

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ A MECHANISMŮ

Habilitační práce

# **Zdokonalená metodika návrhu nosných struktur obráběcích strojů**

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Ing. Petr Kolář, Ph.D.

Září 2018

# OBSAH

<b>Obsah</b> .....	<b>1</b>
<b>Seznam použitých značek</b> .....	<b>3</b>
<b>Seznam použitých zkratk</b> .....	<b>5</b>
<b>Poděkování</b> .....	<b>6</b>
<b>1 Úvod</b> .....	<b>7</b>
<b>2 Konkurenceschopnost obráběcích strojů</b> .....	<b>11</b>
2.1 Technické požadavky na stroj a technologii .....	11
2.2 Obchodní požadavky na stroj a technologii .....	12
2.3 Dílčí shrnutí .....	15
<b>3 Současné metody návrhu obráběcích strojů</b> .....	<b>16</b>
3.1 Metody konstruování .....	16
3.2 Využití metod konstruování pro návrh moderních obráběcích strojů .....	22
3.3 Simulační podpora návrhu nosné struktury .....	29
3.4 Strukturální optimalizační metody .....	41
3.5 Komentář nejistot v simulacích .....	45
3.6 Optimální návrh komponent pohonů pohybových os .....	47
3.7 Volba vhodného vřetena pro stroj .....	49
3.8 Dílčí shrnutí .....	53
<b>4 Definice cílů práce</b> .....	<b>55</b>
<b>5 Zdokonalená metodika návrhu nosné struktury obráběcích strojů s ohledem na jejich konkurenceschopnost</b> .....	<b>56</b>
5.1 Úvod .....	56
5.2 Volba kritérií technické optimalizace .....	57
5.3 Popis zdokonalené metodiky .....	59
5.4 Tlumení nosných struktur obráběcích strojů .....	66
5.5 Řezný odpor a stabilita obrábění .....	76
5.6 Testování výkonových parametrů strojů .....	98
5.7 Dílčí shrnutí .....	102
<b>6 Ukázky aplikace zdokonalené návrhové metodiky nosných struktur</b> .....	<b>104</b>
6.1 Vývoj horizontální vyvrtávačky malé velikosti .....	104
6.2 Návrh struktury multifunkčního centra .....	121
6.3 Shrnutí případových studií .....	139
<b>7 Shrnutí práce</b> .....	<b>140</b>
7.1 Shrnutí jednotlivých kapitol .....	140
7.2 Vlastní přínos práce .....	141
<b>8 Závěr</b> .....	<b>144</b>
<b>9 Seznam příloh</b> .....	<b>145</b>
<b>10 Seznam použitých informačních zdrojů</b> .....	<b>146</b>
10.1 Knihy, učební texty a normy .....	146

---

10.2	Odborné články.....	148
10.3	Výzkumné zprávy a projektové přihlášky .....	153
10.4	Disertační a habilitační práce.....	154
10.5	On-line zdroje .....	155
<b>11</b>	<b>Seznam relevantních publikací autora .....</b>	<b>156</b>
11.1	Knihy .....	156
11.2	Publikace na konferencích a v journalích .....	156
11.3	Výzkumné zprávy .....	157
11.4	Veřejné prezentace.....	158
<b>Přílohy</b>	<b>.....</b>	<b>159</b>
P1	Výsledky testů stability obrábění (příloha kap. 5.5).....	160
P2	Tabulky řezných parametrů pro vytížení vřeteníku (přílohy kap. 6.1) .....	163
P3	Tabulky pro návrh silových a časových spekter zatížení pohonů pohybových os (příloha kap. 5.3).....	168
P4	Porovnání parametrů stávajících strojů a strojů konkurence (příloha kap. 6.2) ...	170
P5	Detailní výsledky konceptuální topologické optimalizace nosné struktury multifunkčního stroje (příloha kap. 6.2) .....	171
P6	Technologická spektra pro návrh pohonů multifunkčního stroje (příloha kap. 6.2).....	176

## SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

$\Omega$	[Hz]	spektrální matice (diagonální matice vlastních frekvencí)
$\alpha$	[°]	úhel hřbetu na hlavním ostří
$\beta$	[°]	úhel odklonu vektoru aktivní síly $F_a$ od radiálního směru (vektoru $F_r$ )
$\gamma$	[°]	úhel čela na hlavním ostří
$\lambda$	[°]	úhel šroubovice
$\phi$	[°]	úhel průvodiče špičky nástroje
$\phi_p$	[°]	úhlová velikost zubové mezery
$\phi_T$	[°]	úhel průvodiče těžiště plochy kontaktu nástroje s odřezávaným materiálem
$\phi_S$	[°]	úhel průvodiče začátku záběru nástroje do odřezávaného materiálu
$\phi_E$	[°]	úhel průvodiče konce záběru nástroje do odřezávaného materiálu
$\phi_Z$	[°]	úhel délky záběru bříty v materiálu
$\zeta$	[%]	relativní tlumení
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota materiálu
$\rho^*$	[%]	virtuální hustota materiálu
$\omega^*M$	[Hz]	první antirezonanční frekvence
$\zeta_{AVG}$	[%]	průměrné poměrné tlumení na prvních deseti vlastních frekvencích struktury
$B$	[%]	matice relativních útlumů
$D$	[mm]	průměr nástroje
$D$	[m/sec <sup>-2</sup> ]	matice absolutních útlumů
$E, E_0$	[MPa]	Youngův modul (modul pružnosti)
$F$	[N]	celková řezná síla
$F_A$	[N]	aktivní řezná síla působící v rovině kolmé na osu nástroje
$F_{AX}$	[N]	axiální složka řezné síly (v rotujícím souřadném systému nástroje)
$F_R$	[N]	radiální složka řezné síly (v rotujícím souřadném systému nástroje)
$F_C$	[N]	tangenciální složka řezné síly (v rotujícím souřadném systému nástroje)
$F_{X,Y,Z}$	[N]	změřené řezné síly na dynamometru (v nerotujícím souřadném systému stroje)
$F_{TC}$	[N]	řezná složka tangenciální řezné síly (závislá na průřezu třísky)
$F_{TE}$	[N]	třecí složka tangenciální řezné síly (tzv. vliv řezné hrany)
$F_{RC}$	[N]	řezná složka radiální řezné síly (závislá na průřezu třísky)
$F_{RE}$	[N]	třecí složka radiální řezné síly (tzv. vliv řezné hrany)
$M$	[kg]	matice hmotnosti
$N$	[1]	počet zubů nástroje
$MRR$	[cm <sup>3</sup> /min]	řezná výkonnost (objem odebraného materiálu za jednotku času)

---

$\mathbf{K}$	[N/m; Nm/rad]	matice tuhosti
$K_V$	[m/min/mm]	zesílení polohového regulátoru
$R^2$	[1]	koeficient spolehlivosti
$\mathbf{V}$	[m]	matice vlastních tvarů
$VB_{max}$	[mm]	maximální hodnota opotřebení nástroje na hřbetu
$VB, VB_{stř}$	[mm]	střední hodnota opotřebení nástroje na hřbetu (průměrná hodnota podél břitu)
$VMR$	[cm <sup>3</sup> ]	absolutní objem odebraného materiálu
$f_l$	[Hz]	první vlastní frekvence struktury
$i$	[1]	koeficient směru síly $i = \{T, R\}$ (tangenciální nebo radiální směr)
$j$	[1]	pořadí zubu v záběru
$h_{stř}$	[mm]	střední tloušťka třísky podél celé délky záběru ostří do materiálu
$k_\lambda$	[mm <sup>-1</sup> ]	konstanta závislá na úhlu šroubovice
$k_i$	[MPa]	řezný odpor v příslušném směru (tangenciální nebo radiální směr)
$r^2$	[1]	suma kvadrátů reziduí
$a_p$	[mm]	axiální hloubka řezu
$a_e$	[mm]	radiální šířka řezu
$f_z$	[mm]	posuv na zub
$h_T$	[mm]	tloušťka třísky v místě těžiště šikmé plochy
$k_C$	[MPa]	řezný odpor v tangenciálním směru (v rotujícím souřadném systému nástroje)
$k_R$	[MPa]	řezný odpor v radiálním směru (v rotujícím souřadném systému nástroje)
$k_{AX}$	[MPa]	řezný odpor v axiálním směru (v rotujícím souřadném systému nástroje)
$v_B$	[m/min]	dráhová rychlost
$v_C$	[m/min]	řezná rychlost
$z$	[mm]	axiální poloha (poloha podél osy nástroje)

---

---

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

AVN	automatická výměna nástrojů
AVO	automatická výměna obrobků
AVP	automatická výměna palet
EMA	experimentální modální analýza
FRF	Frequency Response Function (frekvenční přenosová funkce)
MKP	metoda konečných prvků
RCMT	Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, organizační součást Ústavu výrobních strojů a zařízení, Fakulty strojní ČVUT v Praze
SLD	Stability Lobe Diagram (diagram stability)
TCP	Tool Centr Point (místo konce nástroje)
VBD	vyměnitelná břitová destička

## PODĚKOVÁNÍ

Předložená práce představuje průřez řadou témat, na kterých jsem měl možnost v uplynulých letech pracovat. Chtěl bych poděkovat spolupracovníkům z RCMT i kolegům z firem za množství hodin strávených podnětnými diskusemi nad výsledky společné práce. Poděkovat bych chtěl i Prof. Ing. Jaromíru Houšovi, DrSc., který mě přivedl k výzkumu v oboru obráběcích strojů a který mi poskytl řadu dobrých rad k vypracování habilitace. Speciální poděkování zaslouží moje manželka Dana, která mě v mé práci trvale podporuje a která toleruje nemalé množství večerů a víkendů, jež jsem práci věnoval.

# 1 ÚVOD

Třískové obrábění bylo od počátku průmyslové revoluce koncem 18. století běžným a základním typem výroby dílů v požadovaných rozměrech a přesnostech. Nic na tom neměnil fakt, že je to technologie nejnáročnější na spotřebovávaný materiál a vstupní energii. Teprve ve druhé polovině 20. století došlo k širokému prosazování nových progresivních technologií, jako např. tlakové lití a vstřikování kovů i plastů, plošné tváření, metody additive manufacturing aj., které jsou materiálově, energeticky, a tedy i finančně úspornější. Obrábění tak bylo vytlačeno z řady svých tradičních aplikačních oblastí. K úplnému nahrazení obrábění ale nedošlo, neboť nové technologie se zatím nemohou obrábění vyrovnat v přesnosti. Třískové obrábění tedy jen ustoupilo do pozice “matky” rozvoje ostatních technologií, protože pouze na obráběcích strojích lze dnes vyrobit formy, zápustky, elektrody a další typy nástrojů a klíčových komponent pro ostatní technologie.

V souvislosti s tím došlo k nárůstu požadavků na obráběcí stroje, především z hlediska přesnosti výroby a její ekonomiky. Druhá polovina 20. století přinesla v oboru obráběcích strojů mnoho zásadních změn. Stavba výrobních strojů byla postupně ovlivněna především zaváděním NC řízení a s tím souvisejícím rozvojem servopohonů, regulace a nově koncipovaných pohybových os jako celku. Došlo k prudkému rozvoji nových řezných materiálů a jejich povlaků.

Koncem 20. století také došlo k mnoha společenským změnám, které ovlivnily také další vývoj techniky. Pro region České republiky je nejvýznamnější změnou pád železné opony, který mj. umožnil, aby se v ČR začal projevovat kompletní otevření trhu s obráběcími stroji a vliv globalizace výroby. To s sebou přineslo možnost prodávat lépe své stroje prakticky po celé planetě. Čeští výrobci však začali čelit i ve svých tradičních odbytištích celosvětové konkurenci. Tato situace formovala názory na to, jak by měl vypadat nově vyvíjený obráběcí stroj. Aby byly podniky úspěšné a přežily v náročné globální konkurenci, muselo u nich dojít k posunu od vývoje stroje k vývoji uceleného technologického řešení.

Předkládaná práce má název *Zdokonalená metodika návrhu nosných struktur obráběcích strojů*. Zaměření na zdokonalení metodiky návrhu nosných struktur vychází z potřeby ovlivnit návrh této části stroje s ohledem na technické i ekonomické parametry tak, aby výsledné řešení bylo konkurenceschopné. Konkurenceschopnost je schopnost prosadit se

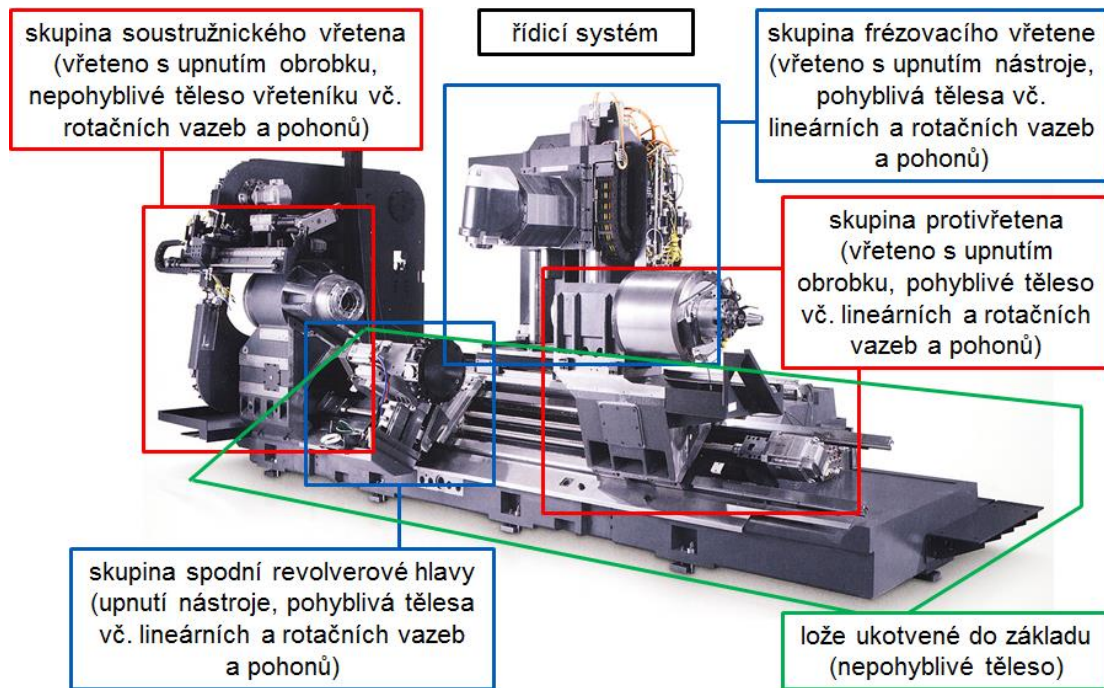


v určitém oboru v porovnání s ostatními [104]. Pojem konkurenceschopnost je komplexní. V technických oborech obsahuje a kombinuje velké množství technických a netechnických aspektů, jak bude ukázáno dále. V této práci je za konkurenceschopný stroj považován takový, který je **možno prodat na konkrétním trhu konkrétnímu zákazníkovi za cenu, která obsahuje zisk pro výrobce stroje**. Jedná se zúženou definici konkurenceschopnosti, která vychází z praxe českých výrobců obráběcích strojů. Toto téma má velký přesah též do oblasti prodeje a marketingu. Nicméně nezpochybnitelně významným faktorem konkurenceschopného obráběcího stroje je také jeho technická kvalita. Ta je silně určena návrhem stroje, který ovlivňuje i další navazující klíčové parametry, jako je cena stroje daná použitými komponenty a náročností výroby a montáže stroje. V procesu vývoje stroje je návrh jeho nosné struktury jedním z klíčových bodů. **Nosná struktura obráběcího stroje se skládá z nepohyblivých a pohyblivých těles, rotačních a lineárních vazeb, pohonů a jejich řízení (Obr. 1). Nosná struktura přenáší silový tok od akčních a reakčních sil řezného procesu (působících na nástroj a na obrobek), zatížení dynamickými silami působícími na pohybující se části a zatížení vlastní vahou.** Nosná struktura je tedy i významným spojovacím článkem mezi výrobním procesem a jeho hlavními parametry - přesností, jakostí, produktivitou.

Kromě nosné struktury má stroj i další technické části, které jsou nezbytné pro jeho funkci a jsou též nákladově významné: řídicí systém (zpětnovazební řízení pohonů pohybových os je součástí nosné struktury, ale cena řídicího systému je obvykle kalkulována samostatně dle požadavku zákazníka na konkrétní značku systému a jeho opce), automatizované systémy (automatická manipulace nástroji, obrobky, třískami), fluidní systémy (hydraulické a pneumatické obvody pro zajištění funkce stroje, systém chlazení stroje, emulzní a filtrační hospodářství vázané na konkrétní obráběcí proces), pohyblivé a nepohyblivé kryty. Tyto systémy též přímo ovlivňují hlavní užité vlastnosti stroje, jejich cenu je však možno lépe svázat s přidanou hodnotou pro uživatele (zkrácení vedlejších časů, zvýšení přesnosti atd.).

Tato práce je zaměřena specificky na technický návrh nosné struktury nového obráběcího stroje, neboť její návrh významně přímo ovlivňuje technické parametry stroje i významnou část jeho celkových nákladů. **Cílem práce je navázat na existující obecné vývojové metodiky a doplnit je o znalosti specificky vázané na oblast nosných struktur.** V technickém detailu je uvedeno nasazení moderních výpočtových metod. Práce se soustředí na jejich vhodné využití, které by mělo vést na konkurenceschopné

technické řešení. Tento “návrh pro prodej” možná v některých aspektech může působit technicky málo progresivně, jako celek je však mnohem náročnější, než “pouze” vývoj stroje s perfektními technickými parametry.



Obr. 1: Ukázka nosné struktury multifunkčního centra (zdroj: DMG).

Červeně označené obrobkové skupiny a modře označené nástrojové skupiny zajišťují přenos procesních sil, dynamických pohybových sil a sil od vlastní hmotnosti do lože stroje. Síly ve směru pohyblivých vazeb pohybových os jsou zachytávány pohony - jejich mechanickou konstrukcí a zpětnovazebním řízením. Skrz lože se uzavírá silový tok od řezného procesu nástrojovými a obrobkovými skupinami. Lože je ukotvené do základu pro zvýšení vlastní tuhosti a také pro zachycení reakčních dynamických sil.

Autor chce touto prací popsat a kriticky zhodnotit některé metodiky a paradigmaty, která umožňují využít pokročilé návrhové nástroje, materiály a komponenty k vývoji “prodejných strojů”. Práce se zaměřuje na zúženou část celé problematiky konkurenceschopnosti, která je vázána na vhodné vyvážení technických parametrů a přímých nákladů spojených s jejich dosažením. V současné době existuje řada pokročilých metod pro návrh strojů s vynikajícími technickými parametry, je možno aplikovat nekonvenční materiály nebo netradiční řešení kinematiky stroje a konstrukce jeho hlavních uzlů. Výsledná cena řešení je však klíčovým (ne jediným) aspektem rozhodujícím o konečném prodeji navrženého řešení zákazníkovi. Konkurenceschopnost (jak bylo uvedeno výše, zde je to vnímáno zúženě jako schopnost prodat stroj za ziskovou cenu) je tedy katalyzátorem potřeby využít dostupné metody a technická řešení vhodně

z pohledu technických parametrů stroje a jeho realizačních nákladů. To vyžaduje zdokonalenou metodiku návrhu zejména nosných struktur, které jsou základní částí obráběcího stroje.

Práce čerpá z autorovy více než sedmnáctileté praxe ve Výzkumném centru pro strojírenskou výrobní techniku a technologii (RCMT) na Fakultě strojní ČVUT v Praze, v rámci které pracoval na vývoji řady progresivních řešení ve stavbě obráběcích strojů. Větší část této práce byla řešena na konkrétních projektech spolupráce s řadou předních českých i zahraničních výrobců obráběcích strojů a měl tedy možnost vidět a posoudit, jaká je průchodnost špičkových technických řešení do prodejní praxe firem.

*Texty této práce vycházejí z uvedených aktivit autora a jeho kolegů z RCMT. V těchto šedě označených boxech je vždy uvedeno, z jakého konkrétního projektu a autorského týmu následující texty vycházejí, aby bylo možno ilustrovat vlastní odborný přínos autora v této práci.*

## 2 KONKURENCESCHOPNOST OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Slovník cizích slov [104] definuje konkurenceschopnost jako **schopnost prosadit se v určitém oboru v porovnání s ostatními**. V uvedené definici je klíčovým příslovečným určením fráze “v porovnání s ostatními”. Konkurenceschopnost tedy není žádná absolutní veličina, kterou by bylo možno stanovit a dosáhnout jí. Jedná se o relativní veličinu, která je lidmi v různých rolích vnímána rozdílně a která je dána stavem okolí. Pokud výrobce nabízí na trhu jediný stroj určitého typu (tj. neexistuje konkurence), je jeho produkt konkurenceschopný i v případě, že jeho technické řešení je z absolutního pohledu zaostalé a provoz stroje neefektivní. Naopak pokud firma vyrábí vyspělý stroj s pokročilými řešeními, může být tento produkt na trhu jen málo konkurenceschopný v případě, že podobně vyspělé řešení nabízejí i další konkurenti. Tento druhý případ je typický pro obor obráběcích strojů a pojem konkurenceschopnost tedy obsahuje další významné rozměry.

Konkurenceschopnost je ze současného pohledu firem vyrábějících obráběcí stroje definována především jako **schopnost prodat konkrétní stroj na určitém trhu za ziskovou cenu**. Jelikož konečnou metou je tedy prodej stroje, je nutno při vývoji stroje přihlížet i k obchodním aspektům vývoje stroje. Konkurence ve výrobě obráběcích strojů je velká a každý dílčí vývojový úkol na stroji je hledáním technické (ve smyslu užitných vlastností) nebo netechnické (cena, čas dodání, servis aj.) výhody pro koncového uživatele a tedy vymezení se vůči konkurenci.

### 2.1 TECHNICKÉ POŽADAVKY NA STROJ A TECHNOLOGII

Na obráběcí stroj a technologie na něm realizované jsou kladeny tyto základní požadavky [92]:

- **Přesnost** – především zvyšování geometrické přesnosti práce strojů, geometrické a rozměrové přesnosti výsledného výrobku a jeho funkčních ploch.
- **Jakost** – především zvyšování jakosti zpracovaných povrchů, cílené pozitivní ovlivňování vlnitosti, drsnosti, vzhledu apod.
- **Produktivita** – především zvyšování krátkodobého i dlouhodobého výrobního výkonu strojů.
- **Spolehlivost** – především zvyšování spolehlivosti stroje a všech jeho funkcí, ale také zajištění spolehlivosti výrobního procesu a dlouhodobého udržení kvality výroby.

- **Hospodárnost** – především minimalizace jednotkových nákladů na strojích, vedlejších časů, nákladů na obsluhu, ale i minimalizace nákladů na samotnou výrobu strojů a jejich provoz.
- **Minimalizace negativních dopadů na životní prostředí** – především minimalizace energetických nároků strojů, ale také minimalizace negativních dopadů výroby na strojích, ale i výroby strojů na životní prostředí.

Naplněním těchto hlavních šesti požadavků má stroj šanci být prodejný. O výsledné prodejní úspěšnosti však rozhodují další netechnické parametry, popsané v následující kapitole.

## 2.2 OBCHODNÍ POŽADAVKY NA STROJ A TECHNOLOGII

Kromě technických požadavků ovlivňují prodej stroje (a zprostředkovaně též jeho návrh) obchodní požadavky na stroj. Autor provedl v roce 2011 [94] dotazovací šetření mezi prodejci výrobních firem TOSHULIN, TOS Varnsdorf, TOS Kuřim a prodejní firmy REPMO, která prodává mj. stroje uvedených firem na francouzském trhu. Cílem dotazování byla identifikace hlavních požadavků na stroj z hlediska jeho tržního úspěchu. Tyto požadavky jsou shrnuty v textu dále. Jako požadavky jsou primárně uváděny poměr cena/hodnota, renomé firmy, servis a kvalita technologické studie. Sekundárními požadavky jsou inovace a podpora při financování. Požadavky dobře korelují s technickými požadavky na stroj a dávají je do širších souvislostí. Je však nutno si uvědomit, že dále uvedené požadavky vzešly z firem, které vyrábějí převážně velké obráběcí stroje, jejichž pořizovací cena je na takové úrovni, že pro firmu se jedná o strategickou investici pro delší časový horizont. To také ovlivňuje nastavení priorit u všech požadavků.

### POMĚR CENA/HODNOTA

Tento požadavek byl shodně zmíněn všemi dotazovanými osobami hned na prvním místě. Zákazník primárně nesleduje pouze nejnižší cenu, ale posuzuje cenu relativně vůči přínosu celého nabízeného řešení. Lepší poměr cena/hodnota je to, co umožňuje prodávat drahé stroje v levné konkurenci z Asie. Pro zlepšení tohoto poměru, tj. pro získání vyšší hodnoty pro zákazníka při stejné nebo pouze mírně zvýšené ceně, byl shodně uváděn jako klíčový požadavek na vysokou celkovou produktivitu celého procesu. Tu je možno zvýšit především zkrácením celkového výrobního času dílce. V tom je za klíčovou považována na prvním místě opět shodně všemi dotazovanými osobami multifunkčnost strojů.

Integrace více druhů operací v jednom stroji umožňuje zkrácení času pro mezioperační manipulaci, která je u velkých obrobků obzvlášť významným faktorem, možnost dosažení vyšší přesnosti z důvodu nepřepínání dílce a práce v prostoru s konstantními podmínkami (především teplotou). Za velmi zajímavé a v budoucnu tržně dobře uplatnitelné bylo uvedeno další rozšiřování této multifunkčnosti o další druhy operací, např. post-procesní měření přesnosti obrobku. Pokud by bylo možno stroj využít pro měření se stejnou přesností a spolehlivostí, jako na souřadnicovém měřicím stroji (tzv. On-Machine-Measurement - OMM), šlo by o další zvýšení produktivity celého výrobního procesu dílce a o zvýšení hodnoty pro zákazníka.

Dalším významným požadavkem na zvýšení produktivity celého procesu byla uváděna automatizace. Automatická výměna nástrojů a nástrojových adaptérů, automatická výměna vřetenových hlav a automatická výměna palet jsou významnými faktory zkracujícími vedlejší časy. Je tedy velmi důležité se při vývoji stroje zabývat také možnostmi jeho doplnění a maximální množství automatizace, která může být založena na řešení třetích stran.

U frézovacích strojů byl uváděn jako významný trend a zvýšení hodnoty stroje pro zákazníka možnost plnohodnotného soustružení (karuselování) na stroji.

V neposlední řadě je důležitým faktorem ovlivňujícím produktivitu vlastní výrobní technologie. Inovace v oblasti nástrojů umožňují širší zavádění technologie vysokorychlostního obrábění (HSC) i do segmentu velkých strojů. Zákazníci jsou však stále konzervativní, proto musí být základem tuhá struktura umožňující silové vysoce výkonné obrábění (HPC). Alternativa v podobě HSC je však uživateli velkých strojů vnímána stále více a je tedy vhodné mít možnost stroj ve standardním provedení nabízet i v “HSC variantě” nebo s “HSC balíčkem”. Firmy vyrábějící stroje by proto měly investovat také do vlastního vývoje technologie.

## **RENOMÉ FIRMY**

Na druhém místě je jako klíčový obchodní faktor uváděno dobré jméno firmy. Vzhledem k ceně strojů je nutné mít množství referencí z realizovaných dodávek strojů a technologií. Renomé firmy je následně jakousi zkratkou obsahující informaci, že firma spolehlivě realizovala dostatečné množství minulých zakázek. České firmy jsou, jak potvrdil i zahraniční obchodní zástupce, vnímány jako firmy se solidním základem, dlouhou tradicí, ale současně i využívající moderní vývojové metody a řešení. Tento

solidní základ je třeba chránit. Prezentace firmy by proto měla jasně a konzistentně odkazovat na reference demonstrující jak tradici (např. počty prodaných kusů strojů, významní odběratelé), tak na moderní přístupy a inovace (specifická high-tech řešení).

## **KVALITA TECHNOLOGICKÉ STUDIE**

Třetím klíčovým obchodním faktorem je kvalita technické nabídky včetně technologické studie zákaznickova výrobního procesu. Srozumitelnost řešení a reálná predikce výrobních časů a celkových nákladů jsou jasným podkladem pro vyhodnocení poměru cena/hodnota a tak významně ovlivňují zákaznickovo rozhodnutí o koupi. Kvalitní technologickou studii lze detailně a produktivně provést především v případě, že má firma také výše zmíněný vlastní vývoj technologie a bohaté zkušenosti s technologickým využitím vlastních strojů. V určité míře se zde proto také otevírá velké pole pro aplikace simulací procesu a virtuální obrábění.

## **SERVIS**

Servis je považován za klíčovou položku, jejíž význam je minimálně stejně důležitý, jako dobré jméno firmy.

## **VÝVOJOVÉ INOVACE**

Inovace v technickém vývoji jsou zákazníky pozitivně vnímány při prvním posuzování firmy a mohou pomoci k rozhodnutí konkrétní firmu poptat. Je proto dobré trvale prezentovat vlastní konzistentní a kontinuální vývoj. Stále trvá poptávka po strojích s vyšší produktivitou, lepší přesností, vyšší jakostí vyráběných dílců, větší spolehlivostí a hospodárností. Inovativní řešení, která umožní naplnit uvedené požadavky, jsou zákazníky vítána. Pokud jde o cenu řešení, může být vyšší, ale opět musí dosáhnout lepšího nastavení poměru cena/hodnota. Pokud by řešení výrazně zvyšovalo cenu stroje, je vhodné nenabízet ho jako standard, ale jako opci nebo doplňkový balíček. V každém případě je třeba podstatu řešení a zejména jeho přínosy zákazníkovi jasně vysvětlit.

## **FINANCOVÁNÍ**

Dalším sekundárně významným faktorem je podpora zákazníka při financování nákupu stroje. To je součástí komplexní podpory zákazníka při prodeji. Pro výrobce obráběcího stroje je proto vhodné spolupracovat se seriózní bankovní institucí, která tuto podporu může zajistit.

## 2.3 DÍLČÍ SHRNU TÍ

V intencích českých výrobců obráběcích strojů, konkurenceschopný obráběcí stroj je takový stroj, který je možno prodat konkrétnímu zákazníkovi na konkrétním trhu za ziskovou cenu. To je ovlivněno mnoha různými faktory. Mezi hlavní technické požadavky na konkurenceschopný obráběcí stroj patří jeho hlavní užité vlastnosti: přesnost, jakost, výrobní výkon, spolehlivost, hospodárnost a minimalizace negativních dopadů na životní prostředí. Mezi zákaznické významné technické vlivy patří poměr cena/hodnota celého řešení a kvalita technologické studie. Další významné vlivy jsou netechnické, např. renomé firmy, servis a podmínky financování. Uvedené **technické i netechnické požadavky jsou přímo či nepřímo ovlivněny technickým návrhem stroje, kterému je proto třeba věnovat pozornost.**



### 3 SOUČASNÉ METODY NÁVRHU OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

V dnešní době je možno podpořit celý vývojový proces obráběcího stroje výpočtovými nástroji, které se začaly intenzivně vyvíjet od 50. let 20. století ve vazbě na rozvoj výpočetní techniky a metody konečných prvků. Od této doby se intenzivně vyvíjejí výpočetní nástroje, modelovací postupy a optimalizační strategie jako významný podpůrný prostředek vývojového procesu. Systematický rozvoj vlastních metodik konstruování je možno uvádět již od 40. let 20. století.

V této kapitole bude uveden přehled základních návrhových metod, jejich implementace do návrhu obráběcích strojů, přehled technik pro výpočtovou podporu návrhu nosných struktur obráběcích strojů a diskuse nejistot. V textu se budeme posouvat od obecných metodik návrhu jakéhokoliv technického systému po zúžený pohled na návrh konkrétně obráběcího stroje a následně v detailu na návrh nosné struktury obráběcího stroje. Ta je klíčovou částí návrhu stroje, neboť významně ovlivňuje budoucí technologické možnosti stroje, jeho cenu a další uživatelsky významné faktory (životnost, náročnost montáže a servisu aj.).

#### 3.1 METODY KONSTRUOVÁNÍ

Konstruování je komplexní činnost, jejímž cílem je navrhnout technické řešení pro zadanou funkci. Na začátku konstrukčního procesu jsou tedy požadavky na funkci zařízení, na konci procesu je úplná výrobní a realizační dokumentace zařízení. Každý konstruktér přirozeně volí podle svých znalostí a schopností určitou konstrukční taktiku (dílčí metodu) a konstrukční strategii (metody celkového přístupu ke konstruování) [98]. Strategie lze rozdělit do čtyř základních skupin podle míry náročnosti a systematickosti [2].

##### **METODA POKUS-OMYL**

Základní metodou je metoda pokus-omyl. Z hlediska náročnosti myšlení je toto nejjednodušší strategie. Její výhodou je jednoduchost a možnost navést na vhodné řešení i méně znalého člověka. Hlavní nevýhodou je však její časová náročnost a neefektivnost

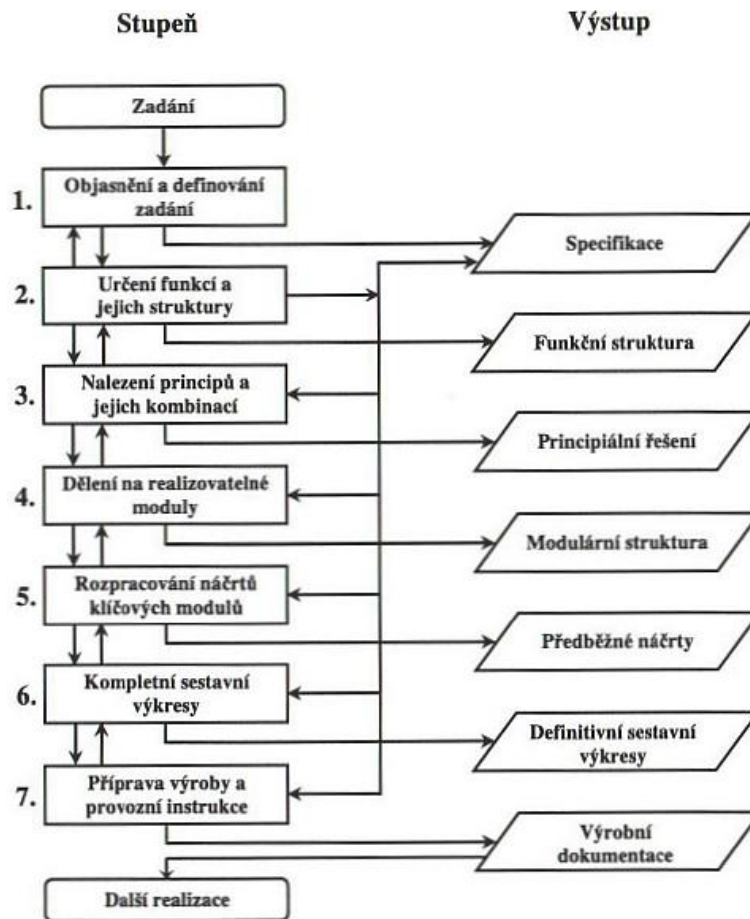
##### **INTUITIVNÍ PŘÍSTUP**

Tato metoda je založena na přirozeném využití znalostí a zkušeností konkrétního konstruktéra, které jsou dány jeho předchozím vzděláním a řešenými případy. Jedná se

o nejběžněji používanou metodu, která je efektivní především v případech jednodušších konstrukcí nebo v případě návrhu nového zařízení podle již dříve realizovaného řešení.

