



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

**SYSTÉMOVÝ PŘÍSTUP PŘI NÁVRHU LINEÁRNÍ
OSY TĚŽKÉHO OBRÁBĚCÍHO STROJE**

SYSTEMS METHODOLOGY BY LINEAR AXIS DESIGN OF A HEAVY MACHINE TOOL

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Dominik Hermanský

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Dr. Ing. Jiří Marek, Ph.D., DBA

BRNO 2022

ABSTRAKT

Dizertačná práca pojednáva o možnosti nového prístupu pri návrhu lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj s využitím systémového prístupu a pokročilých simulačných prostriedkov na báze metódy konečných prvkov. Výsledkom práce je obecná metodika použiteľná pri vývoji a konštrukcii ťažkého obrábacieho stroja akejkoľvek kinematickej konfigurácie bez ohľadu na požadované prevádzkové parametre stroja. Práca je koncipovaná tak, že s využitím systémového prístupu je vytvorená metodika a následne je detailne popísaný postup pri tvorbe komplexného výpočtového modelu, ktorý je pre danú metodiku nevyhnutné vytvoriť. Na základe systémového prístupu a z neho vytvorenej metodiky návrhu lineárnej osi a tvorby komplexného modelu boli realizované prípadové štúdie. Dosiahnuté výsledky boli verifikované experimentálnymi metódami. Dosiahnuté výsledky sú využiteľné v praxi, pri vývoji CNC ťažkého obrábacieho stroja pre konštrukčné a výpočtové oddelenie.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

virtuálny návrh, metóda konečných prvkov, systémová metodológia, ťažký obrábací stroj, lineárna os

ABSTRACT

The dissertation thesis deals with the possibility of a new approach to the design of a linear axis for a heavy machine tool using a system approach and advanced simulation tools based on the finite element method. The result of the thesis is a general methodology applicable in the development and design of heavy machine tools of any kinematic configuration, regardless of the required operating parameters of the machine. The thesis is designed so that using a system approach, a methodology is created and then the procedure for creating a complex computational model, which is necessary for the methodology, is described in detail. Case studies were carried out on the basis of a system approach and the methodology of linear axis design and the creation of a complex model created from it. The obtained results were verified by experimental methods. The achieved results can be used in industry in the design stage of a CNC heavy machine tool for the design and computation department.

KEYWORDS

virtual prototyping, finite element method, systems methodology, heavy machine tool, linear axis

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

HERMANSKÝ, Dominik. *Systemový přístup při návrhu lineární osy těžkého obráběcího stroje*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137789>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Marek.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som dizertačnú prácu s názvom Systémový prístup při návrhu lineární osy pro těžký obráběcí stroj vypracoval samostatne a len na základe citovaných zdrojov pod vedením školiteľa Dr. Ing. Jiřího Marka, Ph.D., DBA

V Brne

.....

Ing. Dominik Hermanský

POĎAKOVANIE

Pod'akovanie patrí v prvom rade môjmu školiteľovi prof. Dr. Ing. Jiřímu Markovi, Ph.D., DBA za vecné pripomienky pri spracovaní dizertačnej práce a tiež za trpezlivosť v priebehu celého štúdia. Moje pod'akovanie tiež patrí mojej rodine, priateľom, bývalým a súčasným kolegom, ktorí mi pomohli vecnými pripomienkami a mali trpezlivosť pri mojom štúdiu v kombinácii s pracovnými aktivitami. Osobitné pod'akovanie patrí mojej kamarátke MDDr. Anne Zvolenskej, ktorá sa zaslúžila o to, že som túto prácu aj napriek mimoriadnemu pracovnému vyťaženiu a strate motivácie nakoniec dokončil.

OBSAH

1	ÚVOD	11
2	SÚČASNÝ STAV RIEŠENEJ PROBLEMATIKY	12
2.1	CNC obrábací stroj	12
2.2	Požiadavky kladené na CNC obrábacie stroje	14
2.3	Ťažké obrábacie stroje	16
2.3.1	Základ stroja	17
2.3.2	Pracovný výkon a produktivita	17
2.3.3	Chladienie nástroja a trieskové hospodárstvo	17
2.3.4	Ovládanie, ergonómia a bezpečnosť práce	17
2.3.5	Kinematická konfigurácia ťažkých strojov	18
2.4	Posuvová lineárna sústava	19
2.4.1	Pohony lineárnych osí	19
2.4.2	Gul'ôčková skrutka a matica	21
2.4.3	Pastorok a hrebeň	23
2.4.4	Šnek a šnekový hrebeň	26
2.4.5	Lineárny motor	26
2.4.6	Porovnanie typov náhonových sústav	27
2.4.7	Vedenie	28
2.4.8	Odmeriavanie polohy	32
2.5	Mechanické charakteristiky obrábacieho stroja	34
2.5.1	Kinematická konfigurácia	34
2.5.2	Statická tuhosť	35
2.5.3	Kmitanie v obrábacích strojoch	39
2.5.4	Samobudené kmitanie	44
2.5.5	Teplotná stabilita obrábacích strojov	53
2.6	Virtuálny prototyp stroja	57
2.6.1	Metóda konečných prvkov	60
2.6.2	Modelovanie lineárnych osí	61
3	CIEĽE DIZERTAČNEJ PRÁCE	62
3.1	Motivácia	62
3.2	Očakávané ciele dizertačnej práce	62
3.3	Použité metódy v dizertačnej práci	63
4	SYSTÉMOVÁ METODOLÓGIA	65
4.1	Systémový prístup	66
4.2	Problémy a ich riešenie	67
4.2.1	Komplexná analýza problému	67
4.2.2	Jednotný scenár riešenia problémov	67
5	SYSTÉMOVÝ PRÍSTUP PRI NÁVRHU LINEÁRNEJ OSI ŤAŽKÉHO OBRÁBACIEHO STROJA	69
5.1	Popis systémových atribútov	69
5.2	Komplexná analýza problému	73
5.2.1	Vstupná analýza problémovej situácie	73
5.2.2	Formulácia problému	74
5.2.3	Formulácia cieľov riešenia problému	74
5.2.4	Analýza nadradených reštrikcii	75

5.2.5	Analýza možnosti využitia informačných zdrojov	75
5.2.6	Analýza stupňa ostrosti problému	75
5.2.7	Vymedzenie hraníc problému.....	75
5.2.8	Analýza stupňa naliehavosti problému.....	75
5.2.9	Analýza možných kooperácií	75
5.2.10	Analýza možností overenia správnosti riešenia.....	76
5.3	Metodika pre systémový návrh lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj.....	77
6	PRÍPADOVÉ ŠTÚDIE	93
6.1	FUT – TOS Kuřim.....	93
6.1.1	Mechanický MKP koncept	94
6.1.2	Prechod od mechanického konceptu ku konštrukcii	94
6.1.3	Tvorba pokročilého modelu.....	95
6.1.4	Testovanie a verifikácia modelov.....	98
6.2	Zvislé multifunkčné sústružnícke centrum VT-260 AM Finance	101
6.3	Analýza stroj FRP – TOS Kuřim.....	108
7	PRÍNOS DIZERTAČNEJ PRÁCE	109
8	ZHODNOTENIE DOSIAHNUTÉHO CIELA DIZERTAČNEJ PRÁCE	110
9	ZÁVERY A ODPORÚČANIE PRE PRAX.....	111
10	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	112
11	ZOZNAM OBRÁZKOV.....	116
	RIEŠENÉ PROJEKTY	120
	PUBLIKÁCIE	121

1 ÚVOD

Globálny trh trieskových obrábacích strojov je dnes mimoriadne rozvinutou a pokročilou oblasťou ekonomiky. Stroje sú vyrábané a dodávané v širokej rozmerovej škále od malých stolových frézok až po rozmerné obrábacie centra pre obrobky o hmotnosti desiatok ton. Z hľadiska technologických operácií trh ponúka na jednej strane jednoduché produkčné stroje a na strane druhej multifunkčné stroje s možnosťou realizácie veľkého množstva technologických operácií na jedno upnutie obrobku.

V oblasti trieskového obrábania sme v posledných dekádach svedkami turbulentného vývoja a pokroku. Dodávatelia obrábacích strojov sú nútení neustále inovovať svoje produkty s cieľom uspokojiť požiadavky svojich zákazníkov, ktorí kladú stále väčší dôraz na zvyšovanie produktivity a pracovnej presnosti strojov a výslednú akosť obrobkov. Na obr. 1 je znázornená množina parametrov, ktoré ovplyvňujú zákazníka pri voľbe CNC obrábacieho stroja. Tieto parametre popisujú technický stav produktu. Ďalšími parametrami ktoré ovplyvňujú rozhodovací proces zákazníka sú dizajn stroja, ergonómia, energetická náročnosť (ekodizajn), spoľahlivosť a iné.



Obr. 1 Požiadavky kladené na obrábacie stroje

Dôležitým faktorom ktorý ovplyvňuje konkurencieschopnosť dodávateľov strojov je samotný trh. Ako dokáže byť dnes v tvrdej konkurencii firma úspešná, nemusí ovplyvniť len ponuka najvyšších možných technických riešení. Zákazník dneška vyžaduje „hodnotu“. Firmy musia byť agilné aby sledovali potreby a požiadavky svojich zákazníkov, na ktoré budú schopné pružne reagovať a priniesť požadovanú hodnotu. Najčastejšou z nich, obzvlášť v sektore ťažkých strojov je vysoký stupeň kustomizácie finálneho produktu. Pre dodávateľa to väčšinou znamená skonštruovať vždy nový prototyp stroja s presne definovanými parametrami v oblasti presnosti, produktivity, automatizácie a iných. Jedná sa o mimoriadne náročnú úlohu obzvlášť pre konštrukčné a vývojové oddelenie. Často sa stáva že stroj po stránkach presnosti a mechanických parametrov nesplní očakávania zákazníka. Tento fakt môže byť často spojený s nedostatočnou investíciou firmy do pokročilých metód v priebehu životného cyklu produktu. Je potreba opustiť konvenčné prístupy vo vývoji stroja, ktoré sú z hľadiska časovo-ekonomického nerentabilné a prijať nové trendy v procese návrhu a inovácie produktu.

2 SÚČASNÝ STAV RIEŠENEJ PROBLEMATIKY

V sektore ťažkých obrábacích strojov majú zákazníci neustále sa zvyšujúce požiadavky na výkonnosť, pracovnú presnosť, statickú a dynamickú tuhosť, prípadne teplotnú stabilitu stroja. Je to spôsobené s rozvojom techniky a požiadavkami na vysokú kvalitu finálnych produktov smerujúcich väčšinou do hi-tech odborov (letecký, energetický, lodný, zbrojársky priemysel). V posledných rokoch sme tiež svedkami výrazného pokroku v odbore rezných nástrojov, ktoré užívateľom umožňujú vysoko-produktívne obrábanie a výrazné skrátenie obrábacieho času. Logická je potreba stroja s vlastnosťami, ktoré tento typ obrábania umožní.

Aby boli výrobcovia ťažkých obrábacích strojov schopní zabezpečiť vysoké parametre stroja, je potrebné investovať zdroje do vývojovej fázy produktu. V moderných podnikoch sa stále viac začínajú nasadzovať softvéry (s príslušným výkonným hardvérom), ktoré úzko súvisia s pojmom „Virtual prototyping“, vo voľnom preklade virtuálne vytváranie prototypov, ktoré dokážu predikovať a následne ovplyvňovať výsledné vlastnosti obrábacieho stroja ešte na vývojovej úrovni. Simulačné analýzy dokážu analyzovať deformácie pri silovom zaťažení obrábacieho stroja, modálne vlastnosti, dynamické parametre, teplotne-deformačné chovanie, vplyv rezného procesu a ďalšie fyzikálne procesy, prípadne dokážu odhaliť medzné stavy, ktoré by mohli viesť k nežiadúcim dôsledkom. Jedna z najdôležitejších podskupín obrábacieho stroja je lineárna os. Pre stanovenie konečných charakteristických parametrov obrábacieho stroja je potrebné tomuto konštrukčnému uzlu venovať náležitú pozornosť. Nie je však možné posudzovať samostatne, ale je potreba pristupovať k danej problematike systematicky a posúdiť chovanie lineárnej osi v kontexte stroja ako celku.

2.1 CNC obrábací stroj

Definícia výrobného stroja je v [1] zavedená nasledovne: „Výrobný stroj je spravidla stacionárne zariadenie pre určitý technologický proces, kde na základe prívodu energie a využitia ďalších fyzikálnych, chemických či iných princípov je uvedená činná dvojica stroj – súčiastka do relatívnych, riadených pohybov tak, že na konci výrobného cyklu dosiahneme geometricky definovaný tvar hotového výrobku.“

Obrábací stroj zastupuje najrozšírenejší a najvýznamnejší druh výrobných strojov. Obrábací stroj je výrobný stroj, ktorý umožňuje dať obrobku finálny geometrický tvar, rozmery a akosť povrchu oddeľovaním materiálu vo forme triesok pomocou rezného nástroja s definovanou geometriou. [2]

Číslicovo riadený obrábací stroj (označovaný ako CNC – z anglickej skratky Computer Numeric Control) je stroj, ktorý je vybavený číslicovým riadeným a prispôsobený tak, aby pracoval v automatickom režime. Pohyb nástroja alebo obrobku definovanou rýchlosťou po danej trajektórii je riadený počítačom. Automatizované môžu byť i ďalšie technologické procesy, napr. automatická výmena nástrojov a obrobkov, zapínanie prívodu chladiacej kvapaliny a iné.

CNC stroje môžeme deliť podľa rôznych kritérií, napr. podľa kinematickej konfigurácie, prevažujúcej technologickej operácie, stupňa presnosti a iných kritérií. Jedno z možných rozdelení je možné nájsť napríklad v literatúre [3]:

CNC obrábacie stroje

Kinematika	Jednoprofesné	Obrábacie centrá	Multifunkčné obrábacie centrá
<ul style="list-style-type: none"> • sériová • paralelná • zmiešaná 	<ul style="list-style-type: none"> • sústružnícke • frézovacie • vŕtacie • brúsiace • vyvrtávacie 	<ul style="list-style-type: none"> • rotačné obrobky • nerotačné obrobky 	<ul style="list-style-type: none"> • rotačné obrobky • nerotačné obrobky

Obr. 2 Rozdelenie CNC obrábacích strojov [3]

Ďalšie delenie CNC obrábacích strojov napríklad podľa [4]:

- A. usporiadanie kinematického reťazca:
 - sériové
 - paralelné
 - zmiešané
- B. polohy osi vretena:
 - zvislé
 - vodorovné
 - univerzálne
- C. počtu riadených osí
 - trojosé
 - viacosé (4,5)
- D. počtu vretien
 - jednovretenové
 - viacvretenové
- E. tvaru obrábaného obrobku
 - rotačné obrobky
 - nerotačné obrobky
 - multifunkčné (semimultifunkčné)
- F. možností realizovať viac druhov technologických operácií
 - obrábacie centrá
 - semimultifunkčné obrábacie centrá
 - multifunkčné obrábacie centrá
- G. aplikácie
 - špeciálne použitie (HSM, HFM, HPC obrábanie, mikroobrábanie...)
 - nízkonákladové prevedenie
 - v kusovej, malosériovej, veľkosériovej a hromadnej výrobe
 - v rôznych odvetviach priemyslu (energetický, letecký, dopravný...)

2.2 Požiadavky kladené na CNC obrábacie stroje

Nároky na obrábacie stroje sa neustále zvyšujú napr. v oblastiach výkonnosti, geometrickej presnosti, teplotnej stability, ovládateľnosti, spoľahlivosti a mnohých iných. Všetky tieto prípady viac alebo menej súvisia s dvomi hlavnými požiadavkami kladenými na obrábací stroj – produktivita a kvalita (akosť) práce. Pri použití konvenčného (trieskového) spôsobu obrábania je možné definovať súbor parametrov, ktoré tieto dve hlavné požiadavky významne ovplyvňujú:

- Obrobiteľnosť materiálu polotovaru
- Rezná rýchlosť a otáčky vretena
- Výkon stroja (vretena)
- Hĺbka rezu
- Rýchlosť posuvu
- Materiál rezného nástroja
- Geometria nástroja
- Chladenie nástroja
- Mechanické vlastnosti stroja

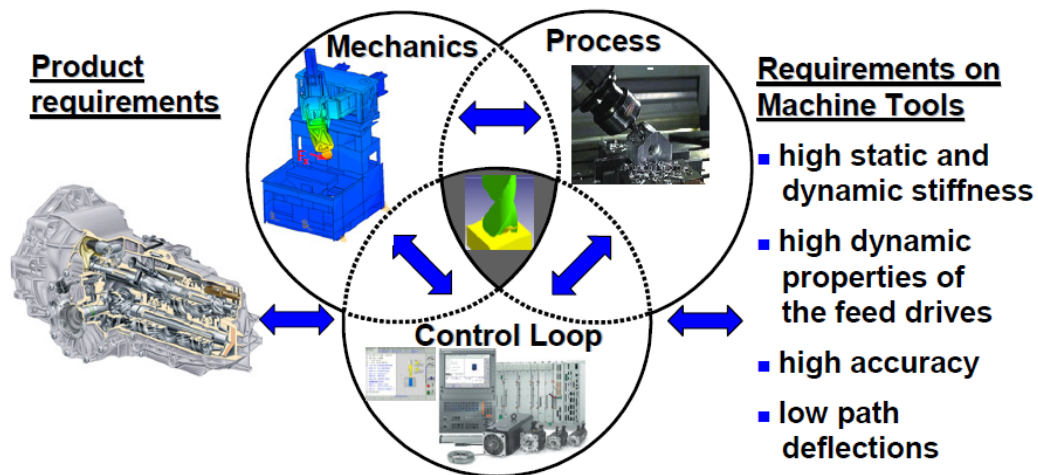
Produktivita práce je výrazne ovplyvňovaná technickou úrovňou obrábacieho stroja. Zvyšovanie produktivity práce logicky súvisí so skracovaním výrobných časov. Celkový výrobný čas je daný súčtom času strojného (z obrobku sa uberá trieska) a vedľajších časov, kedy obrábací stroj nepracuje (napr. upnutie obrobku, výmena nástroja, nastavenie rezných podmienok atď.). Pomer strojného a vedľajšieho času je daný charakterom výroby. Podmienky, ktoré platia pre sériovú a hromadnú výrobu sa líšia od prípadu kusovej a malosériovej výroby. Vedľajšie časy je možné výhodne skracovať s využitím mechanizácie, automatizácie a dômyselných konštrukčných riešení. Strojný čas skrátime zvyšovaním reznej rýchlosti a posuvu, čo má za následok nárast reznej sily. Vyššie rezné a posuvové rýchlosti znamenajú aj vyššie príkony pre vretená a lineárne pohybové osi. S nárastom reznej sily sa zvyšuje statické a dynamické namáhanie obrábacieho stroja a rastie požiadavka na vyššiu statickú a dynamickú tuhosť stroja. Produktivita práce obrábacieho stroja je často definovaná ako maximálny objem odoberaného materiálu za jednotku času (MRR – Material Removal Rate). [1]

Kvalita práce je stanovená dodržaním tvarovej a rozmerovej presnosti obrobku spolu s akosťou obrobených plôch, v porovnaní s hodnotami predpísanými vo výkresovej dokumentácii. Kvalita je ovplyvnená kinematickou konfiguráciou, statickou a dynamickou tuhosťou, použitým materiálom, presnosťou montáže, geometrickou presnosťou atď. Akosť práce ale nie je závislá len na vlastnom obrábacom stroji. Veľký vplyv má tiež použitá technológia výroby a voľba rezných podmienok. [1]

Z predchádzajúcich úvah jednoznačne vyplýva, že na produktivitu stroja a na kvalitu obrobených súčiastok majú zásadný vplyv mechanické prevádzkové vlastnosti stroja. Moderné obrábacie stroje sú mimoriadne zložené mechatronické systavy, na ktoré sú kladené neustále sa zvyšujúce požiadavky týkajúce sa týchto parametrov: [11]

- statická a dynamická tuhosť
- teplotná stabilita

- parametre pohonných sústav
- pracovná presnosť obrábania
- presnosť polohovania

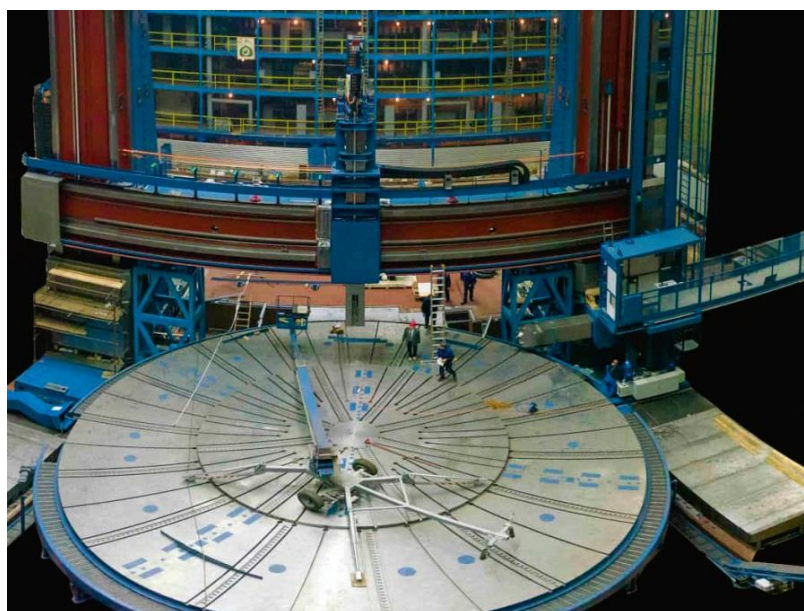


Obr. 3 Súbor požiadaviek kladených na CNC obrábacie stroje [11]

2.3 Ťažké obrábacie stroje

Do tejto skupiny patria stroja, ktoré sú určené pre trieskové obrábanie rozmerných a hmotných dielov, pričom rozmery a hmotnosti samotných strojov sú pomerne veľké. Pojmy veľké a ťažké nie je možné vymedziť exaktne. Tieto stroje sú vyrábané prevažne na zákazku. Stroje sú využívané nielen pre výrobu ale i pre údržbu a opravy veľkých a ťažkých súčastí. Rozmerné súčiastky väčšinou smerujú do nasledovných priemyselných odvetví: [5]

- koľajový priemysel
- konvenčné a jadrové elektrárne
- elektrárne s obnoviteľným zdrojom energie (veterné, prílivové)
- letecký priemysel (konštrukcia lietadiel, turbínové motory)
- vrtný priemysel
- lodný priemysel
- rozmerné vedecké zariadenia (urýchľovače, fúzne reaktory)



Obr. 4 Ťažké obrábacie centrum SKDY 150/160D [ČKD Blansko]

Ťažké obrábacie stroje využívajú vo väčšine prípadov tiež CNC systém riadenia, napriek tomu sa výrazne líšia od bežných strojov hlavne v oblasti konštrukcie a presnosti. Je možné definovať niekoľko hlavných problémov, ktoré súvisia s konštrukčným prevedením: [5]

- tuhosť nosnej štruktúry – vzhľadom k rozmerom je znížená tuhosť rámu oproti menším strojom, veľké deformácie v priebehu obrábania súčiastok
- teplotné deformácie stroja a súčiastky – zmena klimatických podmienok vo výrobnéj hale v procese výroby (napr. výškové gradienty teploty, prievany)
- vedenia – problém s výrobou a montážou (dodržanie rovinnosti, priamosti), nutnosť vysokých únosností
- volumetrická presnosť – obťažné dosiahnutie geometrickej presnosti stroja
- kontrola obrábaných dielcov
- tuhosť upínacích zariadení

- manipulácia s obrobkami
- dlhé obrábacie časy (desiatky až stovky hodín)
- servis a údržba strojov

Ťažké obrábacie stroje majú svoje konštrukčné špecifiká, ktoré vyplývajú z ich veľkosti, vyrobiteľnosti a zmontovateľnosti. Ťažké obrábacie stroje vychádzajú z konštrukcie menších obrábacích strojov, ale v určitých vlastnostiach sa od nich líšia.

2.3.1 Základ stroja

U ťažkých obrábacích strojov je betónový základ nedielnou súčasťou rámu stroja. Vzhľadom k hmotnosti rámu a hmotnosti obrobkov je hrúbka betónového základu v jednotkách metrov. Potrebná hrúbka betónu je závislá predovšetkým na zaťažení základu, pevnosti betónu a na podlaží, na ktorom je stroj umiestnený. Veľkosť základu má tiež vplyv na vlastné frekvencie celej sústavy. Dobre dimenzovaná betónová doska, zapustená v zemi prakticky nepodlieha teplotným vplyvom a pri správne navrhnutom kotvení stroja dokáže čiastočne eliminovať aj teplotné dilatácie samotného stroja. Kotviace elementy slúžia na ustavenie a vyrovnanie stroja do požadovanej geometrickej presnosti. U veľmi presných strojov (napr. brúsky) sa používajú špeciálne odpružené základy. Pružné elementy (občas vybavenie aj tlmiacimi členmi) sa používajú k potlačeniu negatívnych vplyvov z okolia. [4]

2.3.2 Pracovný výkon a produktivita

Výkonnosť obrábacích strojov obecné je možné posudzovať rôzne. Najpoužívanejšou mierou je hmotnosť odobraných triesok za jednotku času. Výsledky sú ovplyvnené trvanlivosťou nástroja vo vzťahu k obrábanému materiálu. U ťažkých strojov sa prostý obrábací čas môže pohybovať v desiatkach hodín. Obmedzujúcim parametrom výkonnosti teda nie je stroja, ale nástroj. Ťažký obrábací stroj musí byť teda usposobený tak, aby bol schopný obrábať vysokými reznými rýchlosťami a zároveň s vysokým prídavkom. [4]

2.3.3 Chladenie nástroja a trieskové hospodárstvo

Pri obrábaní na ťažkých obrábacích strojoch je dôležité chladenie nástroja, obrobku a účinný odvod triesok z pracovného priestoru. V trieskach je akumulované teplo, ktoré je adekvátne inštalovaným výkonom pohonov na stroji. Problematické sú hlavne hrubovacie operácie. Ak triesky zostávajú v pracovnom priestore, odovzdávajú časť tepla stroju a obrobku, čo spôsobuje nežiadúce teplotné dilatácie. Vzhľadom k rozmerosti strojov mechanizácia odvodu triesok, gravitačný odvod, splachovanie prúdom kvapaliny nefunguje, ale je z povahy stroja nemožné, preto musí obsluha manuálne čistiť pracovný priestor. Niektoré stroje sú vybavené dopravníkom triesok, ktorý je čo možno najbližšie k miestu rezu. [4]

2.3.4 Ovládanie, ergonómia a bezpečnosť práce

Ťažký obrábací stroj musí byť jednoducho ovládateľný s minimálnou chybovosťou obsluhy. Ovládacie panely by mali byť ergonomické, tzn. zobrazované informácie musia byť zrozumiteľné, ovládanie bezpečné tak, aby nedochádzalo k chybám a omylom. Bezpečnosť ťažkého obrábacieho stroja sa stále mení a vyvíja, čo súvisí s vývojom a zmenami odpovedajúcej legislatívy. Pri návrhu stroja je nutné pamätať na bezpečnosť obsluhy a teda vybaviť stroj takými ochrannými technickými zariadeniami aby sa minimalizovalo riziko úrazu. Najbežnejšou ochranou je vybavenie stroja krytmi, ktoré chránia obsluhu pred lietajúcimi trieskami a reznou kvapalinou. U mnohých rozmerných ťažkých strojov, ale nie je

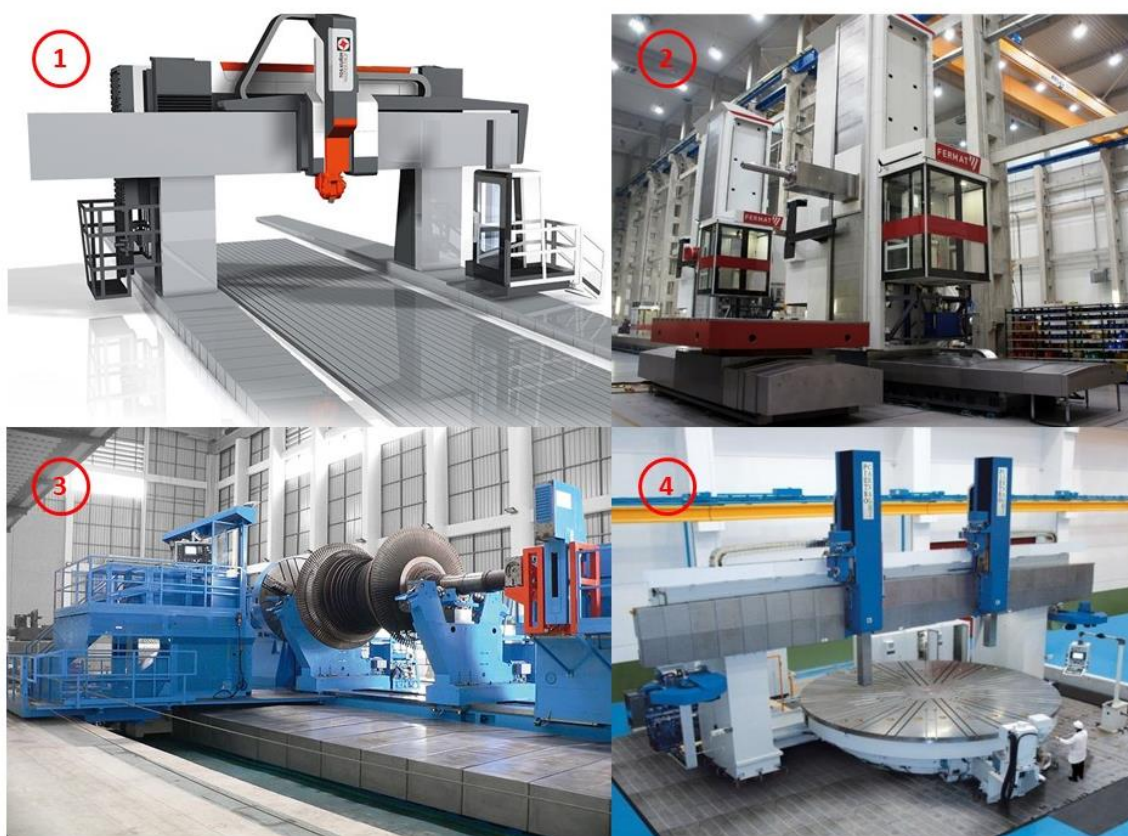
možné pracovný priestor zakryť, pretože je to neúčelné, neekonomické alebo technicky veľmi zložitú. U takýchto strojov sa realizujú elektromechanické bezpečnostné opatrenia v okolí pracovného priestoru, aby sa do neho nemohla dostať nepovolaná osoba. Štandardnou výbavou Ťažkých obrábacích strojov sú plošiny pre obsluhu. Plošina býva často výškovo prestaviteľná, prípadne sa dokáže pohybovať nad obrobkom, aby obsluha bola čo najbližšie k miestu rezu. Konštrukcia plošiny musí spĺňať prísne bezpečnostné opatrenia, v moderných plošinách má obsluha maximálny komfort – uzavretá (odhlučnená), klimatizovaná, kamerový systém monitorujúci miesto rezu... [4]

2.3.5 Kinematická konfigurácia ťažkých strojov

Majoritná väčšina ťažkých obrábacích strojov je založená na sériovej kinematike. Obrábacia hlava vykonáva pohyb väčšinou v 3-5 osiach, vzhľadom k rozmernosti je snaha, aby obrobok bol vo fixnej polohe. Najpoužívanejšie kinematické konfigurácie sú: [4]

- Ťažké obrábacie stroje a centrá so zvislou osou vretena (1)
- Ťažké obrábacie stroje a centrá s vodorovnou osou vretena (2)
- Ťažké sústružnícke stroje a centrá s vodorovnou osou rotácie obrobku (3)
- Ťažké sústružnícke stroje a centrá so zvislou osou rotácie obrobku (4)

Detailný popis jednotlivých skupín s názornými ukázkami je možné nájsť v [4]

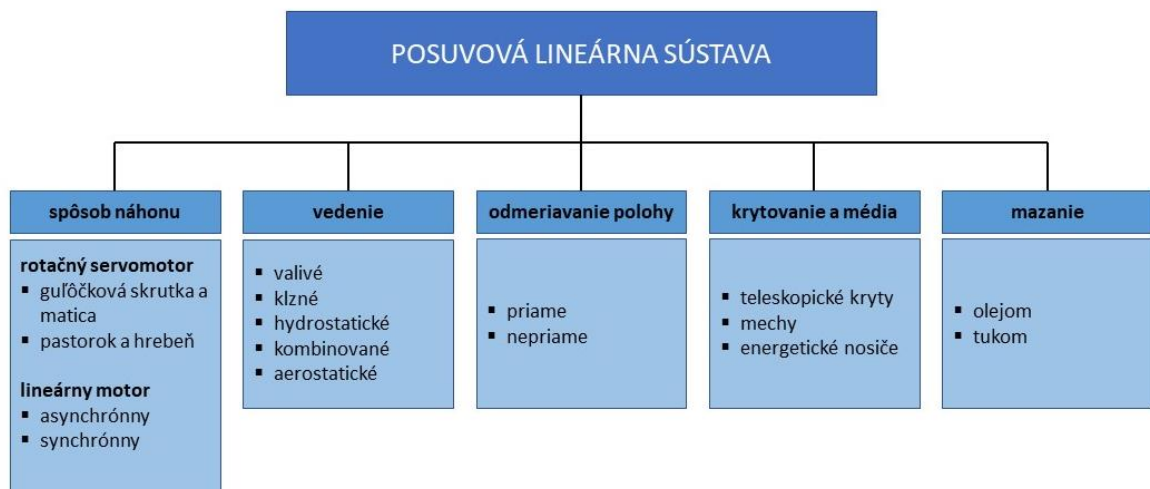


Obr. 5 Typické kinematické konfigurácie ťažkých strojov [TOS Kuřim, Fermat, ŠMT, Pietro Carnaghi]

2.4 Posuvová lineárna sústava

Pohyby obrábacieho stroja sú realizované pomocou posuvovej sústavy. Sústavou sa rozumie súbor častí, ktoré v celku vytvárajú lineárnu os. Pomocou lineárnej osi môže stroj konať pohyby rezného nástroja alebo posúvať obrobkom pri procese obrábania. Lineárnou osou sa teda koná pohyb v priamom smere, teda translačný pohyb. Ak chceme docieľiť posuvu aj v iných osách, vytvorí sa ďalšia os a tieto osi potom tvoria posuvovú sústavu obrábacieho stroja. Pohon osí je zložený z riadiaceho systému, regulátora, motora, pohybových mechanizmov a odmeriavania. Každý jednotlivý prvok má vplyv na výsledné chovanie posuvovej osi. [3]

U lineárnej osi musí byť zaistená minimálna vôľa a dostatočná tuhosť, tým sa docieľi presného lineárneho pohybu a presného polohovania. Čím presnejšie je toto polohovanie, tým presnejšie je aj celková presnosť obrábacieho stroja. Zároveň je nutné dbať, aby sústava bola dostatočne pohyblivá a schopná vyvinúť sily na prekonanie rezných a zotrvačných síl. Osi sú teda mechanicky zaťažované a namáhané, ale aj napriek tomu si musia zachovať presnosť a opakovateľnosť. Zrýchlenie a rýchlosť sú teda dôležitou požiadavkou u lineárnych osí. Od toho sa ďalej odvíja hmotnosť, životnosť, celková zložitosť konštrukcie a jej cena. Na docielenie plynulého netrhavého pohybu je nutné minimalizovať trenie a možné vonkajšie rušivé vplyvy, ako môžu byť napr. vibrácie. Zároveň sa musí dbať na teplotnú stálosť, spoľahlivosť a nízku hlučnosť. [3]



Obr. 6 Komponenty lineárnej sústavy

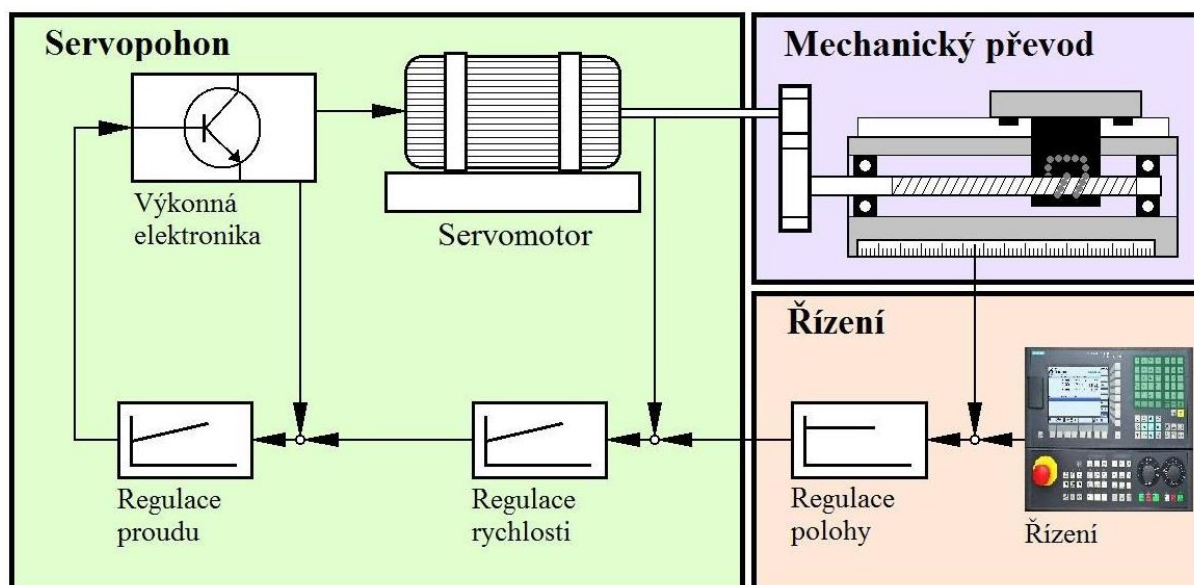
2.4.1 Pohony lineárnych osí

Pre vytvorenie posuvu lineárnej osi u obrábacích strojov je potrebné vybaviť posuvovou sústavou motorom, ktorý vo výsledku tvorí elektromechanickú posuvovú sústavu. Ak sa využíva spätná väzba, teda ak má motor spätné riadenie, nazýva sa servomotorom. Motor premieňa vstupnú elektrickú energiu na výstupnú mechanickú energiu - krútiaci moment, ktorý sa prenáša buď priamo, alebo cez vložený prevod (ozubené kolesá, remeň s remenicou a pod.) na prevodový systém, ktorý mení rotačný pohyb na priamočiary. Pri návrhu motora sa dbá na požiadavky, ktoré vyplývajú z jeho aplikácie. Pre motory lineárnych osí sú hlavnými požiadavkami: [7]

- rýchlosť rýchlposuvu
- maximálne zrýchlenie
- maximálna rezná rýchlosť
- presnosť polohovania
- maximálne zaťaženie od rezných síl
- hmotnosť pohybujúcich sa hmôt
- minimálne trecie sily
- krútiaci moment, ktorý prekoná trenie a pracovnú silu

Podľa energie, ktorá vstupuje do motora, sú motory elektrické, hydraulické, prípadne môžu byť aj pneumatické. Elektrické pohony sa vyznačujú vysokou prevádzkovou spoľahlivosťou a životnosťou, dobrou účinnosťou a relatívne malým vývinom tepla. Negatívom sú väčšie rozmery a vysoké momenty zotrvačnosti. Podľa druhu premieňanej elektrickej energie sa motory delia na jednosmerné (DC) a striedavé (AC). [7]

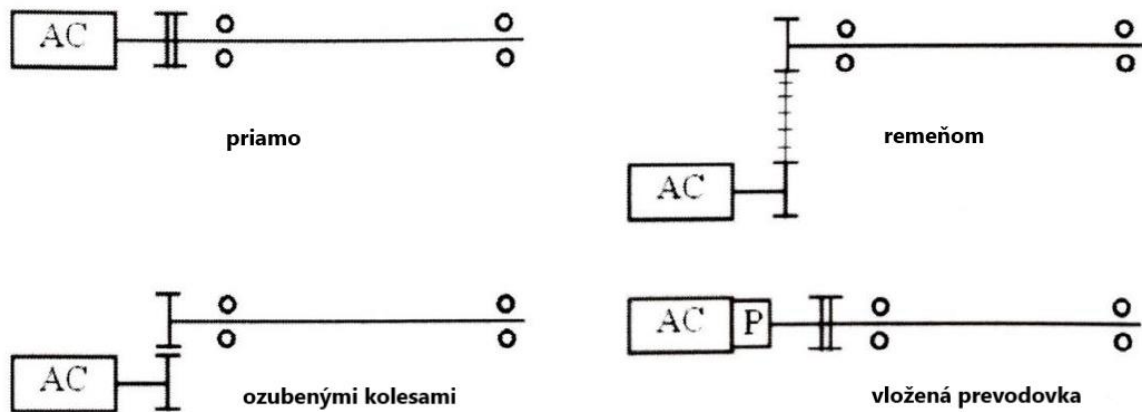
Na pohon lineárnych osí sa používajú motory striedavé, menej často jednosmerné, ďalej potom motory krokové a lineárne motory. Rýchlosť a presnosť polohovania je ovplyvnená trajektóriou pohybu, riadiacim systémom, mechanickými pohonmi, vedením, zosilňovačom, motormi a senzormi. Všeobecná architektúra posuvovej sústavy je zobrazená na Obr. 6. [8]



Obr. 7 Architektúra posuvovej sústavy [8]

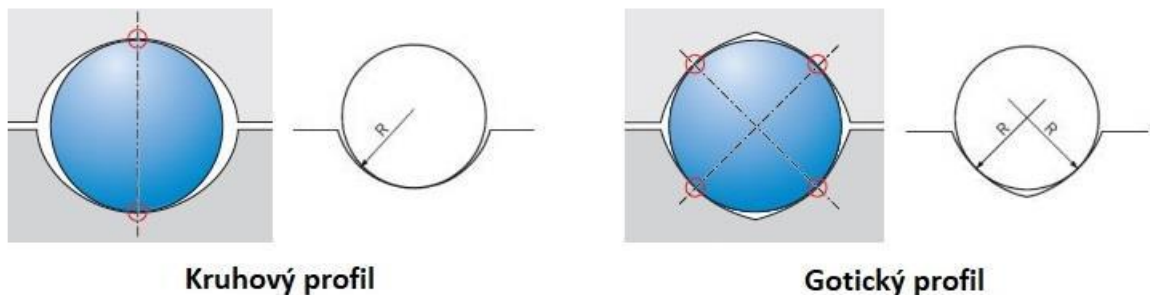
2.4.2 Gulôčková skrutka a matica

Náhon lineárnej osi pomocou gulôčkovej skrutky a matice má dve prevedenia. Buď sa skrutka otáča a matica vykonáva posuvný pohyb alebo skrutka stojí a matica sa otáča a zároveň koná posuvný pohyb. Pohon gulôčkovej skrutky a matice môže byť realizovaný priamo, ozubeným prevodom, remeňom či vloženou prevodovkou (planétová, cykloidná, harmonická). [3]



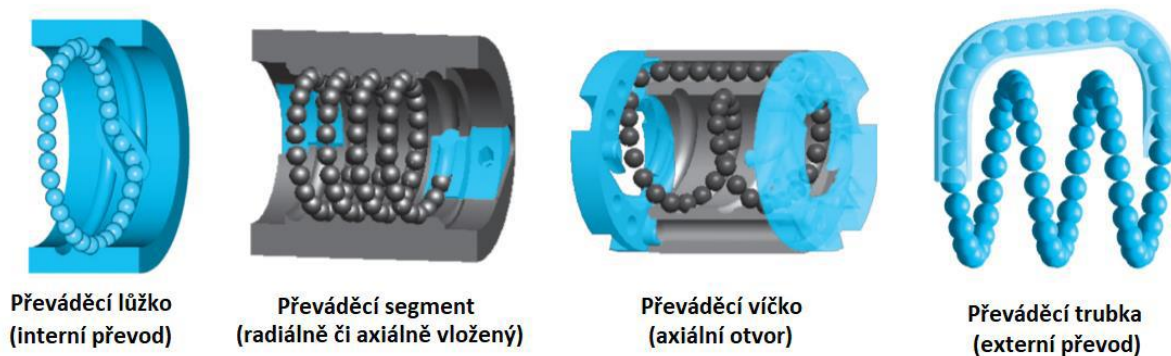
Obr. 8 Spôsob náhonu gulôčkovej skrutky

Závit gulôčkovej skrutky môže byť vyrobený s gotický profilom alebo kruhovým profilom. Gotický profil je veľmi presný, umožňuje predopnutie a vymedzenie vôle, ale výroba je drahšia. Kruhový profil je výrobne lacnejší, ale má menšiu účinnosť a vplyvom menšieho stykového uhla dochádza k väčšiemu zaťaženiu guličiek. Profil závitú gulôčkovej skrutky sa môže vyrobiť okružovaním frézovaním a dokončovať brúsením. Ďalším spôsobom zhotovenia je valcovanie. [3]



Obr. 9 Kruhový a gotický profil závitú gulôčkovej skrutky [Hiwin]

Prevádzanie gulôčok (recirkulácia) môže byť realizované prevádzacím lôžkom (interný prevod), prevádzacím segmentom (radiálne či axiálne vložený), prevádzacím viečkom (axiálny otvor) alebo prevádzacou rúrkou (externý prevod). Prevádzacie lôžko je štandardné riešenie a je v rámci stúpania jedného závitú. Prevádzací segment radiálne či axiálne vložený je v rámci stúpania niekoľkých závitú (neštandardné maticové jednotky). Prevádzacia rúrka je známym zástupcom externého prevodu. Ďalším prevedením sú prevádzacie viečka (axiálne otvory), ktoré sú vhodné pre rýchlobežné gulôčkové skrutky. Prevádzacích segmentov je celý rad a každá firma si vyvíja vlastný. [3]



Obr. 10 Spůsob prevodu gulíčok [Hiwin]

Prepätie valivých elementov čiže vymedzenie vôle medzi skrutkou a maticou z dôvodu vyššej presnosti polohovania, môže byť uskutočnené rôznymi spôsobmi (Tab. 1)



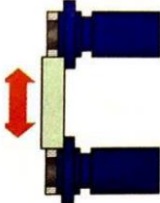
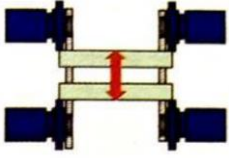
Tab. 1 Spôsoby predopnutia skrutky a matice [3]

Způsob předepnutí	Poznámka
vymezovací podložka 	Pomocí nabroušené podložky je mezi maticemi nastaveno předpětí. Užití pro delší matice s výbornou tuhostí.
pružina 	Předepnutí je provedeno pomocí talířové pružiny. Užití pro delší matice a malé zatížení (menší tuhostí).
difference ve stoupání 	Předepnutí je provedeno pomocí nabroušení rozdílného stoupání. Užití pro střední délky matic s dobrou tuhostí.
výběr kuliček 	Předpětí je dáno výběrem kuliček. Užívá se pro krátké matice s menší tuhostí.
dělená matice 	Předpětí je dáno směrným spojením. Užití pro krátké matice s menší tuhostí.

