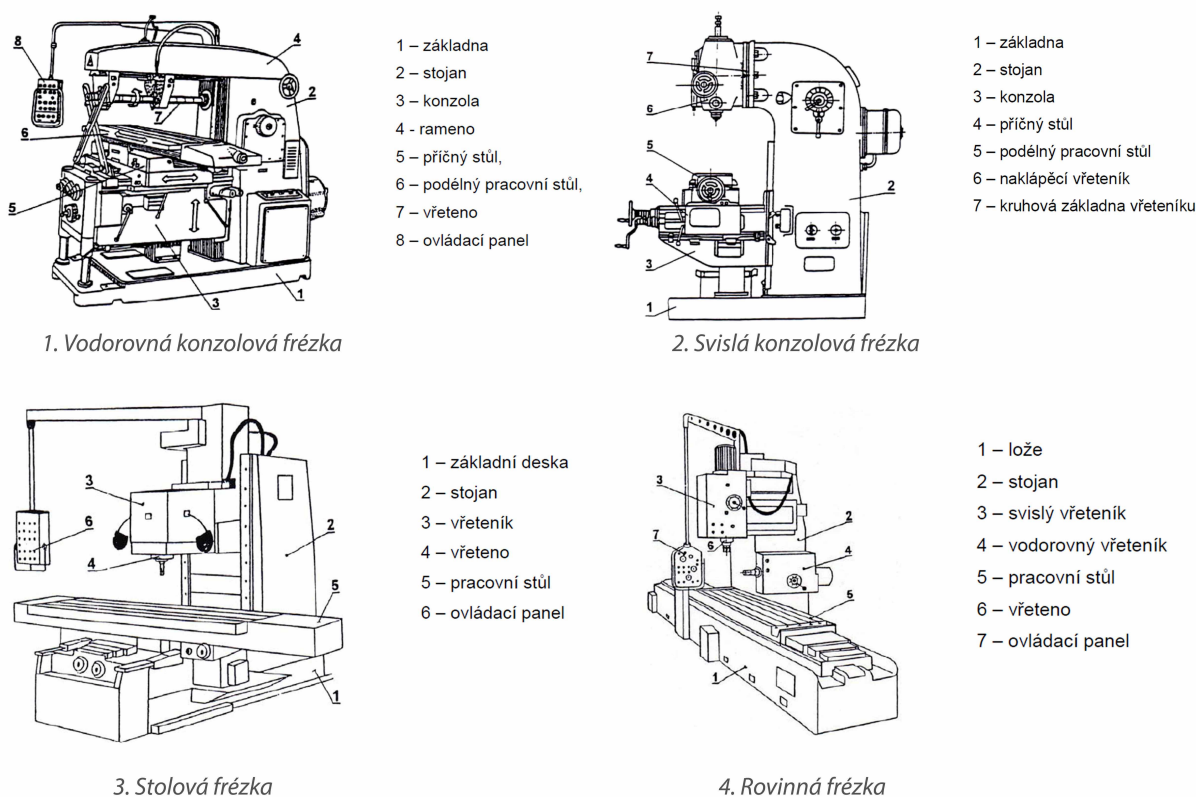
Vodorovné konzolové frézky mají osu pracovního vřetene rovnoběžnou s plochou podélného pracovního stolu a kolmou na směr pohybu podélného stolu. Pro obrábění se používají především válcové, kotoučové a tvarové frézy. Na vodorovných frézkách se obrábí převážně plochy rovnoběžné s upínací plochou stolu, drážky a tvarové plochy.

Svislé konzolové frézky mají osu pracovního vřetene kolmou k upínací ploše stolu. Pracovní vřeteno je uloženo ve svislé hlavě připevněné na stojanu frézky nebo je uloženo přímo ve stojanu. Pro obrábění se používají čelní frézy upnuté na krátkém trnu nebo frézy s kuželovou stopkou, upínané přímo do kužele vřetena. Na svislých konzolových frézkách se frézují zejména rovinné plochy rovnoběžné s upínací plochou stolu, drážky v těchto plochách a tvarové plochy.

Univerzální konzolové frézky pak spojují výhody svislých a vodorovných konzolových frézek. Jsou vybaveny výsuvným ramenem pro upínání trnu s válcovou frézou a také svislou hlavou pro upínání čelních fréz a frézovacích hlav. Univerzální konzolové frézky můžeme použít pro frézování šroubových drážek na vrtácích, zubových mezer na frézách atd.

Stolové frézky na rozdíl od konzolových nemají konzolu, ale podélný a příčný stůl. Svislý pohyb je zde realizován přemístováním vřeteníku po vedení stojanu stroje. Na stolových frézách lze velmi kvalitně a efektivně obrábět velké a těžší součásti.

Rovinné frézky jsou robustní stroje, které se řadí mezi nejvýkonnější druhy frézek. Lze na nich obrábět obrobky velkých rozměrů a hmotností. Pracovní stůl rovinných frézek má jen jeden stupeň volnosti. Rovinné frézky se vyrábí i s více vřeteníky, tedy jako portálové. [3][4][7]



Obrázek 2.4: Jednotlivé druhy frézovacích strojů [4]

2.1.3 Multifunkční obráběcí centra

V dnešní době je trendem slučování různých operací třískového obrábění na jednom stroji. Cílem tohoto sloučení je docílení větší přesnosti, jelikož se obrábí co nejvíce operací na jedno upnutí. Dalším cílem je dosáhnout komplexního opracování obrobku bez přepínání na jiný stroj z důvodu minimalizace ztrátových časů a v neposlední řadě snížit náklady, protože není třeba provozovat více strojů. Pro uvedené požadavky by mohl stačit stroj typu obráběcí centrum, avšak u obráběcích center platí, že jedna ze dvou základních operací třískového obrábění je dominantní. Pokud tedy hovoříme o obráběcím centru, pak musí takový stroj umožňovat: [3]

- různé třískové operace (vrtání soustružení, frézování),
- automatickou výměnu nástrojů,
- automatickou výměnu obrobků,
- práce v automatickém cyklu, případně bezobslužném provozu,
- mít prvky diagnostiky a měření,
- vybavení prvky inteligence.

Pro multifunkční obráběcí centrum platí, že ani jedna ze dvou základních operací třískového obrábění není z hlediska přenášení výkonu dominantní. Multifunkční obráběcí centrum tak má přidanou hodnotu v tom, že různé druhy třískového obrábění mají oproti obráběcímu centru přibližné velikosti instalovaných výkonů, zejména pak kroutícího momentu. Výrobce je také umožněno v co největší možné míře obrábět různé tvary obrobků na jedno upnutí na jednom stroji, což přináší časovou, strojovou a lidskou úsporu výrobních kapacit. V neposlední řadě je trendem, že tyto stroje mají velkou kinematickou adaptabilitu v obrobku a nástroji, tedy stroje jsou vybavovány různými hlavami, kyvnými a posuvnými stoly. [3]

2.1.4 Vyvrtávací a vrtací stroje

Vyvrtávací stroje tvoří významnou a rozsáhlou skupinu obráběcích strojů, určených jak k výkonnému, tak i přesnému obrábění otvorů. Základní operací vyvrtávacích strojů je obrábění nástrojem převážně s jedním břitem do předem vzniklého (předlitého) otvoru. Dalšími hlavními výrobními operacemi jsou vrtání do plna a navazující technologie, jako řezání závitů, vystružování a další. Provedením a technologickými možnostmi se tyto stroje blíží obráběcím centrům. Vyvrtávací stroje totiž umožňují opracování rovinných ploch frézováním u širokého sortimentu zejména nerotačních součástí skříňového tvaru. Hlavní řezný rotační pohyb vykonává nástroj upnutý v pracovním vřetenu. Základní rozdělení vyvrtávacích strojů je: [3]

1. Vyvrtávací stroje s vodorovnou osou vřetena:
 - stolové,
 - křížové,
 - deskové,
 - souřadnicové.
2. Vyvrtávací stroje se svislou osou vřetena:
 - souřadnicové.
3. Vyvrtávací stroje v provedení obráběcí centrum.

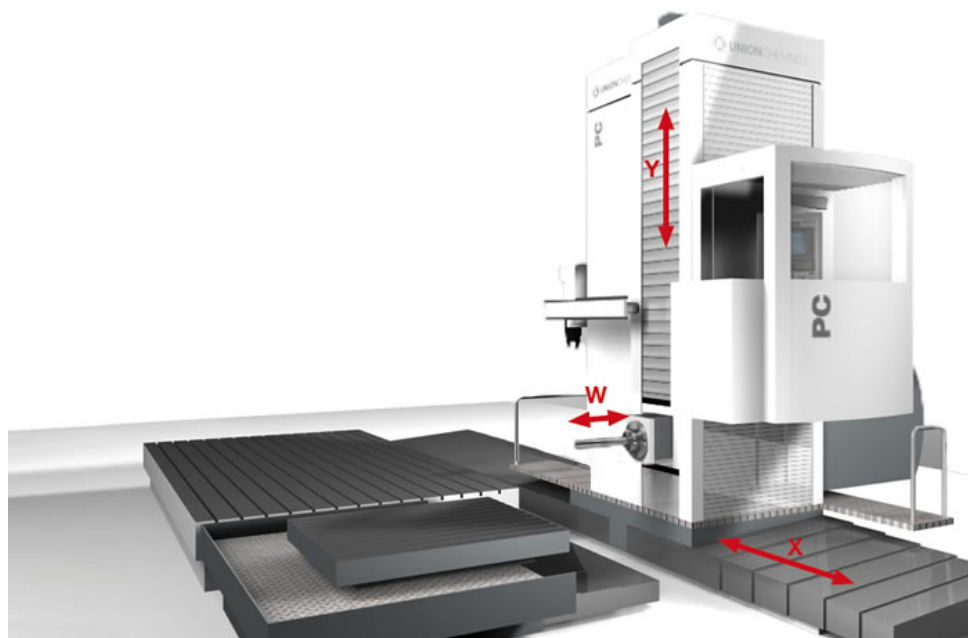
Stolové vyvrtávačky se skládají z pevného stojanu, po kterém se výškově přestavuje vřeteník, ze kterého se vysunuje pracovní vřeteno. Obrobek se upíná na křížový stůl, který umožňuje posuv ve dvou kolmých směrech X a Z. Křížový stůl může být proveden jako otočný. Pokud obrobek nepřesahuje výškové parametry stroje a stroj je vybaven úhlovou hlavou, je možné součást opracovávat z pěti stran na jedno upnutí. Stolové vyvrtávačky se vyrábějí pro obrábění menších obrobků do 10 000 kg s průměrem vyvrtávacího vřetene do 130 mm.

Křížové vyvrtávačky mají stůl s obrobkem pohyblivý pouze v jednom směru (osa X). V příčném směru k obrobku se pohybuje stojan. Axiální posuv nástroje k obrobku může být

složen z pohybu pracovního vřetena, vřeteníku a stojanu. Křížové vyvrtávačky se tak hodí pro opracování dlouhých obrobků. Křížové vyvrtávačky se vyrábějí pro obrobky středních rozměrů s průměry vyvrtávacích vřeten od 100 do 160 mm .

Vřeteník deskových vyvrtávaček se posouvá po svislém vedení stojanu vertikálně (osa Y) a stojan se pohybuje po loži kolmo k ose vřetena (osa X). Pohyb směrem k obrobku realizuje výsuvné pracovní vřeteno (osa W). Deskové vyvrtávačky se vyrábějí pro větší a velké obrobky s průměry vyvrtávacích vřeten od 130 do 315 mm . Příklad deskové vyvrtávačky je na obrázku 2.5.

Souřadnicové vyvrtávačky slouží k obrábění přesných otvorů v přesných osových vzdálenostech. Z toho plyne požadavek na vysokou přesnost všech hlavních řezných i posuvových pohybů, velmi dobrou dynamickou stabilitu a co nejlepší teplotní stabilitu. Kvůli tomu by měly být souřadnicové vyvrtávačky umístěny v odděleném a teplotně stabilizovaném prostoru. Vyrábějí se jako jedno stojanové se svislou nebo vodorovnou osou vřetena. Oba typy jsou využívány pro menší velikosti obrobků, kdy se obrobek upíná na křížový posuvový stůl. [3]



Obrázek 2.5: Vyvrtávací stroj s vodorovnou osou vřetena v deskovém provedení firmy Union [8]

2.1.5 Brousící stroje

Brousící stroje se používají tehdy, pokud je požadován přesný tvar a rozměry obrobku a vysoká jakost obrobené plochy, které jiným způsobem třískového obrábění nelze docílit. Další důležitou vlastností brousících strojů je možnost obrábění kalených materiálů, které jiným způsobem nejdou opracovat. Při technologii broušení fungují zrna brousícího kotouče jako malé, tvarově nepravidelné řezné břity, které jsou nepravidelně rozloženy. Tvar břitu a řezné úhly závisí na hrubosti zrna, materiálu zrna, typu zrna, použitém pojivu, rozměru nástroje, apod. Průřez odebírané třísky bývá v hodnotách do 0,002 mm^2 .

I u technologie broušení je nutné sledovat vztah stroj-nástroj-obrobek. Hlavní řezný proces vykonává rotace nástroje (brousícího kotouče), popřípadě vzájemná rotace nástroje

i obrobku. Posuvný přímočarý pohyb koná buď nástroj vůči obrobku, nebo obrobek vůči stroji. Přibližně 90 – 92 % výkonu se při broušení mění na teplo vlivem velkého tření, které je generováno mezi třískou a hranou řezného krystalu. Z tohoto důvodu je nutné efektivní chlazení a mazání, které však výrazně redukuje brusný výkon. Pro chlazení se nejčastěji používají nízkoviskozní oleje, jejichž teplota varu je při 240 °C. Během broušení dochází ke změně tvaru brusného kotouče, kvůli vylamování otupených brousících zrn z pojiva a dále dochází k zanášení kotouče. Důležitou součástí procesu broušení je tak orovnávaní. Orovnávaní se realizuje statickým zařízením, nebo častěji rotujícím kotoučem. Orovnávaní se provádí před započatím broušení. Brousící kotouče je nezbytné orovnávat kontinuálně pro broušení dlouhých ploch, pro technologii hlubokého broušení a další. [3][5]



Obrázek 2.6: Brousící stroj firmy Knuth [9]

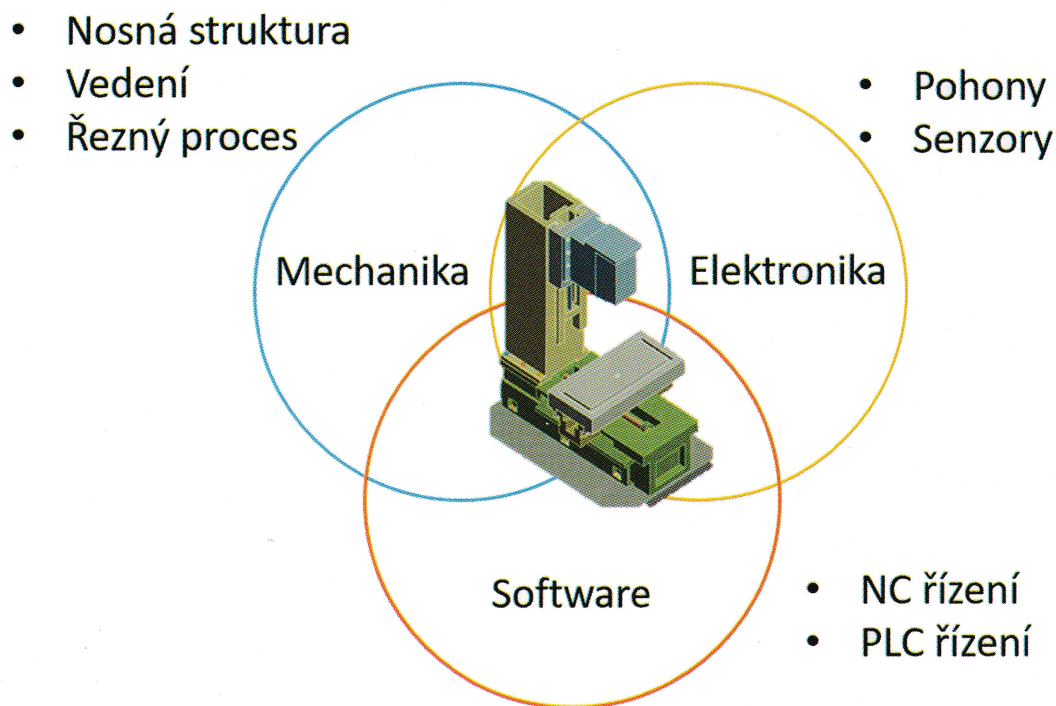
2.2 Mechatronika

Mechatronický přístup při návrhu technických objektů představuje komplexní integraci požadavků na veškeré podstatné vlastnosti prvků a vazeb u všech strukturně funkčních podsoustav technického objektu, aby byla zajištěna jeho funkčnost, spolehlivost, výrobitelnost a provozuschopnost. S využitím interoborových inženýrských znalostí je v chování technického objektu dosaženo synergického efektu.

Za předpokladu, že dochází k synergickému efektu jednotlivých komponent z mechaniky, elektřiny, elektroniky, řízení a dalších komponent, je možné obráběcí stroj považovat za mechatronickou soustavu. Pro splnění požadovaného cíle je proto nutné na stroj nahlížet jako na komplexní mechatronický celek, který se následně dělí na jednotlivé funkční podsystémy. Na obrázku 2.7 je znázorněn obráběcí stroj jako mechatronický celek. Pak je možné vytvořit jednotlivé simulační modely, které jsou schopné reprezentovat dané vlastnosti podsystémů a jejich interakce mezi sebou a okolím. Tyto modely napomáhají lepšímu porozumění jednotlivých interakcí a pomáhají s optimalizací konstrukce. Dále mohou být použitelné jako vstupy do dalších simulačních nástrojů např. pro výpočet MKP analýz.

Komplexní simulační model lze dále využít jako základ pro vytvoření *digitálního dvoj-*

čte. Digitální dvojče interpretuje spojení fyzikálního a digitálního světa. Digitální dvojče reprezentuje a predikuje chování skutečného stroje a slouží k optimalizaci stroje. Hlavní výhodou je to, že dvojče poskytuje komplexní vazbu mezi reálným a digitálním světem téměř v reálném čase. Potenciál digitálního dvojčete spočívá i v tom, že může být začleněno do oblasti prediktivní údržby, plánování výrobních procesů, řízení provozů, posuzování způsobilosti výroby atd. [3]



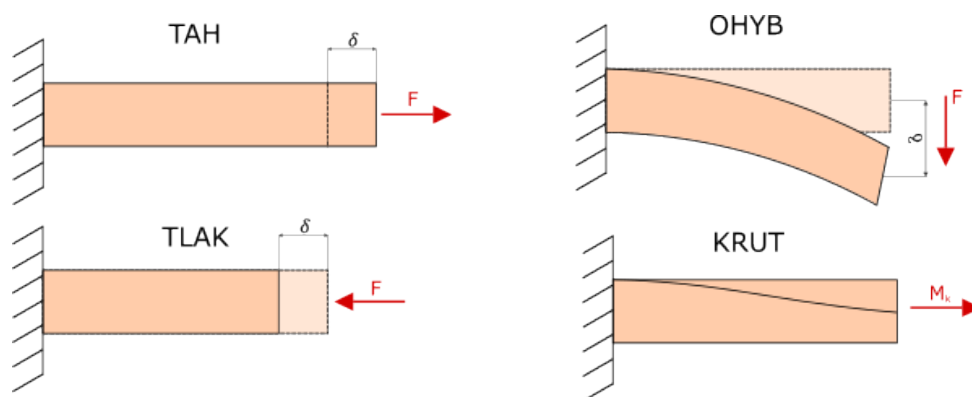
Obrázek 2.7: Obráběcí stroj jako mechatronický systém [3]

3 Vlastnosti nosných konstrukcí

V dnešní době se klade důraz na stále vyšší přesnost a vyšší produktivitu obráběcích strojů. Produktivita je definována jako maximální objem odebraného materiálu za jednotku času. Abychom tedy mohli dosáhnout vysoké produktivity, je třeba zvýšit posuvné a řezné rychlosti, což má za následek zvýšení řezných sil. S nárůstem řezné síly se zvyšuje statické a dynamické namáhání obráběcího stroje a zvyšují se požadavky na statickou a dynamickou tuhost. Kvalita práce je ovlivněna kinematickou konfigurací, statickou a dynamickou tuhostí, použitým materiálem, přesností montáže, geometrickou přesností apod. Jakost práce není však vždy závislá jen na obráběcím stroji. Velký vliv má též použitá technologie výroby a volba řezných podmínek. [3][5]

3.1 Statická tuhost

Statická tuhost je zpravidla určujícím kritériem pro konstrukci jednotlivých uzlů a součástí obráběcího stroje. Statická tuhost vyjadřuje schopnost stroje odolávat deformacím, které vznikají v důsledku řezného procesu při interakci nástroje s obrobkem. Na změnu polohy nástroje vůči obrobku mají velký vliv také síly vyvolané hmotností jednotlivých částí stroje a obrobku a jejich přemísťování. Tyto deformace mají za následek snížení pracovní přesnosti stroje a finální přesnosti obrobku. Statická tuhost je tak definovaná jako poměr mezi zatěžující silou a deformací při statickém (kvazistatickém) zatížení. Dle charakteru zatěžující síly rozlišujeme čtyři druhy zatížení součástí stroje a tomu odpovídající typy statické tuhosti: tah, tlak, ohyb a krut. Tyto způsoby zatěžování jsou znázorněny na obrázku 3.1. [3][10]



Obrázek 3.1: Druhy statické tuhosti [3]

Deformace způsobené smykem jsou obvykle zanedbatelné. Nejčastěji se pracuje se dvěma typy tuhosti: tuhost v posunutí k , což je poměr mezi silou F a posunutím δ a tuhost v natočení s_k , která je definována jako poměr mezi momentem M a natočením φ . Statickou tuhost lze určit pro celou soustavu (celková tuhost), nebo je možné ji určit

samostatně pro jednotlivé části stroje (dílní tuhost). Pokud vyhodnocujeme tuhost stroje vůči základu, pak hovoříme o absolutní tuhosti a pokud vyhodnocujeme deformaci dvou součástí vůči sobě, pak hovoříme o tuhosti relativní.

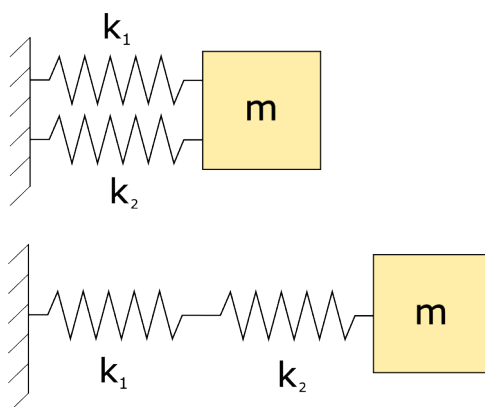
$$k = \frac{F}{\delta} [N \cdot m^{-1}] \quad (3.1)$$

$$s_k = \frac{M}{\varphi} [Nm \cdot rad^{-1}] \quad (3.2)$$

V některých případech je vhodné zavést pojem poddajnost c , což je převrácená hodnota tuhosti která říká, jakou deformaci vyvolá jednotkové zatížení.

$$c = \frac{1}{k} = \frac{\delta}{F} [m \cdot N^{-1}] \quad (3.3)$$

Obráběcí stroj představuje systém mnoha prvků, které jsou navzájem propojeny pružnými vazbami. Analýza statické tuhosti nám udává vliv jednotlivých prvků na celkovou tuhost stroje. Je tedy zřejmé, že dobrá tuhost všech prvků v řetězci je podmínkou pro dobrou tuhost celého stroje. Pro zjednodušení si lze celý systém představit jako soustavu sériově a paralelně uspořádaných pružin, jak je tomu na obrázku 3.2.



Obrázek 3.2: Paralelní a sériové spojení pružných elementů [3]

Při sériovém uspořádání prvků je celková deformace dána součtem dílčích deformací a celková poddajnost dána součtem dílčích poddajností. Celková tuhost soustavy je pak dána vztahem 3.6.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_n = \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (3.4)$$

$$c = c_1 + c_2 + \dots + c_n = \sum_{i=1}^n c_i \quad (3.5)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \cdots + \frac{1}{k_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \quad (3.6)$$

Při paralelním uspořádání je pak výsledná tuhost dána součtem dílčích tuhostí a výsledná poddajnost je dána vztahem 3.8. Z těchto vztahů také vyplývá důležitý závěr, že celý stroj je poddajnější než nejméně tuhý prvek v silovém řetězci.

$$k = k_1 + k_2 + \cdots + k_n = \sum_{i=1}^n k_i \quad (3.7)$$

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \cdots + \frac{1}{c_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad (3.8)$$

Bylo zjištěno, že na výsledné tuhosti stroje se významně podílejí deformace styků, které jsou způsobeny jednak deformacemi výstupků povrchových mikronerovností, vznikajících při obrábění, jednak od deformací makronerovností, které jsou dány tvarovými a geometrickými nepřesnostmi. Styková tuhost k_s se definuje jako poměr mezi jmenovitým měrným tlakem ve stykových plochách P a deformací povrchových vrstev δ v místě styku dvou těles v normálovém směru. [3]

$$k_s = \frac{P}{\delta} [N \cdot mm^{-3}] \quad (3.9)$$

Deformace povrchových mikronerovností se skládá z pružných a nepružných deformací. Při prvním zatěžování převládají deformace nepružné a dochází tak k určitému zpevnění povrchových vrstev, čímž se styková tuhost zvyšuje. Při dalším zatěžování už převládají deformace pružné. Deformace makronerovností jsou jen pružné. Pro docílení nejlepších hodnot stykové tuhosti se tak doporučuje volit co nejvyšší jakost povrchu styčných ploch součástí a volit stykové plochy co největší s co možná největším předpětím.

Deformace stroje nelze úplně potlačit, ale pouze vhodnou volbou dílčích tuhostí jednotlivých částí stroje je možné celkovou tuhost stroje udržet v požadovaných mezích. Statická tuhost významně ovlivňuje i dynamické děje a má vliv na kmitání obráběcího stroje. Statickou tuhost můžeme ovlivnit volbou vhodného materiálu, vhodným řešením topologie jednotlivých dílů a vhodným spojením částí soustavy. [3][10]

3.2 Dynamická tuhost

Kmitání hraje důležitou roli při konstrukci obráběcího stroje. Kmitání může způsobovat zvýšení namáhání částí stroje, ovlivňuje kvalitu obráběného povrchu a je zdrojem otřesů, které obtěžují okolí a způsobují hluk. S kmitáním je třeba počítat při návrhu a výběru materiálu pro konstrukci, aby vznikající kmitání bylo v dovolených mezích. Kmitání je u obráběcích strojů velmi složitý jev. Jedná se totiž o soustavu hmotných a pružných těles, které jsou různými způsoby spolu spojené a navzájem se ovlivňují. Sestavení a řešení pohybových rovnic je velmi náročné, ne-li nemožné. Kvůli tomu se zavádějí následující zjednodušující předpoklady: [3][10]

- Absolutní tuhé hmoty jsou uloženy na nehmotných pružinách, hovoříme tak o tzv.

diskrétních hmotách na diskretních pružinách.