## METODICKÉ POSTUPY

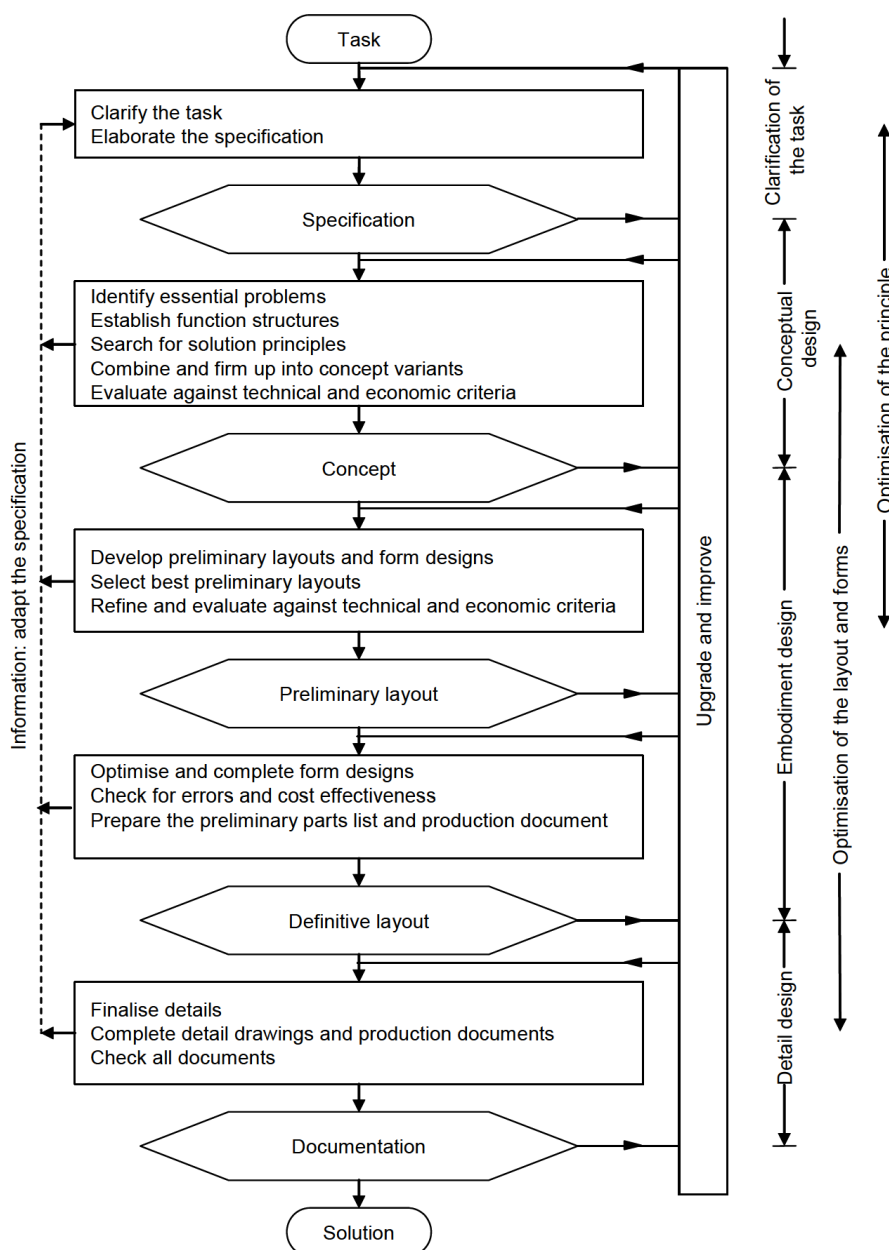
Do této skupiny patří postupy, které se snaží podpořit činnost konstruktéra metodikou doporučených postupů. Základním materiálem je již v padesátých letech vydaná směrnice Sdružení německých inženýrů VDI 2221, která následně prošla několika aktualizacemi (poslední platná je z roku 1993 [3]). Tato směrnice dělí konstrukční proces do sedmi srozumitelných a racionálních kroků s dílčím výstupem. Směrnice byla vytvořena skupinou profesorů německých univerzit (Beitz, Koller, Kollmann, Pahl, Rodenacker a Roth) a vycházela z jejich praktické zkušenosti a současně z vědeckých poznání.



Obr. 2: Sedm hlavních kroků konstrukčního procesu podle VDI 2221 [3], převzato z [98].

Za zmínku stojí též alternativní směrnice VDI 2222 [4], která vznikla v sedmdesátých letech. Původně se jednalo o revizi VDI 2221 a nakonec se stala paralelně platným alternativním standardem. Nová směrnice byla zamýšlena jako prostředek poskytující metodickou podporu procesu konstruování a současně jako nástroj konstrukčního

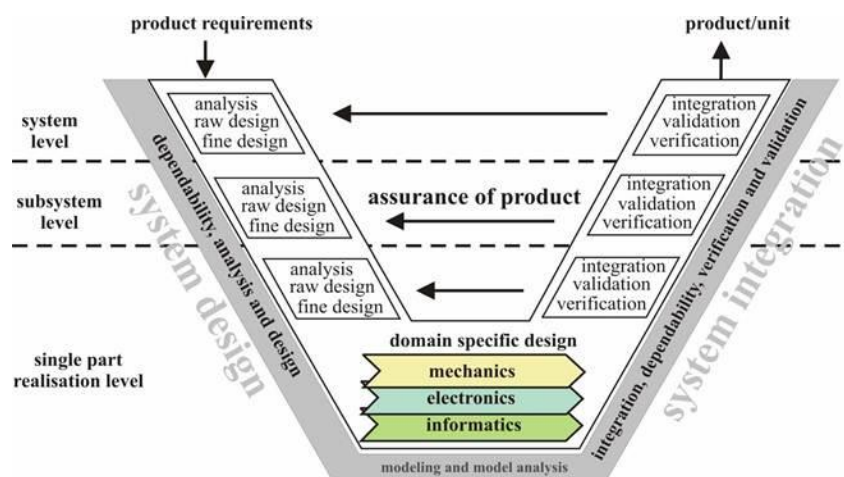
vzdělávání [30]. Navržená metodika byla ovlivněná kybernetikou a byla zamýšlena jako univerzální nástroj pro vývoj jakýchkoliv technických systémů (stroje, strojní celky, software aj.). Metodika také navrhovala řetězec navazujících procesů řešících jednotlivé problémové úlohy. V tomto případě byly uvažovány čtyři hlavní fáze: upřesnění úlohy (*clarification of the task*), konceptuální návrh (*conceptual design*), návrh uspořádání dílčích skupin (*embodiment design*) a detailní konstrukce (*detail design*), viz Obr. 3. **Důležitým aspektem metody je, že na konci každé fáze je provedeno kritické vyhodnocení a buď se pokračuje další fází, nebo se opakuje provedená fáze k dosažení lepšího výsledku.**



Obr. 3: Čtyři fáze konstrukčního procesu podle VDI 2222 [4], převzato z [30].

Schématický návrh postupu konstrukce je doplněn dalším upřesňujícím materiálem, který klade konstruktérovi pomocné otázky ve snaze ho navést co nejrychleji na vymyšlení vhodného řešení. Právě otázka zpřístupnění metody lidem v praxi vedla k většímu využití grafických materiálů a v normě a k postupnému budování doplňkových návodných textů. Tento způsob podpory vlastního nasazení převzala od osmdesátých let též VDI 2221.

V reakci na rostoucí komplexnost moderních technických systémů vydalo VDI v roce 2004 směrnici VDI 2206 [5], která obsahuje tzv. V-model konstruování. Tento model odráží skutečnost, že návrh moderních zařízení integrálně obsahuje specializované návrhy strojních, elektrických a informačních celků, které musí vzájemně spolupracovat. Model integruje jak návrhový postup od celkového systému, přes subsystémy až po konkrétní skupiny a díly, tak i validaci („dělám vhodné řešení?“) a verifikaci („používám správný postup?“) dílčích návrhů tak, aby navržené zařízení vyhovělo požadavkům na vstupu návrhového procesu.



Obr. 4. V-model konstruování uváděný VDI 2206 [5], převzato z [31].

Do této skupiny metod patří i další obecné postupy nazývané „Design of X“ („návrh pro něco“). Návrh výrobku může být zaměřen specificky na nízkou cenu, vysokou spolehlivost provozu apod. [6].

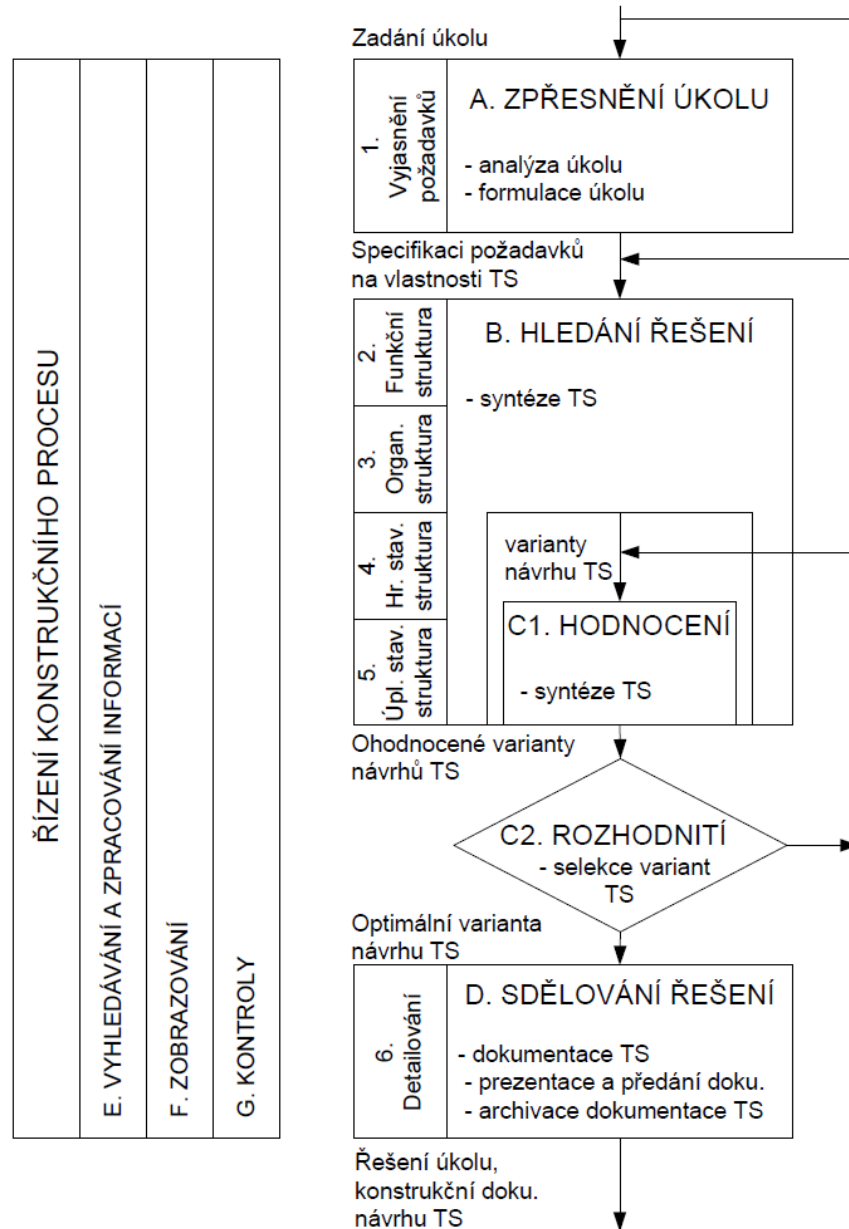
## SYSTÉMOVÉ PŘÍSTUPY

Systémové přístupy ke konstruování jsou založeny na koncepci podpůrných metodik, které mají řešitele vědomě navádět k vytvoření řešení tak, aby vlastní konstrukční proces měl výstupy s vyšší užitnou hodnotou, byl ekonomičtější (méně nákladný) a byl rychlejší (méně časově náročný) [7]. Tento přístup je též nazýván konstrukční nauka a bývá označován anglickou zkratkou EDS (Engineering Design Science). Pro rozvoj a

implementaci metody v českém prostředí jsou významné postupy uváděné Hubkou a Ederem [8] a následně též Ederem a Hosnedlem [9], [10]. EDS pohlíží na každé zařízení jako na technický systém. Teorie technických systémů se zabývá popisem vnitřních (popis struktury systému a jeho reakcí na působící účinky) a vnějších (chování systému vůči okolí) vlastností systému. Pro proces konstrukce technického systému je nutno co nejlépe všechny jeho vlastnosti, funkce a parametry definovat a popsat. Během procesu konstrukce se na technický systém nahlíží podle stupně konkretizace jeho vnitřní struktury (černá skříňka, funkční struktura, orgánová struktura, stavební struktura) [98], což je do jisté míry podobné dělení, jaké uvádí VDI 2222.

Proces konstrukce je v EDS považován obecně za transformační proces, jehož hlavním operandem je informace a operátorem je konstruktér [7]. Ten transformuje vstupní informace s požadavky na technický systém na výstupní informace o konstrukci a způsobu realizace navrženého řešení. Vlastní konstrukční proces dělí EDS do čtyř vzájemně navazujících etap (A. Zpřesnění úkolu; B. Hledání řešení daného problému; C. Hodnocení řešení; D. Sdělování řešení), které jsou po celou dobu podporovány třemi operacemi (E. Vyhledání a zpracování informací; F. Zobrazování; G. Kontrola). Tyto nástroje mají podobu směrnic, norem a algoritmů.

V rámci EDS byl vyvinut Obecný model postupu konstruování (OMPK) [7], který má šest hlavních fází (Obr. 5): I. Vyjasnění a rozpoznávání požadavků na vlastnosti technického systému; II. Návrh funkční struktury technického systému; III. Návrh orgánové struktury technického systému; IV. Návrh hrubé stavební struktury technického systému; V. Návrh úplné stavební struktury technického systému; VI. Detailování a popis úplné stavební struktury technického systému. Jedná se o metodický vzor konstruování, zahrnující celý proces od zadání úkolu až po vypracování finální výrobní dokumentace. Celý postup je členěn na přehledné fáze a kroky a stanovuje vhodnou posloupnost metod pro spolehlivé dosažení chtěného řešení s minimálními náklady a časovou náročností.



Obr. 5: Průběh celého OMPK ve formě vývojového diagramu [7], převzato z [98].

## KREATIVNÍ TECHNIKY

Vývoj stroje je i přes nutnost respektování řady vnějších limitů kreativní činnost. Důležitou součástí všech výše uvedených postupů jsou tedy i tzv. kreativní techniky. Každý popsáný postup obsahuje v některé své úvodní části návrh konceptu řešení, který je dále metodicky rozpracován do detailního návrhu celého systému. Návrh konceptu řešení je však důležitým bodem postupu, kde může vzniknout základ vhodného originálního řešení. Důležitým aspektem je využití kreativity při návrhu možných řešení nebo jejich variant. Kreativita (tvořivost) je definována jako „generování nových, neobvyklých, ale také přijatelných, užitečných myšlenek, řešení, nápadů“. Kreativita má

dva hlavní rysy: originalitu (novost, původnost) a užitečnost (hodnota, prospěšnost) [107].

Nejjednodušším postupem pro kreativní návrh je improvizace - reakce na neočekávané podněty. Pro cílenou podporu kreativního myšlení při řešení problémů existují různé nástroje a postupy. Uvést lze např. metody založené na brainstormingu, TRIZ [14], [15], hodnotová analýza [16] a další. Kreativní techniky nemohou nahradit metodické postupy v celém procesu vývoje, jsou však významnou součástí zahájení řešení celého úkolu návrhu stroje, neboť mohou pomoci otevřít kvalitativně nová řešení.

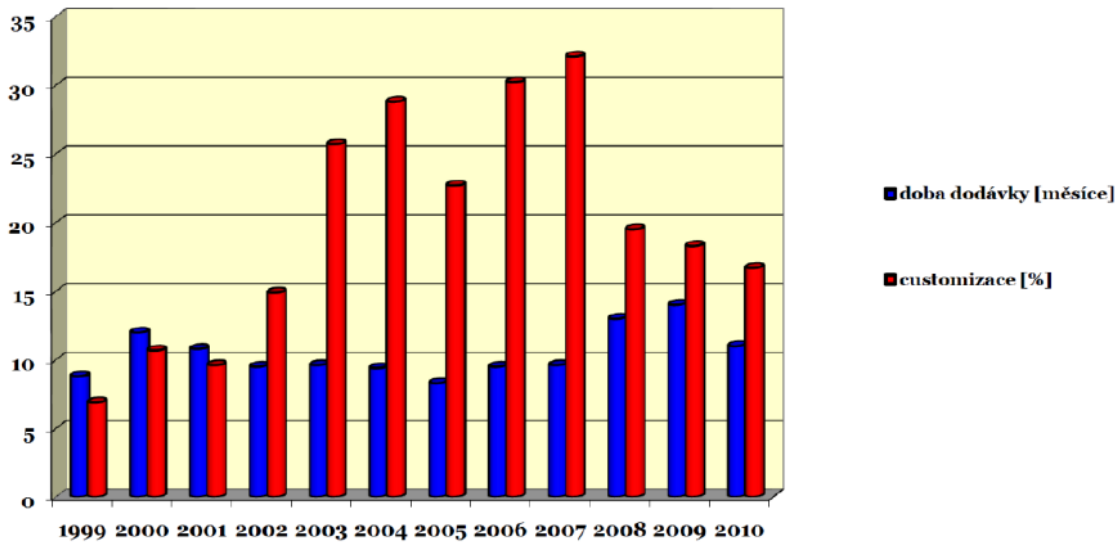
### **3.2 VYUŽITÍ METOD KONSTRUOVÁNÍ PRO NÁVRH MODERNÍCH OBRÁBĚCÍCH STROJŮ**

Moderní číslicově řízený obráběcí stroj je komplexní mechatronické zařízení. Na jeho vývoj jsou typicky kladeny náročné požadavky: naplnit určité funkční vlastnosti strojem s minimálními náklady vyvinutým v definované krátké době a s minimálními náklady vývoje. Pro naplnění obecně tak náročného zadání by měly být použity též komplexní a sofistikované metody konstruování. Konstruování je charakteristickým procesem, kde při relativně malých vložených nákladech (čas konstruktérů) jsou zásadně ovlivňovány náklady budoucí realizace (budoucí vázané prostředky na realizaci stroje). Janíček [11] uvádí, že v okamžiku ukončení koncepčního návrhu technického objektu je určeno cca 70% výrobních nákladů; po aplikaci dalších inženýrských analýz a výběru vhodné návrhové varianty je to až 80% výrobních nákladů. V tom okamžiku jsou čerpané náklady na realizaci (vývojové aktivity, které vedou k uvedeným závěrům) nižší než 10% celkových výrobních nákladů. Z toho je vidět, že fáze návrhu stroje je významná z hlediska dopadu na budoucí náklady a termíny realizace zařízení.

#### **STRATEGIE TVORBY OBRÁBĚCÍHO STROJE**

Firmy mohou použít některou ze šesti strategií pro vytvoření stroje [12], který je následně odebrán a zaplacen zákazníkem: strategie customizační, strategie komplexní tvorby, strategie nákupní, strategie inovátora na trhu, strategie krabicových produktů, strategie smíšená. České firmy obvykle využívají smíšenou strategii, která kombinuje několik uvedených strategií. Firmy se snaží mít určitý základní katalogový stroj (strategie krabicového produktu), který je však prodáván s nabídkou zákaznických úprav (strategie customizační), přičemž stavba stroje je založena významnou částí na nakupovaných komponentech a službách (strategie nákupní). Z uvedeného plyne, že v každé firmě vedle

sebe existují dva druhy vývoje: vývoj standardních „krabicových“ typů strojů a vývoj customizovaných strojů odvozených od těchto krabicových. Stupeň customizace může být někdy i poměrně vysoký (Obr. 6), takže i customizační vývoj si uchovává vysokou náročnost vývoje nového produktu z pohledu technické hodnoty, ceny a termínů.



Obr. 6: Procentuální podíl customizace stroje a jeho dodací termín v průběhu let 1999 až 2010 u společnosti TOSHULIN (data firmy TOSHULIN, převzato z [98]).

## APLIKAČNÍ NEJISTOTA PŘI VÝVOJI STROJE

Obráběcí stroj je navrhován pro obrábění dílců o určité velikosti a tvaru. Dobře navržený stroj, na kterém je aplikována správná výrobní technologie, umožňuje realizovat konkurenceschopnou výrobu dílců. Tj. takovou výrobu, která zajistí vyrobení dílce v požadované jakosti povrchu a geometrické a rozměrové přesnosti s takovou produktivitou, že výsledná cena obrobku umožní uživateli stroje realizaci zisku na výrobku.

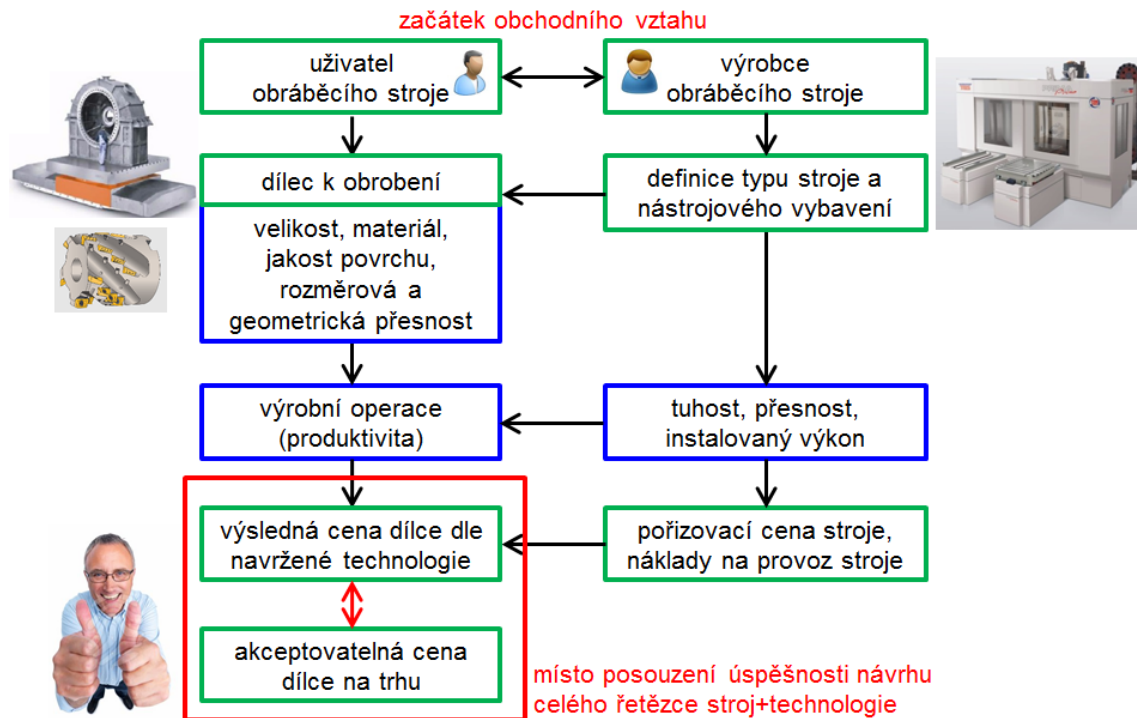
Celý proces od vývoje stroje je možno obecně rozdělit na tři hlavní fáze: překonstrukční, konstrukční a realizační fázi. Ty jsou stručně charakterizovány v Tab. 1. V tabulce je též schematicky ukázáno, že míra znalosti o zařízení a míra vlivu učiněného rozhodnutí jsou ve vzájemném paradoxu. Na počátku vývoje, kdy existuje minimum znalostí o vyvíjeném stroji, má každé rozhodnutí (např. volba typu kinematické struktury) velký dopad. Naopak, na konci vývoje již existují všechny informace o stroji pro potřebná rozhodnutí, ty však již nemají žádný dopad na řešení, neboť dílo je dokončené.



Tab. 1: Hlavní fáze vývoje nového stroje.

Fáze	Aktivita	Výsledek	Míra znalosti a vlivu rozhodnutí
Fáze předkonstrukční	Definice požadavků, návrh a posouzení možných principiálních řešení (kinematika a dimenzování struktury, vč. pohonů)	Rozhodnutí o rentabilitě předběžného konstrukčního návrhu vzhledem k zadání; rozhodnutí o pokračování projektu.	
Fáze konstrukční	Výpočtový návrh finálního konstrukčního řešení, konstrukce stroje, kontrolní výpočty.	Úplná dokumentace pro realizaci stroje; rozhodnutí o zahájení výroby stroje.	
Fáze realizační a testovací	Výroba a nákup součástí, montáž a oživení stroje; testy dle standardů a testy technologické.	Kontrola výsledného stavu stroje z pohledu technického a ekonomického; zpětná vazba do návrhu.	

V případě konkurenceschopného obráběcího stroje je celý řetězec, na jehož konci je informace o úspěšnosti návrhu, ještě delší. Konkurenceschopnost je vázaná na rozhodnutí zákazníka koupit stroj za ziskovou cenu (pro výrobce). Vztah mezi výrobcem stroje a uživatelem stroje je popsán na Obr. 7. Uživatel stroje chce koupit výrobní stroj, aby na něm realizoval výrobu svých konkrétních dílců. Tyto dílce jsou charakterizované velikostí, tvarem, materiálem, jakostí povrchu a rozměrovou a geometrickou přesností. To určuje spektrum výrobních operací. Pro takový dílec může výrobce stroje nabídnout určitý typ obráběcího stroje a doporučit jeho nástrojové vybavení. Pro zajištění definovaných parametrů jakosti a přesnosti dílce stroj nabízí vlastní tuhost a přesnost. Instalovaný výkon pohonů společně se spektrem výrobních operací pro vyrobení dílce určuje výrobní produktivitu. Výrobní produktivita společně s náklady (ze strany stroje zde vystupují především náklady na pořízení a provoz stroje; dalšími významnými náklady jsou náklady na nástroje a upnutí obrobku) určují výslednou cenu dílce vyrobeného na konkrétním stroji konkrétním výrobním postupem. Pokud je tato cena dílce nižší, než cena akceptovatelná na trhu, je dosaženo úspěšného výsledku umožňujícího prodej vyrobeného dílce se ziskem.



Obr. 7: Schéma vztahu mezi výrobcem a uživatelem stroje [113].

Tento příklad ukazuje, jak je dlouhý a komplexní řetězec, na jehož konci dochází k posouzení technické kvality obráběcího stroje. Nicméně celý tento řetězec, který může být v čase velmi proměnlivý, je nutno vzít v úvahu již při vývoji stroje a určitým způsobem promítnout konečné technické a ekonomické požadavky uživatele do návrhu stroje. Tento fakt vede na využívání vývojových metod, které umožňují rozdělit vývojový proces na menší úseky, kde je možno rychleji dosáhnout dílčích cílů pro další rozhodnutí.

Vývoj zcela nového stroje realizují firmy cca jednou za 3 až 5 let (v závislosti na velikosti stroje). Vývoj nového stroje trvá řadu měsíců i let a proto je vždy spojen s řadou průběžných kontrol marketingových, aplikačních, nákladových, výrobních a technicko-provozních. Naproti tomu prakticky kontinuálně běží customizační vývoj konkrétních zákaznických typů. Jedná se o úpravy stávajících strojů podle požadavků zákazníka [34], které mohou být v některých případech v poměrně zásadním rozsahu. Toto je typická situace, kde je nutno mít nástroje pro podporu vývojových aktivit umožňující rychlou odezvu a posouzení řešení při různých fázích jednání se zákazníkem.

## PRAKTICKY UŽÍVANÉ METODY PŘI KONSTRUOVÁNÍ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Při vývoji moderních obráběcích strojů nejsou v praxi vědecké metody konstruování (systémové přístupy) obvykle využívány. Dosedla [98] uvádí jako hlavní důvody

nevědomost odborné veřejnosti o těchto metodách, komplikovanost a obecné pojetí některých metod, nedůvěru managementu k novým konstrukčním přístupům a s odvoláním na Marka [12] též nízké procento konstruktérů schopných aplikovat tyto metody. Marek ve vazbě na svou definici typů pracovníků v konstrukci uvádí pouze asi 10% konstruktérů schopných své myšlenky a nápady realizovat s využitím zmíněných komplexních metod [106].

Metody pokus-omyl nejsou v praxi akceptovatelné z důvodu časové a nákladové náročnosti (ve firmách se často používá rčení, že konstrukce musí být „na první dobrou“).

**Nejpoužívanějšími metodami konstruování jsou tedy metody intuitivní, někdy též s metodickou podporou více či méně podobnou postupům dle směrnic VDI.**

Obecným problémem při nasazení jakékoliv metody je ovšem fakt, že na začátku vývoje stroje (zejména na začátku vývoje nového „krabicového“ stroje) **není jasné zadání**. Obvykle existuje mlhavá aplikační představa („multifunkční centrum pro obrábění leteckých materiálů“, „stroj pro výrobu lopatek“) nebo typově marketingové zadání („udělat stroj o jednu řadu větší“, „levný, lehký stroj“). Nicméně kvantifikovaných parametrů, které jsou relevantní budoucímu technologickému využití stroje, je málo. Je to dáno tím, že ve firmě má na budoucí produkt každý svůj konkrétní názor (konstrukce, výroba, marketing, prodej, GŘ/majitel), který je často v kontradikci s názorem jiného člověka, který má též významnou rozhodovací pravomoc ve firemních procesech. Současně jsou všechny názory považovány za shodně relevantní, tedy žádný není a priori vyřazen z dalších úvah. Konečné zadání pro vývoj stroje tedy vzniká při intenzivních vnitropodnikových diskusích, při kterých je již obvykle řešena předkonstrukční fáze vývoje. Tato situace vyžaduje nasazení metod, které umožňují **činit postupné kroky zakončené takovými jasnými výstupy, které rychle zpřesňují technické, nákladové a termínové parametry stroje vzhledem k celkovým požadavkům**. Každý takový dílčí výstup je posuzován na technických schůzkách zástupci všech relevantních firemních oddělení a závěrem je buď potvrzení závěrů s očekáváním a postup dalšímu kroku vpřed nebo opakování předchozího kroku s redefinovaným zadáním.

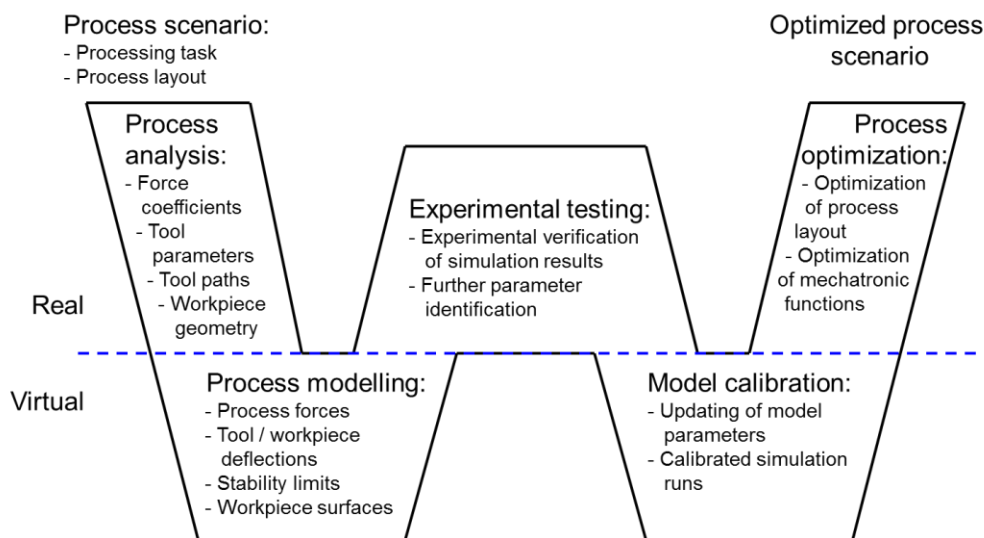
S dílčími závěry takových schůzek potom konstruktér dále pracuje. Kromě toho při návrhu stroje musí vhodně využít a respektovat širokou a heterogenní skupinu vstupních informací:

- konstrukční **data z CAD software**, který umožňuje relativně rychle připravovat nové návrhy strojů s kombinováním skupin a částí existujících strojů;
- **výsledky MKP simulací**, které umožňují konstrukční návrhy výpočtově kontrolovat a prověřovat z různých pohledů (vypočtená tuhost, modální vlastnosti atd.);
- experimentálně získaná **data z realizovaných strojů a technologií** (změřená tuhost, modální vlastnosti, tlumení, výsledky výkonových zkoušek, výsledky měření přesnosti atd.);
- interní data o pracnosti výroby a montáže stávajících strojů;
- **kvantifikované požadavky zákazníků** z relevantních poptávkových případů (obvykle data z oddělení technické podpory prodeje);
- informace o parametrech strojů konkurence;
- informace o **očekávané konečné cenové hladině** a očekávané konfiguraci pro určení poměru cena/hodnota;
- informace a formální požadavky plynoucí z **norem, standardů a předpisů**.

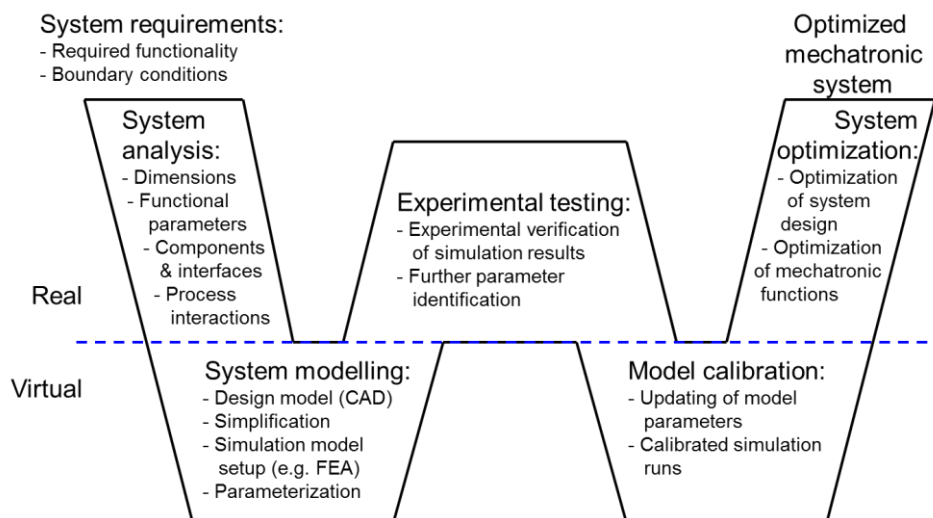
V rámci vývoje stroje je nutno průběžně provádět optimalizaci návrhu. Optimalizovat konstrukci stroje je možno podle různých hledisek a kritérií. Z pohledu konkurenceschopnosti stroje je nejpřínosnější optimalizace technicko-ekonomická, která se zaměřuje na vhodné vybalancování technických parametrů zařízení a ceny za dosažení těchto nákladů. Pro tuto optimalizaci je možno využít **Machine Tool Cost Reduction Method (MTCRM)** [98], [12], která je dobře použitelná při inovacích stávajících strojů i při vývoji zcela nových strojů. Metoda umožňuje integrovat řadu konkrétních technických nástrojů pro jednotlivé dílčí technické a ekonomické optimalizace.

Jak bylo uvedeno výše, konstruktér pracuje s širokou heterogenní skupinou informací. Z pohledu technické funkce zařízení je důležitá kombinace dat konstrukčních, simulačních a experimentálních, která by se měla vzájemně doplňovat. Ve vazbě na to lze zmínit mezi publikované metody konstruování metodu **Simulation aided design (konstrukce podporovaná simulacemi)**, neboli **metodu „dvojitého W“** vytvořenou Möhringem [13], [32]. Metoda je založena na rozvedení základního V-modelu VDI a uvažuje sériovou kombinaci simulací a experimentů a při paralelní kombinaci vývoje stroje a procesu. Metoda vychází z toho, že scénář vývoje stroje i procesu má podobu W (Obr. 8, Obr. 9), kde hlavními vrcholy jsou analýza, modelování, testování, kalibrace modelů a optimalizace návrhu. Protože stroj je navrhován pro realizaci procesu a možnosti procesu jsou limitovány možnostmi stroje, je možno oba vývojové cykly

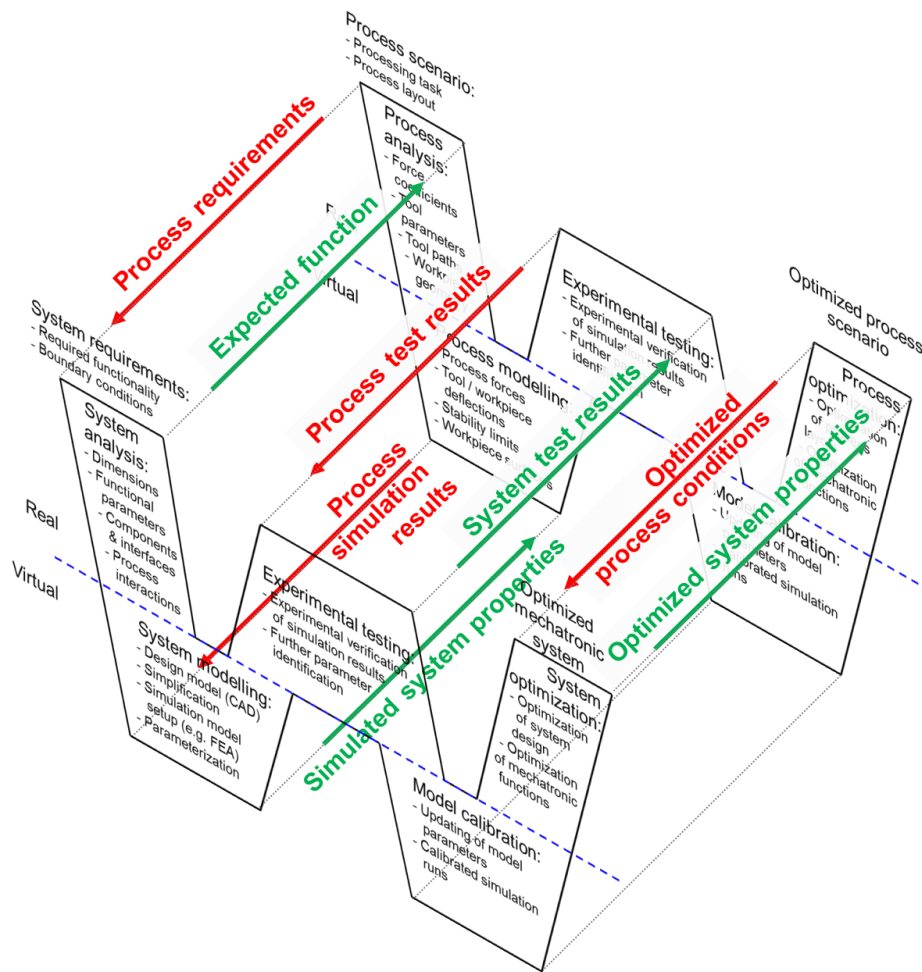
stroje a procesu propojit a průběžně mezi nimi sdílet data (Obr. 10). Výhodou metody je ucelenost, kdy simulace umožňují prověřit řadu variant; jejich spolehlivost je vychází z dílčí experimentální validace; současně se řeší vztah stroje a procesu. Metoda je vhodná pro vývoj komplexních, ale funkčně poměrně jasně determinovaných prvků (autoři např. použili tuto metodiku pro komplexní vývoj aktivně hlceného upínače pro obrábění tenkostěnných lopatkových kol). **Pro vývoj celých obráběcích strojů je použití metody omezené především v důsledku obvykle menší určitosti zadání a většího množství nejistot** (viz postupné upřesňování zadání, a další primárně nekonstrukční informace ovlivňující konečnou podobu výsledku). Je však inspirující ukázkou, jak lze **kombinovat heterogenní data simulační a experimentální, data o stroji a procesu** tak, aby bylo dosaženo hledaných odpovědí na řadu otázek vznikajících při vývoji stroje.