2.4.3 Pastorok a hřebeň

Náhon pomocou pastorka a hřebeňa je vhodný pre osi s dlhými zdvihmi. Pri dlhých zdvihoch je použitie guľôčkovej skrutky a matice už nevhodné hlavne kvôli tuhosti. Spôsoby náhonu pomocou pastorka a hřebeňa je zhrnuté v Tab. 2. Pastorok, poháňaný motorom má cez vloženú prevodovku zvýšený krútiaci moment, ale znížené otáčky. Medzi nevýhody patria väčšie zástavbové rozmery. Z dôvodu nesamosvornosti musí byť súčasťou prevodu aj brzda.

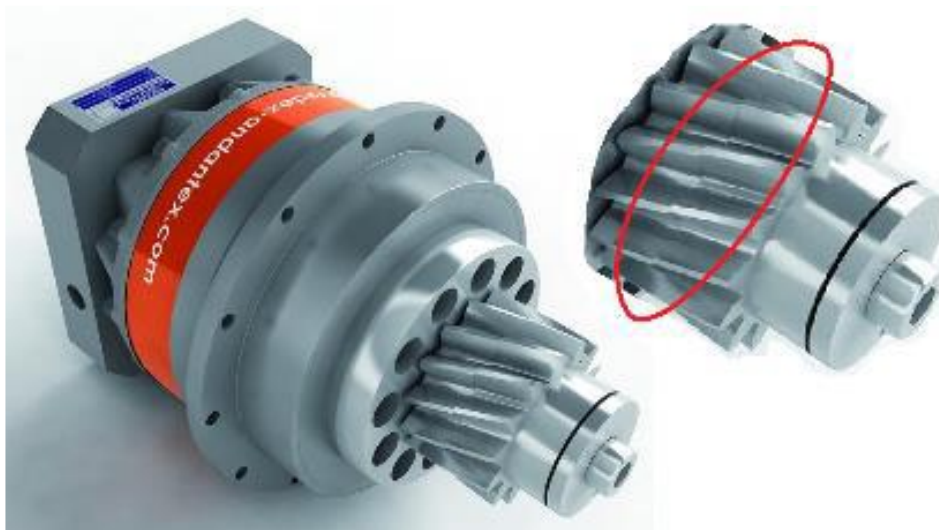
Tab. 2 Spôsob náhonu pomocou pastorku a hřebeňa [3]

	Individuálny pohon	Gantry	Master-Slave	Gantry Master-Slave
Usporiadanie				
Predopnutie	NIE	NIE	ÁNO	ÁNO
Oblasť použitia	Tam, kde nie je požadovaná vysoká presnosť polohy	Presun veľkej hmoty (vedenie musí byť od seba dostatočne vzdialené)	Vysoko presné stroje (bezvôľové pohonné systémy)	Vysoko presné stroje (bezvôľové pohonné systémy), ak sa má presúvať veľká hmota

Ozubenie môže byť priame, šikmé alebo šípové. Väčšinou sa používa ozubenie šikmé z dôvodu jeho plynulejšieho a dlhšieho záberu a tichšieho chodu. Avšak pri použití tohto typu ozubenia je potrebné brať ohľad na vznik axiálnej sily. Podobne ako pri guľôčkovej skrutke a matici je aj tu potrebné vymedzenie vôle (konkrétne medzi pastorkom hřebeňom) na zvýšenie tuhosti a presnosti posuvovej sústavy. Na vymedzenie vôle sa používa delený pastorok, dvojica pastorkov alebo metóda Master-Slave. [3]

Delený pastorok

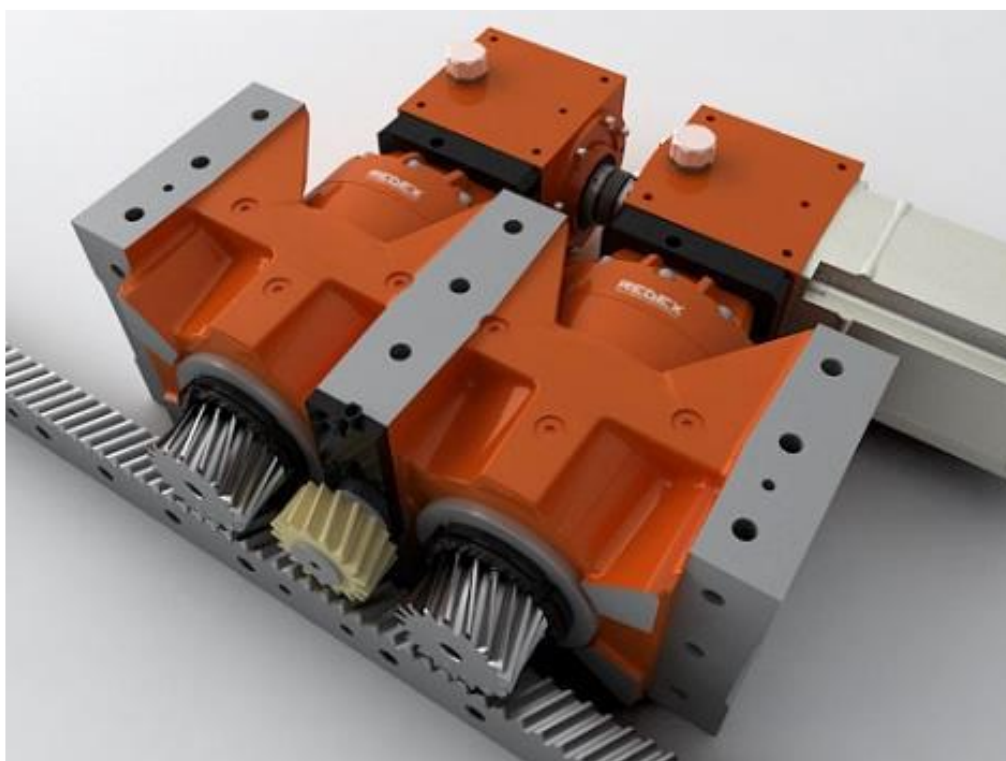
Tento spôsob predopnutia využíva pastorok, radiálne rozdelený na dva menšie pastorky (delený pastorok). Tieto dva pastorky sú voči sebe pootočené. Pri zdvihu je v zábere vždy len jedna polovica deleného pastorka, z čoho plynie nižšia účinnosť a únosnosť. Druhá polovica pastorka vymedzuje vôle. Nastavenie predpätia druhej polovice pastorka je plne nastaviteľné otočením sady axiálnych pružín na konci hriadeľa pastorka. Túto metódu je možné aplikovať aj posunutím dvoch hřebeňov voči sebe, do ktorých zaberá jeden pastorok. [9]



Obr. 11 Delený pastorok - mechanické predopnutie [REDEX]

Dvojica pastorkov

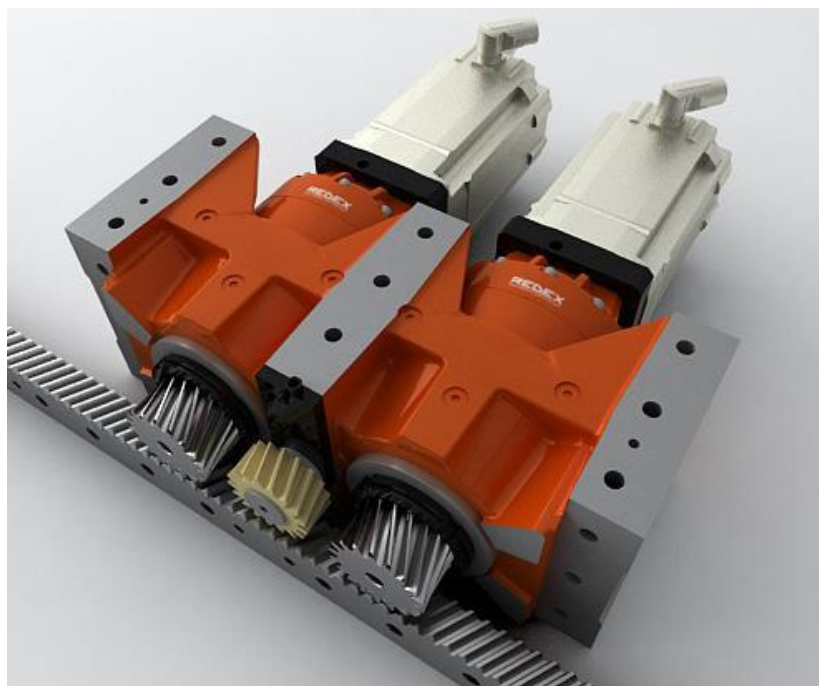
Tento spôsob predopnutia sa skladá z dvoch pastorkov a jedného spoločného motora. Každý pastorok je poháňaný cez vložnú prevodovku. Vymedzenie vôle je uskutočnené hydraulicky alebo pomocou mechanickej pružiny, ktorá je umiestnená medzi hnacími hriadeľmi. Predopnutie je vyvodzované neustále, hoci ho nie je vždy potrebné (rýchloposuv), čo môže mať zlý dopad na životnosť. [9]



Obr. 12 Dvojica pastorkov (monoblok) - mechanické predopnutie (pastorok uprostred slúži na mazanie) [REDEX]

Master-Slave

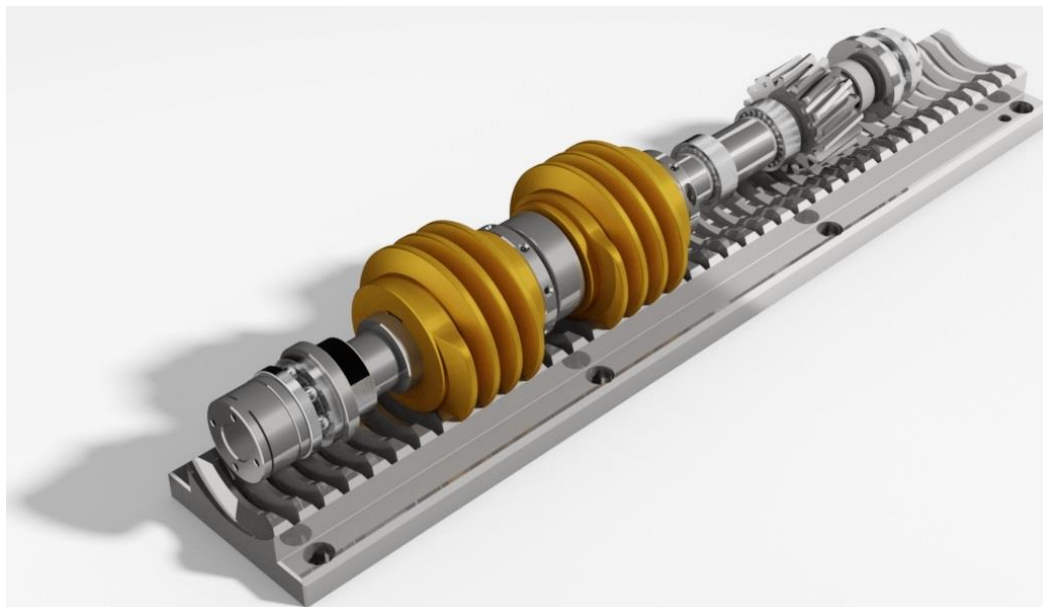
Jedná sa o metódu, kedy predopnutie je realizované elektricky. V posledných rokoch je jedna z najpoužívanejších. Spomínaná metóda sa skladá z dvoch pastorkov a dvoch servomotorov. Každý pastorok je poháňaný cez vloženú prevodovku svojím vlastným servomotorom. Jeden zo servomotorov je hlavný (tzv. Master) a vyvíja krútiaci moment, zatiaľ čo druhý zo servomotorov je závislý (tzv. Slave) a vymedzuje vôľu. Pri kľudovom režime (nulové vonkajšie zaťaženie) oba servomotory vyvíja rovnakú veľkosť krútiaceho momenty, akurát opačného znamienka. Pri vonkajšom zaťažení sa jeden z pohonov stane hlavný (Master) a druhý závislý (Slave). „Moment závislého motora porastie zo zápornej hodnoty, takže predpätie klesá pri určitej veľkosti až na nulu, a potom oba motory pôsobia v rovnakom zmysle“. Predpätie môžeme zrušiť pomocou riadiaceho systému a potom oba servomotory pôsobia v rovnakom zmysle (napr. pri rýchloposuve). K výhodám patrí vysoká presnosť polohovania a veľká tuhosť. [3], [9]



Obr. 13 Metóda Master-Slave (monoblok) - elektrické predopnutie [REDEX]

2.4.4 Šnek a šnekový hřebeň

Princíp hydrostatického závitovkového hrebeňa je možné využiť tam, kde je požadovaná vysoká hodnota prevodového pomeru. Využitie je pri posuvoch pracovných stolov pri veľkých obrábacích strojoch (napr. portálové frézky). Výhody: malé trenie a vysoká tuhosť. Princíp spočíva v privádzaní tlakového oleja do olejových vreciek na bokoch zubov šneku. Pohon šneku je uskutočnený motorom cez pastorok na hnacom hriadeli. Spätný odvod únikového oleja je realizovaný cez zberný žľab pod šnekom. [3]



Obr. 14 Šnek a šnekový hřebeň [WMW Heckert]

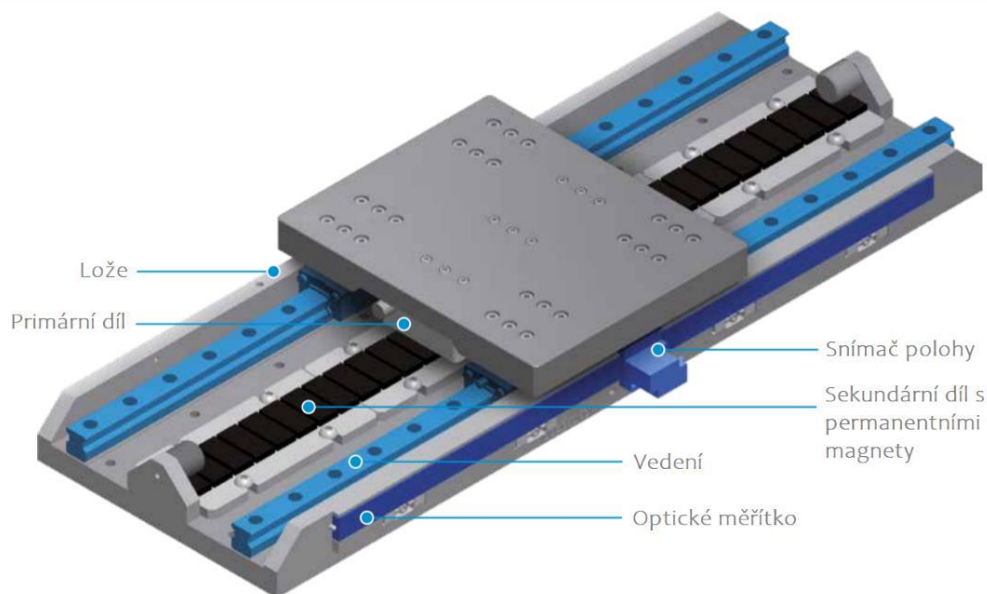
2.4.5 Lineárny motor

Jedná sa o synchronný alebo asynchronný motor s rozvinutým statorom a rotorom do roviny. Rovnaké elektromechanické princípy. Výstupom pri lineárnom motore je posuvová sila (pri rotačnom motore to bol krútiaci moment). Rovnaké ovládacie prvky a programové vybavenie, ako motor rotačný. Skladá sa z 2 častí. Kratšia časť (primárny diel, primár či jazdec), je tvorená trojfázovým vinutím, ktoré je uložené v drážkach magnetického obvodu z plechu. Dlhšia časť (základňa, sekundárny diel či sekundár) sa obvykle skladá z oceľovej podložky s nalepenými permanentnými magnetmi (na striedačku sever, juh). [3]

Dve konštrukčné riešenia:

- pevný sekundárny diel a pohyblivý kratší primárny diel
- pevný primárny diel a pohyblivý sekundárny diel

Väčšinou sa pohybuje primárny diel po dráhe zloženej z x-počtu sekundárnych dielov. Tu sa vyžaduje pohyblivý napájací kábel, kábel snímača polohy a prípadne aj prívod a odvod chladiacej kvapaliny. Tento kábel musí byť dostatočne pohyblivý a chránený proti mechanickému poškodeniu. Možnosť viacerých pohyblivých primárnych dielov, pohybujúcich sa nezávisle na sebe. [3]



Obr. 15 Lineárna os s využitím pohonu/posuvu lineárneho motora

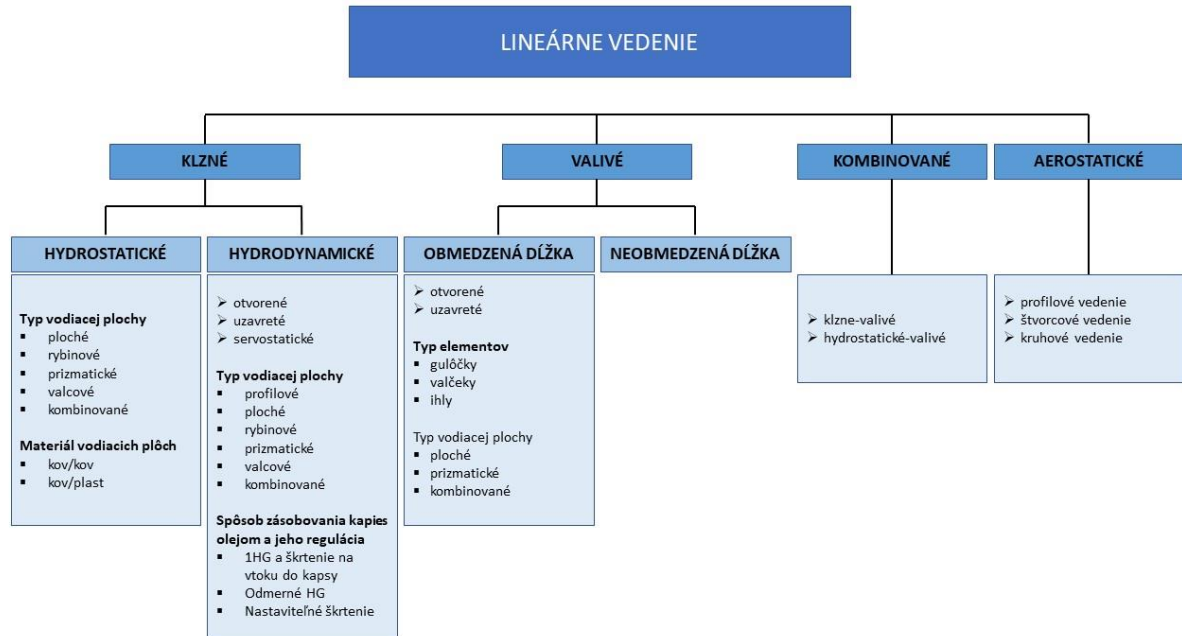
2.4.6 Porovnanie typov náhonových sústav

Tab. 3 Porovnanie typov náhonových sústav

Typ náhonu	Výhody	Nevýhody
Gul'ôčková skrutka	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Vložený prevod do pomala chráni pred vplyvom vonkajších síl ✓ Možnosť vývinu väčšej posuvovej sily (veľký prevod) ✓ Bez nutnosti chladenia ✓ Ekonomický pre malé zdvihy 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Dlhé skrutky sa skrúcajú a kmitajú – max. ekonomická dĺžka 6000 mm ▪ Vložený prevod spôsobuje zaťaženie zotrvačným momentom ▪ Menšia styková tuhosť ▪ Hlučnejší ako pastorok a hrebeň
Pastorok a hrebeň	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Vložený prevod do pomala chráni pred vplyvom vonkajších síl ✓ Väčšia styková tuhosť ✓ Nízka hlučnosť (šikmé zuby) ✓ Dlhodobá prevádzka vďaka el. predpätiu ✓ Jednoduchá údržba ✓ Bez nutnosti chladenia 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Vložený prevod spôsobuje zaťaženie zotrvačným momentom ▪ Pri veľkých rýchlostiach rozstrek maziva
Šnek a šnekový hrebeň	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Vložený prevod do pomala chráni pred vplyvom vonkajších síl ✓ Väčšia styková tuhosť 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Vložený prevod spôsobuje zaťaženie zotrvačným momentom ▪ Nutnosť udržiavania hydrostatického agregátu
Lineárny motor	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Dosiahnutie väčšieho zrýchlenia ✓ Odpadajú vložené prevody a ich chyby, prípadné netuhosti ✓ Úspora času pri častých zmenách rýchlosti ✓ Nízka hlučnosť 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Príťažlivé magnetické sily do vedenia ▪ Stroj je magnetický aj vo vypnutom stave ▪ Nutnosť prídavného chladenia ▪ Nutnosť kvalitnejšieho odmeriavania ▪ Vývin menšej posuvovej rýchlosti ▪ Nutnosť prachotesného krytu ▪ Možnosť pádu u zvislej osi – nutnosť brdy ▪ Nutné kvalitné filtre pre reguláciu ▪ Pri mlých rýchlostiach vývin tepla

2.4.7 Vedenie

Jedná sa o sústavu plôch, na ktorých dochádza k styku pohyblivej časti (napr. suport, stôl, sane, pinola) s nepohyblivou (napr. lôžka). Vedenie sa pohybuje po geometricky presnej dráhe. Druhy vedení uplatňovaných v konštrukcii CNC strojov je možné vidieť na obrázku . [2]



Obr. 16 Druhy lineárnych vedení v stavbe a konštrukcii CNC obrábacích strojov [2]

Pri konštrukcii CNC strojov kladieme na vodiace plochy nasledujúce požiadavky: [2]

- Vedenie musí mať vysokú dynamickú a statickú tuhosť.
- Vedenie musí byť vyrobené s takou geometrickou presnosťou dráh, aby zodpovedali požiadavkám presnosti práce daného stroja.
- Dlhá životnosť presnosti vedenia.
- Pri opotrebovaní musí byť možnosť vymedzenia vzniknutej vôle
- Dobrá akosť povrchu.
- Dobrá ochrana proti preniknutiu triesok, prachu a iných nečistôt, ktoré by mali negatívny vplyv na kvalitu vodiacej plochy.
- Dobré mazanie pre minimalizovanie opotrebovania a strát pohybu.
- Vhodný profil/tvar zaručujúci dobré vedenie o 1° voľnosti a dobrý prenos síl medzi.

Hydrodynamické vedenie

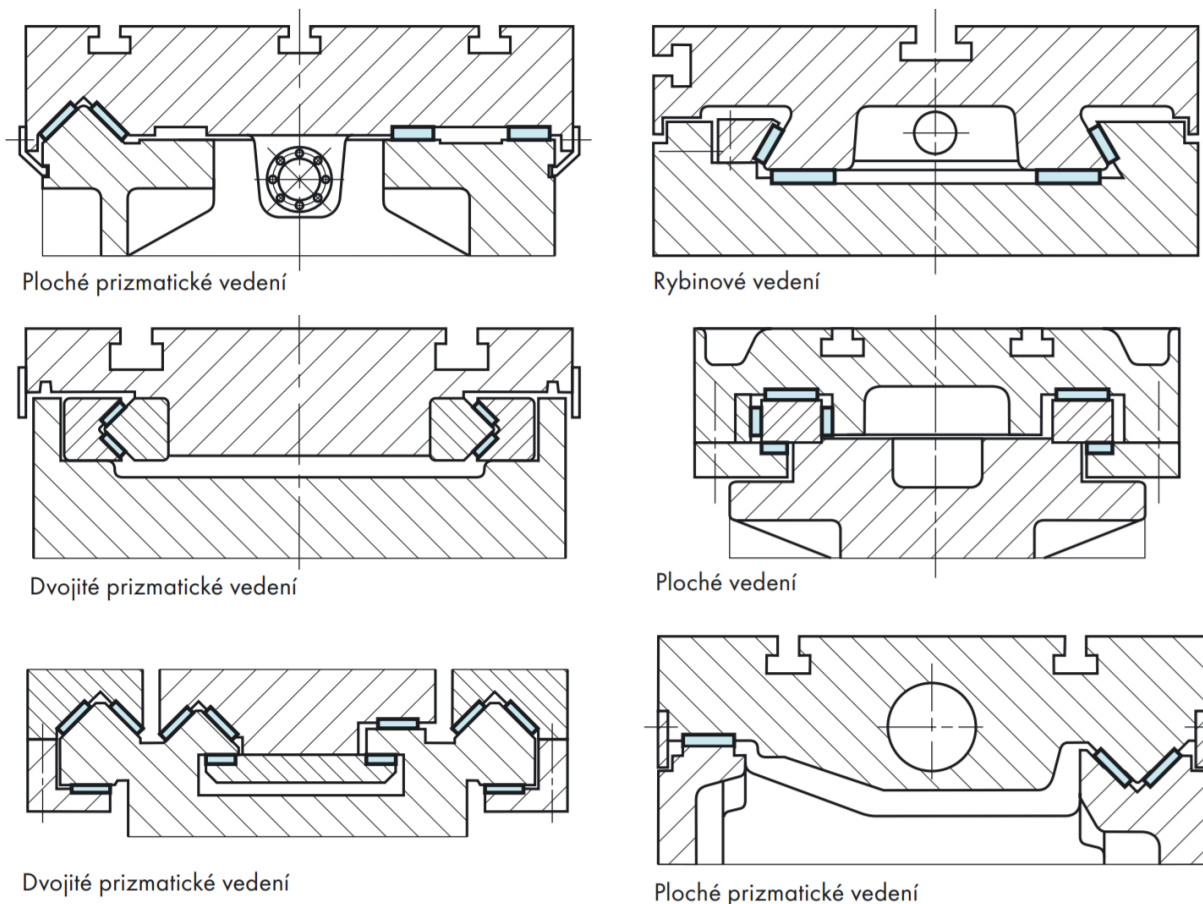
Hydrodynamické vedenie môžeme podľa tvaru prierezu rozdeliť na hranoly trojboké, štvorboké a valcové. [2]

Hlavnou nevýhodou tohto vedenia je nestabilita pohybu, ktorá sa prejavuje:

- nerovnomerným trhavým pohybom - zhoršenie kvality obrobeného návrhu
- necitlivosť – menej presné polohovanie nástroja voči obrobku.

Nestabilita pohybu je spôsobená nelineárnou závislosťou rýchlosti a súčiniteľa trenia. Jednoducho povedané: Aby sme prekonalí súčiniteľ trenia za pokoja (trečí odpor), musíme vynaložiť určitú posuvovú silu. Akonáhle sa sane dajú do pohybu súčiniteľ trenia prudko klesá (na hodnotu trenia za pohybu) a tým aj trečí odpor. V tomto okamihu vynaložená posuvová sila je väčšia ako trečí odpor a vzniká zrýchľujúca sila. Jej účinkom je náhle zrýchlenie a tým sane poskoča. Trhavý pohyb je následkom kombinácií poklesu súčiniteľa trenia a poddajnosti posuvovej sústavy. [10]

Pri obrábacích strojoch sa používajú alebo sa nejakou svojou výhodou osvedčili hydrodynamické vedenia valcové, prizmatické, rybinové, ploché a kombinované. Valcové vedenie je veľmi vhodné na vedenie pinoly koníka u sústruhov a pinoly vretena u frézok a vrtačiek. Prizmatické vedenie sa používa na vedenie saní a koníka na lôžku sústruhu. Toto vedenie zachytáva radiálne sily a obmedzene aj axiálne sily. Rybinové vedenie sa využíva pri supporte a vedení saní. Zachytáva vodorovné aj zvislé zaťaženie. Ploché vedenie je ideálne na zachytávanie veľkých síl i momentov. Najčastejšie sa vyskytuje pri veľkých obrábacích strojoch. Kombinované vedenie sa pri obrábacích strojoch najčastejšie používa vo variante: kombinované vedenie prizmatické a ploché. Vymedzovanie bočnej vôle nie je potrebné.



Obr. 17 Príklady kombinácie hydrodynamických vedení [Trelleborg]

Voľba materiálu vodiacich plôch je pri konštrukcii hydrodynamického vedenia dôležitá. Vedenie je vyrobené s určitou presnosťou. Vhodnou kombináciou materiálu vodiacich plôch môžeme túto presnosť zvýšiť a predĺžiť životnosť. Často používanými materiálmi sú kalená oceľ, šedá liatina či kalená šedá liatina a umelé hmoty. Odolnosť vodiacich plôch voči opotrebovaniu závisí na mnohých faktoroch. Hlavné z nich sú fyz-chem. vlastnosti materiálu vedenia, chemické zloženie a drsnosť vodiacich plôch. Pokiaľ majú obe vodiace plochy rovnakú tvrdosť, môžu sa zadierať, najmä pri vyšších merných tlakoch a nízkych rýchlostiach posuvu. Ak majú rozdielnú tvrdosť, opotrebovávajú sa menej. Z tohto dôvodu sa volí kombinácia mäkkého a tvrdšieho materiálu. Dlhšie vodiace plochy sú tvrdšie (napr. vodiace plochy lôžka) ako plochy pri supporte. Vodiaca plocha lôžka býva opotrebovávaná na miestach pohybu supportu, teda nerovnomerne. Z tohto dôvodu býva vodiaca plocha delená pre support a koník. Každopádne dôležité je zamedzenie prístupu nečistôt, triesok a pod. na vodiace plochy. [2]

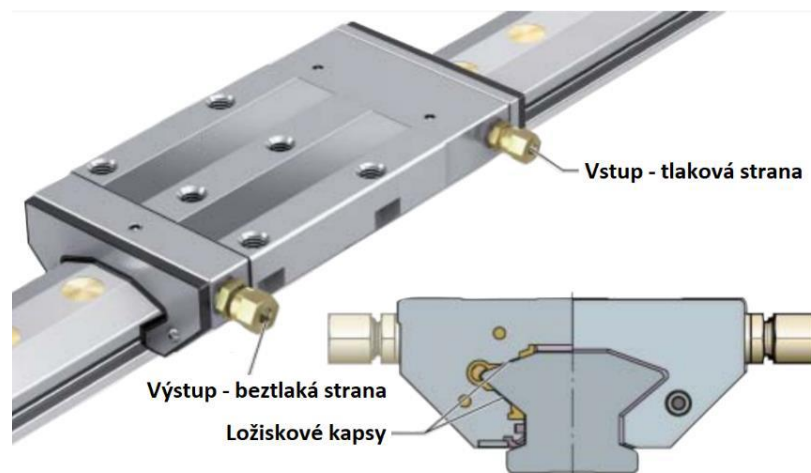
Moderným a pomerne rozšíreným materiálom je riešenie hydrodynamického vedenia od firmy Ewellix (bývalý SKF Motion) - termoplastický materiál Turcite®-B. Medzi jeho prednosti patrí: nízke trenie (0,022 ÷ 0,055) bez trhavých pohybů, najmä pri nízkych rýchlostiach; odolnosť proti opotrebovaniu, čo vedie k dlhej životnosti; odolnosť proti agresívnym chladiacim kvapalinám, vlhkosti a nečistotám.

Hydrostatické vedenie

Hydrostatické vedenie funguje na princípe kvapalinového trenia. Toto trenie je niekoľkonásobne menšie ako „suché trenie/klasické trenie“. Tlakový olej je dodávaný medzi vodiace plochy. Hydrostatické vedenie pozostáva z najmenej z troch ložiskových káps. Jedna z vodiacich plôch obsahuje tieto kapsy a druhá z plôch je úplne hladká. [2]

Výhody: malý súčiniteľ trenia; lepšie tlmenie vibrácií ako vedenie hydrodynamické; takmer žiadne opotrebenie; veľká tuhosť vedenia.

Nevýhody: riešenie spätného odtoku/odberu kvapaliny; vysoká tuhosť častí vedenia; komplikovaná konštrukcia; dôkladná filtrácia oleja; nákladné obstaranie a prevádzka. Vedenie môžeme rozdeliť podľa spôsobu dopravy a regulácie kvapaliny. [2]

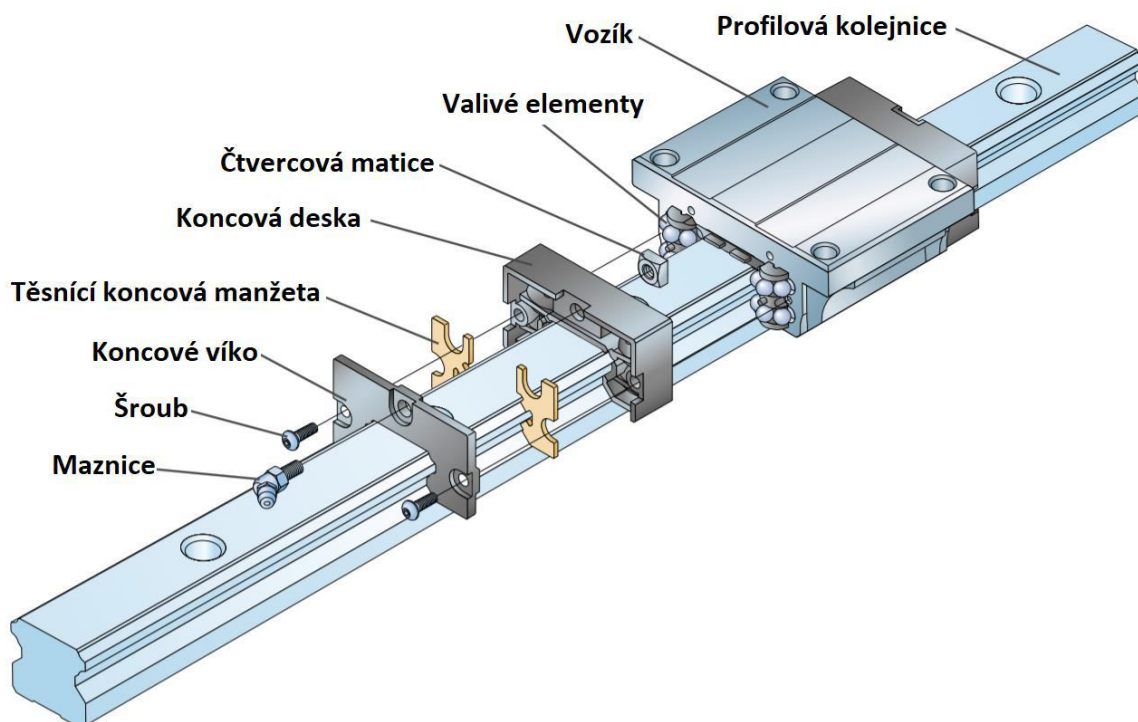


Obr. 18 Hydrostatické vedenie [Schaeffler]

Valivé vedenie

Valivé vedenia sú v dnešnej dobe tými najrozšírenejšími, najmä pri presných strojoch. Svoje postavenie dosiahlo vďaka svojim výhodám, medzi ktoré patrí: malý súčiniteľ trenia (0,01 ÷ 0,03), čo má za následok elimináciu trhavých pohybov pri nízkych rýchlostiach pohybu; možnosť predopnutia; malé opotrebenie, čo vedie k dlhej životnosti; veľká presnosť pri malých rýchlostiach pohybu. Medzi nevýhody patrí: náročná výroba; vyššia cena; zlé tlmenie vibrácií. Podobne ako pri valivých ložiskách sa prenos pohybu realizuje pomocou valivých elementov, ktorými môžu byť guľičky, ihly alebo valčeky. [3]

Najčastejšie zo skupiny valivých vedení sa používa vedenie s nekonečnou dĺžkou zdvihu, kde sa vozík môže pohybovať po celej dĺžke lôžka, respektíve koľajnice. Hlavným prvkom umožňujúcim neobmedzenú dĺžku zdvihu sú recirkulačné jednotky - valivé hniezda (bloky, vozíky). Koľajnica je tu teoreticky jediným obmedzujúcim parametrom posuvu. Princíp spočíva v obehú konečného počtu valivých elementov (guľičky alebo valčeky) po dráhe v telese hniezda a na koľajnici. Recirkulačné jednotky môžeme rozdeliť na valivé bloky, profilové vedenia a kruhové vedenia. Koľajnice či vozík sa pripevňujú opretím o referenčnú hranu. Medzi výhody profilového vedenia patria: bezvôlový chod; presnosť polohovania; jednoduchá inštalácia; veľké posuvové rýchlosti; pri správnom predpätí minimálna pružná deformácia. Na druhej strane ako nevýhody je možné uviesť: pri veľkých zaťaženiach treba voliť väčší počet vozíkov s koľajnicami alebo širší profil koľajnice. [3]

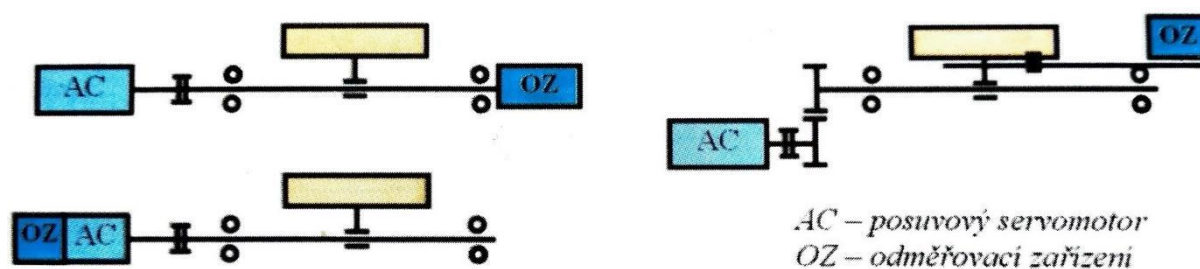


Obr. 19 Valivé profilové vedenie [Ewellix]

2.4.8 Odmeriavanie polohy

Na odmeriavanie sa používajú snímače polohy. Snímače polohy sú veľmi dôležitým prvkom na presné polohovanie osí a celého stroja. Základným prvkom odmeriavania je inkrement, čo je najmenšia rozlíšiteľná dĺžková miera. [3]

Podľa spôsobu snímania polohy môžeme rozlíšiť na priame a nepriame. Pri priamom odmeriavaní je snímač/jazdec pripojený na posuvovú časť osi a sníma polohu na pravítku. Nepriamy spôsob odmeriavania pracuje s rotačným odmeriavacím snímačom buď napojeným na konci guľôčkovej skrutky alebo zabudovaným v servomotore. Nevýhodou priameho odmeriavania je jeho krytovanie, ktoré nie je jednoduché. Avšak výhodou je presnosť, ktorá je vyššia ako u odmeriavania nepriameho. [3]



Obr. 20 Spôsob snímania polohy priamo (vpravo), nepriame (vľavo) [3]

Podľa druhu získanej informácie o polohe je možné deliť odmeriavacie zariadenia na inkrementálne alebo absolútne. Inkrementálne (prírastkové) odmeriavanie po vypnutí stroja alebo výpadku elektriny v sebe neukladá informáciu o polohe posuvovej časti (osi). Pokiaľ táto situácia nastane, stroje sa po zapnutí musia referovať - nabehnúť do referenčného bodu, čo v niektorých situáciách môže byť veľká vzdialenosť. Riešením sú pravítka „s referenčnou značkou v kódovaných rozstupoch“. Referenčná značka teda vyznačuje absolútnu polohu. Naopak absolútne odmeriavanie si informáciu o aktuálnej polohe uchováva, teda po výpadku či vypnutí stroja nemusíme referovať. [3]

Podľa druhu odmeriavacieho signálu môžeme ďalej rozdeliť snímače na: [3]

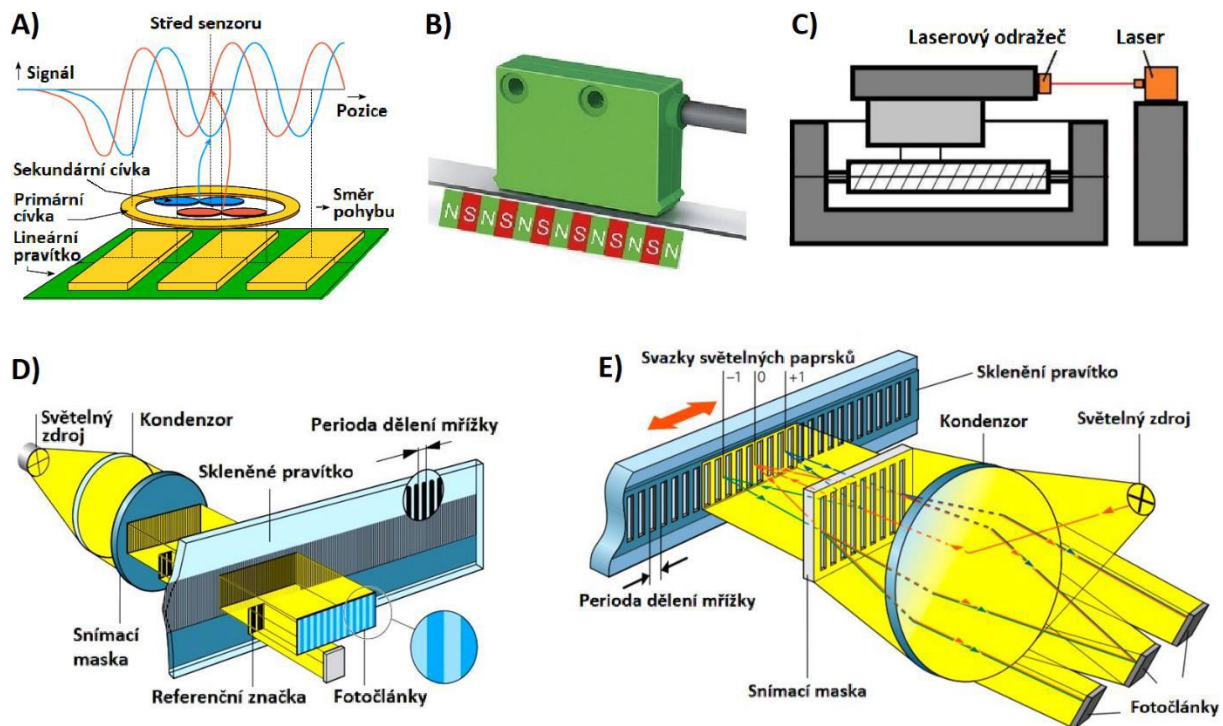
Indukčný: Pracuje na princípe fázového posuvu. Pre posuv to je indukotosyn a pre rotáciu selsyn/revolver.

Magnetický: Funguje na princípe zmeny polarita magnetického poľa. Pravítko je z magneticky tvrdého materiálu, kde stupnica je tvorená permanentnými magnetmi. Na striedačku severný a južný pól.

Fotoelektrický: Práca spočíva v snímaní jemných rastrov. Tento druh odmeriavania môžeme ešte rozdeliť na prepúšťací spôsob (pravítko tvorené ryskami neprepúšťajúce svetlo) a reflexný spôsob (pravítko tvorené ryskami odrážajúce svetlo).

Interferenčné: Tento spôsob je založený na ohybe a interferencii svetelného toku.

Laserový: Základom pre tento spôsob odmeriavania je princíp laserového Dopplerovho metra. Výhodu môžeme vidieť vo veľkom rozlíšení, presnosti a tiež kombináciu s lineárnymi motormi. Naopak nevýhodou je krytovanie zdroja z dôvodu prerušenia lúča nečistotami.



Obr. 21 Prehľad snímačov podľa druhu odmeriavacieho signálu A – indukčný, B-
 magnetický, C- laserový, D-fotoelektrický, E-interferenčný

2.5 Mechanické charakteristiky obrábacieho stroja

*Táto kapitola je z veľkej časti prebraná zo zdroja [4], konkrétne kapitola 5.1 Mechanické prevádzkové charakteristiky obrábacieho stroja. Vzhľadom k tomu, že som autorom tejto kapitoly, ktorá vznikla práve v nadväznosti na tému tejto práce, nebudem u vlastného textu a ilustrácií uvádzať citáciu (autocitáciu).

2.5.1 Kinematická konfigurácia

Prvý krok pri návrhu stroja, ktorý výrazne ovplyvní prevádzkové mechanické vlastnosti stroja je voľba a optimalizácia kinematického reťazca. V úvodnej fáze, pri voľbe správnej kinematickej konfigurácie je dôležitá definícia hlavných parametrov typických obrábaných súčastí. Tieto parametre reflektujú predstavy zákazníka o veľkosti vyrábaných súčiastok, požadovanej produktivite stroja, presnosti stroja a v neposlednom rade zohráva úlohu aj ekonomická stránka. Po vyhodnotení multikriteriálnej analýzy, prípadne na základe skúseností je možné definovať potrebnú kinematiku stroja a následne môžu byť stanovené základné parametre obrábacieho stroja – maximálna veľkosť pracovného priestoru, hlavné zástavbové rozmery stroja, maximálne pojazdy v jednotlivých pracovných osách, rýchlosti a zrýchlenia pohybujúcich sa častí.