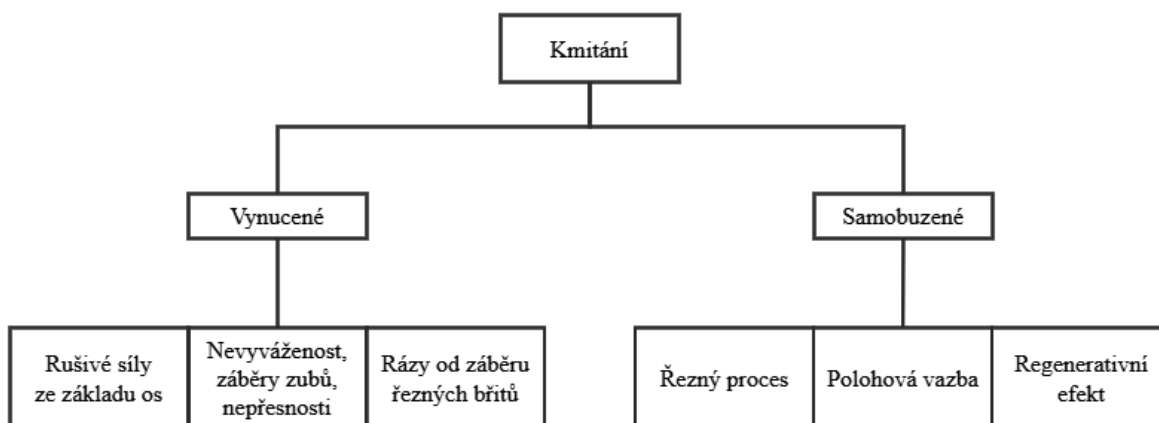
- Pružiny mají lineární charakteristiky, tj. síla je úměrná deformaci.
- Zanedbává se vliv vůlí mezi jednotlivými stýkajícími se součástmi.

U obráběcích strojů se vyskytují čtyři základní druhy kmitání: [3][10]

- kmitání vlastní (volné),
- kmitání buzené (vynucené),
- kmitání samobuzené,
- trhavé pohyby (Slip-stick).

Z praktického hlediska jsou všechny typy kmitání stejně důležité, jelikož všechny ovlivňují výsledný produkt. Kmitání vlastní a kmitání buzené jsou jednoduše fyzikálně vysvětlitelné a jejich odstranění je v dnešní době poměrně snadné. Na druhou stranu kmitání samobuzené je mimořádně komplikované a praktické i teoretické řešení tohoto problému je stále předmětem bádání. [3]

Na obrázku 3.3 je možné vidět různé příčiny vzniku vibrací v obráběcích strojích, rozdělené dle toho, zda se jedná o vynucené či samobuzené kmitání.



Obrázek 3.3: Příčiny vzniku kmitání v obráběcích strojích [10]

3.2.1 Kmitání vlastní

Vlastní kmitání vzniká při vychýlení pružně uchycené hmoty z klidové polohy, kdy systém kmitá kolem rovnovážné polohy bez působení vnější síly. Volné kmitání se vyskytuje ve dvou formách: kmitání vlastní netlumené a kmitání vlastní tlumené. Volné netlumené kmitání si můžeme představit jako systém s jedním stupněm volnosti, kde máme hmotu m , která je zavěšena na nehmotné pružině o tuhosti k , jak je tomu na obrázku 3.4. Takový systém můžeme popsat pomocí diferenciální rovnice

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0 \quad (3.10)$$

Při netlumeném kmitání se předpokládá ideální systém, který by svůj kmitavý pohyb vykonával nekonečně dlouhý čas. V praxi se takovýto systém nevyskytuje, jelikož nejsme schopni dosáhnout nulového tlumení. V praxi se ovšem setkáváme s vlastním kmitáním

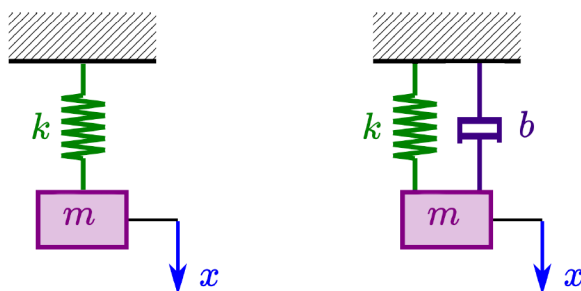
s tlumením, které vzniká přidáním tlumení b do zavedeného systému. Pohybová rovnice takového systému má potom tvar

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (3.11)$$

Důležitou veličinou je také vlastní frekvence systému ω_0 , která je definovaná pomocí hmotnosti m a tuhosti k následovně

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.12)$$

Mechanická energie u tlumeného oscilačního pohybu s časem klesá. Volné tlumené kmitání může způsobovat například záběr nástroje, zapnutí spojky v pohonu, tvrdé místo v materiálu, ráz přenesený z vnějšího okolí na stroj apod. Soustava se pak uvede do klidu rychleji, čím má lepší tlumení a vyšší statickou tuhost. [3][10]



Obrázek 3.4: Kmitání vlastní netlumené (vlevo) a tlumené (vpravo) [3]

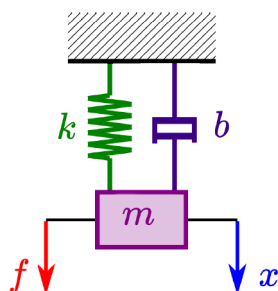
3.2.2 Kmitání buzené

Pokud na soustavu z předchozí kapitoly působí periodicky externí síla, jak lze vidět na obrázku 3.5, jedná se o buzené kmitání. Pokud je během pracovního cyklu do systému dodáno množství energie, které se během cyklu disipuje, pak zůstává amplituda kmitavého pohybu konstantní. Pohybová rovnice buzeného kmitání má pak tvar

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = f(t) \quad (3.13)$$

Charakteristickým znakem tohoto kmitání je, že frekvence vynuceného kmitání se shoduje s frekvencí budící síly. Příčinou vzniku buzeného kmitání mohou být vlastnosti stroje např. nevyváženost rotujících součástí, setrvačné síly prvků konajících přímočarý nebo kruhový vratný pohyb, nepřesnosti převodových mechanismů, nesymetričnost rotujících částí, periodické síly z okolí apod. Kmitání buzené může také být vyvoláno během řezného procesu např. při změně průřezu třísky, při proměnném řezném odporu, při broušení apod.

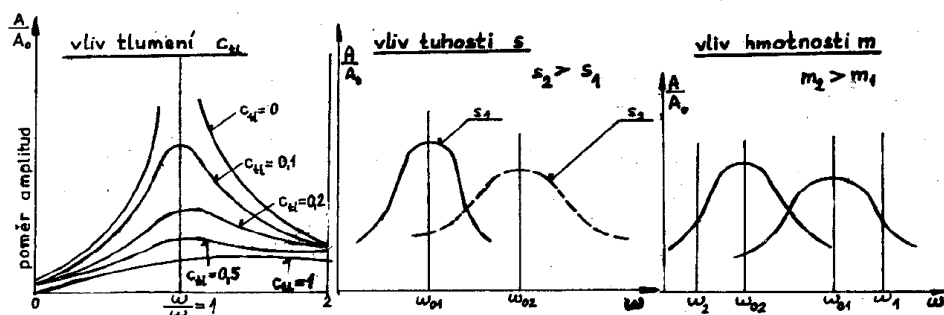
Pro docílení dobré dynamické stability je nutné, aby mezní hodnoty budící frekvence ω byly dostatečně menší či větší než hodnoty vlastní frekvence ω_0 . Na obrázku 3.6 jsou



Obrázek 3.5: Kmitání buzené [3]

znázorněny vlivy různých parametrů na dynamickou stabilitu. Na levém obrázku je znázorněn průběh rezonanční charakteristiky pro různé hodnoty tlumení. V případě, který se vyskytuje nejčastěji, $\frac{\omega}{\omega_0} \ll 1$ má hlavní vliv vysoká statická tuhost s . Díky zvýšení statické tuhosti se sníží amplituda kmitání a zvýší se vlastní frekvence na hodnotu ω_{02} . U vysokorychlostních strojů je však vhodnější případ, kdy $\frac{\omega}{\omega_0} \gg 1$. V takovém případě má hlavní vliv volba co největší hmoty m . Dynamickou tuhost dále vylepšuje tlumení. Zlepšení parametrů tlumení lze dosáhnout řadou opatření, jako například: [3][10]

- využití tlumícího účinku dělicích a spojovacích ploch,
- využití vnitřního tlumení materiálů (šedá litina, polymerbeton),
- vyplnění dutých prostor tlumící hmotou (ocelový svařenec vyplněný vysokopevnostním betonem či jinou tlumící hmotou),
- tlumení olejovou vrstvou,
- použití mechanického tlumiče (Lanchester, dvouhmotový tlumič).



Obrázek 3.6: Vliv různých parametrů na dynamickou stabilitu [10]

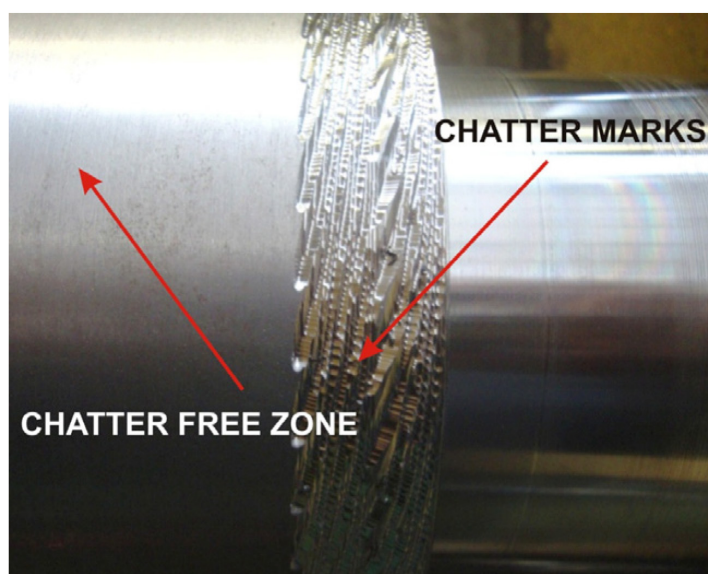
Respektování následujících zásad přispívá k vyloučení vzniku vynuceného kmitání: [3][7][10]

- Rotující součásti (hřídele, ozubená kola, spojky, nástroje, rotory elektromotorů apod.) je nutno dokonale dynamicky vyvážit na speciálních strojích pro vyvažování.
- Zvýšit jakost výroby ozubených kol, valivých ložisek a dalších rozhodujících součástí a zdokonalit jejich montáž.
- Při frézování se použije setrvačnick nebo torzní tlumič, nebo frézovací hlavy s nestejnou roztečí zubů.

- Zmenšení hloubky třísky se sníží amplitudy vynuceného kmitání, ovšem za cenu snížení výkonu.
- Zvýšením nebo snížením otáček hlavního vřetena se lze vyhnout rezonanci a pracovat v oblasti, ve které účinek kmitání není tak výrazný.
- Zvýšení tuhosti rozhodujících částí obráběcího stroje má podstatný vliv na zvýšení frekvence vlastních kmitů technologické soustavy, a tím se potlačí vliv budící síly, pokud tyto kmity nelze odstranit.
- Uložením obráběcího stroje na zvláštní základ se zabrání přenosu chvění z okolí na stroj.

3.2.3 Kmitání samobuzené

Samobuzené kmitání vzniká mezi obrobkem a nástrojem bez periodického vnějšího budícího účinku. Samobuzené kmitání se projevuje hlukem a stopami chvění na obrobeném povrchu, jak je možné vidět na obrázku 3.7. Soustava je uvedena do samobuzeného kmitání prvním impulsem, který vyvolá výchylku z rovnovážné polohy nástroje a obrobku. Kmitání pak bude probíhat bez přívodu energie z vnějšku a jeho periodická proměnlivost je závislá pouze na vlastním kmitavém procesu. Frekvence kmitání je určena vlastnostmi kmitajícího systému a je velmi blízká vlastní frekvenci některého rozhodujícího členu systému. Toto kmitání se však objevuje jen v určitém rozmezí rezných podmínek, jejich změnou lze řezání stabilizovat. Frekvence kmitání však není závislá na otáčkách obráběcího stroje. [7][10]



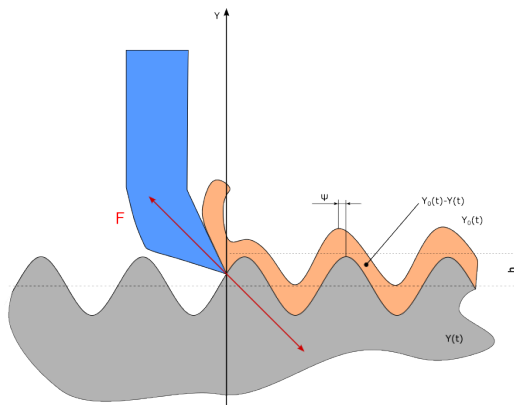
Obrázek 3.7: Příklad povrchu po obrábění se samobuzeným kmitáním [11]

Příčina vzniku samobuzeného kmitání je popsána dle mnoha teorií, které vznik kmitání přisuzují různým jevům. Nejdůležitějšími a nejvíce teoreticky a experimentálně propracovanými teoriemi jsou: Reprodukční princip a Princip polohové vazby. [10]

Reprodukční (regenerativní) princip

Model tohoto principu je možné vidět na obrázku 3.8. Předpokladem je, že obráběná plocha je již zvlněná a obrobek a nástroj jsou dokonale tuhé. Při řezání se tak periodicky

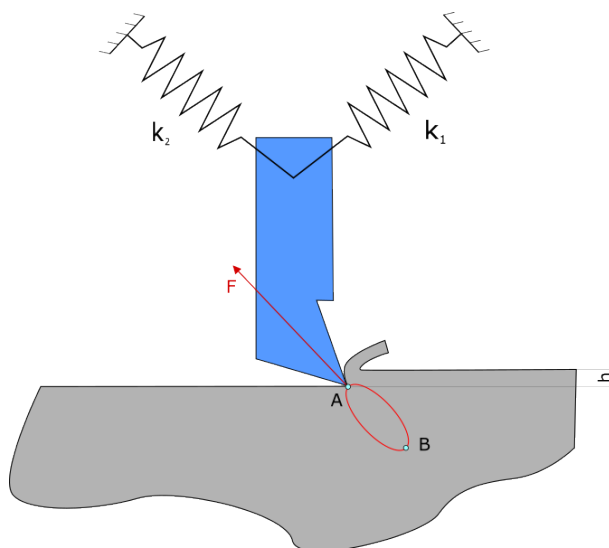
mění průřez třísky a řezná síla, což vyvolá samobuzené kmitání. Amplituda následující třísky je posunuta od předchozí o fázový úhel Ψ . Podmínkou stability v tomto případě je, aby výška vlny každé následující třísky byla menší než předcházející, tj. poměr amplitud výchylky po sobě jdoucích třísek musí být menší než 1. [10]



Obrázek 3.8: Reprodukční princip [3]

Princip polohové vazby

Model principu polohové vazby lze vidět na obrázku 3.9. Jak lze vidět, tak nástroj kmitá v nárysné rovině ve dvou směrech a jeho špička opisuje elipsu. V první polovině dráhy z A do B řezný odpor působí proti pohybu, takže kmitavému pohybu odebírá energii E_1 . Ve druhé části pohybu z B do A řezný odpor působí ve směru pohybu a energie kmitání je tak o hodnotu E_2 vyšší. Pokud je přivedená energie E_2 vyšší než energie E_1 , dochází vlivem přebytečné energie k překonání tlumení a vzniká samobuzené kmitání. [10]



Obrázek 3.9: Princip polohové vazby [3]

Hlavní možností omezení samobuzeného kmitání je zvyšování tuhosti všech částí technologické soustavy. Důležitá je volba vhodných rozměrů základní části obráběcího stroje.

Dále pomáhá vymezení vůle ložisek vodících ploch. Při provozování obráběcího stroje pak lze snižovat nebezpečí samobuzeného kmitání těmito způsoby: [7][10]

- zvětšení řezné rychlosti,
- zmenšení hloubky řezu,
- zvětšení úhlu nastavení hlavního břitu,
- snížení tření na řezné části nástroje,
- tužší uložení nástroje,
- změna orientace řezné síly vůči obrobku.

3.2.4 Trhavé pohyby

Při velmi malých rychlostech posuvu suportů, stolů a stojanů obráběcích stolů, může za určitých podmínek docházet k přerušovanému či trhavému pohybu. Účinkem tohoto pohybu se zhoršuje vzhled obrobené plochy a v místech, kde se pohyb zpomalil, vznikají lesklé proužky. Vznik tohoto pohybu lze vysvětlit jako důsledek nelineární závislosti mezi rychlostí posouvané části a třecí silou ve vedení. Jako příklad je možné uvést rozjezd kluzných vedení z klidové polohy. Olejový film se vytvoří až při vzájemném pohybu ploch, což znamená, že tečná reakce za klidu je bezprostředně před vznikem pohybu větší než třecí síla za pohybu a tento jev způsobuje trhavý přerušovaný pohyb posouvané části stroje. [10]

4 Konstrukční materiály

Nosné konstrukce jsou důležitou součástí obráběcího stroje. Na stroj během jeho provozu působí mnoho vlivů, které bezprostředně ovlivňují jeho chod. Při návrhu je třeba zohlednit různá hlediska, která ovlivňují přesnost při obrábění. Hlavními požadavky na konstrukce obráběcího stroje jsou: vysoká tuhost, vysoký poměr tlumení, dobrá rozměrová stabilita, nízký koeficient roztažnosti a nízká hustota.

Při návrhu nosných struktur obráběcích strojů lze využít širokou škálu konstrukčních materiálů. Hlavním konstrukčním materiálem však v dnešní době nadále zůstávají klasické konstrukční materiály jako ocel a tvárná či šedá litina. Tyto materiály si udržují svoji dominantní pozici díky množství zkušeností s jejich zpracováním, cenou a dobrou dostupností. Výroba nosné soustavy obráběcího stroje z těchto tradičních materiálů s co nejlepšími vlastnostmi tak vede na optimalizaci konstrukce pomocí výpočtových metod. Přehled vhodných vlastností materiálů pro výrobu nosné konstrukce lze vidět v tabulce 4.1. Z těchto vlastností lze určit, že se často jedná o protichůdné požadavky. Konstrukce nosné struktury je proto velmi komplikovaná. [5][10][12]

Tabulka 4.1: Důležité vlastnosti materiálu pro konstrukci stroje [10]

pevnost (tah, tlak, ohyb, krut)	⇒	bezpečnost proti trvalé deformaci a zlomení
specifická hmotnost	⇒	hmotnost, statické a dynamické vlastnosti
modul pružnosti (v tahu, smyku)	⇒	statická a dynamická tuhost
útlum chvění	⇒	dynamické vlastnosti
kluzné vlastnosti, tvrdost	⇒	tření a opotřebení v kluzných zónách
vnitřní pnutí	⇒	trvalá přesnost
tepelná roztažnost, vodivost	⇒	tepelná stabilita

4.1 Konvenční materiály

Mezi konvenční materiály využívané při výrobě obráběcích strojů se řadí ocele a litiny. Tyto materiály se v dnešní době stále vyskytují nejčastěji. Kovové konstrukce se také používají pro různé hybridní struktury a kombinovaná konstrukční řešení. Kovové součásti jsou minimálně nutné pro mechanická rozhraní, klouby, vedení a ložiska. U konstrukce obráběcího stroje se tak můžeme setkat se svařovanými ocelovými konstrukcemi, odlitky a litinovými komponenty.

Obecně platí pravidlo, že svařované konstrukce se používají při malosériové či kusové výrobě. Svařované konstrukce umožňují úsporu materiálu a nižší hmotnost než u litin díky vyššímu Youngovu modulu pružnosti. Nevýhodou svařovaných konstrukcí je však malé materiálové tlumení. V praxi se tak často vyskytují svařované konstrukce vytlité polymerbetonem. Takovéto konstrukce pak mají lepší parametry tuhosti a stability. [5][10][13]

Odlévané konstrukce se pak více hodí pro výrobu větších sérií. Důvodem je výroba drahých forem a licích jader pro odlévání, které pro malosériovou výrobu nejsou ekonomicky výhodné. Výhodou litin jsou jejich mechanické vlastnosti jako materiálové tlumení a lepší obrobiteľnosť, než je tomu u svařovaných konstrukcí. Nespornou výhodou odlitků je také možnost odlévání složitých struktur a žebrování. Nevýhodou těchto konstrukcí je však malý modul pružnosti a vyšší hmotnost.

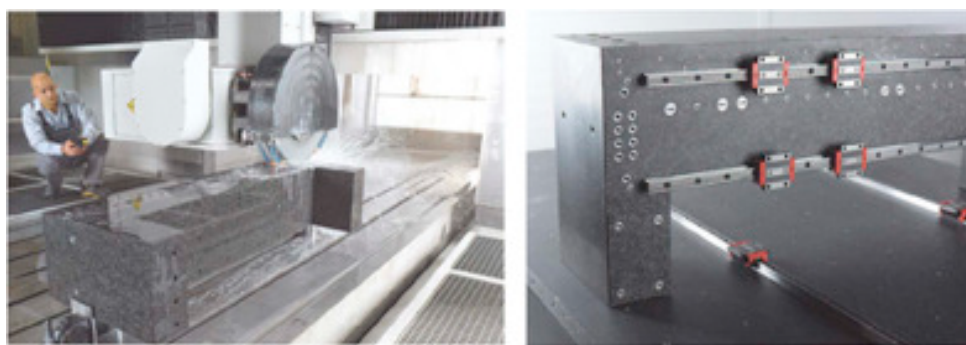
Kromě ocelí a litin se pro konstrukci obráběcích strojů používají i jiné kovové materiály. Typickým příkladem jsou slitiny hliníku, které mají výrazně nižší hustotu ve srovnání s ocelí a litinou. Díky tomu lze snížit hmotnost součástí a také zvětšit tloušťku jejich stěn, což má za následek snížení namáhání při zachování hmotnosti. Snížení hmotnosti součástí umožňuje kratší dobu rozběhu pohybujících se částí stroje a úsporu energie. [5][13]

4.2 Nekonenční materiály

Mezi nekonvenční materiály se řadí materiály, jimiž nahrazujeme materiály tradiční pro dosažení lepších požadovaných vlastností výsledného produktu. Mezi nekonvenční materiály se řadí například přírodní materiály (granit), vláknové a částicové kompozity, technická keramika a různé hybridní struktury.

4.2.1 Přírodní Žula - Granit

Granit je přírodní materiál, který má vhodné mechanické vlastnosti pro výrobu velmi přesných strojů. Hlavními výhodami granitu je absence vnitřních pnutí, dokonalá rozměrová stálost a materiálové tlumení na úrovni šedé litiny. Granit se tak díky své tvarové stabilitě využívá pro vysoce přesné a metrologické aplikace. Díky svým tepelným a tlumícím vlastnostem je dominantním materiálem pro měřicí stroje a ultrapřesné stroje. Dlouhodobá stabilita granitu je ovšem jako u většiny materiálů omezena kvůli vlhkosti. Díky vysoké tvrdosti, otěruvzdornosti a homogennímu povrchu je granit vhodný pro aerostatická a hydrostatická ložiska a vedení. Masivní bloky granitu pak tvoří nepohyblivé stoly, příčníky, apod. [5][13][14]

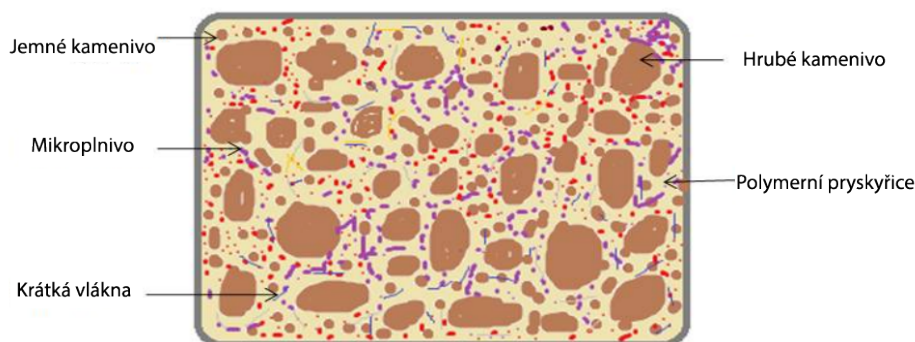


Obrázek 4.1: Broušení granitového rámu (vlevo) a lineární vedení a pouzdra v granitovém rámu (vpravo) [13]

4.2.2 Polymerbeton

Polymerbetony se v posledních letech využívají pro konstrukci nosných částí obráběcího stroje v čím dál větší míře. Mechanické vlastnosti polymerbetonu jsou závislé na jeho

vnitřní struktury, kterou lze vidět na obrázku 4.2. Ve srovnání s litinou a ocelí vykazuje polymerbeton lepší tlumení vibrací a při stejné hmotnosti lze docílit vyšších parametrů tuhosti. Polymerbeton také produkuje méně rozměrových změn v důsledku teplotních změn při použití v konstrukcích obráběcích strojů. Konstrukce z polymerbetonu také přenáší mnohem méně tepla od pohonů a dalších zdrojů tepla. Polymerbetony lze použít v kombinaci s ocelovými či litými díly, kdy jsou duté díly vyplněny polymerbetonem. Mezi nevýhody polymerbetonu se řadí náročné spojování konstrukce s ostatními díly, velmi omezené možnosti zásahu do hotové konstrukce a vyšší náklady na výrobu. Polymerbetony se v současnosti požívají hlavně pro výrobu rámu a loží obráběcích strojů. [5][13][14][15]



Obrázek 4.2: Model vnitřní struktury polymerbetonu [15]

4.2.3 Kompozitní materiály

Kompozitní materiály jsou materiály skládající se z více složek, které mají rozdílné mechanické, chemické nebo fyzikální vlastnosti. Tyto materiály jsou známy tím, že jejich složky spolu "spolupracují", tedy vlastnosti kompozitu jako celku jsou výrazně lepší, než vlastnosti jednotlivých složek, ze kterých se kompozit skládá. Nespojitá složka (výztuž) má vyšší pevnost než složka spojitá (matrice). Kompozity mohou být vyztuženy dlouhými či krátkými vlákny nebo zpevněnými částicemi. Matrice mívá vyšší plasticitu, slouží jako pojivo a přenáší většinu zatížení. Kompozitní materiály se dělí dle několika kritérií, nejčastěji však dle geometrického tvaru výztuže na částicové kompozity a vláknové kompozity, jak lze vidět na obrázku 4.3. [13][16][17]



Obrázek 4.3: Výztuže v kompozitním materiálu [16]