Obr. 8: W-model vývoje procesu [32]



Obr. 9: W-model vývoje systému [32]



Obr. 10: Dvojitý W-model souběžného vývoje procesu a systému [32] propojuje W-model vývoje procesu (Obr. 8) a W-model vývoje stroje (Obr. 9).

### 3.3 SIMULAČNÍ PODPORA NÁVRHU NOSNÉ STRUKTURY

Nosná struktura obráběcího stroje se skládá z nepohyblivých a pohyblivých těles, rotačních a lineárních vazeb, pohonů a jejich řízení. Nosná struktura přenáší silový tok od akčních a reakčních sil **řezného procesu** (působících na nástroj a na obrobek), zatížení **dynamickými silami** působícími na pohybující se části a **zatížení vlastní vahou**. Nosná struktura musí zajistit přenos těchto silových účinků s minimálními deformacemi (musí mít vysokou statickou a dynamickou tuhost) a s minimalizovaným vloženým množstvím strukturálního materiálu (musí být lehká, neboli ve vazbě na statickou tuhost musí mít vysoko položené vlastní frekvence). Nosná struktura je též přímo odpovědná za **interakci stroje a řezného procesu** [36], [37], [38]. Nosná struktura je součástí definice **kinematiky stroje** a od toho odvislé další technické funkce stroje. Provedení nosné struktury významně ovlivňuje **celkovou cenu stroje**, náročnost výroby a montáže (finanční a časová náročnost), způsob transportu a instalace u zákazníka aj. Z těchto

důvodů je návrh nosné struktury významnou součástí návrhu celého obráběcího stroje a je nutno jí věnovat pozornost

V této kapitole je uveden **přehled stavu simulačních nástrojů**, které jsou používány přímo či nepřímo při návrhu a posuzování nosných struktur obráběcích strojů. Simulace je napodobení reálného systému nebo procesu. Pro simulace jsou využívány matematické modely, které popisují chování reálného systému nebo procesu s určitou mírou zjednodušení.

Kapitola uvádí přehled stavu simulačních modelů řezného procesu, přehled stavu modelování výrobních strojů (zejména obráběcích) a stav modelování interakce strojů a procesu. Jednotlivá témata nelze striktně oddělit, neboť spolu souvisí a vzájemně se prolínají. Rozdělení na tři uvedené části je tedy spíše z důvodu lepší orientace v textu.

## **SIMULACE ŘEZNÉHO PROCESU**

Řezný proces z pohledu zatížení stroje a jeho nosné struktury dnes vnímáme především jako zdroj prostorové síly, která je proporcionální průřezu odebírané třísky a řeznému odporu. Že průřez nedeformované třísky je hlavním faktorem ovlivňujícím řeznou sílu, popsal v průběhu čtyřicátých let Martellotti [40], [41]. Poměr mezi řeznou silou a průřezem třísky byl nazván koeficient řezné síly. Kienzle [42] popsal závislost tohoto koeficientu na tloušťce třísky a na řezných podmínkách. Sabberwal [43] prezentoval metodu pro určení hodnot tangenciálního, radiálního a axiálního řezného odporu jako funkci axiální hloubky řezu a posuvu na zub. Fu [44] a Spiewak [45] sestavili mechanistický model pro identifikaci koeficientů řezných sil ze sady experimentálních dat (vyhodnocení pro různé hodnoty posuvu na zub). Bližší přehled existujících modelů řezných sil uvádí Ehmann [46].

Všechny uvedené modely byly odvozeny z řady experimentů, které byly prováděny zvláště pro každou konkrétní technologii a geometrii břitu. Určité zjednodušení z pohledu nutného počtu provedených měření přinesla teorie transformace ortogonálního obrábění na obecné obrábění. Transformaci publikovali Altintas a Budak [47], [28]. Jejich modely řezného odporu zavedli dvě hlavní složky řezné síly: třecí (závislou na tvaru řezné hrany, vliv řezné hrany na řezný proces shrnul Denkena a Biermann [48]) a řeznou (závislou na tloušťce odřezávané vrstvy). Pro tyto modely byly následně odvozeny další konkrétní rovnice řezného odporu pro další technologie obrábění kulovou frézou [49] [50], toroidní frézou [51] a kuželovou frézou s kulovým koncem [52]. Jednotlivé modely byly spojeny

do jednoho obecného modelu Gradiškem [53]. Následně Kaymakci a Altintas zobecnili tento transformační proces mezi různými typy záběrů různých řezných technologií do jednoho univerzálního modelu [54].

Všechny uvedené modely uvažovaly nový, neopotřeбенý nástroj. Jedná se o významné zjednodušení, protože opotřeбенí břitu nástroje mění hodnoty řezných sil a tedy i řezného odporu. Vliv opotřeбенí nástroje při rostoucím opotřeбенí břitu byl zkoumán obvykle na nástrojích s jednou konkrétní geometrií úhlu a čela. Vliv opotřeбенí nástroje na řezné síly při soustružení popsal Oraby [55]. Teitenberg [56] vypočetl pro soustružnické operace tangenciální složku řezného odporu v závislosti na posuvu na otáčku, hloubce řezu a míře opotřeбенí hřbetu nástroje. Lin [57] vytvořil pro čelní frézování model tangenciální a radiální složky řezného odporu v závislosti řezných podmínkách a opotřeбенí nástroje na čele. Model uvažuje jako vstupní data průměrnou tloušťku odřezávané vrstvy, průměrnou délku břitu v záběru a velikost opotřeбенí nástroje na hřbetě. Mechanistický model byl identifikován z experimentálních dat opět jen pro jednu konkrétní geometrii břitu. Model byl později rozšířen o vliv počtu zubů frézy v záběru na velikost řezných sil a použit pro nepřímou detekci míry opotřeбенí nástroje během obrábění [58] (dalo by se říci, že bylo využito digitální dvojče procesu pro inprocesní kontrolu stavu nástroje).

Velikost řezných sil a dalších parametrů (teplota řezu, zbytková pnutí apod.) je možno též simulovat pomocí MKP [59]. Tyto modely jsou však extrémně detailní a jsou používány pro vývoj a optimalizaci vlastního řezného procesu. Pro návrhy strojů nejsou použitelné, neboť díky jejich detailnosti jsou výpočtově extrémně časově náročné.

**Pro simulaci interakce stroje a procesu jsou aktuálně nepoužívanější mechanistické modely řezného procesu [61] založené na zobecněném modelu Altintasově [54], který uvažuje třetí a řeznou složku v každé směrové složce** (tangenciální, radiální, axiální) řezné síly. Modely řezného odporu jsou v relativně dobrém rozsahu však prozkoumány buď pro neopotřeбенé nástroje a větší rozsah geometrie nástroje (úhly čela, hřbetu, šroubovice), nebo naopak jen pro jednu hodnotu geometrie nástroje a různou velikost opotřeбенí. Současně působící vliv geometrie a opotřeбенí byl zkoumán a publikován [116]. Problematika je popsána v kapitole 5.5 jako originální výzkum autora. Tam je též popsán používaný Altintasův mechanistický model řezných sil.

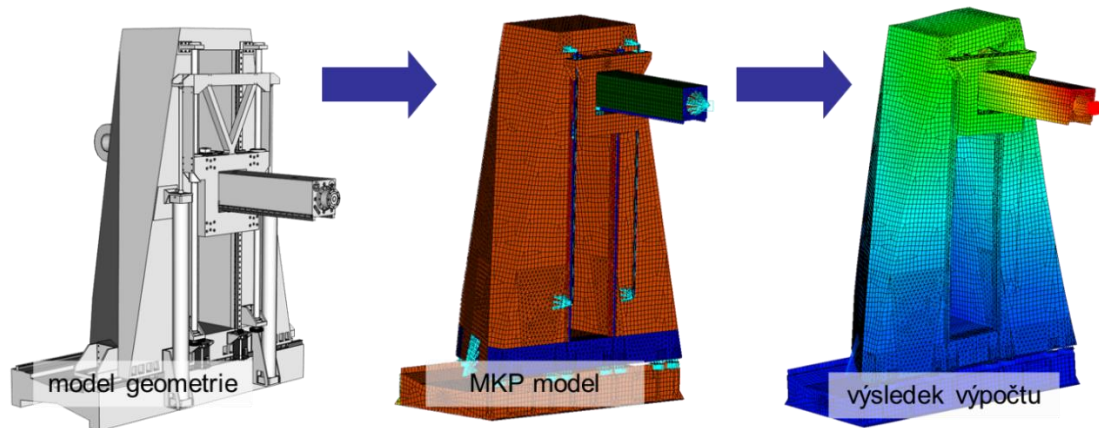


## SIMULACE STRUKTURÁLNÍCH VLASTNOSTÍ STROJŮ

Pro simulace strukturálních vlastností strojů se nejčastěji využívá metoda konečných prvků (MKP). Jedná se o numerickou metodu sloužící k simulaci průběhů fyzikálních veličin na vytvořeném fyzikálním modelu [107], [17]. Její **princip spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do určitého (konečného) počtu prvků, přičemž zjišťované parametry jsou určovány v jednotlivých uzlových bodech** (Obr. 11).

Principy MKP se rozvíjely od 40. let 20. století. Vzhledem k výpočtové náročnosti bylo jejich masivní použití vázané na pokrok ve vývoji výpočetní techniky. V ČR v oblasti výrobní techniky začaly být tyto postupy používány v 80. letech, více se rozšířily od 90. let 20. století v souvislosti s větší dostupností výpočetní techniky. Od první dekády 21. století se jedná o standardní vývojový nástroj běžně využívaný konstruktéry. Vzhledem k nutnosti znalosti práce se specializovanými SW a též nutnosti porozumění správné tvorby MKP sítě, zavedení okrajových podmínek a interpretaci výsledků, začaly některé firmy v rámci oddělení vývojové konstrukce budovat vlastní specializované simulační týmy. Většina firem v ČR vedle toho též spolupracuje v této oblasti s univerzitními a neuniverzitními výzkumnými organizacemi a to jak v oblasti simulačně rutinních postupů, tak v oblasti vývoje nových metod simulací pro komplexnější posouzení chování stroje a procesu [92].

Simulace vlastností obráběcích strojů zahrnují celou řadu oblastí. Od kontrolních a optimalizačních strukturálních výpočtů konstrukčních návrhů až po časové simulace dějů v komponentech vázaných na rázové nebo tepelné zatížení. Simuluje se též interakce stroje s procesem [37]. V rámci této práce bude uveden pouze **přehled simulací vlastností stroje relevantních návrhu jeho nosné struktury**. Jedná se zejména o simulace statické tuhosti, modálních vlastností, dynamické poddajnosti a první antirezonanční frekvence pohybových os.



Obr. 11: Ukázka MKP sítě vytvořené na náhradním modelu geometrie stroje odvozené od CAD konstrukčního modelu. Výsledkem jsou pole posunutí.

### Statická tuhost

Základní simulací při návrhu nosné struktury je **výpočet statické tuhosti**. Pomocí MKP se simuluje deformace konstrukce při působení vnější síly. Vstupem je popis strukturálních a materiálových parametrů konstrukce a způsob jejího zatížení (obvykle osamělou silou). Výstupem je vektor zobecněných posunutí, který obsahuje směrová posunutí ve všech uzlech konečněprvkové sítě (Obr. 13). Výpočtová simulace je popsána rovnicí:

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{F} \quad (1)$$

kde  $\mathbf{K}$  je matice tuhosti soustavy charakterizující konstrukční parametry stroje (rozměry dílců, materiál dílců, tuhosti vazeb atd.),  $\mathbf{x}$  je vektor zobecněných posunutí a  $\mathbf{F}$  je vektor působících vnějších sil. Pro výpočet se uvažuje podmínka malých deformací, takže **výsledky je možno superponovat**. Statická tuhost  $k_s$  je následně vypočtena jako poměr zatěžující síly a vzniklé deformace:

$$k_s = \frac{F_i}{x_i} [N/m] \quad (2)$$

kde  $F_i$  je zatěžující síla v konkrétním uzlu a konkrétním stupni volnosti a  $x_i$  je sledovaná deformace v konkrétním uzlu a konkrétním stupni volnosti. Před výpočtem je vždy nutno jasně definovat, jaká statická tuhost bude sledována (zda se jedná o tuhost např. pouze nástrojové části stroje nebo tuhost mezi nástrojem a obrobkem). Podle toho jsou následně do výpočtu dle (2) použity vhodné zatěžující síly a ev. superpozice deformací (např. deformace obrobkové a nástrojové části v jednom směru). Převrácenou hodnotou statické tuhosti je statická poddajnost. Analýza deformací při statickém zatížení umožňuje určit slabá místa konstrukce z pohledu rozvržení tuhosti. Jako doplňkový výpočet se proto někdy provádí **analýza podílu jednotlivých částí struktury na konečné deformaci**.

## Modální vlastnosti

Do simulace modálních vlastností patří výpočet **vlastních frekvencí a vlastních tvarů**. Vstupem je popis strukturálních a materiálových parametrů konstrukce z pohledu tuhosti a hmotnosti. Výpočet neuvažuje vnější zatížení. Výstupem je vektor vlastních frekvencí a matice vlastních tvarů, která sestává z vektorů zobecněných posunutí příslušných vlastních tvarů odpovídajících jednotlivým vlastním frekvencím. Vektory obsahují směrová posunutí ve všech uzlech konečněprvkové sítě odpovídající amplitudě kmitání uzlů při volném kmitání soustavy na příslušné vlastní frekvenci (Obr. 14, Obr. 15). Tato amplituda kmitů však není absolutní hodnotou, ale relativním poměrem mezi výchylkami v jednotlivých uzlech, které jsou obvykle normovány maticí hmotnosti pro vzájemnou porovnatelnost [18]. Výpočtová simulace je popsána rovnicí:

$$\ddot{\mathbf{M}} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (3)$$

kde  $\mathbf{K}$  je matice tuhosti soustavy a  $\mathbf{M}$  je matice hmotnosti soustavy. Obě matice charakterizující konstrukční parametry stroje (rozměry dílců, materiál dílců, tuhosti vazeb, diskrétní hmoty atd.).  $\mathbf{x}$  je vektor zobecněných posunutí. Vlastní frekvence a vlastní tvary jsou přímým výsledkem výpočtu (3) po vyřešení tzv. problému vlastních hodnot [18].

Pro výpočet modálních vlastností se obvykle využívá stejná MKP síť, jako pro výpočet statické deformace. Pro výpočet modálních vlastností však nejsou uvažovány vstupující vnější síly. Naopak je nutno mít v modelu **správně doplněné hmotnosti** všech prvků, aby nebyly ovlivněny hodnoty výsledných vlastních frekvencí. Řada komponent stroje se při simulaci nosné struktury nemodeluje v detailu, ale nahrazuje se hmotnými body umístěnými v těžišti nahrazovaného uzlu.

## Dynamická poddajnost

Dynamická poddajnost (převrácená hodnota dynamické tuhosti) je podílem mezi frekvenčně závislou amplitudou kmitání v konkrétním uzlu a směru konečně prvkové sítě a amplitudou budící síly s příslušnou frekvencí. Při nulové frekvenci je tedy dynamická poddajnost rovna statické poddajnosti, viz výše. Dynamická poddajnost je též nazývána frekvenční přenosová funkce (anglicky Frequency Response Function, FRF), což vyjadřuje, že hodnota poddajnosti je frekvenčně závislým poměrem odezvy systému v konkrétním místě a směru na buzení systému v konkrétním místě a směru.

Pro výpočet FRF je nutno znát modální vlastnosti soustavy (viz výše) a dále hodnotu tlumení v soustavě. Tlumení je nejčastěji uváděno v podobě relativních útlumů na jednotlivých vlastních frekvencích. Z důvodu relativní výpočtové nenáročnosti je používán postup, kdy soustava je popsána pomocí stavových matic  $ABCD$  [18] (4):

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \\ \mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \end{cases} \quad (4)$$

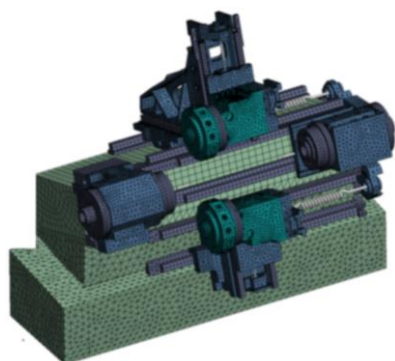
Stavové matice  $ABCD$  mohou být výhodně sestaveny s využitím modálního popisu soustavy spektrální maticí  $\mathbf{A}$ , matice vlastních tvarů  $\mathbf{V}$ , matice relativních útlumů  $\mathbf{B}$  a definovaných vektorů vstupních veličin  $\mathbf{u}$  a výstupních veličin  $\mathbf{y}$ :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & \mathbf{E} \\ -\mathbf{A} & -\mathbf{\Delta} \end{bmatrix} & \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{V}^T \end{bmatrix} \\ \mathbf{C} = [\mathbf{E} & 0] & \mathbf{D} = [0] \end{array} \right\}; \quad (5)$$

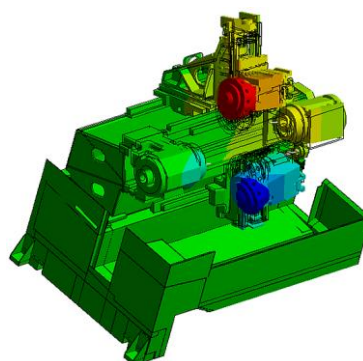
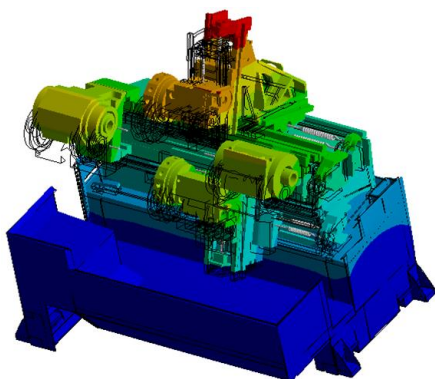
FRF je následně vypočteno z tohoto stavového popisu jako matice přenosů mezi všemi definovanými výstupy a všemi definovanými vstupy.

FRF je důležitým doplňkovým parametrem modální analýzy (viz výše). Z výpočtu modálních vlastností získáme informace o hodnotě vlastních frekvencí a příslušném vlastním tvaru. FRF ukazuje poddajnost (relativní amplitudu odezvy) systému v konkrétním bodě ve vazbě na konkrétní buzení (Obr. 16). To umožňuje pro FRF počítané v místě nástroje identifikovat kritické vlastní tvary z pohledu interakce stroje s řezným procesem (viz další kapitola), což spojuje technické parametry konstrukce stroje s predikcí jeho procesních možností a limitů.

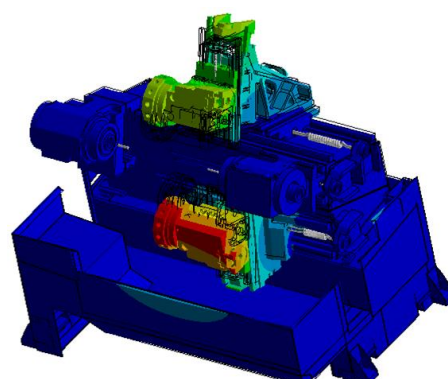
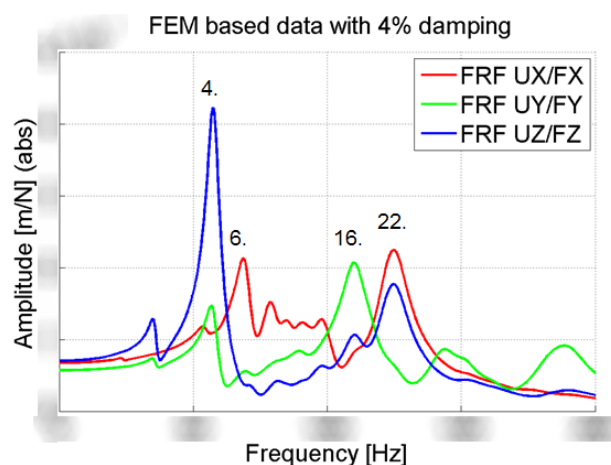
Tab. 2: Příklady hlavních výsledků strukturálních simulací obráběcích strojů.



Obr. 12: MKP síť na struktuře soustružnického centra.

Obr. 13: Statická deformace ve směru  $X$  při zatížení stroje řezným procesem.

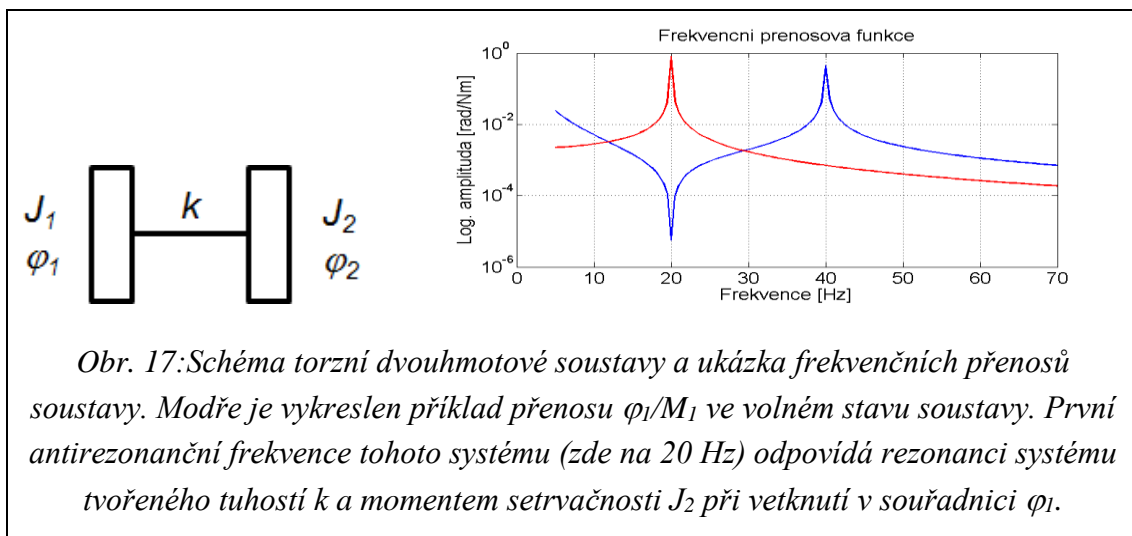
Obr. 14: 1. vlastní tvar - kmitání stroje na patkách lože

Obr. 15: 6. vlastní tvar - kmitání revolverových hlav v protifázi ve směru  $X$ 

Obr. 16: FRF mezi nástrojem a obrobkem. Je vidět, že pro takto definovanou procesní dynamickou poddajnost jsou konstrukčně významné vlastní tvary vyšších vlastních frekvencí.

### První antirezonanční frekvence pohybové osy

Antirezonanční frekvence analyzovaného systému odpovídá rezonanční frekvenci systému vzniklého odebráním (zpevněním) stupně volnosti v jedné konkrétní souřadnici vektoru zobecněných posunutí systému. Na příkladu jednoduché rotační dvouhmotové soustavy sestávající z motoru (setrvačnost  $J_1$ , souřadnice  $\varphi_1$ ), torzně poddajné spojky s tuhostí  $k$  a setrvačnicku (setrvačnost  $J_2$ , souřadnice  $\varphi_2$ ) odpovídá antirezonanční frekvence původního systému stavu, kdy zabrzdíme motor a necháme volně kmitat setrvačnick (Obr. 17).



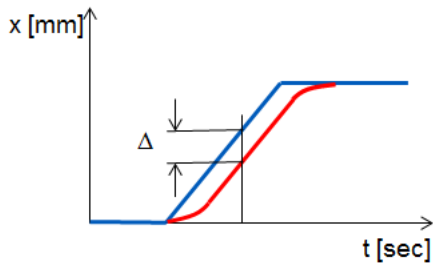
Tato frekvence je v praxi velmi významná, neboť odpovídá stavu, kdy pohon např. lineární osy s kuličkovým šroubem není schopen polohovat jakoukoliv amplitudou budícího momentu připojeným posuvným systémem, neboť ten kmitá na antirezonanční frekvenci. Z pohledu regulace takového servosystému se jedná o nepřekročitelný stav, který limituje maximální naladění parametrů zpětnovazebních smyček pohonu [19]. Dosažitelné zesílení polohového regulátoru  $K_V$  lze jej odhadnout z hodnoty první antirezonanční frekvence dle vztahů:

$$K_{vBEZP} [\text{m/min/mm}] = 0,044 \cdot \omega^*_M [\text{Hz}] \quad (\text{bezpečně dosažitelná hodnota}) \quad (6)$$

$$K_{vMAX} [\text{m/min/mm}] = 0,1 \cdot \omega^*_M [\text{Hz}] \quad (\text{maximálně možná hodnota}) \quad (7)$$

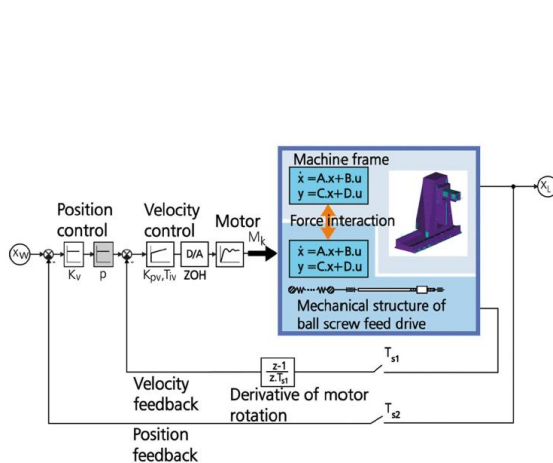
Toto omezení naladění je následně provozním omezením produktivity stroje ve vazbě na přesnost při víceosém souvislém obrábění, neboť zesílení  $K_v$  spojuje odchylku dráhového řízení  $\Delta$  s posuvovou rychlostí nástroje podél dráhy  $v_B$  (neboli produktivitu s přesností při obrábění tvarových ploch):

$$\Delta = \frac{v_B}{K_v} \quad (8)$$

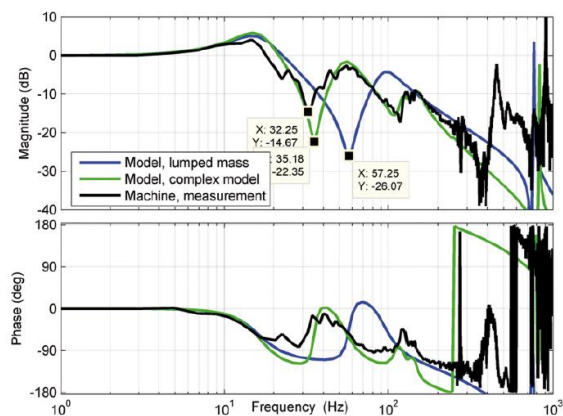


Obr. 18: Schéma odchytky reálné dráhy od ideální (v tangenciálním směru) v důsledku zpoždění regulace polohy.

Pokud servopohon pohybuje s komplexní strukturou s výraznými vlastními tvary kmitání (např. pohyblivý stojan stroje), jsou modální vlastnosti této struktury omezením pro naladění parametrů servosmyček pohonu [60]. Velikost první antirezonanční frekvence je tedy technickým parametrem, který blíže svazuje vlastnosti stroje s jeho možnostmi v reálném procesu. Sekundárně tento fakt ukazuje, že pro predikci možností naladění pohonu je nutno uvažovat s MKP náhradou pohybové skupiny, které obsahuje úplnou informaci o dynamickém chování uzlu. Zjednodušená náhrada pouze diskretní hmotou vede na příliš velkou chybu v predikci možných parametrů naladění pohonů.



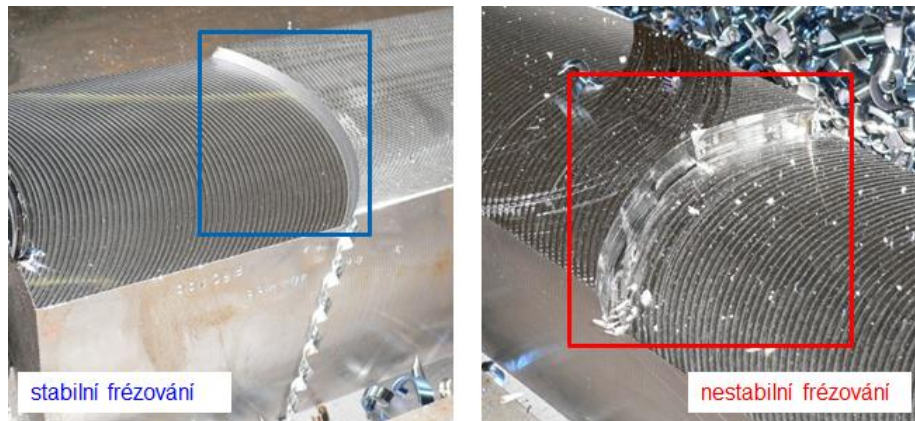
Obr. 19: Model servoregulace pohonu s kuličkových šroubem s připojeným modelem pohyblivé skupiny (stojanu) [60].



Obr. 20: Ukázka odchylek v predikci přenosu rychlostní smyčky při použití MKP modelu pohyblivé skupiny a při náhradě diskretní hmotou [60].

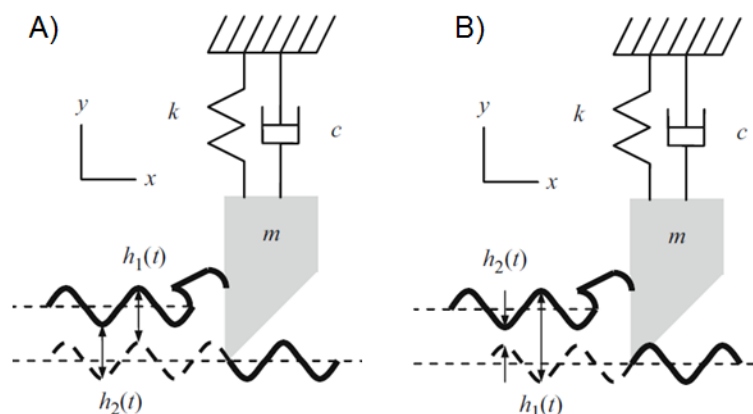
## SIMULACE INTERAKCE STROJE A PROCESU

Řezný proces interaguje s nosnou strukturou, jejíž součástí je v tom okamžiku (z pohledu tuhosti a přenosu procesních sil) i nástroj a obrobek. Pokud soustava stroj-nástroj-obrobek nemá dostatečnou tuhost, dochází při obrábění ke vzniku samobuzeného kmitání. To je charakteristické velkou amplitudou kmitání, v jejímž důsledku vzniká výrazně nekvalitní povrch obrobku a může dojít k poškození obrobku, nástroje nebo i stroje.



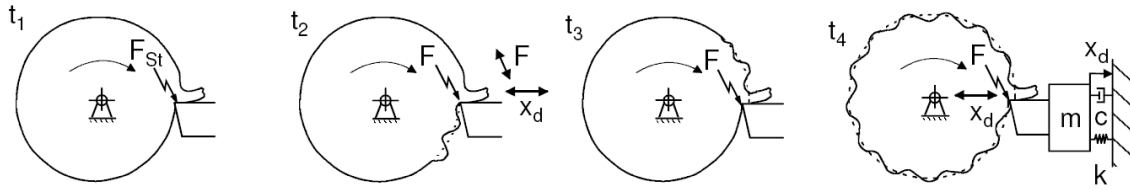
Obr. 21: Ukázky povrchů obrobku po stabilním a nestabilním obrábění.  
(zdroj: M. Janota, RCMT)

Výzkum samobuzeného kmitání má dlouhou historii. První zmínku o tomto jevu uvádí Taylor [61]. Ve 40. letech se výzkum v této oblasti se zaměřil na tzv. negativní tlumení [20], [21], což však neobjasňovalo příčiny vzniku samobuzeného kmitání dostatečně. Teprve výzkum v 50. a 60. letech 20. století, který prováděli Tlustý a Poláček [22], [62], Koenigsberger a Tlustý [23] a Tobias [63], [64], ukázal, že příčinou vzniku samobuzených kmitů je interakce řezného procesu a struktury stroje v důsledku tzv. regenerativního principu. Nástroj v záběru rozkmitá stroj i obrobek. Amplituda kmitů „se zaznamená“ formou zvlněného povrchu obrobku. Při následném průjezdu nástroje přes pokmitaný povrch záleží na fázovém posunutí mezi zvlněným povrchem z předchozího řezu a aktuálním kmitáním systému, neboť může dojít ke dvěma extrémům: tloušťka odřezávané vrstvy se nemění nebo naopak se mění velmi výrazně (Obr. 22)



Obr. 22: Příklady obrábění zvlněného povrchu v elementární případě hoblování [25]:  
A) vlny z předchozího a aktuálního obrábění nemají fázový posuv, tloušťka odřezávané vrstvy se nemění; B) vlny z předchozího a aktuálního obrábění jsou v protifázi, tloušťka odřezávané vrstvy se výrazně mění.





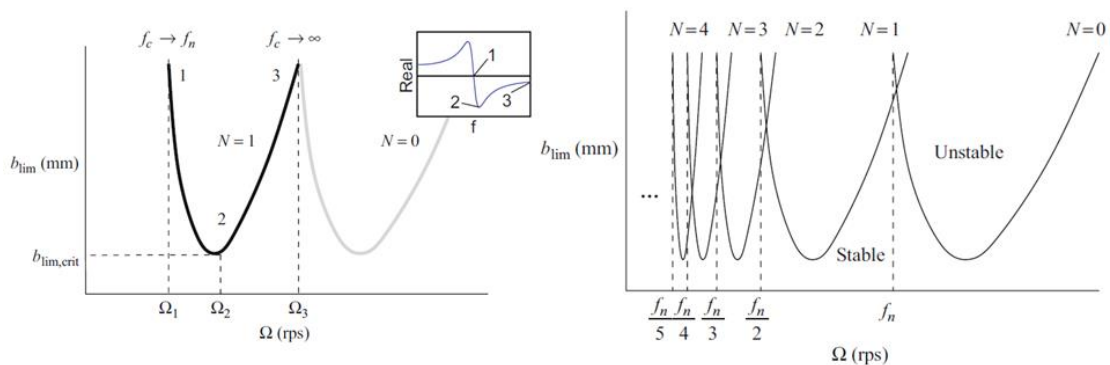
Obr. 23: Vznikl pokmitaného povrchu při zapichovacím soustružení [25].

V případě jednoduché operace zapichovacího soustružení je princip interakce stroje a procesu ukázán na Obr. 23. Pro tento případ Poláček [22] odvodil známou základní rovnici pro kritickou tloušťku odřezávané vrstvy:

$$b(f)_{krit} = \frac{1}{2 \cdot k_c \cdot |Re\{G(jf)\}_{neg}|} \quad (5)$$

kde  $b(f)_{krit}$  je kritická šířka třísky,  $k_c$  je řezný odpor platný pro daný materiál obrobku a konkrétní řezný nástroj a  $Re\{G(jf)\}_{neg}$  je negativní část reálné složky orientované dynamické poddajnosti v místě nástroje.