Uvedené parametre sú optimalizované väčšinou s využitím CAD systémov, v ktorých dokáže konštruktér vizualizovať a schematicky zobrazovať základné rozmery stroja, maximálne pojazdy a odhalí i prípadné kolízie pohybujúcich sa častí. Výsledkom kinematickej analýzy môže byť tiež rozhodnutie o konfigurácii rotačnej osi s ohľadom na obrábanú súčiastku. Niekedy je možné prostredníctvom modelu predbežne stanoviť aj hmotnosti a momenty zotrvačnosti jednotlivých pohybových častí tak, aby bolo možné dosiahnuť požadovaných rýchlostí a zrýchlení. Zvýšený dôraz na rozbor kinematiky je potrebné klásť u strojov s paralelnou kinematickou konfiguráciou, kde i malé odchýlky v rozmeroch hlavných častí stroja vedú k výraznej zmene rozmerov a tvaru pracovného priestoru stroja.



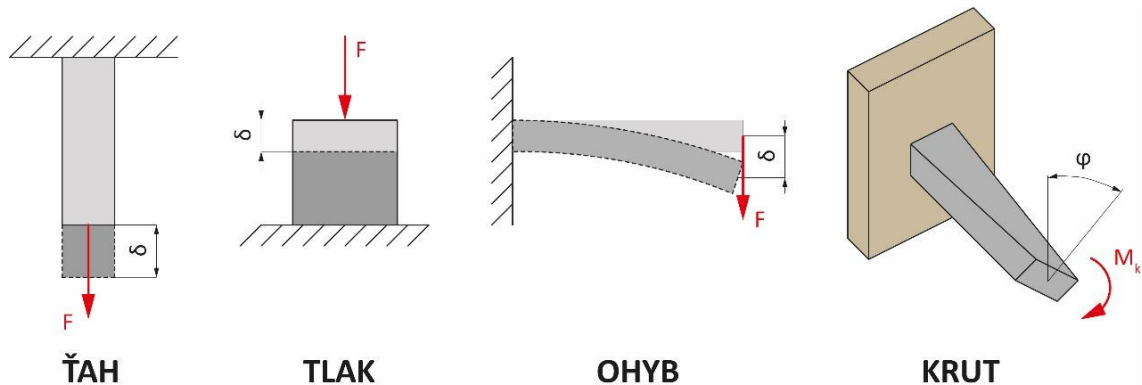
Obr. 22 Kinematická schéma portálového obrábacieho stroja [TOS Kuřim]

2.5.2 Statická tuhosť

V dôsledku rezného procesu vznikajú pri interakcii nástroja s obrobkom rezné sily. Pôsobením rezných síl dochádza k zmene relatívnej polohy reznej časti nástroja (TCP – tool centre point) voči obrobku, a tým pádom k znižovaniu pracovnej presnosti stroja a finálnej presnosti rozmeru a tvaru obrobku. Parameter, ktorý vyjadruje schopnosť stroja odolávať deformáciám sa nazýva statická tuhosť, ktorá je definovaná ako pomer medzi zaťažujúcou silou a deformáciou pri statickom (kvazi-statickom) zaťažení.

Na relatívnu zmenu polohy nástroja voči obrobku majú veľký vplyv taktiež sily vyvolané hmotnosťou jednotlivých častí stroja a obrobku, resp. ich premiestňovaním. Napríklad pri posuve vretenníku so saňami po priečniku portálového obrábacieho centra sa mení priehyb priečniku pôsobením gravitačného zrýchlenia na jednotlivé časti sústavy.

Podľa charakteru zaťažujúcej sily rozlišujeme 4 druhy zaťaženia súčastí (skupín) stroja a tomu odpovedajúce typy statickej tuhosti – ťah, tlak, ohyb a krut. [2]



Obr. 23 Druhy statickej tuhosti

Deformácie spôsobené šmykom sú obvykle zanedbateľné. Taktiež vzhľadom k rozmerovej a tvarovej robustnosti a charakteru zaťaženia sa väčšinou namáhanie spôsobené ťahom a tlakom neuvažuje. Najčastejšie uvažujeme dva základné druhy tuhosti:

- Tuhosť v posunutí – pomer medzi silou a posunutím
- Tuhosť v natočení – pomer medzi momentom a natočením

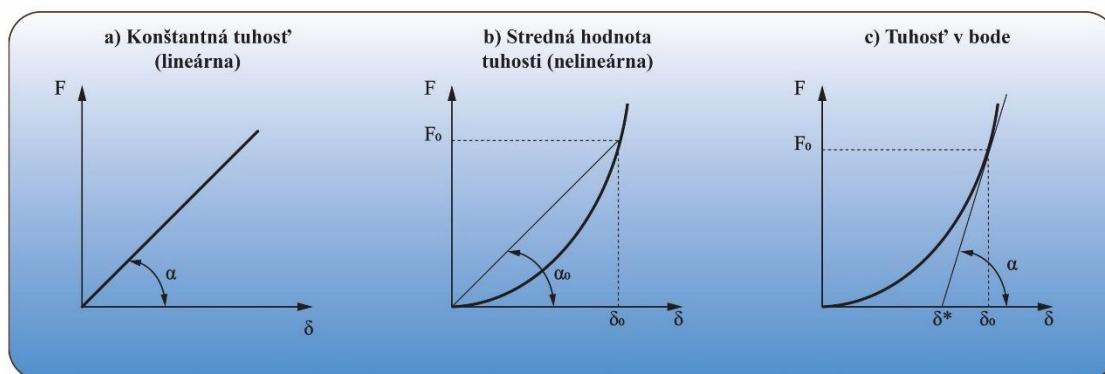
$$k = \frac{F}{\delta} [N \mu m^{-1}] \quad 5.1.1$$

$$s_k = \frac{M}{\varphi} [Nm \text{ rad}^{-1}] \quad 5.1.2$$

Statickú tuhosť je možné určiť samostatne pre každú časť stroja – dielčia tuhosť (napr. tuhosť stojanu stroja, tuhosť samostatného vretena atď.) alebo sa tuhosť stanovuje pre celú sústavu súčastí dohromady spojených – celková tuhosť (napr. tuhosť celého suportu, tuhosť celého stroja pri pôsobení sily na nástroj...) V prípade, že vyhodnocujeme tuhosť stroja voči základu hovoríme o absolútnej tuhosti, v prípade deformácie dvoch súčastí voči sebe (napr. deformácia v mieste nástroja voči upínacej doske) definujeme tuhosť relatívnu. [2]

Pri stanovovaní statickej tuhosti sa využívajú definície podľa obr. č.11 v závislosti na mechanických podmienkach [2]:

- Tuhosť je konštantná v celom rozsahu zaťažovania – vyskytuje sa veľmi zriedka, väčšinou len pre samostatné diely, ktorých materiálové charakteristiky podliehajú Hookovmu zákonu.
- Tuhosť nie je konštantná a pre určenie sa využíva aproximácia lineárnou funkciou, resp. stanovenie strednej hodnoty v zvolenom rozsahu
- Tuhosť nie je konštantná a pre určenie tuhosti v konkrétnom bode sa využije derivácia funkcie v zvolenom bode



$$k = \frac{F}{\delta} = \operatorname{tg} \alpha$$

$$k = \frac{F_0}{\delta_0} = \operatorname{tg} \alpha_0$$

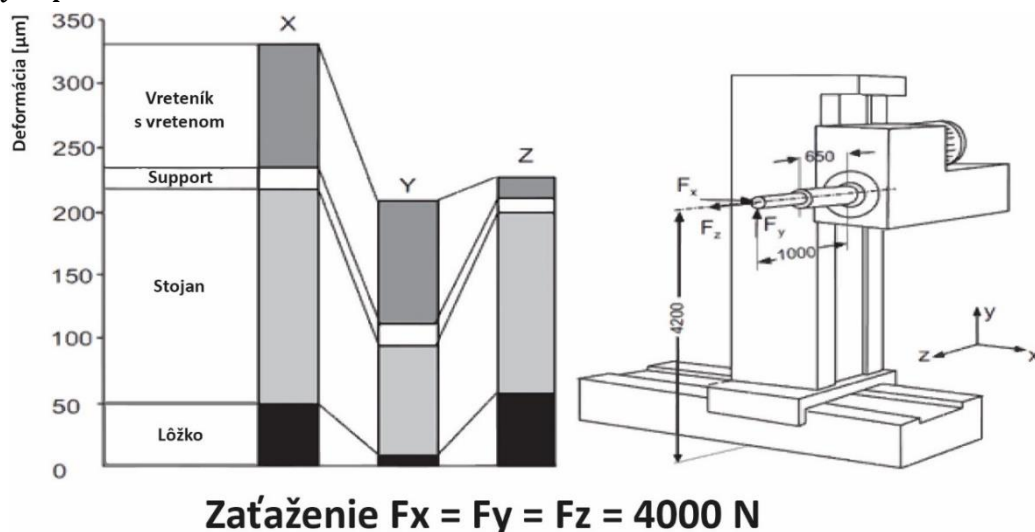
$$k = \frac{dF}{d\delta} = \frac{F_0}{\delta_0 - \delta^*}$$

Obr. 24 Definície statickej tuhosti

Niekedy je výhodné zaviesť pojem poddajnosť, čo je prevrátená hodnota tuhosti. Podľa spôsobu zaťaženia rozoznávame poddajnosť statickú a dynamickú. Dynamická poddajnosť sa označuje ako receptancia.

$$c = \frac{1}{k} = \frac{\delta}{F} \quad [\mu\text{m N}^{-1}]$$

5.1.3



Obr. 25 Podiel jednotlivých častí stroja na celkovej tuhosti

Obrábací stroj predstavuje systém mnohých prvkov, ktoré sú navzájom prepojené pružnými väzbami. Analýzou statickej tuhosti sa zisťuje vplyv jednotlivých prvkov na celkovú tuhosť stroja, kedy zaťažujúca sila pôsobí na nástroj (TCP). Je zrejmé, že len dobrá tuhosť všetkých prvkov v reťazci je podmienkou pre dobrú tuhosť celého stroja. Pre zjednodušenie vo výpočtových analýzach je možné celý systém stroja vyjadriť ako sústavu sériovo a paralelne usporiadaných pružín. Z toho vyplýva dôležitý záver, že celý stroja je poddajnejší než najmenej tuhý prvok v silovom reťazci. [2]

Pri sériovom usporiadaní prvkov je celková deformácia daná súčtom dielčích deformácií.

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

Výsledná poddajnosť je daná algebrickým súčtom dielčích poddajností. Celková tuhosť sústavy je potom definovaná vzťahom 5.1.6.

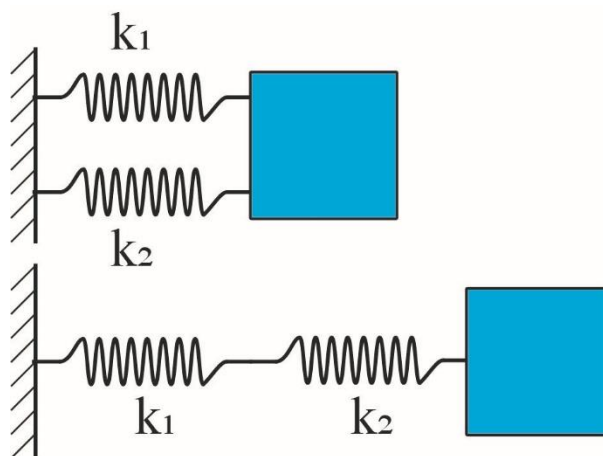
$$c = c_1 + c_2 + \dots + c_n = \sum_{i=1}^n c_i \quad 2$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i} \quad 3$$

Pri paralelnom usporiadaní je výsledná tuhosť daná súčtom dielčích tuhostí a výslednú poddajnosť určuje vzťah 5.2.8.

$$k = k_1 + k_2 + \dots + k_n = \sum_{i=1}^n k_i \quad 4$$

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \dots + \frac{1}{c_n} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{c_i} \quad 5$$



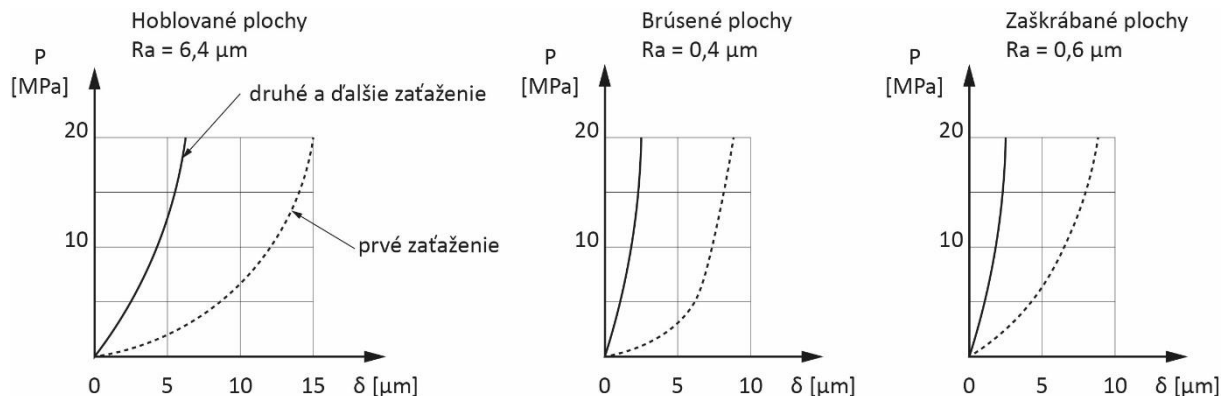
Obr. 26 Paralelné a sériové spojenie pružných elementov

Bolo zistené, že na výslednej tuhosti stroja sa významnou mierou podieľajú deformácie stykov, ktoré sú spôsobené jednak mikro nerovnosťami povrchu po obrábaní súčiastky a jednak makro nerovnosťami stykových plôch, ktoré sú dané tvarovými a geometrickými nepresnosťami.

Styková tuhosť je definovaná ako pomer medzi menovitým merným tlakom v stykových plochách a deformáciou povrchových vrstiev v mieste styku v smere normály sily.

$$k_{styk} = \frac{p}{\delta} \quad [Nmm^{-3}] \quad 6$$

Deformácie výstupkov povrchových mikronerovností sa skladajú z nepružných a pružných. Pri prvom zaťažovaní prevládajú deformácie nepružné, pri druhom a ďalšom zaťažovaní pružné deformácie. Pri prvom zaťažovaní vzniká teda určité spevnenie povrchových vrstiev, čím sa styková tuhosť zvyšuje. Deformácie makronerovností sú len pružné.

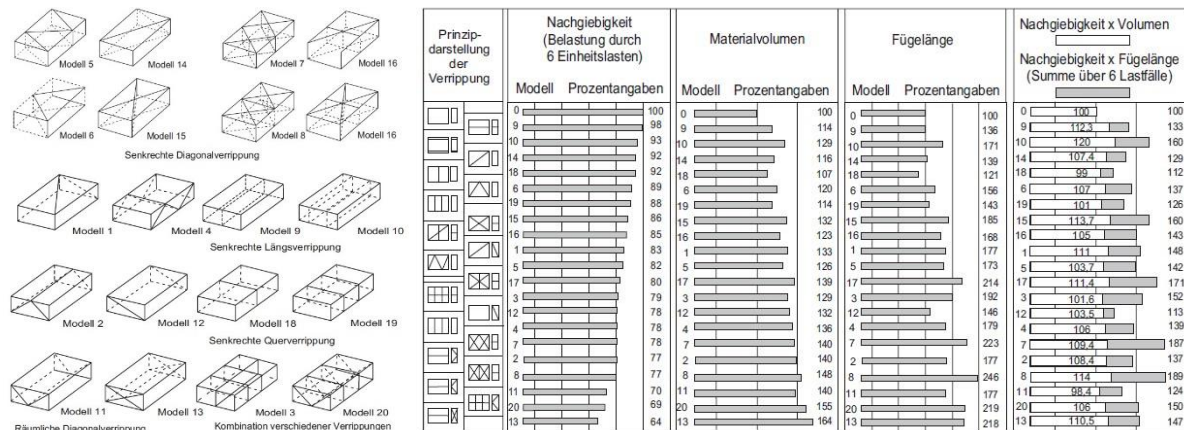


Obr. 27 Charakteristiky stykovej tuhosti pre rôzne druhy obrábaných plôch [2]

Každé spojenie dvoch súčiastok sa deformuje v dôsledku poddajnosti spojovacích súčastí (skrutiek, klinov a pod.) a poddajnosti styku. Pri montáži je medzi spojovacími prvkami a spojenými súčiastkami vyvolané určité predpätie. Typ namáhania môže byť rôzny (ťah, tlak, šmyk). Typickým predstaviteľom je tuhosť skrutkového spoja. [2]

Statická tuhosť je spravidla určujúcim kritériom pre konštrukciu jednotlivých uzlov a súčiastok obrábacieho stroja. Táto veličina je veľmi jednoducho pochopiteľná pre väčšinu konštruktérov aj bez potreby hlbších matematických vedomostí. Deformácie stroja nie je možné úplne potlačiť, ale vhodnou voľbou dielčích tuhostí jednotlivých častí stroja je možné celkovú tuhosť stroja udržať v medziach daných požiadavkami na finálnu tvarovú a rozmerovú presnosť obrobku. Statická tuhosť výrazne ovplyvňuje aj dynamické deje a má vplyv na kmitanie obrábacieho stroja, resp. na dynamickú tuhosť stroja, o ktorej je pojednané v ďalšej kapitole.

Nosná štruktúra obrábacieho stroja má významný vplyv na deformácie pri obrábaní. Pri návrhu musí konštruktér rešpektovať rôzne hľadiská, ktoré ovplyvňujú statickú tuhosť stroja. Jedná sa primárne o správnu voľbu materiálu, vhodné riešenie topológie jednotlivých dielov a v neposlednej rade aj dobré spojenie častí sústavy. V oblasti materiálov je možné využiť tradičné kovové materiály – oceľ, liatina, oceľoliatina. V prípade inovatívneho a progresívneho zmýšľania vývojového tímu je možné využiť moderné materiály ktoré svojimi parametrami výrazne prevyšujú tie konvenčné. Do tejto skupiny patria napríklad betóny, žuly, kompozitné materiály, penové výplne atď.



Obr. 28 Teoretické možnosti topológie lôžka obrábacieho stroja [12]

Časti nosnej sústavy musia prenášať rôzne druhy zaťaženia, obzvlášť ohyb a krut. Vhodným podkladom pre konštrukciu môžu byť v úvodnej etape návrhu aj teoretické možnosti rebrovania dané matematickými modelmi a skúsenosťami z praxe. Príklad možnosti topológie rebier lôžok obrábacieho stroja s ohľadom na tuhosť a hmotnosť je uvedený na obr. 28

2.5.3 Kmitanie v obrábacích strojoch

Kmitanie, oscilácie je možné nájsť všade okolo nás, všetko sa hýbe tam a späť. Niekedy je tento pohyb priaznivý, ale často môže byť nebezpečný. Zle navrhnuté mostové konštrukcie sa môžu vplyvom vetra rozkmitať podobne ako budovy pri zemetrasení – následky sú tragické. V obrábacích strojoch sa taktiež stretávame so škodlivým kmitaním, ktoré síce nevedie ku katastrofálnym haváriám, ale výrazným spôsobom zasahuje priamo do pracovného procesu. Kmitanie ovplyvňuje kvalitu povrchu obrábanej súčasti, znižuje trvanlivosť nástrojov a je zdrojom nežiadúceho hluku. Niekedy dosiahne takej intenzity, že znemožňuje obrábanie pri požadovaných podmienkach a tým pádom ovplyvňuje aj produktivitu práce. V extrémnych prípadoch môže prísť až k úplnému zastaveniu nástroja v reze a musí prísť k prerušeniu rezného procesu.

Konštruktéri a vývojoví inžinieri sa musia vysporiadať s vibráciami pri návrhu množstva strojných zariadení, obrábacích strojov obzvlášť. V obrábacích strojoch z fyzikálneho hľadiska rozoznávame tri typy kmitania:

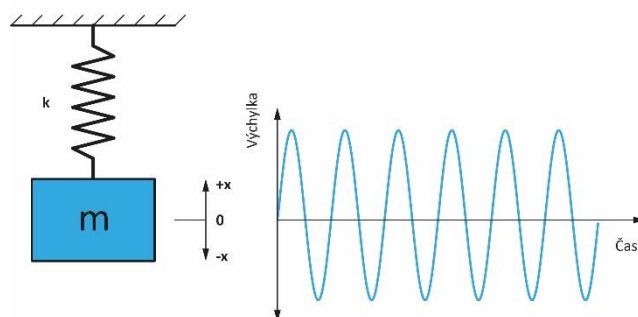
- **Voľné kmitanie**
- **Vynútené kmitanie** – kmity sú budené periodicky sa opakujúcou silou (nevyvážené rotujúce hmoty, chybné prevody, prerušovaný rez...), ktoré vznikajú vo vnútri stroja alebo sa môžu prenášať z okolia
- **Samobudené kmitanie** – vzniká procesmi, ktoré ovplyvňujú vlastný stroj (napr. rezný proces)

Z praktického hľadiska sú všetky tri typy kmitania rovnako dôležité, pretože ovplyvňujú finálny produkt. Akokoľvek voľné a vynútené kmity sú pomerne jednoducho fyzikálne vysvetliteľné a ich praktické odstránenie nie je v dnešnej dobe nijak náročné. Opačný prípad nastáva v prípade samobudeného kmitania, v anglickej literatúre známeho pod pojmom „chatter“, ktorého fyzikálny popis je mimoriadne komplikovaný a praktické i teoretické riešenie uvedeného problému je stále predmetom bádania.

Kmitanie – matematický popis

Pre názornosť a jednoduchosť je zvolený dynamický systém s jedným stupňom voľnosti, pre riešenie problému samobudených kmitov je potreba systém s minimálne dvomi stupňami voľnosti (systém s viac stupňami voľnosti je náročný na matematický popis presahujúci rámec tejto publikácie).

A. Voľné netlmené kmitanie



Obr. 29 Fyzikálny model voľného netlmeného kmitania

Kmitavý systém s jedným stupňom voľnosti je tvorený hmotou **m**, pripevnenou na nehmotnej pružine s tuhosťou **k**. Rozoznávame voľné tlmené a netlmené kmitanie. Pri vychýlení uvoľnení hmoty dochádza k oscilačnému pohybu okolo rovnovážnej polohy. Voľné netlmené kmitanie pre sústavu s jedným stupňom voľnosti je možné vyjadriť pohybovou diferenciálnou rovnicou

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = 0 \quad 7$$

Po vydelení rovnice hmotnosťou **m** dostávame

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \frac{k}{m}x = 0 \quad 8$$

Pomer **k/m** môžeme označiť ako

$$\omega^2 = \frac{k}{m} \quad 9$$

A následne pohybovú rovnicu 8 prepíšeme rovnicu v tvare

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2x = 0 \quad 10$$

Matematickým riešením diferenciálnej rovnice dostaneme známu rovnicu pre harmonický pohyb

$$x(t) = A \cos(\omega t + \varphi) \quad 11$$

Pre rýchlosť a zrýchlenie platí

$$v = \frac{dx}{dt} = -\omega A \sin(\omega t + \varphi) \quad 12$$

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 A \cos(\omega t + \varphi) \quad 13$$

Konštanta ω sa nazýva uhlová frekvencia a konštanta ϕ vyjadruje fázové posunutie.

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [s^{-1}; rad.s^{-1}] \quad 14$$

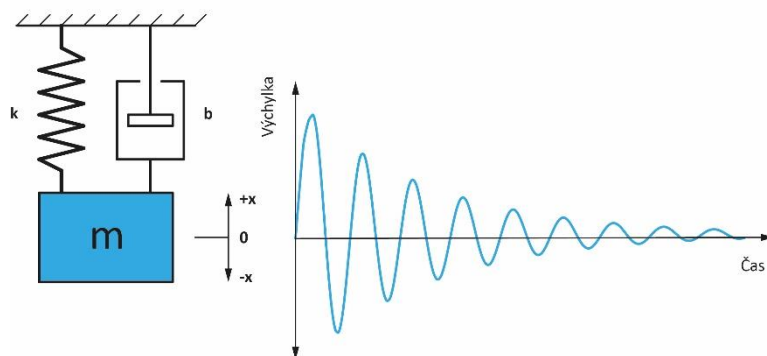
Doba kmitu je doba, po ktorej sa vracia kmitajúca hmota do rovnakého pohybového stavu sa nazýva perióda. Recipročná hodnota je frekvencia (kmitočet), ktorá udáva počet kmitov za jednotku času.

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad [s] \quad 15$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [Hz] \quad 16$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad 17$$

Voľné tlmené kmitanie



Obr. 30 Fyzikálny model voľného tlmeného kmitania

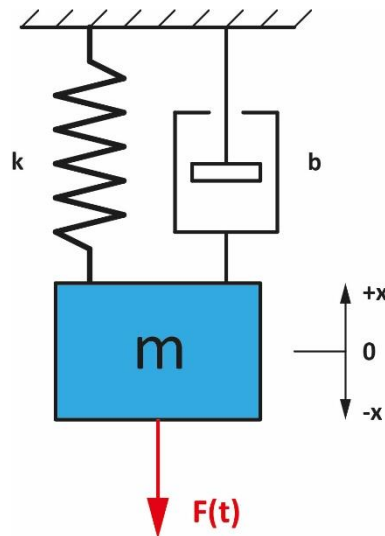
Ak zavedieme do systému tlmiacu silu, do rovnice pribudne konštanta tlmenia **b** a rovnica má tvar

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad 18$$

je riešením periodický pohyb s amplitúdou, ktorá sa exponenciálne znižuje s kruhovou frekvenciou

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_1^2 - \left(\frac{b}{2m}\right)^2} \quad [s^{-1}] \quad 19$$

Vynútené kmitanie



Obr. 31 Fyzikálny model vynúteného kmitania

Pohybová rovnica fyzikálneho modelu kmitavej sústavy s tmením má tvar:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = F(t) \quad 20$$

Ak na obrábací stroj, ktorý tvorí sústavu pružne uložených a pružne spolu spojených hmôt periodicky premenlivá sila dochádza k vynútenému kmitaniu sústavy stroja. Charakteristickým znakom je to, že frekvencia vynúteného kmitania sa zhoduje s frekvenciou budiacej sily. Príčinou vzniku môžu byť vlastnosti stroja alebo vlastný rezný proces.

Vlastnosti stroja:

- nevyváženosť rotujúcich súčastí (nástroja, vretena, obrobkov, hriadel'ov, ozubených kolies, spojok, rotorov elektromotoru apod.)
- zotrvačné sily prvkov, ktoré konajú priamočiary alebo kruhový vratný pohyb (sane, šmýkadlá, kulisy, vačky apod.)
- nepresnosti prevodových mechanizmov (hádzanie ozubených kolies, hádzanie ložísk a. i.)
- periodické sily dané princípom pohonov (zubové alebo piestové čerpadlá apod.)
- nesymetrickosť rotačných častí (hriadel' s drážkou), kedy sa prejaví premenlivá hodnota tuhosti a vznikne periodická deformácia v priebehu otáčania
- vonkajšie periodické sily prenášané z okolia cez základ na stroj

Rezný proces:

- zmena prierezu triesky (periodická budiaca sila úmerná otáčkam), napr. pri sústružení polotovaru šesťhranu
- premenlivý rezný odpor napr. pri frézovaní, kde vzniká periodická rušivá sila o frekvencii úmernej súčinu otáčok nástroja a počtu zubov

- pri brúsení vzniká vynútené kmitanie vplyvom periodického hádzania obrobku alebo brúsneho kotúča
- kmity vyvolané vlastným rezaním majú značnú amplitúdu a prejavujú sa hlavne pri hrubovaní a v menšej miere aj pri dokončovaní [2]

Obdobne ako statická tuhosť definuje odolnosť obrábacieho stroja voči deformáciám, dynamická tuhosť (dynamická stabilita) vyjadruje schopnosť sústavy odolávať vibráciám. Pre dosiahnutie dobrej dynamickej stability je nutné zaistiť aby hodnoty budiacej frekvencie ω boli dostatočne väčšie alebo menšie ako hodnota vlastnej frekvencie ω_0 . V prípade, ktorý sa vyskytuje najčastejšie je $\omega / \omega_0 \ll 1$ a hlavný význam má statická tuhosť. Zvýšením statickej tuhosti sa zníži amplitúda kmitania a zvýši sa vlastná frekvencia. U strojov, ktoré pracujú hlavne v oblastiach vysokých rýchlostí (HSM obrábanie) môže nastať prípad $\omega / \omega_0 \gg 1$. V tomto prípade má hlavný význam voľba väčšej hmotnosti m . [2]

Dynamickú tuhosť tiež zlepšuje tlmenie, zlepšenie parametrov tlmenia je možné dosiahnuť radou opatrení ako napríklad: [2]

- využitie tlmiaceho účinku deliacich a spojovacích plôch
- využitie vnútorného tlmenia materiálov (napr. šedá liatina, polymerbeton, žula)
- realizáciou nosnej štruktúry v kompozitovom prevedení (oceľový zvärok vyplnený vysokopevnostným betónom, prípadne inou tlmiacou hmotou)
- tlmenie olejovou vrstvou
- použitím mechanického tlmiča

Uvediem niektoré zásady, ktorých rešpektovanie prispeje k vylúčeniu vzniku vynúteného kmitania: [2]

- Rotujúce súčasti (hriadele, ozubené kolesá, spojky, nástroje, rotory elektromotorov apod.) je nutné dokonale dynamicky vyvážiť na špeciálnych strojoch pre vyvažovanie.
- Je potreba zvýšiť akosť výroby ozubených kolies, valivých ložísk a ďalších rozhodujúcich súčastí a zdokonaľiť ich montáž
- Pri frézovaní sa použije torzní tlmič alebo frézovacie hlavy s rôznym rozstupom nožov
- Zmenšením hĺbky triesky sa znížia amplitúdy vynúteného kmitania, ale za cenu nižšej produktivity stroja
- Zvýšením alebo znížením otáčok hlavného vretena je možné sa vyhnúť rezonancii a pracovať v oblasti, v ktorej účinok kmitania nie je tak výrazný
- Zvýšenie tuhosti rozhodujúcich častí obrábacieho stroja má podstatný vplyv na zvýšenie frekvencie vlastných kmitov technologickej sústavy, čím sa potlačí vplyv budiacej sily, ak tieto kmity nie je možné odstrániť
- Uložením obrábacieho stroja na samostatný základ sa zabráni prenosu chvenia z okolia na stroj

Ako príklad uvádzam problematiku vyvažovania rotorových častí pre vysokorýchlostné obrábanie (HSM – high speed machining). HSM obrábanie umožňuje výrazné zvyšovanie produktivity a umožňuje dosiahnutie vyššej kvality obrábaného povrchu. Otáčky vretena dosahujú 8000 rpm a viac. Pri týchto rýchlostiach otáčania musia byť všetky rotujúce časti perfektne vyvážené, v opačnom prípade dochádza k vynútenému kmitaniu, ktoré má za následok zhoršenie kvality povrchu, nižšiu životnosť nástroja a výrazné skrátenie trvanlivosti vretenových ložísk. Typickým problémom je nevyváženosť nástroja a nástrojového držiaka.

Z mechanického hľadiska dochádza k nevyváženosti v prípade ak osa rotácie nie je zhodná s hlavnou osou zotrvačnosti. Rozoznávame tri základné typy nevyváženosti – statická, momentová, dynamická. V obrábacích strojoch môžeme definovať typy nevyváženosti, ktoré je možné odstrániť vyvážením alebo vhodnou konštrukciou a nevyváženosti, ktoré nie je možné ovplyvniť – nerovnomerné stúpanie skrutkovice nástroja, nerovnomerné rozmiestnenie drážok atď. Vyvažovanie rotujúcich súčasti sa realizuje prostredníctvom umiestnenia (navarenia) vyvažujúcej hmoty, resp. vrtaním dier do rotačných súčiastok.



Obr. 32 Typy nevyváženosti

2.5.4 Samobudené kmitanie

Samobudené kmitanie z hľadiska mechanických parametrov obrábacieho stroja je ústrednou témou, ktorej pochopenie je nevyhnutné. Pri obrábaní kovov dochádza v niektorých prípadoch k vzniku energetických kmitov. Sústava je uvedená do stavu kmitania prvým impulzom, ktorý vyvolá výchylku nástroja alebo obrobku z rovnovážnej polohy a následne dochádza k rýchlemu nárastu amplitúdy. Ak sa jedná o menej intenzívny prípad, zistíme, že amplitúda sa po chvíli ustáli na určitej hodnote. Často je kmitanie tak intenzívne, že je potrebné obrábanie prerušiť. Frekvencia týchto kmitov je veľmi blízka frekvencii niektorého z dominantných vlastných kmitov systému obrábacieho stroja. Kmity vznikajú v dôsledku rezného procesu, do ktorého je dodávaná energia hlavným pohonom stroja. Obrábací stroj je kmitavý systém s mnohými stupňami voľnosti, ktorým odpovedá mnoho vlastných tvarov kmitov a im príslušných frekvencií. Zo všetkých týchto vlastných kmitov je výrazný obvykle menší. Na kmitaní v každom výraznom type vlastných frekvencií sa obvykle podieľa určitá časť stroja. Potom hovoríme o vlastných kmitoch príslušnej časti stroja. Napríklad u sústruhu dochádza najčastejšie k samobudeným kmitom, ktorých frekvencia súvisí s vlastnými kmitmi obrobku. [13]

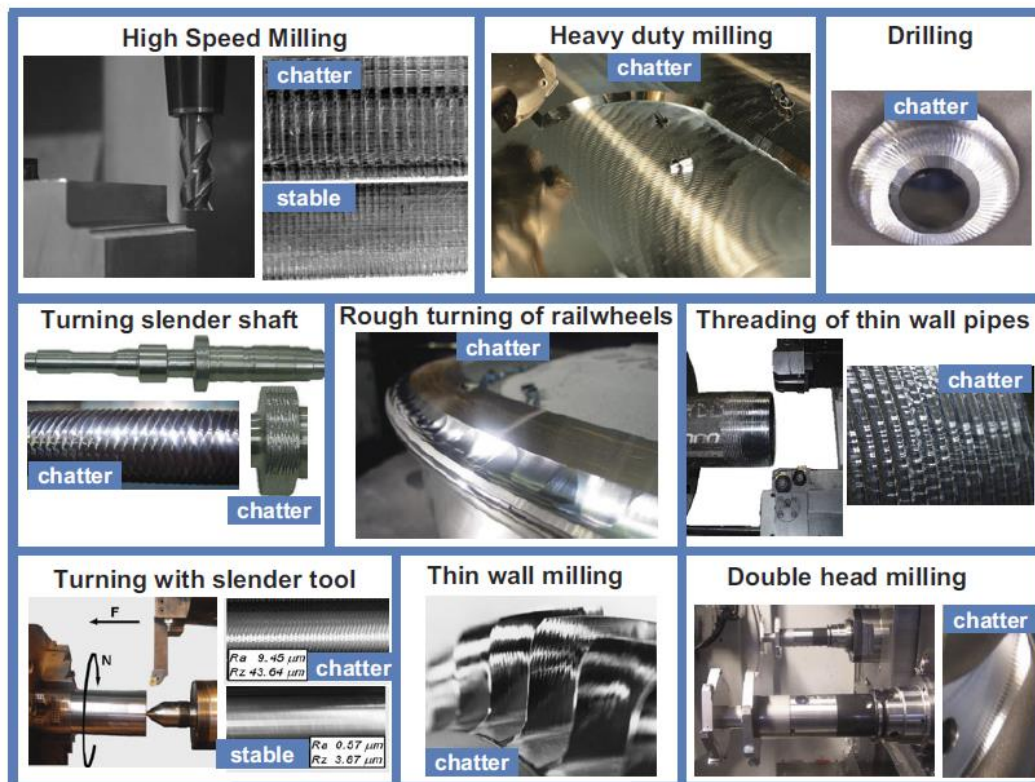
K samobudenému kmitaniu dochádza pri rôznych typoch technologických operácií – frézovanie, sústruženie, vrtanie, vyvrtávanie a ďalšie. Vyskytuje sa pri hrubovacích i dokončovacích operáciách.

V dôsledku samobudeného kmitania dochádza k nežiaducim efektom, ktoré výrazne ovplyvňujú tieto parametre:

- nedostatočná kvalita povrchu
- neprípustná odchýlka, rozmerová nepresnosť obrobku
- nadmerná hlučnosť pri obrábaní (drnčanie)
- rýchle opotrebenie a krátka trvanlivosť nástroja
- nízka produktivita stroja (MRR)
- vyššie náklady na obrábanie

Vo všeobecnosti samobudené kmitanie vzniká v dôsledku interakcie dynamického systému obrábacieho stroja (vrátane nástroja a obrobku) s rezným procesom. Preto je možné rozdeliť parametre, ktoré ovplyvňujú tento druh kmitania na:

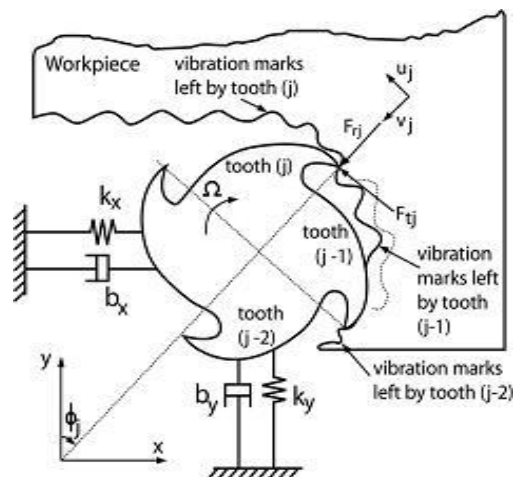
- parametre, ktoré popisujú dynamický systém stroja (spolu s nástrojom a obrobkom)
- parametre, ktoré popisujú dynamiku rezného procesu



Obr. 33 Problém samobudeného kmitania pre rôzne typy technologických operácií [14]

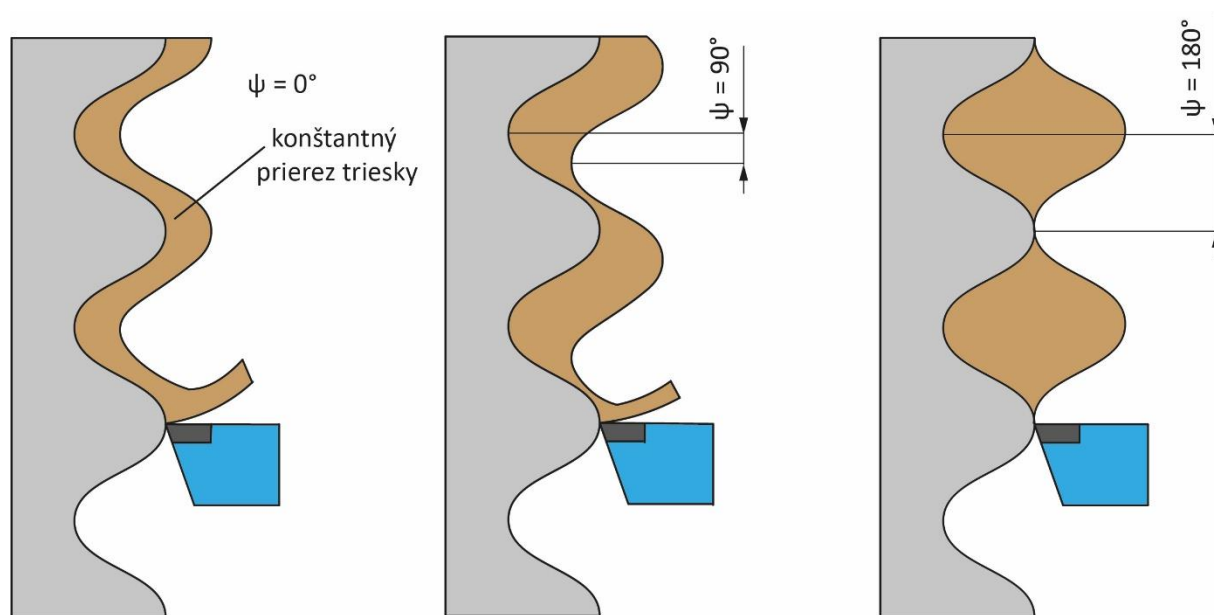
Matematické teórie samobudeného kmitania dávajú do vzťahu tieto dve skupiny parametrov za účelom stanovenia podmienok pri ktorých príde k vibráciám. Z praktického hľadiska sú teórie dôležité pri hľadaní odpovede na dve základné otázky, ktoré sa týkajú toho, za akých podmienok nastane samobudené kmitanie a akým spôsobom je možné tento nežiaduci efekt zmierniť alebo potlačiť. Existuje viacero mechanizmov, ktoré sú dôvodom vzniku samobudeného kmitania, napríklad kmitanie v dôsledku trenia medzi nástrojom a obrobkom, prípadne kmitanie spôsobené teplotne-štruktúrnymi zmenami v materiáli pôsobením vysokej teploty rezného procesu. V súčasnosti sú prepracované dve významné teórie, ktoré popisujú princíp samobudeného chvenia v obrábacích strojoch – regeneratívny (reprodukčný princíp) a princíp polohovej väzby.

Regeneratívny efekt je najčastejším druhom samobudeného kmitania. Pri regeneratívnom princípe vznikajú samobudené kmity tak, že kmitajúca rezná časť nástroja obrába zvlnený povrch, ktorý vznikol pri predchádzajúcom reze - pri frézovaní prechodom predchádzajúceho zubu nástroja, prípadne pri predchádzajúcej otáčke obrobku pri sústružení. Zvlnený povrch spôsobuje periodickú zmenu hĺbky rezu, resp. prierez triesky, v dôsledku čoho vzniká periodicky sa meniaci rezná sila, ktorá budí celý systém.



Obr. 34 Regeneratívny princíp pre frézovanie [15]

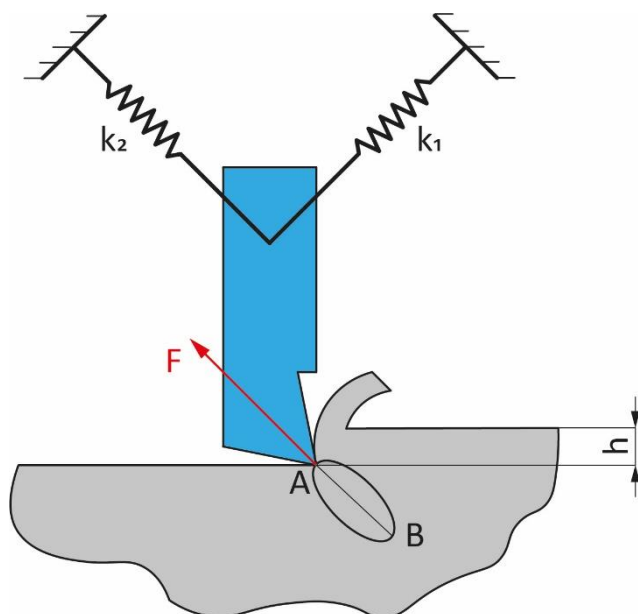
Na obr. 34 je znázornený princíp vzniku samobudeného kmitania pre frézovanie ako model s dvomi stupňami voľnosti. Pri prechode j -teho zubu vzniká zvlnený povrch. Ďalší zub frézovacieho nástroja prechádza po tomto zvlnenom povrchu a zároveň vytvára novú štruktúru povrchu. Z dôvodu fázového posunu medzi vlnami obrábaných povrchov vzniká trieska, ktorej prierez je premenlivý a tým pádom vzniká i časovo premenlivá dynamická rezná sila, ktorá spôsobuje kmitanie nástroja. Fázový posun je preto pre vznik kmitania rozhodujúci. V prípade že je fázový posun nulový, samobudené kmitanie sa neobjaví.



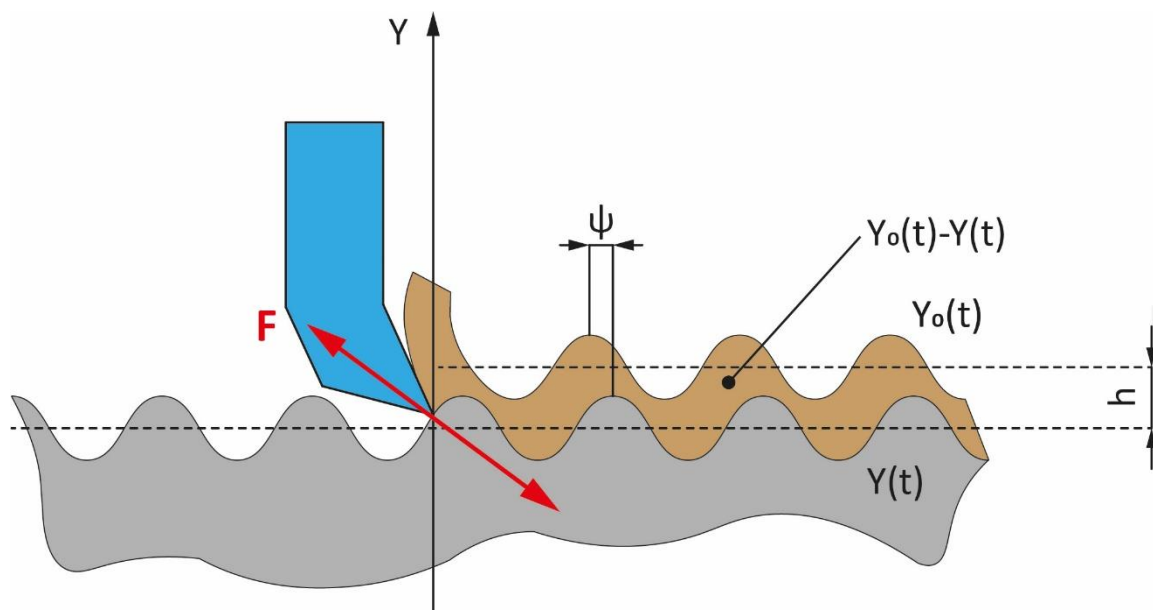
Obr. 35 Vplyv fázového posunu na zmenu hrúbky triesky

Podľa princípu polohovej väzby je pre vznik samobudeného kmitania nutná existencia dvoch dominantných tvarov kmitov medzi nástrojom a obrobkom, ktoré sú navzájom kolmé a majú rôzne vlastné frekvencie. Periodická rezná sila systém rozkmitá súčasne v oboch smeroch tvarov, rovnakou frekvenciou a konštantnou vzájomnou fázou tak, že hrot nástroja sa pohybuje po eliptickej dráhe. Pri pohybe po elipse v smere hodinových ručičiek z bodu A do bodu B pôsobí rezná sila proti pohybu a odoberá tak energiu zo systému. Naopak pri pohybe z bodu B do bodu A rezná sila energiu do systému dodáva. Pretože na dráhe BA sa obrába vo väčšej

hĺbke (väčšia rezná sila) než na dráhe AB, prevažuje energia do systému dodávaná. Ak sa dodaná energia nestačí spotrebovať tlmením, príde k postupnému nárastu amplitúdy kmitov a proces sa stane nestabilný. Takto môže prísť k vzniku samobudeného kmitania i pri obrábaní hladkého, nezvlneného povrchu. Podľa princípu polohovej väzby je pre vznik chvenia rozhodujúca vzájomná smerová orientácia reznej sily a kmitavého systému stroja.