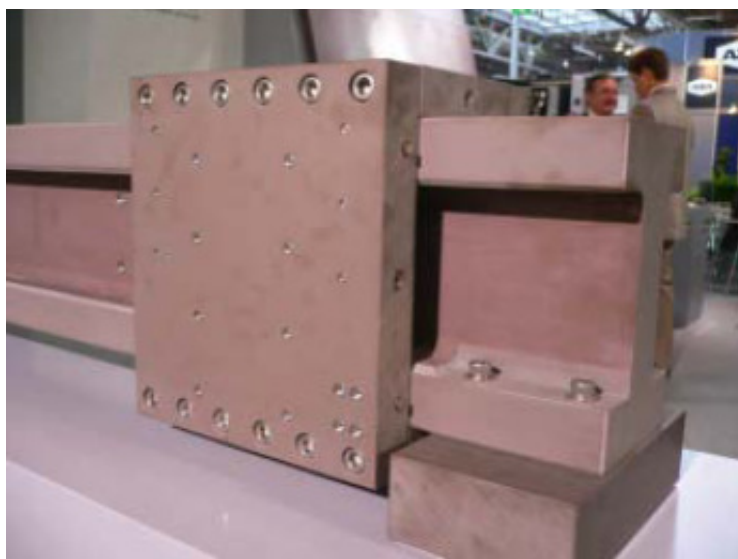
Částicové kompozity jsou tvořeny výztuží z nahodile orientovaných nespojitých částic. Mechanické vlastnosti bývají horší, než u vláknových kompozitů a převažující roli při zatížení zastává matrice. Oproti klasickým materiálům však mají částicové kompozity vyšší tuhost, lepší tlumící vlastnosti, lepší tvarovou stálost, lepší otěruvzdornost, nižší

tepelnou vodivost a malou tepelnou roztažnost. Nevýhodou je pak nízká pevnost v tahu a tlaku a nízký modul pružnosti. Mechanické vlastnosti ovlivňuje především podíl a tvar výztuže, velikost a povrchová úprava částic. [16]

Vláknové kompozity jsou v současné době často využívány. Na rozdíl od částicových kompozitů jsou vláknové kompozity tvořeny krátkými či dlouhými vlákny různých tloušťek. Jejich mechanické vlastnosti závisí na síle vlákna, délce vlákna a jeho orientaci. Nejlepších mechanických vlastností dosahují kompozity s vlákny orientovanými jedním směrem. Tyto kompozity jsou anizotropní, tedy mají různé vlastnosti v různých směrech, na rozdíl od izotropních materiálů, které se chovají ve všech směrech stejně. Nejlepší vlastnosti mají vláknové kompozity ve směru vláken. Během konstrukce tak musí být brán v potaz směr vláken v kompozitu. Díky dobrému modulu pružnosti, materiálovému tlumení lepší než má šedá litina, velmi nízké hmotnosti a velmi nízké (téměř nulové) teplotní roztažnosti, máme možnost navrhovat dílce s optimálně orientovanou tuhostí. Díky jejich vynikajícím mechanickým vlastnostem mají vláknové kompozity velký potenciál nejen pro výrobu obráběcích strojů. Nevýhodou kompozitních materiálů je jejich výrobní cena a technické nároky na výrobu. Další nevýhodou zůstává nezkušenost výrobců a techniků s těmito materiály efektivně pracovat. Vláknové kompozity se používají například pro suporty, manipulační ramena nebo hřídele. [5][13][14][16]

4.2.4 Technická keramika

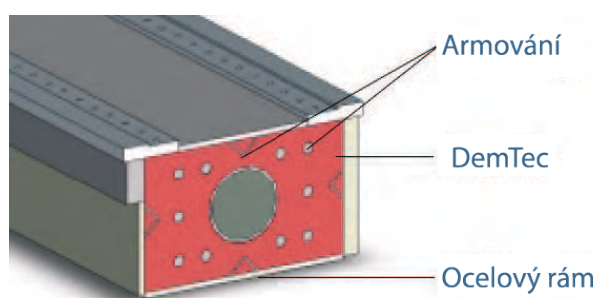
Technická keramika je hojně využívána kvůli vysoké odolnosti vůči opotřebení, korozi a erozi. Dalšími výhodnými vlastnostmi technické keramiky je rozměrová stálost, vysoká odolnost vůči teplotním změnám, nízká hustota, vysoký Youngův modul pružnosti a vysoká tvrdost. Nevýhodou keramiky je velice špatné tlumení vibrací. Součásti z tohoto materiálu jsou také velmi nákladné na výrobu. U větších nosných těles pak také narážíme na komplikace při spojování s ostatními dílci konstrukce a komplikovanou výrobu. Keramika se v dnešní době využívá například na nosné části strojů nebo na hřídele. Na obrázku 4.4 můžeme vidět nosník z keramiky. [13]



Obrázek 4.4: Nosník portálu laserového obráběcího centra z keramiky [14]

4.3 Hybridní struktury

Hybridní struktury kombinují konvenční materiály s materiály nekonvenčními a tím dosahují specifických vlastností konkrétních dílů. Tyto vlastnosti však nedosahují kvalit vláknových kompozitů, avšak vhodnou kombinací materiálů se dá docílit lepších vlastností než u konvenčních materiálů zejména v oblasti tlumení, teplotní stálosti a vysoké tuhosti. Náklady na výrobu dílů z těchto materiálů je nižší než například u vláknových kompozitů, ale vyšší náklady na výrobu a vývoj než u klasických materiálů. Hybridní struktury se nejvíce uplatňují zejména u nosných částí stroje jako je například lože nebo rám. [13][16]



Obrázek 4.5: Základní koncepční schéma materiálové struktury DemTec [18]

Typickou, v praxi často užívanou, hybridní strukturou je svařená ocelová konstrukce vyplněná polymerbetonem. Vyplnění dutiny svařence polymerbetonem se nahrazuje složitě a nákladně žebrování, které by bylo potřeba. Tato kombinace materiálů dosahuje extrémní schopnosti pohlcovat vibrace, proto se tyto struktury uplatňují pro prototypové vysokorychlostní stroje. Nevýhodou je však vysoká hmotnost, kvůli které se tyto struktury používají pro nepohyblivé díly. Společnost Framag [19] patentoval tento materiál pod názvem Hydropol a vyvinula jeho odlehčené varianty Hydropol Medium, Hydropol Light a Hydropol Superlight, které již mohou být užity pro výrobu dynamických komponent stroje. Další společností, která se zabývá výrobou vyplněné svařované struktury, je společnost Demmeler, která vyvinula materiál s názvem DemTec. Oproti Hydropolu je výplň DemTecu tvořena cementovým betonem s armováním pomocí armovacích tyčí a drobných armovacích prvků. Schéma struktury DemTec je vyobrazeno na obrázku 4.5. [5][13][18][19]

Další typickou hybridní strukturou je sendvičová struktura. Ta se skládá z vnějších obkladů a jádra vloženého mezi ně. Potahy jsou vyrobeny z tuhých a pevných materiálů a jsou mnohem tenčí než lehké a relativně poddajné jádro. Potahy přenášejí ohybové namáhání a jádro slouží k přenosu smykového namáhání mezi obklady. Vzhledem k malým hustotám materiálů, používaným pro výrobu jader sendvičů, nedochází k výraznému nárůstu hmotnosti dílce. Výhodou sendvičové struktury je snížení hmotnosti při zachování požadovaných mechanických vlastností stroje. Sendvičové struktury se tak hodí pro výrobu dynamických komponent stroje. Sendvičovou strukturu lze vidět na obrázku 4.6. [20]



Obrázek 4.6: Sendvičová struktura s příhradovým jádrem [20]

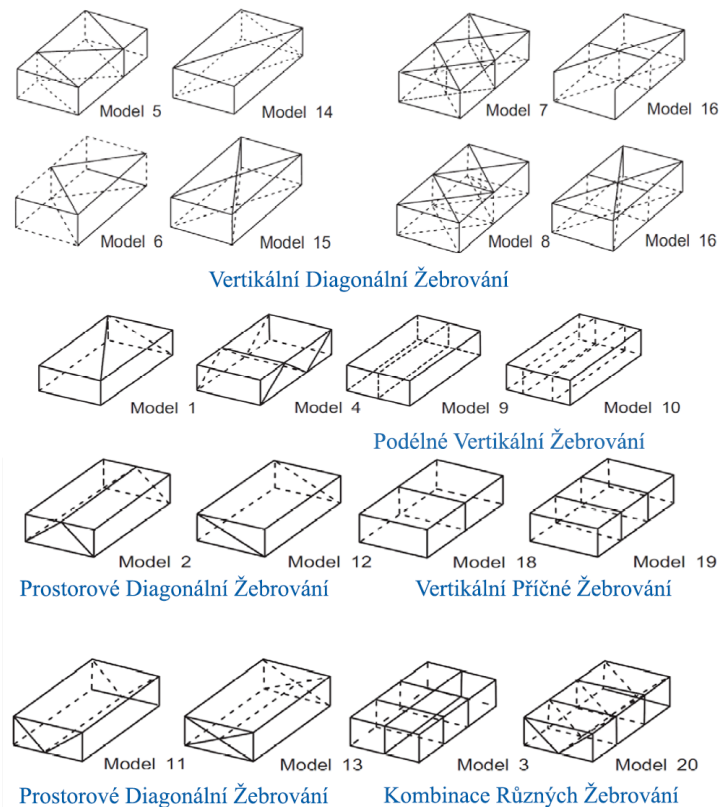
Tabulka 4.2: Fyzikální vlastnosti materiálů nosných soustav [2][13]

	Ocel	Litina	Granit	Polymerbeton	Vláknové kompozity
Měrná hmotnost [kg·m ⁻³]	7 850	7 200	2 600-3 150	2 300-2 500	1 400-2 000
Poissonova konstanta [-]	0,3	0,2-0,3	0,3	0,25-0,3	-
E-modul [GPa]	210	70-160	40-100	30-44	40-360
Pevnost v tahu [MPa]	400-1600	150-400	180	10-40	200-2400
Pevnost v tlaku [MPa]	250-1200	700-1200	180-300	140-160	-
Pevnost v ohybu [MPa]	150-600	100-300	19-26	15-50	-
Dekrement útlumu [-]	0,002	0,003	-	0,02-0,03	-
Součinitel délkové roztažnosti [10 ⁻⁶ /K]	11-18	10	5-6,5	9-18	0-5
Tepelná vodivost [Wm ⁻¹ K ⁻¹]	47	50	2,9-4	1-3	0,1-50
Měrná tepelná kapacita [kJkg ⁻¹ K ⁻¹]	0,49	0,45	0,92	0,7-1,3	1-1,5

5 Metody optimalizace

Metod optimalizace je v dnešní době celá řada a při návrhu díla lze optimalizovat různé vstupní parametry. Od finančních nákladů, přes pracovní postupy, až po tvarovou optimalizaci, za účelem zlepšení požadovaných vlastností. Z pohledu konstruktéra je velmi důležitá optimalizace topologie stroje. Topologií rozumíme dle [21] tvar a vzájemné uspořádání jednotlivých prvků konstrukce. Zde pak má konstruktér možnost výrazně ovlivnit výsledné parametry díla. K optimalizaci topologie lze přistoupit pomocí matematické optimalizace, kdy se pomocí matematických metod hledají optimální hodnoty vstupních parametrů. Nebo pomocí optimalizace tvaru, kdy se hledá optimální rozložení materiálu vzhledem k zadaným okrajovým podmínkám.

Mimo tyto dva přístupy je možné k optimalizaci přistoupit také pomocí "Inženýrské optimalizace". Tato metoda spoléhá na využití ověřených postupů a konstrukcí, pro návrh konstrukce nové. Na Obrázku 5.1 jsou jako příklad zobrazeny možnosti žebrování loží OS. Důležitou roli také hraje vhodný výběr materiálu. [21]



Obrázek 5.1: Teoretické možnosti žebrování loží OS [22]

5.1 Iterativní metody optimalizace

Iterativní metody optimalizace dosahují řešení řadou opakovaných výpočtů. Tyto metody mohou být rozděleny na tři typy metod dle přístupu k hledání optimálního řešení. Prvním typem iterativních metod jsou metody komparativní, které nevyžadují výpočet nebo odhad derivací účelové funkce. Iterativní charakter těchto metod je založen na deterministickém principu. Druhým typem jsou metody gradientní. Tyto metody potřebují odhad nebo výpočet derivací kritériální funkce. Třetím typem jsou metody nedeterministické, jejichž iterační přírůstek a směr má náhodný charakter. [21][23]

5.1.1 Gradientní metody

Gradientní metody optimalizace jsou iterační algoritmy, ve kterých je přírůstek vektoru parametrů úměrný gradientu účelové funkce. Iterační vztah lze obecně zapsat jako

$$\mathbf{x}_{i+1} = \mathbf{x}_i + \lambda_i \nabla f(\mathbf{x}_i), \quad (5.1)$$

kde $\nabla f(\mathbf{x}_i)$ je gradient udávající směr největšího růstu funkce $f(\mathbf{x}_i)$. Gradientní metody se dále dělí na jednorozměrné a vícerozměrné. [21][23]

Jednorozměrné gradientní metody

Nejnámější jednorozměrnou gradientní metodou je Newtonova metoda, někdy také nazývána Metoda tečen. Ta spočívá v iteračním hledání průsečíku tečny v bodě vyšetřované funkce s osou x a následném hledání bodu, ve kterém je derivace funkce $f(x)$ nulová, tedy $f'(x_{i+1}) = 0$. Předpis Newtonovy metody je následující

$$x_{i+1} = x_i - \frac{f'(x_i)}{f''(x_i)} \quad (5.2)$$

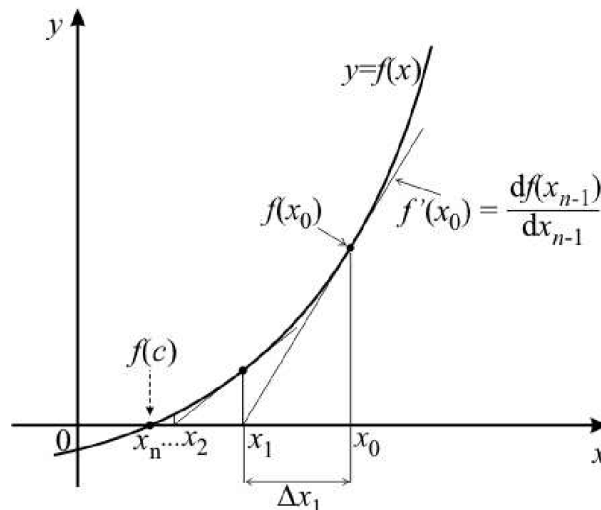
Podmínkou metody je tedy existence první i druhé derivace účelové funkce. Konvergence metody je rychlejší, čím více se funkce blíží kvadratické parabole. Na obrázku 5.2 je zobrazen princip funkce Newtonovy metody na jednoduchém příkladu.

Druhou metodou je metoda Regula falsi, která se v mnohém podobá Newtonově metodě. Rozdílem metod je nahrazení druhé derivace v Newtonově metodě jejím odhadem. Druhým rozdílem je nutnost dvou počátečních bodů. Metoda regula falsi má následující předpis

$$x_{i+1} = x_i - f'(x_i) \frac{x_{i-1} - x_i}{f'(x_{i-1}) - f'(x_i)} \quad (5.3)$$

Vícerozměrné gradientní metody

Vícerozměrné gradientní metody se mohou dále rozdělit na metody s krátkým krokem a metody s dlouhým krokem. Výpočet se realizuje dle rovnice 5.1. U metody s krátkým krokem zůstává koeficient λ_i konstantní. Výpočet je poměrně jednoduchý, avšak konvergence není vždy zaručena. Při konstantním koeficientu λ_i je možné hledaný extrém "přeskočit".

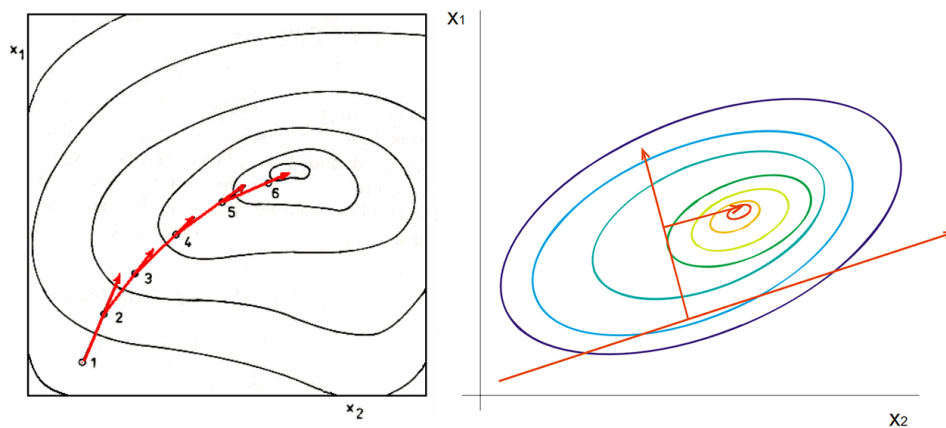


Obrázek 5.2: Princip funkce newtonovy metody [24]

Gradientní metoda s dlouhým krokem minimalizuje možnost přeskočení extrému tím, že koeficient λ_i mění v každém kroku tak, aby se dosáhlo co největšího možného zlepšení účelové funkce. Tato metoda zaručuje řešení v menším počtu iteračních kroků, ale vyžaduje větší počet výpočtů. V každém kroku iterace je nutné řešit úlohu jednorozměrné optimalizace. [21][23]

Volba koeficientu λ_i se uskutečňuje dle vztahu

$$\lambda_i = \max \left\{ \lambda \mid \frac{d}{d\lambda} f(\mathbf{x}_i + \lambda \nabla f(\mathbf{x}_i)) = 0 \right\} \quad (5.4)$$



Obrázek 5.3: Princip metody s krátkým krokem (vlevo) a dlouhým krokem (vpravo) [23]

5.1.2 Metody náhodného vyhledávání

Jak bylo řečeno dříve, tak při těchto metodách je iterativní přírůstek proměnných závislý na náhodně generované veličině. Konvergence takovýchto algoritmů se všeobecně nedá zaručit a některá odvození jsou značně heuristická a intuitivní. V některých případech jsou však metody náhodného vyhledávání efektivnější, než metody deterministické. Ty-

případy jsou případy mnohorozměrné a případy, kdy účelová funkce není zadána analyticky. Tyto metody lze rozdělit do dvou tříd. Jednoduché metody, které pouze vyhodnocují, jestli je nový bod lépe položený než předchozí. Druhou třídou jsou metody s adaptací, při kterých se dle dané strategie vyhodnocuje, jestli se algoritmus pohybuje správným směrem. Jedná se o kombinaci stochastické a deterministické strategie. [21][23]

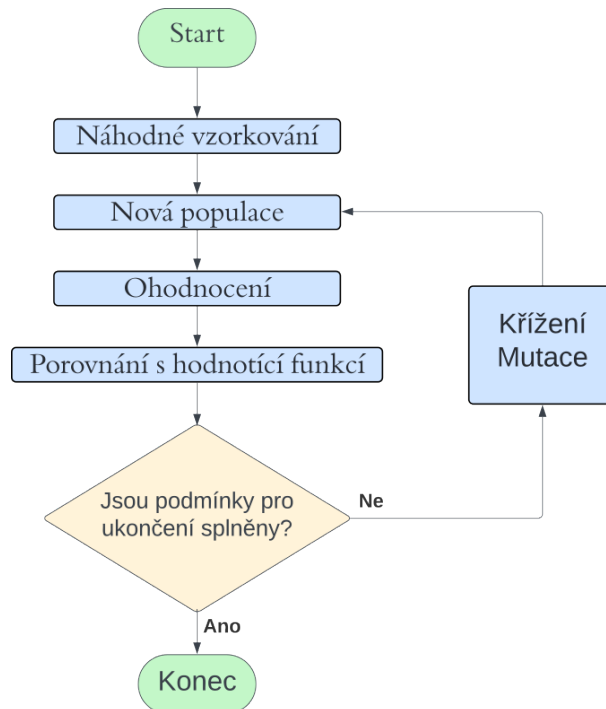
Typickým příkladem metody náhodného vyhledávání přibližného optimálního řešení úlohy, která má velký stavový prostor je metoda Simulovaného žíhání[25]. Další skupinou metod náhodného vyhledávání jsou Evoluční algoritmy, které napodobují přírodní jevy a fyzikální procesy. Typickým zástupcem Evolučních algoritmů jsou Genetické algoritmy. [21][23]

Genetické algoritmy

Genetické algoritmy patří do skupiny Evolučních algoritmů, což jsou optimalizační algoritmy využívající napodobování přírodních jevů a fyzikálních procesů. Princip genetických algoritmů spočívá v soupeření jedinců, což jsou prvky, které v sobě mají zakódované řešení úlohy. Toto řešení je nejčastěji zakódované v podobě binárního řetězce, který nazýváme chromozom. Jednotlivé členy řetězce označujeme jako geny. Míra splnění požadovaného cíle je hodnocena číselnou hodnotou, která je přiřazena každému jedinci pomocí hodnotící funkce. Cílem algoritmu je maximalizovat hodnotu této hodnotící funkce. Jednotlivými kroky algoritmu jsou pak:

1. **Inicializace** - vytvoření počáteční populace, což je soubor jedinců.
2. **Selekce** - výběr jedinců z populace s vysokou hodnotou hodnotící funkce. Způsobů selekce je mnoho, ale nejjednodušším způsobem je seřazení jedinců dle hodnoty hodnotící funkce a odstranění "horší" poloviny populace.
3. **Křížení** - ze zbylé populace se provede výběr dvou jedinců (rodičů), jejichž řetězce se navzájem zkombinují do dvou nových jedinců. Nejjednodušší variantou křížení je rozdělení chromozomu na náhodném místě na dvě části. První jedinec pak vznikne spojením první části jednoho rodiče a druhé části druhého rodiče. Druhý jedinec vznikne obdobným způsobem.
4. **Mutace** - v rámci chromozomu jedince se náhodně změní pozice jednoho nebo více genů.

Po provedení popsanych kroků máme k dispozici novou generaci, které má stejný počet jedinců jako počáteční populace. Popsaný algoritmus se provádí tak dlouho, dokud není nalezen jedinec s co možná nejvyšší hodnotou hodnotící funkce. Zjednodušený princip Genetického algoritmu je znázorněn na obrázku 5.4. [21]

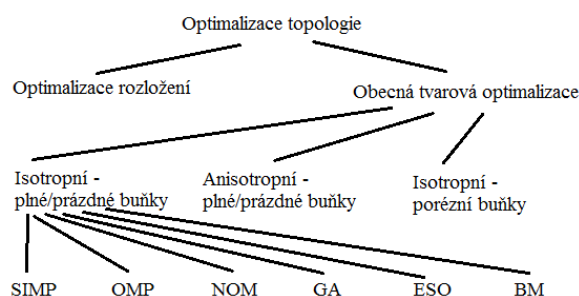


Obrázek 5.4: Princip funkce Genetického algoritmu [26]

5.2 Tvarová optimalizace topologie

Tvarová optimalizace topologie je oblast výpočtové mechaniky, která usiluje o násobně větší úsporu materiálu, než lze dosáhnout optimalizací pouze rozměru či tvaru. Jedná se o metodu výpočtu distribuce materiálu v definovaném navrhovaném prostoru s respektováním zadaných okrajových podmínek s cílem nalézt takové řešení, které je pro danou situaci nejvýhodnější.

Dle [21] lze optimalizace topologie konstrukcí rozdělit z hlediska matematiky na dvě základní oblasti, jak je zobrazeno na obrázku 5.5. Na *optimalizaci dispozice* (Layout Optimization - LO), která se soustředí na optimalizaci konstrukce s malým objemem ve srovnání s návrhovou oblastí (konstrukce s malým objemovým zlomkem), tedy prutové a rámové konstrukce. Druhou oblastí je *zobecněná optimalizace tvaru* (Generalized Shape Optimization - GSO), která se věnuje konstrukcím s velkým objemovým zlomkem. U takovýchto konstrukcí dochází současně k návrhu topologie a tvaru. Tyto problémy mohou být řešeny analyticky nebo numericky, nejčastěji pomocí metody konečných prvků (MKP). [21]



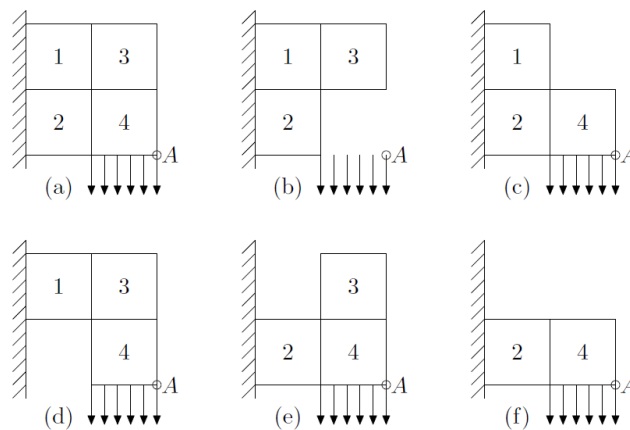
Obrázek 5.5: Schematické rozdělení metod optimalizace tvaru [27]

5.2.1 Metody zobecněné optimalizace tvaru

Metody zobecněné optimalizace tvaru využívající MKP můžeme rozdělit dle používaných elementů na metody:

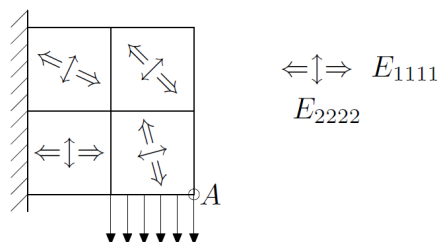
- ISE (Isotropic Solid or Empty element - izotropní pevný či prázdný element),
- ASE (Anisotropic Solid or Empty element - anizotropní pevný či prázdný element),
- ISEP (Isotropic Solid, Empty or Porous element - izotropní pevný, prázdný či pórovitý element).

ISE-topologie jsou topologie tvořené sítí prázdných elementů či jedním z více izotropních materiálů o známých vlastnostech. Na obrázku 5.6 je možné vidět elementární příklad problému ISE-topologie. Dva elementy jsou vetknuté na jedné hraně a čtvrtý element je zatížen na spodní hraně. Požadujeme, aby svislá deformace pravého dolního rohu (bodů A) byla minimální a objemový zlomek by neměl přesáhnout hodnotu 75%.



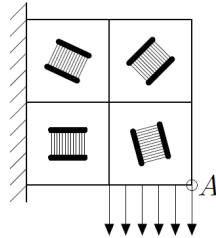
Obrázek 5.6: Úloha představující ISE-topologii: (a) návrhová oblast pokrytá MKP sítí, (b) nepřipustné řešení, (c) optimální řešení, (d-f) neoptimální řešení [21]

ASE-topologie jsou topologie tvořené anizotropními pevnými či prázdnými elementy. Každému elementu jsou přiřazeny jisté mechanické vlastnosti, které jsou v rámci celého elementu konstantní, avšak mezi elementy jsou vzájemně odlišné. Mechanické vlastnosti jsou specifikované tenzorem tuhosti $\mathbf{E} = E_{ijkl}$.