Doplnění tohoto základního popisu provedl Tobias [24], [63], [64], který popsal vytvoření tzv. diagramu stability (anglicky Stability Lobe Diagram, SLD). Jedná se o průběh kritické tloušťky odřezávané vrstvy v závislosti na otáčkách obrobku nebo nástroje (Obr. 24). SLD je praktickým nástrojem pro volbu technologických podmínek. Diagram je však platný pouze pro jednu kombinaci stroj-nástroj-materiál obrobku, které určují konkrétní dynamickou poddajnost systému a velikost řezného odporu.



Obr. 24: Princip konstrukce meze stability („lobu“) v závislosti na negativní části reálné složky dynamické poddajnosti a počtu celých vln mezi záběry [25].

Dále se vyvíjely techniky modelování a predikce samobuzeného kmitání. Shridhar [66] navrhl detailní matematický model pro výpočet stability při frézování. Hanna a Tobias [65], Shi a Tobias [66] a Tlustý s Ismailem [68], [69] nelineární efekty v samobuzeném kmitání a postupně modifikovali předchozí lineární modely. Smith [70] popsal vliv délky

frézovacího nástroje na stabilitu obrábění. Všechny uvedené modely řešili stabilitu obrábění především ve frekvenční oblasti. Modely sice vyžadují určitá zjednodušení, ale lze je jednodušeji spočítat. Altintas and Budak [71], [72] použili multifrekvenční přístup k predikci vzniku nestabilního obrábění. Vedle řešení ve frekvenční oblasti se rozvíjelo též řešení stability v časové oblasti, které umožňuje popsat nelinearity v procesu i v chování kmitajícího systému. Aktuální přehled vzniku nestabilního obrábění a modelování tohoto efektu je popsán v [36]. Modely v časové i frekvenční oblasti jsou využívány pro kontrolou návrhu stroje ve virtuálním prostředí [37]. V [38] jsou uceleně shrnuty techniky potlačení samobuzeného kmitání. Drtivá většina z nich je však orientovaná na správný návrh technologie obrábění, ev. přídatná aktivní a pasivní zařízení.

### **3.4 STRUKTURÁLNÍ OPTIMALIZAČNÍ METODY**

#### **STRUČNÁ CHARAKTERISTIKA OPTIMALIZAČNÍ ÚLOHY**

Konstrukční návrh strojních zařízení obsahuje řadu přirozených požadavků, jejichž naplnění jde proti sobě. Příkladem je požadavek na malou hmotnost a vysokou tuhost dílců nosné struktury. Pro dosažení vysoké tuhosti je vhodné zvětšit rozměry dílce (např. větší průřez nebo stěny s větší tloušťkou). To však zvyšuje celkovou hmotnost součásti. Tato protichůdná situace je typicky vhodná pro nasazení optimalizačních algoritmů.

Optimalizací se rozumí matematická úloha, kdy hledáme takovou kombinaci vstupních parametrů, při které daná kriteriální funkce nabývá minimální nebo maximální hodnoty [26], [27]. Kriteriální funkce kombinuje dílčí technické požadavky (minimalizace hmotnosti, maximalizace statické tuhosti, maximalizace prvních tří vlastních frekvencí apod.). Optimální řešení je takové, při kterém definovaná kriteriální funkce nabývá požadovaného extrému.

Technické aplikace, kde se optimalizace využívají, se obvykle vyznačují tím, že nemusí mít jedno optimální řešení. Naopak optimálních řešení může být více. Pro všechna taková optimální řešení platí, že daná kombinace hodnot vstupních parametrů je optimální z pohledu zvolené kriteriální funkce. Množina všech takových optimálních řešení se nazývá paretofronta řešení. Tato paretooptimální řešení tvoří v  $n$ -rozměrném prostoru (kde  $n$  je počet vstupních parametrů) obálku všech možných řešení (všech kombinací vstupních parametrů v rámci jejich definovaného rozsahu).

V oblasti strukturálních optimalizačních metod se používají tři dále popsané typy optimalizací. Vzájemně se od sebe liší požadovanými vstupy, detailností zpracování a také každá reaguje na jiný požadavek v rámci vývojového procesu.

## KONCEPTUÁLNÍ TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

*Vývoj metody konceptuální topologické optimalizace je výsledkem původního výzkumu realizovaného v RCMT týmy pod vedením Ing. Matěje Sulitky, Ph.D. a Jaroslava Šindlera v rámci projektu TAČR Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika. V rámci RCMT byl použit v řadě konkrétních projektů s průmyslovými firmami.*

**Konceptuální topologická optimalizace je metoda odhadu množství materiálu ve struktuře a vhodných vnějších rozměrů pro dosažení požadovaných hodnot tuhosti.**

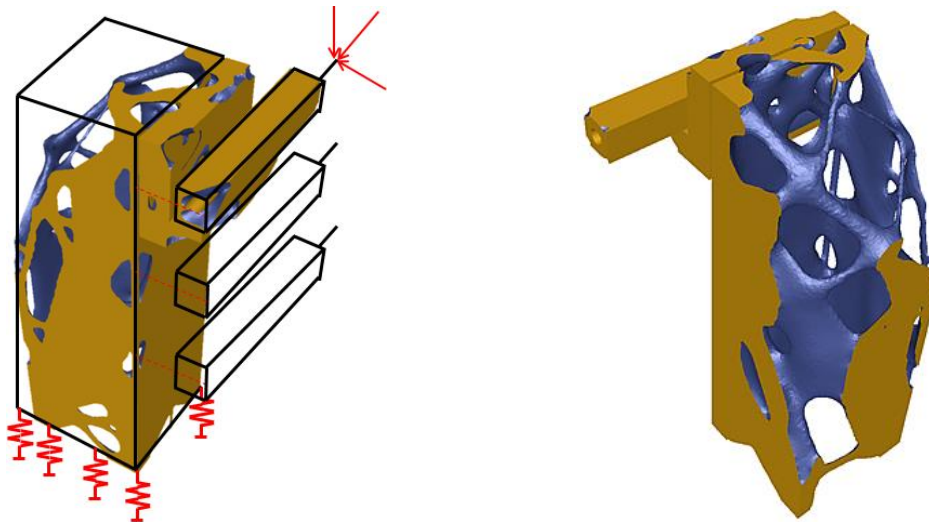
Metoda využívá zjednodušené objemové modely hlavní dílců nosné struktury, které mohou mít parametrizované klíčové rozměry. Na těchto objemových tělesech jsou vytvořeny MKP sítě pro zjednodušenou topologickou optimalizaci, kdy každému tělesu je přiřazena virtuální hustota a virtuální Youngův modul. Tato virtuální hustota představuje v plném tělese podíl skutečného materiálu na objemu. Je-li tedy virtuální hustota  $\rho^* = 10\%$ , pak reálný materiál v modelu bude zabírat 10% objemu tělesa. Youngovu modulu je předepsána lineární závislost na hustotě  $E = E_0 \cdot \rho^*$ . Výsledkem této optimalizace je tedy primárně **odhad váhy těles při definované hodnotě statické tuhosti**. Úloha je obvykle definována jako minimalizace hmotnosti při dosažení minimální požadované tuhosti. Výsledkem výpočtu je **návrh těles s virtuální hustotou, která splňuje požadované vlastnosti na tuhost**. Pro takové náhradní těleso je známa jeho **statická tuhost a hmotnost**, což je dobře použitelné pro navazující ekonomické rozvahy vázané na konkrétní koncepci stroje.

Výsledky konceptuální topologické optimalizace lze posuzovat ve dvou hlavních podobách: korelační matici a paretofrontě závislostí. Korelační matice vstupních parametrů (parametrizované rozměry a výstupů (směrové tuhosti) zachycuje trend závislosti mezi vstupy a výstupy. Hodnoty korelace se pohybují v rozsahu  $\{-1,0,1\}$ . Kladné hodnoty znamenají, že růst vstupního parametru způsobuje růst hodnoty výstupu; naopak záporné hodnoty znamenají, že růst vstupního parametru způsobuje pokles hodnoty výstupu. Hodnoty okolo nuly znamenají, že výstupní parametr není citlivý na změnu konkrétního vstupního parametru. Paretofronta závislosti směrových tuhostí na hmotnosti popisuje soubor paretooptimálních řešení tvoří. Paretooptimální řešení je

takové, pro které neexistuje řešení s lepší hodnotou tuhosti při stejné nebo menší hmotnosti. Paretooptimální řešení tvoří ve 2D prostoru obálku všech existujících řešení. Příklady modelu a výsledků konceptuální topologické optimalizace jsou uvedeny v případových studiích na Obr. 88, Obr. 104, Obr. 105.

## TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

**Topologická optimalizace je metoda návrhu rozmístění materiálu ve struktuře zatěžovaného dílce nebo soustavy.** Výpočtový algoritmus vyhledává, které prvky MKP sítě v rámci definovaného konstrukčního prostoru jsou nejméně zatíženy, a postupně je eliminuje ze struktury. Výstupem optimalizace jsou tzv. izodenzitní plochy (Obr. 25) využití materiálu v definovaném konstrukčním objemu. Ty mají většinou podobu, která nevyhovuje požadavkům na technologičnost výroby běžnými postupy. Získaná data tedy slouží **primárně jako podklad pro konstruktéra**, který podle toho vytváří první konstrukční návrh struktury se zohledněním uvažované konečné technologie výroby (ocelové svarky, litinové odlitky, odlitky z polymerbetonu, hybridní struktury svařenců s různými typy výplňově-strukturálních materiálů apod.). I když konstrukční návrh maximálně respektuje výsledky topologické optimalizace, je reálně navržená struktura vždy mírně „neoptimální“ v důsledku reálného provedení detailů ve vazbě na technologičnost konstrukce.



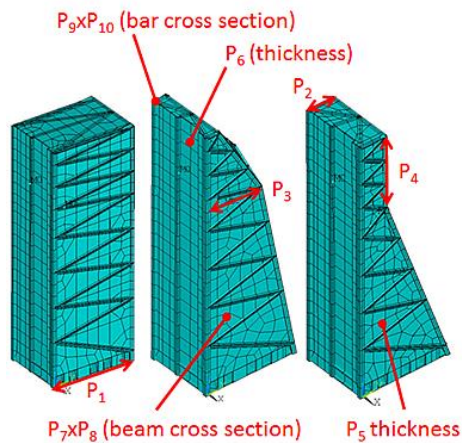
*Obr. 25: Isodenzitní plochy jako výsledek topologické optimalizace stojanu horizontky. Na obrázku vlevo je černě označen výchozí konstrukční prostor. Červeně jsou naznačeny okrajové podmínky výpočtu (zatížení statickou silou na smykadle a uložení tělesa stojanu na vedeních). Pro větší realističnost rozvrstvení materiálu v objemu se výpočet prováděl ve třech polohách smykadla na stojanu [112].*

Pro úplnost je nutno doplnit, že v souvislosti s rozšířením technologií aditivní výroby se v poslední době v mnoha aplikacích používá výstup z topologické optimalizace jako přímý vstup pro výrobu. Tento postup je však vhodný především pro menší součástky; pro velká tělesa nosných struktur zatím neexistuje ekonomické technologie výroby.

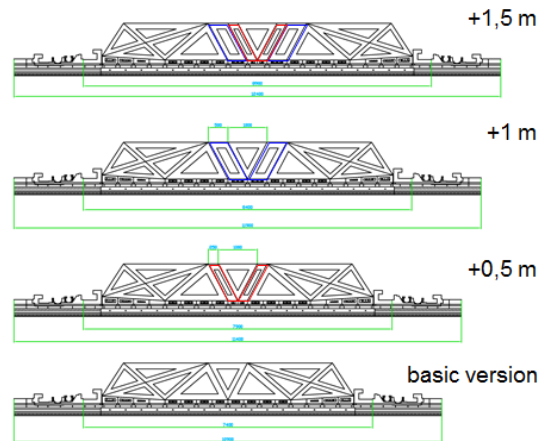
## PARAMETRICKÁ OPTIMALIZACE

**Parametrická optimalizace nemění topologii dílce, ale hledá optimální rozměry těles, zejména tloušťek stěn a roztečí žeber.** Optimalizace pracuje s parametrickým modelem. Při optimalizaci zůstává zachována topologie struktury (charakter navržených stěn a žeber), jako proměnlivý parametr jsou definovány některé vnější rozměry struktury, tloušťky stěn a počty vnitřních žeber (resp. jejich rozteč). Model je zjednodušený a obsahuje především prvky, které **mohou mít vliv na konečnou podobu návrhu struktury**. Model by měl obsahovat všechny v tom okamžiku známé prvky typu koncentrovaná přídavná hmota připevněné na nosnou strukturu, např. motory pohonů, zásobník nástrojů nebo různé typy agregátů. Na druhou stranu některé kompaktní uzly lze zjednodušit, např. vřetenem nahradit diskrétní hmotou nebo použít zjednodušenou náhradu s absolutně tuhým hlavním uložením. Z výsledného posouzení paretooptimálních variant je zvoleno jedno finální řešení, které je považováno za předobraz konečné podoby konstrukce.

Originálním přínosem vyvinutým v RCMT jsou modulární parametrické modely, kdy MKP model pro optimalizaci lze skládat z rozměrových modulů odpovídacích reálné výrobní technologii (Obr. 27). Takové modulární modely umožňují optimalizovat např. tloušťky stěn tak, aby byly jednotné pro všechny rozměrové varianty dílce a současně se minimalizovaly rozdíly statické tuhosti mezi jednotlivými rozměrovými variantami [113].



Obr. 26: Ukázka různého tvaru stojanu horizontky v závislosti na hodnotě konkrétních rozměrových parametrů [112].



Obr. 27: Ukázka parametrického modelu příčnicku s modulárně vkládanými sekcemi pro simulaci rozměrové rodiny dílce [113].

### 3.5 KOMENTÁŘ NEJISTOT V SIMULACÍCH

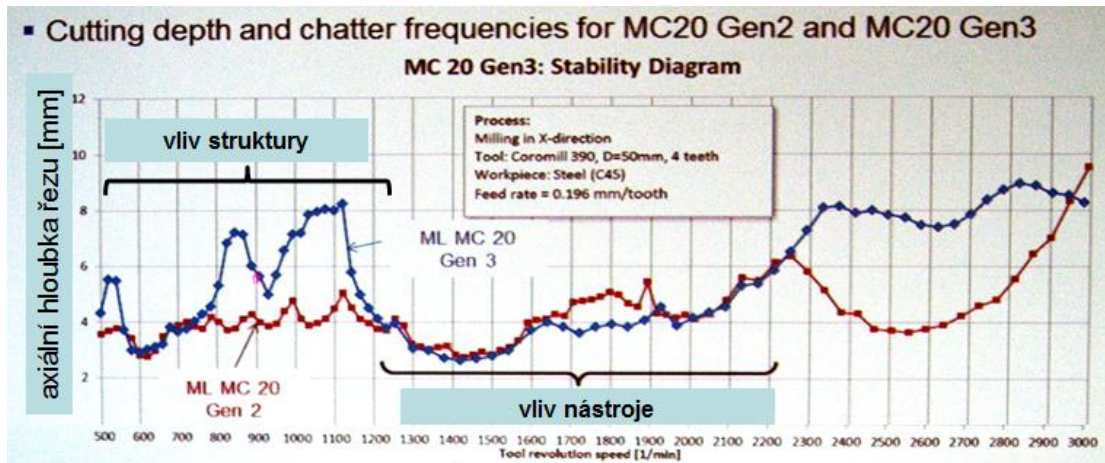
Výše uvedené výpočtové optimalizační postupy pracují s konečněprvkovými modely odpovídajícími aktuální úrovni poznání v oblasti modelování výrobních strojů (tak, jak jsou používány v RCMT i dalších světových výzkumných pracovištích, i u některých špičkových firem). Ačkoliv jsou tyto modely již poměrně pokročilé, vždy existuje nejistota vstupních hodnot pro tyto simulace. Jedná se zejména o nejistotu v základních parametrech, jako je hodnota tlumení v modelu (to je diskutováno v kap. 5.4) a nejistota v popisu řezného procesu (to je diskutováno v kap. 5.5). Je nutno si proto uvědomit, že modely tak mohou ukázat především trendy a vzájemné korelace mezi veličinami. Predikce absolutních hodnot konečných parametrů mohou být zatíženy větší chybou. Čím více typů výpočtů se řetězí, tím je výsledek komplexnější a blíže spojený s aplikační realitou. Současně však roste potřeba dalších vstupních parametrů, kde každý je zatížených též nejistotami. V celku roste pásmo nejistoty absolutní hodnoty výsledku. Rozsah odchylek různých úrovní modelů je pro orientaci shrnut v následující tabulce (Tab. 3). Uvedené hodnoty vycházejí z řady zkušeností z konkrétních projektů realizovaných vývojovými týmy RCMT ve spolupráci s firmami.

*Tab. 3: Odhad maximální obvyklé chyby simulované veličiny (odchylka vypočtené hodnoty od hodnoty změřené na reálném stroji).*

<b>ID</b>	<b>Simulovaná veličina</b>	<b>Typ modelu</b>	<b>Vstupy pro simulaci</b>	<b>Odchylka simulace od měření</b>
1	Statická tuhost, vlastní frekvence, vlastní tvary	MKP model struktury	Geometrie těles, údaje o materiálu, vazbách, zatížení.	do $\pm 10 \%$
2	Amplituda dynamické poddajnosti (FRF)	Stavový model struktury	Matice hmotnosti a tuhosti soustavy (viz 1), odhad tlumení.	do $\pm 20 \div 80 \%$
3	První antirezonanční frekvence pohonu	Propojený model těles a pohonu nosné struktury	Matice hmotnosti a tuhosti soustavy (viz 1), popis vlastností* komponent pohonu.	cca $-50 \div 200 \%^*$
4	Mez stability (SLD) pro konkrétní technologii	Model samobuzeného kmitání	Dynamická poddajnost (viz 2), řezný odpor.	cca $-80 \div 400 \%$

\* Uvedená nejistota je vázána na nejistotu katalogových parametrů komponent pohonů (zejména torzní tuhost). Pokud jsou parametry komponent pohonů známy, např. z měření, je odchylka výpočtu do  $\pm 10\%$ .

Pro zmenšení nejistot v modelování pro potřeby virtuálního testování nového stroje je tedy nutno maximálně standardizovat simulační řetězec a dlouhodobě cíleně zmenšovat nejistoty ve vstupních parametrech využitím výsledků řady experimentů. Příkladem takového systematického postupu je vývoj nových strojů ve firmě Heller [74], která parametry nosných struktur nových frézovacích center testuje virtuálně i reálně na jedné unifikované technologii (obrábění oceli 12050 čelní frézou o průměru 50 mm, Obr. 28). Opakování simulačního postupu a standardizace experimentů vede dlouhodobě k tomu, že firma je schopna zúžit pásmo nejistoty v simulacích. Současně je firma schopna toto budované simulační zázemí efektivně využít pro podporu přípravy zákaznických technologií, což též přispívá k posílení konkurenceschopnosti firmy.



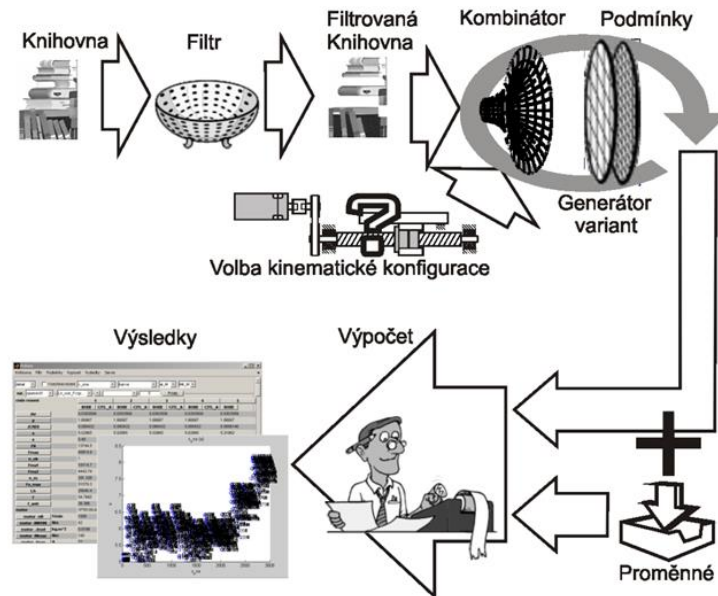
Obr. 28: Ukázka porovnání nosných struktur frézovacích center firmy Heller druhé a třetí generace pomocí SLD pro unifikovanou zkušební technologii [74].

### 3.6 OPTIMÁLNÍ NÁVRH KOMPONENT POHONŮ POHYBOVÝCH OS

Návrh komponent pohybových os je jedním z důležitých kroků při návrhu nosné struktury. Pohony musí mít potřebné parametry pro pokrytí požadavků technologie (maximální rychlosti, maximální síly), musí mít potřebnou životnost a v neposlední řadě musí mít minimalizovanou cenu. Každý tento výstupní parametr je možno při návrhu pohonu ovlivnit řadou dílčích úprav: vhodnou volbou konceptu pohonu, volbou velikosti motoru, vloženého převodu atd. Obecně se tedy jedná o vícerozměrnou optimalizační úlohu.

V této oblasti vytvořil tým RCMT metodiku a SW pro volbu komponent pohybových os [97], [99]. SW sestává z databáze prvků pohonů (kuličkové šrouby, převodovky, řemeny, motory atd.), která je trvale doplňována a aktualizována (Obr. 29). Podle požadavků uživatele se z databáze vyfiltrují komponenty, jejichž parametry vyhovují požadavkům vstupního zadání (např. pouze motory jedné firmy, od níž uživatel obvykle nakupuje). Pro definované kinematické konfigurace pohonu se zkombinují komponenty z filtrované databáze (s ohledem na konstrukční kompatibilitu) a vygenerují se varianty pohonových sestav. Ty jsou následně propočteny vzhledem k zadání vstupních technologických spekter (Obr. 30). Výsledkem je vícerozměrný prostor výsledků, ve kterém je finální řešení vybíráno na paretofrontě s přihlédnutím k dalším konkrétním konstrukčním požadavkům uživatele (Obr. 31).

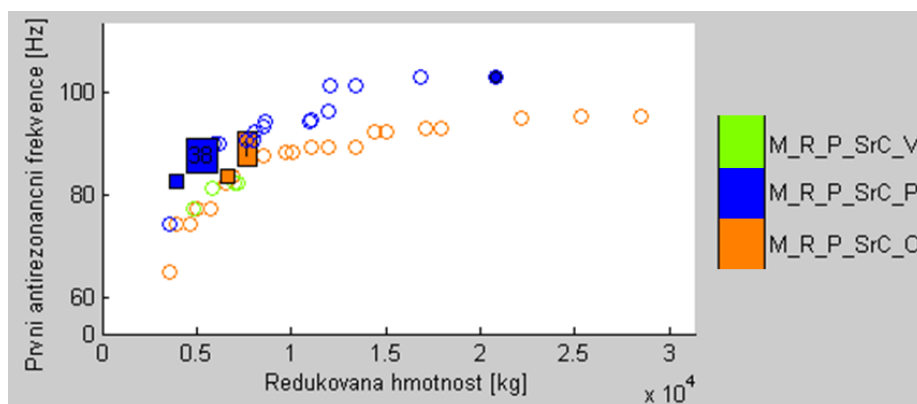




Obr. 29: Schéma SW pro optimální návrh komponent pohonů pohybových os [97].



Obr. 30: Schéma návrhu pohonů lineárních os; uvažovaná technologie obrábění ovlivňuje dimenzování pohonů skrz časová spektra zátěžných sil a rychlostí.



Obr. 31: Příklad výsledků zobrazených ve filtrované podobě pro tři různá uspořádání pohonu [97]. Obálka řešení s nejnižší redukovanou hmotností a nejvyšší antirezonanční frekvencí představuje množinu paretooptimálních řešení.

### 3.7 VOLBA VHODNÉHO VŘETENA PRO STROJ

Texty a odkazy v této kapitole vycházejí z autorovy disertační práce [103].

Vřeteno je součástí nosné struktury, protože přenáší procesní síly. Vřeteno musí zajistit přesný chod nástroj a dostatečné technologické parametry pro realizaci procesu obrábění, zejména z pohledu výkonu a otáček. **Vřeteno tvoří významný spojovací článek mezi nosnou strukturou a řezným procesem.** Volba vhodného vřetena je tedy součástí návrhu nosné struktury, protože výsledný návrh struktury ovlivňuje jak dosažitelnými technologickými možnostmi, tak cenou.

Protože stroje jsou uvažované obvykle pro určitou oblast technologických operací, je vřeteno voleno tak, aby svou výkonovou charakteristikou odpovídalo této oblasti aplikací. Instalovaným parametrům výkonu a dosažitelných otáček potom odpovídá dimenzování celého vřetena, zejména vhodná volba uložení hřídele. Z cenových a výrobních důvodů, v souladu s modulární stavbou strojů, jsou tedy vřetena vyvíjena nezávisle na konkrétním stroji. U malých a středně velkých strojů, které mají jedno nevýměnné vřeteno, si může zákazník zvolit z řady vřeten s různými parametry. Vřetena však mají obvykle jedno přípojovací rozhraní a je tedy možné kterékoliv z nich nasadit ve stroji bez nutnosti konstrukčních změn (Obr. 32).



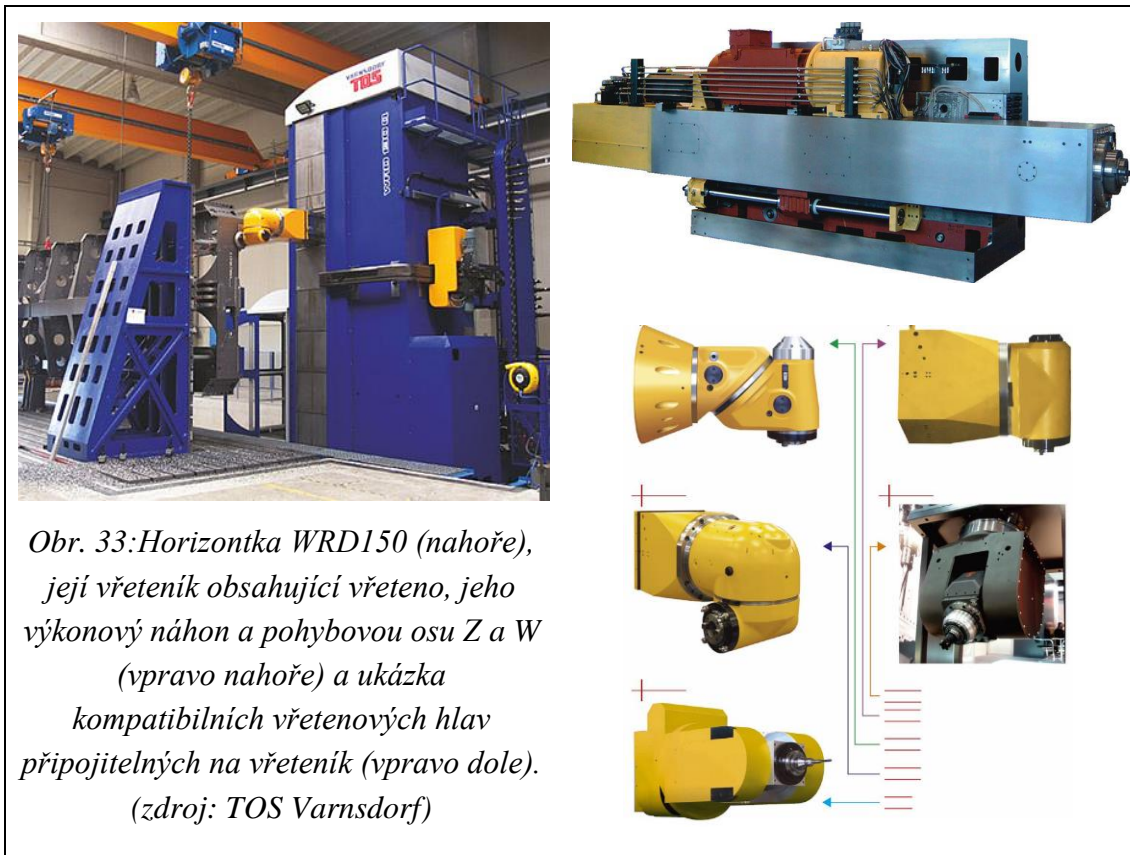
*Obr. 32: Ukázka rodiny vřeten se stejnými zástavbovými rozměry a odlišnými technologickými parametry (prezentace firmy Franz Kessler na veletrhu EMO).*

*Zleva: “vysokomomentové” vřeteno (46 kW, 200 Nm, max. 8.000 ot/min);*

*“univerzální” typy (35 kW, 130 Nm, max. 10.000/14.000/18.000 ot/min);*

*“vysokorychlostní” vřeteno (40 kW, 90 Nm, max. 24.000 ot/min).*

Složitější problematikou jsou návrhy vřeten pro velké frézovací a vyvrtávací stroje. To s sebou nese otázku volby vhodných parametrů a návrh správného konstrukčního řešení pro zajištění provozní kompatibility vřetene, vřeteníku a vřetenových hlav. Vřetenové hlavy rozšiřují kinematické a technologické možnosti stroje. Vřetena v hlavách mohou být poháněna pomocí mechanických převodů hlavním pohonem vřeteníku nebo mohou mít vlastní pohon (v případě osazení hlavy elektrovřetenem), viz Obr. 35.



**Strukturální chování vřeten je možno též modelovat.** Modelování vřeten s sebou nese nutnost popsat hlavní části celého vřetenového systému: mechanické části systému (nástroje v držáku, hřídel a tubus vřetena); vřetenová ložiska; rozhraní, především rozhraní nástrojový držák - vřeteno; tlumení systému. Pro popis strukturálních částí (hřídele a tubusu vřetena) se obvykle používají konečněprvkové modely využívající popis Timošenkovy teorie nosníkových prvků.

**Modely ložisek** vycházejí ze základní teoretické práce Jonese [75], kterou dále rozvedl a publikoval Harris [29]. Podstata Jonesova modelu kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem spočívá v analytickém popisu vnitřního stavu ložiska v závislosti na vnějším zatížení. Model pracuje s kontaktní poddajností elementu a valivé dráhy podle Hertzovy teorie a se změnou vnitřní geometrie ložiska v důsledku odstředivých sil.

Relevantní **modelování nástrojového rozhraní** je náročné, neboť se v principu jedná o nelineární kontaktní úlohu. Modelování rozhraní pomocí velkých MKP systémů je popsáno např. v [76] a [77]. Tyto modely však řeší vždy pouze jednu konkrétní otázku (deformace rozhraní při radiálním a axiálním zatížení, resp. při rotaci hřídele vysokými otáčkami). Učiněné závěry nejsou použitelné pro vytvoření náhradního modelu rozhraní s malým počtem stupňů volnosti, který by bylo možno použít v komplexnějším modelu celého vřeten. Možnost náhrady nástrojového rozhraní pružnými prvky propojujícími pouze několik málo klíčových uzlů u prvků se soustředěnými parametry je přehledně popsána až v publikacích [78] a [80] dvojice Altintas - Cao. Autoři ve svém modelu porovnávají výsledky modelu, pokud je nástrojové rozhraní nahrazeno absolutně tuhým propojením nebo pružnou vazbou s vysokou tuhostí. Při porovnání výsledků modelu s reálnou situací se ukazuje, že absolutně tuhé spojení vnáší do modelu příliš velkou chybu (posunutí vlastních frekvencí směrem k vyšším hodnotám). Velmi tuhé spojení neovlivňuje sice hodnoty vlastních frekvencí, vnáší do výsledku však nové (parazitní) vlastní frekvence. Možnosti modelování nástrojových rozhraní pomocí pružných prvků jsou dále popsány v [81] a [82]. Kolektiv autorů Budak-Ertürk-Özgüven zde popisuje sestavení submatice tuhosti rozhraní a dále na příkladu vyšetřuje citlivost celého modelu na změny jednotlivých tuhostí v submodelu rozhraní. Důležitým závěrem obou článků je, že dynamika ohybových kmitů vřeten je silně závislá pouze na radiálních lineárních tuhostech modelové náhrady. Stejným způsobem, tj. vhodně dimenzovanými pružnými prvky, nahrazuje nástrojové rozhraní také Agapiou v [83].

**Modely vřeten lze rozdělit do dvou hlavních oblastí:** prediktivní modely mechaniky (určené pro predikci mechanického chování vřetenové soustavy) a sdružené teplotně-mechanické modely (primárně určené pro určení teplotně-mechanické stability uložení vřeten). V oblasti **prediktivních modelů strukturálního chování** vyniká především práce týmu Altintas - Cao [78], [79], [80]. Ucelený popis vlastností mechanických dílů a ložisek je však z hlediska sestavování prediktivních modelů oslaben chybějícím kvalitním popisem modelové náhrady nástrojového rozhraní a hodnot tlumení systému při prediktivních výpočtech. Podobný postup využívají i modely týmu okolo Brechera [84], [85].

Problematice **teplotně mechanického modelování vřeten** se věnuje několik skupin autorů. Publikované články v této oblasti jsou zaměřeny na detailní popis teplotně-mechanické interakce valivého elementu s okolními díly (kroužky ložiska a dále pak

tubus a hřídel vřetena). Detailní popis jednotlivých modelů je přehledně uveden v [102]. Z hlediska uceleného popisu modelování vřeten lze dále uvést práce [86], [87] a [88] týmu Li - Shin a práci [89] týmu Lin - Tu - Kamman, oba z Purdue University v USA. V uvedených publikacích jsou popsány podrobné teplotně mechanické modely ložisek, které jsou součástí modelu dynamiky celého vřetena. Mechanika soustavy je zde opět popsána Nelsonovými rotačně symetrickými prvky. Protože hlavním cílem je přesný popis chování ložisek, neřeší uvedené práce modelování nástrojů a nástrojového rozhraní. Za hlavní přínos lze považovat právě detailní popis tuhosti ložiska samostatnou maticí tuhosti, která obsahuje kromě diagonálních prvků také prvky mimodiagonální. Tuhost ložiska je závislá na otáčkách ložiska a na tepelném chování okolních komponent. Využití teplotně mechanický modelů ložisek jako vstupu pro modely strukturálního chování vřetena využívají modely skupiny Holkup, Kolář, Altintas [119], [120].

Uvedené strukturální modely vřeten je možno dobře využít ke kontrole limitů řezného procesu vzhledem k technickým parametrům vřeten vázaných na jejich konstrukci. Proces volby vřetena optimální uvažovanému technologickému spektru operací je popsán např. v [121] a [103].

Vřeteno představuje ve struktuře stroje jeden uzel s vlastními frekvencemi v oblasti cca 200 až 1000 Hz. Pokud je nutno posuzovat strukturální chování vřetena v kontextu celého stroje, je nutno sestavit model spojující strukturální chování vřetena s nástrojem a nosné struktury s pohony lineárních os [122]. S takovými modely je možno následně realizovat ucelené simulace řezného procesu např. v oblasti simulace obrobeného povrchu.

Z uvedeného přehledu je vidět, že v oblasti vřeten existuje řada rozvinutých nástrojů pro simulaci chování vřeten, vč. vazby na nosnou strukturu stroje a interakci s řezným procesem. Tyto modely mohou být zahrnuty pro dílčí návrhy a rozhodování při návrhu celé nosné struktury stroje.

### 3.8 DÍLČÍ SHRnutí

Většina běžných navrhovaných obráběcích strojů je uvažována jako univerzální pro široké spektrum aplikací, neboť takové zacílení umožňuje zvýšit pravděpodobnost prodeje stroje. Pro konkrétní požadavky zákazníka je provedeno zúžení technologického zaměření stroje dle jeho požadavků např. osazením vřetene s vhodnou charakteristikou a volbou dalšího technologického příslušenství. Nosná struktura, technologie její výroby a montáže, stejně tak jako pohony pohybových os zůstávají většinou bez zásadní změny (neuvažujeme nyní změnu rozměrů dílců struktury vázanou na velikostní variantu stroje).

Kapitola popisuje současný stav v oblasti návrhu strojních zařízení, zejména specificky oblast návrhu a vývoje obráběcích strojů. Konstrukce stroje je komplexní činností, která má zásadní dopad na kvalitu výsledného díla i na schopnost firmy takový produkt prodat. Pro návrh složitých strojních zařízení existují formalizované metodiky konstruování. Nejucelenější systémové přístupy jsou v praxi využívány poměrně málo z důvodu náročnosti na pochopení, přijetí a cílevědomé využití vývojovými pracovníky. Prakticky je tedy nejvíce používaná metoda intuitivní, která může být doplněna metodickými postupy podle VDI.

Pro oblast vývoje obráběcích strojů je typické, že je při něm nutno zvážit mnoho souvislostí: funkční a provozní požadavky na stroj (přesnost, tuhost, náročnost montáže a servisu), technologické požadavky procesu, možné strukturální materiály, různá kinematická uspořádání, požadavky na modularitu konstrukce aj. K podpoře rozhodovacího procesu existuje řada popsanych výpočtových nástrojů, které umožňují simulovat chování stroje až na úroveň procesu. Tyto nástroje však musí být užity v souladu s ekonomickými a termínovými požadavky na vyvíjené zařízení. Navíc, složitější typy simulací nebo řetězení simulací (využití výsledků jedné simulace jako vstup do další simulace) může výsledek zatížit chybami predikce.