Obr. 36 Princíp polohovej väzby



Obr. 37 Odvodenie medze stability obrábania

Odvođenje medze stability vychádza z dvoch základných predpokladov – striedavá zložka F reznej sily je daná zmenou prierezu triesky, kmitanie medzi nástrojom a obrobkom je vyvolané silou F . Nedostatok znalostí o závislosti striedavej zložky F na materiáli obrobku, rezných podmienkach, geometrii nástroja a na kmitaní medzi nástrojom a obrobkom vedie k jednoduchej závislosti

$$F = Rb(Y_0 - Y) \quad 21$$

kde:

F je sila generovaná periodickou zmenou hrúbky triesky

R značí koeficient (reálne číslo), ktorý vyjadruje vlastnosti materiálu obrobku, rezných podmienok, geometrie a otupenia nástroja

b je šírka triesky (dĺžka ostria nástroja, ktoré je v kontakte s obrobkom)

Y je amplitúda relatívnych kmitov medzi nástrojom a obrobkom v smere normály k obrábanému povrchu (kolmo na ostrie noža a na smer reznej rýchlosti),

Y_0 je amplitúda vln na obrábanom povrchu, ktoré vznikli pri predchádzajúcej otáčke obrobku (sústruženie) alebo pri prechode predchádzajúceho zuba pri frézovaní v dôsledku kmitania.

Rozdiel amplitúd $Y - Y_0$ vyjadruje premennú hĺbku triesky. Pri ustálenom kmitaní je $|Y| = |Y_0|$, ale obecné sú voči sebe fázovo posunuté. Z predpokladu že F má v priestore konštantný smer, vyplýva, že zložky reznej sily v smere súradnicových osí kmitajú vo fáze. Vlastnosti kmitavého systému stroja sú definované v mieste medzi nástrojom a obrobkom prenosovou funkciou $\Phi(\omega)$. Prenosová funkcia je komplexná receptancia.

$$\Phi(\omega) = \frac{Y}{P} \quad 22$$

U zložitého lineárneho tlmeného systému je možné prenosovú funkciu rozložiť na zložky, ktoré náležia jednotlivým tvarom vlastných kmitov

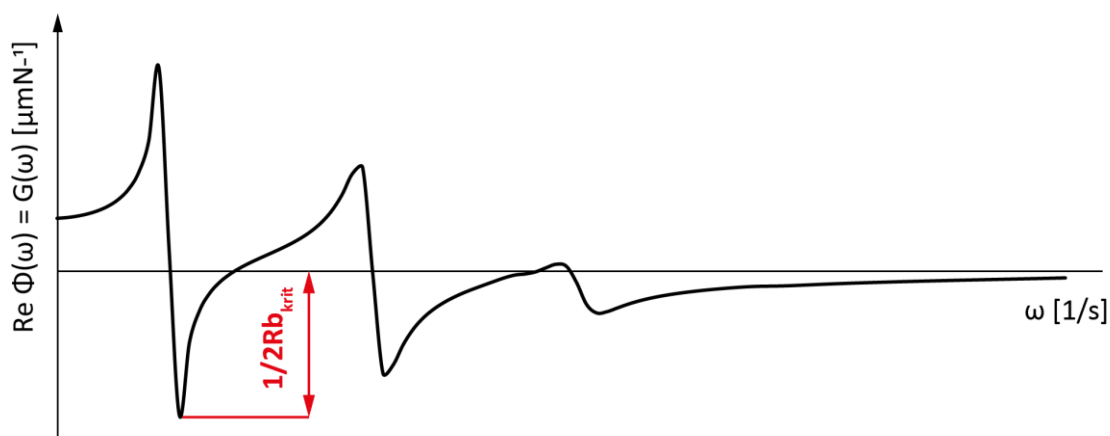
$$\Phi(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{u_i}{k_i} \frac{\Omega_i^2}{\Omega_i^2 - \omega^2 + 2j\delta_i\omega} \quad 23$$

Následne je možné odvodiť vzťah pre medznú šírku triesky

$$b_{medz} = \frac{-1}{2RG(f)_{neg}} \quad 24$$

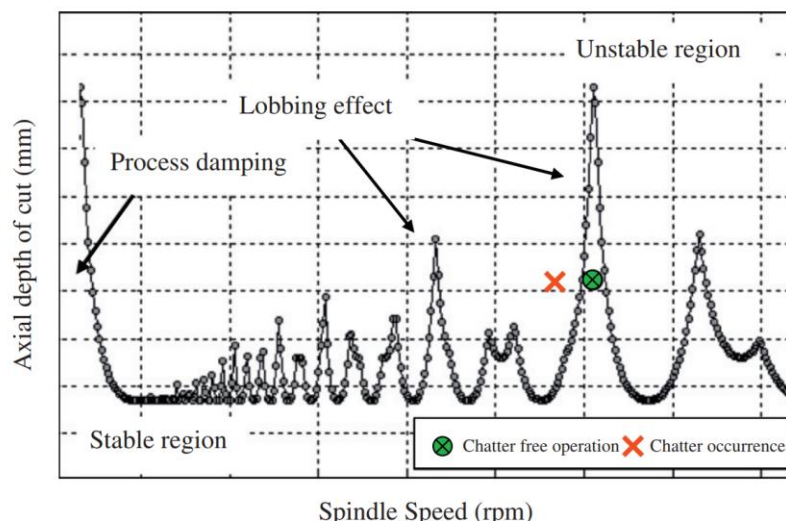
Tento vzťah definuje, že rezný proces bude stabilný, pokiaľ šírka triesky bude menšia než je práve šírka medzná. Pretože je šírka triesky b kladné číslo, je vyššie uvedená podmienka splnená len pre záporné hodnoty $G(f)$, preto je v indexe označenie „neg“. Záporné minimum reálnej charakteristiky potom určuje medznú šírku triesky, tzv. kritickú medznú šírku, pre ktorú je rezný proces stabilný v celom rozsahu otáčok vretena.

$$b_{krit} = \frac{-1}{2RG(f)_{neg,min}} \quad 25$$



Obr. 38 Maximálna záporná hodnota reálnej časti prenosovej funkcie

Medzná krivka stability alebo diagram stability (SLD – stability lobe diagram) dáva do vzťahu závislosť medznej šírky triesky na otáčkach vretena. S použitím diagramu je možné stanoviť optimálne rezné podmienky (voľba otáčok a šírky triesky). V oblasti pod krivkami, kde je pre konkrétne otáčky hodnota šírky triesky nižšia než hodnota medzná, je rezný proces stabilný. Oblasť nad krivkami je potom oblasťou nestabilných rezných podmienok, pri ktorých príde k samobudenému kmitaniu. Diagram teda poskytuje niekoľko informácií. Umožňuje nastaviť také rezné podmienky, aby bolo v celom rozsahu otáčok vylúčené nebezpečie vzniku chvenia. Pre dosiahnutie vyšších úberov materiálu pri hrubovaní je možné určiť oblasti otáčok. Na základe diagramu stability je možné optimalizovať nastavenie rezných podmienok tak, aby bol maximalizovaný výkon stroja. V prípade že pri obrábaní nastane chvenie, diagram poskytne pomoc, v ako rozsahu je vhodné zvyšovať alebo znižovať otáčky pre jeho odstránenie, prípadne ako je nutné znížiť šírku triesky.



Obr. 39 Diagram stability – SLD [15]

Zaujímavý je aj pohľad do histórie v oblasti samobudeného kmitania obrábacích strojov. Už v roku 1907 Frederick Taylor vyslovil názor, ktorý samobudené kmitanie definuje ako najväčší problém strojníka pri obrábaní odliatok a výkovkov rôzneho tvaru. Odvodil jednoduché vzťahy a závislosti, medzi reznými podmienkami a opotrebením nástroja. Na jeho výskum nadviazali profesori českého pôvodu Tlustý a Poláček. Ich práce a matematický popis samobudeného kmitania patria dodnes medzi najcitovanejšie publikácie. Profesor Tlustý vo svojej knihe „Samobuzené kmity v obrábacích strojích“ z roku 1954 uviedol, že riešenie problému samobudených kmitov v obrábacích strojoch je jedným z najdôležitejších výskumných úloh, pretože je zásadnou prekážkou pri zvýšení výkonu a presnosti obrábacích strojov. [13]

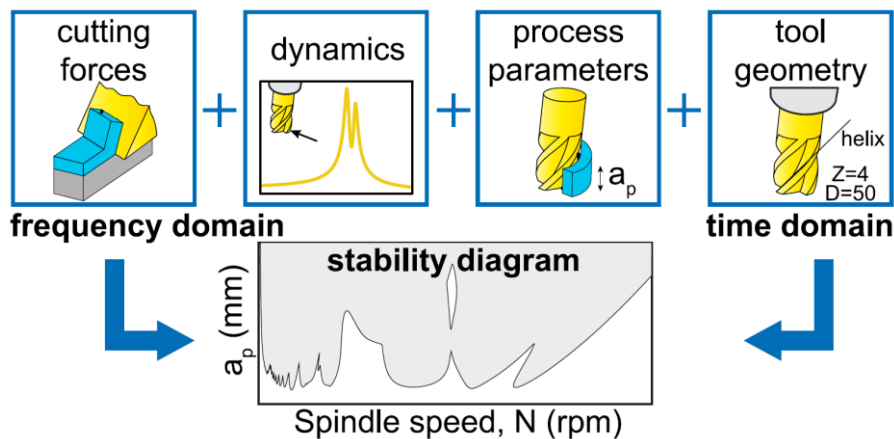
Bolo vyvinuté obrovské úsilie v oblasti výskumu matematického popisu samobudeného kmitania a v oblasti potlačovania vibrácií. Aj napriek veľkej snahe, množstvu publikácií a výskumov je riešenie problému samobudeného kmitania (chatter) dodnes ústrednou témou. A vzhľadom k tomu že tvár obrábacej techniky sa neustále mení je veľký predpoklad že predikcia a potlačovanie kmitanie spojeného s obrábacím procesom bude ústrednou témou aj v budúcnosti. Dôvody pre toto presvedčenie sú nasledovné [14]:

- **Zvyšovanie výkonnosti obrábania** – pokrok v oblasti materiálových technológií umožňuje zvyšovanie rezných podmienok a množstva odoberaného materiálu. Moderné materiály dokážu obrábať 3-5 krát rýchlejšie než staré HSS nástroje. Zvýšenie produktivity obrábania vyžaduje zároveň vyšší výkon nových obrábacích strojov. Riziko vzniku kmitania sa zvyšuje.
- **Limity v procese návrhu stroja** – moderné počítačové metódy (napr. MKP) dokážu konštruktérom a vývojárom poskytnúť základné dynamické parametre stroja v predvýrobnej fáze – napr. modálne tvary, vlastné frekvencie. Je ale veľmi ťažké odhadnúť tlmenie, ktoré je najdôležitejším parametrom pri určovaní stability. Problémom je, že väčšinou dochádza k disipácii energie v spojeniach jednotlivých častí stroja (lineárne vedenia, guľôčkové skrutky, skrutkové spoje atď.) u ktorých je veľmi náročné presne stanoviť parametre tlmenia. Výsledkom je, že sú konštruované stroje s vysokou statickou tuhosťou, ktoré ale môžu mať veľmi zlé tlmiace vlastnosti.
- **Vedenie s nízkym koeficientom trenia** – v minulosti sa používali takmer výlučne klzné vedenia, ktoré poskytovali pomerne dobré tlmenie z dôvodu veľkej trecej plochy. V súčasnosti sú najčastejšie používané valivé vedenia z dôvodu zvyšovania rýchlostí a presnosti stroja. Tento typ vedenia má nízke tlmiace schopnosti a tiež prispieva k nestabilite pri obrábaní.
- **Odl'ahčené konštrukcie** – výrobcovia obrábacích strojov sa v súčasnosti snažia optimalizovať jednotlivé konštrukčné skupiny s cieľom dosiahnuť minimálnu hmotnosť, spotrebovať minimálne množstvo materiálu a znížiť energetickú náročnosť stroja pri zachovaní produkčných schopností. Nové trendy zároveň požadujú zvyšovanie zrýchlenia pohyblivých častí stroje, čo vedie tiež k znižovaniu hmotnosti a tým pádom k väčšiemu sklonu k rozvibrovaniu takýchto častí.
- **Obrábanie poddajných súčiastok** – obrábané súčiastky sú v porovnaní s minulosťou výrazne ľahšie a majú nižšiu tuhosť. Dôvodom je napr. minimalizácia nákladov a spotreby paliva v odvetviach dopravy. Najlepším príkladom je letecký

priemysel, kde sú používané súčiastky s minimálnou hmotnosťou. Množstvo odoberaného materiálu v kombinácii s tenkými stenami obrobku robí z týchto súčiastok často zdroj samobudeného kmitania.

Samobudené kmitanie je pochopiteľne nežiaducim javom pri obrábaní. Snahou v oblasti výskumu je proces kmitania detekovať, popísať, nájsť možnosti ako sa mu vyhýbať, prípadne ak k vibráciám príde, je dôležité ako ich kontrolovať, redukovať alebo úplne potlačiť. Existujúce metódy, ktoré majú za úlohu zabezpečiť stabilitu rezného procesu sa delia na dve základné skupiny. Prvá skupina popisuje metódy, ktoré využívajú úpravu rezných podmienok v súlade s diagramami stability. Druhá skupina zahŕňa metódy, ktoré súvisia so zmenami parametrov dynamického systému. Pri zostavovaní diagramu stability zohrávajú rolu 4 základné parametre

- rezné sily
- dynamické parametre systému
- parametre procesu rezania
- geometria nástroja



Obr. 40 Zostavovanie diagramu stability [14]

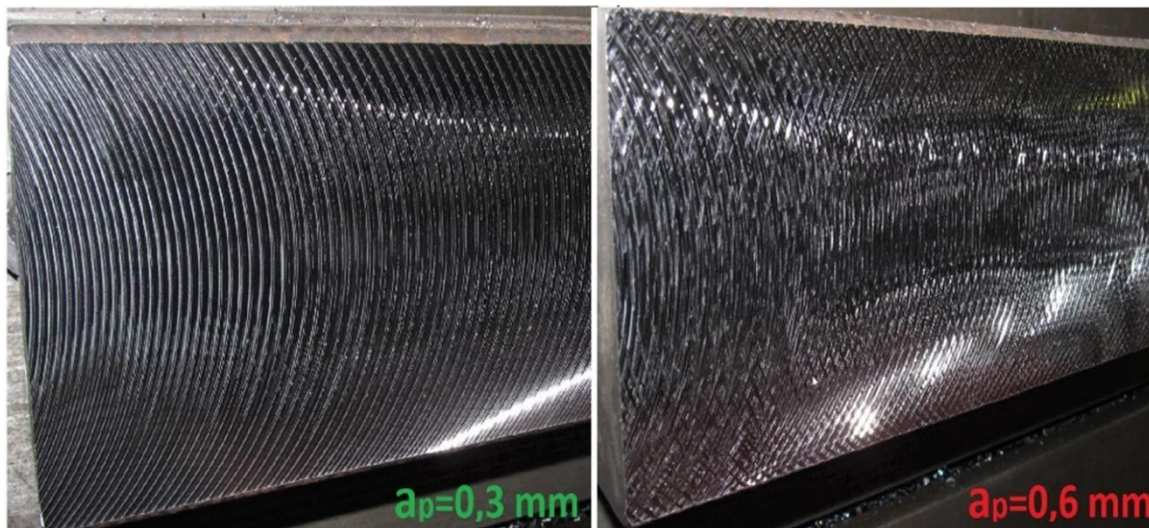
Reznú silu je možné definovať ako silu potrebnú pre oddelenie triesky, ktorá pôsobí v smere obrábania. V prípade že je obrábanie stabilné (nedochádza ku kmitaniu) je rezná sila závislá na priereze triesky a mernom reznom odpore. Merný rezný odpor v sebe zahŕňa parametre obrábaného materiálu, resp. podmienky pri ktorých je realizovaný proces obrábania.

$$F_c = k_c \cdot A_D \quad [N] \quad 26$$

Túto silu uvažujeme ako statickú, ale napr. pri frézovaní sa jej hodnota mení s prierezom triesky. Vzťah 5.1.29 vyjadruje maximálnu hodnotu. Zároveň sa táto sila periodicky opakuje v priebehu každej otáčky a vstupom zubu do záberu. Na základe počtu zubov nástroja z a otáčok vretena n je možné definovať tzv. zubovú frekvenciu

$$f_z = n \cdot z \quad [Hz] \quad 27$$

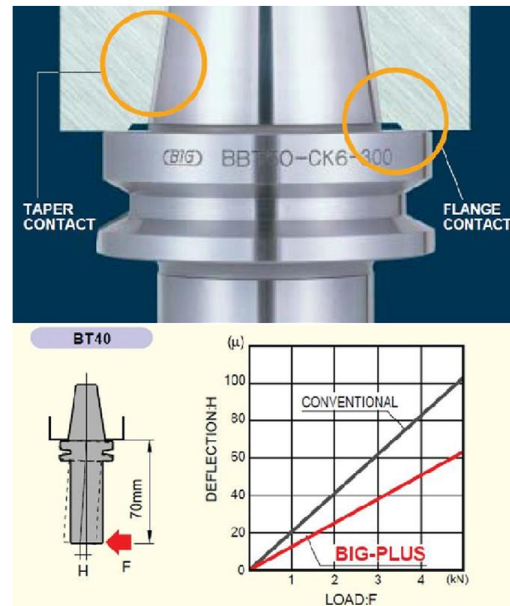
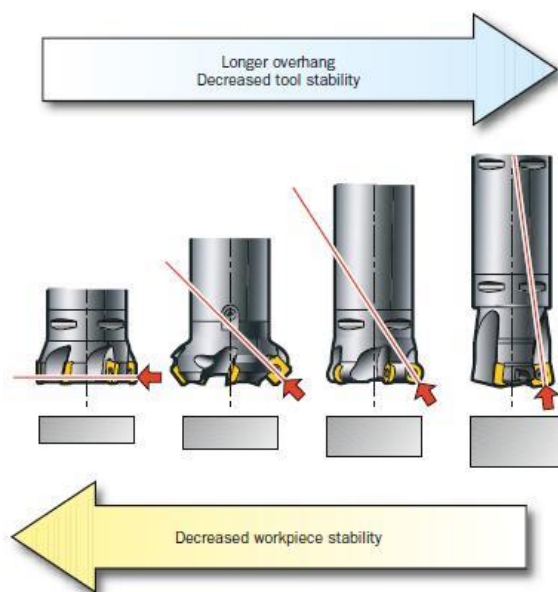
Obečne má však stanovenie diagramu stability určité limitujúce obmedzenia. Nie je možné postihnúť všetky stavy, ktoré nastanú pri obrábaní. Diagram SLD sa bude mierne líšiť pre každý typ nástroja z dôvodu rozdielnych tuhostí. Obdobne pri meraní väčších obrábacích strojov sa bude meniť dynamická poddajnosť v závislosti na polohe jednotlivých častí stroja, napr. veľkosť vysunutia vretenníku. Niekedy dochádza dokonca k preladeniu dominantných vlastných frekvencií vplyvom zmeny polohy častí nosnej sústavy alebo vplyvom zaťaženia od hmotnosti obrobku. Diagramy je možné korigovať na základe experimentálneho obrábania, pri ktorom sa nastavujú „kritické otáčky“ a systematicky sa zvyšuje hodnota šírky triesky až do chvíle kedy sa obrábanie zmení zo stabilného na nestabilné.



Obr. 41 Vplyv rezných podmienok na kvalitu obrábaného povrchu

V súčasnosti existuje viacero metód a prístupov ako je možné znižovať nebezpečie samobudeného kmitania. Najčastejším prístupom je zmena rezných parametrov vyplývajúcich z diagramu stability. Tieto opatrenia však nesú so sebou určité nevýhody. Zmena otáčok, resp. zníženie prierezu triesky sa prejaví na znížení produktivity stroja. Veľké množstvo výrobcov vyvíja špeciálne systémy, ktoré zaznamenávajú vibrácie priamo počas rezného procesu. K vretenu stroja je pripojený akcelerometer, ktorý upozorní na vznik samobudeného kmitania a následne vyžaduje zásah operátora, resp. riadiaci systém sám upraví rezné podmienky za účelom eliminácie chvenia.

Ďalšou možnosťou je voľba nástrojov s vhodnou geometriou. Výrobcom nástrojov a rezných doštičiek neustále vyvíjajú nové materiály, ktoré umožňujú nastavenie geometrie za účelom zníženia dopadu kmitania. Voľbou vhodnej geometrie sa mení radiálne kmitanie na tangenciálne. V takomto prípade pôsobia dynamické rezné sily v smere osi vretena. Tento smer vykazuje u všetkých typov obrábacích strojov najvyššiu statickú a dynamickú tuhosť. Možnosťou je i využitie špeciálnych frézovacích nástrojov s nerovnomerným rozstupom zubov, prípadne s rôznym alebo premenným uhlom skrutkovice.



Obr. 42 Vplyv geometrie nástroja na smer reznej sily a porovnanie tuhosti bežného upínacieho kužela a systému Big Plus [Sandvik Coromant]

Zvyšovanie tuhostí častí stroja, ktoré sa najvýraznejšie podieľajú na kritických vlastných frekvenciách je tiež jednou z možností riešenia nežiaduceho samobudeného kmitania. Zvýšenie tuhosti stroja vedie k zníženiu amplitúdy a teda k zvýšeniu dynamickej tuhosti stroje. U sústružníckych strojov je možné dosiahnuť zvýšenie tuhosti obrobku ako najpoddajnejšieho člena sústavy pomocou lunety. Výrobcovia rezných nástrojov taktiež nezaostávajú a snažia sa vyvíjať nástroje a tiež systémy upnutia nástroja s vysokou tuhosťou. Na obrázku 5.1.31 je výpočtové stanovenie dynamickej poddajnosti. Jedná sa o zobrazenie amplitúdu-frekvenčnej charakteristiky, pretože tento typ grafu je lepšie pochopiteľný než zobrazovanie reálnej časti prenosovej funkcie.

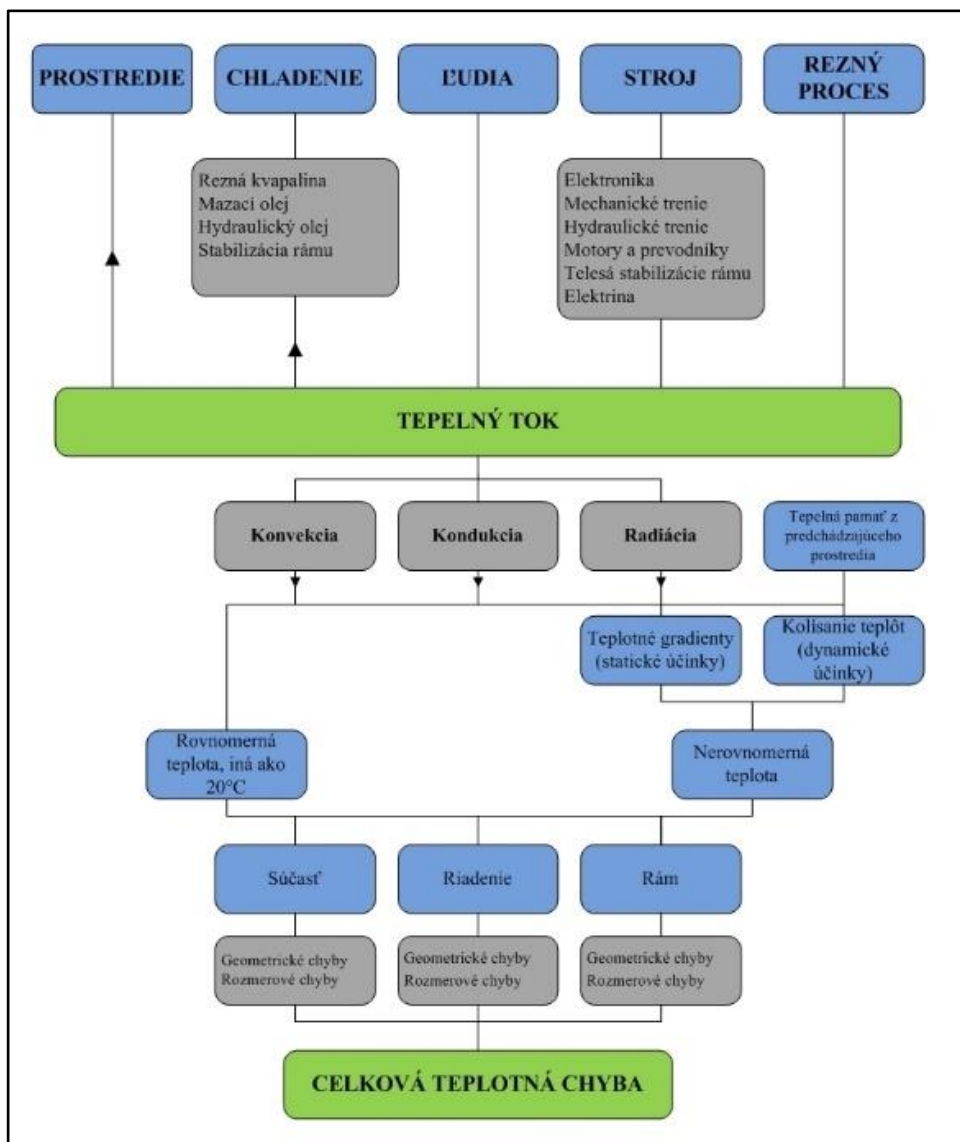
Existujú ďalšie spôsoby ktoré pozitívne ovplyvňujú dynamickú stabilitu, napríklad aktívne tlmiče a kompenzátory, softwarové riešenia pre plánovanie dráhy nástroja, použitie špeciálnych rezných kvapalín atď. Popis týchto komplikovaných mechanizmov presahuje obsahový rámec tejto publikácie.

2.5.5 Teplotná stabilita obrábacích strojov

Teplotná rozťažnosť patrí medzi najvýznamnejšie rozmerové a tvarové zmeny telies a je potrebné brať tento jav do úvahy, pri návrhu rôznych technických objektov. Napríklad súčasťou mostových konštrukcií musia byť dilatačné medzery, koľajové trate sa neprípustne deformujú vplyvom vysokých teplôt vzduchu, piest motora musí byť uložený vo valci s vôľou atď.

V priebehu práce na obrábacom stroji dochádza v praxi vplyvom tepelnému zaťaženia k deformáciám stroja, ktoré vedú k zníženiu presnosti výroby. Súčasne pri zapnutí stroja je potrebné nechať stroj ustáliť (temperovať), čo má za následok zníženie produktivity. Dominantný vplyv presnosť má tepelná stabilita konštrukcie stroja. Tento vplyv je výraznejší u obrábacích strojov veľkých rozmerov, kde aj malý teplotný gradient znamená veľkú geometrickú odchýlku na obrábanom diele.

V predchádzajúcich odstavcoch boli zhrnuté vplyvy (statické a dynamické namáhanie), ktoré ovplyvňujú výslednú pracovnú presnosť obrábacieho stroja. Praktické poznatky a výskumy ukazujú že 40% až 70% z celkovej nepresnosti stroja je spôsobených teplotnými zmenami v rámci vlastného stroja, prípadne v jeho okolí. Jedná sa o zdroje tepla, ktoré je vo všeobecnosti možné rozdeliť na externé a interné zdroje.

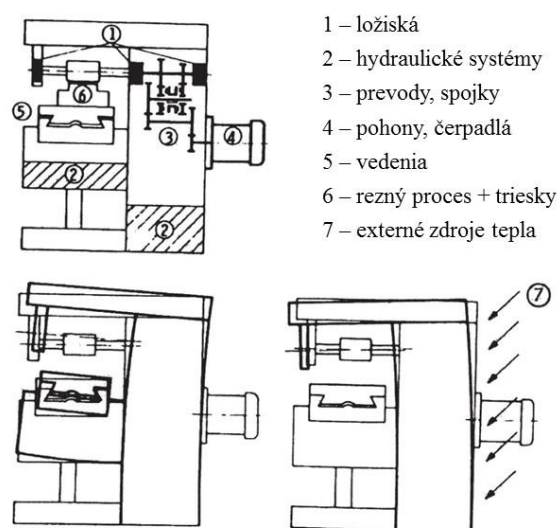


Obr. 43 Teplotné chyby v obrábacích strojoch

Externé zdroje súvisia so zmenami v prostredí, v ktorom je obrábací stroj umiestnený. Problematika zmeny teploty v okolí stroja (výrobná hala) a vplyv týchto zmien na pracovnú presnosť stroja je stále predmetom mnohých diskusií a výskumov. Zmeny teploty okolia spôsobujú zmeny teplotného gradientu vo vertikálnom a horizontálnom smere, čím prispievajú k deformáciám stroja. Kolísanie okolitej teploty závisí na geografickej polohe výrobných priestorov, v ktorých je stroj umiestnený, na ročnom období a na kolísaní teploty v priebehu dňa. Riešením by bolo umiestnenie strojov v klimatizovaných priestoroch. Problémom je cenová náročnosť, preto sa toto riešenie využíva len v high-tech odvetviach priemyslu (komponenty pre letecký a vesmírny priemysel, súčiastky pre metrologiu atď.) ďalšími prvkami, ktoré je možné zahrnúť do kategórie externých zdrojov sú ostatné stroje

a mechanizmy vo výrobných priestoroch ako zdroje tepla. Extrémnym prípadom sú svetlíky na streche, ktoré umožňujú prostredníctvom radiácie priamy dopad slnečných lúčov na stroj.

Interné zdroje tepla je možné klasifikovať ako zdroje, ktoré priamo súvisia s prevádzkou stroja alebo s rezným procesom. Do systému stroja je dodávaná mechanická energia prostredníctvom pohonných systémov. Vplyvom trenia medzi pohybujúcimi sa súčasťami dochádza k disipácii tejto energie – mení sa na teplo. Interné zdroje tepla sú často spojené so štruktúrou stroja, dominantnú úlohu hrá spojenie zdroja tepla s rámom stroja (nosná sústava). Rám sa vplyvom tepla deformuje a cez kinematický reťazec sa prenáša deformácia až na špičku nástroja. Najčastejšie zdroje tepla sú zrejmé z obrázku.

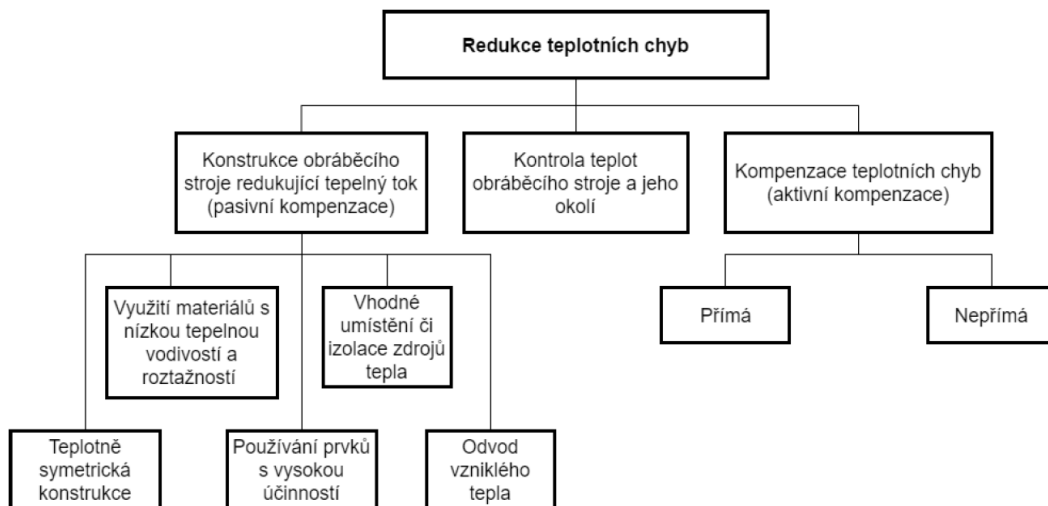


Obr. 44 Zdroje teplotných chýb [2]

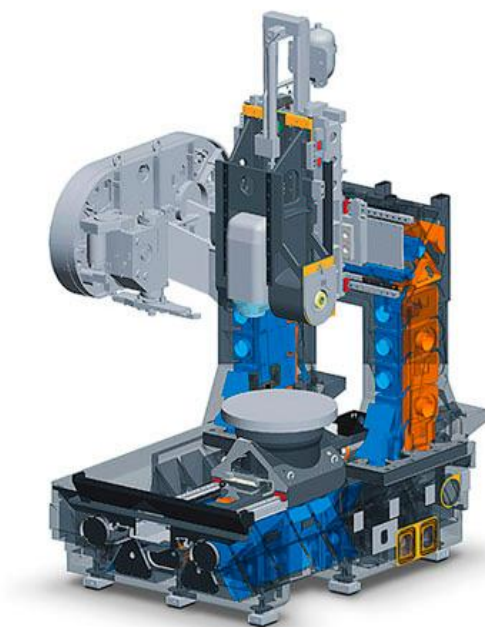
Zmeny v teplotných gradientoch stroja vedú k nežiaducim deformáciám a chybám, ktoré spôsobujú nepresnosť na finálnych súčiastkach. Preto je celom tieto chyby minimalizovať. Existuje viacero možných prístupov, ktoré majú za cieľ zredukovať vplyv teploty na presnosť obrábania. Na tomto mieste musím zmeniť jednu mimoriadne zásadnú vec. V praxi som sa často stretával s názormi, že problému teplotných dilatácií pomôže ak budeme časti stroja chladiť. Tento názor je od základu nesprávny, pretože k deformovaniu telies nedochádza z dôvodu vysokej teploty, k dilatácii dochádza ak je prítomný teplotný gradient – rozdiel teplôt. Preto snahou pri potlačovaní javu teplotných dilatácií je potreba teplotné pole zjednotiť, chladením sa často môže doceliť práve opačného efektu.

Deformácia rámu obrábacieho stroja je nežiaduca, pretože cez nosnú štruktúru stroja sa teplotná chyba prenáša na nástroj. Preto je snahou vytvoriť teplotne-symetrickú konštrukciu rámu. Jedná sa o také prevedenie, kedy v prípade deformácií vplyvom tepla dochádza k zmene rozmerov rámu, ale nemení sa geometrická presnosť jeho častí. Táto konštrukcia je uplatniteľná len u niektorých typov stroja. Väčšinou dochádza k minimalizácii teplotných chýb v jednej obrábacej osi. Rám by mal byť tiež navrhnutý a optimalizovaný tak, aby vznikali len lineárne zložky teplotných dilatácií, pretože uhlové zložky je výrazne komplikovanejšie kompenzovať. Často býva rám konštruovaný tak, aby mohol byť celý prefukovaný vzduchom, čo prispieva

k zrovnomeniu teplotných polí. Dôležitý je tiež okamžitý odvod triesok mimo pracovný priestor stroja. Ďalšou možnosťou zohľadniť teplotné deformácie v predvýrobnej fáze je izolovanie tepelných zdrojov, prípadne využitie nekonvenčných materiálov s nízkou teplotnou rozťažnosťou a tepelnou vodivosťou. Medzi takéto materiály patrí napríklad betón alebo žula. Z dôvodu nízkej tepelnej vodivosti a vysokej tepelnej kapacity sú tieto materiály odolné voči skokovým zmenám teploty.



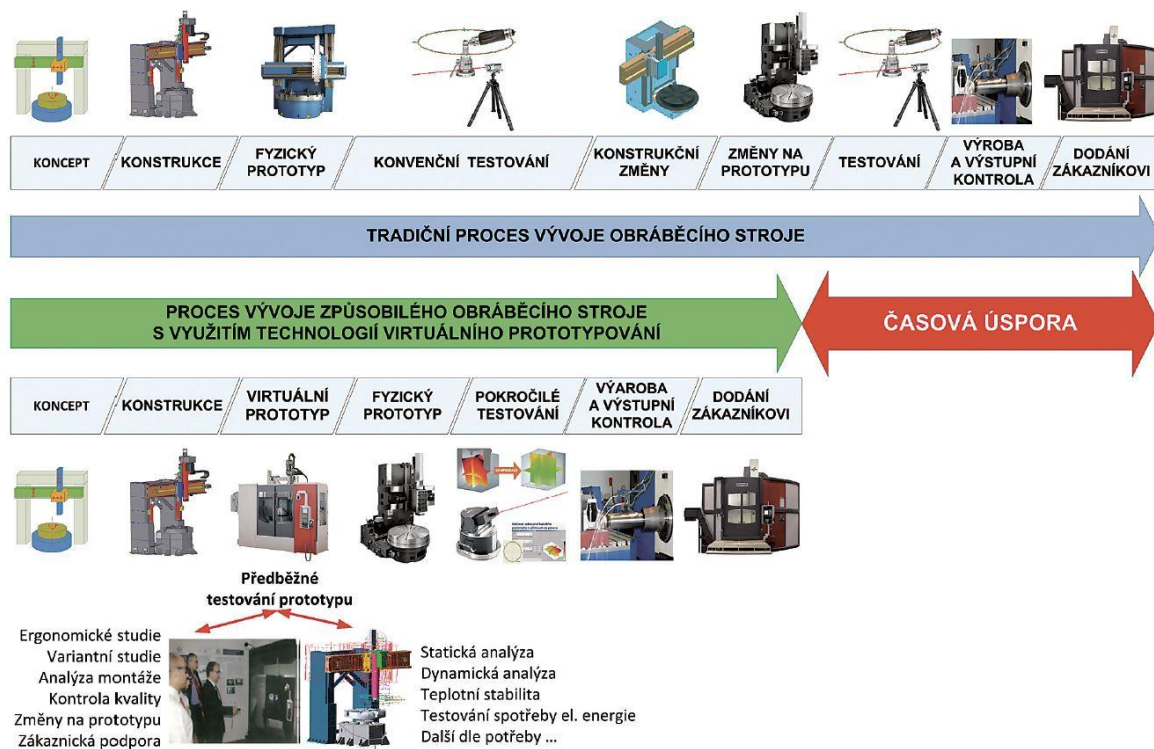
Obr. 45 Redukcia teplotných chýb



Obr. 46 Teplotne stabilný rám stroja [DMG]

2.6 Virtuální prototyp stroja

Tradičný prístup produkcie obrábacích strojov spočíva vo výrobe a testovaní fyzického prototypu, na základe ktorého vznikne štandard následne vyrábaný vo väčších či menších sériách s minimálnym počtom konštrukčných zmien. Z hľadiska časového a ekonomického nie je možné v dnešnej dobe tento postup aplikovať. Navyše ťažké obrábacie stroje sú vždy unikátne svojou konštrukciou s vysokým stupňom kustomizácie. Snahou výrobcov je vyrobiť stroj v najkratšom možnom čase pri splnení všetkých požiadaviek a zahrnutí inovačných prvkov. Preto sú fyzické prototypy z konzervatívneho prístupu nahrádzané modernými virtuálnymi prototypmi. Rozdiel medzi oboma spôsobmi je zrejmý z obr. 3. Virtuálny model je vlastne počítačom vytvorená analýza ktorá umožňuje testovať stroj a predikovať jeho vlastnosti už v predvýrobnej fáze a následnými úpravami vo viacerých iternačných cykloch je dosiahnutá optimálna konštrukcia s požadovanými parametrami. Problematike je venovaných veľké množstvo článkov, použiteľnosť a princíp hlavných metód je možné nájsť napr. v [11], [16], [17]

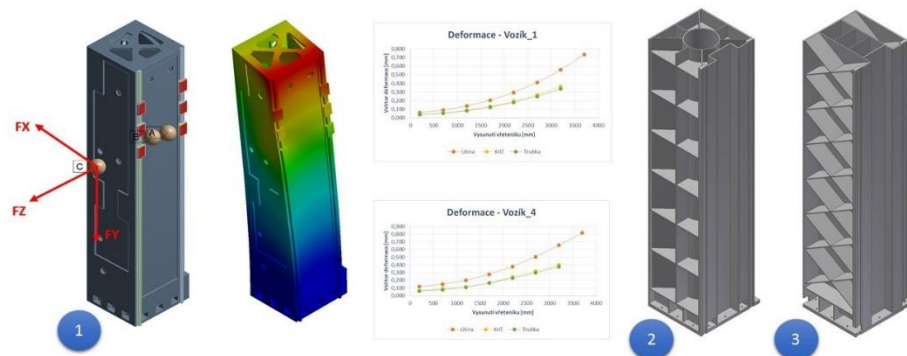


Obr. 47 Porovnanie tradičného prístupu vývoja stroja a procesu vývoja s využitím virtuálneho prototypu [3]

Problémy mechaniky telies sa z hľadiska mechaniky telies riešia analyticky alebo numericky. Pri stanovení tuhosti a namáhaní jednotlivých častí nosnej štruktúry sa v praxi najčastejšie používa metóda konečných prvkov. Podrobne je o počítačovej podpore a výpočtových metódach v odbore CNC obrábacích strojov pojednané v [3].

V prvej fáze návrhu je výhodné posudzovať tuhosť jednotlivých komponent samostatne s využitím analytických vzťahov, prípadne u zložitejších elementov s využitím moderných výpočtových metód. Najdôležitejším faktom je skutočnosť, že erudovaný inžinier musí pri

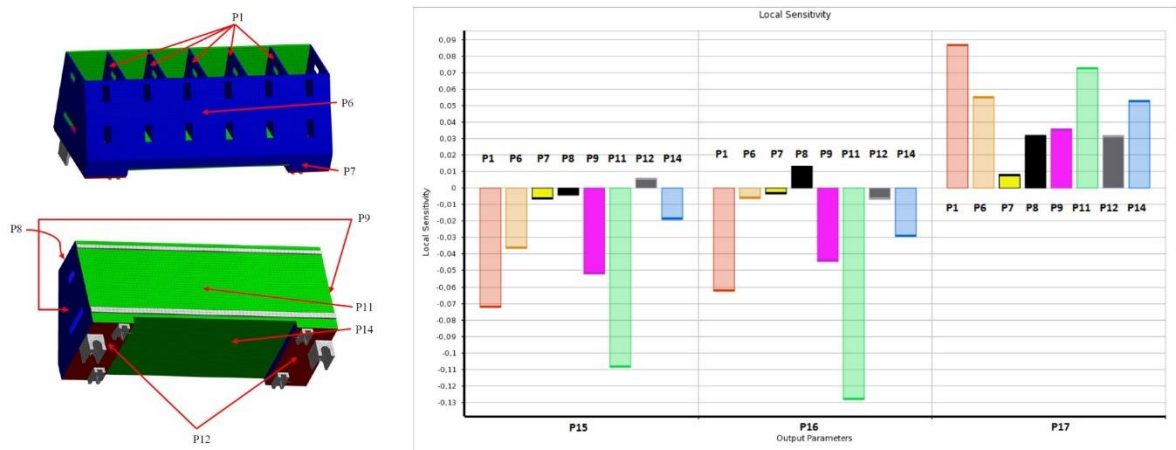
návrhu časti stroja a pri optimalizácii príslušnej statickej tuhosti uvažovať v ďalších súvislostiach. Okrem statickej tuhosti musí brať do úvahy aj ostatné parametre, ktoré konštrukciou daného dielu ovplyvní, konkrétne dynamická tuhosť, hmotnosť, tlmenie, teplotná stabilita, ekonomickosť a ďalšie. Optimalizácia samostatného dielu na základe uvedených parametrov je dôležitá, ale prioritné je posúdenie fyzikálneho chovania danej súčasti v kontexte celého systému stroja.



Obr. 48 Optimalizácia stojanu horizontálneho vyvrtávacieho centra [Intemac, TOS Kuřim]

Výpočtové stanovenie tuhosti samostatného dielu nosnej sústavy patrí z hľadiska výpočtovej analýzy medzi najjednoduchšie. Predpokladá sa linearizácia problému – lineárne zaťaženie aj materiál. Pri posudzovaní viacerých variant nie je nutné presné stanovenie okrajových podmienok, tzn. model pracuje s určitou chybou, ale pri porovnaní viacerých konštrukčných prevedení (napr. topológie rebier) je obdobná chyba zavedená do všetkých modelov. Na obr. 48 je zobrazené riešenie problému optimalizácie stojanu vodorovného vyvrtávacieho centra s ohľadom na vysokú statickú tuhosť, najmä pri namáhaní krutom. Stojan je v spodnej časti votknutý a hmotné body nahrádzajú saňovú časť a vreteník vyvrtávačky. Sily pôsobia cez túto sústavu hmotných bodov v pomyselnom mieste rezného nástroja. Výsledkom je sledovanie a porovnanie deformácie rôznych variant stojanu vo vybraných bodoch. Tento typ analýzy je časovo hospodárny a dáva rýchly prehľad pri voľbe vhodnej topológie alebo materiálu.