Obrázek 5.7: Příklad ASE topologie [21]

ISEP-topologie jsou topologie, které obsahují elementy tvořené prázdným prostorem a jedním nebo více izotropními materiály. Každý element tak představuje kompozitní (porézní) strukturu, kterou lze samostatně optimalizovat. Tato optimalizace se většinou provádí pomocí homogenizace materiálu. [21]



Obrázek 5.8: Příklad ISEP-topologie s elementy tvořenými mikrolaminátů druhého řádu [21]

5.2.2 Metoda SIMP

Metoda SIMP (Solid Isotropic Microstructures with Penalitization - pevná izotropní mikrostruktura s penalizací) je jednou z metod řešení zobecněné optimalizace tvaru ISE-topologií. Tato metoda uvažuje pevnou izotropní mikrostrukturu a k nalezení řešení se využívá penalizace. Každému prvku sítě je přiřazena pseudo-hustota $x_j = \frac{\rho_j}{\rho_0}$, kde x_j je pseudo-hustota j -tého elementu, ρ_j je hustota j -tého elementu a ρ_0 je hustota základního materiálu. Tato pseudo-hustota konečného prvku slouží jako návrh proměnných pro optimalizaci topologie. Pseudo-hustota je pak závislá tak, že:

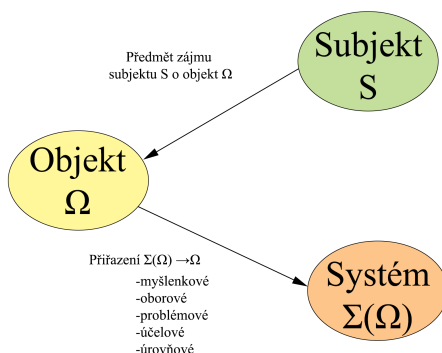
$$K_j = x_j^p K_0 \quad (5.5)$$

Kde K_0 je tuhost základního materiálu, K_j je tuhost j -tého prvku a p je penalizační faktor. Pokud je tedy $x_0 = 0$, pak $K_0 = 0$, což znamená, že materiál neexistuje. Pokud je $x_j = 1$, pak je i $K_0 = 1$, což znamená, že materiál existuje. Hodnota p se při výpočtech volí větší než 1, což má za následek úspěšné potlačení mezilehlé hodnoty tloušťky. Tyto hodnoty se tak stávají pro optimalizaci nepřiznivými.

Metoda SIMP má velkou výpočetní efektivnost, jelikož na jeden element připadá pouze jedna návrhová proměnná. Tato metoda může být také použita pro libovolnou kombinaci okrajových podmínek. Algoritmus také nevyžaduje odvozování zahrnující vyšší matematiku a nevyžaduje homogenizaci mikrostruktury. Nevýhodou této metody je pak závislost řešení na stupni penalizace, tedy na velikosti exponentu p a nejistota ohledně konvergence ke skutečnému bodu optima. Tímto nedostatkem však trpí i ostatní metody hledání optima ISE-topologie. [21]

6 Systémový rozbor práce

Systémový přístup je jedním z možných přístupů k řešení běžných i odborných problémů. Při řešení problému řešitel vytváří množinu všeho podstatného, co souvisí s řešením problému na daném objektu. Tato činnost se označuje jako vytváření systému podstatných veličin na objektu. Vytváření systému veličin na objektu je realizací vztahů mezi subjektem S , objektem Ω a systémem $\Sigma(\Omega)$, jak je vidět na obrázku 6.1.



Obrázek 6.1: Schéma tvorby systému veličin [28]

Subjektem S se rozumí řešitel problému. Objekt Ω je předmětem zájmu, např. tím, že se na něm řeší problém $P_R(\Omega)$. Systém $\Sigma(\Omega)$ je abstraktním objektem vytvořeným na objektu Ω . Systém $\Sigma(\Omega)$ nemůže existovat samostatně, ale vždy ve vztahu ke konkrétnímu objektu Ω . K jednomu objektu Ω je také možné vytvořit více systémů veličin $\Sigma_i(\Omega)$, jelikož tyto systémy mohou být vytvořeny různými přístupy, např.: myšlenkově, oborově, problémově, účelově a úrovněově. Složitosti struktury těchto systémů jsou menší než složitost struktury objektu, jelikož systém obsahuje pouze podstatné složky objektu. [28]

6.1 Problémová situace

Při obráběcím procesu vznikají síly, které působí na nástroj obráběcího stroje. Tyto síly se dále přenášejí přes nosnou konstrukci stroje. Nosná konstrukce stroje se vlivem působení těchto sil deformuje, což má za následek zhoršení přesnosti a kvality obrábění obráběcího stroje. V dnešní době se požadavky zákazníků na přesnost a kvalitu stále zvyšují, a proto je třeba tyto deformace při návrhu nosné konstrukce obráběcího stroje co nejvíce minimalizovat.

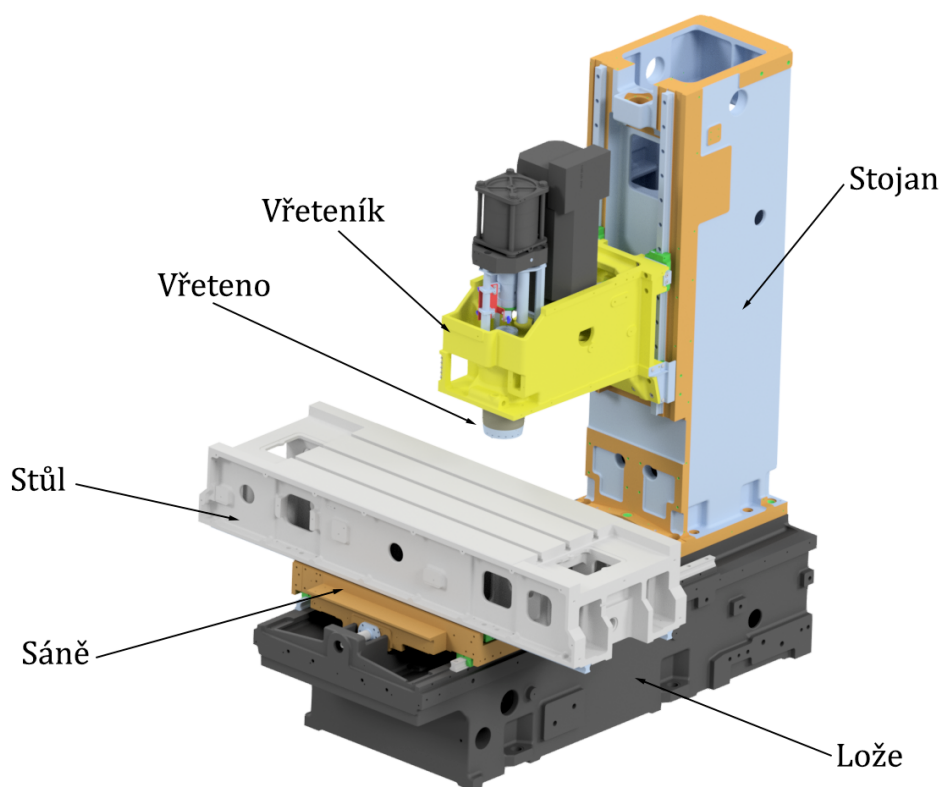
6.2 Formulace cílů a řešení

Jednotlivé cíle diplomové práce jsou následující:

- Vytvoření výpočtového modelu lože
- Volba materiálu
- Výpočtová optimalizace
- Topologická optimalizace
- Verifikace výsledků optimalizace
- Závěr a zhodnocení

6.3 Popis řešené soustavy

Praktická část diplomové práce se zabývá tvorbou výpočtového modelu lože obráběcího stroje, které je součástí modelového objektu. Modelovým objektem je frézovací stroj MCV754Q, který je zobrazen na obrázku 6.2.



Obrázek 6.2: Frézovací stroj MCV754Q s popisem hlavních částí stroje

Jednotlivé pohyby stroje jsou umožněny pomocí lineárních vedení a kuličkových šroubů. V tabulce 6.1 jsou uvedeny vybrané parametry frézovacího stroje, které jsou dále potřebné pro jeho analýzu.

Tabulka 6.1: Vybrané parametry frézovacího stroje MCV754Q

Pracovní plocha stolu	mm	1 000x500
Zdvih v osách X/Y/Z	mm	754/500/550
Maximální zatížení stolu	kg	400
Materiál lože		Litina
Maximální otáčky vřetena	min ⁻¹	10 000
Maximální možný průměr nástroje	mm	120

6.4 Systém podstatných veličin $\Sigma(\Omega)$

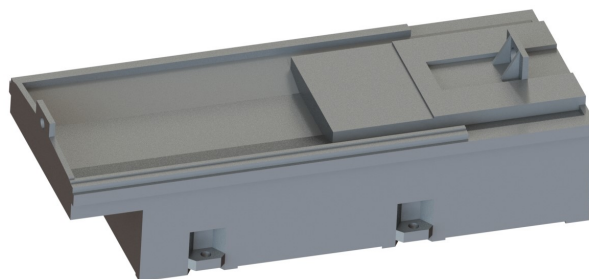
Systém podstatných veličin $\Sigma(\Omega)$ je rozdělen do soustavy devíti podmnožin $S_0 - S_8$. Jednotlivé podmnožiny obsahují veličiny $v_0 - v_8$, které popisují objekt, okolí a vztahy mezi objektem a okolím. Tyto podmnožiny jsou popsány v bodech níže dle [28]. Zanedbání některé z podstatných veličin v systému veličin může vést k nesprávným a nevěrohodným výsledkům modelování.

- **S0 - Veličiny v_0 popisující okolí objektu**

Prázdná množina.

- **S1 - Veličiny v_1 popisující topografii a geometrii objektu**

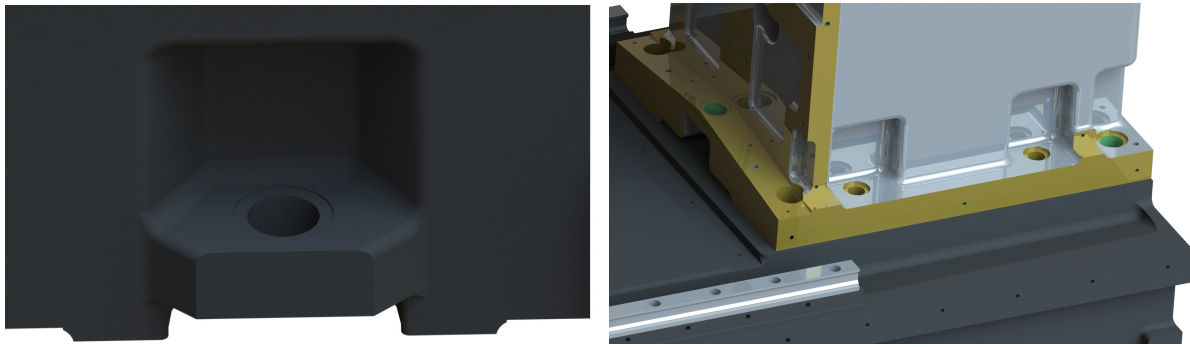
Výchozí objekt je trojrozměrný model lože. Jeho model geometrie byl vytvořen dle obdržných podkladů pro vypracování diplomové práce v elektronické podobě ve formátu ".step".



Obrázek 6.3: Základní pohled na lože OS

- **S2 - Veličiny v_2 popisující vazby a interakce objektu s okolím**

Objekt je se stojanem OS spojen pomocí šroubového spoje. Se saněmi je pak objekt spojen lineárním vedením a kuličkovým šroubem. Stejným způsobem je spojen i vřeteník se stojanem. Nelinearita tuhosti lineárního vedení bude pro zjednodušení úlohy uvažována jako lineární. Tuhost kuličkového šroubu bude stanovena výpočtem. Dále je objekt upevněn na základ pomocí kotev. Detail místa ukotvení je zobrazen na obrázku 6.4. U všech šroubových spojů není uvažována vůle ve spoji a šroub se nedeformuje. Šroubový spoj tak bude uvažován jako dokonale tuhý.



(a) Detail místa ukotvení lože

(b) Spojení lože a stojanu

Obrázek 6.4: Detaily konstrukčních řešení spojů

- **S3 - Veličiny v_3 popisující aktivace objektu s okolím**

Na objekt působí tíhou jednotlivé součásti OS. Další veličinou působící na objekt je síla od řezného procesu.

- **S4 - Veličiny v_4 popisující ovlivnění objektu okolím**

Prázdná množina.

- **S5 - Veličiny v_5 popisující vlastnosti prvků struktury objektu**

Součástí jednoho z cílů této práce je i vhodný výběr modelu materiálu objektu. Model materiálu bude popsán pomocí měrné hmotnosti, Poissonovy konstanty a modulu pružnosti v tahu (Youngův modul pružnosti).

- **S6 - Veličiny v_6 popisující procesy probíhající na struktuře objektu**

Vlivem působení ostatních součástí na objekt dochází ke změně napětí.

- **S7 - Veličiny v_7 popisující projevy objektu**

Projevy objektu jsou popsány pomocí posuvů a napětí v jednotlivých bodech objektu.

- **S8 - Veličiny v_8 popisující důsledky projevů objektu**

V důsledku statických a dynamických deformací se změní geometrická přesnost objektu. Takto vytvořená chyba se přenesou na špičku nástroje a následně i na obrobek. Tím vzniká nepřesnost při výrobě.

6.5 Výběr metody řešení

Při řešení problému je důležité zvolit vhodnou metodu řešení daného problému. Při volbě metody řešení hraje roli charakter a vlastnosti systému podstatných veličin. Vzhledem k systému veličin, který je popsán v předchozí kapitole, byl k řešení problému vybrán tzv. *nepřímý přístup*, konkrétně výpočtové modelování. Optimalizace analytickým přístupem je však velmi obtížná, proto bude využito numerických metod, které jsou efektivním nástrojem pro modelování. Konkrétní využitou numerickou metodou je metoda konečných prvků.

6.6 Volba softwaru a hardwaru

Pro návrh modelu a úpravu geometrie lože byl použit software typu CAD (Computer-Aided Design), který je v dnešní době hojně rozšířen. Požitým programem byl Autodesk Inventor Professional verze 2023. Program byl instalován a využíván ve studentské verzi programu na osobním počítači.

Pro výpočtovou analýzu a optimalizaci byl zvolen software typu FEA (Finite Element Analysis). Programy využívající FEA jsou stále rozšířenějšími a na výběr je stále z většího množství programů. Zvoleným programem byl ANSYS s uživatelským prostředím Workbench ve verzi 2022 R1. Pro práci v programu ANSYS byl využit školní počítač, na kterém byla nainstalována plná verze programu. Přístup k němu byl umožněn pomocí funkce *Vzdálená plocha* v prostředí Windows. Specifikace použitého hardwaru jednotlivých zařízení jsou popsány v tabulce 6.2.

Tabulka 6.2: Specifikace hardwaru použitých zařízení

	Osobní počítač	Školní počítač
Software	Autodesk Inventor Professional 2023	ANSYS Workbench 2022 R1
Operační systém	Microsoft Windows 10 Professional	Microsoft Windows 10 Education
Procesor	Intel Core i5-6600K 3,5 GHz	AMD Ryzen 5 1500X Quad-Core 3,5 GHz
Operační paměť	16 GB RAM	16 GB RAM
Grafická karta	NVIDIA GeForce GTX 960	NVIDIA GeForce GTX 1050 Ti

7 Praktická úloha

Hlavním cílem diplomové práce je provedení výpočtové optimalizace lože konkrétního obráběcího stroje. Součástí optimalizace je také výběr vhodného materiálu pro konstrukci lože. Volba vhodného materiálu a následná optimalizace navrženého modelu budou posuzovány z hlediska statické a dynamické tuhosti vztažené na koncový bod kinematického řetězce, tedy na řezný nástroj. Při analýze nebudou uvažovány teplotní vlivy na konstrukci.

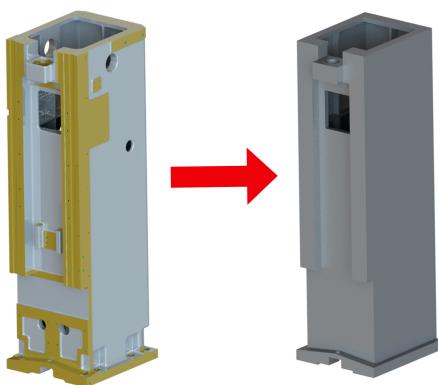
7.1 Návrh výpočtového modelu

Tato kapitola se zabývá návrhem výpočtového modelu lože OS, který bude sloužit pro provedení jednotlivých simulací a následné optimalizaci. Také je zde popsána tvorba modelu OS pro analýzu statických a dynamických vlastností. V následujících podkapitolách je tak popsána tvorba geometrického modelu, volba okrajových podmínek, volba parametrů sítě a volba materiálu.

7.1.1 Model geometrie

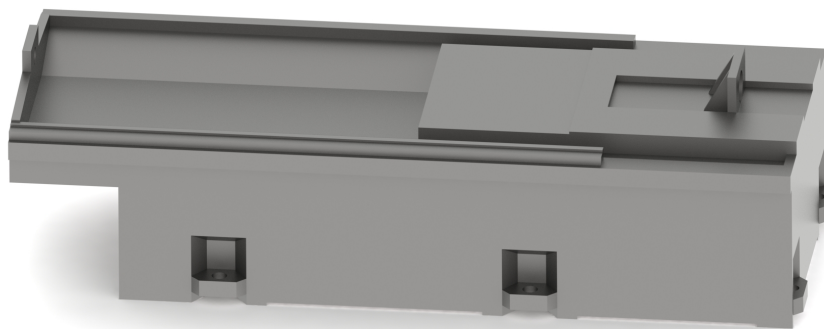
Geometrie obráběcího stroje a výpočtových modelů byla vytvořena v programu Autodesk Inventor 2023. Veškeré modely jednotlivých součástí vychází z podkladů a údajů poskytnutých od výrobce.

Poskytnutý model stroje ve formátu *.step* byl nejprve importován do programu Inventor. Na základě rozměrů a informací získaných z tohoto modelu byl vytvořen nový zjednodušený model stroje. Změny na novém modelu se týkaly hlavně zjednodušení geometrie, která není z pohledu analýzy podstatná. Byly také odstraněny malé geometrické detaily (vruby, úkosy, zaoblení, atd.), které by výrazně komplikovaly tvorbu sítě konečných prvků a výpočet. Příklad těchto úprav je zobrazen na obrázku 7.1, kde je možné vidět úpravu stojanu OS.

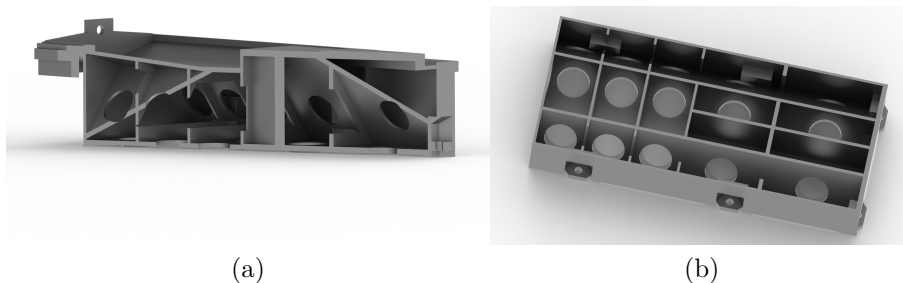


Obrázek 7.1: Příklad vytvoření modelu stojanu

U modelu lože OS došlo k přepočtu tloušťky stěn, které nemají jednotnou hodnotu tloušťky, aby mohlo dojít k vygenerování střednicových ploch z vytvořené geometrie lože, které se dále využijí pro výpočtovou optimalizaci. Výsledný model lože je zobrazen na obrázku 7.2. Na obrázku 7.3 jsou zobrazeny řezy modelem lože, na kterých je vidět struktura žebrování a odlehčení modelu.



Obrázek 7.2: Model lože



(a)

(b)

Obrázek 7.3: Řezy modelem

Takto vytvořené objemové modely lože a celého stroje byly exportovány do formátu *.step*. V tomto formátu byly nahrány do systému ANSYS Workbench. Pro import a úpravy modelů bylo využito modulu *SpaceClaim*.

Jelikož je nutné model lože OS pro optimalizaci dále upravit, tak byl tento modul využit k provedení následujících operací:

1. Import vytvořeného modelu lože ve formátu *.step*.
2. Rozdělení objemového modelu pomocí příkazu *Split* na potřebné části.
3. Generování příslušných střednicových ploch z objemového modelu pomocí příkazu *Surfaces from faces* a manuální tvorba střednicových ploch, které nebyly vytvořeny automaticky.
4. Potlačení objemových částí, na kterých byly vytvořeny střednicové plochy.
5. Úprava nevhodně vygenerovaných střednicových ploch pomocí příkazů *Combine* a *Split*.

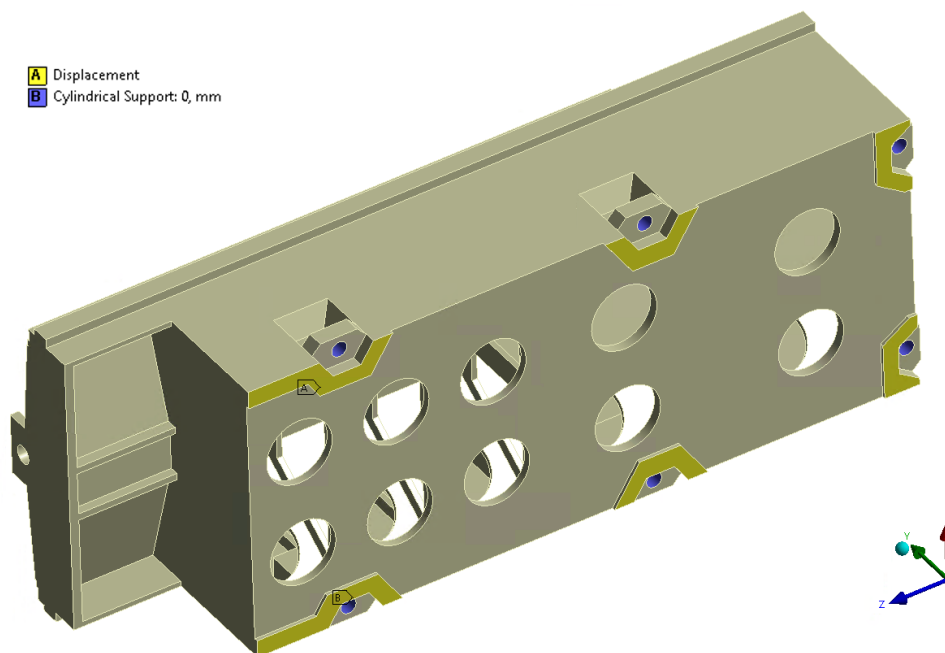
Takto byl vytvořen model geometrie lože, který se skládá z 18 objemových součástí a 33 střednicových ploch. Díky střednicovým plochám je model lépe uzpůsoben pro výpočtovou optimalizaci.

7.1.2 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky slouží k simulaci součástí v reálné situaci a jejich vzájemné interakci. Správné zvolení okrajových podmínek je tak důležitou součástí simulačního procesu, která významně ovlivňuje správnost výpočtu. Okrajové podmínky se dělí na geometrické a silové.

Model vazeb

Na obrázku 7.4 jsou znázorněny geometrické okrajové podmínky. Konkrétně se jedná o vazby v místě uložení lože na základ. Lože je k základu připevněno kotvicími šrouby a stojí na patkách. Na tyto patky byla zvolena vazba *Displacement*, která zamezuje pohybu uzlových bodů na těchto plochách ve směru osy Y, ale neaplikuje tato omezení pro ostatní osy. Místo uchycení kotvicích šroubů je uvažováno jako tuhé. Je zde tedy zamezen pohyb pomocí zvolené vazby *Cylindrical Support*.



Obrázek 7.4: Model okrajových podmínek vazeb mezi modelem a okolím

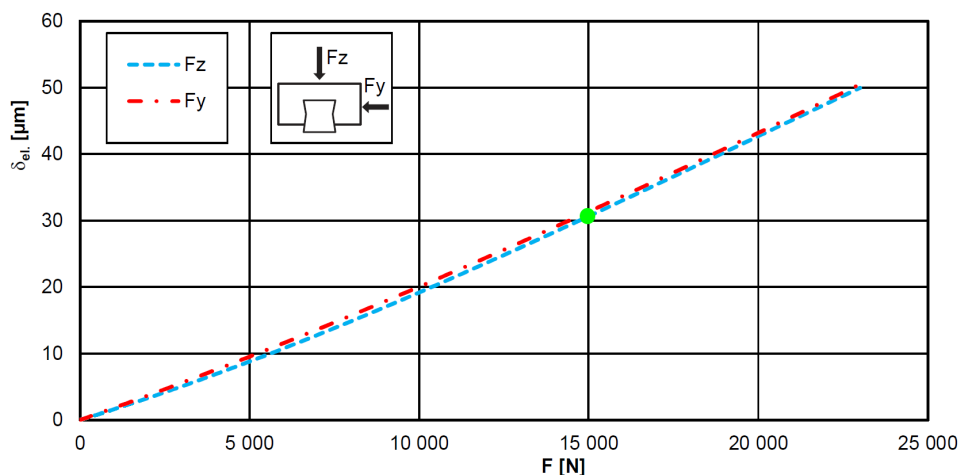
Lineární vedení

Jak bylo uvedeno v kapitole 6.4, tak lože se saněmi, saně se stolem a stojan s vřeteníkem jsou spojeny pomocí lineárních vedení. Tyto vedení omezují pohyb součástí ve dvou osách s určitou tuhostí. Tuhost tohoto spojení je ovlivněna typem lineárního vedení. Na tomto stroji je použito lineární vedení od firmy BOSCH-Rexroth. Konkrétně se jedná o kuličkové vedení s označením FLS R1653, které je zobrazeno na obrázku 7.5.



Obrázek 7.5: Lineární vedení FLS R1653 [29]

Pro výpočtový model je třeba znát tuhost tohoto lineárního vedení. Výrobce tento údaj přesně neuvádí, ale v produktovém katalogu [29] jsou k dispozici průběhy deformací v závislosti na silovém zatížení vozíku lineárního vedení. Graf pro typ lineárního vedení FLS R1653 je uveden na obrázku 7.6.

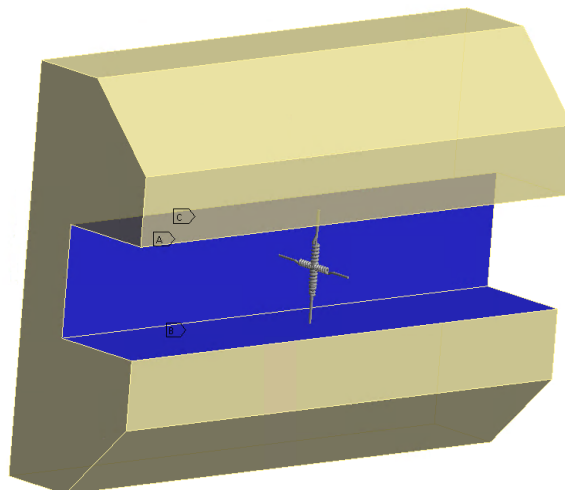


Obrázek 7.6: Tuhostní charakteristika lineárního vedení [29]

Závislost v grafu je nelineární. Nelineárnost průběhů je však velmi slabá, proto bude tuhost modelována jako lineární, jak bylo uvedeno v kapitole 6.4. Pro výpočet tuhosti je tak využít vztah 3.1. Jelikož se průběhy v grafu liší minimálně, tak bude pro tuhost ve směru Z a Y určena pouze jedna společná tuhost. Po odečtení hodnot z grafu a dosazení dostáváme tuhost lineárního vedení:

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{15\,000}{30} = 500 \frac{N}{\mu m} = 500\,000 \frac{N}{mm} \quad (7.1)$$

Tuto vypočtenou tuhost je dále nutné zavést do výpočtového modelu. V programu ANSYS Workbench je možné tuhost lineárního vedení simulovat v záložce *Connections* pomocí spojovacího prvku *Spring*. Prvku byla předepsána vypočtená tuhost a přiřazeno lineárně pružné chování. Typ spojení byl zvolen *Body to Body*, což v konkrétním případě znamená, že jeden konec pružiny je spojen s vozíkem a druhý konec s kolejnicí lineárního vedení. Prvky byly orientovány tak, jak je zobrazeno na obrázku 7.7, aby co nejpřesněji simulovaly tuhost v jednotlivých spojích.