Z uvedeného přehledu stavu současného poznání tedy plyne, že **pro návrh nosné struktury obráběcího stroje je vhodné mít metodický postup, který vhodně využije existující simulační nástroje, umožní zmenšit rizika nejistoty výsledků a současně bude možno průběžně kontrolovat vývojové aktivity z ekonomického pohledu a bude též přiměřený z pohledu časové náročnosti a potřeb rozhodovacího procesu.**

Uvedeným požadavkům dobře odpovídá metodika konstruování dle VDI2222 (Obr. 3). Ta dělí vývojový proces na čtyři jasně definované fáze. Každá z nich je ukončena

kritickým zhodnocením výsledků, po kterém buď pokračuje aktivitami další vývojové fáze, nebo se znovu vrací k modifikovanému řešení v proběhlé fázi. Simulační nástroje jako pomocné nástroje rozhodovacího procesu je nutno vhodně vřadit do tohoto návrhového procesu, aby umožňovaly snižovat informační nejistotu a nespotřebovávaly mnoho času na dosažení požadovaných výsledků. Proto je nutno ve vhodném okamžiku volit vhodné metody a též vhodné simulované a vyhodnocované veličiny.

Předkládaná práce se tedy bude dále zaměřovat na vývoj zdokonalené (doplněné) metodiky návrhu nosných struktur konkurenceschopných strojů vycházející ze stávajících vývojových standardů, používající dosud známé výpočtové metody, doplněné o autorovo původní zpřesnění dílčích vstupů. Cílem je navrhnout efektivní využití výpočtových optimalizačních metod, ukázat jejich omezení a nejistoty a navrženou metodiku použít na řešení konkrétních vývojových úkolů.

## 4 DEFINICE CÍLŮ PRÁCE

Snahou výrobců obráběcích strojů je schopnost prodat na trhu jejich stroj za ziskovou cenu. Konkurenceschopná nabídka je v tom případě složena z technických a netechnických aspektů uspokojení požadavků zákazníka. Z pohledu technických požadavků je třeba zajistit vývoj stroje tak, aby byly zohledněny požadované hlavní užitné vlastnosti stroje, vzniklé řešení bylo ekonomicky efektivní a vývoj proběhl v přiměřeně dlouhém čase s přiměřenými náklady.

Klíčovou částí návrhu obráběcího stroje je jeho nosná struktura, která provazuje a spojuje několik hlavních funkcí stroje a též významně ovlivňuje cenu stroje a dobu realizace stroje. Návrh nosné struktury stroje je reálně spojen se třemi paradoxy:

- **exaktnost vs. nekvantifikovanost:** vývojový proces lze podpořit pokročilými strukturálními optimalizacemi, které však na vstupu potřebují konkrétní kvantifikovaná kritéria; v rané fázi návrhu však existuje často jen slovní zadání a kvantifikace hlavních parametrů se musí teprve hledat;
- **komplexnost vs. nejistoty:** chování výrobních strojů lze simulovat až na úroveň procesu; čím komplexnější modely se používají, tím více vstupních parametrů potřebují a tím více vstupuje do simulace nejistota; výsledkem je sice srozumitelný procesní parametr, jehož predikce je však zatížena velkou chybou;
- **potřeba rozhodování v krátkých intervalech vs. dlouhodobost vývoje:** vývoj komplexního zařízení, jakým jsou obráběcí stroje, vyžaduje poměrně dlouhý čas pro řadu zřetězených a časově náročných vývojových kroků; zadávací požadavky vázané na tržní situace se však mohou rychle měnit a výstupy vývoje nutné pro operativní rozhodování a řízení musí přicházet k kratším časovým intervalech.

Ke všem výše uvedeným bodům dnes existují dílčí nástroje, které umožňují dobře realizovat jednotlivá partikulární téma. V oblasti vývoje obráběcích strojů chybí metodika, která by propojila všechna dotčená témata a byla reálně aplikovatelná. Z tohoto shrnutí aktuálního stavu vychází tyto hlavní cíle habilitační práce:

1. Navrhnout a popsat zdokonalenou metodiku pro návrh nosných struktur a jejich komponent a demonstrovat její použití na reálných příkladech.
2. Popsat a zpřesnit hlavní technické parametry ovlivňující přesnost predikce hlavních užitných vlastností stroje při využití navržené metodiky návrhu.



## 5 ZDOKONALENÁ METODIKA NÁVRHU NOSNÉ STRUKTURY OBRÁBĚCÍCH STROJŮ S OHLEDEM NA JEJICH KONKURENCESCHOPNOST

### 5.1 ÚVOD

Jak bylo ukázáno v předchozí části na Obr. 7, je řetězec aktivit mezi vývojem stroje a jeho konkurenceschopným nasazením v provozu velmi dlouhý. Vývojový proces stroje od prvního záměru až po první prodaný kus se obvykle počítá v jednotkách let. V této kapitole **bude popsána zdokonalená metodika návrhu stroje**, která umožňuje flexibilně kontrolovat dosažení technických, ekonomických a termínových požadavků na vyvíjený stroj.

Obecně jsou pro konstrukci výrobních strojů nejvhodnější metodiky dle VDI 2222 a VDI 2206 (V-model). Obě metodiky počítají s tím, že vyvíjené zařízení sestává z části mechanické, elektrické a softwarové, což je pro CNC obráběcí stroje typické. Metodika V-modelu pracuje s řízeným rozkladem komplexnosti celku a přínos nového detailu k parametrům zařízení řeší až po následné integraci dílčích návrhů do celku. Jak bylo uvedeno v kap. 3.2, při vývoji nového obráběcího stroje a jeho nosné struktury je často nevyjasněné zadání (postupně se upřesňuje během vývoje) a celý návrh stroje vzniká průběžnou interakcí více zúčastněných partnerů (konstrukce, výroba, marketing, prodej, GŘ/majitel) za chodu projektu. Této formě práce **jsou nejbližší metody konstruování dle VDI 2222**, které pracují s postupným detailováním návrhu a **průběžnou kontrolou přínosu dílčího řešení k celku**.

Dále **navržený postup tedy vychází z metodiky dle VDI 2222 [4], který je upraven specificky pro návrh nosné struktury obráběcího stroje. Metodika je v jednotlivých dílčích krocích zpřesněna**, aby bylo možno provádět dílčí rozhodnutí o dalším směřování vývojového procesu. **Metodika je založena na kombinaci vhodných simulačních postupů, které jsou doplněny komentářem k nejistotám v dosažených výsledcích**. Cílem metodiky je popsat takové vývojové kroky, které umožňují průběžně vyhodnocovat stav navrhované nosné struktury, resp. stroje a ev. učinit modifikaci zadání nebo navrhovaného řešení s minimálním dopadem na čas a náklady vývoje.

Tato kapitola je rozdělena na tři hlavní oblasti popsané v pěti podkapitolách. Nejprve je

popsána volba kritérií pro optimalizační výpočty. Následuje vlastní popis metodiky. Na ten navazují podkapitoly věnované komentářům a zpřesnění některých nejistot v simulačních modelech. Na to navazuje další kapitola se dvěma ukázkami uplatnění metodiky v praxi. Návrh této metodiky navazuje na autorovy předchozí návrhy metodik [112] a [113].

## 5.2 VOLBA KRITÉRIÍ TECHNICKÉ OPTIMALIZACE

*Metody optimalizace strojů popsané v této kapitole byly publikovány autorem na vyzvané přednášce na konferenci HSM 2013 v Darmstadtu [114].*

Jak bylo uvedeno v kap 3.4, pro každou optimalizaci je nutno sestavit kritériální rovnici. Optimalizovat lze prakticky na kterýkoliv parametr nebo soubor parametrů, ať už se týkají vlastností stroje nebo procesu. Těchto parametrů mohou být teoreticky stovky i tisíce a mohou mít vazbu na technické i ekonomické parametry stroje. Větší množství výstupů však vyžaduje sofistikovanější metody pro prohlížení výsledků a nalezení konečného řešení, které je pareto optimální nebo jemu blízké. Hlavní otázkou tedy je, jaká je vhodná filosofie nasazení a efektivního využití těchto simulačních nástrojů. Cílem této kapitoly je posouzení minimální množiny výstupních parametrů, které by byly srozumitelné a snadno interpretovatelné a současně by popisovaly parametry blízké užitným hodnotám stroje z pohledu uživatele.

V současné době lze definovat tři hlavní přístupy k definování optimalizačních kritérií pro návrh obráběcího stroje, resp. jeho nosné struktury:

- optimalizace s využitím základních nepřímých parametrů;
- optimalizace s využitím přímých (procesních) parametrů;
- optimalizace s využitím rozšířené sady nepřímých parametrů.

V dalším textu jsou tyto přístupy popsány blíže.

### OPTIMALIZACE S VYUŽITÍM ZÁKLADNÍCH NEPŘÍMÝCH PARAMETRŮ

Jedná se o tradiční přístup, který je srozumitelný především vývojovým konstruktérům. Základní filosofie metody vychází z myšlenky, že přímé procesní možnosti stroje v provozu (přesnost, výkonnost) vycházejí z jeho nepřímých technických charakteristik, kterými jsou především strukturální hmotnost, statická tuhost a modální parametry. V duchu této filosofie se vývojáři snaží navrhnout strukturu stroje co nejlehčí a co nejtužší, tedy minimalizovat hmotnost a maximalizovat tuhost a vlastní frekvence.

Škála využívaných konkrétních výpočtových nástrojů je poměrně široká: od cyklicky opakovaných výpočtů statické tuhosti a modálních vlastností s manuální modifikací struktury až po sofistikované metody topologické a parametrické optimalizace, které jsou schopny poměrně rychle propočítat velké množství variant a při tom si automaticky modifikovat model optimalizované struktury. Tento postup je dnes běžně používán v mnoha firmách díky své jednoduchosti a srozumitelnosti výsledků.

Nevýhodou postupu je, že sledované nepřímé parametry nejsou jasně svázané s očekávanými přímými parametry. Proto není jisté, zda stroj navržený tímto postupem bude dostatečně splňovat procesní požadavky zákazníka a tedy zda bude konkurenceschopný. Vývojáři obvykle velmi dobře znají hodnotu statické tuhosti a vlastních frekvencí (což jsou parametry, kterým zákazník často nerozumí), ale nemají jistotu, že při obrábění konkrétní technologií bude stroj schopen dosáhnout požadované výkonnosti a přesnosti (což jsou požadavky ze strany zákazníka). Konstruktor tedy pouze ví, že udělal maximum pro zajištění technické kvality stroje.

### **OPTIMALIZACE S VYUŽITÍM PŘÍMÝCH (PROCESNÍCH) PARAMETRŮ**

Základní myšlenkou této metody je provést návrh stroje tak, aby naplňoval přímo požadavky výrobního procesu především z hlediska produktivity, přesnosti a jakosti obrobené plochy. Základní nepřímé parametry (statická tuhost, dynamická tuhost) jsou s pomocí údajů o řezném procesu (materiál obrobku, typ nástroje, řezné podmínky, strategie obrábění) přepočteny na přímé parametry typu produktivita, přesnost a jakost. Metoda popsaná v [90] tak směřuje k návrhu stroje podle přímých procesních požadavků zákazníka.

Tato velká výhoda metody je současně i její slabinou. Není snadné navrhnout dostatečně širokou škálu technologických operací tak, aby se omezilo riziko, že výsledkem vývoje bude úzce specializovaný stroj s vynikajícími schopnostmi pouze pro určité typy obráběcích operací. Tento postup je tedy vhodný pouze pro vývoj speciálních obráběcích strojů, kde je plánované technologické využití velmi úzké a nebude se měnit v průběhu životnosti stroje.

Další nevýhodou metody je řetězení výpočtových modelů (např. modální analýza >> dynamická poddajnost >> predikce meze stability obrábění) s potřebou řady dalších vstupních hodnot (např. hodnoty tlumení nebo řezného odporu), které však zvyšují nejistotu konečného výsledku.

## OPTIMALIZACE S VYUŽITÍM ROZŠÍŘENÉ SADY NEPŘÍMÝCH PARAMETRŮ

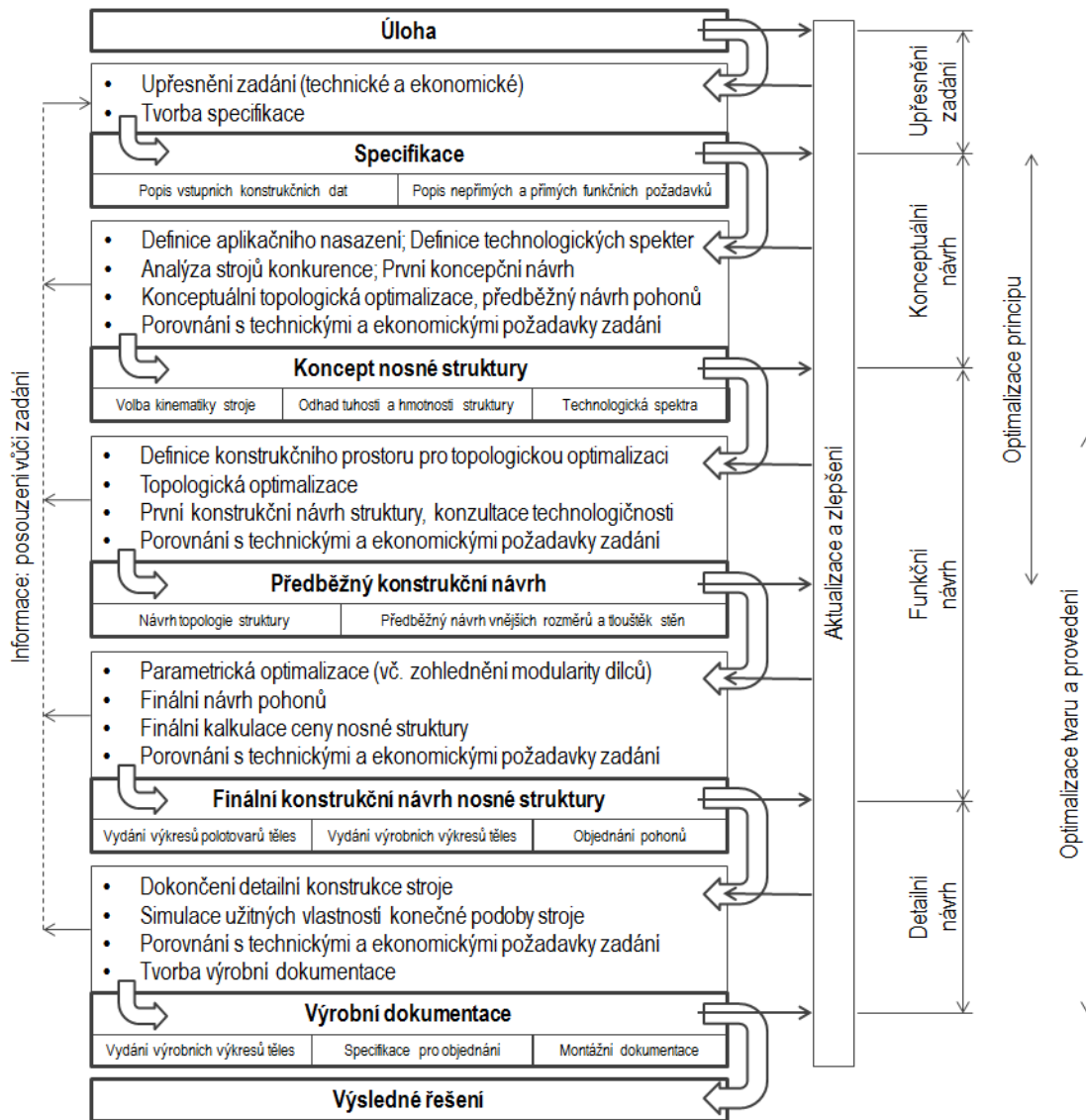
Při použití této metody se počítá stále s nepřímými parametry, neboť jejich simulace je obvykle zatížena nejmenší chybou (viz komentáře k Tab. 3). Použitých parametrů je ale více a redundantně ukazují na konečnou kvalitu užitečných vlastností stroje. Jedná se o tuto sadu parametrů:

- **statická tuhost, modální vlastnosti** (vlastní frekvence, vlastní tvary) - tyto charakterizují chování stroje při zatížení řezným procesem, ukazují strukturálně slabá místa a pomáhají odhadnout, jak bude možno stroj zatěžovat;
- **orientovaná dynamická poddajnost** – ta představuje první krok k užší vazbě strukturálních vlastností stroje a budoucího technologického využití (charakterizuje budoucí výkonnost obrábění);
- **propustné pásmo pohonů lineárních os** – další parametr struktury s přímým dopadem na technologické využití stroje; charakterizuje možnosti naladění pohonů a tím možnosti v nastavení produktivity, přesnosti a jakosti při operacích i interpolovaným pohybem více os.

Všechny uvedené parametry představují technické parametry stroje, které lze simulacemi určit poměrně přesně, a současně mají již přímou vazbu na budoucí technologické využití stroje. Tato rozšířená sada parametrů tak může pomoci v rozhodovacím procesu při návrhu řešení stroje díky většímu množství chybou málo zatížených informací.

### 5.3 POPIS ZDOKONALENÉ METODIKY

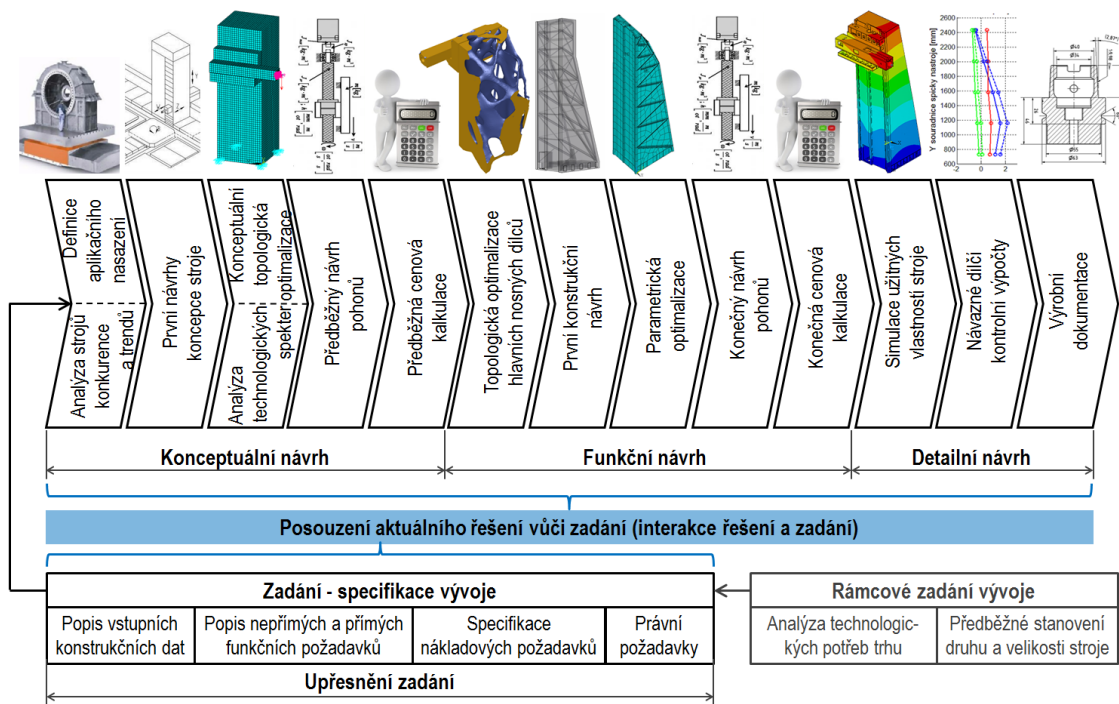
Zdokonalená metodika dle VDI 2222 pro návrh nosných struktur obráběcích strojů s ohledem na jejich konkurenceschopnost kombinuje pokročilé optimalizační algoritmy pro návrh těles nosné struktury s návrhem pohonů komponent pohybových os a technologickými a ekonomickými požadavky na nosnou strukturu, resp. stroj. Metodika má v souladu s normou čtyři hlavní fáze (Obr. 34): 1. upřesnění zadání (Clarification of the task); 2. konceptuální návrh (Conceptual design); 3. funkční návrh (Embodiment design); 4. detailní návrh (Detail design).



Obr. 34: Blokové schéma zdokonalené metodiky návrhu nosných struktur obráběcích strojů s ohledem na jejich konkurenceschopnost dle VDI 2222.

Výstupem každé fáze je konkrétní výsledek (informace), který je posouzen vůči vstupním technickým a ekonomickým požadavkům. Pokud toto není v souladu, opakují nebo se doplňují aktivity aktuální fáze a předchozích fází („aktualizace a zlepšení“). Současně jsou všechny průběžné informace posuzovány vůči zadání.

Rozdělení celého vývojového procesu na uvedené fáze umožňuje též rozdělit optimalizační úlohy do jednotlivých kroků, kdy jsou postupně zpřesňovány údaje o navrhované nosné struktuře a ty jsou porovnávány se vstupními požadavky. Ty se mohou v průběhu vývoje měnit, resp. též upřesňovat podle aktuální situace na trhu. Metoda tak zajišťuje možnost flexibilní reakce v každé fázi vývojového procesu jak při volbě dílčích řešení, tak při aktualizaci vstupních požadavků.



Obr. 35: Přehled hlavních technických kroků v jednotlivých fázích metodiky návrhu nosných struktur konkurenceschopných obráběcích strojů.

## FÁZE UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ

V této fázi je provedena první specifikace vyvíjeného stroje a požadavků na něj. Zadání vývoje v tomto okamžiku je často pouze rámcové s ohledem na budoucí aplikační nasazení a pozici na trhu. Např. „frézovací stroj s velikostí palety 1000 mm, pro široké spektrum typů obráběných materiálů, s možností rozšíření multifunkčnosti o doplnění plnohodnotného soustružení, určený pro kusovou výrobu i plně automatickou sériovou výrobu“. Podobně široké slovní zadání, vzešlé nejčastěji z **marketingového posouzení situace na trhu**, je často na začátku mnoha inovačních projektů. Obecně by zadání mělo alespoň rámcově definovat:

- Vstupní konstrukční data: informaci o kinematice stroje (zda je známá, nebo je předmětem vývoje), přibližné zdvihy os (nebo přibližnou velikost pracovního prostoru), maximální rozměry stroje (pokud jsou specificky požadovány, např. kvůli transportu a instalaci), strukturální materiál (ve vazbě na technologičnost výroby a připravenost vlastní výrobní základny - někdy je slévárna šedé litiny součástí firemního koncernu, jindy je cílem posoudit jiné druhy materiálů a oslovit jiné typy dodavatelů, modifikovat technologický postup výroby a montáže apod.).
- Přímé funkční požadavky: aplikační zaměření stroje, cílový uživatelský sektor aj.
- Nepřímé funkční požadavky: statická tuhost, modální vlastnosti (vlastní frekvence

a jim příslušné vlastní tvary), dynamická tuhost (obsahuje též informaci o tlumení struktury), propustná pásma pohonů (obsahuje informaci o interakci pohonů pohybových os se strukturou stroje). Obvykle lze alespoň některé tyto parametry odvodit např. od jiných vyráběných typů strojů konkrétní firmy.

- Další netechnické parametry: zejména očekávaná konečná cena (resp. úplné vlastní náklady na výrobu stroje), požadavky na dodací termíny, požadavky právní aj.

Výše je uvedeno poměrně hodně parametrů zadání vývoje. Většina z nich není na počátku známa. Parametry, které nejsou v tomto okamžiku specifikovány, jsou považovány za volné a budou předmětem dopracování a posouzení v další fázi. Metoda též počítá s tím, že zadání je průběžně doplňováno o další technické, ekonomické a obchodní informace.

## FÁZE KONCEPTUÁLNÍHO NÁVRHU

Druhá fáze metodiky je zaměřena konceptuální návrh. Cílem je učinit rozhodnutí o **konceptu stroje**, jeho **technických parametrech** a přibližném **odhadu nákladů** na realizaci stroje, které je nutno dát do relace s možnostmi na trhu. Těchto informací pro návazná rozhodnutí je nutno dosáhnout v co nejkratším čase, aby výsledek byl relevantní vstupním požadavkům. Ty se mohou v průběhu prací měnit podle upřesněných potřeb potenciálního zákazníka

Prvním krokem postupu v této fázi musí tedy být **kvantifikace technických parametrů** popisujících zadávaný typ stroje. To znamená minimálně definice požadovaných zdvihů a posuvových rychlostí pohybových os a výkonu vřeten. Tyto hodnoty jsou určovány částečně podle parametrů podobných strojů konkurence (přístup „nezaostat za konkurencí v katalogových číslech“) a částečně podle uvažovaného aplikačního nasazení stroje (přístup „dodat zákazníkovi užitnou hodnotu v konkrétní aplikaci“).

Na kvantifikaci základních technických parametrů stroje navazují první návrh konceptu stroje v podobě zjednodušených objemových těles. Návrh je spíše pro vymezení hlavních rozměrů konstrukce. Z toho vychází výpočtové návrhy hlavních částí nosné struktury - pohyblivých a nepohyblivých těles a pohonů pohybových os. Je provedena **konceptuální topologická optimalizace**, která je určena pro rychlé výpočtové porovnání **různých kinematických variant** strojů a pro posouzení objemu (hmotnosti) materiálu potřebného k dosažení definované statické tuhosti. Podle uvažovaného aplikačního nasazení stroje je provedena **analýza technologických spekter** (viz Příloha P3), jejímž výsledkem jsou časová spektra sil a posuvových rychlostí pro návrh pohonů jednotlivých pohybových os.

Informace o hmotnosti pohyblivých částí nosné struktury získané z výsledků konceptuální topologické optimalizace společně se silovými a rychlostními spektry jsou vstupem pro **předběžný návrh pohonů pohybových os**. Výstupem tohoto návrhu je určení vhodné kinematiky pohonů, komponent pohonů, vč. možného sdílení komponent pohonů mezi pohony jednotlivých os a velikostních verzí stroje. Tento krok může být samostatnou optimalizační úlohou, kdy pro definované spektrum sil a rychlostí a jejich maximální hodnoty jsou hledány vhodné kombinace konfigurace komponent i jednotlivé komponenty pohonu s cílem minimalizovat energetickou náročnost provozu pohonu a pořizovací cenu celého pohonu [101].

Posledním krokem v této fázi je realizace **předběžné nákladové kalkulace**. V tomto okamžiku jsou známy přibližné hmotnosti dílců nosné struktury. Cenu těles lze určit zhruba dle kilogramové ceny. Komponenty pohonů jsou známé a lze tedy určit přesně jejich cenu poptávkou u dodavatele. Další náklady (lineární vedení, řídicí systém, systém AVN, elektrické vybavení atd.) lze obvykle určit podle podobnosti s jinými realizovanými typy strojů. Detailnost této předběžné kalkulace nákladů záleží na potřebách konkrétní firmy.

Do všech uvedených kroků po celou dobu vstupují „vyšší“ požadavky, které jsou definovány ve vazbě na konkrétní zkušenost firmy. Jedná se např. o preferenci určité kinematiky stroje (preferenci konkrétního provedení např. vzhledem ke zkušenostem výroby a montáže nebo kvantifikaci přímých funkčních požadavků, které umí koncový uživatel srozumitelně interpretovat přímo ve svých aplikacích. Jedná se např. o výkonnost stroje při definované operaci (množství odebraného materiálu za jednotku času), přesnost stroje (skládá se z více komponent, např. geometrické přesnosti stroje po montáži, dlouhodobé přesnosti ovlivněné teplotními chováními stroje, přesnosti interpolace pohybových os)

Znalost technických parametrů a odhad nákladů na realizaci stroje, společně s odhadem časové náročnosti realizace dalších etap, jsou hlavními podklady pro **rozhodnutí, zda v projektu dále pokračovat** při nastaveném rozsahu zadání a definovaných technických požadavcích. Posuzováno je, zda odhadnutá výše nákladů a termíny realizace pro předběžně definované technické řešení jsou v souladu s prvotním zadáním, resp. aktuálním požadavkem zákazníka/trhu. Pokud jsou v souladu, lze pokračovat další fází vývoje. Pokud nejsou, je nutno zvážit, zda se budou měnit vstupní požadavky nebo technické řešení tak, aby se vzájemně dostaly do **technického, časového a finančního**



**souladu.** Protože tyto uvedené aspekty jdou vždy ostře proti sobě, je toto posouzení velmi náročné a odpovědné. Nejdéle v tomto okamžiku se musí také začít definovat **marketingová strategie stroje**, se kterou musí být další fáze vývoje stroje v souladu.

## **FÁZE FUNKČNÍHO NÁVRHU**

Pokud byl konceptuální návrh stroje vyhodnocen jako vyhovující, tj. podle předběžného posouzení splňující požadavky na další vývoj z hlediska technického, časového a finančního, je možno pokračovat funkčním návrhem nosné struktury. Také do tohoto řetězce funkčního návrhu po celou dobu vstupují stejné „vyšší“ požadavky jako ve fázi konceptuálního návrhu, tj. vstupní konstrukční data a přímé a nepřímé funkční požadavky.

Prvním krokem funkčního návrhu nosné struktury stroje je **topologická optimalizace**. Výstupem této optimalizace je návrh rozmístění materiálu v konstrukci stroje ve formě izodenzitních ploch. Podle této podkladové informace konstruktér vytvoří **první konstrukční návrh struktury**, ve které zohlednění uvažovanou konečnou výrobní technologii dílce (svařence, odlitky, hybridní struktury...).

Vytvořený konstrukční návrh je následně podroben **parametrické optimalizaci**. Při té zůstává zachována topologie struktury, znovu jsou však parametrizovány a optimalizovány zejména tloušťky stěn a počty vnitřních žebër. Model je zjednodušený a obsahuje především prvky, které **mohou mít vliv na konečnou podobu návrhu struktury**. Model by měl obsahovat všechny v tom okamžiku známé prvky typu koncentrovaná přídavná hmota připevněné na nosnou strukturu, např. zásobník nástrojů nebo různé typy agregátů. (Tzn. paralelně s vývojem nosné struktury jsou konstruovány i další části stroje.) Na druhou stranu některé kompaktní uzly lze zjednodušit, např. vřetenem nahradit diskretní hmotou nebo použít zjednodušenou náhradu s absolutně tuhým hlavním uložením. Z výsledného posouzení paretooptimálních variant je zvoleno jedno finální řešení, které je považováno za předobraz konečné podoby konstrukce. Pro tuto variantu je následně **aktualizován návrh komponent pohybových os**. V tomto okamžiku je již dobře známa konečná cena nosné struktury, neboť je možno nacenit jednotlivé dílce struktury. Po potvrzení ekonomických parametrů jsou finalizovány a vydány výkresy polotovarů těles (odlitek nebo svařenců).

## **FÁZE DETAILNÍHO NÁVRHU**

Poslední fází je podrobné konstrukční zpracování návrhu celé nosné struktury. Po

dokončení konstrukce stroje (na nosné struktuře jsou již v CAD modelu osazeny další prvky, např. kryty, AVN, různé agregáty atd.) je provedena **simulace užitných vlastností stroje**. Výpočtový model používaný v tomto kroku již obsahuje všechny detaily popisující strukturální chování stroje. Tj. např. vřetenem je již detailně modelované vč. jeho reálné geometrie a tuhosti uložení [111] apod. Všechny uvedené výpočtové modely pracují s odhadnutými hodnotami strukturálního tlumení. Hodnoty tlumení reálné konstrukce jsou však vždy nejisté a nepredikovatelné, viz komentáře v kap. 5.4. Posledním krokem jsou navazující dílčí kontrolní výpočty vázané na výrobu a montáž. Do této skupiny výpočtů patří např. návrhy kompenzačních křivek, které jsou broušeny na staticky deformovaných dílcích (typicky kontrakřivka průhybu příčnicku apod.), kontrola deformace dílců při technologických operacích (např. vertikální osy na stojanech horizontek jsou obráběny a jejich komponenty montovány v horizontální poloze, tj. navrhuje se způsob uložení pro minimální deformaci vlastní vahou) aj. Na konci této fáze provedena kompletní výrobní dokumentace stroje

## DÍLČÍ SHRNUÍ

Popsaná zdokonalená metodika dle VDI 2222 pro návrh nosných struktur obráběcích strojů má čtyři fáze. Výstupem každé fáze je konkrétní informace, která je posouzena vůči vstupním technickým a ekonomickým požadavkům. Rozdělení celého vývojového procesu na fáze s průběžnou kontrolou výsledků umožňuje též rozdělit výpočtové optimalizační úlohy tak, že jsou postupně zpřesňovány údaje o navrhované nosné struktuře a ty jsou porovnávány se vstupními požadavky. Metoda tak zajišťuje možnost flexibilní reakce v každé fázi vývojového procesu jak při volbě dílčích řešení, tak při aktualizaci vstupních požadavků.

Některá klíčová rozhodnutí pro další postup vývoje nosné struktury se opírají o výsledky výpočtových simulací. Ty jsou primárně zaměřeny na rozšířenou sadu nepřímých parametrů. V ní obsažený výpočet dynamické poddajnosti vyžaduje zadat do modelu **tlumení**. Následně je možno při znalosti **řezného odporu** popsat řezný proces a predikovat oblasti možnosti stroje z pohledu výkonnosti. Obě uvedené veličiny je náročné predikovat pro potřeby simulací. Následující podkapitoly jsou věnované **komentářům a zpřesnění některých nejistot uvedených veličin v simulačních modelech**.

## 5.4 TLUMENÍ NOSNÝCH STRUKTUR OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

*Tato kapitola shrnuje a komentuje výsledky dlouhodobého výzkumu prováděného v RCMT v oblasti zvyšování tlumení struktur obráběcích strojů. Jedná se výtah výsledků z několika dílčích projektů, které byly též částečně prezentovány [118], [123]. Ve výzkumu jsou aktivně zapojeni (uvedeno abecedně) Ing. Miroslav Janota, Ph.D., Ing. Petr Kolář, Ph.D., Ing. Viktor Kulišek, Ing. Jan Smolík, Ph.D., Ing. Matěj Sulitka, Ph.D., Ing. Pavel Vrba, Ph.D.*

Tlumení struktury je jedním z významných faktorů ovlivňujících konečné chování a užité vlastnosti obráběcího stroje. Tlumení ovlivňuje výslednou hodnotu dynamické tuhosti, což má přímý dopad na velikost amplitudy kmitů vybuzených řezných procesem nebo pohybem stroje. Výsledná hodnota tlumení na celé struktuře stroje je dána tlumením materiálů použitých pro jednotlivé dílce a dále provedením spojů mezi dílci (pevných a pohyblivých). Všeobecná představa přisuzuje vznik tlumení v těchto spojích disipaci energie při přechodu vibrací z jedné struktury do druhé přes dvojici ploch s nedokonalou mikrostrukturou, kde dochází ke stlačování olejového mikrofilmu mezi plochami. V simulacích je parametr tlumení využíván především při predikci dynamické poddajnosti, na jejíž hodnotu je možno též optimalizovat tuhost a hmotnost nosné struktury stroje.

V této kapitole bude ukázáno, jakých hodnot nabývá materiálové tlumení pro různé typy materiálů a jaké jsou hodnoty tlumení na jednoduchých strukturách. Cílem je posoudit míru nejistoty predikce dynamické poddajnosti, která je vázaná právě na hodnotu tlumení.




### MATERIÁLY NOSNÝCH STRUKTUR A MATERIÁLOVÉ TLUMENÍ

Nosné struktury strojů mohou být vyrobeny z řady různých materiálů a materiálových kombinací. Tradičním materiálem využívaným pro konstrukci nosných struktur jsou slitiny železa s různým obsahem uhlíku - konstrukční ocel (obvykle ve formě svařenců) nebo různé druhy litiny (šedá, tvárná, ocelolitina - obvykle ve formě odlitků). Mezi tzv. nekonvenční materiály struktur patří přírodní žula, cementové nebo polymerní betony, konstrukční keramika a kompozitní materiály. Samostatnou skupinu tvoří tzv. hybridní struktury, které jsou vytvořeny z kombinací více druhů materiálů, např. ocel + kompozit nebo litina + výplňové materiály (hutněný písek, Al pěna, částicové kompozity aj.). Problematika materiálů nosných struktur je velmi široká [33]. V této kapitole se omezíme na příklady hodnot tlumení některých typů materiálů, které byly experimentálně zjištěny

v RCMT.