Pre určenie tvaru a topológie dielov za účelom dosiahnutia výhodnej statickej tuhosti pri zachovaní nízkej hmotnosti je možné využiť aj špeciálne nástroje pre optimalizáciu. Jeden z možných prístupov je parametrizácia modelu a citlivostná analýza. V modeli sú zvolené vstupné parametre (napríklad hrúbka stien a rebier, materiál, vzdialenosť...) ktorých hodnoty je možné kombinovať v snahe získať výhodné výstupné parametre (napríklad maximálna veľkosť deformácie, napätia, minimálna hmotnosť...). Tento nástroj umožní konštruktérovi odhadnúť vhodnú topológiu pre súčiastku. Jedná sa však skôr o vedecký prístup, v reálnej praxi sa väčšinou konštruktér logickým uvažovaním dokáže dopracovať k obdobnému riešeniu, ktorého vhodnosť je následne overená bežnými výpočtovými prostriedkami.



Obr. 49 Citlivostná analýza - priečnik obrábacieho centra

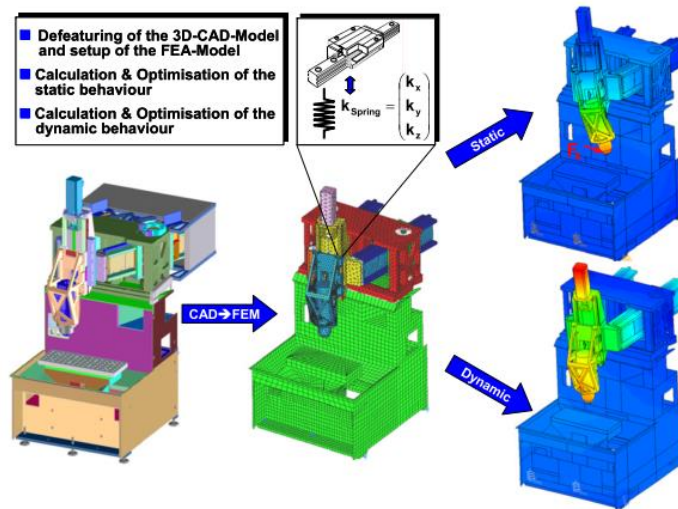
Po optimalizácii tuhosti jednotlivých dielov nosnej štruktúry sú tieto komponenty zahrnuté do konštrukcie celej sústavy stroja. Na základe ich zástavbových, hmotnostných a zotrvačných parametrov sú navrhnuté pohonné systémy jednotlivých lineárnych a rotačných osí, spolu s ďalším príslušenstvom (chladenie, mazanie). V spolupráci konštrukčného tímu sú optimalizované diely dodatočne mierne upravené pre pripojenie ďalších strojných zariadení, konzol, krytov a podobne. Po ukončení detailných konštrukčných prác je vytvorený model, ktorý slúži na stanovenie celkovej tuhosti stroja obrábacieho stroja a ďalšiu optimalizáciu resp. citlivostnú analýzu.

Nosná štruktúra obrábacieho stroja je navzájom pospájaná prvkami, ktoré zabezpečujú pevné spojenie alebo vzájomný pohyb medzi časťami sústavy. Jedná sa napríklad o skrutkové spoje, vedenia, ložiská, pohybové mechanizmy (gul'ôčková skrutka, hrebeň a pastorok...), kotviace prvky pre spojenie stroja so základom a podobne. Všetky tieto mechanizmy sú definované tuhosťou, hmotnosťou a momentami zotrvačnosti.

Analýza statickej tuhosti odhalí akou mierou sa podieľajú jednotlivé časti svoji dielčimi tuhosťami na celkovej tuhosti stroja. Obvykle býva jedna časť stroja výrazne poddajnejšia než ostatné členy kinematického reťazca (napr. vreteno s vretenníkom). Je dôležité posúdiť celkové chovanie sústavy, pretože zvyšovanie tuhostí niektorých členov, nemusí zároveň viesť k potrebnej vyššej tuhosti celého stroja.

2.6.1 Metóda konečných prvkov

Jedná sa o najkomplexnejšiu a najpoužívanejšiu metódu v oblasti simulácií obrábacích strojov. Detailný matematický popis metódy MKP je v [6], [7].



Obr. 50 Modelovanie CNC stroja pomocou MKP metódy [11]

Statická tuhosť

Analýza statickej tuhosti slúži k vyhodnoteniu deformácii na nástroji (TCP – tool center point). Je možné posudzovať jednotlivé komponenty, resp. celkovú zostavu stroja. Citlivostná analýza odhalí najslabšie miesta stroja, u ktorých je potreba zvýšiť tuhosť. Stroj s dostatočnou tuhosťou zabezpečuje vyššiu rozmerovú presnosť obrobku. Zvýšenie tuhosti vedie zároveň k zlepšeniu dynamických parametrov stroja obzvlášť v oblasti samobudeného kmitania. Môže byť lineárna alebo nelineárna podľa typu zadaných okrajových podmienok. [20], [21], [22]

Modálna analýza

Modálna analýza patrí do oblasti skúmania dynamických dejov a popisuje kmitanie mechanických štruktúr. Tento typ analýzy nemá zásadný význam pre simulácie obrábacích strojov, pretože neposkytuje dostatočné množstvo informácií o dynamických vlastnostiach systému (napr. veľkosť amplitúdy). Stanovuje hodnoty vlastných frekvencií sústavy alebo jednotlivých komponent spolu s odpovedajúcimi deformačnými tvarmi. Výhodou je jednoduchá realizácia experimentu. Modálna analýza teda môže poslúžiť ako vhodný nástroj pre verifikáciu výpočtových modelov. [23]

Dynamická poddajnosť

Dynamická poddajnosť je najdôležitejším pojmom pri hodnotení kvality stroja. Je výsledkom harmonickej analýzy, ktorá rieši kmitanie mechanických štruktúr vo frekvenčnej oblasti. Z hľadiska simulácii sa jedná o mimoriadne zložitý problém s veľkým počtom neznámych premenných (tuhosti vedenia, tlmenie spojov, vplyv materiálu...). Model je potreba odladiť na základe experimentu.

Na základe dynamickej poddajnosti je možné zostaviť tzv. stabilitné diagramy (SLD – stability lobe diagrams). Diagramy zobrazujú oblasti stabilného, resp. nestabilného obrábania pri vzniku samobudeného kmitania. Tento typ vibrácií spôsobuje zhoršenú kvalitu obrábaných

povrchov a znižuje produktivitu formou obmedzenia maximálneho záberu materiálu (medzná šírka triesky). Detailne o problematike samobudeného kmitania, zostavovania modelov a ich ladenie pojednáva veľké množstvo publikácií. [24], [25], [26], [27]

Teplotne-deformačné chovanie

Teplota v hale a zmena teplotných pomerov na stroji vedú k nežiaducim teplotným gradientom, ktoré spôsobujú teplotné dilatácie a tým pádom odchýlky v trajektóriách nástroja voči obrobku. Snahou výrobcov je tieto vplyvy potlačiť, resp. aspoň čiastočne odstrániť. Korekcie sú možné pomocou aktívnych (softvérových) alebo pasívnych (úprava topológie) kompenzácií. Neoddeliteľnou súčasťou všetkých výskumných prác je konečnoprvkový teplotne-štruktúrálly model. Princíp spočíva v zostrojení teplotného modelu na základe experimentov, z ktorého výstupy sú následne implementované do štruktúralneho modelu ako okrajové podmienky. [28], [29], [30], [31], [32], [33]

2.6.2 Modelovanie lineárnych osí

Táto práca pojednáva os systémovom prístupe pri návrhu lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj. Lineárna os je ale tiež mimoriadne zložitý mechatronický systém z hľadiska riadenia. Toto nie je súčasťou práce, ale je možné nájsť pre predstavu prístupy k modelovaniu napríklad v [34], [35], [36], [37], [38], [39], [40]

3 CIELE DIZERTAČNEJ PRÁCE

3.1 Motivácia

Motiváciu pre výskum v tejto oblasti a vznik práce by som rozdelil do dvoch rovín:

a) Všeobecná

V sektore obrábacích strojov sa neustále zvyšujú požiadavky na parametre obrábacích strojov. Je požadovaná vyššia výkonnosť, presnosť, statická a dynamická tuhosť, teplotná stabilita. V oblasti ťažkých obrábacích strojov je dosiahnutie optimálnych parametrov náročnejšie z dôvodu nízkej sériovosti strojov a tým pádom menšej možnosti optimalizácie na reálnych strojoch. Častokrát stačí malá konštrukčná chyba, ktorá dokáže ovplyvniť celkové chovanie stroja. Na druhej strane je potrebné nájsť „rozumnú“ mieru optimalizácie tak, aby stroj bol pre zákazníka zaujímavý aj z ekonomického hľadiska. Je možné síce vyrobiť super tuhý stroj s vysokou odolnosťou voči statickým a dynamickým silám, ale z hľadiska konkurencieschopnosti sa môže stať takéto zariadenia nepredajné. Preto je mimoriadne dôležité nazerať na obrábací stroj ako na komplexný systém a s využitím moderných pokročilých simulačných nástrojov minimalizovať riziko chýb.

b) Praktická

V rámci aplikovaného výskumu v spoločnosti Intemac Solutions a na VUT FSI v Brne som mal možnosť podieľať sa na návrhu a optimalizácii ťažkých obrábacích strojov. Jednalo sa o aktívne zapojenie pri vývoji špecifických strojov a ich príslušenstva. Hlavným bodom výskumu bolo nahradenie častí nosnej sústavy, ktoré boli vyrobené z odliatok zo šedej liatiny kompozitným materiálom – oceľový zvärok vyplnený vysokopevnostným betónom. Je to zdanlivo nesúvisiace s témou lineárnych osí, opak je pravdou. Prvotná motivácia bola myšlienka bývalého generálneho riaditeľa TOS Kuřim p. Karla Linerta a jeho spolupracovníka prof. Jiřího Marka, ktorí boli presvedčení že nahradením konzervatívneho riešenia (liatiny) novým, progresívnym materiálom sa jednak dosiahne finančná úspora pri výrobe jednotlivých dielov, vyššia modularita, vyššia tuhosť samotného dielu, ale tiež bude možné nahradiť v niektorých aplikáciách klznú vedenie valivým, ktoré umožňuje dosiahnutie výrazne vyšších pohybových rýchlostí. Konkrétne aplikácie sa týkali takmer výlučne ťažkých strojov, vo väčšine prípadov dokonca úplne nových prototypov. Preto bolo túto úlohu potreba riešiť. Aby bolo možné všetky tieto myšlienky overiť bolo potrebné vytvoriť komplexný model na posúdenie jednotlivých parametrov systému celého stroja ešte v predvýrobnej fáze a citlivo optimalizovať subsystemy lineárnych pohybových osí (a nielen tie).

3.2 Očakávané ciele dizertačnej práce

Hlavným cieľom dizertačnej práce je vytvorenie systémového prístupu pre návrh lineárnej osi pre ťažký obrábací v prototypovej fáze s využitím simulačných prostriedkov. Tento spôsob návrhu by mal viesť k lepšiemu pochopeniu systému lineárnej osi v kontexte stroja ako celku. Finálnym výstupom bude metodika a súbor odporúčaní pre konštrukčné a vývojové oddelenie,

ktoré by mali výrazne zefektívniť návrh ťažkého obrábacieho stroja a jeho lineárnej osi s cieľom dosiahnuť optimálne finálne parametre.

V súlade s danou témou a problematikou boli stanovené tieto čiastočné ciele, bez ktorých nie je možné dosiahnutie hlavného cieľa:

- pochopiť obrábací stroj a jeho lineárnu os ako komplexný systém
- vytvorenie pokročilého, komplexného výpočtového modelu obrábacieho stroja s dôrazom na chovanie pri pôsobení statických a dynamických síl
- experimentálne overenie a odladenie modelov
- experimentálne získanie potrebných fyzikálnych veličín pre okrajové podmienky modelu
- citlivostná analýza posúdenia vplyvu konkrétnej lineárnej osi na prejavy celého stroja
- zostavenie metodiky návrhu lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj s rešpektovaním všetkých vzťahových entít (systémový prístup)
- využitie metodiky pri návrhu nového ťažkého obrábacieho stroja – prípadová štúdia

Táto metodika bude využiteľná pre:

- Vývoj prototypu ťažkého obrábacieho stroja bez ohľadu na kinematickú konfiguráciu
- Optimalizáciu konkrétnych skupín stroja
- Modulárnu konfigurovateľnosť konkrétneho typu obrábacieho stroja (rôzne veľkostné a výkonnostné prevedenia)

3.3 Použité metódy v dizertačnej práci

Dizertačná práca je koncipovaná tak, aby slúžila ako metodický návod pre konštruktérov a vývojárov, ktorí sa angažujú v oblasti návrhu a vývoja ťažkých obrábacích strojov, obzvlášť nových prototypov. S využitím systémového prístupu sú posúdené jednotlivé parametre a ich vplyv na celkové chovanie stroja. Následne bude vytvorená metodika pre tvorbu komplexného výpočtového modelu s využitím MKP (Metóda konečných prvkov) softvéru ANSYS a popis možností pre detailnú analýzu stroja ako celku ale hlavne o vplyve lineárnej osi na celkové výsledné parametre stroja.

Diskutovaná bude aj možnosť náhrady robustného softvéru ANSYS komerčne dostupnejším softvérom – konkrétne Autodesk Nastran In-CAD.

Tvorba metodiky, vývoj a výskum prebiehali od roku 2014 až po súčasnosť a bolo zistených množstvo skutočností, závislostí a poznatkov. Nie je možné všetky zhrnúť a vymenovať v rámci jednej dizertačnej práce. V rámci vývoja pri ktorom som mal možnosť byť zapojený boli realizované celkom 4 fyzické prototypy strojov, niektoré z nich zaznamenali úspechy aj na svetových výstavách EMO v Miláne resp. Hannoveri. Čo je ale dôležitejšie, dočkali sa ocenenia hlavne od zákazníkov, pretože sa u všetkých z nich prejavili očakávané a hlavne vopred simulované vlastnosti. Všetky stroje sú v rôznych veľkostných variantoch dnes štandardne obchodované a dodávané svetovým zákazníkom v sektore ťažkého strojárstva.

Jedná sa konkrétne o stroje:

- Horizontálne obrábacie centrum FUT (TOS Kuřim),
- Horizontálne obrábacie centrum FS (TOS Kuřim)

- Portálové obrábacie centrum FRP (TOS Kuřim)
- Multifunkčné obrábacie centrum VT-260 (Fermat)



Obr. 51 Horizontálne obrábacie centrá FUT + FS, portálové centrum FRP [TOS Kuřim]



Obr. 52 Multifunkčné obrábacie centrum VT-260

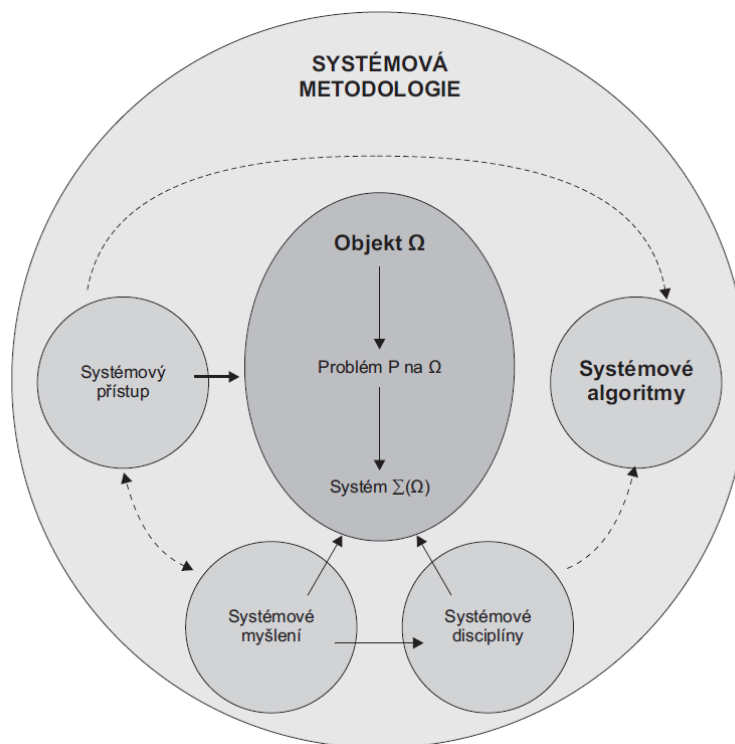
4 SYSTÉMOVÁ METODOLÓGIA

Okolo roku 1950 sa rozvinuli dva vedné odbory, ktoré následne výrazne ovplyvnili vedecký a technický pokrok. Vznikol odbor Kybernetiky a Teória systémov. Vznik týchto dvoch odborov nebol náhodný, ale bol dôsledkom vývoja ľudského poznania a myslenia, a tiež nevyhnutnosťou riešiť technické problémy na zložitých objektoch. Pre riešenie problémov bolo nutné prejsť od skúmania jednoduchých objektov k skúmaniu objektov ako celkov. [41]

Teória systémov je disciplína, ktorá sa komplexne a na všeobecnej úrovni zaoberá hľadaním nadodborových prístupov, postupov, metód, teórií, zákonov atď., podľa ktorých sa chovajú rôzne reálne a abstraktné sústavy. V tomto kontexte vznikol i nový prístup k riešeniu problémov na systémových objektoch s názvom systémový. Systémový prístup bol zároveň dôvodom pre vznik tzv. systémového myslenia. [41]

Z dôvodu riešenia rôznych problémov na systémových objektoch vznikla systémová metóda, ktorá sa označuje ako systémová analýza a syntéza. Spolu s ďalšími metódami, ktoré sa používajú v konkrétnych odboroch (experiment, modelovanie, štatistika...) vytvára súbor systémových disciplín, ktoré majú nadodborovú pôsobnosť. Pri riešení problémov na systémových objektoch daný subjekt využíva systémové postupy, niekedy označované aj systémové algoritmy. [41]

Systémová metodológia je abstraktný objekt, ktorý je možné chápať ako prienik systémového prístupu, systémového myslenia, systémových disciplín a systémových algoritmov. Systémové poňatie entity je potom taký prístup k entite pri ktorom sa aplikuje systémová metodológia. [41]



Obr. 53 Systémová metodológia [41]

4.1 Systémový prístup

Je možné považovať za akýsi návod pre realizáciu najrôznejších činností človeka, obzvlášť tých, ktoré súvisia s rôznymi druhmi analýz objektov a procesov, ktoré na nich prebiehajú. Na najobecnejšej úrovni je možné vymedziť systémový prístup ako všeobecnú myšlienkovú, vysvetľovaciu a činnostnú schému jedinca vo vzťahu k rôznym činnostiam na rôznych entitách. Systémový prístup vytyčuje východiská, prístupy a vlastnosti entít pre ich komplexnú analýzu, ktorá sa označuje ako atribúty systémového prístupu. [41]

Systémový prístup je možné vymedziť na rôznych úrovniach. Ľudové vymedzenie systémového prístupu je možné formulovať nasledovne:

Systémový prístup je náповeďou, na aké podstatné skutočnosti, týkajúce sa určitej entity, by človek nemal zabudnúť vo všetkých svojich činnostiach s touto entitou (myslenie, jednanie, porovnávacie analýzy, riešenie problémov) a ako by mal tieto činnosti realizovať.

Filozofickejšie vymedzenie pojmu: [41]

Systémový prístup je zovšeobecnená tvorivá metodológia myslenia a konania jedinca aplikovateľná na akékoľvek systémové entity, pričom táto metodológia je tvorená postupnosťou uvedomelých, opísateľných, realizovateľných, prípadne i formalizovaných činností, rešpektujúcich atribúty systémového prístupu.

Systémové atribúty je možné rozdeliť do nasledovných piatich podskupín: [41]

1. Podskupina je tvorená atribútmi, ktoré je možné považovať za premisy pre aplikáciu systémového prístupu
 - Atribút A0 – vymedzenie entity záujmu subjektu
 - Atribút A1 – požiadavka pojmovej čistoty
 - Atribút A2 – správne vymedzenie a formulácia problému
2. Podskupina obsahuje atribúty, ktoré odporúčajú, ako sa má pristupovať k analyzovaným entitám a k na nich formulovaným problémom
 - Atribút A3 – entity posudzovať štruktúrovane
 - Atribút A4 – entity posudzovať účelne – podstatnosť
 - Atribút A5 – entity posudzovať komplexne
 - Atribút A6 – entity posudzovať hierarchicky
 - Atribút A7 – entity posudzovať orientovane
3. Podskupina atribútov odporúča, aké vlastnosti sa majú u entít posudzovať
 - Atribút A8 – entity posudzovať z hľadiska otvorenosti – okolia entity
 - Atribút A9 – entity posudzovať z pohľadu úrovne vyváženosti
 - Atribút A10 – entity posudzovať z hľadiska dynamickosti
 - Atribút A11 – entity posudzovať z hľadiska stochastičnosti a dynamickosti
 - Atribút A12 – posudzovať cieľové chovanie entít
 - Atribút A13 – posudzovať entity z hľadiska výskytu deterministického chaosu a samoorganizácie
4. Podskupina atribútov odporúča, aby všetky činnosti človeka boli realizované na súčasnej úrovni poznatkov vedy a techniky a s využitím progresívnych metodologicko-vedeckých trendov
 - Atribút A14 – využívať poznatky súčasnej vedy a techniky
 - Atribút A15 – pre riešenie neštandardných situácií používať progresívne a heuristické prístupy
 - Atribút A16 – vytvárať „algoritmy činností“

- Atribút A17 – analyzovať výsledky riešenia problémov
- 5. Podskupina atribútov sa zaoberá etickými aspektami subjektov k entitám, a to zodpovednosťou za vierohodnosť výsledkov riešenia problémov, dodržiavaním všetkých etických noriem a záujem o implementáciu výsledkov riešenia a ich dôsledkov v okolí entity
 - Atribút A18 – mať zodpovednosť za vierohodnosť odovzdávaných výsledkov riešenia
 - Atribút A19 – dodržiavať všetky etické normy
 - Atribút A20 – sledovať spôsob implementácie výsledkov

4.2 Problémy a ich riešenie

Pojem problém a problémová situácia sú pojmy, ktoré patria k najfrekvencovanejším slovám v našich životoch. Dôvod je, že v každej ľudskej činnosti vznikajú behom jej realizácie problémové situácie, ktoré môžeme definovať nasledovne: [41]

Problémová situácia je taký neštandardný stav entity (objektu, človeka), ktorý z objektívnych alebo subjektívnych dôvodov vyžaduje riešenie s určitým vymedzeným cieľom, pričom proces riešenia nie je rutinný, takže riešiteľ musí využiť informačné, hodnotiace, tvoriace a rozhodovacie činnosti a hľadať metódy riešenia.

Pre definíciu problému platí: [41]

Problém je subjektom naformulovaná podstatná skutočnosť z problémovej situácie, ktorú je nutné zo subjektívnych alebo objektívnych dôvodov riešiť s určitým vymedzeným cieľom, pričom proces riešenia vyžaduje realizáciu informačných, tvoriacich, hodnotiacich, rozhodovacích a výkonných činností a hľadanie metód riešenia.

4.2.1 Komplexná analýza problému

Táto analýza je akýmsi „desatorom“ potrebných čiastočných analýz k plnohodnotnému a vierohodnému riešeniu problémov: [41]

- I. Vstupná analýza problémovej situácie
- II. Formulácia problému
- III. Formulácia cieľov riešenia problému
- IV. Analýza nadradených reštrikcií
- V. Analýza možností využitia informačných zdrojov
- VI. Analýza stupňa ostrosti problému
- VII. Vymedzenie hraníc problému
- VIII. Analýza stupňa naliehavosti problému
- IX. Analýza možných kooperácií
- X. Analýza možností overiť

4.2.2 Jednotný scenár riešenia problémov

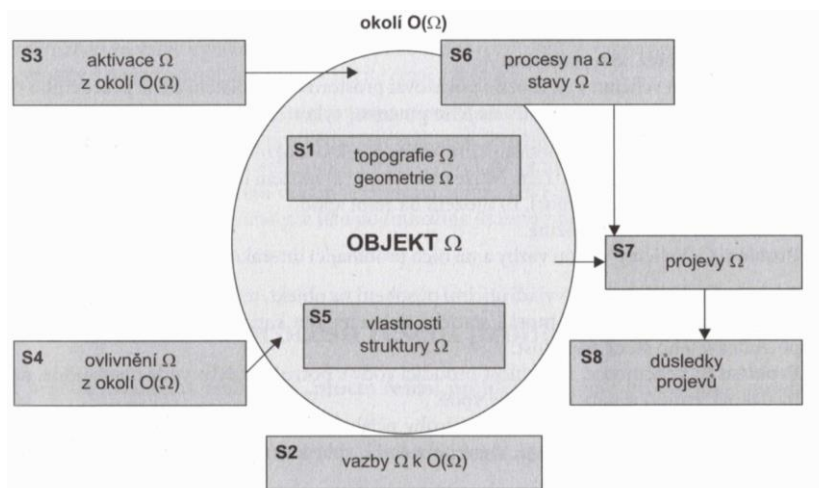
Predstavuje akýsi zovšeobecnený prístup k riešeniu problémov a má nadodborový charakter. Ak je scenár správne pochopený a prijatý za nástroj riešenia problémov, môže sa stať významným pomocníkom. Jedinec pri riešení totiž nemusí trápiť svoju myseľ tým, čo všetko podstatné by mal zahrnúť do procesu riešenia problémov a premýšľať na čo všetko zabudol. Nadodborovosť je výhodná v tom, že vieme ako postupovať pri riešení akéhokoľvek problému. Jednotlivé podmnožiny je nutné samozrejme odborovo konkretizovať.

Je overené, že:

Osvojením si scenára riešenia príčinných problémov sa jedinec dostane na vyššiu úroveň schopnosti riešiť problémy. [41]

Jednotný scenár riešenia problémov má veľmi jednoduchú podstatu. Konkrétna entita s určitými vlastnosťami je ovplyvňovaná okolím a následne toto okolie sama ovplyvňuje. Pre každú entitu Ω je typické, že má určité okolie, tvar (geometria), že v okolí zaujíma určitú polohu. S okolím má určité väzby, cez ktoré sa realizujú interakcie, ktoré entitu aktivujú a ovplyvňujú. Aktivácia entity vyvoláva na nej procesy, ktoré menia jej stavy. Entita sa do svojho okolia určitým spôsobom prejavuje, čo ma za následok určité dôsledky. Ak z množiny charakteristík entity (okolie, topológia, geometria, väzby, aktivácia, ovplyvňovanie, procesy, stavy, prejavy a dôsledky) vyberieme tie, ktoré sú pre riešenie konkrétnej situácie dôležité, dostaneme množinu podstatných parametrov a z nej systém podstatných veličín. Podmnožiny systému podstatných veličín sú: [41]

- **Podmnožina S0** – obsahuje veličiny v_0 , popisujúce okolie entity, sú to tzv. environmentálne veličiny
- **Podmnožina S1** – obsahuje veličiny v_1 , ktoré popisujú štruktúru a topológiu entity, geometriu prvkov, tzv. objektové veličiny
- **Podmnožina S2** – obsahuje veličiny v_2 , ktoré popisujú podstatné väzby entity s okolím, resp. väzby medzi jednotlivými podobjektami, na ktoré je entita rozdelená
- **Podmnožina S3** – patria do nej veličiny v_3 , ktoré vyjadruje takú aktiváciu entity Ω z jej okolia, ktorá na entite vyvoláva procesy, podnety, príčiny – aktivačné veličiny
- a) **Podmnožina S4** – táto podmnožina obsahuje veličiny v_4 , ktoré ovplyvňujú entitu z okolia, konkrétne na nej prebiehajúce procesy
- b) **Podmnožina S5** – veličiny v_5 , ktoré vyjadrujú vlastnosti prvku štruktúry entity
- c) **Podmnožina S6** – obsahuje veličiny v_6 popisujúce procesy prebiehajúce na entite, uvádzajú entitu do rôznych stavov, odlišných od počiatočných
- d) **Podmnožina S7** – patria sem veličiny v_7 vyjadrujúce prejavy entity, ktoré odpovedajú stavom, do ktorých sa entita dostala v dôsledku prebehnutých procesov
- e) **Podmnožina S8** – zahrňuje veličiny v_8 popisujúce dôsledky prejavov entity na jej okolie alebo na ňu samotnú.



Obr. 54 Podmnožiny systému podstatných veličín [41]

5 SYSTÉMOVÝ PRÍSTUP PRI NÁVRHU LINEÁRNEJ OSI ŤAŽKÉHO OBRÁBACIEHO STROJA

5.1 Popis systémových atribútov

A0: Predmetom nášho záujmu bude ťažký obrábací stroj a jeho lineárna os. Nie však ako samostatná časť, ale ako súčasť celkovej štruktúry stroja.

A1: Z hľadiska pojmovej čistoty budú v nasledujúcom texte používané pojmy z oblasti CNC obrábacích strojov, oblasti tvorby modelov a experimentálnych metód.

A2: Ťažký obrábací stroj je unikátne zariadenie, pri návrhu ktorého je potreba posudzovať celý systém stroja komplexne. Aj nepatrná chyba pri konštrukcii môže viesť k problematickému chovaniu stroja pri prevádzke. Daný problém vychádza z autorovej vlastnej skúsenosti pri spolupráci s výrobnými podnikmi pri stavbe prototypov ťažkých obrábacích strojov. Správne vymedzenie a formulácia problému by mohlo znieť napríklad takto:

Stanovenie systematického postupu pri návrhu lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj, posúdenie vplyvu konštrukcie lineárnej osi na celkové parametre stroja a optimalizácia vybraných mechanických parametrov, ktoré majú priamy vplyv na pracovnú presnosť stroja.

Jedná sa konkrétne o parametre:

- statická tuhosť
- stanovenie vlastných frekvencií sústavy
- dynamická tuhosť
- teplotná stabilita*

*Problematika teplotnej stability obrábacích strojov obecné je veľmi náročný a komplexný problém. Prebieha množstvo výskumov v tejto oblasti. Je zrejme že teplo a teplotné dilatácie jednotlivých častí stroja majú vplyv na presnosť a akosť obrábaných súčiastok, ale v tejto práci bude tejto problematike venovaná len nepatrná pozornosť. V procese návrhu a vývoja je síce možné určitými cieľenými krokmi dosiahnuť zlepšenie teplotnej stability stroja, ale výsledné chovanie je ovplyvnené mnohými ďalšími faktormi, ktoré majú veľmi ťažko predikovateľný charakter – obzvlášť v sektore ťažkých strojov. Preto moja pozornosť je sústredená primárne na statické a dynamické vplyvy.

A3: Obrábací stroj spolu s ďalšími perifériami je zložitá komplexná štruktúra. Jednotlivé entity je nutné posudzovať štruktúrované. Na určitej úrovni je možné analyzovať jednotlivé konkrétne problémy na jednotlivých samostatných entitách (časť nosnej sústavy, lineárna os, rotačná os...), ale v konečnom dôsledku je nutné posúdiť vplyv jednotlivých entít na celkovú štruktúru obrábacieho stroja. Z hľadiska riešenej problematiky je možné stanoviť nasledovné podsústavy, ktoré vytvárajú komplexnú sústavu stroja:

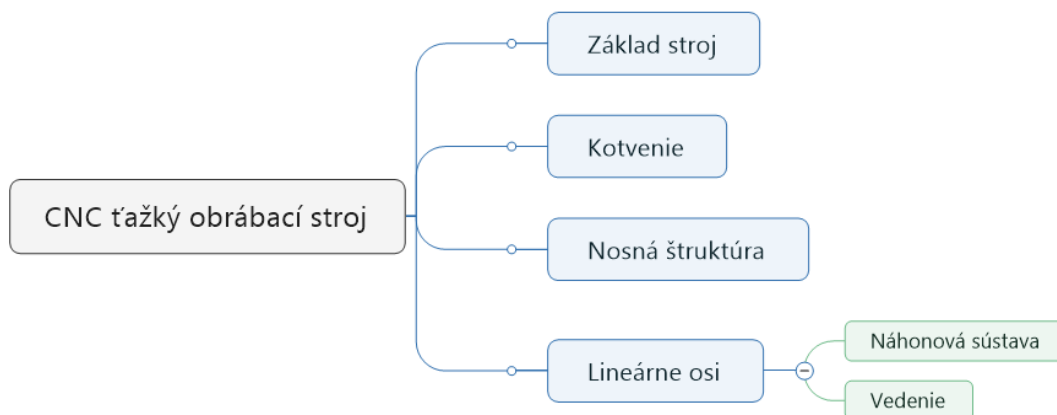
- základ stroja
- kotvenie stroja k základu
- okolie stroja (výrobná hala)

- nosná štruktúra
- lineárne osi
- rotačné osi
- nástrojové sústavy
- príslušenstvo (výmena nástrojov, obrobkov, krytovanie, chladenie a mazanie...)

Podsústavu lineárnej osi je následne možné štrukturovať nasledovne:

- vedenie
- náhon
- odmeriavanie
- mazanie
- krytovanie

A4: Pre riešenie daného problému je nutné vybrať také entity, ktoré majú podstatný vplyv na skúmané mechanické parametre. Potom štruktúra entít bude vyzeráť nasledovne:



Obr. 55 Podstatné entity

A5: Ako už bolo uvedené a spomínané jednotlivé entity je možné posudzovať na určitej úrovni samostatne, ale je potreba následne posúdiť komplexnú štruktúru. Medzi jednotlivými entitami resp. aj medzi podsústavami v rámci jednej entity existujú väzby. Väzby z mechanického hľadiska sú skrutkové spoje, trecie plochy vedení, kontakty v ložiskách, lineárnych valčekových vedeniach, kotvení medzi strojom a základom...atď. Medzi jednotlivými entitami, podsústavami entít a medzi entitami a okolím dochádza k vzájomnej interakcii. Preto je potreba posudzovať tieto zákonitosti komplexne.

A6+A7: Tradičný prístup k návrhu lineárnej osi ťažkého stroja vo výrobnom podniku má určitý hierarchický a časový spád. V prvom kroku navrhne konštruktér časti nosnej štruktúry s „vhodnými“ tuhostnými a hmotnostnými parametrami, následne odovzdá informácie konštruktérovi, ktorý na základe týchto parametrov konštrukčne navrhne jednotlivé komponenty lineárnej osi – vedenie, náhon, odmeriavanie, mazanie...atď.; a v poslednom roku sú potrebné informácie odovzdané oddeleniu, ktoré je zodpovedné za elektro konštrukciu a softvérové riadenie. Väčšinou až v konečnej fáze návrhu sa dostávajú informácie

k výpočtárovi, ak vôbec podnik disponuje takouto kvalifikovanou osobou. Výpočtár následne už len overuje, či sú mechanické vlastnosti stroja v rámci nejakých rozumných hodnôt. Môj prístup z hľadiska hierarchie spočíva v tom, že všetky komponenty a všetky úkony musia byť navzájom prepojené a v hierarchickom systéme sú všetky rovnocenné, časovo súbežné a s rovnakou dôležitosťou.

A8: Jednotlivé entity sústavy obrábacieho stroja sú vzájomne prepojené s okolím stroja. Toto okolie má vplyv na mechanické charakteristiky stroja. Jedná za najmä o vplyvy teplotné, kedy zmena teplôt v okolí stroja, prípadne priamy dopad slnečných lúčov na stroj môžu ovplyvniť výsledné parametre stroja. Ďalej sa môže jednať o interakciu s okolím, ktorá súvisí s prenosom vibrácií. V jednej výrobnej hale môže byť umiestených viacero strojov a zariadení, ktoré generujú rázy, vibrácie a tie sa potom môžu cez konštrukciu základu alebo budovy prenášať na konkrétny sledovaný obrábací stroj. V predvýrobnej fáze je však tieto deje prakticky nemožné popísať, pretože sú vždy pre konkrétnu situáciu iné, preto budeme uvažovať, že okolie stroja je dokonale homogénne, teplotne stále, bez vonkajších rušivých vplyvov.

A9: Úrovňová vyváženosť znamená, že v určitej množine prvkov alebo v určitej sústave majú všetky prvky a väzby približne rovnakú kvalitu sledovaných vlastností. Toto je mimoriadne dôležitý atribút, ktorý je často pri stavbe ťažkého stroja ignorovaný. Keďže sa neposudzujú vlastnosti komplexne, dochádza k tomu, že parametrovo sú jednotlivé komponenty nevyvážené. Napríklad predimenzovaná časť nosnej štruktúry z hľadiska tuhosti bez opodstatnenia, vysoká hmotnosť pohybujúcej sa časti bez výrazného ovplyvnenia tuhosti atď. Jedna stránka je, že sú nevyvážené mechanické parametre, ale s tým úzko súvisí aj nevyváženosť ekonomická. Niekde si konštruktér dovoľí „prepych“ aby mal istotu, že nejde do rizika, na druhej strane sa potom musí šetriť v oblasti kde je to nežiadúce. V konečnom dôsledku sa môže stať že výsledkom úsilia bude stroj, ktorý nebude mať očakávané vlastnosti a navyše bude z ekonomického hľadiska pre výrobcu nezaujímavý.

A10: Obrábací stroj a deje prebiehajúce na ňom sú mimoriadne dynamické a menia sa v čase veľmi intenzívne. Z predvýrobnej fáze pri návrhu stroja, je ale prakticky nemožné zohľadniť a zahrnúť celé spektrum týchto parametrov, preto budem v našom prípade uvažovať systém za tzv. kvázi-statický. To znamená, že nie je možné zohľadniť celé spektrum, ale využijeme len určité stavové body v čase a priestore. Napríklad stanovenie tuhosti pri rôznych vysunutíach vretenníka a pri rôznych okrajových podmienky (veľkosť zaťažujúce sily statickej / dynamickej)

A11: Na danej rozlišovacej úrovni budeme všetky veličiny a deje uvažovať deterministické.

A12: Cieľové chovanie entít, resp. sústavy entít bude:

- výsledná statická tuhosť navrhovaného stroja
- výsledná dynamická tuhosť navrhovaného stroja
- citlivosť a vplyv (podiel) jednotlivých entít na celkové chovanie stroja

Bude tiež možné sledovať cieľové chovanie jednotlivých, konkrétnych entít (napríklad modálne charakteristiky, čiastočné tuhosti...)

A13: Z hľadiska deterministického chaosu a samoorganizácie je potreba, aby bolo zamedzené v priebehu celého procesu návrhu nejednoznačnosti, nepredvídateľnosti a nezrozumiteľnosti.

To znamená, že všetky zainteresované subjekty musia od počiatočnej fázy poznať presne poznať tieto atribúty:

- požadované cieľové chovanie entít a sústavy entít
- vstupné parametre
- ekonomické, technologické, hardvérové a iné obmedzenia
- všetky subjekty musia byť organizované a vzájomne prepojené

A14: Pri stavbe komplexného modelu a návrhu budú používané všetky najmodernejšie poznatky z vedy a techniky. Obzvlášť z oblasti modelovania, konkrétne Metódou konečných prvkov (MKP). Paradox je, že aj napriek tomu že väčšina metód je známa už roky a v dnešnej dobe už aj pomerne dostupných, častokrát tieto podporné prostriedky spolu s kvalifikovanými pracovníkmi vo výrobných podnikoch absentujú.

A15: Neštandardné situácie pri návrhu lineárnej osi nebudeme uvažovať.

A16: Algoritmus činností bude predmetom ďalšieho textu tejto práce

A17: Analýza výsledkov je samozrejماً. Ale čo je ešte dôležitejšie, je potreba budovať databázu znalostí, ktorá je v podstate súborom (sústavou) jednotlivých dielčích výsledkov, či už z výpočtových analýz alebo experimentálnych metód.

A18+A19+A20: Vzhľadom k tomu, že popisované metódy boli využité v praxi pri stavbe a návrhu niekoľkých prototypov ťažkých obrábacích strojov, je zrejmé že zodpovednosť za dosiahnuté výsledky bola mimoriadne vysoká. To, že boli dodržané všetky etické normy je tiež samozrejmosťou. U navrhnutých a vyrobených prototypov sa potvrdili všetky očakávané parametre, preto je jednoznačne možné potvrdiť že implementácia výsledkov a záverov prebehla úspešne. A navyše dobrou spätnou väzbou je dobrá odozva od zákazníkov, ktorí v niektorých prípadoch daný typ stroja odporučili alebo sami objednali ďalší kus.

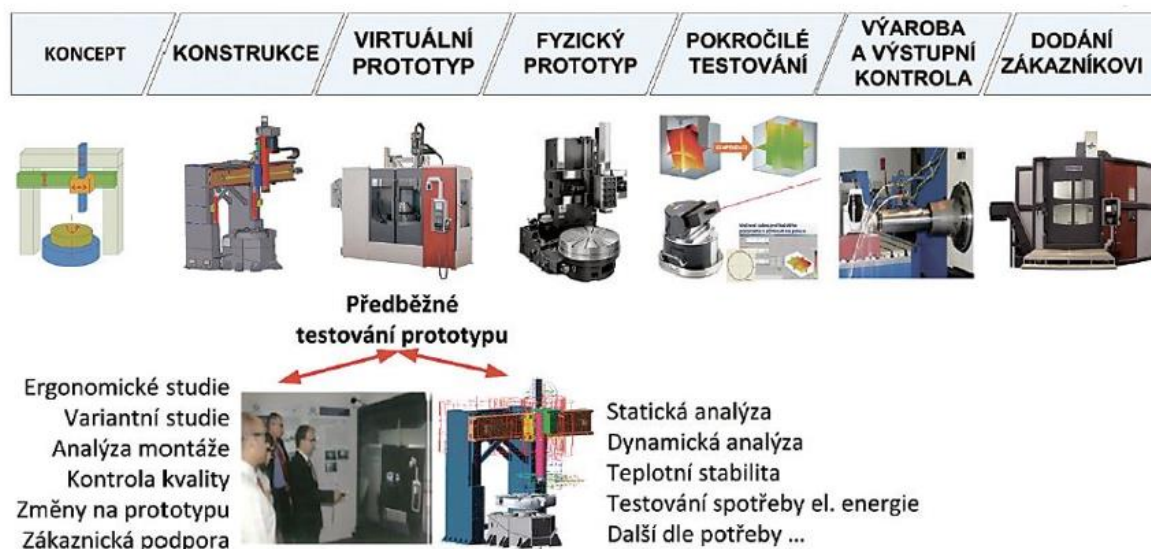
5.2 Komplexná analýza problému

Dovolím si tvrdiť, že túto kapitolu považujem za zrejme najdôležitejšiu v celej dizertačnej práci. Kapitola obsahuje viacero poznatkov z praxe, výskumu a názory odborníkov s ktorými som mal možnosť spolupracovať a viesť diskusiu na základe ktorej vznikol problém, ktorý bolo potrebné riešiť.

5.2.1 Vstupná analýza problémovej situácie

Problematika komplexného návrhu lineárnej osi u ťažkého obrábacieho stroja ma zaujala pri realizácii a účasti na projektoch pri vývoji viacerých prototypov ťažkých obrábacích strojov ako zástupca výskumnej organizácie a neskôr strojnej fakulty v spolupráci s výrobcami obrábacích strojov, ktoré sa môže radiť do kategórie ťažkých obrábacích strojov.

V kapitole 2.6, konkrétne na obrázku č. 47 je znázornený tradičný prístup vývoja obrábacieho stroja. Tento prístup má historické opodstatnenie, kedy ešte v dobe nedávnej neboli možnosti pokročilých simulácií rozvinuté z dôvodu softvérových, ale hlavne hardvérových obmedzení. Z dôvodu pokroku v oblasti informačných technológií sme schopní v súčasnosti vytvoriť virtuálny prototyp stroja, na ktorom dokážeme simulovať rôzne mechanické vlastnosti ešte v predvýrobnej fáze. Vkladám sem pre lepšiu orientáciu časť schémy ešte raz, kde je zobrazený, len nový, moderný prístup ku konštrukcii stroja, využiteľný pri vývoji a návrhu malého, kompaktného centra až po ťažký obrábací stroj bez limitov v oblasti kinematickej konfigurácie a robustnosti.



Obr. 56 Moderný prístup k návrhu obrábacích strojov

Pri riešení problému vývoja nového prototypu ťažkého stroja vo výrobnom podniku sú zaužívané pomerne stále zvyklosti a približne rešpektujú postup znázornený na obrázku č. 56. Vytvorí sa koncept stroja na základe vstupných parametrov a požiadaviek na stroj. Následne sa zhotoví 3D CAD model / 2D výkres zástavby, rozsahu pohybov jednotlivých osí, layout atď. Následne konštruktéri z rôznych oddelení – konštruktér nosných sústav, konštruktér lineárnych (rotačných) osí, krytovania, elektro konštruktér a iní, vytvoria finálnu konštrukciu stroja. Tá sa následne odovzdá výpočtárovi, ak takouto persónou podnik disponuje a ten overí chovanie stroja, resp. upraví čiastočne niektoré parametre, keďže má k dispozícii komplexný virtuálny model. Ak podnik vo svojom tíme výpočtára nemá, musí sa spoľahnúť na intuíciu a jednoduché

mechanické prepočty konštruktérov alebo prípade odovzdá problém na overenie nejakej výskumnej organizácii. Následne stroj putuje do výroby a po zhotovení diela by sa navrhnuté a očakávané mechanické vlastnosti mali prejaviť aj v reálnych podmienkach, pri testovaní alebo potom pri samotnej prevádzke u zákazníka. Tento postup je dobrý, väčšinou funguje, navyše renomované firmy disponujú veľkou databázou skúseností a znalostí, takže nejaké zásadné chyby sú väčšinou raritou, aj keď občas problém môže nastať. Ale to nie je predmet problému tejto práce. Už pri počiatkoch mojej účasti na procese vyššie popísanom ma zaujalo pár problémov, ktoré v tomto procese – nazývanom moderný, neboli zohľadnené.