Obrázek 7.7

Kuličkový šroub

Pohyby vřeteníku, saní a stolu jsou realizovány pomocí kuličkových šroubů. Kuličkový šroub je, stejně jako lineární vedení, od firmy BOSCH-Rexroth. Konkrétně se jedná o šroub M32x10R. Pro výpočtový model je tak třeba opět zjistit potřebnou axiální tuhost sestavy kuličkového šroubu a matice. Tuhost sestavy kuličkového šroubu je možné vypočítat dle ISO 3408 následovně:

$$\frac{1}{k_C} = \frac{1}{k_S} + \frac{1}{k_M} + \frac{1}{k_L} \quad (7.2)$$

Z tohoto vztahu je patrné, že pro výpočet celkové axiální tuhosti sestavy k_C je nutné znát tuhost samotného šroubu k_S , dále tuhost matice k_M a tuhost axiálního ložiska k_L . Hodnoty tuhosti jednotlivých komponent jsou uvedeny v katalogu výrobce [30]. Tuhosti součástí jsou tak následující:

- Tuhost šroubu $k_S = 204 \text{ N}/\mu\text{m}$,
- Tuhost matice $k_M = 510 \text{ N}/\mu\text{m}$,
- Tuhost axiálního ložiska $k_L = 650 \text{ N}/\mu\text{m}$

S těmito potřebnými hodnotami tak může dojít k výpočtu celkové axiální tuhosti soustavy kuličkového šroubu a matice. Výsledná axiální tuhost pak bude:

$$\frac{1}{k_C} = \frac{1}{204} + \frac{1}{510} + \frac{1}{650} \quad (7.3)$$

$$k_C = 119,03 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}} = 119030 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (7.4)$$

Výsledná tuhost je do výpočtového modelu zavedena opět pomocí prvku spring, kterému je přiřazena vypočtená celková axiální tuhost k_C . Tento prvek je následně v modelu umístěn tak, aby co nejlépe simuloval chování kuličkového šroubu.

Model kontaktů

Protože byl model lože rozdělen na více součástí, které mezi sebou interagují, je třeba tyto interakce mezi tělesy vhodně modelovat. K tomu slouží další geometrické okrajové podmínky, kontakty. Prostředí ANSYS Workbench nabízí možnost automatické generace kontaktů mezi tělesy. Uživatel si však nemůže být jistý správností formulace jednotlivých kontaktů a také, jestli byly definovány všechny potřebné kontakty pro správné chování modelu a zároveň nebyly vytvořeny kontakty v nevhodných místech. Veškeré kontakty na tomto modelu tak byly vytvořeny ručně.

Při modelování kontaktů v prostředí ANSYS Workbench je možné vybírat z následujících typů kontaktů, které jsou blíže popsány v [31]:

- Bonded,
- No Separation,
- Frictionless,
- Rough,
- Frictional,
- Forced Frictional Sliding,
- Frictional Coefficient.

Jelikož by mezi jednotlivými díly modelu nemělo docházet k pohybu a díly by měly být pevně spojeny, byl jako vhodný typ kontaktu zvolen kontakt typu *Bonded*. Tento kontakt zamezuje pohybu a separaci mezi díly, na které je kontakt aplikován. Výhodou tohoto typu kontaktu je, že ignoruje, pokud v místě kontaktu dochází k protnutí geometrie či vzniku mezery. Ke kontaktu je dále třeba zvolit vhodnou formulaci, jakou budou kontakty řešeny. ANSYS Workbench nabízí dle [31] tyto formulace kontaktů:

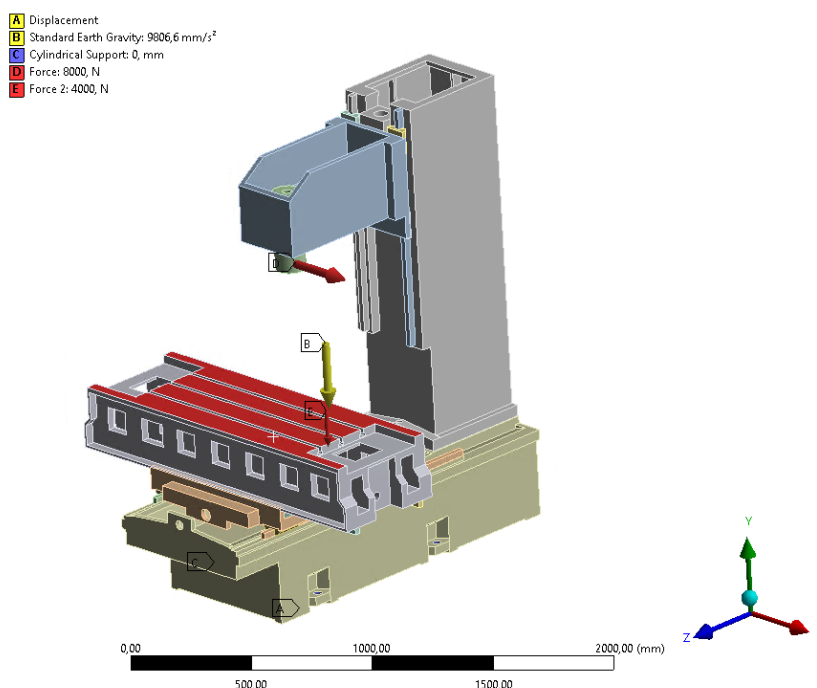
- Pure Penalty,
- Augmented Lagrange,
- MPC,
- Normal Lagrange,
- Beam.

Pokud uživatel nevybere formulaci manuálně, tak program vzhledem k typu kontaktu volí mezi *Pure Penalty* a *Augmented Lagrange*. Pro řešení problém není vhodná ani jedna z těchto formulací. Zvolenou formulací tak byla formulace *MPC* (Multi-Point Constraint - Vícebodové omezení). Tato formulace je ideální pro kontakty typu *Bonded* a *No Separation* mezi shell-solid a shell-shell prvky, což je řešený případ. Tato formulace má taktéž dobrou konvergenci, jelikož je čistě lineární. Pro její definování také není potřebná znalost normálové tuhosti.

Model zatěžování

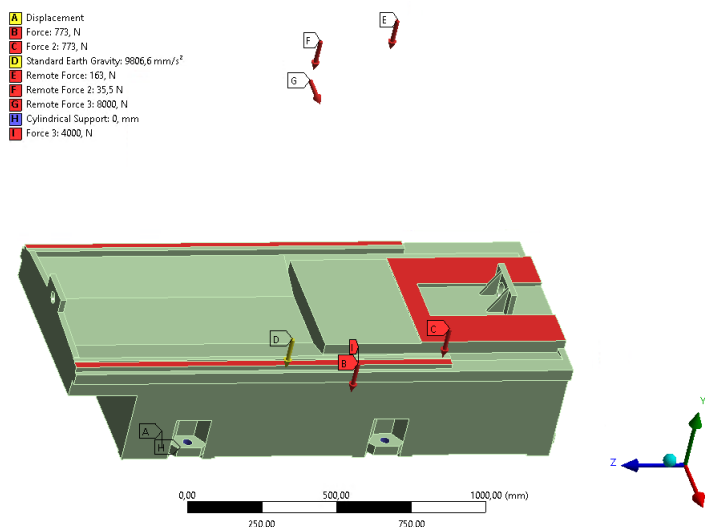
Model zatěžujících účinků byl vytvořen tak, aby co nejlépe simuloval reálnou situaci. Jelikož se model nachází v gravitačním poli, tak na něj byla aplikována okrajová podmínka *Standart earth gravity*. Tato okrajová podmínka simuluje působení gravitačního pole na model pomocí externího působení ve formě zrychlení, které působí v jedné ose a má fixní hodnotu. Avšak oproti okrajové podmínce *Acceleration*, kdy je těleso deformováno proti směru zrychlení, gravitace deformuje těleso ve směru zrychlení. Směr působení si může

uživatel zvolit v kladném či záporném směru příslušné osy. V tomto konkrétním případě působí gravitace v záporném směru osy Y. Model je dále zatížen okrajovou podmínkou *Force*, která simuluje zatížení od řezného procesu. Tato síla je tak v modelu aplikována na vřeteno, které se nachází v jeho nejvyšší poloze. Hodnota síly řezného procesu vychází z maximálního průměru nástroje a maximálních otáček vřetene stroje, které jsou stejně jako zdvih uvedeny v tabulce 6.1. Velikost této síly tak je $F = 8 \text{ kN}$. Dalším zatížením soustavy je váha samotného obrobku. Z tabulky 6.1 můžeme zjistit, že stůl může dosahovat limitní hodnoty zatížení 400 kg . Toto zatížení pak bylo také aplikováno pomocí podmínky *Force* na stůl stroje. Kompletní model okrajových podmínek stroje je zobrazen na obrázku 7.8.



Obrázek 7.8: Model okrajových podmínek stroje

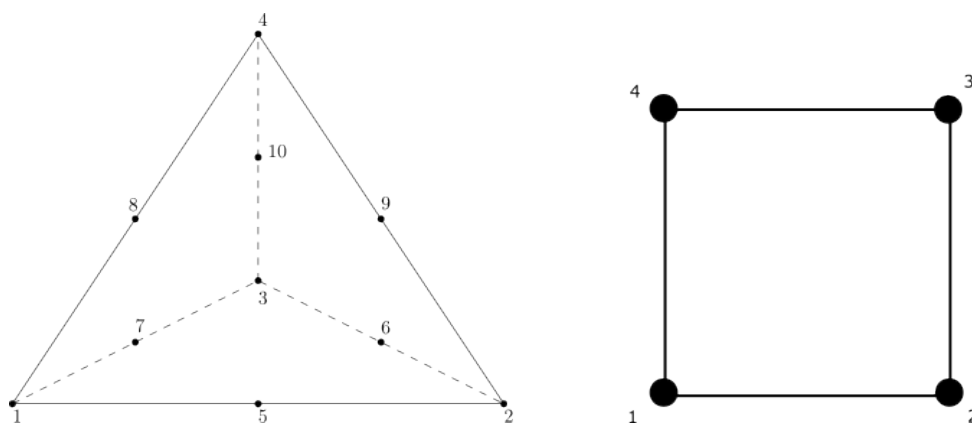
Okrajové podmínky samotného modelu lože je třeba dále upravit, jelikož je třeba modelovat působení jednotlivých částí sestavy na model. Zatížení vahou jednotlivých součástí, které jsou přímo spojené s ložem, je tak simulováno pomocí sil působících na příslušné plochy ve směru gravitace pomocí okrajové podmínky *Force*. Zatížení od součástí, které nejsou přímo spojené s ložem, jako je vřeteno a vřeteník, bylo simulováno pomocí podmínky *Remote force*. Tato podmínka je ekvivalentní vyjádření podmínky *Force*. Výhodou této podmínky je, že není třeba vytvářet celou sestavu ke koncovému bodu, kde síla působí, a následně ji aplikovat na příslušnou součást, ale stačí specifikovat místo v prostoru, kde síla působí a místo na modelu, které síla ovlivňuje. Tato podmínka tak v sobě kombinuje působení síly a momentu. Samotný řezný proces je simulován v místě nástroje taktéž pomocí podmínky *Remote force*. Místo nástroje je opět simulováno pro nejvyšší zdvih v příslušné ose. Okrajové podmínky působící na model lože jsou zobrazeny na obrázku 7.9



Obrázek 7.9: Model okrajových podmínek lože

7.1.3 Síť konečných prvků

Pro vytvoření sítě konečných prvků byly v programu Ansys Workbench využity příkazy *Method* a *Sizing*. Pro objemové součásti byly využity prvky označené jako TET10. Jedná se o kvadratické čtyřstěnné prvky s deseti uzlovými body. Čtyři uzlové body se nacházejí v rozích a šest uzlů je umístěných ve středu jednotlivých hran, jak je tomu na obrázku 7.10. Velikou výhodou těchto prvků je zpřesnění výpočtu oproti lineárním prvkům a také lepší kvalita sítě v oblasti děr a zaoblení. Pro shellové součásti pak byly využity prvky označené jako QUAD4. Tyto prvky jsou běžně užívanými prvky pro 2D simulace díky jejich poměru přesnosti ku výpočetnímu výkonu, což je pro náročný výpočet optimalizace optimální. Jedná se o čtvercové prvky se čtyřmi uzly v rozích prvku, taktéž zobrazeny na obrázku 7.10. Po aplikování těchto prvků na příslušné součásti došlo k vygenerování počáteční sítě konečných prvků.



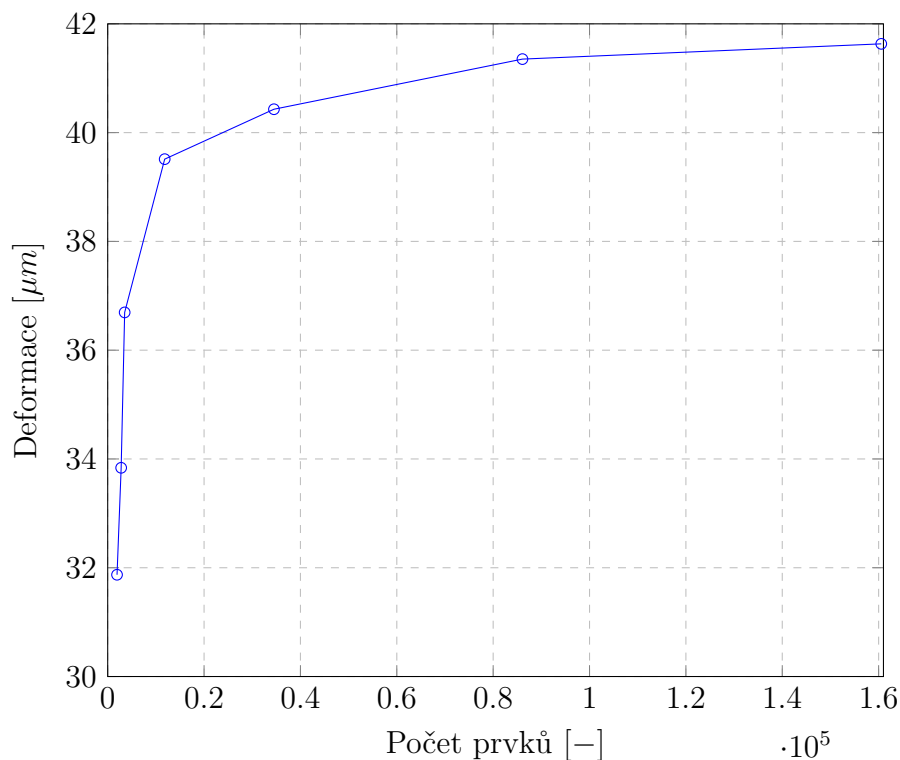
Obrázek 7.10: Zobrazení použitého elementu TET10 a QUAD4

Následně byla na modelu lože i na modelu sestavy provedena série výpočtů, kdy postupně docházelo ke zpřesňování rozměrů jednotlivých elementů sítě konečných prvků pomocí příkazu *sizing*. Na obrázku 7.11 je možné vidět závislost deformace modelu lože na počtu prvků sítě konečných prvků. A na obrázku 7.12 je pak znázorněna závislost deformace modelu sestavy na počtu prvků sítě konečných prvků. Tyto výpočty byly pro-

vedeny z toho důvodu, aby byla nalezena taková síť konečných prvků, která by správně popisovala zkoumanou vlastnost, ale zároveň nebyla příliš hustá, což by mělo za následek výrazné zvýšení doby výpočtu.

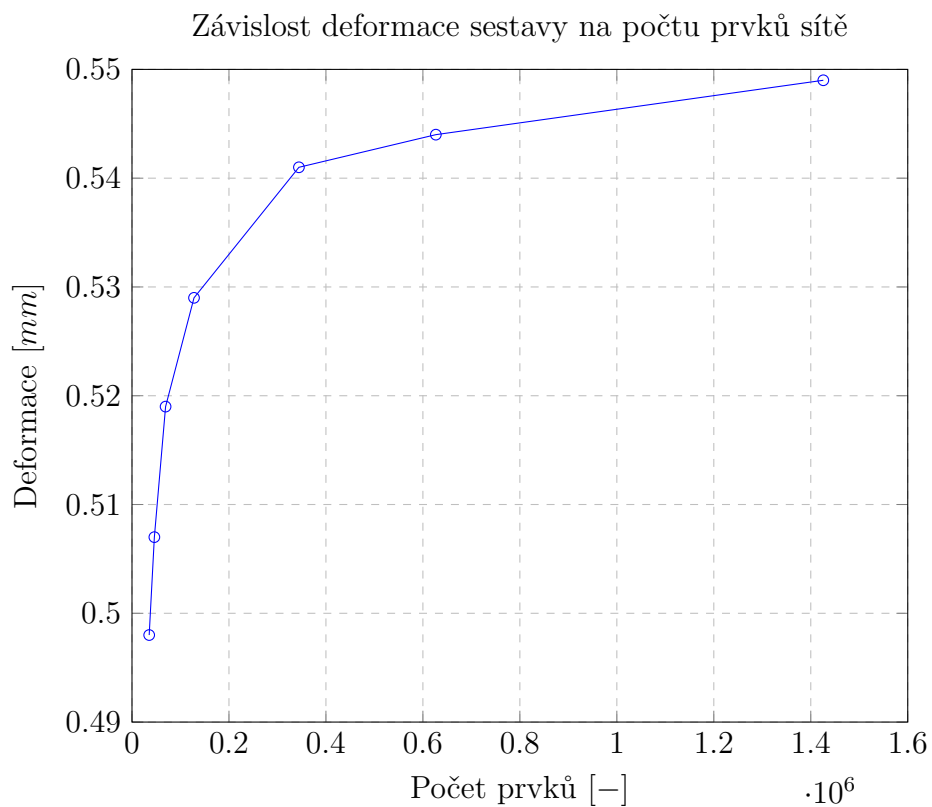
Z grafu na obrázku 7.11 je tak možné určit, že pokud počet prvků sítě konečných prvků modelu lože překračuje hodnotu 20 000 prvků, tak se hodnoty deformace mezi jednotlivými body mění výrazně méně. Jako vhodná tak byla zvolena síť s 34 503 prvky.

Závislost deformace lože na počtu prvků sítě



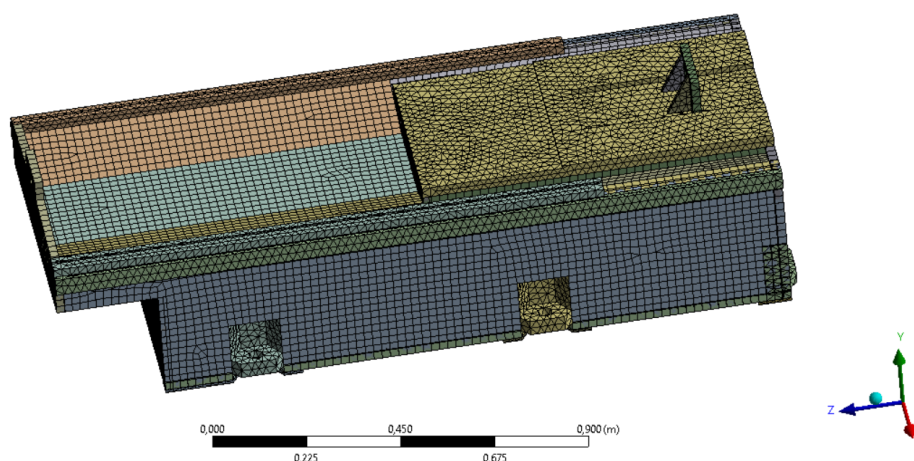
Obrázek 7.11: Graf závislosti deformace lože na počtu prvků sítě konečných prvků

Z grafu na obrázku 7.12 je pak také možné určit, že pokud počet prvků sítě konečných prvků modelu obráběcího stroje překračuje hodnotu 200 000 prvků, tak se hodnoty deformace mezi jednotlivými body mění výrazně méně. Jako vhodná tak byla zvolena síť s 345 058 prvky.

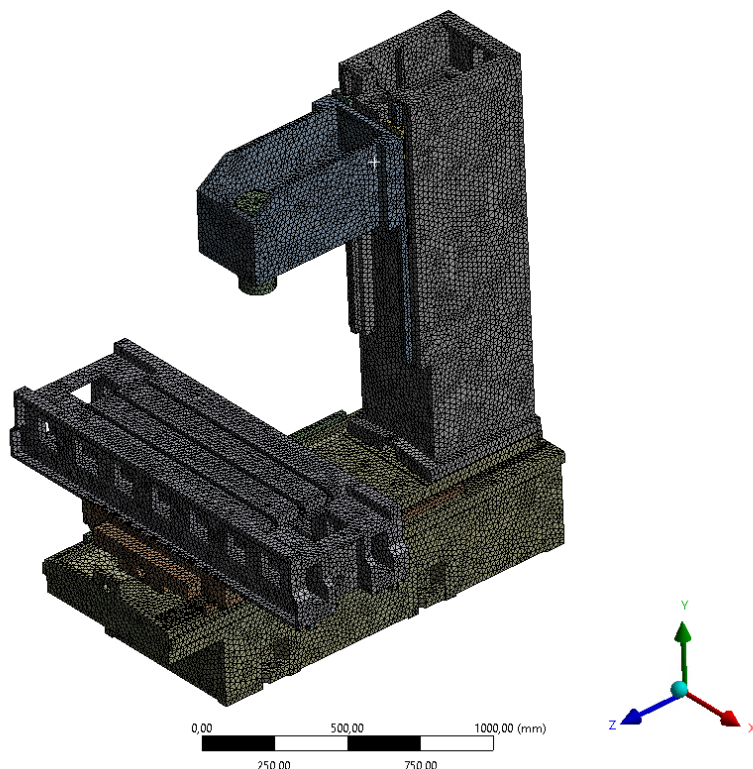


Obrázek 7.12: Graf závislosti deformace sestavy na počtu prvků sítě konečných prvků

Na obrázku 7.13 je pak zobrazena výsledná síť konečných prvků na modelu lože. Na tomto obrázku je možné vidět různé velikosti a struktury jednotlivých elementů sítě. Je zde patrný rozdíl mezi použitými elementy TET10 pro objemové části a QUAD4 pro prvky shellové. Na obrázku 7.14 je zase zobrazena výsledná síť konečných prvků na modelu sestavy.



Obrázek 7.13: Model sítě konečných prvků lože



Obrázek 7.14: Model sítě konečných prvků stroje

7.1.4 Volba materiálu

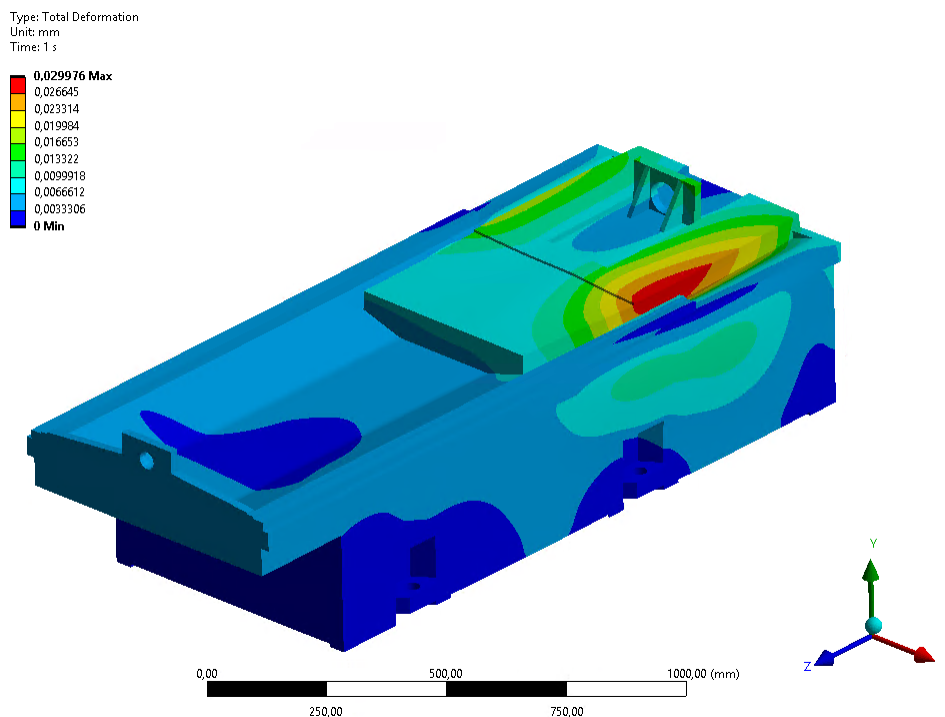
Jak již bylo zmíněno v kapitole 4, tak výběr vhodného materiálu hraje významnou roli při návrhu nosné konstrukce. Byly tak vybrány dva konvenční a jeden nekonvenční materiál, se kterými se bude při návrhu lože uvažovat. Prvním zvoleným materiálem je konstrukční ocel S355J2. Tato ocel se vyznačuje vysokou pevností, tažností a zaručenou svařitelností. Druhým zvoleným materiálem je šedá litina GG25. Tato hojně využívaná litina s lupínkovým grafitem se vyznačuje dobrou kombinací pevnosti a odolnosti vůči otěru, při zachování dobré obrobitelnosti. Třetím zvoleným materiálem je polymerbeton. Potřebné vlastnosti jednotlivých materiálů jsou shrnuty v tabulce 7.1.

Tabulka 7.1: Vybrané fyzikální vlastnosti zvolených konstrukčních materiálů

	Jednotka	Ocel (S355J2)	Litina (GG25)	Polymerbeton
Měrná hmotnost ρ	$[kg \cdot m^{-3}]$	7850	7200	2500
Poissonova konstanta μ	$[-]$	0,3	0,26	0,25
Modul pružnosti v tahu E	$[GPa]$	210	110	30

7.2 Analýza modelu lože

Aby bylo možné přistoupit k samotné optimalizaci, je nejprve nutné znát vlastnosti původního modelu. S využitím modelu a okrajových podmínek popsanych v předchozí kapitole tak byla provedena statická a modální analýza modelu lože. Statická analýza byla provedena v programu ANSYS Workbench pomocí modulu *Static Structural* a modální analýza pomocí modulu *Modal*. Na obrázku 7.15 je zobrazena deformace původního modelu lože. Deformace tohoto modelu dosahuje maximální hodnoty $29,98 \mu\text{m}$ a napětí na tomto modelu dosahuje hodnoty $15,06 \text{ MPa}$.



Obrázek 7.15: Deformovaný tvar původního modelu lože

Aby bylo možné model pro optimalizaci lépe analyzovat, bylo v programu ANSYS Workbench využito rozšíření *Response surface*. Toto rozšíření využívá odezvové plochy k určení, které vstupní parametry mají největší vliv na změnu hodnoty výstupních parametrů. Právě z tohoto důvodu byl model z větší části vytvořen ze skořepinových prvků, které lze lehce parametrizovat a snadno měnit jejich tloušťku.