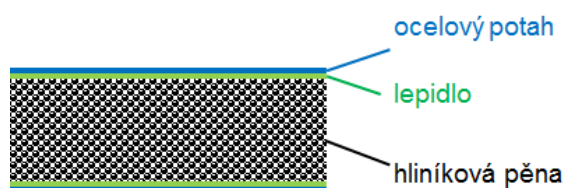
Důvodem pro realizaci vlastního měření byl fakt, že měřená hodnota tlumení je ovlivňována způsobem měření (místo buzení a měření odezvy, poloha dílce při měření a způsob jeho uložení/zavěšení) [118]. Protože uvedené vlivy mohou výsledné hodnoty naměřeného tlumení ovlivnit až násobně, proběhla v RCMT sada testů s jednotnými okrajovými podmínkami měření. Všechny vzorky byly při měření zavěšeny na lanovém závěsu, který se svým charakterem blíží ideálnímu volnému (free-free) uložení tělesa. Výsledky měření jsou v Tab. 4. Uvedená hodnota tlumení je průměrnou hodnotou z útlumů na prvních deseti vlastních frekvencích.

*Tab. 4: Změřené hodnoty materiálových útlumů pro různé typy materiálů [123].  
Vpravo obrázky vzorků při měření na závěsu.*

<b>Materiál</b>	$\zeta_{\text{avg}}$ [%]	
Ocel	0,01 %	
Litina	0,11 %	
Sendvič <sup>1</sup> : ocelový potah, hliníková pěna	0,16 %	
Polymerní beton	0,41 %	
Vysokopevnostní beton	0,49 %	
Žula	0,47 %	
Kompozitní tyč <sup>2</sup>	0,15-0,70 %	
Sendvičová deska <sup>3</sup> s výplní částicovým kompozitem	0,10-0,60 %	

*Poznámky (pokračování na další straně):*

<sup>1</sup> *Sendvičová deska s ocelovým potahem a výplní hliníkovou pěnou: jedná o koncept lehké desky s velkou tloušťkou; potahové ocelové plechy jsou spojeny epoxidovým lepidlem s jádrem z hliníkové pěny (Obr. 36, Obr. 37), viz též [35], [100], [112].*



Obr. 36: Schéma sendvičové desky s jádrem z hliníkové pěny [112].



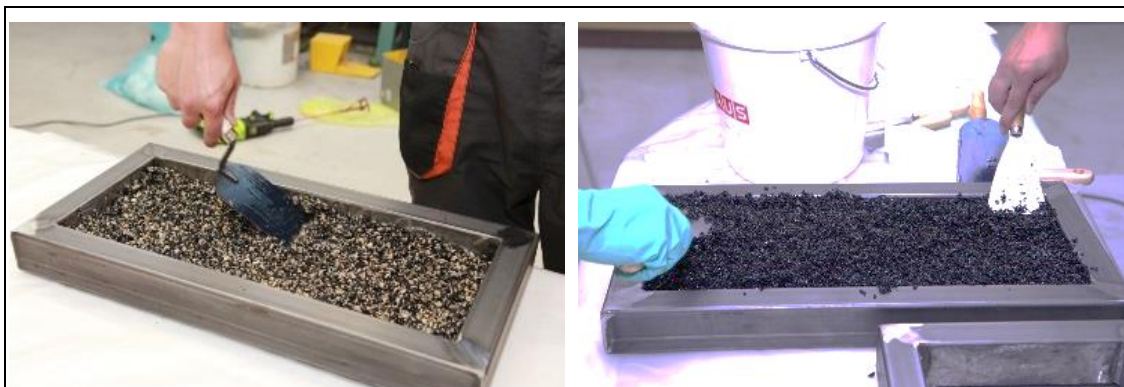
Obr. 37: Vzorek sendviče s jádrem z hliníkové pěny [35].

<sup>2</sup> Kompozitní tyč: jedná se o výsledky z měření na více typem vzorků; všechny vzorky byly zhotoveny z dlouhých ultra vysokomodulárních uhlíkových vláken spojených epoxidem; vzorky se vzájemně odlišovaly orientací vláken použitých ve skladbě tyče; v jednom případě byly zavínuty i tlumicí korkové vrstvy (Tab. 5).

Tab. 5: Změřené hodnoty materiálových útlumů pro různé typy kompozitních tyčí. Vpravo obrázky vzorků.

Skladba tyče	$\zeta_{avg}$ [%]		
C/E, vrstvy 0°/45°/-45°	0,13 %		
C/E, vrstvy 45°/-45°	0,5÷0,7 %		
C/E, vrstvy 0°/45°/-45° + tlumicí vrstvy	0,6 %		

<sup>3</sup> Sendvičová deska s výplní částicovým kompozitem: jedná se o ocelovou desku tvořenou rámečkem a dvěma potahovými plechy; v rámečku mezi potahy je výplň částicovým kompozitem tvořeným drcenou gumou nebo kamenivem nebo jejich směsí spojené epoxidem v různém poměru (Obr. 38) [101].



Obr. 38: Ukázka aplikace částicového kompozitu do měřeného vzorku desky [101].

Z Tab. 4 je vidět, že litina vykazuje skutečně o jeden řád větší materiálový útlum, než ocel. Dále je vidět, že nekonvenční materiály (betony, žula) mají 4x až 5x větší útlum, než litina. U hybridních materiálů je vidět značný rozptyl hodnot, který je při minimální hodnotě srovnatelný s litinou, při maximální hodnotě je o násobky jednotek větší. Rozptyl je dán velkou citlivostí vzorků na výrobní technologii, která ovlivňuje, jak spolu budou jednotlivé části materiálu spojeny a jak budou interagovat. Z uvedených hodnot je vidět velký potenciál nekonvenčních materiálových struktur pro zvýšení tlumení. V následující kapitole bude ukázáno, jak se hodnoty tlumení mění na jednoduchých strukturách.

### TLUMENÍ NA JEDNODUCHÝCH STRUKTURÁCH

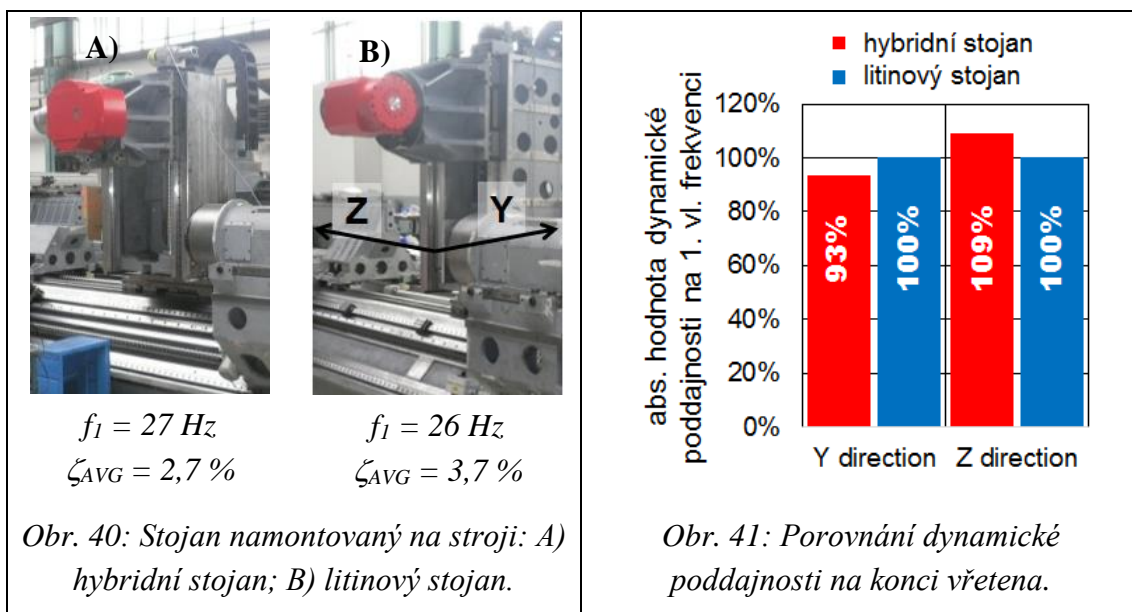
Jednoduchou strukturou se v tomto případě myslí reálné těleso reálných rozměrů a těleso spojené přes pevné nebo pohyblivé spojení se základem a ev. též dalším tělesem. Ukázány a diskutovány budou čtyři konkrétní případy.

**V prvním případě se jedná rekonstrukci stojanu multifunkčního obráběcího centra střední velikosti.** Původní stojan byl navržen jako odlitek se šedé litiny. Při rekonstrukci byla vytvořena nová struktura sestávající z ocelového svařence s bočnicemi vyztuženými hliníkovou pěnou (Obr. 36). Hybridní konstrukce svařence byla optimalizována pomocí parametrické optimalizace tak, aby statická tuhost stojanu byla shodná s původní litinovou konstrukcí, ale byla snížena hmotnost a tedy vzrostly vlastní frekvence. Po simulačním návrhu byla hybridní konstrukce realizována.



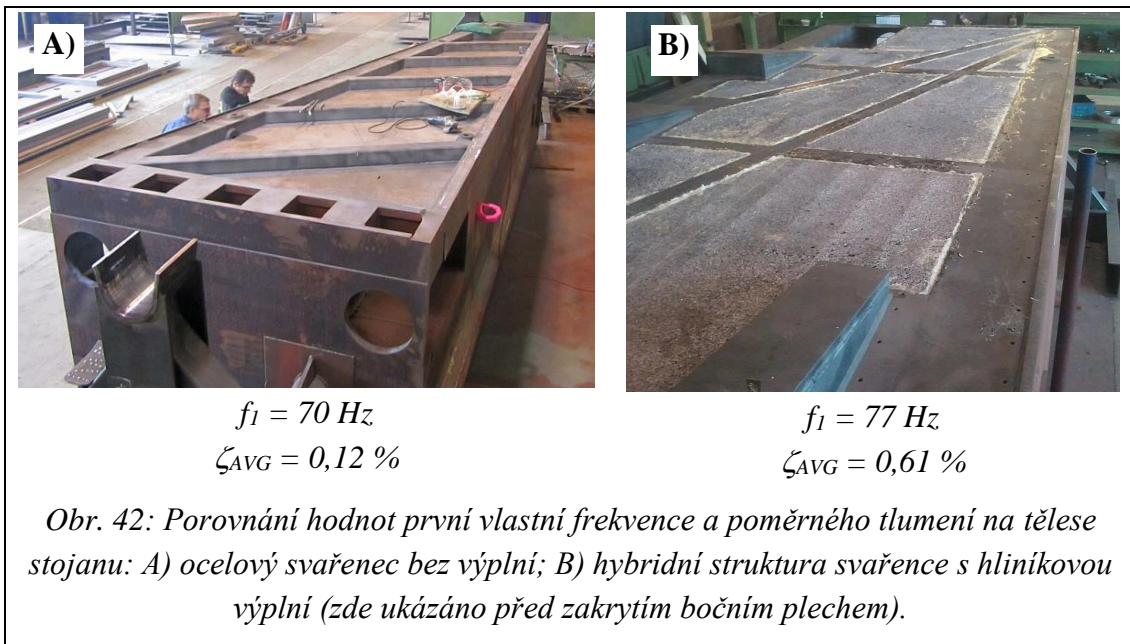
Nejprve byly změřeny vlastnosti jednotlivých těles (Obr. 39). Měření probíhalo za shodných podmínek. Vzorky byly položeny na poddajných (dřevěných) podložkách. Jak je vidět, nevyplněný ocelový svařenec vykazuje srovnatelnou hodnotu útlumu s litinovým odlitkem. První vlastní frekvence svařence je nižší, než u odlitku, což znamená, že struktura má horší poměr tuhost/hmotnost. Po kompletaci stojanu vyplněním bočních dutin deskami hliníkové pěny a uzavřením prostoru krycím tenkým ocelovým plechem byly změřeny i vlastnosti hybridní struktury. Ve srovnání s odlitkem vzrostlo tlumení tělesa 4x. Vzrostla též první vlastní frekvence, což ukazuje, že struktura byla vložení pěnových desek vyztužena, ale hmotnost vzrostla minimálně (poměr tuhost/hmotnost se zlepšil). To ukazuje na potenciální přínos hybridních struktur v oblasti tuhosti a tlumení.

Oba kompletní stojany byly následně namontovány na lože stroje a osazeny dalšími skupinami (saně, kyvná vřetenová hlava s vřetenem) a bylo provedeno měření modálních vlastností celku (Obr. 40). První vlastní frekvence celku jsou téměř shodné. V obou případech vzrostlo tlumení struktury o jeden řád ve srovnání se samotnými tělesy. Tlumení celku s litinovým stojanem je vyšší o 1%, než u celku s hybridním stojanem. Rozdíl amplitud dynamické poddajnosti na čele vřetená je v rámci zanedbatelného rozmezí  $\pm 10\%$  (Obr. 41), ve kterém je běžný rozptyl výsledků vlivem montáže. Protože oba stojany byly namontovány za stejných podmínek, jsou konečné uvedené výsledky **zřejmě v důsledku vlivu vedení a spojů** mezi jednotlivými skupinami stroje, které **výrazně potlačují vliv konstrukčního materiálu** stojanů.



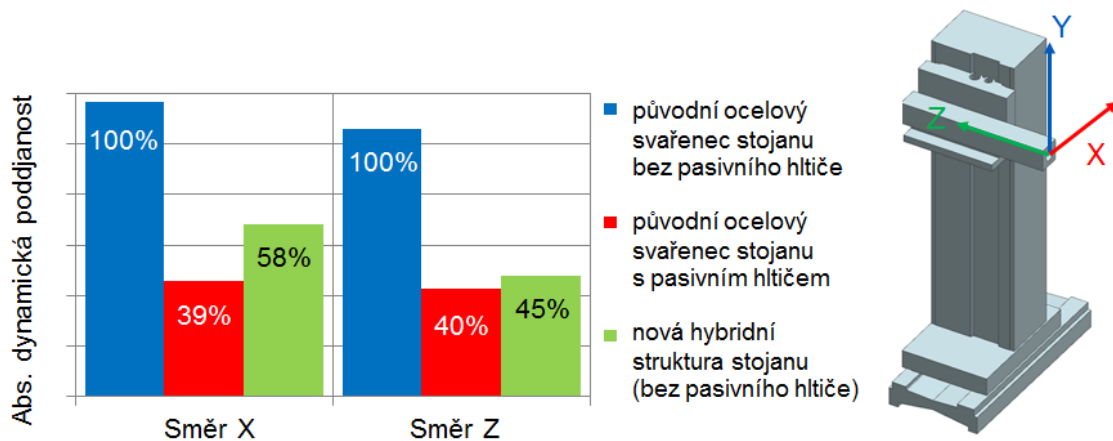
**Druhým příkladem je návrh stojanu vodorovné vyvrtávačky.** Původní stojan stroje byl realizován jako ocelový svařenec s vertikální osou  $Y = 4,5$  m. Pro zlepšení

dynamického chování jsou stojany standardních strojů osazeny pasivním hltičem. Cílem vývoje byl návrh nového stojanu se zvětšeným zdvihem na  $Y = 5$  m, sníženou hmotností při zachování statické tuhosti a ideálně též bez pasivního hltiče. Připojovací rozhraní stojanu na lože a vřeteníkovou skupinu mělo být zachováno beze změny. Návrh stojanu byl proveden jako hybridní konstrukce ocelového svařence se dvěma stěnami vyplněnými hliníkovou pěnou pro zajištění statické tuhosti, snížené hmotnosti a potenciálně též zvýšení tlumení. Struktura stojanu byla navržena s využitím topologické a parametrické optimalizace. Hmotnost stojanu jako celku se podařilo snížit o téměř 40% [112].



Před montáží celého stroje byly opět změřeny modální vlastnosti a tlumení tělesa stojanu. Měření probíhalo při zavěšení tělesa stojanu na jeřáb v hale svařovny. Z výsledků (Obr. 42) je opět vidět, že vlepení hliníkové pěny zvýšilo první vlastní frekvenci tělesa (tuhost struktury rostla výrazněji proti nárůstu hmotnosti) a současně se cca 5x zvýšila průměrná hodnota relativního tlumení na prvních deseti frekvencích struktury.

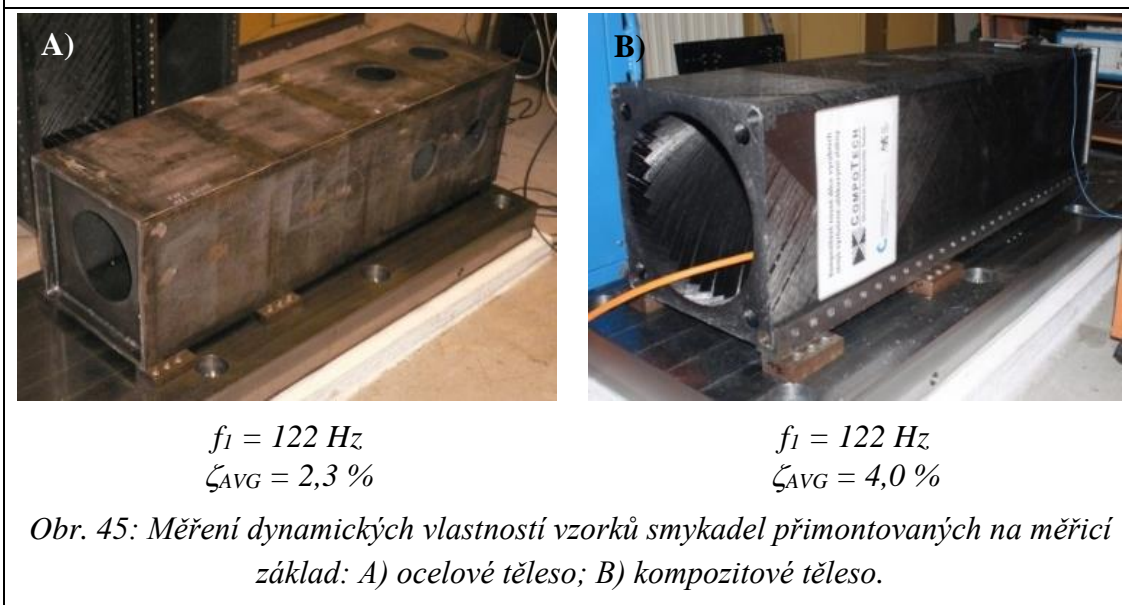
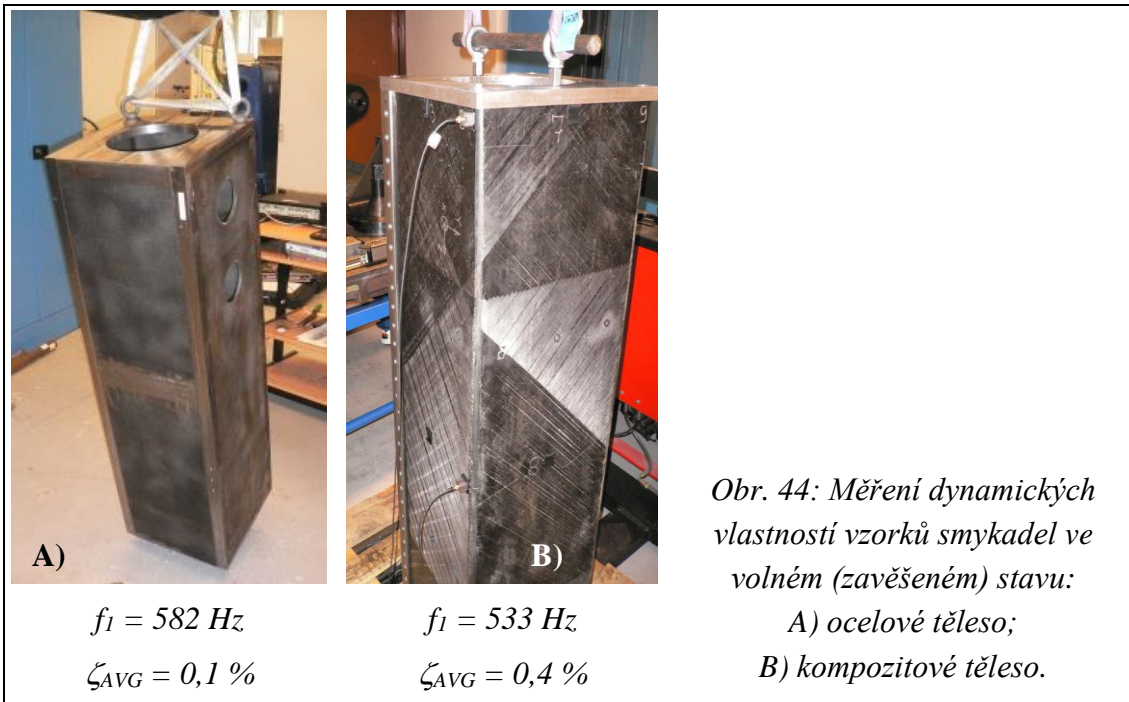




Obr. 43: Porovnání dynamické poddajnosti na 1. vlastní frekvenci různých provedení stojanů. Měření provedeno na plně smontovaném stroji.

Následně bylo provedeno měření dynamických vlastností celého stroje s různými variantami stojanu (porovnávána byla původní celoodocelová konstrukce s  $Y = 4,5$  m a nová hybridní konstrukce stojanu s  $Y = 5$  m), viz Obr. 43. Z výsledků je vidět, že nová struktura se sníženou hmotností a hybridní skladbou má sníženou dynamickou poddajnost o 40 ÷ 55 %. Aplikací pasivního hltiče byla poddajnost původní struktury snížena o 60 %. V tomto případě tedy **využití hybridní struktury přineslo technický přínos. Ekonomický efekt však již nebyl tak silný.** Ačkoliv je ve struktuře o 40 % méně oceli a není nutno montovat pasivní hltič, sériová výroba hybridních struktur s hliníkovou pěnou dováženou z Číny a s vysokou náročností na technologickou kázeň při vlepování měla tak vysoké přídatné náklady, že výsledná cena obou stojanů byla prakticky shodná. Za této situace se firma přiklonila zůstat u konzervativnějšího konstrukčního řešení z důvodu jistoty v dodavatelském řetězci.

**Třetím příkladem je laboratorní porovnání tlumení vzorků těles z oceli a kompozitu.** Jedná se o vzorky malých smykadel vyrobených z oceli a z uhlíkových kompozitů. Konstrukce není zcela porovnatelná, každý vzorek byl navržen na jinou statickou tuhost. Jak je vidět z Obr. 44, při měření na závěsu vykazuje vzorek kompozitového smykadla cca 4x větší relativní tlumení, než ocelové těleso. Při přimontování obou vzorků na základ tlumení vzroste opět o jeden řád (Obr. 45). Odstup hodnoty tlumení kompozitu od ocelového vzorku však klesne na méně než 2x.





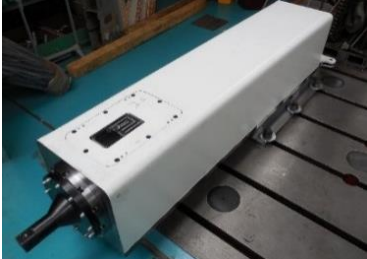
Čtvrtým příkladem je porovnání těles reálných smykadel pro středně velké vertikální frézovací centrum. Smykadla byla navržena jako celoocelová (svařenec) a hybridní. Hybridní struktura smykadla sestávala ze svařovaného pláště a vnitřních žeber. Dutiny ve struktuře byly vyplněny směsí GREC (Grit-Rubber-Epoxy compound). Jedná se o výplňovou směs tvořenou drobným šterkem, mletou gumou a pryskyřicí [101], [117]. Materiálové informace o směsi (ve ztuhlém stavu) jsou uvedeny v Tab. 6. Obě tělesa byla výpočtově optimalizována na stejnou statickou tuhost. Vnější tvar měla shodný, vnitřní žebrování se lišilo. Hybridní těleso mělo jinou topologii vnitřních žeber, která umožňovala snadné vyplnění tělesa směsí. Tato žebra měla také jinou tloušťku, neboť směs GREC ocelové těleso částečně vyztužovala.

Tab. 6: Materiálové údaje směsi GREC.

Objemový podíl pojiva [%]	E [MPa]	$\nu$ [-]	$\rho$ [kg.m <sup>-3</sup> ]
26	3000	0.3	1400

Tab. 7: Porovnání hodnot relativních tlumení na různých úrovních konstrukce.

Uvedené hodnoty tlumení jsou průměrem z tlumení na prvních deseti vlastních frekvencích (v případě materiálových vzorků), resp. průměrem z tlumení na vlastních frekvencích výrazných strukturálních vlastních tvarů (v případě těles smykadel).

Úroveň materiálová		Úroveň tělesa		Úroveň sestavy	
Ocel	GREC	Ocelové smykadlo	Hybridní smykadlo (ocel + GREC)	Ocelové smykadlo	Hybridní smykadlo (ocel + GREC)
$\zeta = 0.01 \%$	$\zeta = 1.3 \%$	$\zeta = 0.1 \%$	$\zeta = 0.99 \%$	$\zeta = 0.9 \%$	$\zeta = 1.3 \%$
<p>Vzorek GREC výplňového materiálu má 130x větší materiálové tlumení než vzorek oceli.</p>  <p>Vzorek GREC výplňové směsi.</p>		<p>Těleso hybridního smykadla z oceli a GREC má 10x větší tlumení než celooceľové těleso smykadla.</p>  <p>Ukázka měření modálních vlastních těles na závěsu.</p>		<p>Hybridní smykadlo upnuté na základ má 1,4x větší tlumení než stejně montované ocelové smykadlo.</p>  <p>Příklad jednoduché sestavy: těleso smykadla je přimontováno na základ pomocí valivého lineárního vedení.</p>	

Měření tlumení bylo provedeno na třech úrovních: na úrovni materiálových vzorků, na úrovni volně uložený těles a na úrovni jednoduché sestavy (těleso s namontovaným valivým lineárním vedením upnutým na základ). Výsledky porovnání jsou v Tab. 7. Je vidět, že zatímco tlumení ocelových struktur roste s jejich komplexností vždy o řád, tlumení hybridních materiálů je stále prakticky stejné. Ve výsledku se tak hodnota tlumení smontované struktury vyrovná a odchylky jsou v rozsahu menších desítek procent. Toto poznání se kryje s poznatky z uváděného prvního a druhého příkladu.

## SHRnutí KAPITOLY A DÍLČÍ ZÁVĚR

Při návrhu stroje je možno simulačně vypočítat dynamickou poddajnost a na to navázat např. výpočtem meze stability při obrábění. Klíčovým vstupem při výpočtu dynamické poddajnosti je hodnota tlumení použitá pro výpočet. V této kapitole bylo ukázáno, že volbou různých typů strukturálních materiálů lze výrazně zvětšit materiálové tlumení jednoho samotného tělesa. **Nicméně při montáži do stroje se zcela zásadně projeví vliv spojů ve struktuře stroje, což jednak způsobuje nárůst tlumení struktury jako celku o jeden řád a současně to sníží nebo dokonce potlačí přínos zvýšeného materiálového tlumení jednoho tělesa.** Z uvedených porovnání se ukazuje, že volbě a dimenzování spojů (pevných i pohyblivých) je nutno věnovat velkou pozornost. Tuhost a tlumení spojů mají významný vliv na chování stroje jako celku. Bohužel, zatím není možno predikovat hodnoty tlumení ve vazbě na typ spoje, jeho předepnutí a orientaci. Zůstává jen zkušenost, že nejvyšších hodnot tlumení dosahují kluzná a hydrostatická vedení, ale i zde nejsou konkrétní hodnoty předem známé. Proto se prediktivní výpočtové modely musí držet odhadu relativního tlumení, které bývá na prvních třech vlastních frekvencích v rozsahu  $2 \div 4 \%$  (obvykle se používá konzervativní hodnota  $2 \%$  nebo  $2,5 \%$ , viz též komentáře v Tab. 8).

*Tab. 8: Komentáře k obvyklým hodnotám relativního tlumení ve strukturách obráběcích strojů. Hodnoty jsou uvedeny jako dvojnásobek předcházející (dvojnásobná hodnota útlumu teoreticky znamená poloviční poddajnost tedy dvojnásobnou velikost mezní třísky při simulaci stability obrábění).*

Relativní tlumení	Komentář
cca 1%	Velmi malé tlumení. Vyskytuje se např. na vysokých frekvencích u vlastních tvarů dlouhých štíhlých nástrojů, kde kmitá pouze ocelové/karbidové tělo nástroje.
cca 2%	Dolní hranice běžné hodnoty tlumení nosných struktur obráběcích strojů. Není problém reálně dosáhnout v běžných konstrukcích. V simulacích se používá jako konzervativní hodnota, aby navazující predikce byly „na straně bezpečnosti“.
cca 4%	Přibližná horní hranice běžné hodnoty tlumení nosných struktur obráběcích strojů. Tlumení okolo této hodnoty je zejména u strojů s kluzným a hydrostatickým vedením. Vyšší hodnoty jsou méně časté.

Relativní tlumení	Komentář
cca 8%	Hodnota tlumení hodně zatlumených struktur. Objevuje se u souběhu více pozitivních vlivů, např. vhodně navržená struktura, kluzné nebo hydrostatické vedení, strukturální materiál s vyšším materiálovým tlumením.

Prezentované příklady též ukazují, že neexistuje „zaručená“ materiálová řešení pro vysoké tlumení. Mnoho firem tradičně důvěřuje šedé litině právě z důvodu tlumení. Jak bylo ukázáno, např. i ocelové svařence (tělesa) mohou mít srovnatelné hodnoty tlumení. Také u nekonvenčních materiálů může v chování celku klesnout tlumení na úroveň konvenčních řešení. Pro dosažení menší dynamické poddajnosti je přínosnější se soustředit na **minimalizaci hmotnosti struktury**. **Z hlediska konkurenceschopnosti návrhu stroje je tedy volba strukturálního materiálu často daná sekundárními vlivy**, jako jsou dodavatelsko-odběratelské vztahy s dodavatelem dílců (cena a termíny dodávek) a technologická náročnost konstrukce dílce ve vazbě na výrobní a montážní vybavenost firmy. Z pohledu konečné konkurenceschopnosti stroje mají tyto návazné vlivy větší dopad na prodejnost stroje, než volba „nejlepšího strukturálního materiálu“.

Z pohledu predikce chování budoucího navrhovaného stroje je nejistota v hodnotě tlumení významným faktorem limitujícím predikci dynamické poddajnosti a na ní vázané výrobní produktivity. **Rozdíly v hodnotách útlumů mohou být v násobku 2 ÷ 3 a tato chyba se následně přímo přenáší do simulace výrobní výkonnosti**. Proto je při výpočtovém návrhu stroje vhodné **pracovat s rozptylem vstupních hodnot, počítat rozptyl výstupních hodnot** a uvažovat s tím, že **v reálném provozu bude možno technologický výkon stroje ještě částečně ladit** (viz kap. 5.6).

## 5.5 ŘEZNÝ ODPOR A STABILITA OBRÁBĚNÍ

*Tato kapitola obsahuje postupy a výsledky projektu LH12065 „Modelování řezných sil a stability obrábění se zohledněním opotřebení břitu nástroje“ řešeného týmem pod vedením P. Koláře. Projekt řešený v letech 2012-2015 byl finančně podpořen MŠMT v programu KONTAKT II (bilaterální spolupráce s USA). Detailní výsledky projektu byly publikovány zejména v [115] a [116].*

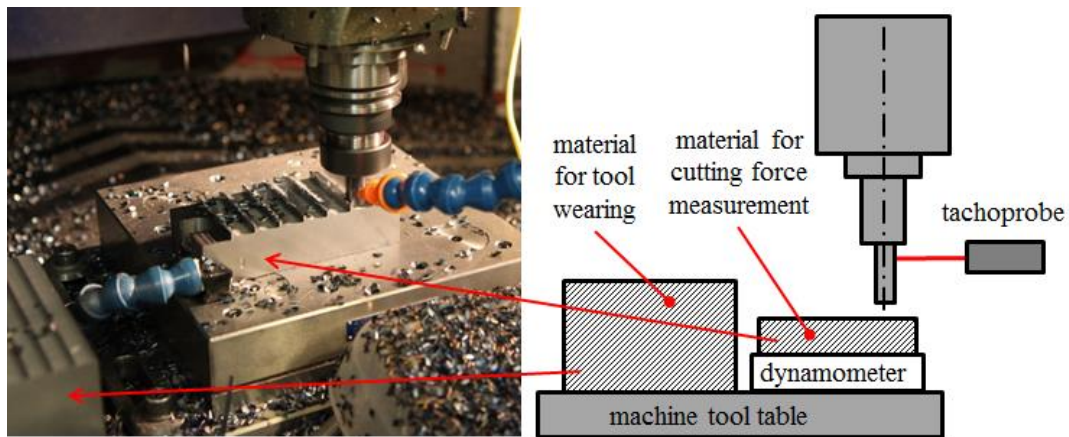
Znalost řezných sil a řezného odporu, vč. možného rozptylu hodnot a změn poměrů mezi jednotlivými složkami řezné síly, je důležitou informací pro konceptuální návrh (analýza technologických spekter) i pro fázi funkčního návrhu (pokud je navržené řešení testováno

např. pomocí predikce výkonnosti obrábění). Řezné síly, resp. řezný odpor, jsou veličiny závislé na mnoha vstupních parametrech.

Kromě pevnosti obráběného materiálu velikost řezných sil ovlivňuje i geometrie řezné hrany, opotřebení řezné hrany, řezné podmínky a řezné prostředí. V rámci výzkumu realizovaného v RCMT v projektu LH12065 byl zkoumán řezný odpor při frézování oceli karbidovými monolitickými nástroji v závislosti na geometrii břitu (makrogeometrie břitu) a na velikosti opotřebení na hřbetu nástroje (změna mikrogeometrie břitu). Dále byly zkoumány změny meze stability při obrábění v závislosti na výše uvedených vstupních parametrech. Výzkum byl založen na experimentálním postupu, na který navazuje výpočtová identifikace vlastností. Cílem bylo zjistit, jak reálná geometrie ostří (makro- a mikrogeometrie) nástroje včetně její modifikace opotřebením ovlivňuje velikost řezných sil a stabilitu obrábění. Řešením projektu byly získány poznatky o změně silových poměrů a hranice stabilního obrábění při obrábění nástrojem s reálnou (nikoliv idealizovanou) geometrií, která se během záběru ostří mění v důsledku jeho opotřebení. Výzkum byl prováděn při frézování oceli 12050. V další části této kapitoly jsou stručně shrnuty provedené experimenty, jejich výsledky a hlavní závěry, které jsou relevantní problematice návrhu nosných struktur obráběcích strojů s ohledem na jejich konkurenceschopnost.

## **POPIS EXPERIMENTU PRO MĚŘENÍ ŘEZNÝCH SIL**

Jak bylo uvedeno, provedený výzkum byl založen na experimentálních datech. Měření probíhala v laboratoři RCMT na vertikálním frézovacím stroji s vřetenem s nejvyšším výkonem 15 kW a maximálními otáčkami 15 000 ot/min. Na Obr. 46 je vidět stroj, měřicí aparatura (zesilovač signálu z dynamometru, měřicí karty a notebook) a celkové uspořádání experimentu. Na stole stroje je ve svěráku upnut obrobek pro dosažení opotřebení a tříosý dynamometr s menším obrobkem pro měření sil. Na menším obrobku je ještě umístěn tříosý akcelerometr. Na stole je také digitální mikroskop s přisvětlením pro měření opotřebení nástroje. Ve vřetení je v nástrojovém držáku upnut jednobřítý nástroj. Na držáku je nalepena reflexní značka, která umožňuje zaznamenat laserovým otáčkovým čidlem průchod špičky nástroje (počátek záběru). Všechny signálové vstupy z uvedených zařízení jsou připojeny do aplikace vytvořené v prostředí LabView. Ta data částečně zpracovává a vyhodnocuje. Na základě signálu z řídicího systému spouští měření a zápis dat na disk.



Obr. 46: Celkové uspořádání experimentu na frézovacím stroji.

V experimentu byly použity speciální jednobřité monolitické nástroje. Sada nástrojů obsahuje osmnáct kusů jednotlivých nástrojů se všemi kombinacemi velikosti úhlu čela (3 hodnoty), hřbetu (3 hodnoty) a šroubovice (2 hodnoty). Bližší informace o nástroji jsou uvedeny v Tab. 9. V

Tab. 10 jsou uvedeny řezné podmínky použité v testu.