Problém má dve hlavné línie:

V prvom rade je otázka ako konštruktér postupuje od fázy KONCEPT do fázy KONŠTRUKCIA. Ako dokáže stanoviť / odhadnúť potrebnú tuhosť a hmotnosť konkrétneho dielu (lôžko, stojan, sane, vretenník...)?

Následne s tým súvisí druhá záležitosť. Po konštrukčnom vzniku jednotlivých častí nosnej sústavy sú informácie o odliatkoch, zvárkoch, kompozitoch odovzdané konštruktérovi, ktorý navrhne a zrealizuje detailnú konštrukciu lineárnej (rotačnej) osi. Osobne zastávam názor, že v literatúre je dosť nešťastne vždy rozdelená časť – nosná sústava a lineárna os, pretože pod pojmom lineárna os si každý predstaví motor, prevodovku, guľôčkovú skrutku, ložiskové domčeky a podobne.

Problém je, že sa málokto zaoberá súvislosťami medzi nosnou štruktúrou a lineárnymi osami. Častokrát si potom tieto dve vzájomné oddelenia hrajú vlastnú ligu, bez prepojenia vzájomných súvislostí. Preto problém, ktorý bude riešený je vytvorenie súvislosti medzi týmito dvomi entitami a hlavne vytvorenie prístupu, aby konštruktér ešte pred fázou detailnej konštrukcie vedel odhadnúť, resp. stanoviť vplyv jednotlivých dielov a komponent na výsledné mechanické parametre stroja.

5.2.2 Formulácia problému

V nadväznosti na uvedené v predchádzajúcej kapitole, by problém bolo možné definovať nasledovne:

Aby konštruktéri a vývojári dokázali realizovať kvalitný a konkurencieschopný ťažký obrábací stroj, je potreba aby pri návrhu postupovali systematicky a posudzovali nielen dielčie časti stroja samostatne (nosná štruktúra, lineárne a rotačné osi...), ale aby dokázali už v predvýrobnej (prototypovej) fáze s dostatočnou presnosťou stanoviť požadované parametre stroja. S využitím pokročilých simulačných nástrojov je možné stroj optimalizovať a vyhnúť sa konštrukčným chybám, ktoré by mohli mať vplyv na konečné vlastnosti stroja najmä v oblasti mechanických parametrov. Táto práca obsahuje návod ako postupovať a ako problém systematického postupu pri návrhu lineárnej osi v kontexte celého stroja riešiť.

5.2.3 Formulácia cieľov riešenia problému

Cieľom riešenia problému bude nasledovné:

- zostavenie tzv. mechanického konceptu obrábacieho stroja
- zostavenie komplexného modelu obrábacieho stroja
- výpočtová analýza v oblasti statických a dynamických síl
- experimentálne overenie modelu a čiastočných subštruktúr modelu
- pochopenie vzájomných závislostí a súvislostí

- stanovenie využiteľnosti v praxi

5.2.4 Analýza nadradených reštrikcii

Pri riešení daného problému sa môžu vyskytnúť rôzne obmedzenia súvisiace s nadriadenými reštrikciami, za predpokladu, že je problém riešený v rámci výrobného podniku. Obmedzenia môžu súvisieť so špeciálnymi požiadavkami zákazníka, obmedzeniami ekonomickými (nákladovými), technologickými (obmedzené možnosti výroby) a pod. V rámci riešenia problému pre účel tejto práce nebudú uvažované žiadne obmedzujúce reštrikcie, bude pozornosť sústredená len na technickú stránku problému.

5.2.5 Analýza možnosti využitia informačných zdrojov

Pri riešení danej problematiky ešte v rámci konkrétnych zadaní boli vo veľkom využívané informačné zdroje. Konkrétne sa jednalo o vedecké publikácie indexované v rôznych databázach. Veľká väčšina článkov a podkladov súvisela s konštrukčne menšími obrábacími strojmi, ale poznatky boli s úpravami prenositeľné na ťažké stroje.

5.2.6 Analýza stupňa ostrosti problému

Daný problém je možné považovať za ostrý v tom smere, že pri dodržaní navrhnutého postupu a všetkých konkrétnych krokov, je možné dosiahnuť „uspokojivého výsledku“. Na druhej strane je niekedy pomerne zložitá stanoviť čo tento „uspokojivý výsledok“ znamená. Z pohľadu najdôležitejších mechanických parametrov stroja pre obrábanie – statická a dynamická tuhosť, neexistuje presná hodnota parametru. Vždy záleží na veľkosti stroja, type, prevládajúcej technologickej operácii, požiadavkách zákazníkov a mnoho ďalších. Mal som možnosť sa stretnúť s tým, že v niektorých spoločnostiach sú vybudované znalostné databázy a konštruktéri presne vedia akým smerom sa majú uberať a aké hodnoty tuhostí sú pre daný stroj žiaduce. V iných spoločnostiach, paradoxne v tých ktoré sa zameriavajú na výrobu a vývoj ťažkých strojov sa stavia stroj na základe skúseností z minulosti a niekedy aj pocitov, a preto je riziko vzniku chyby vysoké. Takže stupeň ostrosti problému nie je možné exaktne stanoviť.

5.2.7 Vymedzenie hraníc problému

Vymedzenie hraníc problému bude zrejmé z popisu v nasledujúcej kapitole, kde pomocou systému podstatných veličín bude zohľadnený vplyv a podstatnosť jednotlivých prvkov a tým pád budú stanové aj hranice problému.

5.2.8 Analýza stupňa naliehavosti problému

Problém nie je naliehavý v pravom slova zmysle. Ale pre výrobný podnik, ktorý sa zaoberá konštrukciou a vývojom ťažkých obrábacích strojov, špeciálne prototypov bez výrazných skúseností s návrhom obdobného typu stroja, môže táto problematika byť minimálne zaujímavá.

5.2.9 Analýza možných kooperácií

Riešenie tejto problematiky vzniklo na úrovni vzťahu výrobný podnik – výskumné centrum – strojná fakulta.

5.2.10 Analýza možností overenia správnosti riešenia

Správnosť riešenia daného problému je samozrejme možné a veľmi jednoduché. Pri dodržaní stanoveného postupu je možné výsledné parametre overiť experimentálnymi metódami, o ktorých bude čiastočne pojednané v rámci nasledujúcej kapitoly.

5.3 Metodika pre systémový návrh lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj

V úvode tejto práce sa nachádza rešerš z oblasti ťažkých strojov. Definícia ťažkého stroja prakticky neexistuje. Do tejto kategórie spadajú stroje, ktoré sú určené pre obrábanie ťažkých a rozmerných obrobkov, pričom rozmery a hmotnosti samotných strojov sú „pomerne veľké“. Ako vodidlo by mohla slúžiť tabuľka z literatúry [4]:

Tab. 4 Veľkosti obrábacích strojov

	Pojazd najdlhšej osi [mm]	Hmotnosť obrobku [mm]
Malý obrábací stroj	< 999	< 999
Stredne veľký obrábací stroj	1 000 – 3 999	1000 – 9 999
Veľký obrábací stroj	> 4 000	> 10 000

Z tabuľky teda vyplýva že za veľký (ťažký) obrábací stroj môžeme považovať stroj, ktorého ľubovoľná os má pojazd dlhší než 4000 mm, prípadne je tento stroj určený pre obrábanie ťažkých obrobkov, ktorých váha je väčšia než 10 ton.

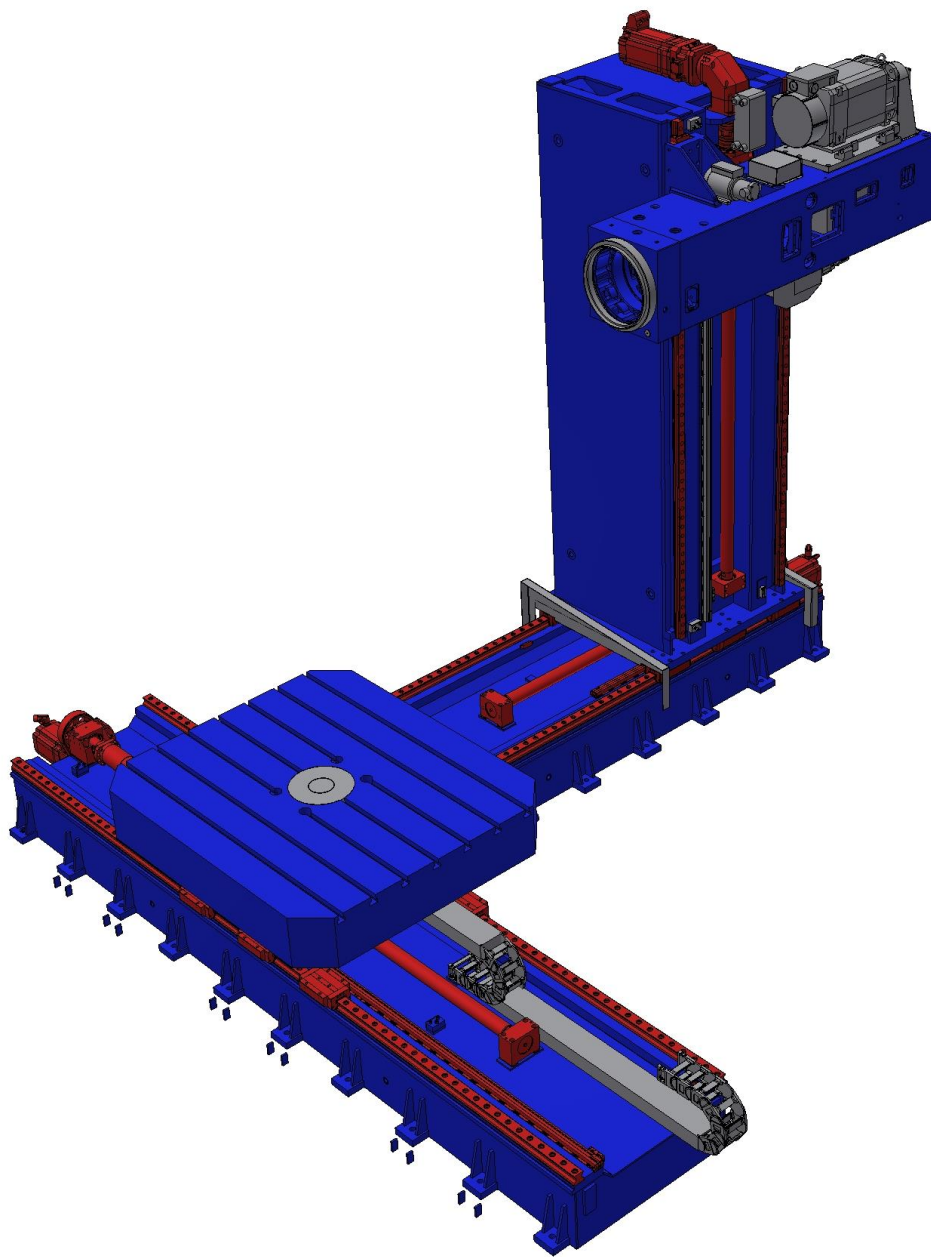
Navrhovaná metodika vychádza zo všeobecných princípov, ktoré sú platné pre akýkoľvek obrábací stroj, ale ťažké stroje majú svoje špecifiká, preto metodika nebude zovšeobecnená. Je prakticky overená a platná len pri návrhu ťažkého stroja.

Ako je uvedené v predchádzajúcej kapitole, nemôžeme zabúdať na súčinnosť všetkých častí stroja, pretože ten sa chová ako celok. Na obr. 57 sú farebne znázornené jednotlivé skupiny stroja:

- nosná sústava (štruktúra) – modrá
- lineárne osi – červená
- ostatné – šedá

Môj systémový prístup spočíva v tom, že nie je možné stroj rozdeliť na jednotlivé skupiny, ale je vždy nutné posudzovať ako celkovú zostavu, na ktorú pôsobia tieto dielčie skupiny. Z týchto dôvodov je potreba v navrhnutej metodike postupovať nielen z pohľadu lineárnych osí, ale aj všetkých ďalších častí, ktoré výsledné parametre stroja ovplyvňujú. Konštruktér následne na základe metodiky bude schopný exaktne stanoviť vopred požadované parametre a to pre každú lineárnu os, ktorú chápem ako:

- náhonová sústava
- príslušné časti nosnej sústavy



Obr. 57 Znáznornenie skupín stroja [TOS Kuřim]

Štruktúra metodiky:

I. Stanovenie vstupných parametrov

V procese vývoja nového prototypu ťažkého stroja sa stáva, že nie vždy sú pri štarte projektu k dispozícii všetky potrebné parametre. Niekedy sa zadanie mení v priebehu vývojového a konštrukčného procesu napríklad z dôvodu zásahu zákazníka do konštrukcie stroja, výpadku subdodávateľa dôležitých komponent...atď. V ideálnom prípade, by ale zúčastnené subjekty mali mať vopred stanovené a nemenné požiadavky na stroj a teda vstupné parametre pre vývojový proces. Jedná sa o súbor parametrov, ktoré majú vplyv na mechanické prevádzkové charakteristiky popísané v kapitole 2.5. Konkrétne je potrebné stanoviť minimálne tieto parametre:

- typ stroja (kinematická konfigurácia)
- typy realizovaných technologických operácií na stroji (percentuálne vyjadrenie)
- maximálne rezné sily pôsobiace na stroj
- maximálne zastavbové rozmery stroja
- maximálna hmotnosť stroja
- maximálna hmotnosť a rozmery obrobku
- stanovené fixné rozmerové parametre (napríklad priemer upínacej dosky)
- výkonové parametre (vreteno, karuselovací stôl...)
- rozsah pojazdov, rýchlosti a zrýchlenia v jednotlivých osách
- technologické a ekonomické obmedzenia

II. Stanovenie výstupných parametrov

Obdobne ako pri vstupných parametroch je potreba poznať aj požadované hodnoty výstupných veličín. Neexistujú žiadne obecné manuály, normy, predpisy kde sú uvedené konkrétne hodnoty (čísla) daných veličín. Kvantifikácia týchto parametroch vychádza výlučne zo skúseností a znalostných databáz výrobných podnikov. Konkrétne je potreba vopred stanoviť požadované hodnoty týchto parametrov:

- požadovaná statická tuhosť stroja
- požadovaná dynamická tuhosť stroja
- požadovaná miera teplotnej stability*

* Teplotnú stabilitu uvádzam, pretože je to možné do tejto metodiky zahrnúť, dokonca v rámci výskumu pre účely tejto práce boli realizované viaceré projekty s cieľom dosiahnuť teplotne stabilný stroj, konštrukčnými úpravami v predvýrobnej fáze alebo dodatočnými zásahmi na samotnom stroji. Daná problematika je ale mimoriadne robustná a zložitá, preto budem síce zmieňovať v metodike, ale len v teoretickej rovine. Primárne bude pozornosť zameraná na mechanické charakteristiky – statika, dynamika.

III. Vytvorenie konceptu stroja

Koncept stroja je vytvorenie zástavovej konštrukcie stroja, na ktorej sa vizuálne overuje zástavba stroja, rozsahy pojazdov, možné kolízie častí stroja, konfigurácie jednotlivých

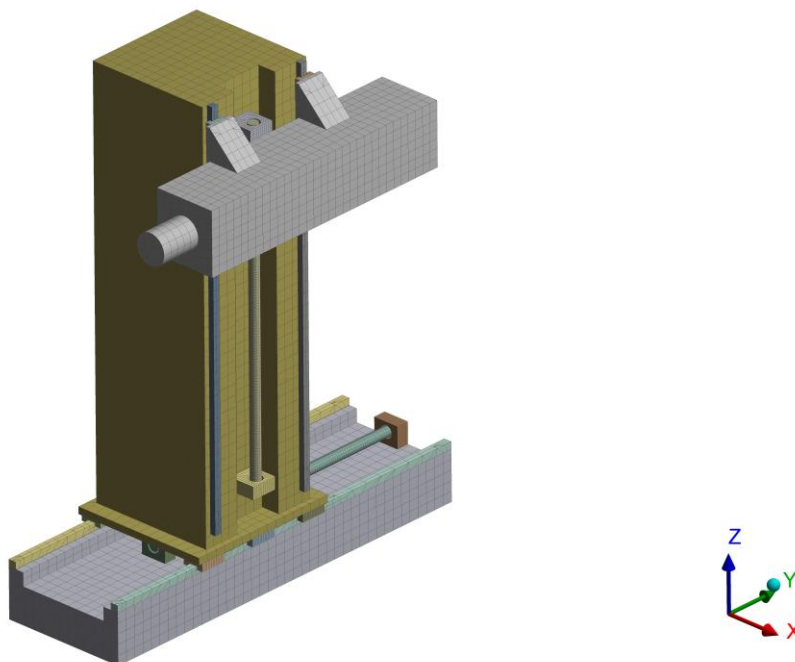
rozmerových variant, layout a podobne. Tento koncept slúži následne ako podklad pre detailnú konštrukciu. V tejto fáze vývoja je výstupom nasledovné:

- - kinematická schéma stroja
- - 3D CAD adaptabilný model
- - 2D rozmerový výkres

Z hľadiska predstavivosti a minimalizácie chýb je z praktického hľadiska najlepšou voľbou adaptabilný 3D CAD model. Jedná sa o 3D model zástavby stroja, s možnosťou adaptabilného pohybu jednotlivých komponent v daných pohybových osiach. Moderné systémy umožňujú kvalitnú vizualizáciu a animáciu s možnosťou nastavenia krajných medzných polôh.

Mechanický koncept

Jedna sa o môj originálny prístup k vývoju ťažkého obrábacieho stroja a jeho lineárnej osi. Využíva princípy systémového prístupu a pokročilých metód z teórie modelovania. Prístup spočíva v tom, že pri prechode od konceptu stroja, popísaného v predchádzajúcom texte k detailnej konštrukcii stroja sa vytvorí ešte jeden medzikrok, ktorý som nazval „Mechanický koncept“. Zo zástavového modelu, ktorý slúžil na vizualizáciu rozmerových parametrov sa vytvorí model mechanický, ktorý umožní stanoviť požadované mechanické parametre stroja a jednotlivých komponent (nosná sústava + lineárna os) ešte pred realizáciou samotnej konštrukcie stroja.



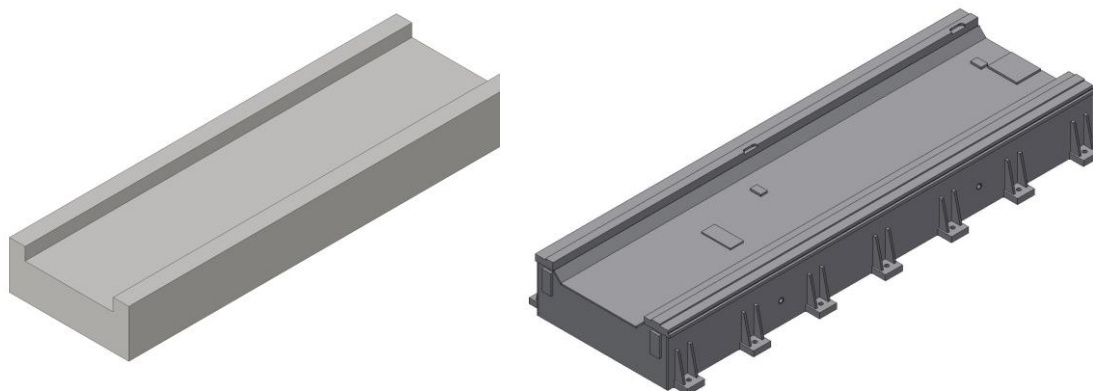
Obr. 58 Mechanický koncept obrábacieho centra s vodorovnou osou vretena

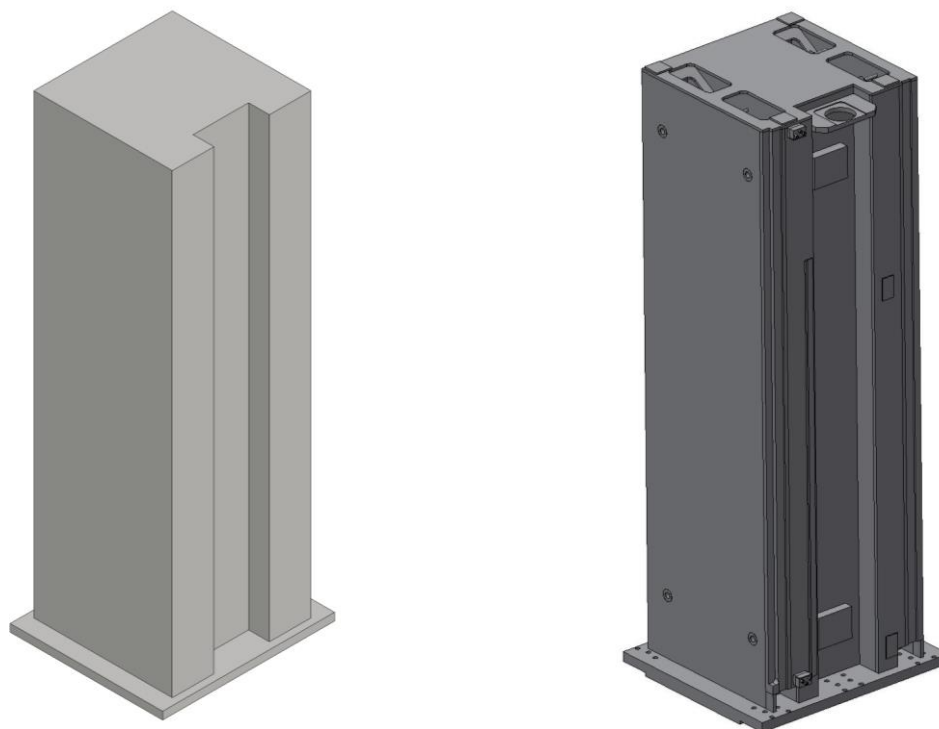
Jedná sa o výpočtový model, ktorý je v mojej metodike koncipovaný na báze metódy konečných prvkov (MKP). Mechanický model má tieto parametre:

- všetky entity sú bez detailnej topológie (rebrovanie, striktné geometrické rozmery...)
- každá entita má dva parametre – tuhosť a hmotnostný
- z výpočtového hľadiska je tuhosť a hmotnosť definovaná pomocou dvoch materiálových charakteristík - modulu pružnosti a hustoty
- každý diel ma priradený unikátny (výpočtový) modul pružnosti a hustotu
- variáciou (zmenou) týchto parametrov, je možné sledovať vplyv zmeny tuhosti a hmotnosti jednotlivých dielov na celkové chovanie stroja
- prvky lineárnej osi musia vždy korešpondovať s vlastnosťami nadväzujúcich častí nosnej sústavy (napríklad ak sa zvýši hmotnosť pohyblivej časti, je potreba aktualizovať časti lineárnej sústavy – náhon + vedenie tak, aby odpovedali danému zaťaženiu a požadovaným vlastnostiam – rýchlosť, zrýchlenie, trvanlivosť ložísk atď.)
- geometria všetkých častí „mechanického modelu“ musí byť „dostatočne jednoduchá“ aby bolo možné vytvoriť jednoduchú konečnoprvkovú sieť tvorenú z veľkej časti HEX (hexahedral) elementami
- výpočtový model dokáže potom veľmi pružne a rýchlo spočítať veľké množstvo rôznych variant a konfigurácií
- pri tvorbe modelu je potreba postupovať podľa obecných zásad modelovania, ktoré sú vysvetlené v kapitole V tejto metodiky.
- rozmerové parametre (zástavba) jednotlivých dielov je možné meniť len v „rozumných“ medziach, aby nebola narušená rozmerová koncepcia stroja

Výstupy z mechanického konceptu:

- požadované hmotnosti a tuhosti dielov nosnej sústavy
- požadované tuhosti lineárnych valivých vedení
- tuhosť guľôčkovej skrutky a matice vrátane uloženia v ložiskových domčekoch
- podiel jednotlivých komponent na celkovej statickej a dynamickej tuhosti stroja
- teplotne-mechanické javy je na tejto úrovni modelu bez detailnej topológie veľmi náročné skúmať

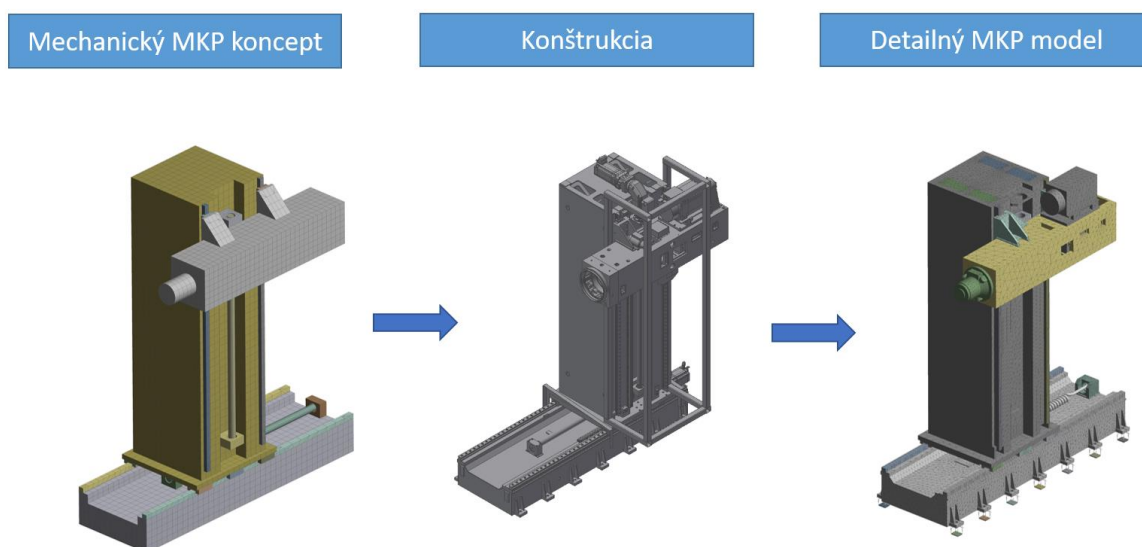




Obr. 59 Porovnanie lôžka a stojanu obrábacieho centra - koncepčný model (vľavo) a detailná konštrukcia (vpravo)

IV. Detailná konštrukcia stroja

Prínos mechanického konceptu spočíva v tom, že konštruktéri, ktorí sa budú zaoberať detailnou konštrukciou nosných sústav a lineárnych (rotačných) osí už vopred budú na základe výpočtov, vedieť aké tuhostné a hmotnostné parametre musia mať konkrétne entity, a ako by mali vyzerat' vzťahy medzi nimi.



Obr. 60 Postup pri tvorbe konštrukcie a MKP modelu CNC stroja

Najdôležitejšou otázkou je, ako dosiahnuť parametre (tuhosť a hmotnosť) reálneho dielu, napríklad lôžka v zhode s modelom mechanického konceptu, resp. ako overiť túto zhodu na výpočtovej úrovni. Odpoveď je – modálna analýza. Výpočet vlastných frekvencií a odpovedajúcich deformačných tvarov konkrétneho dielu vo voľnom stave a porovnanie. Navyše je tento parameter možné veľmi jednoducho overiť aj experimentálne. Ak má daný diel identické rozmerové parametre, identickú hmotnosť tak zmeny v tuhosti sú dané len úpravou topológie. Ladením vnútornej topológie (rebrowaním), prípadne úpravou materiálu sa snažíme priblížiť k vlastnej frekvencii referenčného dielu. Rozdiel medzi reálnym konštrukčným dielom a referenčnou geometriou z mechanického konceptu je zrejmý z obr. 59. Názorné vysvetlenie bude realizované v nasledujúcej kapitole na prípadovej štúdií.

V. Vytvorenie detailného MKP modelu stroja

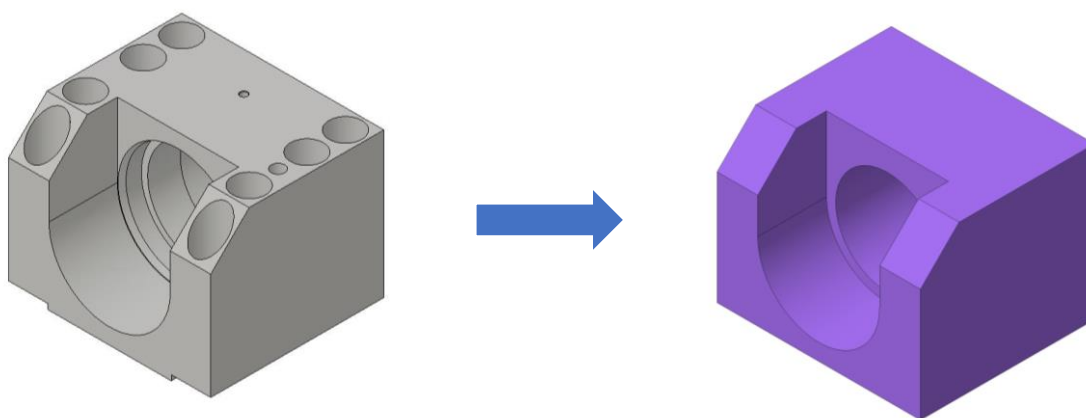
Podmnožina S0:

Za okolie entity stroja považujeme okolie stroja vo výrobnej hale (vzduch) a tiež základ stroja ku ktorému je stroj kotvený. Keďže predmetom nie je skúmanie teplotných deformácií ani chovanie základu pod strojom, tieto veličiny zanedbáme. Základ stroja bude považovať za dokonale tuhý.

Podmnožina S1

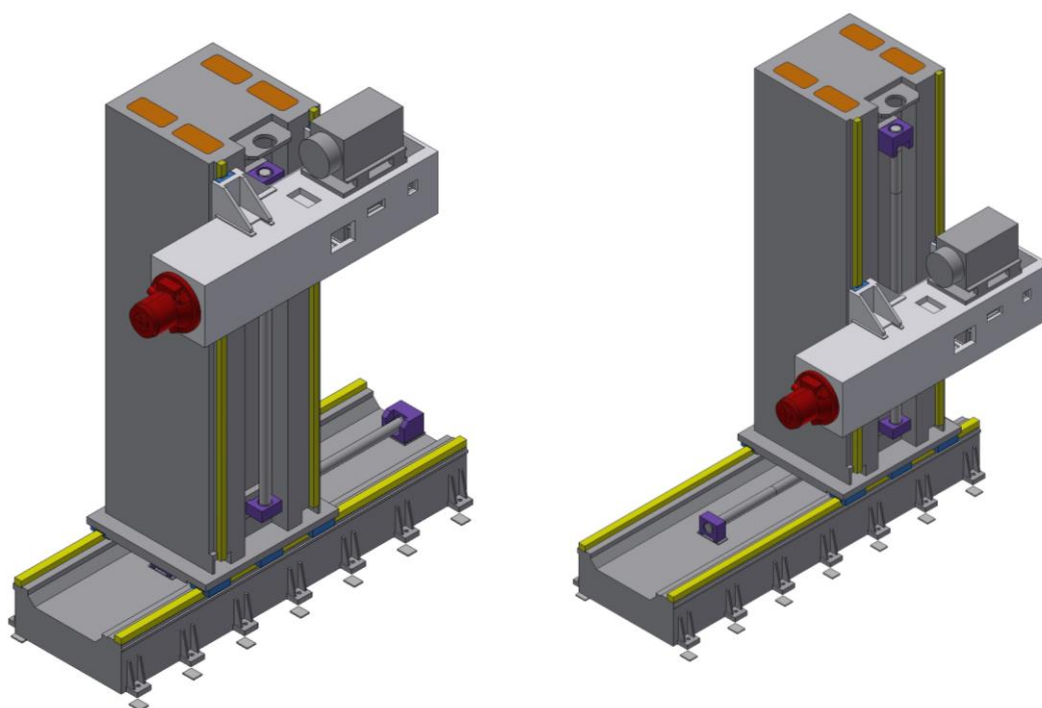
Jedná sa o veličiny, ktoré popisujú štruktúru a topológiu entity. Patria sem všetky konštrukčné prvky, z ktorých sa skladá obrábací stroj (časti nosnej sústavy, lineárne a rotačné osi, kotvenie stroja, nástroj...atď.). Konkrétne sa jedná o rozmiestnenie jednotlivých prvkov entity v priestore (topológia) a ich vlastná geometria, tvar.

Pre výpočtový MKP model slúži ako podklad tzv. zjednodušený geometrický model. Z dôvodu sieťovania nie možné použiť 3D CAD model, ktorý je výsledkom detailnej konštrukcie. Túto geometriu je nutné upraviť tak, aby bolo jednotlivé komponenty možné pokryť MKP sieťou. Úroveň zjednodušenia závisí na skúsenosti výpočtára a na zvolenom prístupe k sieťovaniu – názorná ukážka úpravy geometrie na obr. 61.



Obr. 61 Úprava geometrie domčeka uloženia guľôčkovej skrutky

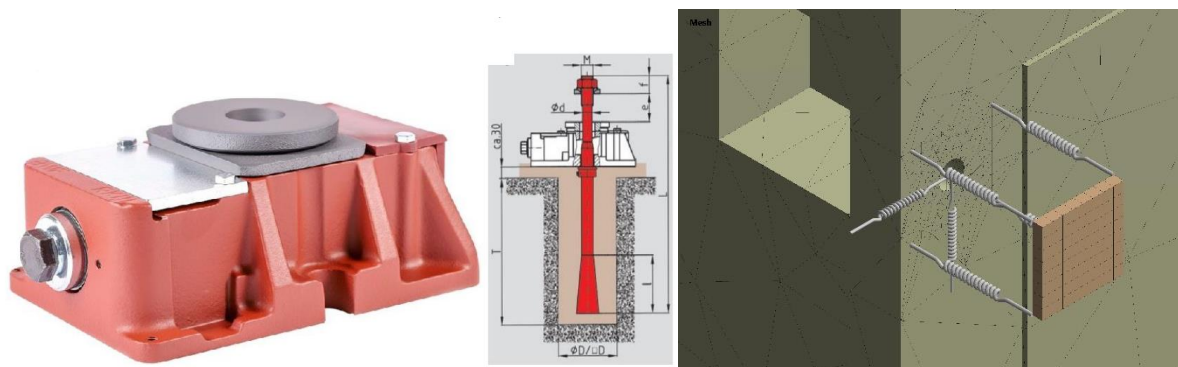
Z hľadiska výsledných skúmaných mechanických parametrov (statická a dynamická tuhosť) budú hodnoty týchto veličín iné pre každú geometrickú konfiguráciu konkrétneho stroja. Preto je často potreba skúmať dané vlastnosti v rôznych polohách (konfiguráciách). Napríklad pre obrábacie centrum s vodorovnou osou (horizontálne frézovacie a vyvrtávacie centrum) sa pri konfigurácii maximálneho výsuvu vretenníka prejaví vplyv tuhosti stojanu so zanedbateľným vplyvom tuhosti lôžka, naopak pri konfigurácii vretenníka v spodnej polohe môže torzná tuhosť lôžka výrazne ovplyvniť pracovnú presnosť stroja. Nie je možné skúmať všetky možné polohy stroja, ale je potreba dôkladne zvážiť a rozhodnúť ktoré konfigurácie z hľadiska skúmaných parametrov sú dôležité. Výber vhodných konfigurácií a ich počet je opäť na skúsenostiach výpočtára, pre rôzne kinematické konfigurácie stroja môže byť rôzny počet skúmaných polôh (konfigurácií)



Obr. 62 Rôzne výpočtové konfigurácie obrábacieho centra

Podmnožina S2

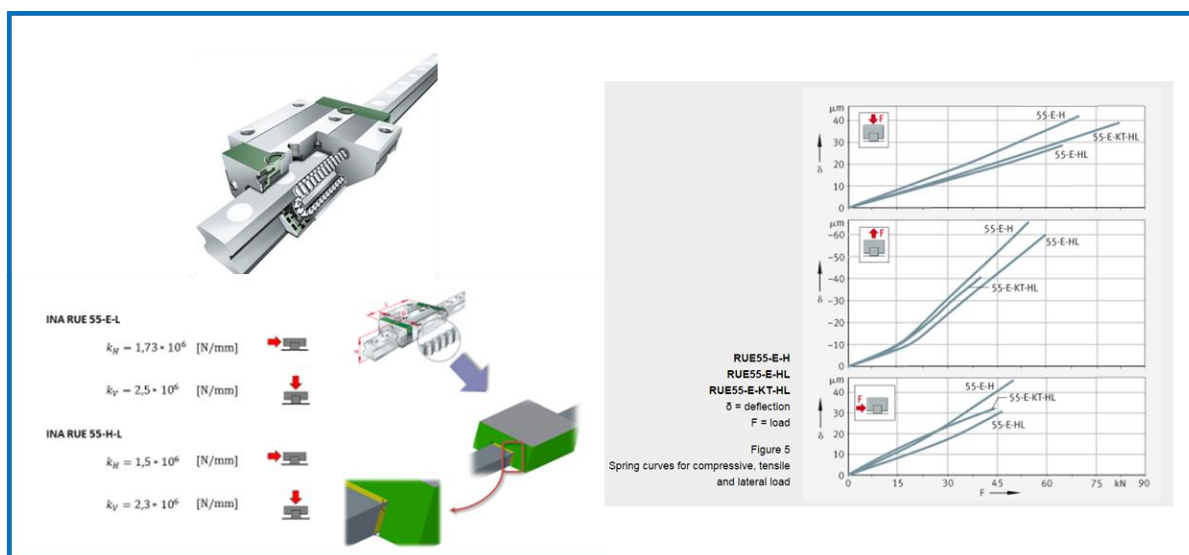
Ťažké stroje sú kotvené k základu pomocou staviteľných pätičiek. Tieto pätičky majú určitú tuhosť udávanú výrobcom vo vzájomne kolmých smeroch. Pätička je vo výpočtovej analýze nahradená väzbou s presne definovanými tuhosťami v konkrétnych smeroch.



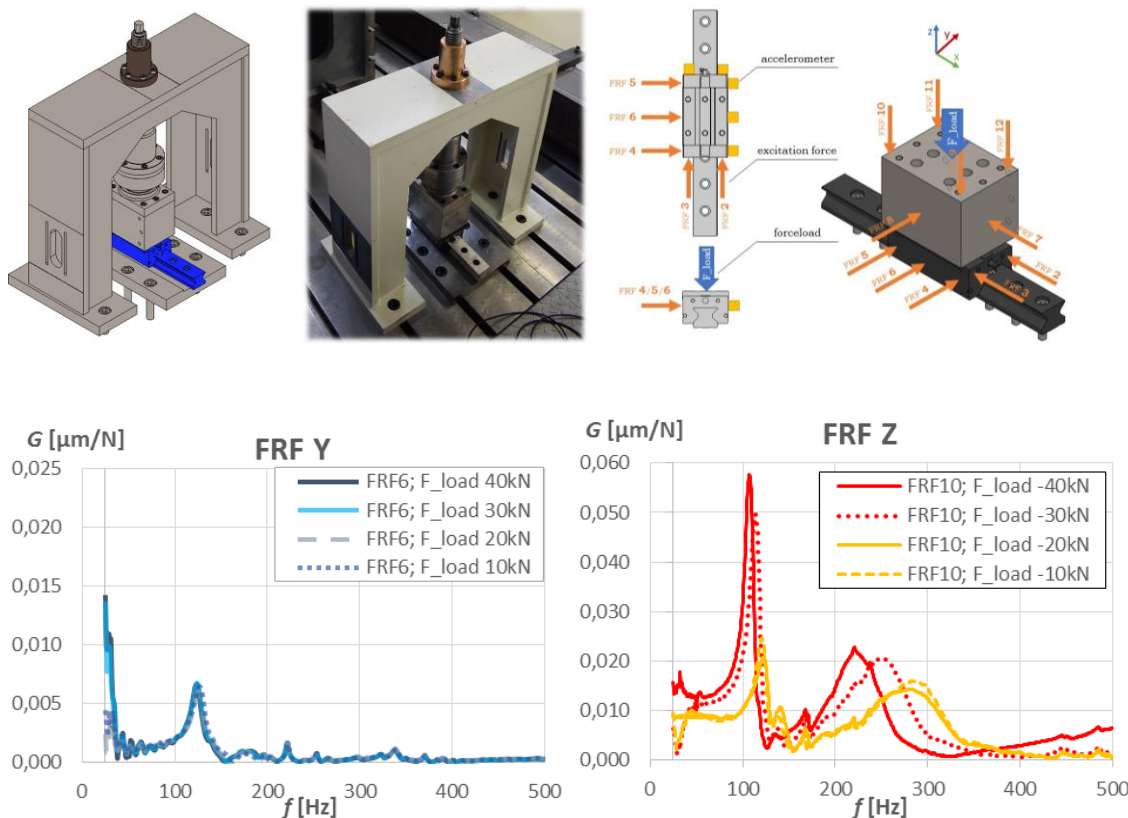
Obr. 63 Výpočtová náhrada staviteľnej pätky [BWF]

Lineárne osi sú tvorené mechanickou náhodnou sústavou a lineárnym vedením. Z hľadiska výpočtového modelu sú tieto objekty modelované kombináciou poddajných telies a sústavou pružných väzieb (napríklad tuhosť v ložiskách, tuhosť medzi vozíkom a koľajnicou vedenia, tuhosť dvoch trecích klzných plôch....)

Tuhosť v lineárnom valivom vedení je väčšinou udávaná výrobcom, s pomerne slušnou presnosťou. Udáva sa tuhosť v dvoch navzájom kolmých smeroch (radiálna a axiálna). Na obrázku 64 je zobrazená tuhostná charakteristika pre lineárne profilové vedenie od spoločnosti Schaeffler, konkrétne veľkostná rada 55. Pre účel exaktného zisťovania tuhostných charakteristík (ale i tlmenia vo vedení) bol v rámci výskumu vytvorený skúšobný stand (obr. 65), kde je možné pomocou trapézovej skrutky vyvodit' rozličné sily predpätia a následne stanoviť statické a dynamické veličiny, ktoré budú slúžiť ako okrajové podmienky pre výpočtový model.

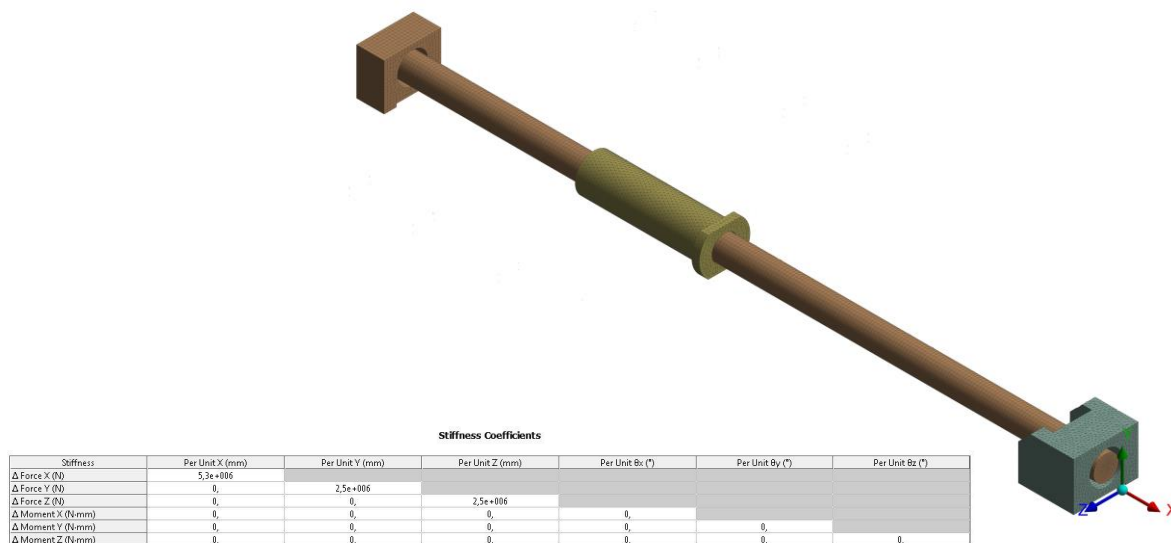


Obr. 64 Tuhostné charakteristiky lineárneho, profilového vedenia [Schaeffler]



Obr. 65 Skúšobné zariadenie pre získavanie mechanických parametrov lineárnych vedení

Parametre tuhosti guľôčkovej skrutky a matice je možné stanoviť podľa normy ISO 3408-1:2006 (Part 4 – Static axial rigidity). Pri MKP modelovaní je možné skrutku modelovať ako 3d objemové teleso alebo nahradiť pomocou „beam“ prvku. Z hľadiska presnosti výpočtovej analýzy je potreba zadať správne tuhosti v kontaktoch (matica-skrutka, ložiská). Hodnoty týchto tuhostí sa zadávajú do tabuľky (obr. 66) a je potreba definovať tuhosti vo všetkých potrebných rovinách a smeroch pôsobenia.



Obr. 66 Výpočtový model pohybovej skrutky a matice s uložením v ložiskových domčekoch

Ďalšie prvky výpočtových modelov ako sú napríklad skrutkové spoje, klzné vedenie, pohon pomocou systému ozubený hrebeň-pastorok a ďalšie, sú z výpočtového hľadiska náročnejšie na realizáciu, kde nie je možné jednoducho zistiť parametre tuhosti, prípadne tlmenia v týchto entitách. Preto je potrebné realizovať viaceré pokročilé doplnujúce výpočty, ktoré väčšinou vedú na nelineárne úlohy. Výsledky z týchto výpočtov sú potom použité ako okrajové podmienky pre komplexný model. Popis týchto postupov a metód nie je súčasťou tejto práce.