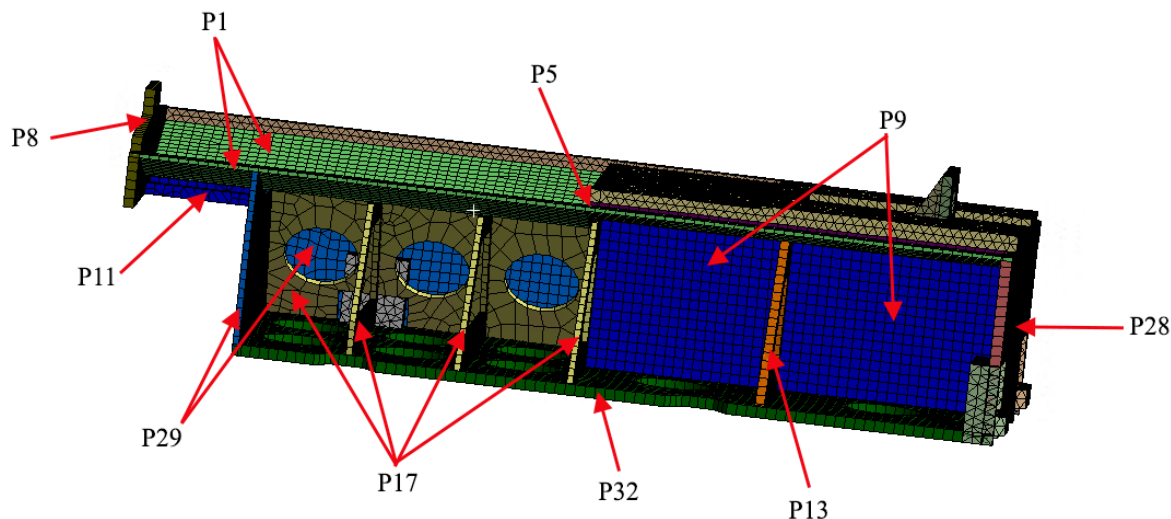
Nejprve je třeba zvolit vstupní parametry. Vstupní parametry jsou v tomto případě tloušťky všech ploch, které jsou tvořeny skořepinovými prvky. Díky tomu vzniklo 33 vstupních parametrů, které jsou zobrazeny na obrázku 7.16. Z tohoto obrázku lze vyčíst, že některé vstupní parametry mají stejné hodnoty tloušťky a z technologického hlediska není vhodné, aby například žebra či stěny měli různou tloušťku. Z toho důvodu byl původní počet redukován z 33 na 10 vstupních parametrů. Redukce byla provedena tak, že místo konkrétní hodnoty jednotlivých parametrů se do kolonky *Value* vepsalo označení parametru. Například parametr $P2$ má stejnou tloušťku jako parametr $P1 = 16 \text{ mm}$. U parametru $P2$ se tak hodnota "16 mm" přepsala na "P1". Tímto vzniklo 10 různých a jedinečných vstupních parametrů. Těmito parametry jsou: P1, P5, P8, P9, P11, P13, P17, P28, P29, P32. Zobrazení těchto nezávislých vstupních parametrů je na obrázku 7.17.

	A	B	C	D
1	ID	Parameter Name	Value	Unit
2	☰ Input Parameters			
3	☰ Mechanical Model (E1)			
4	🔗 P1	Plocha_S	15	mm ▾
5	🔗 P2	Plocha_P	0,015	m
6	🔗 P3	Plocha_LZ	0,015	m
7	🔗 P4	Plocha_PZ	0,015	m
8	🔗 P5	Čelo	15	mm ▾
9	🔗 P6	Čelo_L	0,015	m
10	🔗 P7	Čelo_P	0,015	m
11	🔗 P8	Plocha_PP	20	mm ▾
12	🔗 P9	Žebro_Střed_I	15	mm ▾
13	🔗 P10	Žebro_Střed_II	0,015	m
14	🔗 P11	Žebro_Přední_L	15	mm ▾
15	🔗 P12	Žebro_Přední_P	0,015	m
16	🔗 P13	Žebro_Troj_ZL	18	mm ▾
17	🔗 P14	Žebro_Troj_ZP	0,018	m
18	🔗 P15	Žebro_Podpěra_ZP	0,018	m
19	🔗 P16	Žebro_Podpěra_ZL	0,018	m
20	🔗 P17	Žebro_Podpěra_L2	12	mm ▾
21	🔗 P18	Žebro_Troj_2	0,012	m
22	🔗 P19	Žebro_Podpěra_P2	0,012	m
23	🔗 P20	Žebro_Troj_1	0,012	m
24	🔗 P21	Žebro_Šikmé_P	0,012	m
25	🔗 P22	Žebro_Šikmé_L	0,012	m
26	🔗 P23	Žebro_Podpěra_P1	0,012	m
27	🔗 P24	Žebro_Podpěra_L1	0,012	m
28	🔗 P25	Žebro_Troj_1	0,012	m
29	🔗 P26	Žebro_Podpěra_P3	0,012	m
30	🔗 P27	Žebro_Podpěra_L3	0,012	m
31	🔗 P28	Stěna_Z	22	mm ▾
32	🔗 P29	Stěna_L	12	mm ▾
33	🔗 P30	Stěna_C	0,012	m
34	🔗 P31	Stěna_P	0,012	m
35	🔗 P32	Podstava	22	mm ▾
36	🔗 P33	Plocha_L	0,015	m

Obrázek 7.16: Jednotlivé vstupní parametry použité pro analýzu

Dále je třeba definovat vhodné výstupní parametry. Jelikož mají být posouzeny statické a dynamické vlastnosti modelu, tak byly definovány tyto výstupní parametry:

- Celkový posuv zkoumaného bodu,
- Maximální napětí,
- První vlastní frekvence,
- Hmotnost.



Obrázek 7.17: Zobrazení nezávislých vstupních parametrů

Celkem tedy bylo definováno 14 nezávislých parametrů. Z těchto 14 je 10 vstupních parametrů a 4 výstupní parametry. Po definování těchto parametrů bylo přistoupeno k analýze pomocí rozšíření *Response surface*. Toto rozšíření se skládá ze dvou propojených modulů. Těmi jsou:

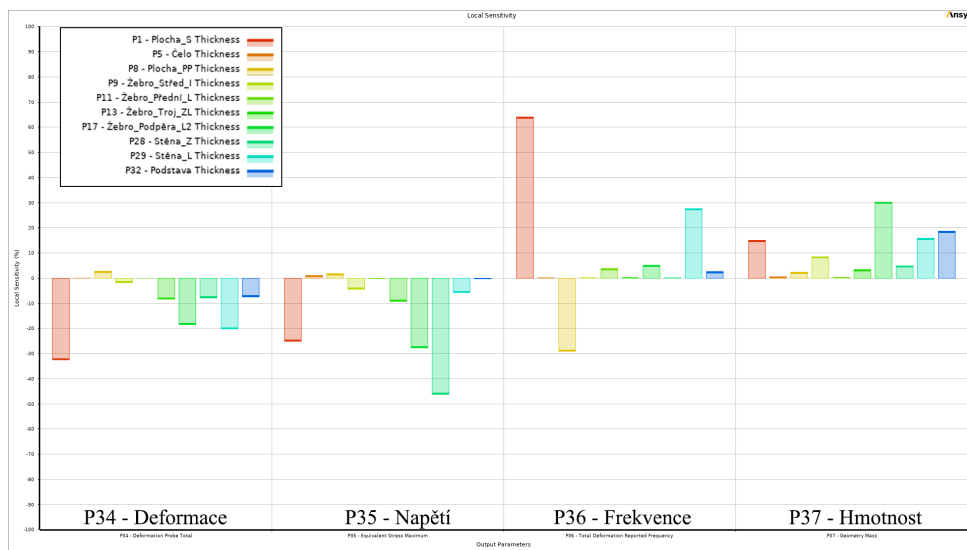
- Design of experiments,
- Response surface.

První z těchto modulů *Design of experiments* byl využit k definování mezí vstupních parametrů a vytvoření návrhových bodů. Meze jednotlivých parametrů byly voleny dle původních rozměrů a funkce jednotlivých ploch. Meze jednotlivých parametrů tak byly definovány takto:

- $P1 \pm 4 \text{ mm}$,
- $P5 \pm 2 \text{ mm}$,
- $P8 \pm 4 \text{ mm}$,
- $P9 \pm 5 \text{ mm}$,
- $P11 \pm 5 \text{ mm}$,
- $P13 \pm 5 \text{ mm}$,
- $P17 \pm 4 \text{ mm}$,
- $P28 \pm 4 \text{ mm}$,
- $P29 \pm 2 \text{ mm}$,
- $P32 \pm 4 \text{ mm}$.

Následně byly vygenerovány návrhové body, které vznikly variací jednotlivých parametrů ve výše zadaných mezích. Takto vzniklo 150 návrhových bodů. Počet těchto bodů se různí dle vstupních parametrů. Jelikož je nutné pro každý návrhový bod provést celý výpočet analýzy, je tato část optimalizace jedna z časově nejnáročnějších.

Po vygenerování návrhových bodů byl použit druhý modul *Response surface*, ve kterém se využily výsledky ze všech návrhových bodů pro vytvoření odezvové plochy pro každý vstupní parametr. Pomocí funkce *Local sensitivity* je možné vidět vliv konkrétních vstupních parametrů na jednotlivé výstupní parametry. Na obrázku 7.18 jsou zobrazeny výsledky citlivostní analýzy. Z těchto výsledků je tak patrné, že na deformace lože mají největší vliv parametry P1, P17 a P29. Tyto parametry však mají společně s parametrem P32 výrazný vliv i na celkovou hmotnost lože.

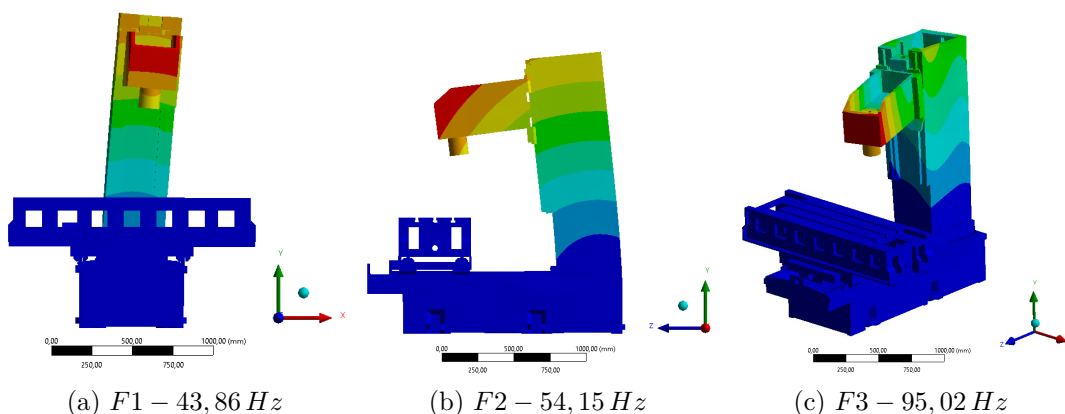


Obrázek 7.18: Citlivostní analýza modelu lože

Modální analýza stroje

Jedním ze základních nástrojů pro zkoumání dynamických vlastností stroje je *Modální analýza*. Tato analýza slouží k nalezení hodnot vlastních frekvencí stroje a následně vykreslí jejich příslušné vlastní tvary. Tato analýza také slouží jako základ pro další dynamické analýzy. Modální analýzou je třeba se zabývat z důvodu zjištění vlivu konstrukčních změn na finální tuhost stroje.

Této analýze byla podrobena sestava s vytvořeným modelem lože. Výsledky z modální analýzy nám tak udávají vlastnosti celého stroje. Oblastí zájmu jsou pak první tři vlastní frekvence stroje, jejichž příslušné vlastní tvary jsou vykresleny na obrázku 7.19. První dvě vlastní frekvence se vztahují k naklápění stroje ve dvou směrech a třetí vlastní frekvence souvisí s torzním vlastním tvarem.



Obrázek 7.19: Modální analýza původního modelu

Díky výsledkům z těchto analýz tak bylo zjištěno, jaké jsou vlastnosti původního modelu, a jaké parametry mají na tyto vlastnosti největší vliv. S těmito znalostmi můžeme přikročit k samotné optimalizaci lože.

7.3 Optimalizace modelu

V kapitole 7.1 byla popsána tvorba základního výpočtového modelu lože a v kapitole 7.2 byla provedena analýza tohoto modelu. Díky těmto znalostem můžeme nyní přikročit k samotné optimalizaci lože.

7.3.1 Parametrická optimalizace modelu

První možností optimalizace je provedení parametrické optimalizace příslušných vstupních parametrů. Pro parametrickou optimalizaci v programu ANSYS Workbench bylo využito rozšíření *Response surface optimization*. Toto rozšíření využívá matematické optimalizace pomocí odezvové plochy, které slouží pro nalezení optimálních hodnot vstupních parametrů tak, aby výstupní parametry dosahovaly hodnot dle požadavků uživatele. Toto rozšíření se skládá ze tří propojených modulů. Těmi jsou:

- Design of experiments,
- Response surface,
- Optimization.

V předchozí kapitole byly v rámci rozšíření *Response surface* využity moduly *Design of experiments* a *Response surface*. Díky tomu tak můžeme využít výsledky z této analýzy a přejít rovnou k modulu *Optimization*.

Modul *Optimization* slouží k samotné optimalizaci vstupních parametrů dle uživatelem zadaných požadavků. Jelikož je objektem zájmu zvýšení statické a dynamické tuhosti, tak byly jako vstupní požadavky optimalizace zvoleny tyto parametry:

- Minimalizace deformace,
- Minimalizace napětí,
- Maximalizace 1. vlastní frekvence,
- Minimalizace hmotnosti.

Nastavení požadavků na výstupní parametry optimalizace jsou zobrazeny na obrázku 7.20. Jak lze vidět na tomto obrázku, tak deformaci byla zadána horní hranice, a to z toho důvodu, aby došlo její snížení pod tuto zadanou hodnotu. Ze stejného důvodu byla zadána dolní hranice pro frekvenci.

Name	Parameter	Objective			Constraint		
		Type	Target	Tolerance	Type	Lower Bound	Upper Bound
Minimize P34; P34 <= 0,029744 mm	P34 - Deformation Probe Total	Minimize	0,029744		Values <= Upper Bound		0,029744
Minimize P35	P35 - Equivalent Stress Maximum	Minimize	0		No Constraint		
Maximize P36; P36 >= 366,44 Hz	P36 - Total Deformation Reported Frequency	Maximize	366,44		Values >= Lower Bound	366,44	
Minimize P37	P37 - Geometry Mass	Minimize	0		No Constraint		

Obrázek 7.20: Cíle optimalizace zadané v modulu Optimization

Dále je třeba zvolit metodu optimalizace. Zvolenou metodou optimalizace je metoda MOGA (*Multi-Objective Genetic Algorithm*). Tato metoda řeší optimalizační úlohu, která má víc než jeden cíl, za pomoci genetického algoritmu. Cílem této metody je tak najít vhodnou kombinaci parametrů, které by co nejvíce vyhovovaly zadaným požadavkům optimalizace. Princip funkce této metody je popsán v kapitole 5.1.2 a znázorněn na obrázku 5.4.

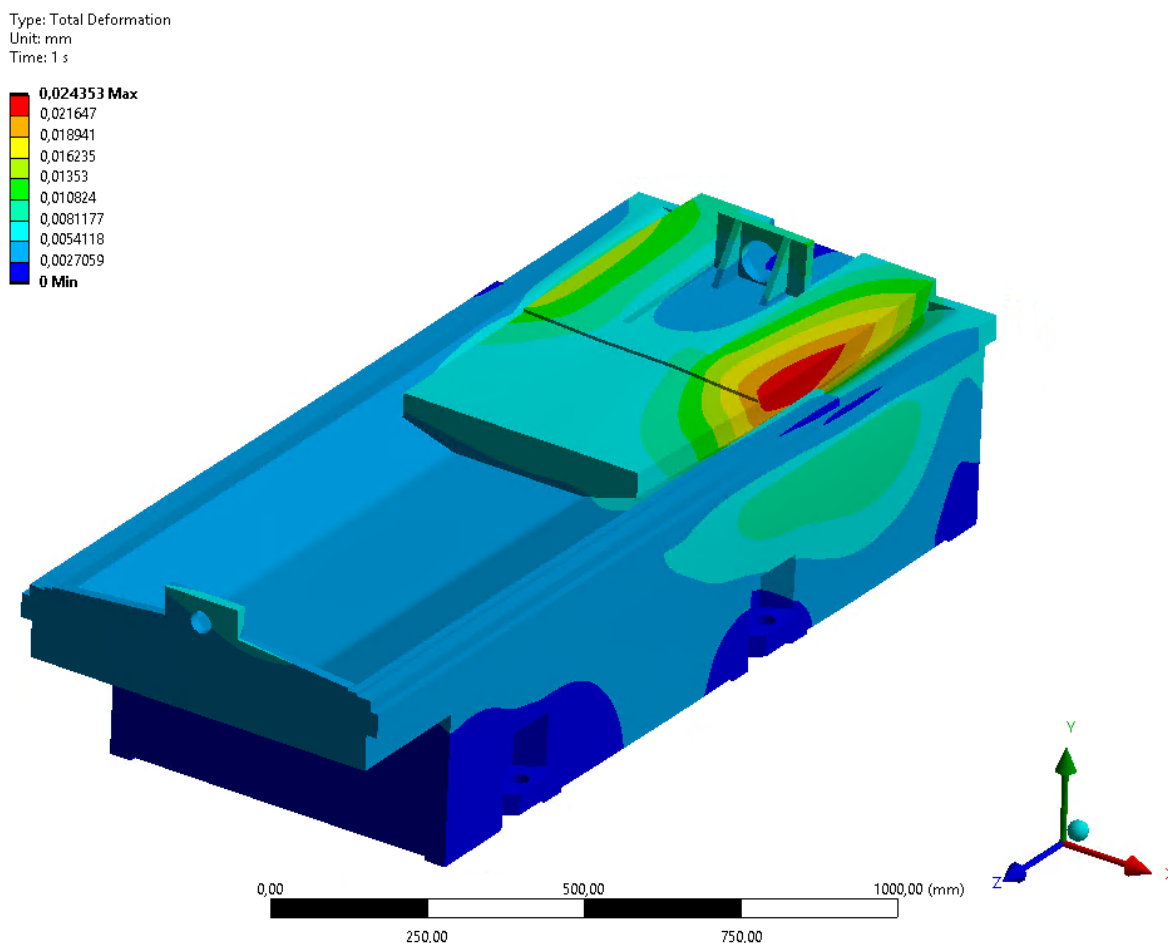
Po provedení optimalizace program ANSYS navrhne nejlepší kombinace vstupních parametrů a k nim vypočítá příslušné hodnoty výstupních parametrů. Každá tato kombinace se nazývá *Candidate point* (Kandidát). Počet kandidátů je možné nastavit. Jako výstup z optimalizace tak byli zvoleni tři nejlepší kandidáti.

Na obrázku 7.21 je vyobrazeno porovnání kandidátů s původními hodnotami modelu. Z těchto kandidátů je třeba vybrat nejlepší možnou variantu. V tomto případě byl jako nejlepší zvolen druhý kandidát. Důvodem je, že tento kandidát má nejlepší vlastnosti z pohledu deformace a frekvence. Jeho výsledky z pohledu napětí a hmotnosti jsou taktéž obstojné. Pokud se podíváme na hmotnost, tak ta narostla u všech kandidátů.

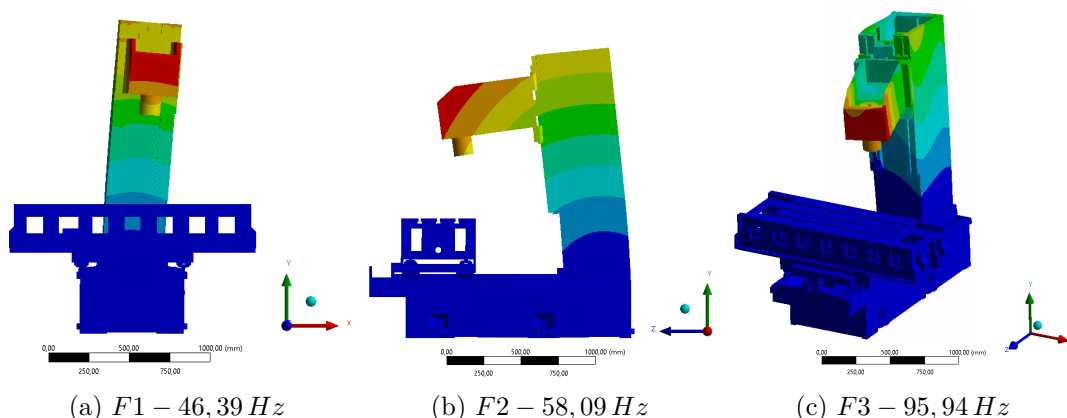
Name	P34 - Deformation Probe Total (mm)		P35 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P36 - Total Deformation Reported Frequency (Hz)		P37 - Geometry Mass (kg)	
	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
Candidate Point 1	0,028292	-4,88 %	12,705	-15,64 %	413,83	11,69 %	680,73	1,04 %
Candidate Point 2	0,028196	-5,21 %	12,807	-14,97 %	425,81	14,93 %	678,45	0,71 %
Candidate Point 3	0,028614	-3,80 %	12,818	-14,89 %	410,06	10,68 %	675,62	0,29 %
Model	0,029744	0,00 %	15,061	0,00 %	370,51	0,00 %	673,69	0,00 %

Obrázek 7.21: Výstupní parametry optimalizace modelu pro 3 návrhové body

Podle parametrů zvoleného kandidáta byl vytvořen nový model lože, který je označen jako VarA. Parametry tohoto modelu jsou uvedeny v Tabulce 7.3. Na tomto modelu byly provedeny stejné simulace, jako na původním modelu. Výsledky této simulace jsou následně uvedeny v Tabulce 7.4. Na obrázku 7.22 je zobrazena celková deformace nového modelu, která dosahuje maximální hodnoty $24,35 \mu\text{m}$. Napětí na tomto modelu dosahuje maxima $12,15 \text{ MPa}$. Na obrázku 7.23 jsou pak zobrazeny příslušné první tři vlastní tvary sestavy s jejich frekvencemi.



Obrázek 7.22: Deformovaný tvar modelu VarA



Obrázek 7.23: Modální analýza sestavy s modelem VarA

VarB

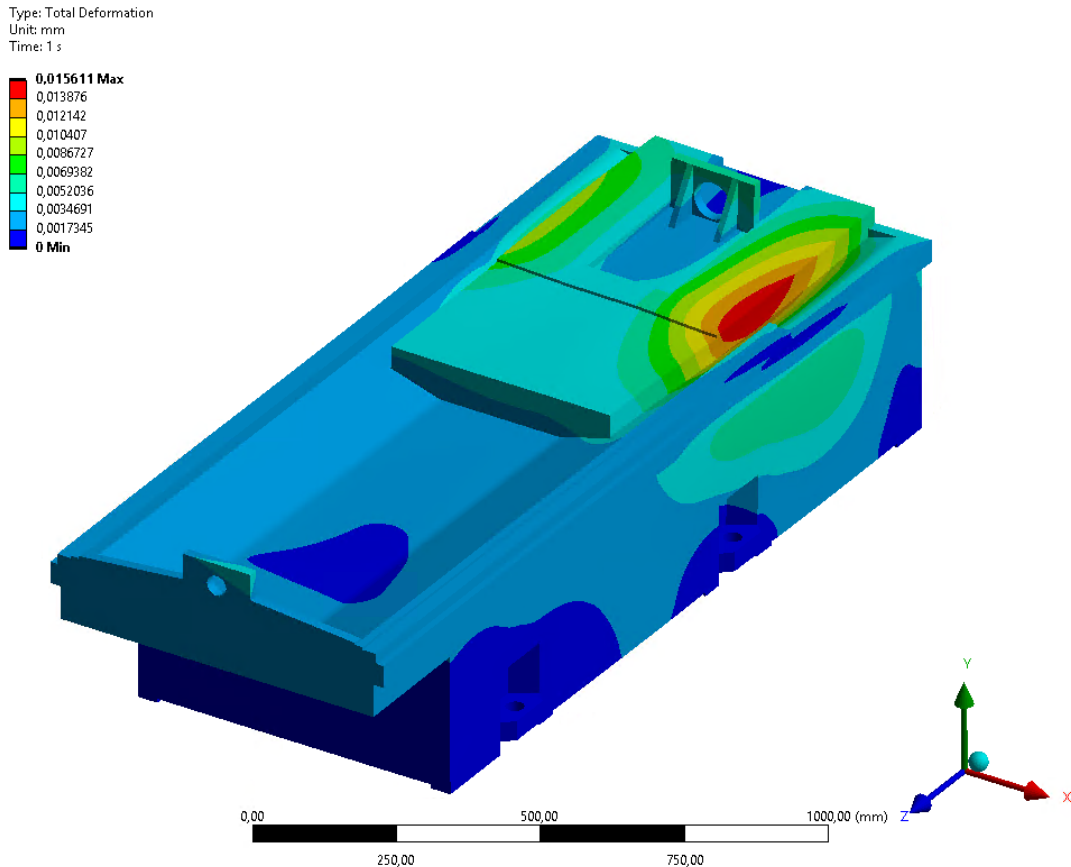
Nový model VarB vznikl nahrazením litiny GG25 jako konstrukčního materiálu ocelí S355J2. Na tomto novém modelu byla provedena optimalizace pomocí rozšíření *Response surface optimization* stejným způsobem, jaký byl popsán v dřívějších kapitolách.

Na obrázku 7.24 je tak rovnou vyobrazeno porovnání vytvořených kandidátů s původními hodnotami. Z těchto kandidátů je třeba opět vybrat nejlepší možnou variantu. V tomto případě byl jako nejlepší zvolen opět druhý kandidát. Důvodem je, že tento kandidát má nejlepší vlastnosti z pohledu deformace a frekvence. Pokud se podíváme na hmotnost, tak zde došlo ke snížení u všech kandidátů, avšak oproti původnímu modelu hmotnost narostla u všech kandidátů.

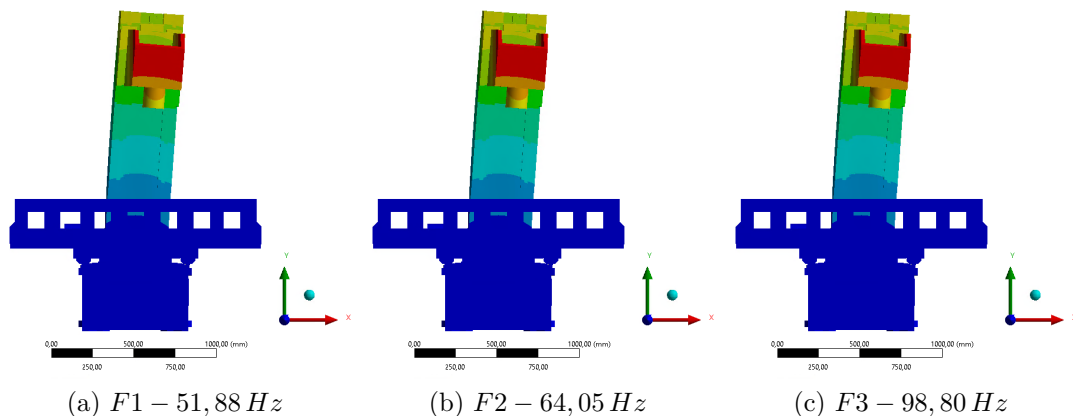
Name	P34 - Deformation Probe Total (mm)		P35 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P36 - Total Deformation Reported Frequency (Hz)		P37 - Geometry Mass (kg)	
	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
Candidate Point 1	0,015821	-2,41 %	14,068	-3,75 %	534,58	11,62 %	703,82	-4,18 %
Candidate Point 2	0,015755	-2,81 %	13,97	-4,43 %	538,48	12,43 %	706,38	-3,83 %
Candidate Point 3	0,015824	-2,38 %	13,76	-5,86 %	537,07	12,14 %	706,74	-3,78 %
Model	0,016211	0,00 %	14,617	0,00 %	478,95	0,00 %	734,51	0,00 %

Obrázek 7.24: Výstupní parametry optimalizace modelu VarB pro 3 návrhové body

Podle parametrů zvoleného kandidáta byl vytvořen nový model lože VarB. Parametry tohoto modelu jsou uvedeny v Tabulce 7.3. Na tomto modelu byly provedeny stejné simulace jako na původním modelu. Výsledky této simulace jsou uvedeny v Tabulce 7.4. Na obrázku 7.25 je zobrazena celková deformace nového modelu. Maximální hodnota deformace je v tomto případě $15,61 \mu m$. Napětí na modelu dosahuje maximální hodnoty $13,5 MPa$. Na obrázku 7.26 jsou pak zobrazeny příslušné první tři vlastní tvary sestavy s modelem lože VarB a uvedeny jejich vlastní frekvence.