Tab. 9: Popis nástrojů použitých pro testy

Nástroj	stopková fréza; průměr 15,8 mm; 1 zub
Geometrie ostří	$\gamma = 4^\circ/8^\circ/12^\circ$ ; $\alpha = 3^\circ/6^\circ/9^\circ$ ; $\lambda = 25^\circ/45^\circ$ (celkem 18 kombinací)
Materiál nástroje	slinutý karbid ISO K20-K30; 10% kobaltu; velikost zrna 0,8 $\mu\text{m}$ ; tvrdost HV30 = 1600
Rektifikace ostří	rektifikace omíláním v mokřém písku
Povlak	nanokompozitní povlak na bázi TiAlN; tvrdost HV 0,05 = 3700; koef. tření s ocelí 0,3; tloušťka povlaku $3 \pm 1 \mu\text{m}$
Aplikační oblast	výrobce polotovaru uvádí tyto doporučené aplikace materiálu: rotační nástroje (např. stopkové frézy, spirálové vrtáky) pro obrábění běžných ocelí, litiny, nerezové oceli, niklových a titanových slitin; doporučené řezné podmínky: nižší řezné rychlosti, velké posuvy na zub, možno i pro přerušovaný řez

Tab. 10: Přehled řezných podmínek použitých v testu

Řezná rychlost:	$v_c = 80, 105, 130$ m/min	
Posuv na zub:	$f_z = 0,025; 0,040; 0,055; 0,070; 0,085$ mm	celkem 15 kombinací řezných podmínek
Záběr:	$a_p = 4$ mm; frézování drážky ( $a_e = D$ )	

Experiment proběhl následujícím postupem. Po seřízení celé aparatury a zarovnání obrobku je provedeno frézování tří drážek s  $a_p = 4$  mm testovaným nástrojem do polotovaru upnutého na dynamometru. V každé drážce byly použity obě hodnoty řezné rychlosti a všech pět hodnot posuvu na zub. Pro všechna měření tak bylo získáno trojí opakování. Následovalo opotřebování nástroje, které bylo provedeno odfrézováním jedné vrstvy na vedlejším pomocném obrobku, sousledně, při řezné rychlosti  $v_c = 105$  m/min, posuvu na zub  $f_z = 0,055$  mm/zub, axiální hloubce řezu  $a_p = 4$  mm a radiální hloubce řezu  $a_e = 72\%D$ , na sucho s ofukem vzduchem pro odvod třísek. Odebrání jedné vrstvy představuje plochu 135x135 mm, tzn. 12 přejezdů nástroje, což představuje cca 14 minut obrábění. Následovalo měření opotřebenosti nástroje pomocí mikroskopu a potom opět obrábění zkušebního kusu umístěného na dynamometru za podmínek uvedených výše. Opakování měřicí rutiny bylo ukončeno vždy po měření sil, pokud se zjistilo, že hodnota  $VB_{max}$  překročila úroveň 300  $\mu$ m nebo dvě lokální maxima přesáhla hodnotu 200  $\mu$ m.

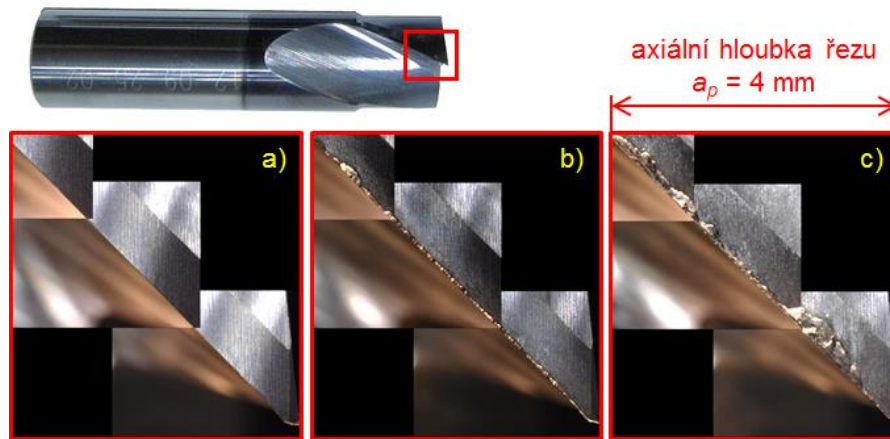
### VYHODNOCENÍ OPOTŘEBENÍ NÁSTROJŮ BĚHEM EXPERIMENTU

Data z dynamometru byla uložena v přehledné struktuře. Každý výsledkový dataset byl označen unikátní kódem, ze kterého lze identifikovat nástroj i řezné podmínky podle tohoto klíče: 04-03-45-085-080-00, kde jednotlivé hodnoty znamenají:

- úhel čela  $\gamma$ : 4°, 8°, 12°
- úhel hřbetu  $\alpha$ : 3°, 6°, 9°
- úhel šroubovice  $\lambda$ : 25°, 45°
- posuv na zub  $f_z$ : 0,025 / 0,040 / 0,055 / 0,070 / 0,085 mm
- řezná rychlost  $v_c$ : 80 / 105 m/min
- počet odebraných vrstev: celé číslo popisující objem odebraného materiálu, resp. zprostředkovaně dobu obrábění

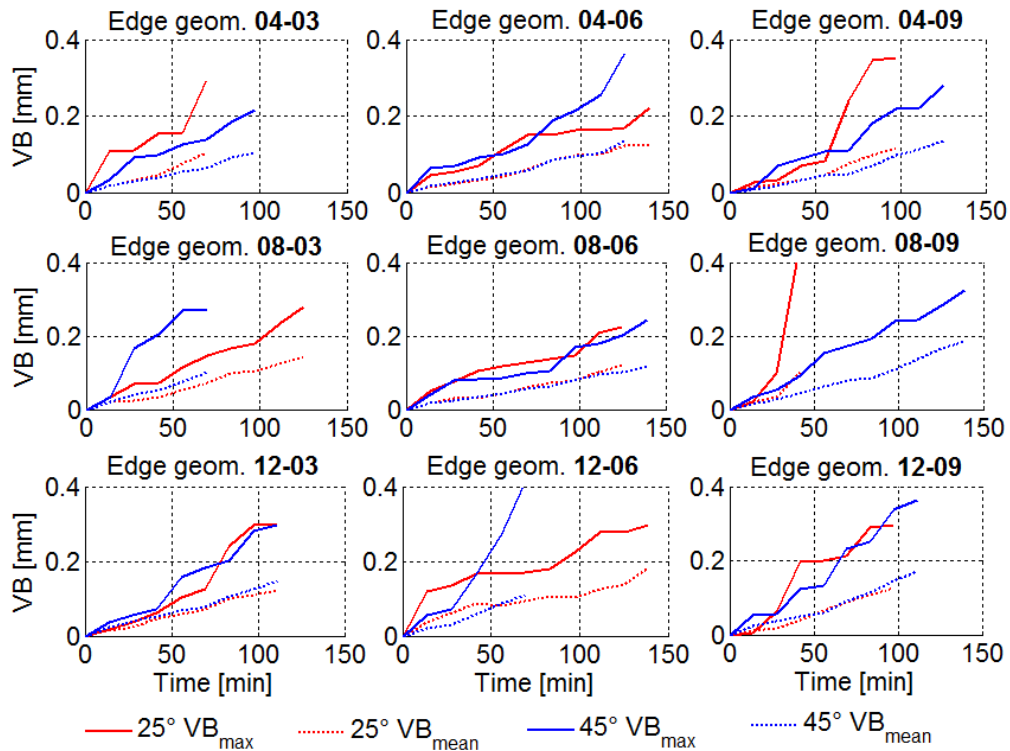
Takovýchto datasetů, použitých pro stavbu modelu řezných koeficientů, bylo změřeno 3160. Příklad nárůstu opotřebenosti na hřbetu nástroje na Obr. 47.





Obr. 47: Příklad tří hodnot opotřebení břitu experimentálního nástroje: a) nový neopotřeбенý nástroj; b) opotřebení hřbetu po 55 min obrábění; c) opotřebení hřbetu po 111 min obrábění. Ukázán je nástroj s úhlem šroubovice  $45^\circ$ . Zvětšena je zabírající část břitu. Obrázky jsou složeny ze tří dílčích záběrů pro zvětšení hloubky ostrosti.

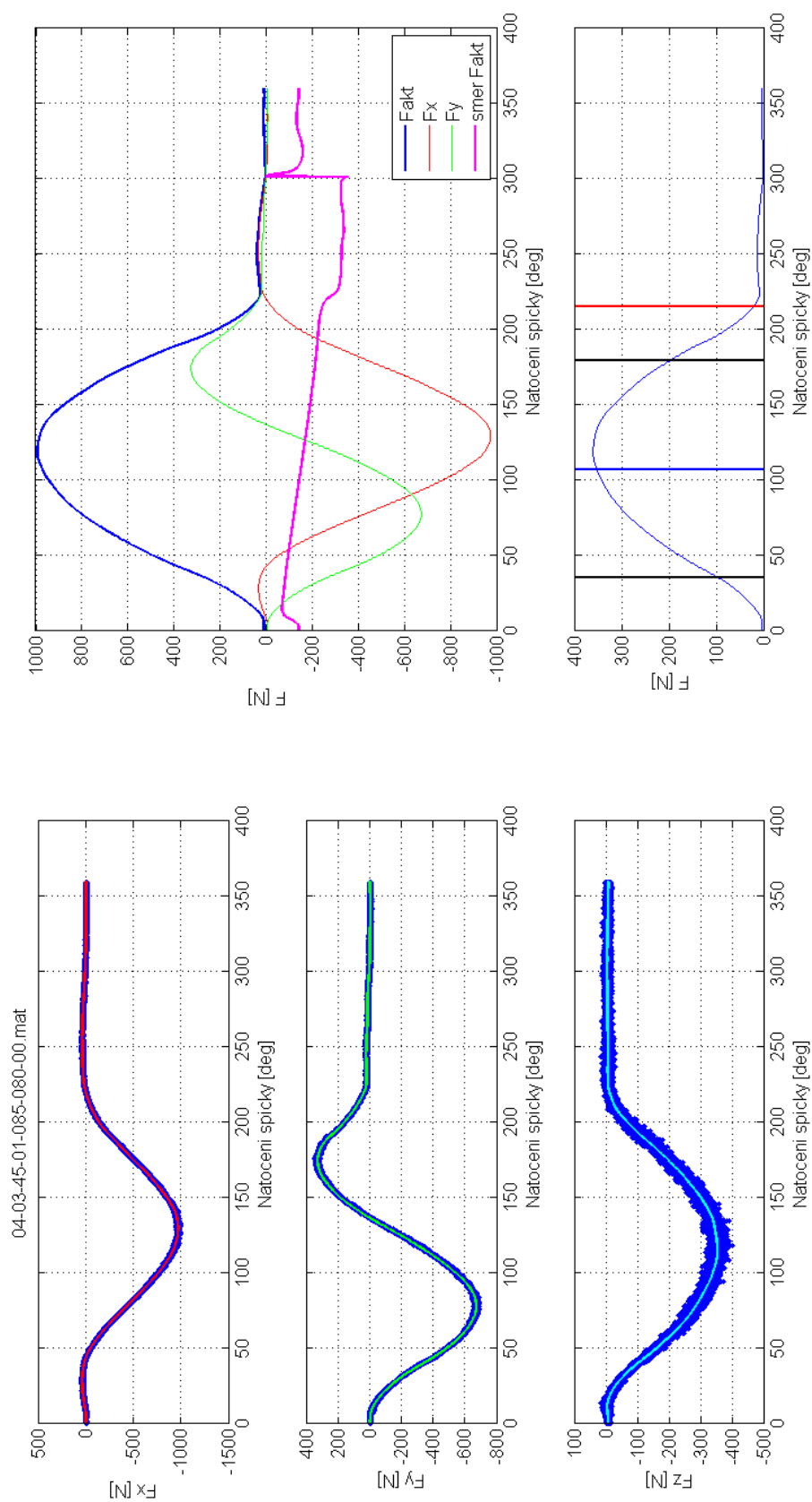
Vyhodnocení průběhu opotřebení nástrojů jednotlivých geometrií je uvedeno na Obr. 48. Vykreslené průběhy opotřebení jsou zobrazeny pro všechny kombinace použité geometrie ostří. V některých případech křivky nevykazují typický tvar intenzivního opotřebení na začátku a na konci životnosti nástroje. To je dané příliš hrubým časovým krokem pro sledování míry opotřebení. Důležité je, že opotřebení postupně v čase roste. Životnost nástrojů je v závislosti na geometrii břitu v rozsahu 70 až 140 minut. Průběh střední hodnoty opotřebení  $VB_{mean}$  vykazuje podobný průběh obě hodnoty úhlu šroubovice po celou dobu životnosti nástroje. V každém bodě s naměřeným opotřeбенím byly změřeny i řezné síly, které byly využity pro identifikaci modelu sil.



Obr. 48: Maximální a průměrná hodnota VB pro různé geometrie břitu nástroje (kombinace úhel čela  $\gamma$ –úhel hřbetu  $\alpha$ ) a dvou hodnot úhlu šroubovice ( $25^\circ$  a  $45^\circ$ ).

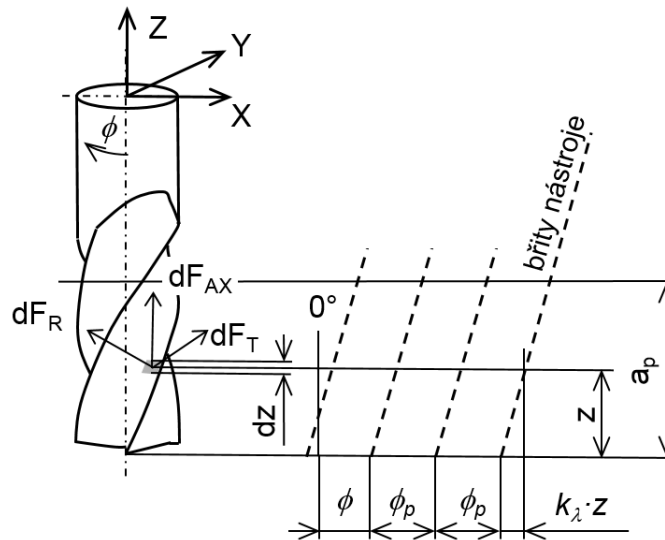
## IDENTIFIKACE MODELU ŘEZNÝCH SIL

Měření složek řezné síly byla zpracována tak, že pomocí signálu z tachosondy byly jednotlivé záběry břitu položeny přes sebe a zarovnány dle nulového natočení špičky břitu. Následně byla data proložena pomocí spline funkce, která reprezentovala jeden záběr. Pro každé měření složek  $F_x$ ,  $F_y$  a  $F_z$  byl vytvořen unikátní dataset pro kombinaci geometrie nástroje, řezných podmínek a úrovně opotřebení. Příklad je uveden na (Obr. 49). Zde je vidět, že rozptyl hodnot, které byly následně nahrazeny jednou spline funkcí, je poměrně malý. Výjimkou je směr Z; i v tomto směru jsou však data v rozptylu  $\pm 10\%$ . Výhodou tohoto postupu je, že v dalším zpracování se používá jeden průběh měřených veličin, který dostatečně dobře zastupuje více dat z měření (včetně opakování).



*Obr. 49: Příklad proložení změřených složek řezné síly pro nástroj 04-03-45-01 při posuvu 0,085 mm/zub, řezné rychlosti 80 m/min a nulovém opotřebení. Vlevo jsou proložena změřená data, vpravo jsou vykresleny fitované složky a z nich vypočtená aktivní řezná síla a její směr.*

Víceparametrický model řezných sil byl sestaven pomocí regresní analýzy experimentálních dat s uvažováním spojitěho rozložení řezné síly podél řezných hran. Model je založen na předpokladu, že celková řezná síla působící na nástroj ve směrech  $X, Y, Z$  může být vypočtena jako integrál odpovídajících průmětů tangenciálních, radiálních a axiálních složek sil působících na infinitesimální element nástroje.



Obr. 50: Monolitická fréza se šikmými zuby a spojitým rozložením řezných sil podél břitu v záběru.

Situace je zobrazena na Obr. 50. Úhlová poloha každého bodu na břitu nástroje může být popsána vztahem:

$$\phi_j(z) = \phi + j \cdot \phi_p + k_\lambda \cdot z \quad (9)$$

kde  $\phi$  je úhlová poloha špičky prvního břitu,  $j = 1, 2 \dots N$  je číslo břitu,  $\phi_p$  je úhlová velikost zubové mezery,  $z$  je axiální poloha a  $k_\lambda$  je konstanta závislá na úhlu šroubovice  $\lambda$  a průměru nástroje  $D$ :

$$k_\lambda = \frac{2 \tan(\lambda)}{D} \quad (10)$$

Řezná síla působící na nástroj je počítána jako součet všech sil působících na všechny zuby. Každá z těchto sil je výsledkem integrace sil působících na nekonečně malém elementu podél břitu nástroje v řezu:

$$\begin{aligned}
F_X &= \sum_{j=1}^N \int_0^{a_p} [dF_{T,j}(h_j(z), k_\beta) \sin \phi_j(z) - dF_{R,j}(h_j(z), k_\beta) \cos \phi_j(z)] \chi_{(\phi_S, \phi_E)}(\phi_j(z) \bmod 2\pi) \\
F_Y &= \sum_{j=1}^N \int_0^{a_p} [dF_{T,j}(h_j(z), k_\beta) \cos \phi_j + dF_{R,j}(h_j(z), k_\beta) \sin \phi_j] \chi_{(\phi_S, \phi_E)}(\phi_j(z) \bmod 2\pi) \\
F_Z &= \sum_{j=1}^N \int_0^{a_p} dF_{AX,j}(h_j(z), k_\beta) \chi_{(\phi_S, \phi_E)}(\phi_j(z) \bmod 2\pi)
\end{aligned} \tag{11}$$

kde  $\chi_{(\phi_S, \phi_E)}$  je charakteristická funkce intervalu  $(\phi_S, \phi_E)$  definovaná jako:

$$\chi_{(a,b)}(x) = \begin{cases} 1; x \in (a, b) \\ 0; x \notin (a, b) \end{cases} \tag{12}$$

Tato charakteristická funkce popisuje, zda je sledovaný element břitu v záběru nebo není.  $dF_{T,j}$ ,  $dF_{R,j}$ ,  $dF_{AX,j}$  jsou infinitesimální tangenciální, radiální a axiální složky řezné síly působící na infinitesimální element břitu na  $j$ -tém zubu. Tloušťka odřezávané třísky  $h_j$  je závislá na hodnotě posuvu na zub a úhlové poloze elementu:

$$h_j(z) = f_t \sin(\phi_j(z)) \tag{13}$$

Víceparametrický polynomiální model tangenciální a radiální složky řezné síly  $dF_{T,j}$ ,  $dF_{R,j}$  byl identifikován metodou nejmenších čtverců dle rovnice (8), která transformuje řezné síly do souřadného systému X, Y, Z, ve kterém byla změřena vstupní data. Vstupními parametry pro lineární regresi byly úhly čela  $\gamma$ , hřbetu  $\alpha$ , šroubovice  $\lambda$ , posuv na zub  $f_z$ , řezná rychlost  $v_c$  a střední hodnota opotřebení na hřbetě  $VB_{stř}$  (dále bude uváděno jako VB). V důsledku symetrie radiální a tangenciální složky řezné síly vzhledem ke smyslu hodnoty úhlu šroubovice se uvažuje, že model těchto složek může záviset pouze na sudých mocninách úhlu šroubovice.

Navržený model byl sestaven s využitím následující strategie. Nejprve byl vytvořen malý základní model obsahující pouze člen závislý na tloušťce třísky. K tomuto modelu byly nejprve jednotlivě přidávány a poté pro kontrolu odebírány zbylé regresory a byl zaznamenáván vliv na sumu kvadrátů reziduí  $r^2$ . Tento iterativní proces probíhal, dokud vliv na změnu hodnoty  $r^2$  neklesl pod 3%. Pouze tři členy mají vliv na hodnotu  $r^2$  větší než 10%. Konečná podoba identifikovaného modelu tangenciální a radiální řezné síly platná pro válcové frézy je popsána rovnicí:

$$\begin{aligned}
dF_{i,j} &= (K_{i,1} + K_{i,2} \cdot VB + K_{i,3} \cdot \gamma + K_{i,4} \cdot VB \cdot v_c + K_{i,5} \cdot \lambda^2 \cdot VB + \dots \\
&\dots + K_{i,6} \cdot h + K_{i,7} \cdot h^2 + K_{i,8} \cdot \lambda^2 \cdot h + K_{i,9} \cdot VB \cdot h + K_{i,10} \cdot \gamma \cdot VB \cdot h) dz
\end{aligned} \tag{14}$$

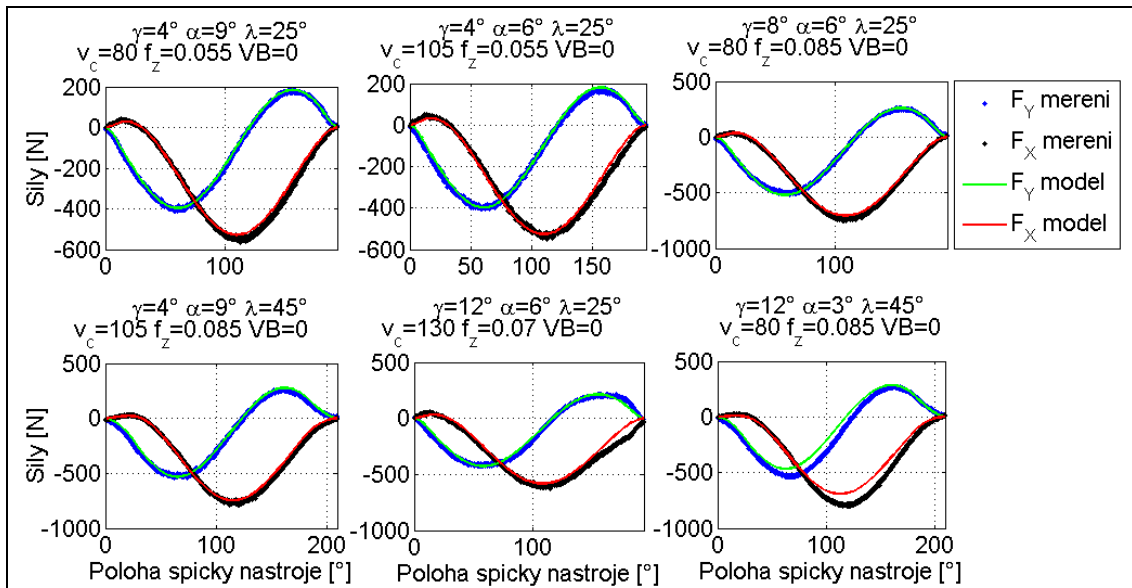
kde platí, že  $i = \{T, R\}$  (tj. rovnice popisuje tangenciální nebo radiální řeznou sílu). Všechny koeficienty rovnice jsou popsány v Tab. 11. Jak bylo uvedeno výše, třecí komponenta řezných sil je nezávislá na průřezu třísky  $h$ . Šedě označené řádky značí členy s vlivem na hodnotu  $r^2$  vyšším než 10%. Z uvedeného je vidět, že hodnota opotřeбенí  $VB$  a tloušťka třísky  $h$  jsou nejvýznamnějšími vstupními parametry ovlivňujícími výslednou velikost řezných sil.

Tab. 11: Členy a hodnoty konstant pro víceparametrický polynomiální model řezných sil.

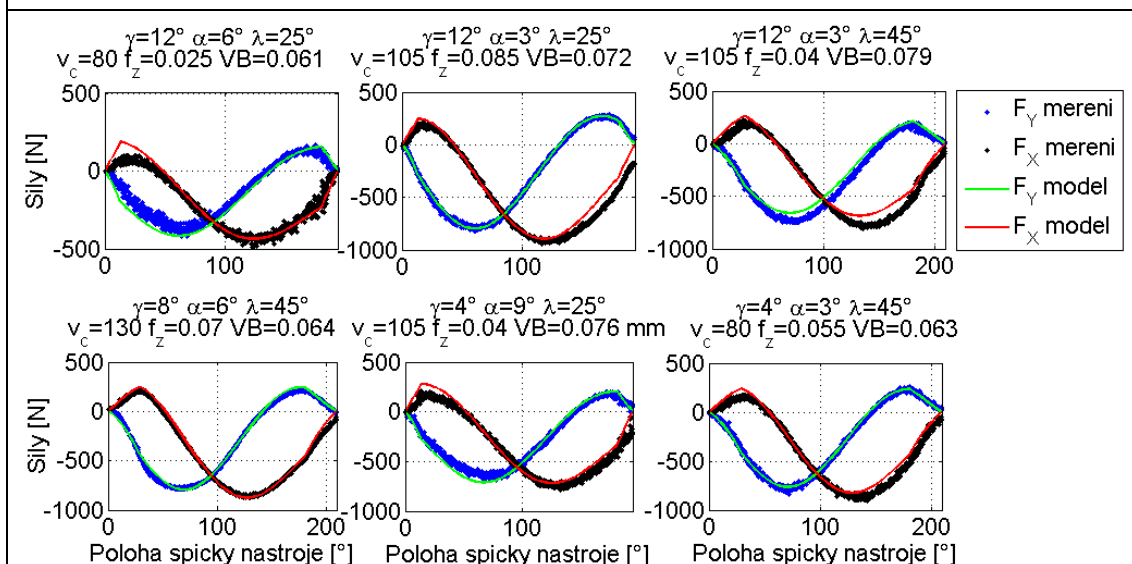
Pořadí členu rovnice	Tvar členu rovnice	Koeficient tangenciální řezné síly $F_T$	Koeficient radiální řezné síly $F_R$	
1	$l$	15.2	11.2	Třecí komponenta $K_{ie}$
2	$VB$	510	420	
3	$\gamma$	-35.0	-51.0	
4	$VB \cdot vc$	-51.9	163	
5	$\lambda^2 \cdot VB$	318	420	
6	$h$	2230	1020	Řezná komponenta $K_{ic}$
7	$h^2$	-5030	-4090	
8	$\lambda^2 \cdot h$	209	-355	
9	$VB \cdot h$	5140	12 700	
10	$\gamma \cdot VB \cdot h$	-27 000	-54 200	

## VERIFIKACE MODELŮ ŘEZNÝCH SIL

Verifikace identifikovaných modelů byla provedena porovnáním změřených a vypočtených hodnot sil  $F_X$  a  $F_Y$  v průběhu jednoho záběru břitu. Výsledky jsou uvedeny dále. Na Obr. 51 je ukázáno porovnání šesti náhodně vybraných datasetů pro neopotřeбенý nástroj ( $VB = 0$  mm), na Obr. 52. pro opotřeбенý nástroj ( $VB > 0$  mm).



Obr. 51: Porovnání výsledků modelu s výsledky experimentů. Náhodně vybrané datasey pro **neopotřebený nástroj**. Řezná rychlost  $v_c$  [m/min], posuv na zub  $f_z$  [mm], průměrná hodnota opotřebení  $VB$  [mm].



Obr. 52: Porovnání výsledků modelu s výsledky experimentů. Náhodně vybrané datasey pro **opotřebený nástroj**. Řezná rychlost  $v_c$  [m/min], posuv na zub  $f_z$  [mm], průměrná hodnota opotřebení  $VB$  [mm].

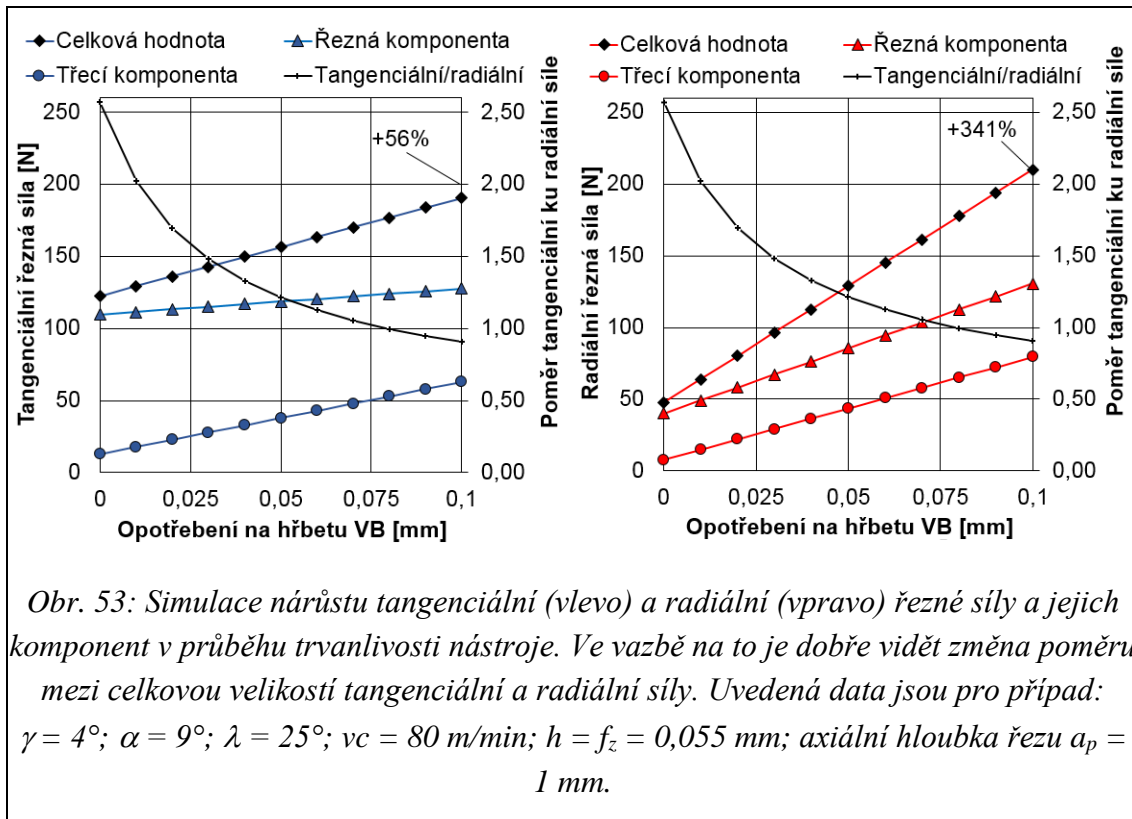
Z uvedených grafů je vidět, že model popisuje velikost řezných sil poměrně dobře. Nicméně je nutno uvést, že ačkoliv maximální hodnota  $VB$  dosažené při experimentech byla  $VB = 0,14$  mm, modely byly identifikovány pro zúženou oblast do  $VB = 0,08$  mm. Pro větší hodnoty  $VB$  roste rozdíl mezi fází „tření bez řezání“ v úvodní a závěrečné fázi záběru břitu a fází obrábění a popsané modely nepopisují vznikající síly dobře. Řešením pro zlepšení tohoto stavu by bylo rozdělení integrálu na dvě či více částí popisujících odlišné procesy a použití metod nelineární regrese.

## ANALÝZA ZMĚNY VELIKOSTI ŘEZNÝCH SIL

Výše popsany model byl použit pro následující detailní analýzu nárůstu řezných sil v průběhu trvanlivosti nástroje. Výsledky simulací jsou na Obr. 53. Je vidět, že obě komponenty (řezná a třecí) tangenciální i radiální složky řezné síly rostou s opotřebením nástroje. Nicméně relativní nárůst třecí složky tangenciální řezné síly je intenzivnější než nárůst řezné komponenty této síly. V případě radiální síly narůstají obě komponenty s přibližně stejnou intenzitou. Jak je vidět z grafů níže, poměr mezi tangenciální řeznou silou a radiální řeznou silou se s opotřebením mění z hodnoty 2,5 na hodnotu méně než 1,0. Celková hodnota radiální řezné síly naroste více než třikrát, zatím celková hodnota tangenciální řezné síly vzroste přibližně o polovinu. Hlavními závěry z tohoto rozboru tedy je, že:

- opotřebením nástroje na hřbetu zvyšuje celkovou hodnotu řezné síly; to je dáno tím, že roste tangenciální složka a především radiální složka řezné síly;
- v důsledku intenzivnějšího nárůstu radiální složky řezné síly se mění poměr mezi tangenciální a radiální složkou řezné síly; u silně opotřebeného nástroje může radiální řezná síla převýšit hodnotu tangenciální řezné síly;
- z hlediska stroje a obrobku to znamená, že v průběhu opotřebením nástroje vzroste požadavek na krouticí moment na nástroji cca o 50%; výrazně se však zvýší ohybové zatížení nástroje i deformace („odtlačení“) nástroje nebo obrobku;
- rostoucí opotřebením na hřbetě nástroje zvyšuje třecí komponenty obou hlavních složek řezné síly, což znamená, že roste energetická náročnost řezného procesu bez zvýšení jakosti nebo produktivity obrábění; vzhledem k tomu, že za hodnotou  $VB_{stř} = 80 \mu\text{m}$  (odpovídá  $VB_{max}$  cca okolo  $200 \mu\text{m}$ ) je vliv třecích komponent sil již tak velký, je třeba zvážit maximální míru opotřebením nástroje vzhledem k celkovému nastavení nákladům konkrétní aplikace.



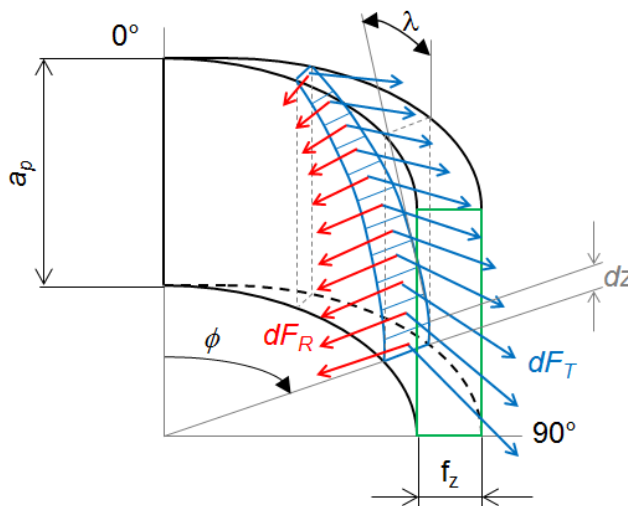


## URČENÍ ŘEZNÉHO ODPORU

Řezný odpor (někdy též nazývaný koeficient řezné síly) je poměrnou veličinou, která kvantifikuje náročnost obrábění konkrétního materiálu konkrétní geometrií nástroje při konkrétních řezných podmínkách. Hodnoty řezného odporu jsou používány pro výpočet řezných sil i meze stabilního obrábění. Jedná se o jednu z nejstarších charakteristik řezného procesu. Výše uvedený model řezné síly byly sestaveny matematicky jako víceparametrické polynomiální modely identifikované z experimentálních dat metodou nejmenších čtverců. Při známých vstupních hodnotách je možno tedy vypočítat celkovou hodnotu řezné síly dle (14) a Tab. 11. Jak bylo uvedeno v úvodu, jsou tyto síly rozloženy spojitě podél břitu v záběru. Uvedenými rovnicemi lze tedy vypočítat velikost řezné síly, která však platí pro malý úsek podél osy nástroje  $dz$ . Pro každou část  $dz$  v rámci celé hloubky záběru  $a_p$  se však mění směrová orientace těchto infinitesimálních složek sil (tangenciální složka je stále tečná ke směru rotačního pohybu a radiální složka stále směřuje do osy rotace) a tloušťka třísky  $h$ , viz Obr. 54. Koeficient řezné síly (tj. řezný odpor pro příslušnou složku řezné síly) lze získat jako derivaci průběhu dílčí řezné síly (14) podle tloušťky třísky:

$$k_i = K_{i,6} + 2 \cdot K_{i,7} \cdot h_{stř} + K_{i,8} \cdot \lambda^2 + K_{i,9} \cdot VB + K_{i,10} \cdot \gamma \cdot VB. \quad (15)$$

V rovnici rozlišuje index  $i = \{T, R\}$  tangenciální a radiální složku řezné síly. Koeficienty v rovnici mají hodnoty dle Tab. 11.  $h_{stř}$  je střední tloušťka třísky podél celé délky záběru ostří do materiálu. Takto získaný řezný odpor charakterizuje řeznou komponentu řezné síly a je platný pro celý záběr břitu, podél kterého jsou síly spojitě rozloženy. Toto je hodnota řezného odporu, který by měl být využit pro výpočet stability obrábění. Toto je dále popsáno a diskutováno v následující kapitole.

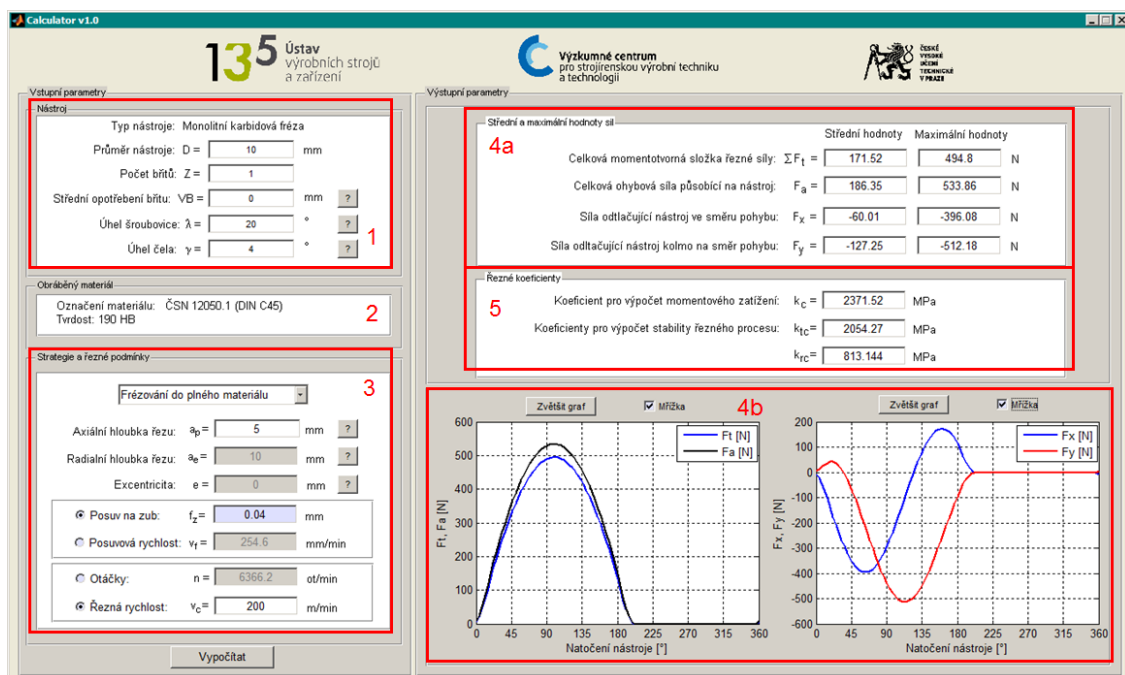


Obr. 54: Spojité rozložení tangenciální a radiální složky řezné síly podél břitu v záběru.