Podmnožina S3

Za aktiváciu veličiny z okolia je možné považovať:

- sily od rezného procesu – statické (kvazistatické)
- sily od rezného procesu – dynamické
- gravitačné zrýchlenie
- budiace sily od rotujúcich nevyvážených častí
- teplotné ovplyvnenie z okolia

Podmnožina S4

Táto podmnožina kvantifikuje ovplyvňovanie entity jej vlastným okolím. Do tejto skupiny môžeme zaradiť napríklad povahu rezných síl, ktoré spôsobujú nežiadúce statické a dynamické odchýlky špičky nástroja od teoretickej trajektórie. Vzhľadom k tomu, že vo fáze návrhu vystačíme s obmedzenými parametrami a navyše pracujeme s hodnotami pomernými (relatívnymi) – statická / dynamická tuhosť nie potreba exaktne poznať tieto charakteristiky.

Podmnožina S5

Do tejto skupiny patria veličiny, ktoré vyjadrujú vlastnosti objektov entity. Konkrétne sa jedná rozmerové a materiálové charakteristiky. Zahŕňa to napríklad:

- vnútorná topológia (rebrovanie) častí nosnej sústavy
- materiálové charakteristiky (modul pružnosti, Poissonov pomer, hustota...)
- rozmerové veličiny všetkých prvkov

Podmnožina S6

Vzhľadom k tomu že riešime problém na makroúrovni, procesy ktoré prebiehajú v štruktúre jednotlivých objektov nás nezaujímajú.

Podmnožina S7

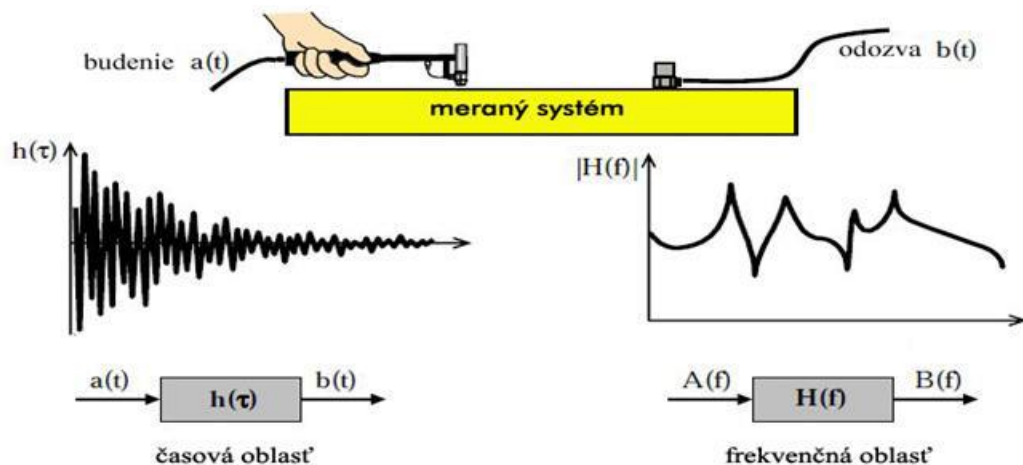
Pôsobením aktivačných veličín na entite (obrábací stroj) prebiehajú rôzne zmeny. Konkrétne pri pôsobení silového zaťaženia dochádza na entite k deformačným zmenám statickým alebo dynamickým. V prípade pôsobenia teplotných gradientov dochádza na entite k zmene rozloženia teplôt v štruktúre stroja.

Podmnožina S8

Dôsledkom je nežiadúca deformácia častí entity, ktorá sa môže kumulovať a prenáša sa na špičku nástroja. V prípade odchýlky konca nástroja od teoretickej trajektórie sa logicky znižuje pracovná presnosť stroja. Odolnosť voči statickým a dynamickým silám sa nazýva statická, resp. dynamická tuhosť. O opakom tuhosti je poddajnosť.

VI. Verifikácia a testovanie

Po vyrobení stroja je potrebné výpočtové modely odladiť a verifikovať na základe výsledkov experimentov. Napríklad dynamické parametre systému sú zisťované experimentálnymi metódami. Pri analýze vibrácií obrábacieho stroja je najdôležitejšie určenie frekvenčnej prenosovej funkcie mechanickej sústavy stroja. Frekvenčná prenosová funkcia dáva do vzťahu odozvu systému na budenie. Pri zisťovaní dynamických parametrov mechanickej sústavy obrábacieho stroja sa väčšinou realizujú dva typy analýz – modálna analýza a FRF analýza (frequency response function).

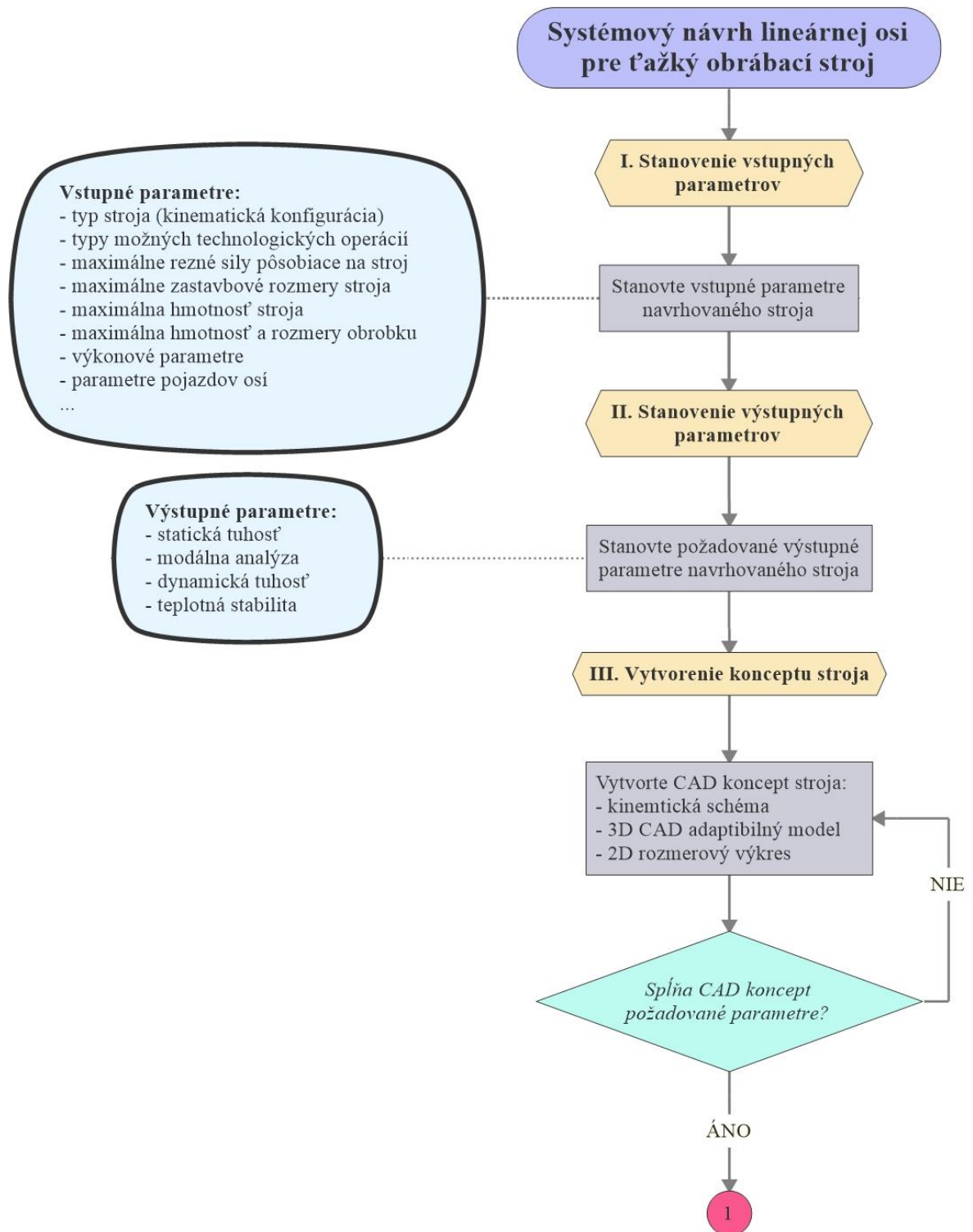


Obr. 67 Schéma merania dynamických parametrov

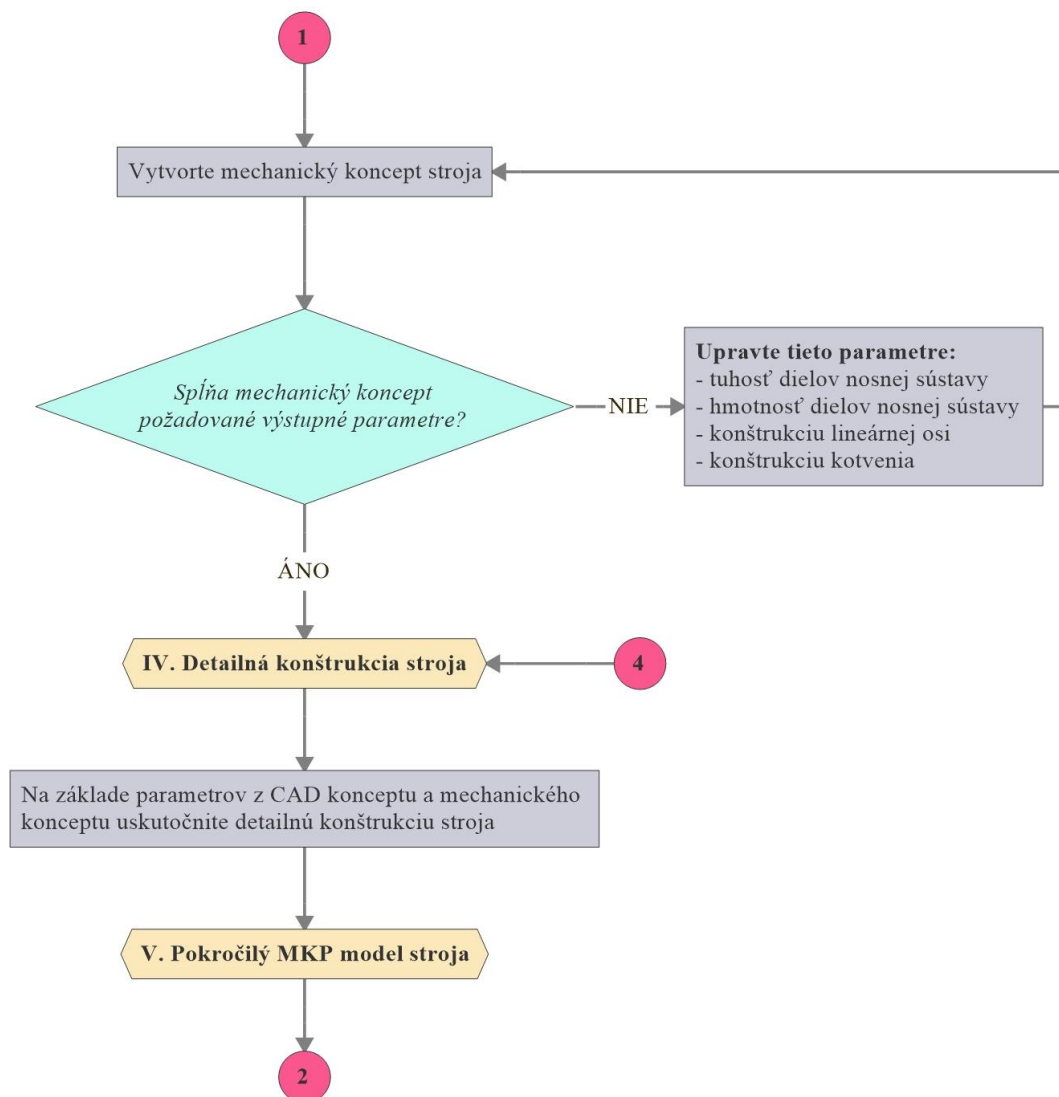
Experimentálna modálna analýza študuje dynamické vlastnosti stroja resp. jeho častí pri vibračnom budení. Primárnym výstupom je hodnota vlastnej frekvencie a príslušný deformačný tvar. Silovým budením sa vybudí meraná štruktúra a pomocou snímačov sa zmeria časový záznam vibrácií (najčastejšie v podobe záznamu zrýchlenia), ten sa následne prevedie do frekvenčnej oblasti s využitím Fourierovej transformácie. Výstupom modálnej analýzy nie je kvantifikácia deformácie (výchylky alebo natočenia) na danej vlastnej frekvencii. Na obrázku 60 je uvedený postup merania modálnej analýzy. Mechanická sústava sa budí modálnym kladivkom (impulzné budenie) alebo dynamickým budičom (shaker), ktorý môže generovať rôzne typy signálu napr. harmonický, náhodný, iný. Snímanie odozvy systému je vo väčšine prípadov realizované pomocou snímačov zrýchlenia (akcelerometrov).

V obrábacích strojoch sa experimentálna modálna analýza využíva na zisťovanie vlastných frekvencií a tomu odpovedajúcich deformačných tvarov častí nosnej sústavy, podskupín stroja alebo celej sústavy stroja vrátane základu. Tieto parametre je pomerne jednoduché zistiť aj numericky s využitím výpočtovej metódy (napr. MKP) a experimentálna modálna analýza potom slúži k verifikácii a odladeniu výpočtových modelov. Väčšiu dôležitosť než modálna analýza má stanovenie frekvenčnej prenosovej funkcie (FRF). Výstupom merania je pravdepodobne najdôležitejší parameter, ktorý má významnú výpovednú hodnotu o kvalite stroja - dynamická poddajnosť. Cieľom je zistiť relatívne vibrácie medzi nástrojom a obrobkom, ktoré vznikajú pri budení kritických vlastných frekvencií sústavy. Z frekvenčnej odozvy je možné určiť aj tlmenie. Hodnota tlmenia nie je konštantná v celom frekvenčnom rozsahu, ale každej vlastnej frekvencii odpovedá príslušná hodnota tlmenia.

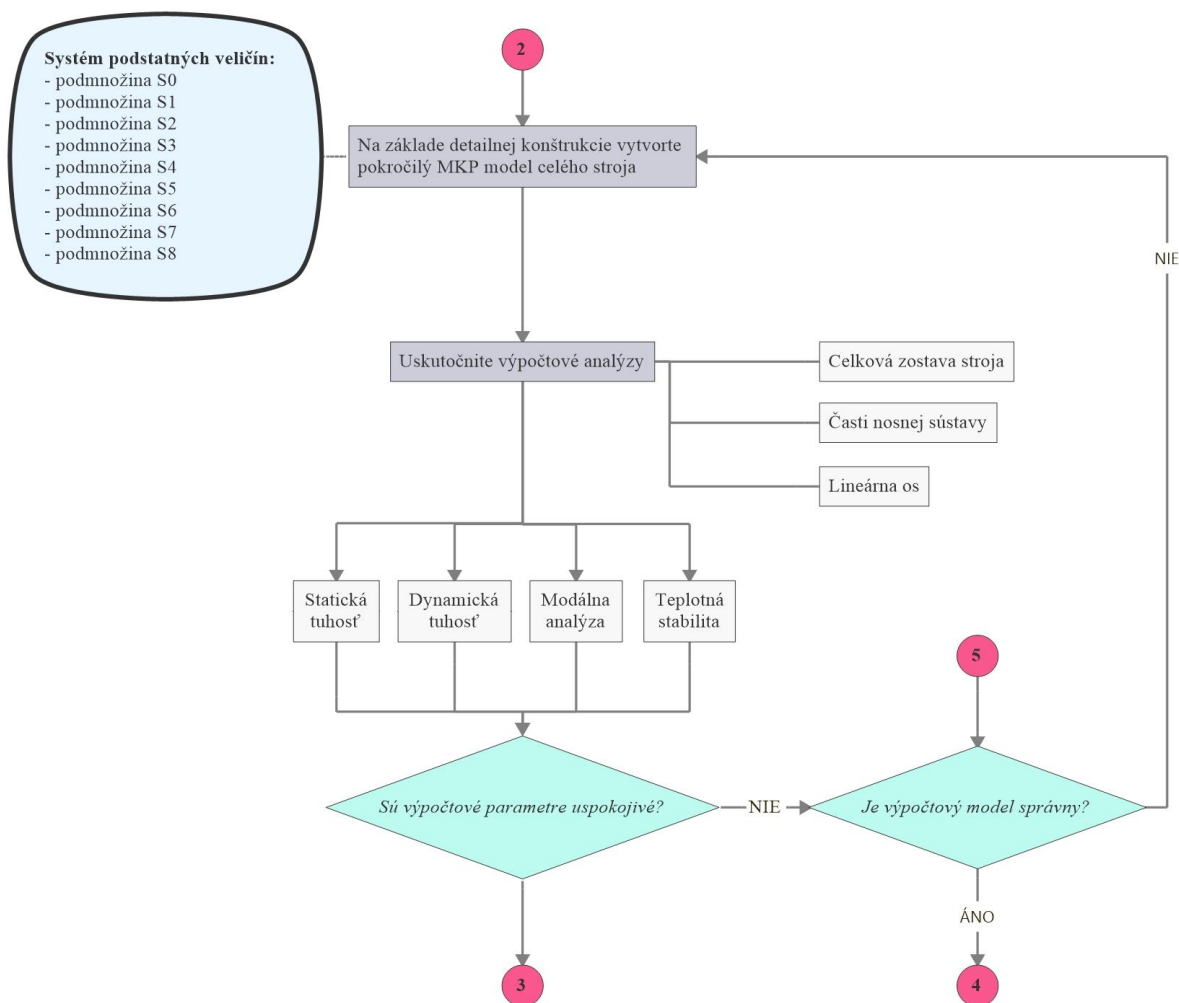
Vyššie popísaná metodika je na nasledujúcich stranách zobrazená názorne (graficky) pomocou vývojových diagramov.



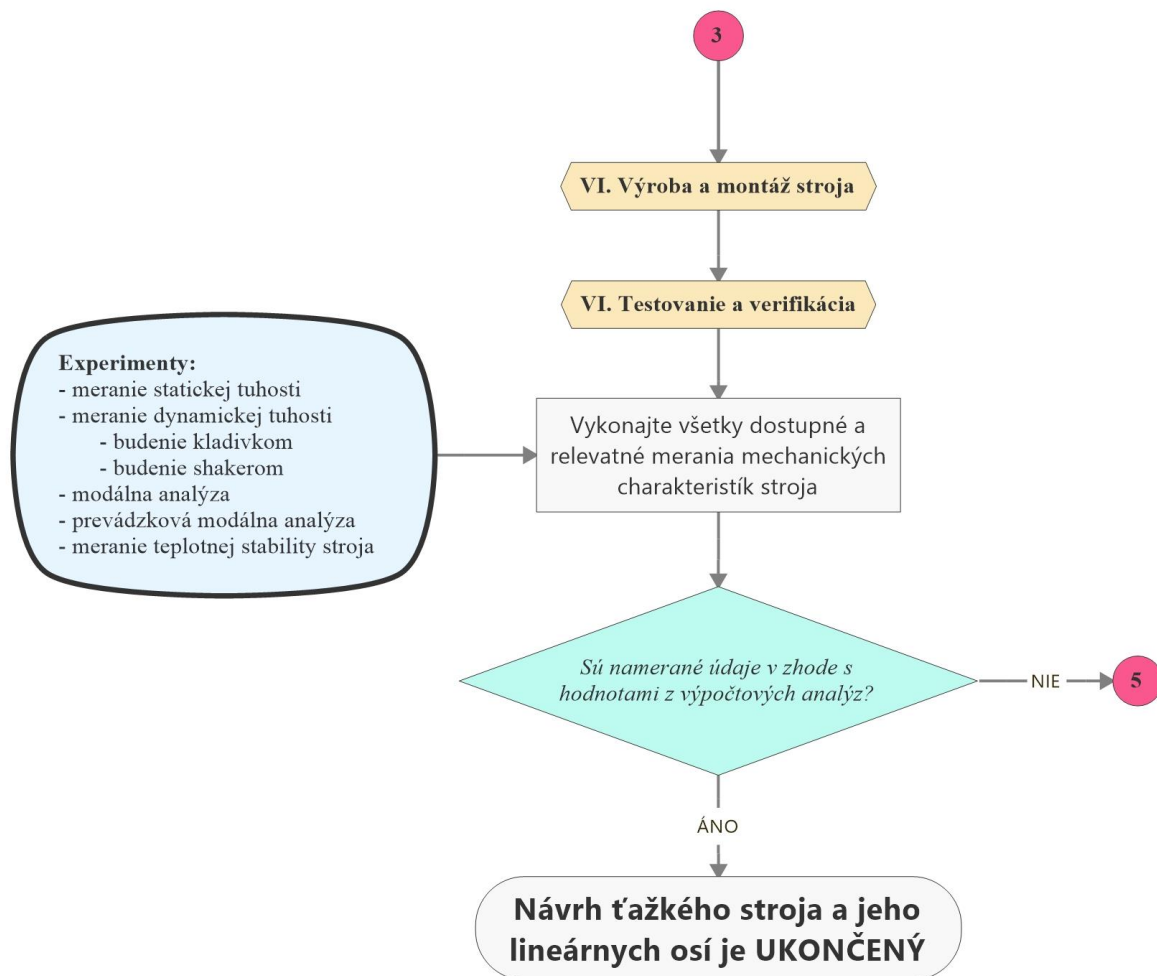
Obr. 68 Metodika - časť 1



Obr. 69 Metodika - časť 2



Obr. 70 Metodika - časť 3



Obr. 71 Metodika - časť 4

6 PRÍPADOVÉ ŠTÚDIE

Na prípadových štúdiách bude ilustrované použitie metodiky. V obrázkoch z výpočtových analýz a niektorých experimentov nie sú zobrazené detailné hodnoty konkrétnych parametrov, a to z dôvodu že sa jedná o reálne stroje praxe a nie je možné tieto údaje zverejniť. Prípadové majú za cieľ zobraziť kde a za akých podmienok bola metodika použitá. Jej cieľom nie je zobrazovať konkrétne hodnoty a grafy, pretože tie sú pre každý stroj unikátne.

6.1 FUT – TOS Kuřim

Vôbec prvý stroj, na ktorom bola použitá metodika popísaná v predchádzajúcej kapitole bol stroj FUT, frézovacie (vyvrtávacie) centrum s krížovým stolom z produkcie spoločnosti FUT. Pre tento stroj boli vyvinuté nové pokročilé nosné štruktúry z oceľobetónového kompozitu. Okrem toho sa vyznačuje vysokými pojazdovými rýchlosťami a zrýchleniami (rýchlosposuv až 30m/min)



Obr. 72 Stroj FUT - TOS Kuřim

Zadanie pri vývoji stroja bolo nasledovné:

- vysoká tuhosť a stabilita stroja pri obrábání
- dobrá teplotná stabilita
- nízka výrobná cena
- vysoká rýchlosť pojazdov lineárnych osí (z dôvodu konkurencieschopnosti)

- modulárna stavba rôznych veľkostných variantov

Pri pohľade na zadanie je zrejmé, že ide v niektorých bodoch o protichodné požiadavky. S využitím systémového prístupu a pokročilých, komplexných modelov sa stroj podarilo optimalizovať na požadované technicko-ekonomické parametre. V nasledujúcich podkapitolách popíšem postupne jednotlivé kroky s ohľadom na predstavenú metodiku.

6.1.1 Mechanický MKP koncept

Za jeden z najdôležitejších krokov pri vývoji považujem vytvorenie mechanického konceptu stroja FUT. Stroj koncepčne vychádzal z obdobného stroja - obrábacie centrum FU – TOS Kuřim). Tento stroj z hľadiska mechanických parametrov bol stanovený ako referenčný. Boli na ňom realizované merania statických a dynamických charakteristík a tie potom slúžili ako referencia pre výpočtové modely.

Po ujasnení zástavby stroja a približného nástreľu rozmerových parametrov jednotlivých skupín stroja, bol zostavený MKP mechanický koncept – ten je uvedený už na obr. 58. Na tomto mechanickom koncepte boli ešte pred začiatkom detailnej konštrukcie stroja stanovené a odladené požadované parametre stroja. Výsledkom citlivostnej analýzy boli viaceré zaujímavé výstupy, konkrétne:

- požadované tuhosti a hmotnosti častí nosnej sústavy
- na základe toho vzniklo lôžko stroja z oceľobetónového kompozitu – oceľový zvärok vyplnený vysokopevnostným betónom v celom objeme
- stojan bol koncipovaný obdobne z oceľobetónového kompozitu, ale betónová výplň nebola realizovaná v celom objeme z dôvodu dosiahnutia vypočítanej hmotnosti
- boli navrhnuté lineárne valivé (profilové vedenia), ktoré boli oproti teoreticky vypočítaným (únosnosť, trvanlivosť...) zväčšené o jednu radu z dôvodu výrazného vplyvu na dynamickú tuhosť celého stroja
- guľôčkové skrutky boli navrhnuté z ohľadom na požadované rýchlosti a zrýchlenia jednotlivých osí, ale z mechanického konceptu bolo zistené, že zvýšenie parametrov (celková tuhosť) skrutky a matice neovplyvní výrazne v pozitívnom zmysle aj celkovú tuhosť stroja

6.1.2 Prechod od mechanického konceptu ku konštrukcii

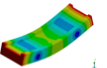
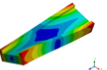
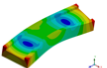
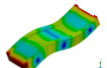
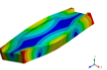
Princíp fungovania metodiky bude popísaný na lôžku stroja FUT. Na základe mechanického konceptu bolo stanovené, že lôžko stroja by malo mať v kontexte celkovej zostavy hmotnosť približne 3500 kg a tuhosť, ktorá pre daný diel bola stanovená na základe modulu pružnosti 85GPa (izotropne, vo všetkých smeroch rovnaký). Následne bola uskutočnená výpočtová modálna analýza daného dielu. Ukázalo sa, že prvá vlastná frekvencia je posunutá do pomerne vysokej oblasti, preto musel mať reálny daný diel veľmi vysokú tuhosť a dobre optimalizovanú topológiu. Nakoniec bolo zvolené, že za účelom dosiahnutia vysokej tuhosti a dostatočnej hmotnosti bude diel koncipovaný ako oceľobetónový zvärok vyplnený vysokopevnostným betónom.

Na obr. 73 je zobrazené porovnanie výpočtovej modálnej analýzy lôžka z mechanického konceptu a reálneho konštrukčného dielu. V oblasti vyšších frekvencií dochádza postupne

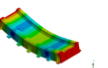
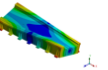
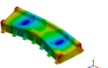
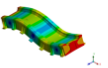
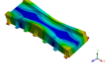
k vyššej odchýlke medzi vlastnými frekvenciami, ale to je spôsobené vyššou citlivosťou na presnosť výpočtového modelu. Keďže vlastné tvary sú ohybové aj torzné, je predpoklad, že reálny diel a komponent z mechanického konceptu budú mať veľmi obdobné tuhostné vlastnosti, hmotnosť bola dodržaná, preto má reálny diel celkovú hmotnosť 3500 kg (1500 kg zvárok a 2000 kg betón).

Lôžko pod stojan FUT (3,22m)

Mechanický koncept

f [Hz]	tlumení [%]	charakter vl. tvaru	vlastný tvar
165		Ohybový1	
198		Torzny1	
338		Ohybový1 (kolmý)	
412		Ohybový2	
444		Torzny2	

Konstrukčný diel

f [Hz]	tlumenie [%]	charakter vl. tvaru	vlastný tvar
159		Ohybový1	
195		Torzny1	
332		Ohybový1 (kolmý)	
395		Ohybový2	
422		Torzny2	

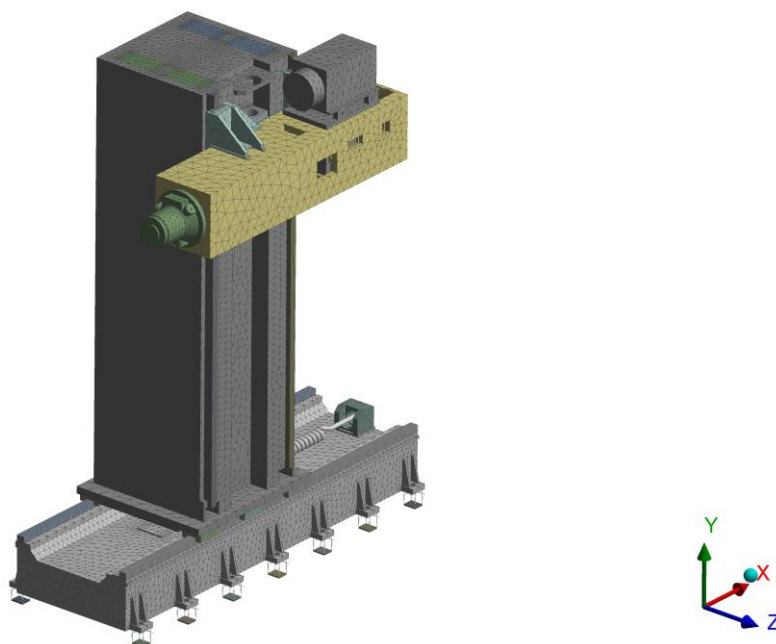
Obr. 73 Modálna analýza lôžka stroja FUT - porovnanie mechanický koncept (vľavo) a reálny diel (vpravo)

Obdobným spôsobom vznikli na základe mechanického modelu ďalšie diely – stojan, vretenník (nevýsuvný), súčasťou vretenníka je aj implementovaná konzola. Tiež boli v tejto fáze stanovené všetky potrebné vlastnosti pre lineárne osi, aby stroj fungoval dobre ako celok. Na základe podkladov z mechanického konceptu vznikla detailná konštrukcia stroja – obr. 57.

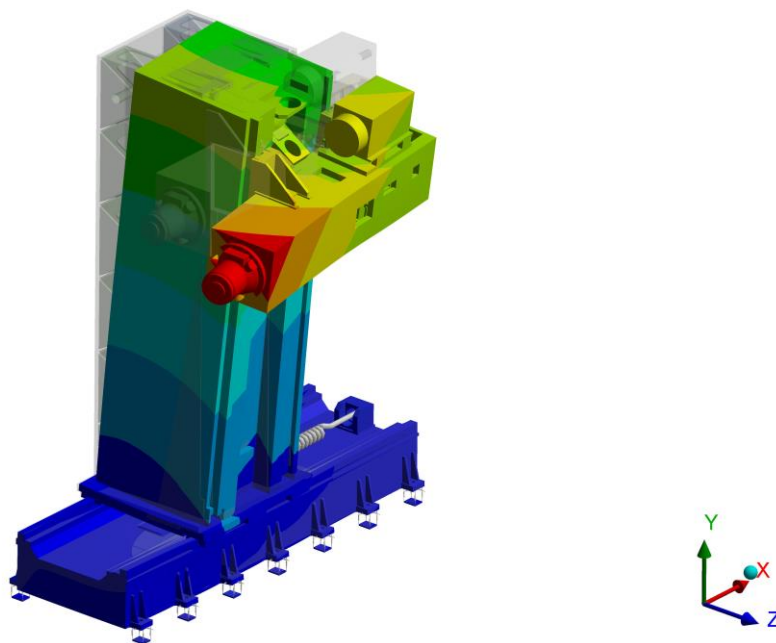
6.1.3 Tvorba pokročilého modelu

Po vytvorení detailnej konštrukcie bol zároveň zostavený pokročilý MKP model zo zahrnutím reálneho rozloženia hmôt. Tento model má mierne vyššiu presnosť cca 10-15% viac než pôvodný model mechanického konceptu. Na tomto modeli boli testované parametre statickej a dynamickej tuhosti a kontrola, či nedošlo pri konštrukcii stroja k zásadnej chybe.

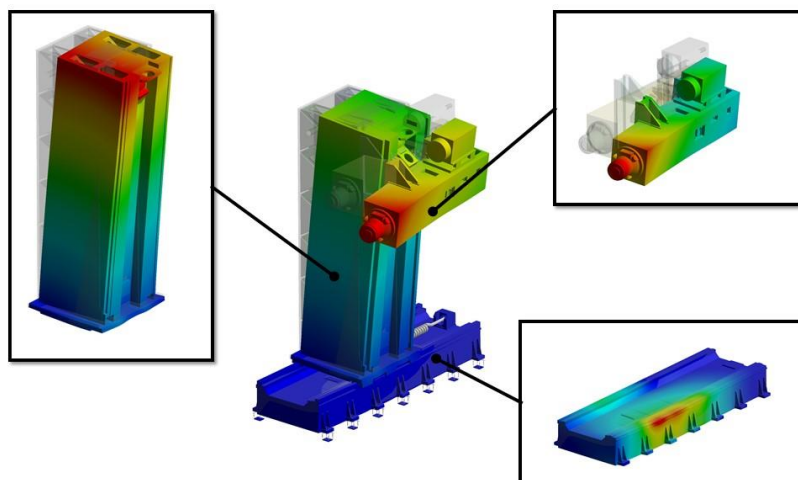
Z modelu je tiež možné vyčítať príspevok jednotlivých častí stroja na celkovej deformácii (tuhosti) – obr. 77. Na základe výpočtov na takomto modeli s vysokým stupňom presnosti je možné ešte doladiť jednotlivé tuhosti a hmotnosti nosných sústav a lineárnych osí. Následne je daný stroj vyrobený a zmontovaný.



Obr. 74 Výpočtový model stroja FUT



Obr. 75 Výpočet statickej tuhosti stroja FUT



Obr. 76 Podiel dielčích tuhosti na celkovej tuhosti stroja FUT



Obr. 77 Montáž stroja FUT (vľavo), výroba kompozitného dielu lôžka FUT (vpravo) [TOS Kuřim]

6.1.4 Testovanie a verifikácia modelov

Pre testovanie bolo použité vybavenie firmy Brüel & Kjaer:

- analyzátor PULSE LAN-XI 3160-A-042
- modálne kladivko s oceľovým hrotom
- trojosí akcelerometer

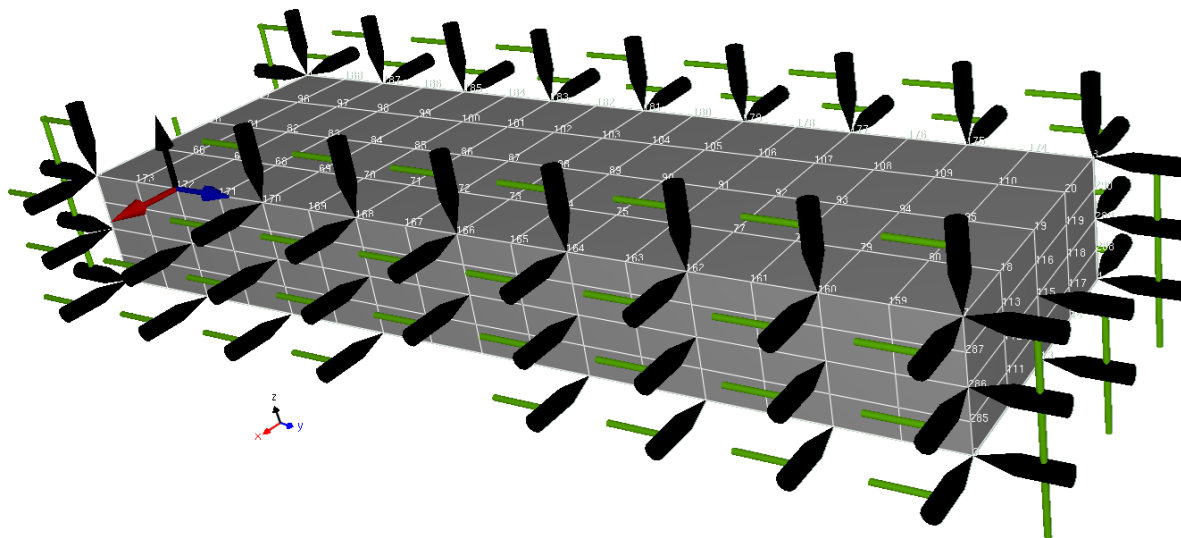


Obr. 78 Analyzátor (vľavo), modálne kladivko (uprostred), akcelerometer (vpravo) [Brüel & Kjaer]

Ako prvé bolo testované samostatné lôžko stroja pod stojan a porovnanie modálnych vlastností experimentálnych a výpočtových. Budenie štruktúry bolo vykonávané údermi vybraným modálnym kladivkom vo vyznačených bodoch, odozva bola zaznamenávaná jedným trojosým akcelerometrom umiestneným v referenčnom bode. Bol zvolený frekvenčný rozsah merania do 1,6 kHz. Najkritickejšie však sú prvé vlastné frekvencie, preto aj na základe predbežných výsledkov boli preskúvané vlastné tvary a frekvencie do 350 Hz. Pre porovnanie jednotlivých štruktúr je potrebné vždy porovnávať rovnaký vlastný tvar (napr. prvý ohybový s prvým ohybovým a pod.), aby bolo možné určiť, ktorá zo štruktúr je z hľadiska dynamiky napr. tuhšia na ohyb, ale na torzii je poddajnejšia, resp. celkovo je z hľadiska dynamiky tuhšia a pod. Samotná experimentálna modálna analýza, vrátane tvorby zjednodušeného modelu vretenníka, bola vykonaná v systéme Pulse, v ktorom je už preddefinovaný projekt na vykonanie tohto merania.



Obr. 79 Lôžko stroja FUT pod stojan, bez betónovej výplne [TOS Kuřim, Intemac Solutions]



Obr. 80 Lůžko stroja FUT pod stojan, bez betonovej výplne – meracia sieť s referenčným akcelerometrom

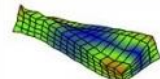
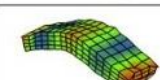
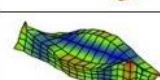
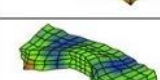
Lože pod stojan bez betonu (3,22m)

Simulace

vlastní tvary (prvních 5)

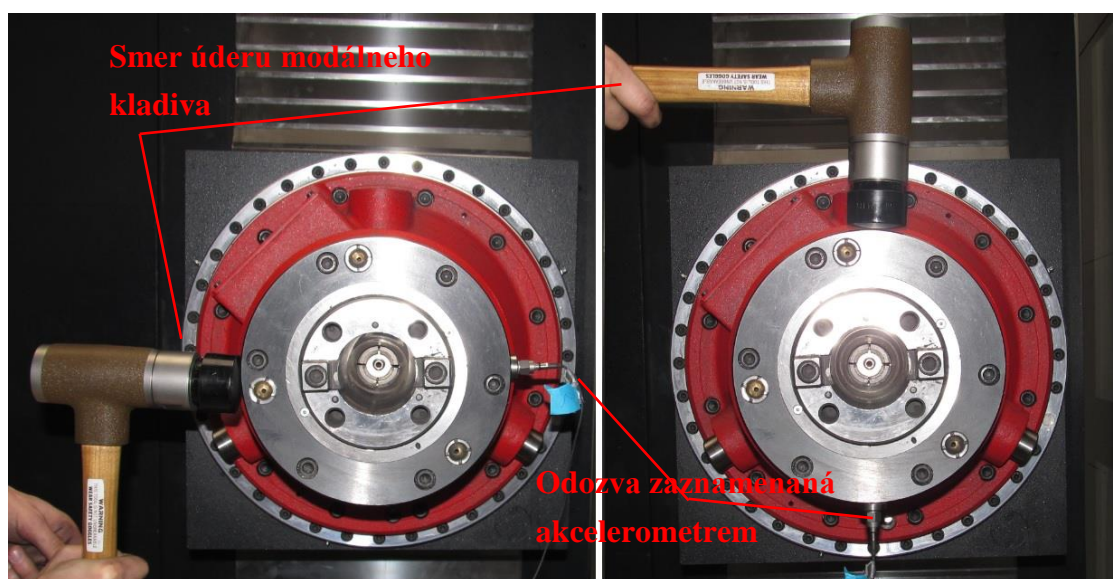
Měření

f [Hz]	tlumení [%]	charakter vl. tvaru	vlastní tvar
29,5	-	torzní1	
117	-	ohybový1	
140	-	torzní2	
287	-	ohybový1 (kolmý)	
-	-	ohybový2	nevýrazná špička; výrazné celé pásmo

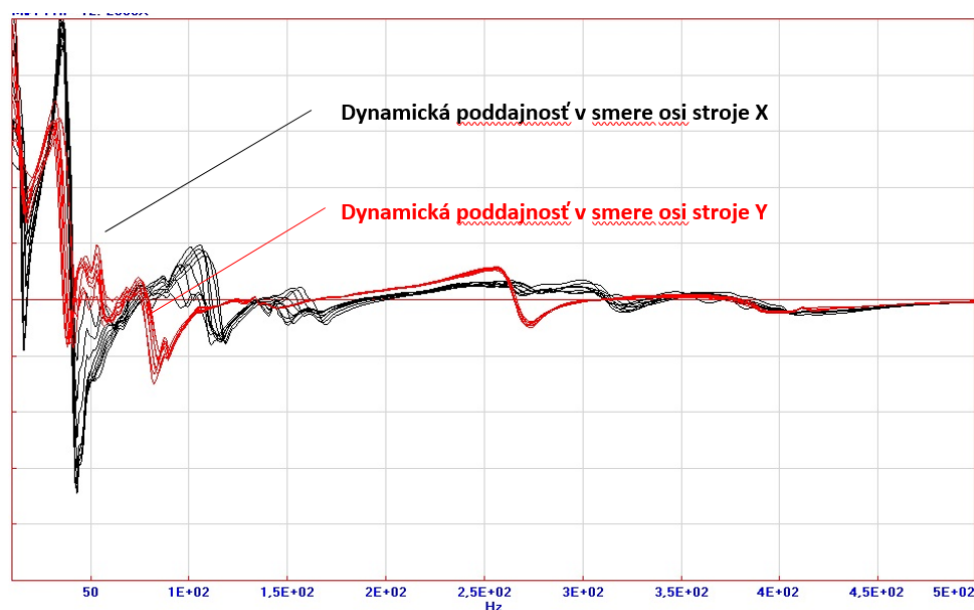
f [Hz]	tlumení [%]	charakter vl. tvaru	vlastní tvar
30,6	1,23	torzní1	
115	0,13	ohybový1	
139	0,22	torzní2	
284	0,14	ohybový1 (kolmý)	
-	-	ohybový2	nevýrazná špička; výrazné celé pásmo

Obr. 81 Porovnanie modálnej analýzy výpočtovej a experimentálnej

Ďalším typom experimentu bolo stanovenie FRF prenosovej funkcie systému a zistenie dynamickej poddajnosti stroja. Ide o rýchly test, ktorý poskytne informáciu o dynamickom správaní konca vretenovej jednotky, ktoré je najnáchylnejšie k vzniku samobudených vibrácií. Podobný test sa používa pri stanovení medzného záberu ostria pri impaktných skúškach na upnutých rezných nástrojoch. V tomto prípade však nebolo meranie vykonávané na konci rezného nástroja, ale na konci vretenovej jednotky s upnutou nástrojovou hlavou. Princíp testu spočíva vo vybudení vretena resp. nástrojové hlavy úderom modálneho kladiva a meranie odozvy akcelerometrom na opačnej strane budenej štruktúry. Na meranie bolo použité vybavenie spoločnosti Brüel & Kjaer z obr. 78.



Obr. 82 Schéma merania [TOS Kuřim, Intemac Solutions]



Obr. 83 Namerané FRF na konci vretenovej jednotky

6.2 Zvislé multifunkčné sústružnícke centrum VT-260 AM Finance



Obr. 84 VT-260 (AM Finance)

Jedná sa o multifunkčné obrábacie centrum zo zvislou osou vretena. Prevažujúca operácia je sústruženie, ale s možnosťou plnohodnotného obrábania inými typmi nástrojov. Tento stroj má vybrané časti nosnej štruktúry tiež z oceľobetónového kompozitu. S využitím popísanej metodiky boli na stroji optimalizované nasledovné skupiny:

- optimalizácia lôžka stroja
- optimalizácia lineárnych osí v osách X a Y
- optimalizácia priečnika, čiastočne vyplnenie betónom pri zachovaní optimalnej hmotnosti
- optimalizácia stojanov vyrobených z oceľobetónového kompozitu
- posúdenie a optimalizácia kombinovaného klzno-valivého vedenia

V porovnaní so strojom FUT sa v tomto prípade jedná o výrazne zložitejší systém stroja, preto aj aplikácia metodiky a stanovenie spoľahlivých výstupov z výpočtových analýz bolo náročnejšie. Na obrázku 85 je zobrazený zjednodušený geometrický model spolu so záťažovým spektrom, ktorý slúži ako podklad pre výpočtový model. Niektoré chýbajúce prvky sú nahradené hmotnými bodmi, aby výsledky dynamických analýz boli dostatočne presné. Na ďalšom obrázku – obr. 86 je zobrazená sieť konečných prvkov.