Obrázek 7.25: Deformovaný tvar modelu VarB

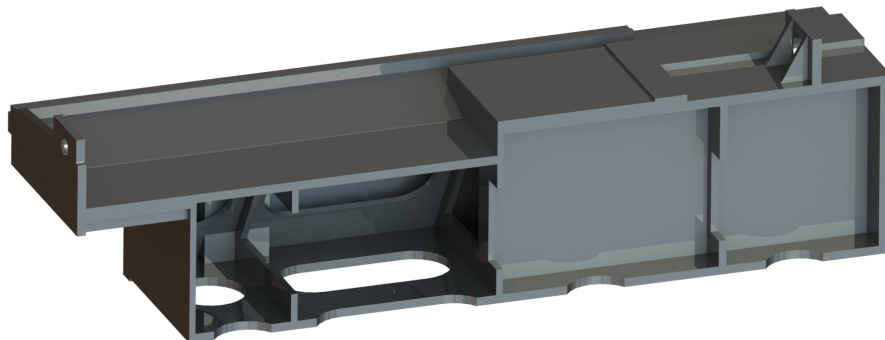


Obrázek 7.26: Modální analýza sestavy s modelem VarB

7.3.2 VarC

Při prohlídce výsledků z předchozí části si můžeme všimnout, že výrazné deformace nastávají převážně v zadní části lože. Přední a střední část lože se oproti tomu deformuje pouze minimálně. Z tohoto důvodu byla pozměněna struktura žebrování a vznikl tak nový model, označený jako VarC. Tento model byl vytvořen z modelu VarB. Došlo u něj však k odebrání jednoho z příčných žebel v přední části a posunutí zadního žebra do místa největší deformace modelu, které se nachází ve vzdálenosti 350 mm od zadní stěny lože. Dále bylo upraveno odlehčení v jednotlivých částech, aby lépe odpovídalo nové konfiguraci.

Finální tvar modelu VarC je zobrazen na obrázku 7.27.



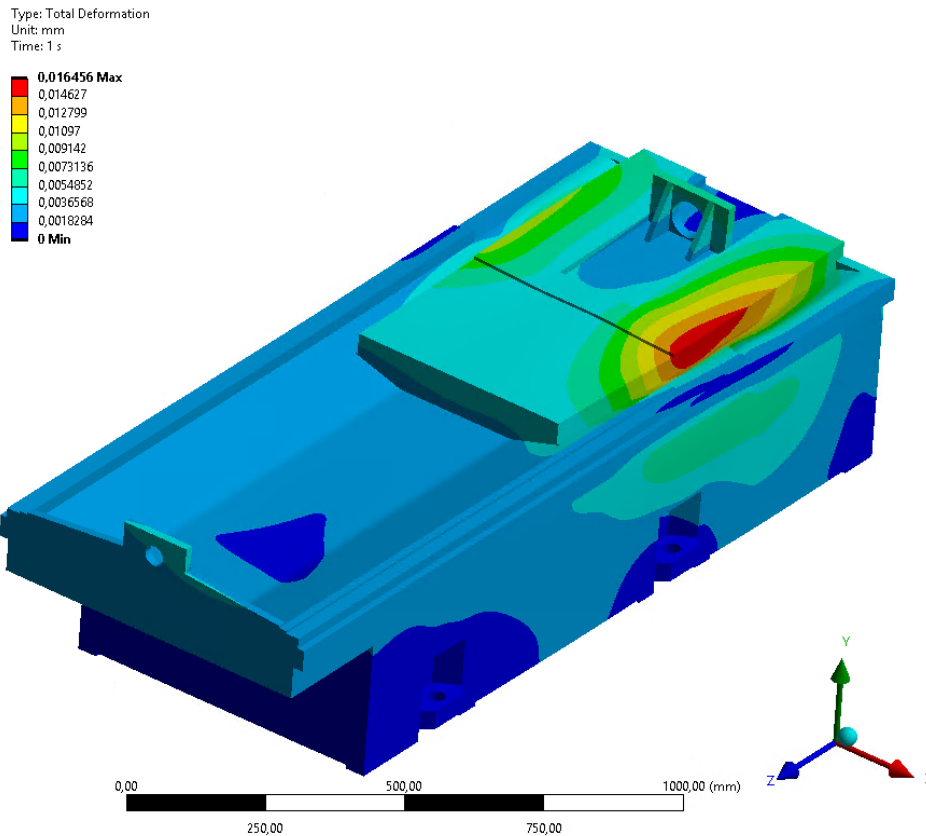
Obrázek 7.27: Zobrazení modelu VarC v řezu

Na tento model byla opět aplikována výpočtová optimalizace pomocí rozšíření *Response surface optimization*. Podmínky této optimalizace zůstaly stejné jako u předchozích modelů. Jediným výrazným rozdílem je odebrání jednoho ze závislých parametrů, kvůli odstranění žebra. Na obrázku 7.28 je tak opět vyobrazeno porovnání programem vytvořených kandidátů s původními hodnotami modelu. Z těchto kandidátů je vybrána nejlepší varianta. V tomto případě byl také vybrán druhý kandidát. Důvodem je, že tento kandidát má nejlepší vlastnosti z pohledu deformace a frekvence. Pokud se podíváme na hmotnost, tak zde také došlo ke snížení u všech kandidátů, avšak oproti původnímu modelu hmotnost narostla.

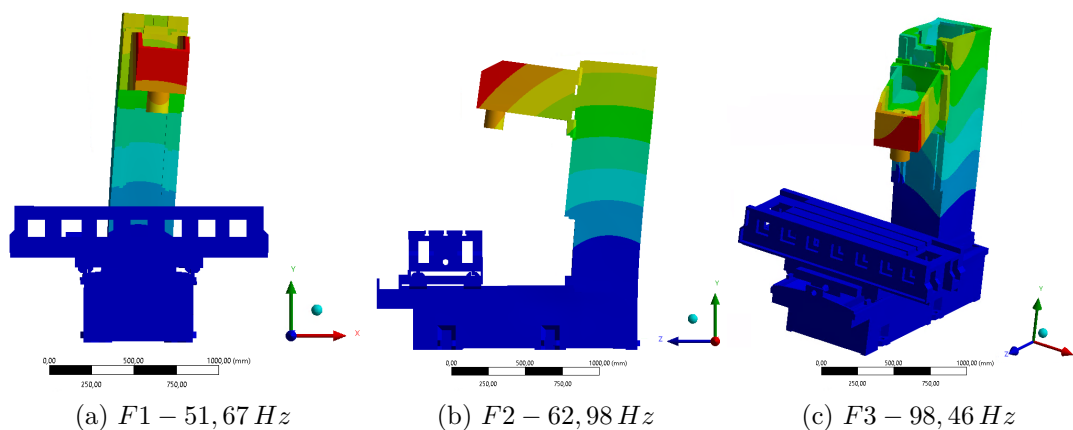
Name	P34 - Deformation Probe Total (mm)		P35 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P36 - Total Deformation Reported Frequency (Hz)		P37 - Geometry Mass (kg)	
	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
Candidate Point 1	⇒ 0,012728	-1,30 %	✘ 10,062	-14,46 %	⇒ 484,63	2,50 %	✘✘ 700,18	-3,32 %
Candidate Point 2	⇒ 0,012512	-2,98 %	✘ 9,971	-15,23 %	⇒ 498,93	5,53 %	✘✘ 710,81	-1,85 %
Candidate Point 3	⇒ 0,012702	-1,50 %	✘ 9,9686	-15,25 %	⇒ 484,82	2,54 %	✘✘ 707,26	-2,34 %
Model	⇒ 0,012896	0,00 %	✘✘ 11,762	0,00 %	⇒ 472,8	0,00 %	✘✘ 724,21	0,00 %

Obrázek 7.28: Výstupní parametry optimalizace modelu pro 3 návrhové body

Na tomto modelu byly následně provedeny simulace odpovídající předchozím případům, aby byly zjištěny jeho statické a dynamické vlastnosti. Na obrázku 7.29 je tak zobrazena deformace modelu lože VarC. Maximální hodnota deformace je u tohoto modelu $16,46 \mu\text{m}$ a napětí dosahuje maximální hodnoty $13,97 \text{ MPa}$. Na obrázku 7.30 jsou pak zobrazeny příslušné první tři vlastní tvary sestavy s jejich frekvencemi.



Obrázek 7.29: Deformovaný tvar modelu VarC



Obrázek 7.30: Modální analýza sestavy s modelem VarC

7.3.3 VarD

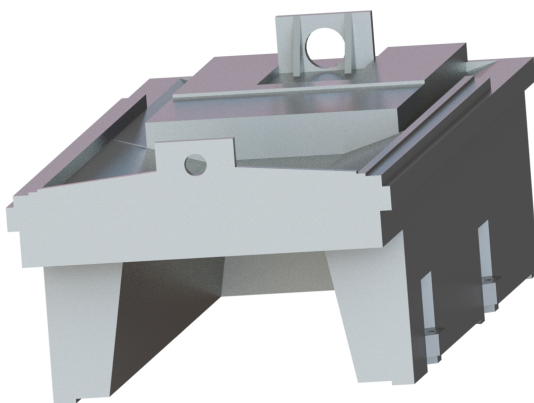
Doposud vytvořené modely využívaly konvenční materiály a jejich topologie se příliš neměnila. Proto byl vytvořen nový model, který je vytvořen z dutého ocelového svařence vyplněného polymerbetonem. Svařenec má tloušťkou stěn 12 mm a tloušťkou podstavy 20 mm . Jelikož by však hmotnost takto vytvořeného lože byla velmi vysoká, tak byla snaha změnit jeho topologii takovým způsobem, aby byly zachovány jeho optimální statické a dynamické vlastnosti.

V programu ANSYS Workbench bylo z toho důvodu využito rozšíření *Structural optimization* pro provedení optimalizace topologie. Toto rozšíření nabízí různé metody, jak

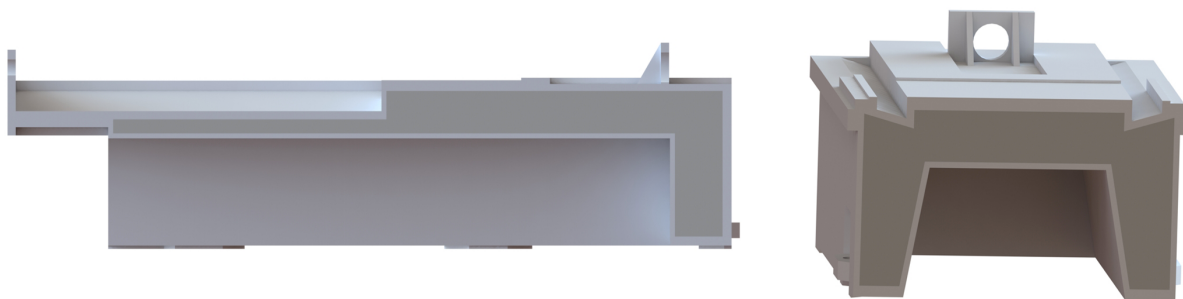
optimalizovat geometrii modelu dle uživatelem zadaných podmínek a cílů. Pro konkrétní případ byla v tomto rozšíření využita metoda *Density Based Optimization*. Dle [31] tato metoda využívá pro řešení optimalizační úlohy metodu SIMP, která je blíže popsána v kapitole 5.2.2. Na model tak byly aplikovány okrajové podmínky stejné jako v předchozích případech. Navíc byla aplikována podmínka symetrie pomocí *Design constraint*, aby výsledná struktura byla symetrická dle roviny YZ. Cíle optimalizace pak jsou podobné jako v předchozích případech, a to:

- Minimalizace deformace,
- Minimalizace napětí,
- Maximalizace 1. vlastní frekvence.

Z výsledku optimalizace topologie byl vytvořen model označený jako VarD, který je zobrazen na obrázku 7.31. Na obrázku 7.32 jsou pak zobrazeny řezy tímto modelem. Ocelový svařenec je v řezu zobrazen světlou barvou, zatímco polymerbetonová výplň je znázorněna tmavou barvou.

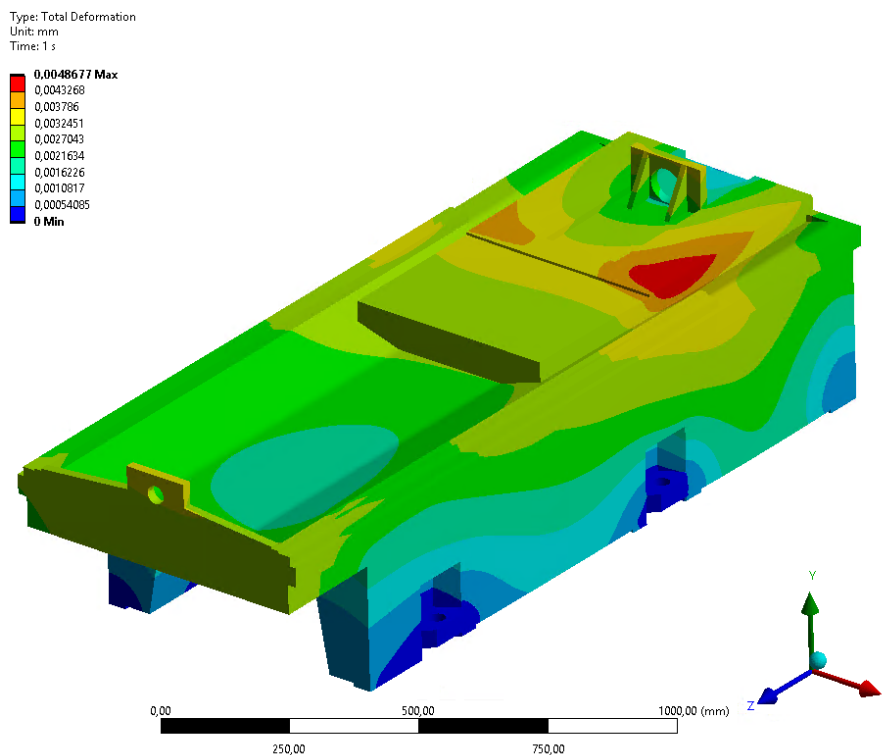


Obrázek 7.31: Zobrazení modelu VarD

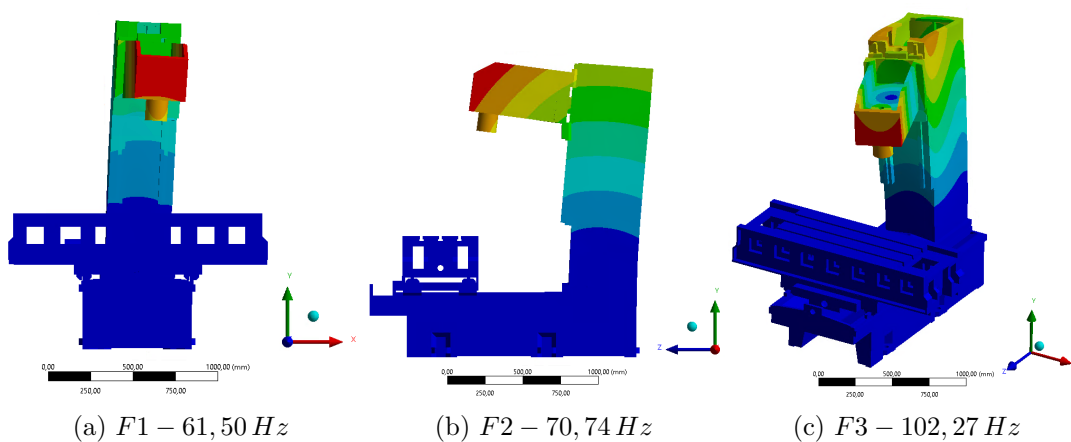


Obrázek 7.32: Zobrazení modelu VarD v řezech

Na takto vytvořeném modelu byly stejně jako v předchozích případech provedeny simulace za účelem zjištění jeho statických a dynamických vlastností. Na obrázku 7.33 je tak zobrazena deformace modelu VarD, která u tohoto modelu lože dosahuje hodnoty $4,87 \mu m$. Maximální napětí na tomto modelu dosahuje hodnoty $8,06 MPa$. Na obrázku 7.34 jsou pak zobrazeny příslušné první tři vlastní tvary sestavy s jejich frekvencemi.



Obrázek 7.33: Deformovaný tvar modelu VarD



Obrázek 7.34: Modální analýza sestavy s modelem VarD

7.3.4 Statická a dynamická tuhost

Jednou ze zkoumaných vlastností je vliv změn provedených na jednotlivých modelech lože na statickou a dynamickou tuhost a dynamickou poddajnost stroje. Výpočty těchto vlastností probíhaly na modelu stroje vždy s příslušnou variantou lože. Výpočet je tak pro všechny varianty identický.

Statická tuhost k pro jednotlivé varianty je zjištěna pomocí výpočtu dle vztahu 3.1. Pro výpočet je tak nutné znát vždy sílu působící na model a posuv, který tato síla vyvolá. Tyto údaje je možné zjistit ze simulace. Pro tuto simulaci bylo využito rozšíření *Static structural*. Zde bylo lože ukotveno pomocí dříve popsáných vazeb a na koncový bod vřeten byla aplikována síla o velikosti $F = 8 \text{ kN}$ ve směru osy x . Výsledky této simulace jsou uvedeny v tabulce 7.2 společně s vypočítanými hodnotami statické tuhosti stroje a lože.

Tabulka 7.2: Porovnání statické tuhosti jednotlivých modelů

	Jedn.	Originál	VarA	VarB	VarC	VarD
Deformace stroje	m	$49,16 \cdot 10^{-5}$	$47,08 \cdot 10^{-5}$	$42,91 \cdot 10^{-5}$	$43,05 \cdot 10^{-5}$	$39,26 \cdot 10^{-5}$
Deformace lože	m	$24,03 \cdot 10^{-6}$	$19,89 \cdot 10^{-6}$	$12,71 \cdot 10^{-6}$	$13,22 \cdot 10^{-6}$	$4,37 \cdot 10^{-6}$
Tuhost stroje	N/m	$1,63 \cdot 10^7$	$1,70 \cdot 10^7$	$1,86 \cdot 10^7$	$1,86 \cdot 10^7$	$2,04 \cdot 10^7$
Tuhost lože	N/m	$3,33 \cdot 10^8$	$4,02 \cdot 10^8$	$6,29 \cdot 10^8$	$6,05 \cdot 10^8$	$18,31 \cdot 10^8$

Z hodnot v tabulce 7.2 vyplývá, že statická tuhost celého stroje i lože se oproti originálnímu modelu zvýšila u všech nově navržených modelů. U modelu VarA došlo ke zvýšení o 4,4%. U modelu VarB pak došlo ke zvýšení o 14,6%, zatímco u modelu VarC o 14,2%. Nejlépe je na tom model VarD, kde došlo dokonce ke zvýšení o 25,2%.

Pokud na stroj působí síla, jejíž amplituda se mění s časem, pak hovoříme o dynamické tuhosti. Výpočet této tuhosti je pak dán rovnicí:

$$k_D = \frac{F_D}{\delta_D} [N \cdot m^{-1}] \quad (7.5)$$

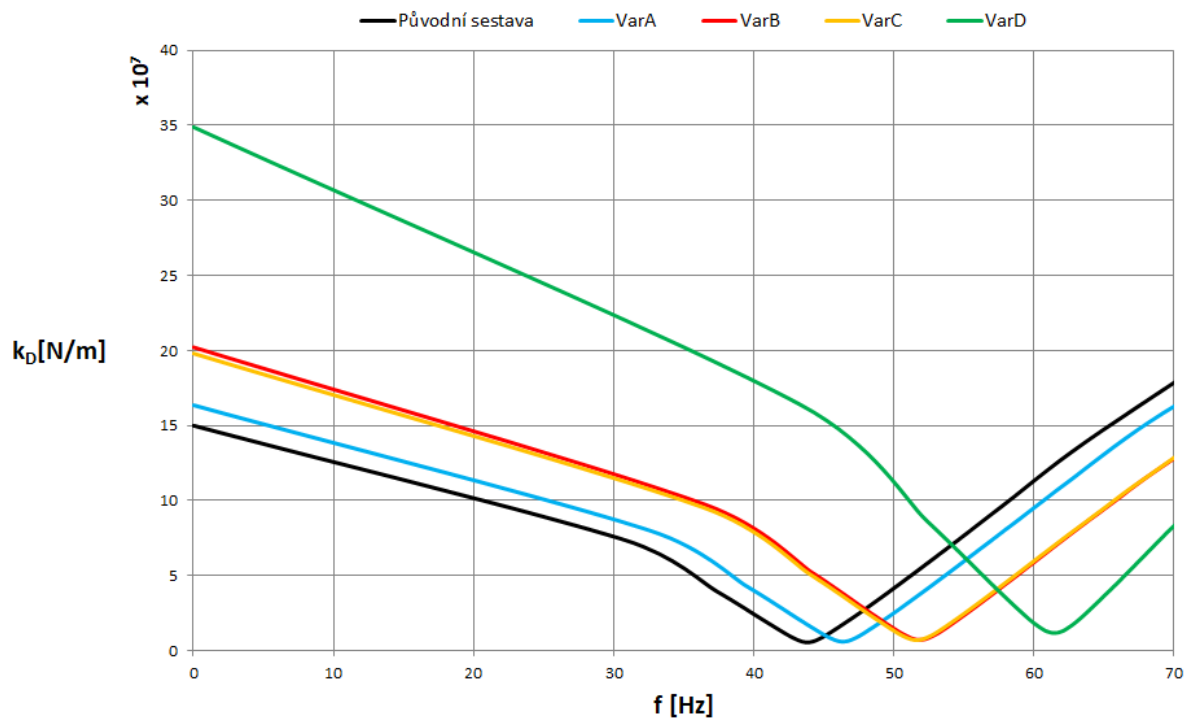
kde k_D je dynamická tuhost, F_D je budící síla a δ_D je výchylka ve směru buzení. V programu ANSYS Workbench je možné provést dynamickou analýzu pomocí několika rozšíření. Pro řešený případ bylo zvoleno rozšíření *Harmonic Response*.

Pomocí této analýzy jsme schopni určit odezvu soustavy v ustáleném stavu na zatížení, které má harmonický průběh. Výstupem z analýzy je odezva na cyklické zatěžování v zadaném frekvenčním rozsahu. Díky této analýze jsme tak schopni zjistit, jestli řešená soustava úspěšně překoná rezonanci, únavu a další škodlivé účinky vynucených vibrací. Jak je popsáno v [31], tak harmonická analýza se zabývá pouze ustáleným stavem. Přejímové jevy tedy nejsou v této analýze uvažovány. Tato analýza je taktéž lineární, což znamená, že nelinearity jsou při řešení ignorovány.

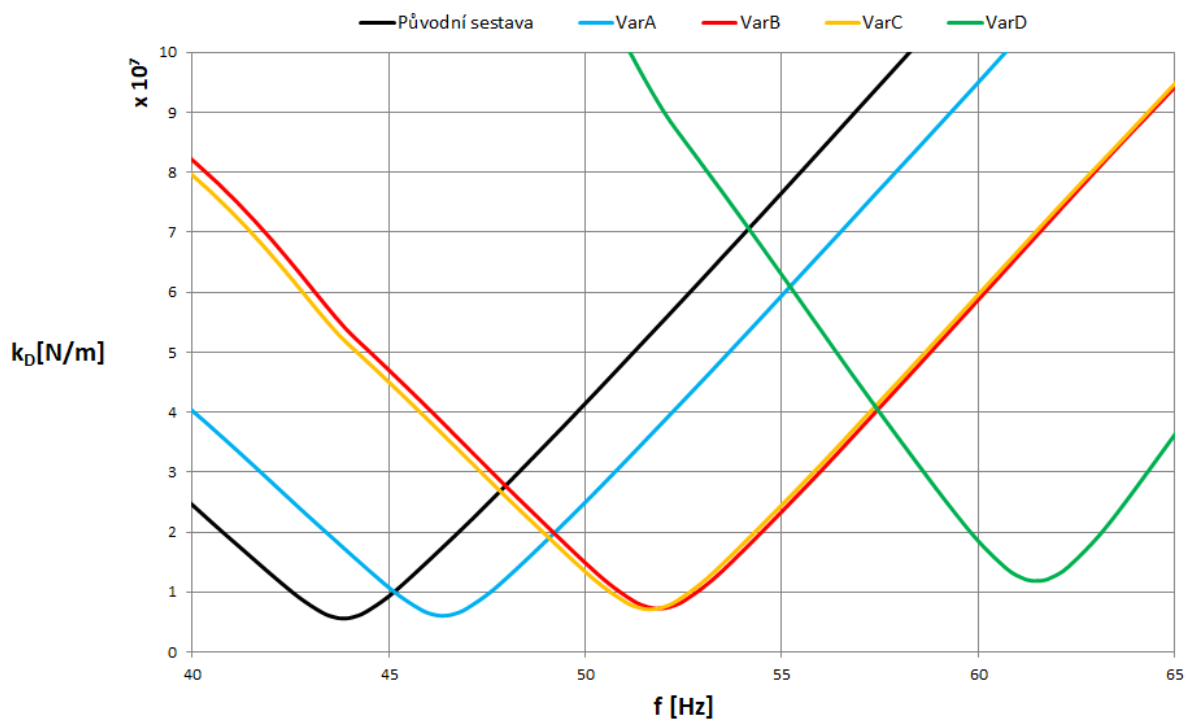
Simulace pro zjištění dynamické tuhosti probíhala obdobně, jako simulace pro zjištění statické tuhosti. Rozdíl je, že zatěžující síla na vřetení je harmonická. Síla opět působí ve směru osy X a její maximální hodnota je stejně jako v předchozím případě $F_D = 8 \text{ kN}$. Rozsah frekvencí byl zvolen od 0 do 70 Hz. V této oblasti by se dle modální analýzy všech modelů měly vyskytovat jejich první vlastní frekvence. Při výpočtu byl použit konstantní poměrný útlum 2%.

Na obrázku 7.35 jsou zobrazeny výsledné průběhy z harmonické analýzy a na obrázku 7.36 je detailní pohled na oblast 1. vlastní frekvence. Z těchto grafů tak můžeme vidět, že u

všech variant modelu došlo ke zvýšení dynamické tuhosti v oblasti první vlastní frekvence. Nejvyšší zlepšení nastalo u modelu VarD. Dobré zlepšení nastalo u variant VarB i VarC. Nejnižší zlepšení nastalo u varianty VarA.