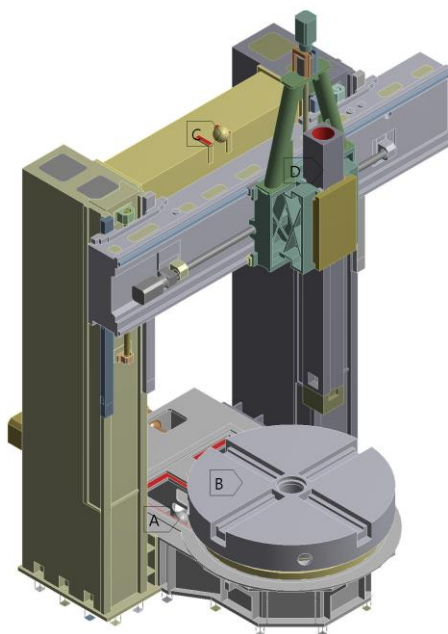
Geometry

$$F_x = 20\,000\text{ N}$$

$$F_y = 50\,000\text{ N}$$

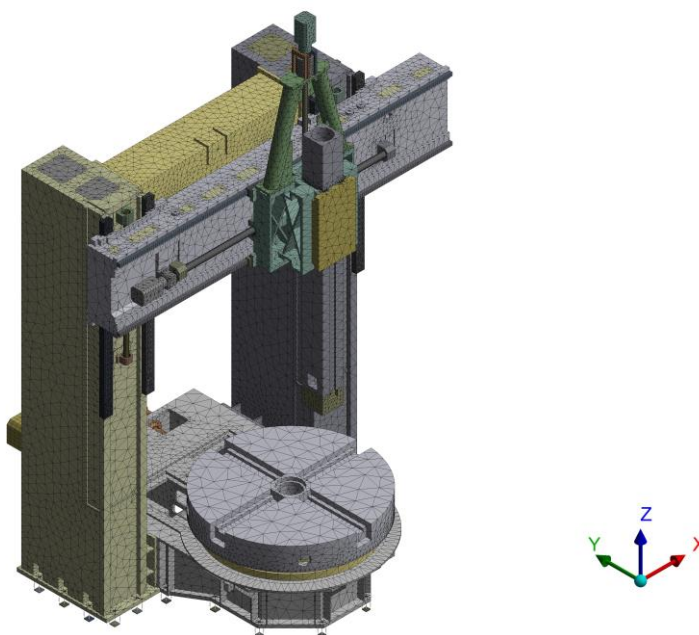
F_g :

$$g = 9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$$



Obr. 86 Geometrický model VT-260

Mesh



Obr. 87 MKP model stroja VT-260

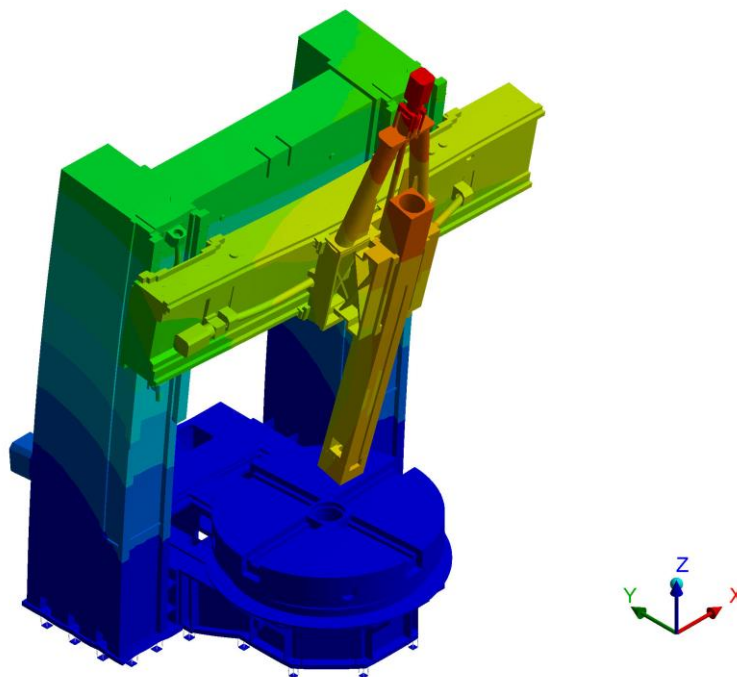
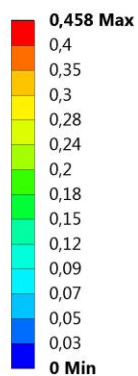
Vzhľadom k vysokým prenášaným silám pri sústružení musí tento stroj odolávať veľkým zaťažujúcim silám, preto je dôležitá vysoká statická a dynamická tuhosť stroja. časti nosnej sústavy a lineárne osi boli optimalizované s cieľom dosiahnuť vysokej tuhosti, pri zachovaní vhodných hmotnostných parametrov pohybujúcich sa hmôt. Dôraz bol tiež kladený na ekonomickosť konštrukcie.

Pred samotným výpočtom bolo potreba stanoviť potrebné tuhosti jednotlivých komponent. Niektoré hodnoty sú stanovené výrobcom daného komponentu, niektoré bolo potreba dopočítať. Tabuľka č.5 dáva prehľad o charakteristikách jednotlivých komponent, ktoré boli súčasťou konštrukcie stroja VT-260 a sú nevyhnutné pre výpočet.

Tab. 5 Parametre tuhostí jednotlivých komponent použitých na stroji VT-260

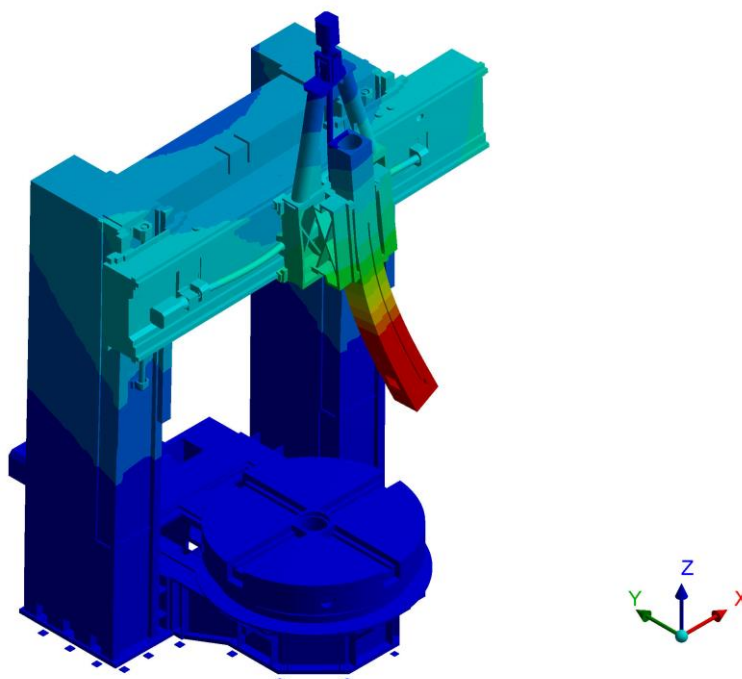
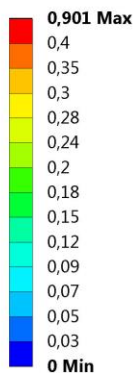
	Tuhosť Kx [N/mm]	Tuhosť Ky [N/mm]	Tuhosť Kz [N/mm]	Tuhosť Tx [Nm/°]	Tuhosť Ty [Nm/°]	Tuhosť Tz [Nm/°]
Pätky RK III – krajné	5,00e+06	5,00e+06	5,00e+06	0	0	0
Pätky RK III – pod ložiskom	0	0	5,00e+06	0	0	0
Ložisko PSL 303	8,00e+06	8,00e+06	1,20e+07	0	0	1,00e+15
W: klzné uloženie	0	4,00e+06	0	0	0	0
W: valivé bloky	1,50e+06	0	0	0	0	0
W: axiálne ložisko	4,00e+06	4,00e+06	4,00e+06	0	0	0
W: radiálne ložisko	3,00e+06	3,00e+06	0	0	0	0
W: KŠM	1,00e+09	1,00e+09	2,10e+06	1,00e+15	1,00e+15	1,00e+15
X: valivé vedenie	0	2,30e+06	1,50e+06	0	0	0
X: axiálne ložisko – 2x	4,00e+06	4,00e+06	4,00e+06	0	0	0
X: KŠM	1,85e+06	1,00e+09	1,00e+09	1,00e+15	1,00e+15	1,00e+15
Z: valivé bloky	1,50e+06	0	0	0	0	0
Z: klzné uloženie	0	3,00e+06	0	0	0	0
Z: axiálne ložisko – 2x	3,00e+06	3,00e+06	3,00e+06	0	0	0
Z: KŠM	1,00e+09	1,00e+09	1,43e+06	1,00e+15	1,00e+15	1,00e+15

G: G1
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1



Obr. 88 Statická tuhosť - vlastná tiaž stroja

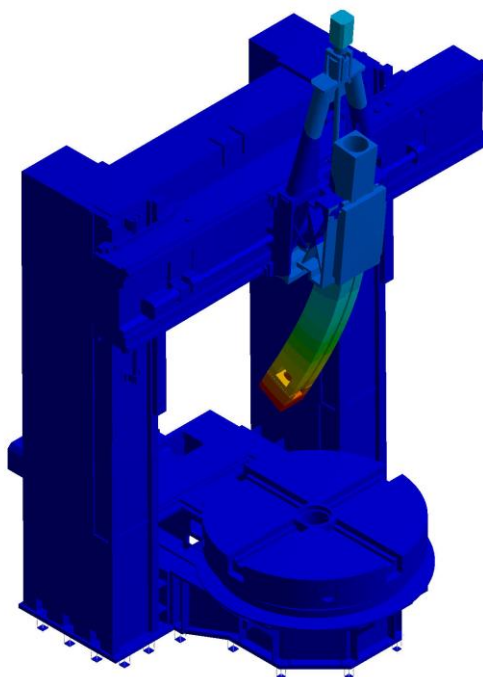
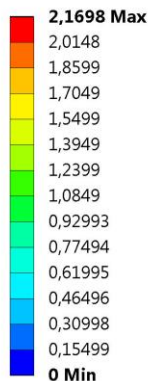
K: X1
 Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1



Obr. 89 Statická tuhosť - os X

G: Y1

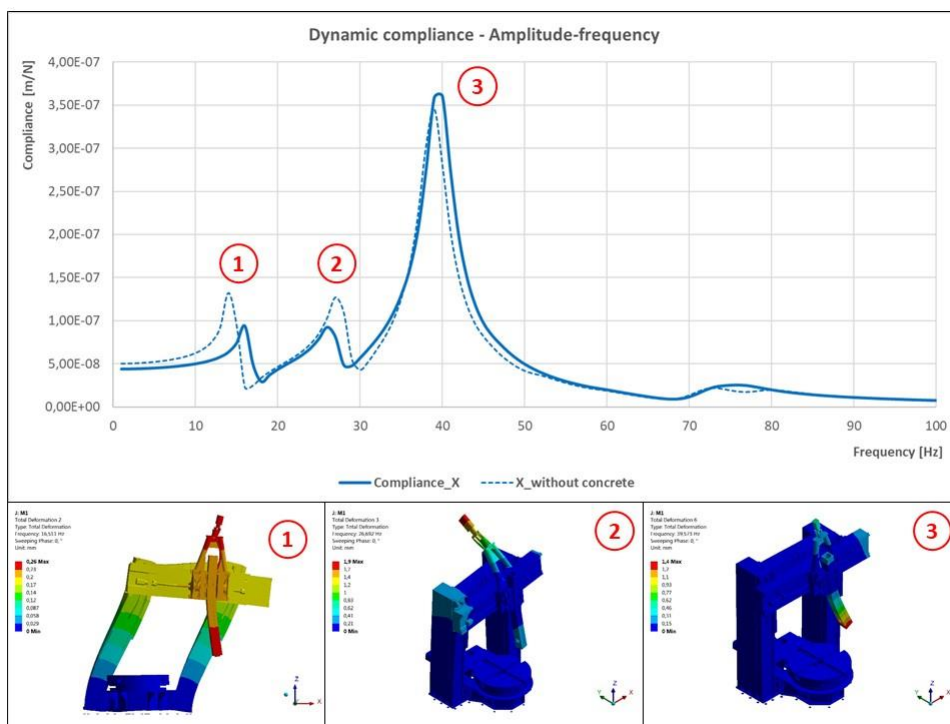
Total Deformation
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 1



Obr. 90 Statická tuhosť - os Y

Poznatzky z MKP analýzy statickej tuhosti

- Hodnoty statickej tuhosti sú pre maximálny výsuv vretenníku uspokojujúce
- Veľká časť deformácie je spôsobená poddajnosťou vretenníku (cca 80%)
- Účinky deformácie spôsobené vlastnou tiažou sústavy je možné eliminovať vhodnými krokmi pri výrobe a montáži
- Tuhosť v osi Z nebola zisťovaná, pretože zo skúseností plynie, že v tomto smere je tuhosť násobne vyššia a nemá takmer žiadny vplyv na pracovnú presnosť stroja

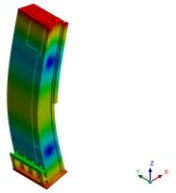
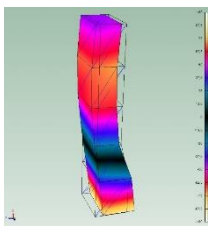
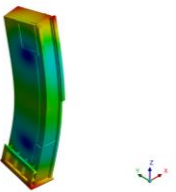
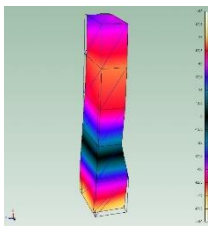
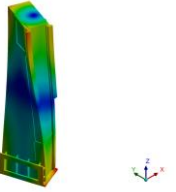
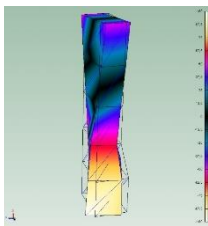


Obr. 91 Dynamická FRF analýza stroja VT-260

Poznatzky z MKP analýzy dynamickej tuhosti

- Z grafov dynamickej poddajnosti je zrejmy rozdiel medzi strojom, ktorého nosná štruktúra je vyplnená betónom a strojom, ktorý by zostal len v oceľovom prevedení
- Amplitúdy na konci vretena sú pomocou betónu zatlmené v oblasti frekvencií, ktoré súvisia s vibrovaním celého portálu (ohyb v smere osi X, ohyb v smere osi Y, krut) – najmä nižšie frekvencie
- Najväčšie hodnoty poddajnosti súvisia s kývavým pohybom vretena v oboch osách
- Zníženie dopadu je možné len zmenou konštrukcie vretenníku, znížením výsuvu, prípadne zmenou uloženia, zmenou materiálu

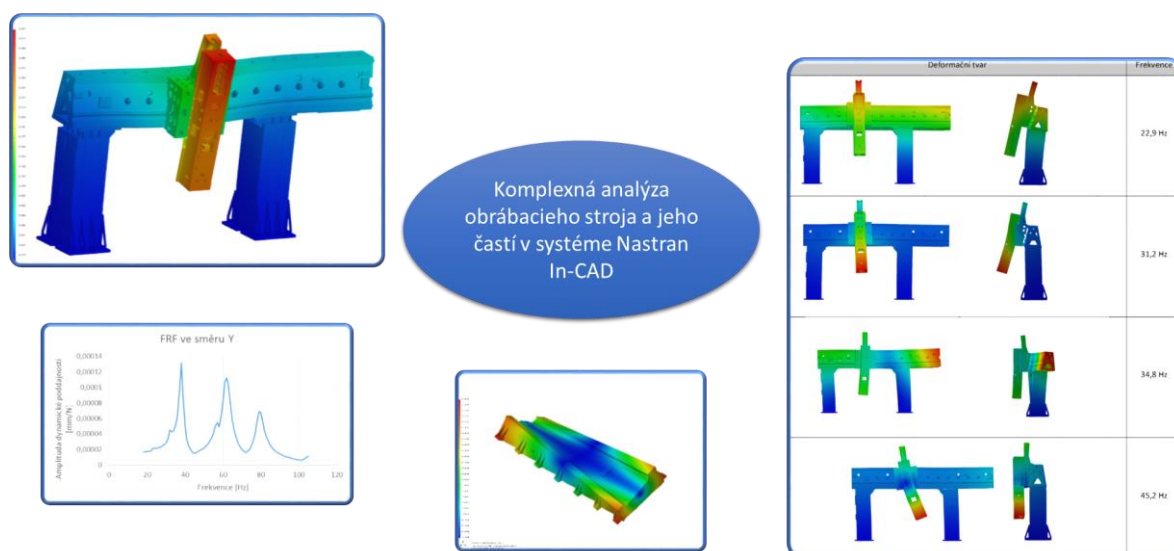
Aj pri tomto stroji boli realizované rôzne experimenty za účelom získania dát pre porovnanie modelu a reálneho stroja. Na obrázku 92 je zobrazené porovnanie modálnych vlastností stojanu získaných výpočtom, resp. experimentom. Je tu vidieť mierna nezhoda, čo je spôsobené stratou tuhosti stojanu po výrobe, keďže došlo k nedokonalému spojeniu dvoch zložiek kompozitu – ocele a betónu. Hmotnosť zostala zachovaná, ale z dôvodu poklesu tuhosti sú aj vlastné frekvencie posunuté.

MKP Výpočet		Experiment	
Deformačný tvar	Frekvencia	Deformačný tvar	Frekvencia
	101 Hz		90 Hz
	165 Hz		148 Hz
	176 Hz		171 Hz

Obr. 92 Porovnanie modálnych vlastností stojanu - výpočet vs. experiment

6.3 Analýza stroja FRP – TOS Kuřim

Tu by som len krátko chcel zmieniť, že pri tomto projekte a pri aplikácii mnou navrhnuté metodiky došlo k malej odchýlke oproti ostatným projektom. Všetky projekty vývoja ťažkých obrábacích strojov a ich lineárnych osí boli riešené v rámci výskumu s možnosťou využitia robustného a zrejme najznámejšieho MKP softvéru Ansys. Tento softvér zvláda prakticky všetky fyzikálne úlohy, ktoré je možné riešiť s využitím numerickej metódy konečných prvkov. Nevýhodou toho softvéru je jeho mimoriadne vysoká cena a tým pádom si môžu dovoliť jeho prevádzku len výskumné organizácie, resp. vysoké školy. Z toho dôvodu bolo snahou nahradiť tento softvér niečím cenovo a užívateľsky dostupnejším. Bol zvolený softvér Autodesk Nastran In-CAD. Pri implementácii tohto softvéru v rámci vyvinutej metodiky boli v rámci projektu vývoja portálového obrábacieho centra FRP – TOS Kuřim, vytvárané súbežne výpočtové modely v oboch prostrediach, ako ANSYS, tak aj Nastran. Dosiahnuté výsledky všetkých potrebných analýz sa pri vyhodnotení projektu zhodovali, resp. boli takmer 100% identické. Preto je možné pre navrhnutú metodiku použiť aj softvér, ktorým disponuje prakticky akákoľvek konštrukčná kancelária.



Obr. 93 Využitie výpočtového softvéru Autodesk Nastran In-CAD

7 PRÍNOS DIZERTAČNEJ PRÁCE

Prínos dizertačnej práce je možné posudzovať v dvoch rovinách:

- aplikácia systémového prístupu
- praktická metodika s prípadovými štúdiami

Aplikácia systémového prístupu dáva návod ako sa pozerat' komplexne na problémy a ich riešenie. Častokrát daný problém je vedome alebo nevedome prehliadaný. V tomto prípade už len formulácia problému poukazuje na to, že častokrát prístupy k návrhu a konštrukcii strojov sú živelné, vychádzajú síce zo skúseností a praxe, ale obmedzujú potenciál využitia nových metód.

Praktická časť pojednáva o metodike pri návrhu a vývoji ťažkého obrábacieho stroja spolu s jeho lineárnymi osami. Za veľký prínos tejto práce považujem vytvorenie komplexných modelov MKP, ktoré sú použiteľné a prenositeľné za určitých podmienok v podstate na akýkoľvek typ CNC obrábacieho stroja. Tieto modely boli postupne vyvíjané a zdokonaľované v reálnej praxi. Bohužiaľ nie je možné v rámci jednej dizertačnej práce postihnúť celé spektrum zákonitostí a súvislostí. V niektorých oblastiach priemyslu sa modelovanie využíva pri vývoji prototypov úplne samozrejme, z vlastnej skúsenosti viem, že v sektore obrábacích strojov hlavne u domácich výrobcov, je toto využitie častokrát výrazne obmedzené a v niektorých prípadoch dokonca úplne absentuje. Verím že aj v tomto by mohla byť moja práca prínosom a môže ukázať že komplexný a systémový prístup v súčinnosti s modelovaním a experimentom je cesta k návrhu prototypu obrábacieho stroja, ktorý bude vykazovať aj po vyrobení vopred stanovené a vytýčené parametre.

8 ZHODNOTENIE DOSIAHNUTÉHO CIELA DIZERTAČNEJ PRÁCE

Ciele dizertačnej práce vznikli v prostredí priemyselnej praxe, kde som mal možnosť sa naplno zapojiť do vývoja nových prototypov obrábacích strojov. V počiatkoch výskumu a vývoja boli naše znalosti značne obmedzené, ale dovoľm si tvrdiť že po realizácii viacerých projektov, ktoré boli v podstate všetky z technického hľadiska úspešné, je možné hovoriť o splnení cieľa. Postupy a metódy, ktoré boli v rámci tejto práce uvedené naplnili očakávania a sú plne funkčné.

Cieľom bolo vytvorenie metodiky a popis jednotlivých metód, ktoré je potreba brať do úvahy pri návrhu ťažkého obrábacieho stroja. Táto metodika je veľmi jednoduchá z principiálneho hľadiska. Výrazne zložitejšie je ale použitie konkrétnych metód, najmä modelovanie sústav CNC strojov pomocou metódy konečných prvkov. To vyžaduje mnoho skúseností a trikov, ktoré sa dajú získať len praxou.

Jedným z cieľov bolo aj pochopenie správania lineárnej osi v kontexte komplexného stroja. Na základe skúseností môžem tvrdiť že u niektorých typových strojov môže malá zmena v parametroch napr. vedenia zmeniť výrazne výsledné parametre stroja. Naopak, niekedy aj väčšia zmena nemá zásadný vplyv. Všetko tiež závisí od parametrov nosnej sústavy, ktoré sú s danou osou spojené, pretože tieto komponenty nie je možné posudzovať samostatne, ale je potreba uvažovať s kontexte celého stroja. Preto je potrebné chápať všetko v súvislostiach. Modelovanie stroja či už v predkonštrukčnej alebo pokonštrukčnej fáze nám dáva výborný pohľad na odhalenie súvislostí.

9 ZÁVERY A ODPORÚČANIE PRE PRAX

V predloženej práci bol predstavený návrh metodiky a systémového prístupu pri návrhu lineárnej osi pre ťažký obrábací stroj. Lineárna os ako taká samostatne nič neznamená – je to motor s prevodovým mechanizmom, vedenie, odmeriavanie, prípadne nejaký systém mazania. Preto metodika nebola o návrhu komponent ktoré zahŕňa pojem lineárna os, ale vychádzal z návrhu ťažkého obrábacieho stroja a lineárna os je len ako jedna z podsústav celkovej zostavy stroja. Sama o sebe nemá opodstatnenie, vždy musí byť koncipovaná s časťami nosnej štruktúry. Metodika bola zostavená s využitím systémového prístupu. Jedná sa o prístup kedy je potreba na problém pozerat' komplexne. Tento prístup má každý prirodzene v podvedomí, ale keď sa pri návrhu alebo tvorbe modelu začne rozvíjať je to veľmi dobrá pomoc, aby boli do návrhu zahrnuté všetky podstatné skutočnosti a daný model odpovedal realite.

Z edukatívneho hľadiska by som odporúčal ak nie priamo túto prácu, tak minimálne povedomie o problematike modelovania, analýz a testovania strojov dostať do povedomia širšej verejnosti, obzvlášť študentom. Za roky pôsobenia pri vývoji ťažkých strojov z pozície výpočtára, analytika som zaznamenal, že či už vo výrobných podnikoch alebo aj v rámci výskumných tímov absentujú všestranní odborníci, ktorí by mali záujem a chuť riešiť náročné úlohy spojené s modelovaním obrábacích strojov. Problematika a rozsah záberu je pomerne široký a je potreba poznať dôkladne všetky fyzikálne zákonitosti z oblasti štruktúrnych, dynamických, teplotných dejov. O to dôležitejšie je venovať sa danej problematike aj na úrovni vzdelávania a dostať do podvedomia študentov vysokých škôl.

Samotná metodika popisuje akýsi návod ako postupovať. V praktickej časti práce sa nevyskytujú žiadne konkrétne hodnoty, grafy a porovnania. Je to z toho dôvodu, že všetky výskumy prebiehali na reálnych strojoch z priemyselnej praxe a nie je možné hodnoty parametrov týchto strojov zverejniť. Na druhej strane je to zbytočné. Čo znamená, že stroj je dobrý? Aké je číslo, hodnota tuhosti statickej alebo dynamickej, ktoré je dobré? Nič také neexistuje, každý stroj je iný, pre iné použitie, pre inú aplikáciu. Jediné čo je možné, je budovať systematicky databázu znalostí a na základe nej sa rozhodovať pri vývoji ďalších prototypov.

Metodika je primárne určená pre výpočtárov, prípadne konštruktérov zdatných v mechanike. Súčasťou metodiky je zostavovanie komplexných a pokročilých výpočtových modelov. Okrajovo je v práci zmienená tvorba modelov, ale nie je možné popísať a vysvetliť všetky kroky v rámci jednej práce.

Metodika sa niekoľkokrát výborne osvedčila v praxi. Preto odporúčam k zavedeniu a osvojeniu do výrobných podnikov, ktoré sa zaoberajú vývojom a návrhom ťažkých obrábacích strojov a problematika modelovania nie je v danom podniku ešte osvojená. Výhodou metodiky je, že niekedy stojí konštruktér pre súborom viacerých, často protichodných požiadaviek, ale aj napriek tomu, je možné s využitím metodiky vytvoriť stroj, ktorý napríklad bude mať výborne parametre pri nízkej obstarávacej cene. Podstatné je len, aby sa konštruktéri a výpočtári pokúsili hľadať súvislosti. Niekedy aj drobný detail v predvýrobnej fáze dokáže výrazne zlepšiť kvalitu stroja, resp. jeho prevádzkové parametre.

10 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 2. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992. ISBN 80-214-0470-1.
- [2] BORSKÝ, Václav. *Základy stavby obráběcích strojů*. 2. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1991. ISBN 80-214-0361-6.
- [3] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. Praha: MM publishing, 2014. MM speciál. ISBN 978-80-260-6780-1.
- [4] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. Praha: MM publishing, 2018. MM speciál. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [5] URIARTE, L., M. ZATARAIN, D. AXINTE, J. YAGÜE-FABRA, S. IHLENFELDT, J. EGUIA a A. OLARRA. Machine tools for large parts. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2013, **62**(2), 731-750 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/j.cirp.2013.05.009. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850613001996>
- [6] *Základy stavby obráběcích strojů* [online]. Verze - 1.0. Západočeská univerzita v Plzni: Vydavatelství Univerzitní 8, 2012 [cit. 2019-02-13]. ISBN 978-80-261-0126-0. Dostupné z: https://zcu.cz/export/sites/zcu/pracoviste/vyd/online/Zaklady_stavby.pdf
- [7] Optimalizace koncepce pohonu strojů. MM Průmyslové spektrum [online]. 12.09.2017, Strana 138 [cit. 2019-02-14]. Dostupné z: <http://www.digitovarna.cz/clanek-84/optimalizace-koncepce-pohonu-stroju.html>
- [8] ALTINTAS, Y., A. VERL, C. BRECHER, L. URIARTE a G. PRITSCHOW. Machine tool feed drives. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*[online]. 2011, **60**(2), 779-796 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850611002125>
- [9] Servo-gearboxes: SRP Preloaded Split Pinion, 2009. In: REDEX Group [online]. Senonches [cit. 2021-02-24]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/p-en-895-srp-split-pinion.html>
- [10] PROKOP, Mojmír. *Výrobní stroje*. I. Brno: Vysoké učení technické, 1985, 165 s. : il., schémata.
- [11] Altintas, Y., Brecher, C., Weck, M., & Witt, S. (2005). Virtual Machine Tool. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, **54**(2), 115–138. [http://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60022-5](http://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60022-5)
- [12] WECK, Manfred. *Werkzeugmaschinen*. 8. neu bearb. Aufl. Berlin: Springer, 2006. ISBN isbn978-3-540-22502-7
- [13] TLUSTÝ, Jiří a Ladislav ŠPAČEK. *Samobuzené kmity v obráběcích strojích*. Praha: Československá akademie věd, 1954. Studie a prameny.
- [14] MUNOA, J., X. BEUDAERT, Z. DOMBOVARI, Y. ALTINTAS, E. BUDAK, C. BRECHER a G. STEPAN. Chatter suppression techniques in metal cutting. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2016, **65**(2), 785-808 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/j.cirp.2016.06.004. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850616301962>
- [15] QUINTANA, Guillem a Joaquim CIURANA. Chatter in machining processes: A review. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2011, **51**(5), 363-376 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2011.01.001.

- ISSN 08906955. Dostupné z:
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695511000022>
- [16] NEUGEBAUER, R., B. DENKENA a K. WEGENER. Mechatronic Systems for Machine Tools. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*[online]. 2007, **56**(2), 657-686 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/j.cirp.2007.10.007. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607001618>
- [17] STETINA, Jakub, Tomas BREZINA, Jan VETISKA a Zdenek HADAS. Multibody model of Heavy Machine Tool. In: *Proceedings of the 16th International Conference on Mechatronics - Mechatronika 2014* [online]. IEEE, 2014, s. 266-270 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1109/MECHATRONIKA.2014.7018269. ISBN 978-80-214-4816-2. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7018269/>
- [18] COOK, Robert Davis. *Concepts and applications of finite element analysis*. 4th ed. New York, NY: Wiley, c2001. ISBN 0471356050.
- [19] ADAMS, Vince a Abraham ASKENAZI. *Building better products with finite element analysis*. Santa Fe, NM: OnWord Press, 1999. ISBN 156690160X.
- [20] CHEN, Shi Guang, Hong Lin ZHAO, Zhi Heng WU, Guang Peng ZHANG, Bo WANG a Qing Fu WANG. Static and Dynamic Characteristic Analysis of XDK650X Engraving and Milling Machine. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2010, **34-35**, 582-586 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.34-35.582. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.34-35.582>
- [21] LIANQING, Yu a Wang LIPING. Stiffness Analysis of Machine Tools Using Finite Element Method. In: *2009 Third International Symposium on Intelligent Information Technology Application* [online]. IEEE, 2009, s. 553-556 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1109/IITA.2009.401. ISBN 978-0-7695-3859-4. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/5370009/>
- [22] HE, Xin Yuan, Ye TIAN, Hong Wei ZHAO, Da TONG, Chuang LIU a Tao CUI. Finite Element Analysis of the Whole Machine on the Domestic Large Gantry Machine Tool. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2013, **389**, 460-466 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.389.460. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.389.460>
- [23] PEDRAMMEHR, S., Hamid FARROKHI, A. Khani Sheykh RAJAB, S. PAKZAD, M. MAHBOUBKHAH, M.M. ETTEFAGH a M.H. SADEGHI. Modal Analysis of the Milling Machine Structure through FEM and Experimental Test. *Advanced Materials Research* [online]. 2011, **383-390**, 6717-6721 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMR.383-390.6717. ISSN 1662-8985. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMR.383-390.6717>
- [24] ALTINTAŞ, Y. a E. BUDAK. Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 1995, **44**(1), 357-362 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)62342-7. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607623427>
- [25] ALTINTAS, Y. a J.H. KO. Chatter Stability of Plunge Milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2006, **55**(1), 361-364 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60435-1. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607604351>
- [26] BIANCHI, Giacomo, Stefano CAGNA, Nicola CAU a Francesco PAOLUCCI. Analysis of Vibration Damping in Machine Tools. *Procedia CIRP*[online]. 2014, **21**,

- 367-372 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/j.procir.2014.03.158. ISSN 22128271. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212827114007203>
- [27] MUNOA, Jokin, Xavier BEUDAERT, Kaan ERKORKMAZ, Alex IGLESIAS, Asier BARRIOS a Mikel ZATARAIN. Active suppression of structural chatter vibrations using machine drives and accelerometers. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2015, **64**(1), 385-388 [cit. 2017-08-29]. DOI: 10.1016/j.cirp.2015.04.106. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850615001146>
- [28] MAYR, Josef, Jerzy JEDRZEJEWSKI, Eckart UHLMANN, et al. Thermal issues in machine tools. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*[online]. 2012, **61**(2), 771-791 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.cirp.2012.05.008. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850612002077>
- [29] ZHANG, Jianfu, Pingfa FENG, Chuang CHEN, Dingwen YU a Zhijun WU. A method for thermal performance modeling and simulation of machine tools. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [online]. 2013, **68**(5-8), 1517-1527 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1007/s00170-013-4939-4. ISSN 0268-3768. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s00170-013-4939-4>
- [30] MIAN, Naeem S., S. FLETCHER, A.P. LONGSTAFF a A. MYERS. Efficient estimation by FEA of machine tool distortion due to environmental temperature perturbations. *Precision Engineering* [online]. 2013, **37**(2), 372-379 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2012.10.006. ISSN 01416359. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014163591200164X>
- [31] LIANG, Yingchun, Hao SU, Lihua LU, Wanqun CHEN, Yazhou SUN a Peng ZHANG. Thermal optimization of an ultra-precision machine tool by the thermal displacement decomposition and counteraction method. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [online]. 2015, **76**(1-4), 635-645 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1007/s00170-014-6304-7. ISSN 0268-3768. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s00170-014-6304-7>
- [32] MIAN, Naeem S., S. FLETCHER, A.P. LONGSTAFF a A. MYERS. Efficient estimation by FEA of machine tool distortion due to environmental temperature perturbations. *Precision Engineering* [online]. 2013, **37**(2), 372-379 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.precisioneng.2012.10.006. ISSN 01416359. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014163591200164X>
- [33] XU, Z.Z., X.J. LIU, H.K. KIM, J.H. SHIN a S.K. LYU. Thermal error forecast and performance evaluation for an air-cooling ball screw system. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2011, **51**(7-8), 605-611 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2011.04.001. ISSN 08906955. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695511000617>
- [34] ALTINTAS, Y., A. VERL, C. BRECHER, L. URIARTE a G. PRITSCHOW. Machine tool feed drives. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*[online]. 2011, **60**(2), 779-796 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.cirp.2011.05.010. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850611002125>
- [35] ZHANG, Ya Wei a Wei Min ZHANG. Analysis and Simulation of Screw Joint in CNC Machine Tool. *Applied Mechanics and Materials*[online]. 2011, **141**, 203-207 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.141.203. ISSN 1662-7482.

- [36] ZHU, Chun Xia, Bin LI a Ji Man LUO. Dynamic Characteristics of Guideway Joints for CNC Machine Tool. *Applied Mechanics and Materials*[online]. 2011, **80-81**, 1051-1054 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.80-81.1051. ISSN 1662-7482. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.80-81.1051>
- [37] MI, Liang, Guo-fu YIN, Ming-nan SUN a Xiao-hu WANG. Effects of preloads on joints on dynamic stiffness of a whole machine tool structure. *Journal of Mechanical Science and Technology* [online]. 2012, **26(2)**, 495-508 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1007/s12206-011-1033-4. ISSN 1738-494x. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s12206-011-1033-4>
- [38] ZAEH, M.F., Th. OERTLI a J. MILBERG. Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2004, **53(1)**, 289-292 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60700-8. ISSN 00078506. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607607008>
- [39] ZHANG, Ya Wei a Wei Min ZHANG. Modal Analysis of Ball Screw Drive System by Finite Element Method. *Key Engineering Materials*[online]. 2011, **464**, 285-288 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/KEM.464.285. ISSN 1662-9795. Dostupné z: <http://www.scientific.net/KEM.464.285>
- [40] YÜKSEL, Esra, Erhan BUDAK a Ahmet S. ERTÜRK. The Effect of Linear Guide Representation for Topology Optimization of a Five-axis Milling Machine. *Procedia CIRP* [online]. 2017, **58**, 487-492 [cit. 2017-08-30]. DOI: 10.1016/j.procir.2017.03.257. ISSN 22128271. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2212827117304407>
- [41] JANÍČEK, Přemysl a Jiří MAREK. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí: téměř nic o téměř všem*. Praha: Grada, 2013. Expert (Grada). ISBN 978-80-247-4127-7.

11 ZOZNAM OBRÁZKOV

Obr. 1 Požiadavky kladené na obrábacie stroje	11
Obr. 2 Rozdelenie CNC obrábacích strojov [3]	13
Obr. 3 Súbor požiadaviek kladených na CNC obrábacie stroje [11]	15
Obr. 4 Ťažké obrábacie centrum SKDY 150/160D [ČKD Blansko]	16
Obr. 5 Typické kinematické konfigurácie ťažkých strojov [TOS Kuřim, Fermat, ŠMT, Pietro Carnaghi]	18
Obr. 6 Komponenty lineárnej sústavy	19
Obr. 7 Architektúra posuvovej sústavy [8]	20
Obr. 8 Spôsob náhonu gulôčkovej skrutky	21
Obr. 9 Kruhový a gotický profil závitú gulôčkovej skrutky [Hiwin]	21
Obr. 10 Spôsob prevodu gulôčok [Hiwin]	22
Obr. 11 Delený pastorok - mechanické predopnutie [REDEX]	24
Obr. 12 Dvojica pastorkov (monoblok) - mechanické predopnutie (pastorok uprostred slúži na mazanie) [REDEX]	24
Obr. 13 Metóda Master-Slave (monoblok) - elektrické predopnutie [REDEX]	25
Obr. 14 Šnek a šnekový hrebeň [WMW Heckert]	26
Obr. 15 Lineárna os s využitím pohonu/posuvu lineárneho motora	27
Obr. 16 Druhy lineárnych vedení v stavbe a konštrukcii CNC obrábacích strojov [2]	28
Obr. 17 Príklady kombinácie hydrodynamických vedení [Trelleborg]	29
Obr. 18 Hydrostatické vedenie [Schaeffler]	30
Obr. 19 Valivé profilové vedenie [Ewellix]	31
Obr. 20 Spôsob snímania polohy priamo (vpravo), nepriame (vľavo) [3]	32
Obr. 21 Prehľad snímačov podľa druhu odmeriavacieho signálu A – indukčný, B-magnetický, C- laserový, D-fotoelektrický, E-interferenčný	33
Obr. 22 Kinematická schéma portálového obrábacieho stroja [TOS Kuřim]	34
Obr. 23 Druhy statickej tuhosti	35
Obr. 24 Definície statickej tuhosti	36
Obr. 25 Podiel jednotlivých častí stroja na celkovej tuhosti	36
Obr. 26 Paralelné a sériové spojenie pružných elementov	37
Obr. 27 Charakteristiky stykovej tuhosti pre rôzne druhy obrábaných plôch [2]	38
Obr. 28 Teoretické možnosti topológie lôžka obrábacieho stroja [12]	39
Obr. 29 Fyzikálny model voľného netlmeného kmitania	40
Obr. 30 Fyzikálny model voľného tlmeného kmitania	41
Obr. 31 Fyzikálny model vynúteného kmitania	42
Obr. 32 Typy nevyváženosti	44
Obr. 33 Problém samobudeného kmitania pre rôzne typy technologických operácií [14]	45
Obr. 34 Regeneratívny princíp pre frézovanie [15]	46
Obr. 35 Vplyv fázového posunu na zmenu hrúbky triesky	46
Obr. 36 Princíp polohovej väzby	47
Obr. 37 Odvodenie medze stability obrábania	47
Obr. 38 Maximálna záporná hodnota reálnej časti prenosovej funkcie	49
Obr. 39 Diagram stability – SLD [15]	49
Obr. 40 Zostavovanie diagramu stability [14]	51
Obr. 41 Vplyv rezných podmienok na kvalitu obrábaného povrchu	52

Obr. 42 Vplyv geometrie nástroja na smer reznej sily a porovnanie tuhosti bežného upínacieho kužela a systému Big Plus [Sandvik Coromant]	53
Obr. 43 Teplotné chyby v obrábacích strojoch	54
Obr. 44 Zdroje teplotných chýb [2]	55
Obr. 45 Redukcia teplotných chýb	56
Obr. 46 Teplotne stabilný rám stroja [DMG]	56
Obr. 47 Porovnanie tradičného prístupu vývoja stroja a procesu vývoja s využitím virtuálneho prototypu [3]	57
Obr. 48 Optimalizácia stojanu horizontálneho vyvrtávacieho centra [Intemac, TOS Kuřim]	58
Obr. 49 Citlivostná analýza - priechnik obrábacieho centra.....	59
Obr. 50 Modelovanie CNC stroja pomocou MKP metódy [11]	60
Obr. 51 Horizontálne obrábacie centrá FUT + FS, portálové centrum FRP [TOS Kuřim]	64
Obr. 52 Multifunkčné obrábacie centrum VT-260	64
Obr. 53 Systémová metodológia [41]	65
Obr. 54 Podmnožiny systému podstatných veličín [41]	68
Obr. 55 Podstatné entity.....	70
Obr. 56 Moderný prístup k návrhu obrábacích strojov	73
Obr. 57 Znázornenie skupín stroja.....	78
Obr. 58 Mechanický koncept obrábacieho centra s vodorovnou osou vretena	80
Obr. 59 Porovnanie lôžka a stojanu obrábacieho centra - koncepčný model (vľavo) a detailná konštrukcia (vpravo)	82
Obr. 60 Postup pri tvorbe konštrukcie a MKP modelu CNC stroja	82
Obr. 61 Úprava geometrie domčeka uloženia gulôčkovej skrutky	83
Obr. 62 Rôzne výpočtové konfigurácie obrábacieho centra	84
Obr. 63 Výpočtová náhrada staviteľnej pätky [BWF]	85
Obr. 64 Tuhostné charakteristiky lineárneho, profilového vedenia [Schaeffler]	85
Obr. 65 Skúšobné zariadenie pre získavanie mechanických parametrov lineárnych vedení	86
Obr. 66 Výpočtový model pohybovej skrutky a matice s uložením v ložiskových domčekoch	86
Obr. 67 Schéma merania dynamických parametrov	88
Obr. 68 Metodika - časť 1	89
Obr. 69 Metodika - časť 2	90
Obr. 70 Metodika - časť 3	91
Obr. 71 Metodika - časť 4	92
Obr. 72 Stroj FUT - TOS Kuřim	93
Obr. 73 Modálna analýza lôžka stroja FUT - porovnanie mechanický koncept (vľavo) a reálny diel (vpravo).....	95
Obr. 74 Výpočtový model stroja FUT.....	96
Obr. 75 Výpočet statickej tuhosti stroja FUT	96
Obr. 76 Podiel dielčích tuhosti na celkovej tuhosti stroja FUT.....	97
Obr. 77 Montáž stroja FUT (vľavo), výroba kompozitného dielu lôžka FUT (vpravo) [TOS Kuřim].....	97

<i>Obr. 78 Analyzátor (vľavo), modálne kladívko (uprostred), akcelerometer (vpravo) [Brüel & Kjaer].....</i>	<i>98</i>
<i>Obr. 79 Lôžko stroja FUT pod stojan, bez betónovej výplne [TOS Kuřim, Intemac Solutions]</i>	<i>98</i>
<i>Obr. 80 Lôžko stroja FUT pod stojan, bez betónovej výplne – meracia sieť s referenčným akcelerometrom.....</i>	<i>99</i>
<i>Obr. 81 Porovnanie modálnej analýzy výpočtovej a experimentálnej.....</i>	<i>99</i>
<i>Obr. 82 Schéma merania [TOS Kuřim, Intemac Solutions]</i>	<i>100</i>
<i>Obr. 83 Namerané FRF na konci vretenovej jednotky.....</i>	<i>100</i>
<i>Obr. 84 VT-260 (AM Finacne).....</i>	<i>101</i>
<i>Obr. 85 Dynamická podajnosť stroja VT-260.....</i>	<i>102</i>
<i>Obr. 86 Geometrický model VT-260</i>	<i>102</i>
<i>Obr. 87 MKP model stroja VT-260.....</i>	<i>102</i>
<i>Obr. 88 Statická tuhosť - vlastná tiaž stroja</i>	<i>104</i>
<i>Obr. 89 Statická tuhosť - os X</i>	<i>104</i>
<i>Obr. 90 Statická tuhosť - os Y</i>	<i>105</i>
<i>Obr. 91 Dynamická FRF analýza stroja VT-260</i>	<i>106</i>
<i>Obr. 92 Porovnanie modálnych vlastností stojanu - výpočet vs. experiment</i>	<i>107</i>
<i>Obr. 93 Využitie výpočtového softvéru Autodesk Nastran In-CAD</i>	<i>108</i>

12 ZOZNAM TABULIEK

<i>Tab. 1 Spôsoby predopnutia skrutky a matice [3]</i>	22
<i>Tab. 2 Spôsob náhonu pomocou pastorku a hrebeňa [3]</i>	23
<i>Tab. 3 Porovnanie typov náhonových sústav</i>	27
<i>Tab. 4 Veľkosti obrábacích strojov</i>	77
<i>Tab. 5 Parametre tuhostí jednotlivých komponent použitých na stroji VT-260.....</i>	103

RIEŠENÉ PROJEKTY

TA04011473 *Prediktivní systém tepelné regulace pro obráběcí stroje*

zahájenie: 10/2014, ukončenie: 06/2017

FV10635 *Multifunkční obráběcí centrum s kompozitní strukturou*

zahájenie: 01/2016, ukončenie: 06/2017

FV20595 *Ocelobetonová konstrukce přesných obráběcích strojů*

zahájenie: 07/2017, ukončenie: 12/2020

Implementace virtuální reality v zobrazování výsledků simulací z výpočtových softwarů

zahájenie: 01/2016, ukončenie: 12/2016

Dynamické charakteristiky strojních součástí - tvorba modelu a jeho verifikace

zahájenie: 04/2016, ukončenie: 12/2016

Priemyslové projekty (Intemac Solutions + VUT)

Návrh a optimalizácia konštrukcia lôžka a stojanu z ocelobetónu pre horizontálne vyvrtávacie a frézovacie centrum s posuvným stojanom (TOS Kuřim, 2015)

Koncepčný a konštrukčný návrh, optimalizácia nosnej sústavy pre frézovacie centrum FS (TOS Kuřim, 2015)

Optimalizácia lôžka pod otočný stôl CES 30 (TOS Kuřim, 2015)

Výpočtové posúdenie parametrov stroja FU (TOS Kuřim, 2016)

Koncepčný a konštrukčný návrh, optimalizácia nosnej sústavy pre portálové centrum FRP (TOS Kuřim, 2016)

Koncepčný vývoj a optimalizácia častí nového multifunkčného centra VT260 (AM Finance, 2017)

PUBLIKÁCIE

HERMANSKÝ, Marek J. Steel-concrete Composite Material in CNC Machine Tool Structures,
Acta mechanica Slovaca, 2016

Odborné výpočtové správy v projektoch