Obrázek 7.35: Porovnání dynamické tuhosti stroje



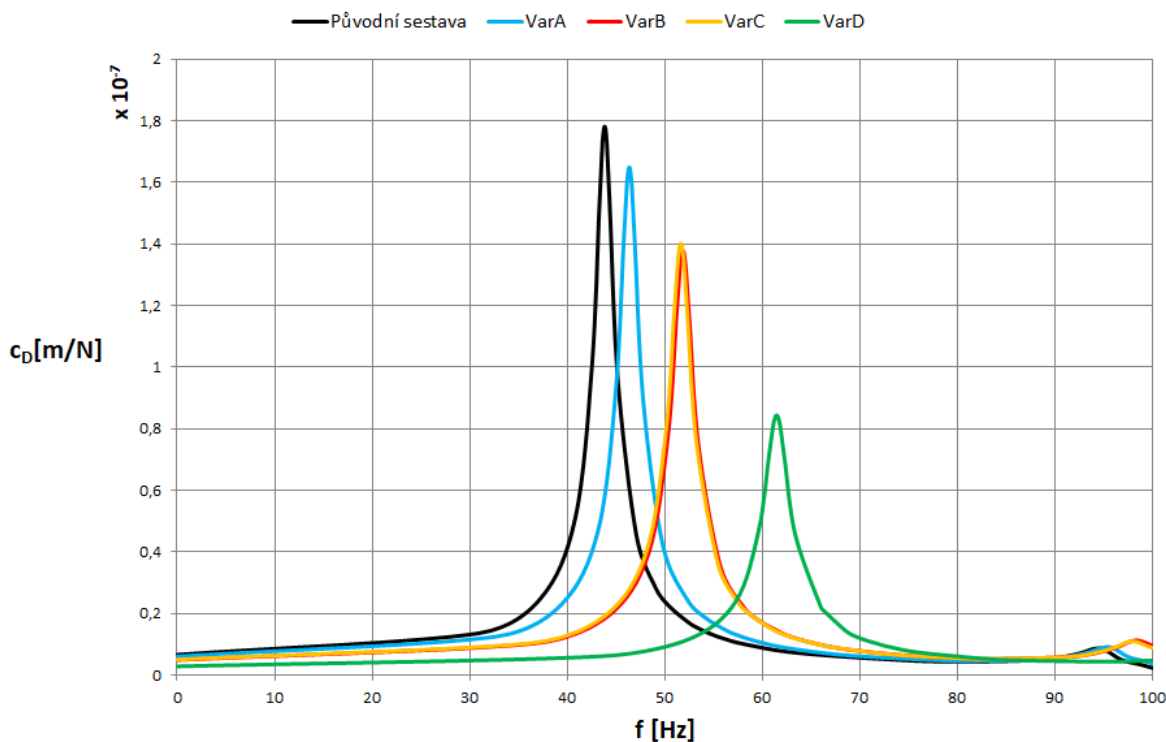
Obrázek 7.36: Detail dynamické tuhosti stroje v oblasti 1. vlastní frekvence

7.3.5 Dynamická poddajnost

Dynamická poddajnost je dalším důležitým parametrem stroje. Dynamická poddajnost nám říká, jakou deformaci vyvolá dynamické zatížení systému. Výpočet dynamické poddajnosti je realizován dle vztahu:

$$c_D = \frac{1}{k_D} = \frac{\delta_D}{F_D} [m \cdot N^{-1}] \quad (7.6)$$

Pro vyhodnocení dynamické poddajnosti stroje bylo v programu ANSYS Workbench opět využito rozšíření *Harmonic Response*. Podmínky analýzy jsou stejné jako v předchozím případě, pouze s rozdílem v rozsahu frekvence, který se zvýšil na 0-100 Hz. Na obrázku 7.37 jsou graficky znázorněny průběhy dynamické poddajnosti stroje pro jednotlivé varianty modelu lože.



Obrázek 7.37: Dynamická poddajnost stroje

Z tohoto grafu je tak patrné, že stejně jako došlo ke zlepšení dynamické tuhosti, tak došlo i ke zlepšení dynamické poddajnosti u všech variant modelu. Nejlepší vlastnosti z pohledu dynamické poddajnosti tak opět vykazuje model VarD. Modely VarB a VarC udávají také dobré výsledky. A zlepšení nastalo i u modelu VarA.

7.4 Výsledky a porovnání

V předchozích kapitolách byly navrženy a vytvořeny čtyři různé modely lože OS. Na těchto modelech byly provedeny simulace, díky kterým byly zjištěny statické a dynamické vlastnosti jednotlivých variant. Tato kapitola se tak zaměřuje na porovnání výsledků ze statické a dynamické analýzy jednotlivých variant.

V tabulce 7.3 jsou uvedeny vstupní parametry variant lože VarA, VarB, VarC a původního modelu lože. Hodnoty parametrů vytvořených modelů jsou vždy zaokrouhleny na jedno desetinné místo a porovnány s původním modelem. U každé hodnoty parametru je tak uvedeno číslo, které udává, o kolik se daný parametr změnil. Kladné číslo udává jeho zvětšení, zatímco záporné jeho zmenšení.

Tabulka 7.3: Porovnání jednotlivých parametrů modelů VarA, VarB a VarC

Parametr	Jedn.	Model	VarA	VarB	VarC
P1 - Plochy 15 mm	mm	15	19 +4	18,9 +3,9	16,5 +1,5
P5 - Čelo 15 mm	mm	15	14,2 -0,8	14,2 -0,8	15 0
P8 - Přední plocha	mm	20	19,1 -0,9	18,9 -1,1	16,5 -3,5
P9 - Žebra 15 mm	mm	15	13,8 -1,2	13,8 -1,2	12,2 -2,8
P11 - Žebro přední	mm	15	16,5 +1,5	14,6 -0,4	12,5 -2,5
P13 - Žebra 18 mm	mm	18	16,9 -1,1	16,6 -1,4	20,5 +2,5
P17 - Žebra 12 mm	mm	12	14,7 +2,7	14,1 +2,1	14,1 +2,1
P28 - Zadní stěna	mm	22	23,9 +1,9	24,1 +2,1	23,7 +1,7
P29 - Boční stěny	mm	12	13,8 +1,8	13,2 +1,2	10,7 -1,3
P32 - Podstava	mm	22	18,1 -3,9	18,6 -3,4	18,4 -3,6

Z hodnot v tabulce tak můžeme vidět, že parametry s největší změnou odpovídají ve všech případech předpokladům z kapitoly 7.2. Největší změny nastávají u parametrů P1, P17 a P29, které mají vliv na deformace lože. Dále u parametru P28, který má významný vliv na napětí. A u parametru P32, který hraje významnou roli z pohledu celkové hmotnosti, proto u tohoto parametru došlo ke snížení výsledné hodnoty ve všech případech. Malé či nulové změny pak nastaly u parametru P5, což také odpovídá citlivostní analýze. U varianty VarC nastávají výrazné změny i u parametrů P8, P9 a P13, což jsou parametry, které nejvíce ovlivnila úprava topologie lože.

V tabulce 7.4 jsou uvedeny deformace, napětí, 1. vlastní frekvence a hmotnosti původního modelu lože a navržených modelů VarA, VarB, VarC a VarD. U jednotlivých parametrů jednotlivých variant jsou následně uvedeny procentuální hodnoty, které udávají, o jak velkou hodnotu se jednotlivý parametr lože změnil oproti původnímu modelu. U deformace, napětí a hmotnosti je požadováno, aby výsledné parametry byly co nejmenší. U 1. vlastní frekvence je pak žadáným efektem její zvýšení. Kladná procentuální hodnota tak ukazuje zvýšení hodnoty parametru, zatímco záporná její snížení.

Tabulka 7.4: Porovnání výsledků jednotlivých modelů lože VarA, VarB, VarC a VarD

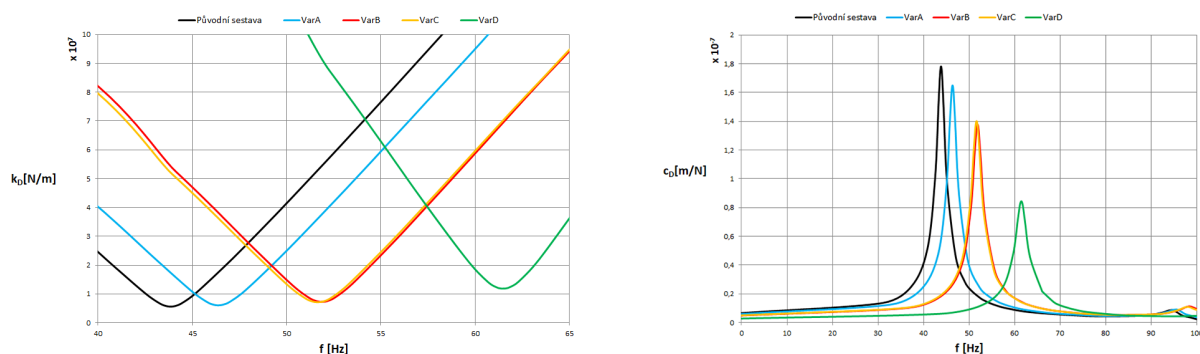
Parametry	Jedn.	Model	VarA	VarB	VarC	VarD
Deformace	[μm]	29,98	24,35 -18,78%	15,61 -47,93%	16,46 -45,10%	4,87 -83,76%
Napětí	[MPa]	15,06	12,15 -19,32%	13,50 -10,36%	13,97 -7,24%	8,06 -46,46%
1. vlastní frekvence stroje	[Hz]	43,86	46,39 +5,77%	51,88 +18,29%	51,67 +17,81%	61,50 +40,22%
Hmotnost	[kg]	673,69	678,73 +0,75%	706,38 +4,85%	703,49 +4,42%	952,61 +41,40%

Pokud se tedy blíže podíváme na hodnoty uvedené v tabulce 7.4, tak nejlepšími výsledky z pohledu deformace, napětí a frekvence dosahuje navržený model lože VarD. Tyto

výsledky jsou však vykoupeny velmi výrazným navýšením hmotnosti lože, což se u konstrukce vyplněné polymerbetonem dalo předpokládat. Velmi dobrých výsledků dosahuje také VarB. Tato varianta nevykazuje takové zlepšení vlastností jako VarD, ovšem hmotnost tohoto modelu se nezvýšila tolikanásobně, jak je tomu u modelu lože VarD. Jelikož konstrukce lože VarC vychází z modelu VarB, tak je zřejmé, že tyto varianty budou mít podobné výsledky. Při pohledu do tabulky se tento předpoklad potvrzuje. Výsledné parametry lože VarC se tak blíží výsledkům VarB, ovšem nevykazují takové zlepšení, jak se předpokládalo. I tak jsou výsledky optimalizace uspokojivé. Oproti tomu lože VarA dosahuje ze všech variant nejhorších výsledků. Parametry sice vykazují zlepšení, ale oproti ostatním variantám jen velmi malé.

Jak je z výsledků patrné, tak dochází ke zvýšení hmotnosti u všech variant návrhu lože. Důvodem tohoto jevu je protichůdnost požadavků. Snížení deformace a napětí má tak za následek zvýšení celkové hmotnosti konstrukce. Z tohoto důvodu byla celková hmotnost konstrukce vybrána jako jeden z výstupních parametrů pro parametrickou optimalizaci. I když nedošlo k jejímu snížení, alespoň u modelů VarA, VarB a VarC nedošlo k jejímu výraznému navýšení.

Na obrázku 7.38 jsou v grafu zobrazeny průběhy dynamické tuhosti a poddajnosti. Z těchto průběhů je tak vidět, že nejvyšší zlepšení dynamické tuhosti a poddajnosti nastalo u modelu VarD. Dynamická tuhost a poddajnost modelů VarB a VarC se taktéž významně zlepšila. Jelikož jsou si modely podobné, tak si jsou jejich průběhy velmi blízké. Nejmenší změny nastávají u modelu VarA. I u tohoto modelu však došlo ke zlepšení jeho dynamické tuhosti a poddajnosti.



Obrázek 7.38: Dynamická tuhost a poddajnost

Výsledkem praktické části jsou tak 4 návrhy lože OS, které vykazují lepší vlastnosti z pohledu statických a dynamických vlastností. Nejlepších výsledků z těchto modelů dosahuje model VarD, tedy ocelový svařenec vyplněný polymerbetonem. Je třeba zdůraznit, že při analýze nebylo řešeno teplotně-deformační chování lože, pouze statické a dynamické vlastnosti. Pro úplné posouzení zlepšení vlastností lože by tak bylo třeba tuto analýzu provést dodatečně a propojit s výsledky této práce. Aby bylo možné modely využít v praxi, je také třeba výpočty z této práce podložit naměřenými hodnotami na fyzickém stroji.

8 Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo optimalizovat předložený model lože OS za účelem zlepšení jeho statických a dynamických vlastností.

Pro řešení daného problému je nejprve třeba porozumět všem zákonitostem a principům, které s danou problematikou souvisí. V první části této práce je tak zhotovena rešeršní studie z dostupné literatury a odborných článků uvedených v seznamu literatury. V této studii je čtenář nejprve seznámen s jednotlivými obráběcími stroji a jejich rozdělením. Následuje kapitola, ve které je popsána statická a dynamická tuhost. Je zde popsán jejich vliv na konstrukci OS a uvedeny vlastnosti, které mají vliv na změnu jejich hodnoty. V následující kapitole je uveden stručný přehled materiálů používaných při výrobě obráběcích strojů. Jsou zde uvedeny materiály konvenční i nekonvenční. Rešeršní část práce zakončuje krátký přehled optimalizačních metod, které lze při optimalizaci struktur OS využít.

Ve druhé části práce je nejprve uveden systémový rozbor řešeného problému, ve kterém je řešená úloha podrobně rozebrána. Další kapitola se zaměřuje na tvorbu výpočtového modelu lože a modelu stroje. Zde je popsána tvorba modelu v programu Inventor. Byly zde popsány změny geometrie vytvořených modelů, díky kterým mohla být provedena matematická optimalizace a které mají za následek snížení náročnosti výpočtů. Následně je zde popsán export do programu ANSYS Workbench a úpravy modelu v tomto programu. Následuje volba okrajových podmínek, tvorba sítě konečných prvků a volba materiálů. Vytvořený model stroje je následně využit k analýze statických a dynamických vlastností lože. Vytvořený model lože je využit k matematické optimalizaci pomocí MKP v programu ANSYS Workbench. Ta slouží k nalezení optimálních rozměrových parametrů lože, které zlepší jeho statické a dynamické vlastnosti. Následuje úprava topologie lože dle poznatků z předchozích kapitol a vytvoření nového modelu s využitím topologické optimalizace pomocí MKP. V poslední kapitole jsou pak nově vzniklé modely porovnány s původní konfigurací.

Výstupem práce jsou tak čtyři optimalizované modely lože. Jak bylo zmíněno v poslední kapitole, tak při návrhu modelů a optimalizaci nebylo uvažováno teplotně-deformační chování stroje. Vytvořené modely tak mají omezenou použitelnost.

Seznam zkratek

- CAD** Computer-Aided Design
- CAE** Computer-Aided Engineering
- CNC** Computer Numerical Control
 - OS** Obráběcí Stroj
 - GA** Genetic Algorithm (Genetické Algoritmy)
- MKP** Metoda Konečných Prvků
 - LO** Layout Optimization
 - GSO** Generalized Shape Optimization
 - ISE** Isotropic Solid or Empty element
 - ASE** Anisotropic Solid or Empty element
 - ISEP** Isotropic Solid, Empty or Porous element
- SIMP** Solid Isotropic Microstructures with Penalitization
 - FEA** Finite Element Analysis
- STEP** Standard for The Exchange of Product data
- MPC** Multi-Point Constraint
- MOGA** Multi-Objective Genetic Algorithm

Seznam obrázků

2.1	Univerzální hrotový soustruh [4]	12
2.2	Jednostojanový (vlevo) a dvoustojanový (vpravo) karusel firmy ČKD [6]	13
2.3	Válcové frézování a) nesousledné, b) sousledné [4]	13
2.4	Jednotlivé druhy frézovacích strojů [4]	15
2.5	Vyvrťovací stroj s vodorovnou osou vřetena v deskovém provedení firmy Union [8]	17
2.6	Broušící stroj firmy Knuth [9]	18
2.7	Obráběcí stroj jako mechatronický systém [3]	19
3.1	Druhy statické tuhosti [3]	20
3.2	Paralelní a sériové spojení pružných elementů [3]	21
3.3	Příčiny vzniku kmitání v obráběcích strojích [10]	23
3.4	Kmitání vlastní netlumené (vlevo) a tlumené (vpravo) [3]	24
3.5	Kmitání buzené [3]	25
3.6	Vliv různých parametrů na dynamickou stabilitu [10]	25
3.7	Příklad povrchu po obrábění se samobuzeným kmitáním [11]	26
3.8	Reprodukční princip [3]	27
3.9	Princip polohové vazby [3]	27
4.1	Broušení granitového rámu (vlevo) a lineární vedení a pouzdra v granitovém rámu (vpravo) [13]	30
4.2	Model vnitřní struktury polymerbetonu [15]	31
4.3	Výztuže v kompozitním materiálu [16]	31
4.4	Nosník portálu laserového obráběcího centra z keramiky [14]	32
4.5	Základní koncepční schéma materiálové struktury DemTec [18]	33
4.6	Sendvičová struktura s příhradovým jádrem [20]	34
5.1	Teoretické možnosti žebrování loží OS [22]	35
5.2	Princip funkce newtonovy metody [24]	37
5.3	Princip metody s krátkým krokem (vlevo) a dlouhým krokem (vpravo) [23]	37
5.4	Princip funkce Genetického algoritmu [26]	39
5.5	Schematické rozdělení metod optimalizace tvaru [27]	39
5.6	Úloha představující ISE-topologii: (a) návrhová oblast pokrytá MKP sítí, (b) nepřijatelné řešení, (c) optimální řešení, (d-f) neoptimální řešení [21]	40
5.7	Příklad ASE topologie [21]	40
5.8	Příklad ISEP-topologie s elementy tvořenými mikrolamináty druhého řádu [21]	41
6.1	Schéma tvorby systému veličin [28]	42
6.2	Frézovací stroj MCV754Q s popisem hlavních částí stroje	43

6.3	Základní pohled na lože OS	44
6.4	Detaily konstrukčních řešení spojů	45
7.1	Příklad vytvoření modelu stojanu	47
7.2	Model lože	48
7.3	Řezy modelem	48
7.4	Model okrajových podmínek vazeb mezi modelem a okolím	49
7.5	Lineární vedení FLS R1653 [29]	50
7.6	Tuhostní charakteristika lineárního vedení [29]	50
7.7	51
7.8	Model okrajových podmínek stroje	53
7.9	Model okrajových podmínek lože	54
7.10	Zobrazení použitého elementu TET10 a QUAD4	54
7.11	Graf závislosti deformace lože na počtu prvků sítě konečných prvků	55
7.12	Graf závislosti deformace sestavy na počtu prvků sítě konečných prvků	56
7.13	Model sítě konečných prvků lože	56
7.14	Model sítě konečných prvků stroje	57
7.15	Deformovaný tvar původního modelu lože	58
7.16	Jednotlivé vstupní parametry použité pro analýzu	59
7.17	Zobrazení nezávislých vstupních parametrů	60
7.18	Citlivostní analýza modelu lože	61
7.19	Modální analýza původního modelu	61
7.20	Cíle optimalizace zadané v modulu Optimization	62
7.21	Výstupní parametry optimalizace modelu pro 3 návrhové body	63
7.22	Deformovaný tvar modelu VarA	63
7.23	Modální analýza sestavy s modelem VarA	64
7.24	Výstupní parametry optimalizace modelu VarB pro 3 návrhové body	64
7.25	Deformovaný tvar modelu VarB	65
7.26	Modální analýza sestavy s modelem VarB	65
7.27	Zobrazení modelu VarC v řezu	66
7.28	Výstupní parametry optimalizace modelu pro 3 návrhové body	66
7.29	Deformovaný tvar modelu VarC	67
7.30	Modální analýza sestavy s modelem VarC	67
7.31	Zobrazení modelu VarD	68
7.32	Zobrazení modelu VarD v řezech	68
7.33	Deformovaný tvar modelu VarD	69
7.34	Modální analýza sestavy s modelem VarD	69
7.35	Porovnání dynamické tuhosti stroje	71
7.36	Detail dynamické tuhosti stroje v oblasti 1. vlastní frekvence	71
7.37	Dynamická poddajnost stroje	72
7.38	Dynamická tuhost a poddajnost	74

Seznam tabulek

4.1	Důležité vlastnosti materiálu pro konstrukci stroje [10]	29
4.2	Fyzikální vlastnosti materiálů nosných soustav [2][13]	34
6.1	Vybrané parametry frézovacího stroje MCV754Q	44
6.2	Specifikace hardwaru použitých zařízení	46
7.1	Vybrané fyzikální vlastnosti zvolených konstrukčních materiálů	57
7.2	Porovnání statické tuhosti jednotlivých modelů	70
7.3	Porovnání jednotlivých parametrů modelů VarA, VarB a VarC	73
7.4	Porovnání výsledků jednotlivých modelů lože VarA, VarB, VarC a VarD . .	73

Literatura

- [1] KOLÁŘ, Petr; SMOLÍK, Jan. Aktuální trendy v oboru obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 2022, č. 6 [cit. 2022-11-06]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/aktualni-trendy-v-oboru-obrabecich-stroju>.
- [2] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. Praha: MM publishing, s.r.o., 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [4] ČEP, Robert. *Technologie II - 2.díl* [online]. 2008. [cit. 2023-02-07]. Dostupné z: https://home1.vsb.cz/~cep77/PDF/skripta_Technologie_II_2dil.pdf.
- [5] LAŠOVÁ, Václava. *Základy stavby obráběcích strojů* [online]. Plzeň, 2012 [cit. 2023-01-21]. Dostupné z: https://old.zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf. Dipl. pr. Západočeská univerzita v Plzni.
- [6] *TOS Kuřim* [online]. 2023. [cit. 2023-01-22]. Dostupné z: <http://www.tos-kurim.cz/cz/produktove-portfolio/svisle-soustruhy-karusely>.
- [7] HUMÁR, Anton. *TECHNOLOGIE I TECHNOLOGIE OBRÁBĚNÍ – 1. část* [online]. Brno, 2003 [cit. 2023-09-23]. Dostupné z: https://is.muni.cz/el/1441/jaro2011/DT3MK_STR3/um/TI_T0-1cast.pdf. Studijní opory pro magisterskou formu studia "Strojírenská technologie". VUT v Brně.
- [8] *Union – vrtací a frézovací stroje* [online]. 2023. [cit. 2023-02-05]. Dostupné z: <https://bmc-tech.cz/c330-union-vrtaci-a-frezovaci-stroje>.
- [9] *Conventional Surface Grinders* [online]. 2023. [cit. 2023-02-05]. Dostupné z: <https://www.knuth.com/en/machines/grinding/conventional-surface-grinders>.
- [10] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. Vyd. 2., přeprac. Brno: VUT, 1991. ISBN 80-214-0361-6.

- [11] KASPROWIAK, Mateusz; PARUS, Arkadiusz; HOFFMANN, Marcin. Vibration Suppression with Use of Input Shaping Control in Machining. *Sensors*. 2022, roč. 22, č. 6. ISSN 1424-8220. Dostupné z DOI: 10.3390/s22062186.
- [12] KOLÁŘ, Petr. Konstrukční řešení současných obráběcích strojů. *MM Průmyslové spektrum*. 2007, roč. 2007, č. 3. Dostupné také z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/konstrukcni-reseni-soucasnych-obrabecich-stroju>.
- [13] MÖHRING, Hans Christian; BRECHER, Christian; ABELE, Eberhard; FLEISCHER, Jürgen; BLEICHER, Friedrich. Materials in machine tool structures. *CIRP Annals*. 2015, roč. 64, s. 725–748. ISSN 0007-8506. Dostupné z DOI: 10.1016/J.CIRP.2015.05.005.
- [14] ČUNEK, Jakub. *Kompozitní materiály ve stavbě obráběcích strojů* [online]. Brno, 2011 [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/33693>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [15] VIJAYA, Holla; VIVEK, A. Polymer Concretes for Machine Tool Structures -A Review [online]. 2016 [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/340593160_Polymer_Concretes_for_Machine_Tool_Structures_-_A_Review.
- [16] TICHÝ, Antonín. *Porovnání nosných struktur obráběcích strojů z tradičního a ne-tradičního materiálu* [online]. Brno, 2019 [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/113200>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [17] MÖHRING, H. C. Composites in Production Machines. *Procedia CIRP*. 2017, roč. 66, s. 2–9. ISSN 2212-8271. Dostupné z DOI: 10.1016/J.PROCIR.2017.04.013.
- [18] SMOLÍK, Jan; LYSÁK, Pavel; HOVORKA, Jiří; DIVIŠ, Ivan; LAŠOVÁ, Václava. Stavba nosných soustav. *Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009*. 2009, s. 93–102.
- [19] *Hydropol* [online]. 2023. [cit. 2023-03-17]. Dostupné z: <https://www.framag.com/en/products/hydropol-machine-frames-4621.html>.

- [20] BIRMAN, Victor; KARDOMATEAS, George A. Review of current trends in research and applications of sandwich structures. *Composites Part B: Engineering* [online]. 2018, roč. 142, s. 221–240 [cit. 2023-01-04]. ISSN 1359-8368. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359836817339781>.
- [21] MAREŠ, Tomáš. *Základy Konstrukční Optimalizace* [online]. Praha, 2006 [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <http://users.fs.cvut.cz/tomas.mares/zko.pdf>.
- [22] WECK, Manfred; BRECHER, Christian. *Werkzeugmaschinen Band 2 - Konstruktion und Berechnung*. Berlin: VDI Verlag, 2006.
- [23] JUREK, Miloš. *Numerické metody optimalizace* [online]. Zlín, 2007 [cit. 2023-02-12]. Dostupné z: https://digilib.k.utb.cz/bitstream/handle/10563/3990/jurek_2007_dp.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Diplomová práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně.
- [24] MARCSA, Dániel. *Computer-Aided Design and Analysis of a Three-Pole Radial Magnetic Bearing* [online]. 2010. [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/266091369_Computer-Aided_Design_and_Analysis_of_a_Three-Pole_Radial_Magnetic_Bearing. Széchenyi István University.
- [25] POKORNÝ, Michal. Simulované žihání jako nástroj k hledání optimálního řešení [online]. 2011 [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://tydenvedy.fjfi.cvut.cz/2011/cd/prispevky/sbpdf/zihani.pdf>.
- [26] *Multi - Objective Genetic Algorithm (MOGA)* [online]. 2021. [cit. 2024-03-25]. Dostupné z: https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/hst/topics/design_exploration/method_multi_objective_genetic_algorithm_r.htm.
- [27] KUTYŁOWSKI, Ryszard. *Optymalizacja topologii kontinuum materialnego*. Wrocław, 2004.
- [28] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky : hledání souvislostí. Učební texty I*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM : VUTUM, 2007. ISBN 978-80-7204-555-6.

- [29] *Ball rail systems: Roller Runner Blocks, Roller Guide Rails, Accessories*. Ernst-Sachs-Straße 1009, 7424 Schweinfurt, Germany, 2023. Dostupné také z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/>.
- [30] *Screw assemblies*. Ernst-Sachs-Straße 100, 97424 Schweinfurt, Germany, 2023. Dostupné také z: <https://www.boschrexroth.com/cs/cz/>.
- [31] *Ansys Help* [online]. 2022. [cit. 2024-02-14]. Dostupné z: https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/main_page.html.