Tato hodnota ale není použitelná pro výpočet hodnoty řezné síly při stabilním obrábění, protože neobsahuje třecí složku, která se významně podílí na změně velikosti sil s rostoucím opotřebením. Řezné síly je nutno počítat integrací (14) podél hloubky záběru. Tím získáme skalární hodnoty řezných sil bez jednoznačné směrnice. Tangenciální řezná síla má v tom případě charakter momentotvorné síly (všechny  $dF_T$  působí podél břitu na stejném rameni  $D/2$  a zatěžují pohon vřetena kroučícím momentem). V důsledku nenulového úhlu šroubovice nelze velikost výsledné radiální řezné síly získat integrací  $dF_R$ , ale je nutno provést vektorový (nikoliv skalární) součet složek. Teprve takto získaná výslednice radiálních sil je zátěžnou silou ohýbající nástroj v radiálním směru. Pokud takto získané skalární hodnoty řezných sil dělíme plochou řezu (např. na Obr. 54 modře označenou plochou podél čela nástroje), dostaneme řezný odpor, který je však specifickou hodnotou charakterizující konkrétní podmínky. Tato hodnota není přenositelná pro jiné případy obrábění; správně je třeba opět nejprve vypočítat řezné síly dle (6) Aby toto bylo možné snadno a rychle, byla v návaznosti na provedený výzkum sestavena speciální výpočtová pomůcka, která požadované síly počítá. Rozhraní SW je vidět na Obr. 55. Rozhraní programu má několik oblastí:

- V oblasti 1 je možno zadat vstupní parametry dle (14).

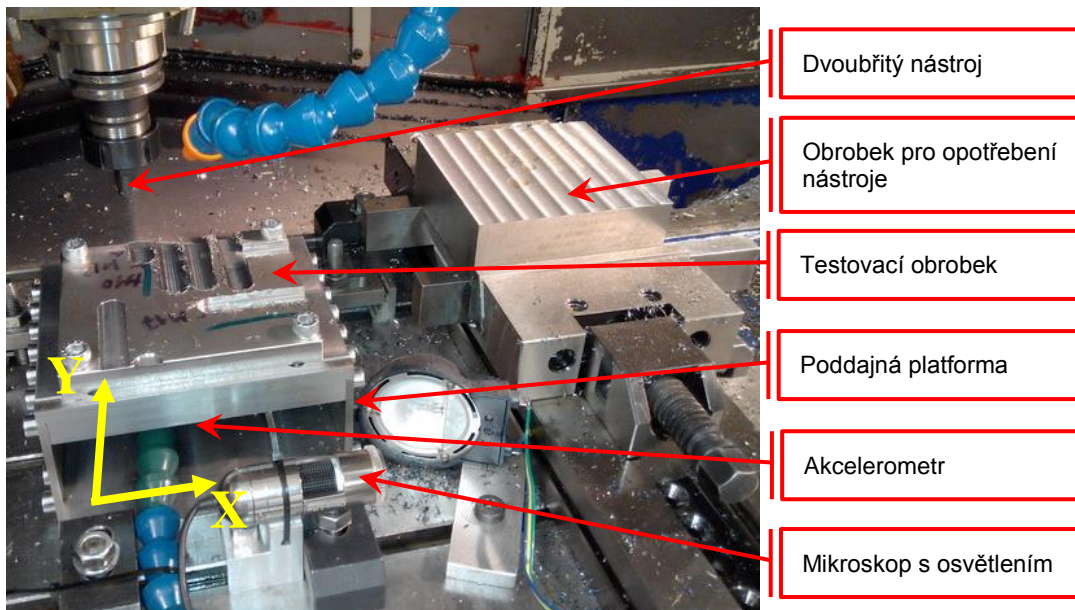
- V oblasti 2 se definuje materiál, v tomto případě testovaná ocel 12050.1.
- V oblasti 3 se zadávají řezné a záběrové podmínky (možné tři strategie obrábění).
- V oblasti 4a jsou vypočteny střední hodnoty a maxima sil v rotujícím souřadném systému nástroje tangenciální – radiální a ve stacionárním souřadném systému stroje X-Y. Průběh velikosti sil během jedné otáčky nástroje je zobrazen v oblasti 4b.
- V oblasti 5 jsou uvedeny hodnoty řezných koeficientů pro následné výpočty stability obrábění. Koeficient pro výpočet momentového zatížení je platný pro popsanou představu šikmého zubu (nebo více zubů) v záběru a není tedy přímo srovnatelný s údaji v katalogu výrobců nástrojů.



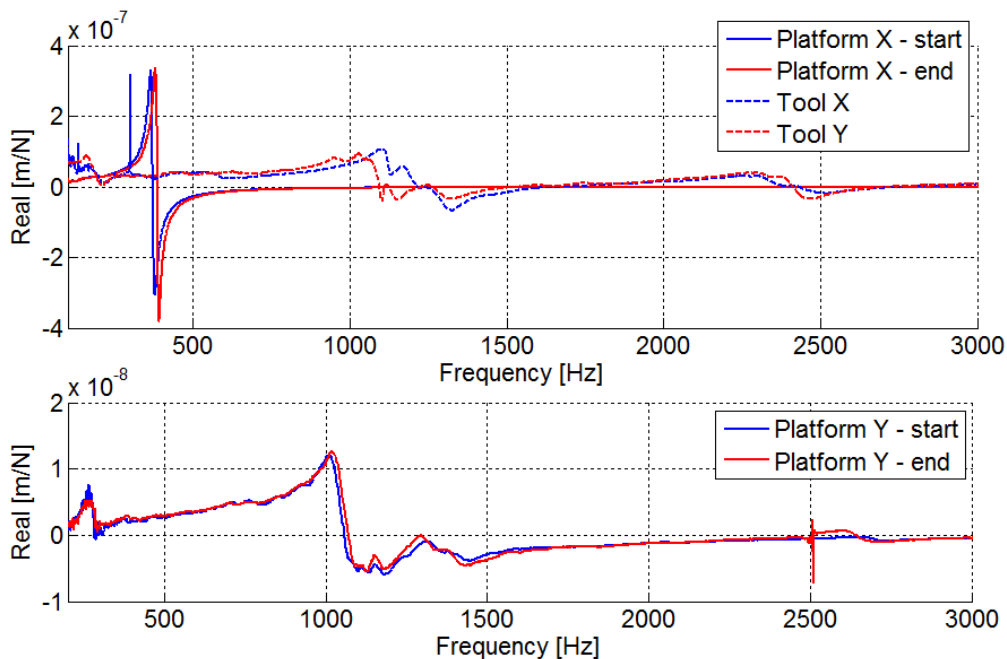
Obr. 55: Rozhraní výpočtového SW a jeho hlavní části.

## STABILITA OBRÁBĚNÍ

Tato část navazuje na předchozí věnovanou modelům řezných sil. Cílem je ukázat vliv geometrie nástroje (dané z výroby či modifikované opotřebením) a řezných parametrů na mez stability řezného procesu. Posouzení je opět založeno na sadě experimentů.



Obr. 56: Uspořádání experimentu při předběžných testech stability



Obr. 57: Ukázka FRF platformy. Je vidět, že rozdíl v tuhosti mezi platformou a nástrojem je ve výši jednoho řádu. Je též vidět frekvenční a amplitudový posun v důsledku změny hmotnosti obrobku při testech.

Uspořádání experimentu při testech je vidět na Obr. 56. Na stole třiosého vertikálního obráběcího centra LM1 byla upnuta poddajná platforma (deska na dvou planžetách s řízeně nastavenou poddajností ve směru X, viz též Obr. 57) s obrobkem pro testy stability. Uprostřed horní desky platformy byl zespodu pomocí magnetu upnut tříosý akcelerometr. Pro obrábění byly využity stejné nástroje, jako pro testy řezných sil, ale v tomto případě se dvěma zuby. Další uspořádání osazení přístroji bylo též identické.

Testy probíhaly při sousledném frézování radiální hloubkou řezu 12 mm (což představuje  $\frac{3}{4}$  průměru nástroje) ve směru osy Y při různých řezných i posuvových rychlostech a různých axiálních hloubkách řezu s cílem najít mez stability řezného procesu. Testy probíhaly jak s novými nástroji, které byly pouze zaběhnuty během jednoho přejezdu obrobku pro opotřebení, tak s nástroji opotřebenými pokud možno na jednotnou úroveň opotřebení. Postup experimentu byl tento:

- Na platformu byl upnut nový testovací obrobek a pomocí frézy s VBD byla předobrobena první drážka.
- Po upnutí nového nástroje byla pomocí měřky seřízena délková korekce nástroje. Jeden ze zubů byl zarovnán s osou X stroje a ze systému byla odečtena příslušná natočení umožňující vyhodnotit úhlovou polohu břitu.
- Během jednoho přejezdu obrobku pro opotřebení byl nástroj zaběhnut.
- Před začátkem testů s každým nástrojem byla změřena dynamická poddajnost na platformě a na nástroji ve směrech X a Y.
- Při jednom přejezdu délky obrobku bylo provedeno měření za sousledného frézování  $\frac{3}{4}$  průměru nástroje ( $a_e = 12$  mm), a to pouze pro jednu úroveň axiální hloubky řezu.
- Během měření byly postupně pro tři úrovně řezných rychlostí (odpovídající otáčkám vřetene 1612 ot/min, 2115 ot/min a 2619 ot/min) nastaveny dvě úrovně posuvu na zub (0,04 a 0,07 mm/zub). Pro snadnou identifikaci byl před každou změnou řezný proces přerušen vyjetím z řezu. Opětovný nájezd do řezu byl realizován pomocí ponorného frézování tak, aby byly odstraněny vlny na povrchu po předchozím řezu. Posunutí do řezu při nájezdu bylo cca 0,5 mm.
- Po změření byla tatáž dráha projeta s bočním posunutím 0,5 mm tak, aby případné zvlnění na boku stěny neovlivňovalo následující měření pro další úroveň axiální hloubky řezu, které ale probíhalo ve větší hloubce. Tato opatření měla minimalizovat riziko ovlivnění po sobě jdoucích měření.
- Postupně byly otestovány po 0,5 mm narůstající axiální hloubky řezu tak, aby byly nalezeny stabilní i nestabilní podmínky.
- Dále byl proveden test v okolí otáček 2619 při posuvu 0,04 mm/zub. Postupně byly při axiálních hloubkách narůstajících po 0,5 mm otestovány otáčky o čtyři úrovně nižší a až o čtyři úrovně vyšší, přičemž difference mezi měřeními vždy byla 20 otáček. Celkem tedy 9 testovaných otáček při jedné úrovni axiální hloubky řezu. Při

měření byly dodržovány výše popsané zásady tak, aby nedocházelo k ovlivňování po sobě jdoucích testů.

- Následně byl vyměněn nástroj a obrobek a celá procedura se opakovala. U několika testovacích obrobků byla po jejich obrobení ještě před výměnou opět změřena dynamická poddajnost na platformě.
- Po otestování všech neopotřebovaných nástrojů byly testy stability přerušeny a na obrobku ve svěráku bylo postupně u všech nástrojů dosaženo rovnoměrného opotřebení na úrovni  $VB_{mean} = 50 \mu\text{m}$ . Během obrábění byla úroveň opotřebení kontrolována na dílenském mikroskopu.
- Následně bylo měření zopakováno s opotřebovanými nástroji.

Podmínky experimentu se podařilo naladit tak, aby bylo možné provést měření při řezné rychlosti 105 a 130 m/min. Bohužel při otáčkách odpovídajících rychlosti 80 m/min byl řezný proces velmi stabilní a v drtivé většině případů se nepodařilo nestabilitu dosáhnout.

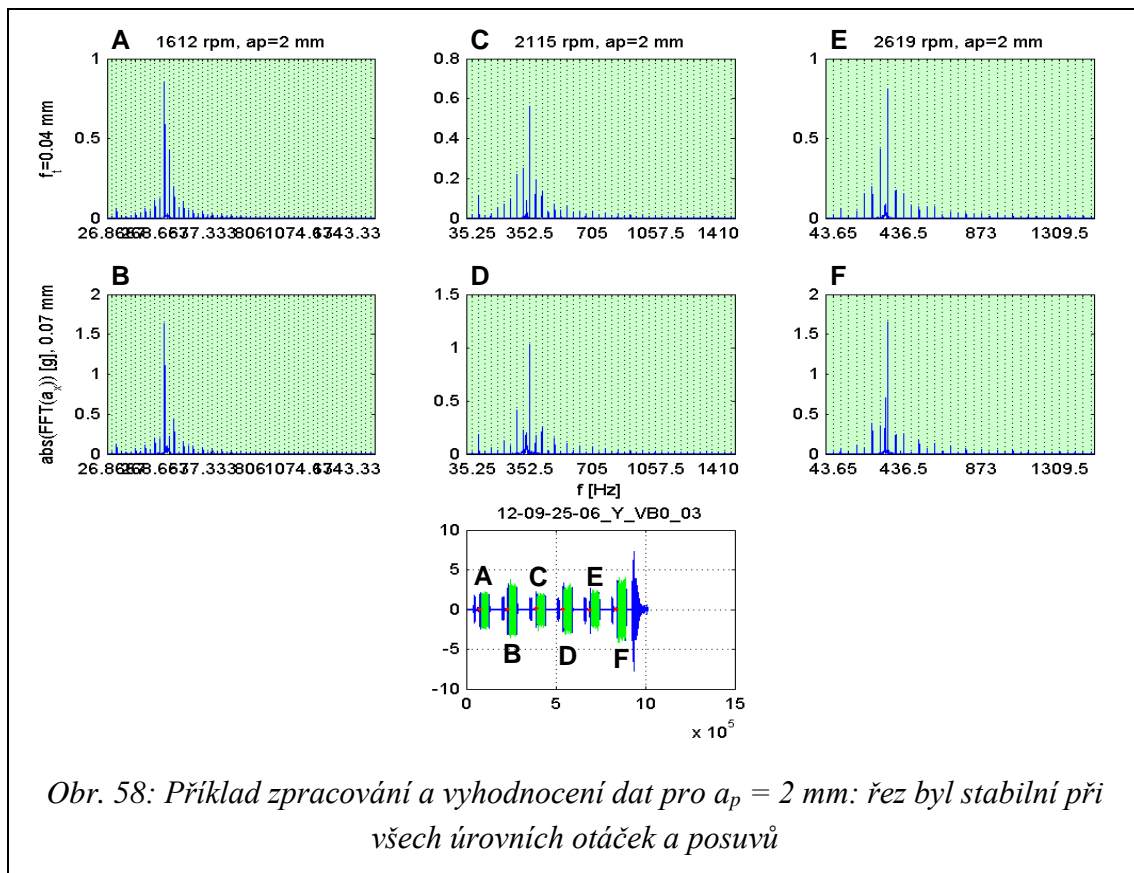
Dalším krokem ve vyhodnocení výsledků bylo hromadné zpracování naměřených dat a uložení výsledků do datové struktury. Proto byl v prostředí MATLAB vytvořen skript, který automaticky provádí níže uvedené kroky:

- Načtení souboru surových dat, z jehož názvu je identifikována geometrie nástroje. V souboru jsou uloženy vektory času a zrychlení v osách X, Y, Z. Příklad názvu souboru je uveden v titulku spodního grafu na Obr. 58, který ukazuje průběh zrychlení v ose X.
- Na signálu zrychlení v ose X jsou identifikovány počátky měřených úseků (červené body) a vybrány úseky signálů pro vyhodnocení (zelené úseky).
- Na vybraných úsecích bylo vypočteno spektrum signálů.
- Na každém úseku byla vyhodnocena stabilita řezného procesu – bylo nalezeno pět dominantních frekvencí. U každé z nich je zjištěno, zda je či není násobkem otáčkové frekvence. Proces je označen jako stabilní, pokud je dominantní frekvence harmonická. Pokud je dominantní jiná než harmonická frekvence, je proces označen za nestabilní. Pokud je největší amplituda harmonické frekvence srovnatelná s největší amplitudou neharmonické, je stav označen jako přechodový. Výstupem tedy mohou být tři úrovně stability.
- Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, během jednoho měření bylo otestováno 6 různých řezných podmínek (tři úrovně otáček, dvě úrovně posuvu na zub). Surová

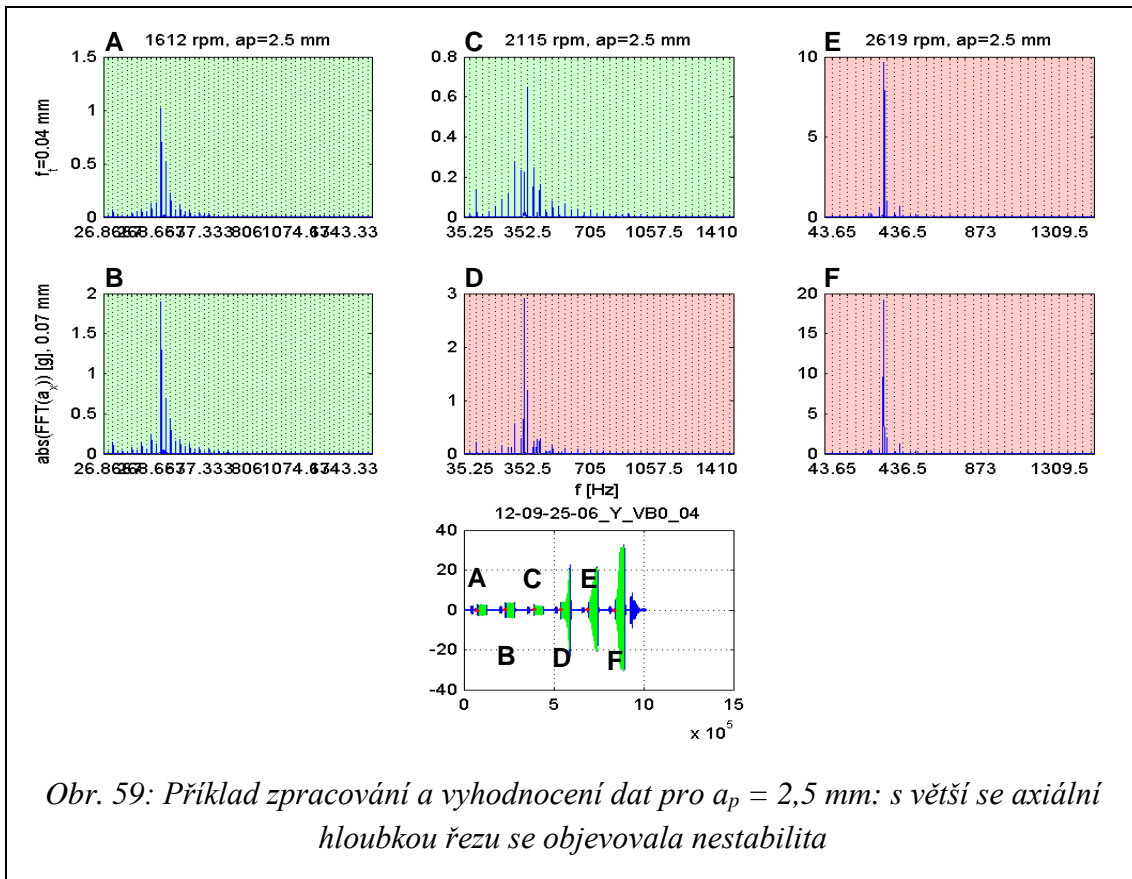
data a spektra s příslušných úseků zrychlení X byla vynesena do grafů na Obr. 58. Ve spektrech je naznačena otáčková frekvence a její násobky. Podbarvení grafu indikuje stav procesu: zelená – stabilní, oranžová – přechodný, červená – nestabilní. V každém sloupci jsou pro jedny otáčky vyneseny tři úrovně posuvů na zub. Axiální hloubka řezu je spolu s otáčkami vřetene uvedena v titulku sloupce.

- Vybrané úseky signálů, jejich spektra, pět dominantních frekvencí a příslušné amplitudy, podíl vůči otáčkové frekvenci a hodnota indikující jeden ze tří stavů řezného procesu jsou spolu s informací o geometrii, směru frézování, úrovni opotřebení, axiální hloubce řezu, posuvu na zub a otáčkách vřete uloženy do datové struktury pro další vyhodnocení.

Na Obr. 58 a Obr. 59 je uveden příklad vyhodnocení pro měření s nástrojem 12-09-25-06 při frézování ve směru osy Y. Střední opotřebení nástroje ( $VB_{mean}$ ) bylo na úrovni 0, která odpovídá novému nástroji. Úroveň 1 by pak odpovídala střednímu opotřebení na hřbetu nástroje cca 50  $\mu\text{m}$ . Je vidět jak se s nárůstem axiální hloubky řezu ze 2 na 2,5 mm stává řezný proces pro určité posuvy a otáčky nestabilním.



Obr. 58: Příklad zpracování a vyhodnocení dat pro  $a_p = 2$  mm: řez byl stabilní při všech úrovních otáček a posuvů



Jedním z cílů experimentu bylo odhalit vliv geometrie nástroje, jeho opotřebení a řezných podmínek na velikost meze stability řezného procesu. Jelikož určit tvar celého diagramu stability nebo alespoň jednoho loby by bylo vzhledem k rozsahu experimentu neúměrně náročné, byly testovány pouze diskrétní body pro určení meze stability. Toto je standardní přístup. Jeho nevýhodou je, že vzhledem k omezenému počtu testovaných otáček a axiálních hloubek neumožňuje přesně určit změny tvaru diagramu stability. To znamená, že není např. možné usuzovat na častý problém predikce diagramu stability, který značně komplikuje jeho využití při vysokorychlostním obrábění, a to posunutí diagramu v horizontálním směru (směru osy otáček). V tomto případě to ale není problém, protože hodnoty otáček a řezných rychlostí při frézování oceli nejsou typickým příkladem, kdy hledáme široké „gapy“ mezi „loby“ pro zvýšení produktivity obrábění. Navržený přístup tak může ukázat základní trendy. Sestavená datová struktura umožnila vytvořit názorné diagramy, z nichž je možné posoudit všechny výše zmiňované vlivy (viz grafy dále při porovnání experimentů a simulace).

## PREDIKCE STABILITY OBRÁBĚNÍ

Na uvedené výsledky experimentů navázaly výpočtové simulace absolutní meze stability. Pro výpočet je použit postup dle [28], přičemž do výpočtu jsou použity hodnoty řezného



odporu získané z předchozích experimentů v oblasti řezných sil, viz rovnice (12). Odhad limitní třísky při frézování s dominantní poddajností ve směru  $X$  popsanou přenosovou funkcí  $\Phi_{xx}(i\omega_c) = G(i\omega_c) + iH(i\omega_c)$  vychází ze vztahu

$$a_{lim} = \frac{-4\pi}{N(k_t(\cos 2\phi_{out} - \cos 2\phi_{in}) - 2k_r(\phi_{out} - \phi_{in}) + k_r(\sin 2\phi_{out} - \sin 2\phi_{in})) \min G(i\omega_c)} \quad (16)$$

kde  $N$  je počet zubů nástroje,  $G$  je reálná část přenosové funkce,  $(\phi_{in}, \phi_{out})$  je interval úhlů, ve kterých je zub v záběru. V případě řezání drážky, tj.  $(\phi_{in}, \phi_{out}) = (0, \pi)$ , se vztah zjednoduší na

$$a_{lim} = -\frac{2}{Nk_r \min G(i\omega_c)} \quad (17)$$

V uvedeném vztahu je třeba dát pozor na korektní volbu hodnoty řezného odporu. Odvození stability řezného procesu využívá linearizace řezné síly vzhledem k výchylce ze stabilního řezu

$$F_i(h_0 + \Delta h) = F(h_0) + \underbrace{\frac{dF_i}{dh}}_{k_{ib}} \Big|_{h=h_0} \Delta h \quad (18)$$

kde  $h_0$  je střední tloušťka třísky při stabilním řezu. Z tohoto vztahu plyne, že pokud je uvažován nejjednodušší model řezné síly:

$$F_i(h) = k_{ci} h a_p. \quad (19)$$

Pokud je uvažován model použitý v této zprávě, který lze schematicky zapsat jako

$$F_i(h) = (K_{i0} + K_{i1}h + K_{i2}h^2)a_p, \quad (20)$$

je řezný odpor dán vztahem

$$k_i = K_{i1} + 2K_{i2}h_0 \quad (21)$$

kde  $h_0$  je střední tloušťka třísky a  $K_i$  jsou obecné koeficienty.

Podobně v případě Kienzleho modelu

$$F_i(h) = k_{ci} h^{1-m_c} b, \quad (22)$$

je řezný odpor dán vztahem

$$k_i = (1 - m_c) k_{ci} h_0^{-m_c} \quad (23)$$

Předpokládejme, že FRF změřená na platformě ve směru  $X$ , je pro všechna měření stejná. Ostatní směrové poddajnosti jak na platformě, tak na nástroji jsou zanedbány, protože jsou o 1-2 řády menší. Pak je možné pomocí výše uvedených vztahů pro stabilitu obrábění k experimentálním datům vykreslit teoretickou hodnotu minimální mezní hloubku řezu. Výsledky jsou uvedeny na Obr. 95 až Obr. 100 v příloze P1. Pro informaci je zde ještě

vyčíslena hodnota tečného a radiální řezného koeficientu (pro jednoduchost značeno T a R). Vzhledem ke komplexnosti problému určení hranice stability pro nástroje s velkým úhlem šroubovice a při vysokých otáčkách vzhledem k první rezonanční frekvenci platformy, kde malá změna otáček má velký vliv na limitní třísku, nelze očekávat, že limitní tříska bude výše uvedenou jednoduchou metodou určena kvantitativně zcela přesně. Kvalitativní vliv vyhodnocený z teoretického vztahu pro minimální hloubku řezu je zobrazen v grafech červeným trojúhelníkem. Na Obr. 95 a Obr. 96 je vidět, že se při těchto otáčkách (odpovídajících nejmenší řezné rychlosti v experimentu) se již začíná projevovat procesní tlumení, které v simulaci není zahrnuto. Limitní tříska dle experimentu byla vysoko nad teoreticky určenou minimální limitní třískou. Protože cílem bylo vypočítat absolutní (tj. minimální) mez stability bez ohledu na reálné rozložení lobů, je tento výsledek v pořádku, neboť experimentálně zjištěná mez stability nikde neklesne pod úroveň teoretické minimální hloubky řezu (predikce je na straně bezpečnosti). Z ostatních výsledků, kde byla naměřena hranice stability, je patrná dobrá shoda pro nové nástroje. U opotřebovaných nástrojů je shoda o něco horší, přesto vzhledem k nejistotám měření jde o velmi dobrý výsledek.

## DÍLČÍ ZÁVĚR KAPITOLY

V této kapitole byly prezentovány výsledky experimentů v oblasti řezných sil a stability obrábění. Z experimentálních dat byl identifikován model řezných sil a z něho odvozen **model řezného odporu, který byl využit pro predikci meze stability**. Vypočtená hodnota meze stability byla porovnána s experimenty a bylo potvrzeno, že i zjednodušená metoda určení limitní třísky umožňuje vyhodnotit kvalitativní trendy vlivu řezných parametrů. Za hlavní praktické závěry relevantní návrhu strojů lze považovat to, že:

- **Opotřebování nástroje mění poměr mezi tangenciální a radiální složkou řezné síly**; u silně opotřebovaného nástroje může radiální řezná síla převýšit hodnotu tangenciální řezné síly. Z hlediska zatížení stroje a obrobku to znamená, že v průběhu opotřebování nástroje **vzroste požadavek na krouticí moment na nástroji cca o 50%** a výrazně se zvýší ohybové zatížení nástroje i deformace nástroje nebo obrobku;
- Potvrdil se známý fakt z praxe, že na stabilitu obrábění má vliv rozklad sil na šroubovici nástroje i změna velikosti posuvu na zub, které ovlivňují velikost řezné síly, resp. její řezné komponenty. **Jejich vliv je však v porovnání s kombinací vlivu opotřebování bříty a úhlu čela zanedbatelný.**

- Potvrdilo se, že získané hodnoty řezného odporu (přesně: řezné komponenty odporu) určené při statickém měření řezné síly je možno použít pro predikci absolutní meze stability s využitím existujících teorií.

Pro výpočet meze stability (tj. lobů) je **velmi důležité mít správně určenou dynamickou poddajnost systému a to jak z hlediska frekvencí, tak z hlediska amplitudy poddajnosti**. To v praxi je velmi složité zajistit experimentálně, protože to ovlivňuje mnoho dalších faktorů (mj. i opření nástroje o dílec aj.). Také při simulacích, kdy je odhadována hodnota tlumení systému a model stroje pracuje se zjednodušeným popisem komponent, může dojít k významným odchylkám v predikci. Přitom **chyba v určení konkrétní FRF může ovlivnit predikci meze stability významněji než vstupní technologická data nebo použitý způsob výpočtu**.

Uvedené závěry je nutno brát v úvahu při simulačním určení meze stability, které se někdy dělá pro potřeby volby vhodné varianty ve fázi funkčního návrhu nebo které je prováděno při optimalizacích na přímé (procesní) parametry. Podobně jako v případě tlumení, **i v případě predikce řezných sil a stability obrábění je nutno uvažovat s rozptylem výsledných hodnot přiměřeným nejistotám vstupů**.

## 5.6 TESTOVÁNÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ STROJŮ

V této kapitole bude uvedeno několik poznámek k ověřování výkonových parametrů obráběcích strojů, které vycházejí ze zkušeností autora nabytých při řadě testů realizovaných pro firmy. V této oblasti nelze odkázat na publikace, protože veškeré konkrétní informace jsou zákaznické a nebyly zveřejněny.

**Výkonové zkoušky obráběcích strojů jsou prováděny jako kontrola schopnosti obráběcího stroje přenést do řezu instalovaný výkon vřetena.** Řezný proces slouží jako konkrétní zatížení vřetena a struktury a jeho efektivita není podstatná. Hlavním cílem je provést ověření limitů konstrukce stroje.

Výsledky tohoto testu jsou důležité zejména pro výrobce stroje. Pro zákazníka obvykle nejsou primárně zajímavé, protože zákazník se zajímá o výrobní produktivitu danou odebraným objemem materiálu za jednotku času. Výkonové zkoušky strojů se tedy liší zaměřením a provedením od **technologických testů výkonnosti**, při kterých jsou možnosti stroje známy a **cílem je maximalizovat produktivitu vhodným nastavením technologie obrábění**.

Cíle a postupy obou testů se v praxi někdy zaměňují v dobré víře, že probíhá kontrola „přidané hodnoty pro zákazníka“. Ačkoliv stroj a proces nejdou vzájemně oddělit, je vhodné jasně definovat účely obou zkoušek. Jejich hlavní atributy jsou přehledově uvedeny v Tab. 12.

Tab. 12: Hlavní atributy výkonové zkoušky stroje a technologického testu výkonnosti.

	Výkonová zkouška obráběcího stroje	Technologický test výkonnosti
Co je předmětem testování?	Stroj (schopnost přenést výkon včetně do řezu)	Technologie (volba nástroje, strategie a řezných podmínek)
Hlavní otázka testu	Jaký výkon včetně zvládne stroj přenést do stabilního řezu (v konkrétní kinematické poloze)?	Jak pro konkrétní instalovaný výkon na včetně P [kW] maximalizovat produktivitu obrábění MRR [cm <sup>3</sup> /min]?
Výsledný kvantifikovatelný parametr	Využití výkonu včetně P [kW] ev. [%] instalovaného výkonu	Efektivita využití výkonu včetně $\frac{MRR}{P} \left[ \frac{cm^3/min}{kW} \right]$
Volba nástroje	Tuhý (málo vyložený) nástroj, robustní řezná hrana, volba „na jistotu“ (snese vibrace)	Je předmětem zkoušky, obvykle se mění geometrie řezné hrany (změna nástroje)
Volba řezných podmínek	Standardizované záběrové podmínky (s přihlédnutím dynamice reálného stroje)	Dochází ke změně všech parametrů procesu s cílem nalézt jeho vhodné nastavení
Souslednost testů	První krok (chceme zjistit, co stroj zvládne)	Druhý krok (známe limity stroje a v jejich rámci zlepšujeme technologii)

## PŘÍPADOVÁ STUDIE

Ve firmě vyrábějící frézovací stroje byl v srpnu 2014 testován nový typ pětiosého frézovacího centra s výkonovým včetně 50 kW. Závěr zkoušky byl poměrně zdrcující: stroj je „špatně navržen“ a „nefrézuje“. Důkazem jsou porovnávací technologické zkoušky, kdy stroj s komplexně optimalizovanou nosnou strukturou nebyl schopen se ani přiblížit výkonnosti (MRR), které v prosinci 2010 dosáhl jiný frézovací stroj srovnatelné velikosti navrhovaný zkušenými konstruktéry bez výpočtové optimalizace. Protože nosná struktura nového stroje byla optimalizována v RCMT, byli pracovníci této organizace přizváni k analýze situace a hledání vysvětlení „špatného návrhu stroje“.

**Jako první krok byla provedena EMA**, která ukázala dva významné závěry:

- stroj vykazuje výrazný vlastní tvar kmitání výsuvného smykadla na frekvenci 50 Hz
- kolejnice lineárního vedení pojezdu příčnicku dostatečně utažena (stroj předtím absolvoval několik veletrhů a po mnoha stěhováních nebyl uveden pro správného provozního stavu)

Po kontrole smontování všech hlavních částí nosné struktury byla EMA provedena znovu. Kritická frekvence nebyla zásahy prakticky dotčena (nezměnila se hodnota frekvence, mírně klesla dynamická poddajnost na této frekvenci). **Výsledky měření byly v souladu s MKP modelem**, na kterém se dělala ve fázi detailního návrhu simulace užitných vlastností. Protože simulační model, který predikoval „dobré vlastnosti“ stroje, byl v souladu s experimentálními daty, byla dále posouzena technologie.

Stroj testovaný v roce 2010 obráběl frézou ISCAR 3M F90AX D63-27-20 (průměr 63 mm, 5 zubů). Testovací obrábění proběhlo na jmenovitých otáčkách vřetene, neboť to je jediný bod charakteristiky vřetene, kde „má vřeteno maximální výkon i maximální moment“. Při tomto nastavení bylo dosaženo slušné výkonnosti 1440 cm<sup>3</sup>/min při obrábění oceli 12050.

Pro testy v roce 2014 byla zvolena stejná strategie. Použit byl identický nástroj a obrábění na jmenovitých otáčkách vřetene (825 min<sup>-1</sup>) a při zvýšených otáčkách (1200 min<sup>-1</sup>). Při nižších otáčkách začal stroj vykazovat nestabilní řez již při  $a_p = 4$  mm, přičemž proces odebíral 17 kW (využití výkonu vřetene 34 %). Při vyšších otáčkách bylo dosaženo  $a_p = 8$  mm, přičemž výkon vřetene byl využit na 100 % (Tab. 13). Při daných záběrových a řezných podmínkách to odpovídalo výkonnosti  $MRR = 907$  cm<sup>3</sup>/min, **což bylo pouze 63 % výkonnosti dosažené starším strojem**. To byl důvod negativního závěru, že stroj „nefrézuje“ při porovnání s jiným strojem podobné velikosti.

Tab. 13: Výsledky výkonových zkoušek stroje s nástrojem ISCAR.

měření číslo	$n$ [ot/min]	$f_z$ [mm/zub]	$f_v$ [mm/min]	$v_c$ [m/min]	$a_p$ [mm]	$a_e$ [mm]	$MRR$ [cm <sup>3</sup> /min]	$P$ [kW]
1	825	0,30	1238	163	4	63	312	17
2	1200	0,30	1800	238	8	63	907	50

Při analýze těchto výsledků technici RCMT konstatovali:

1. Řezný proces je omezován kritickou poddajností stroje na frekvenci 50 Hz. **Při volbě**

**vyšších otáček** je však možno zvětšit odstup budící zubové frekvence od této strukturální frekvence. Řez je potom klidnější lze dosáhnout větší axiální hloubky řezu.

2. Efektivita využití výkonu vřetena  $\frac{MRR}{P}$  s uvedeným nástrojem ISCAR byla v obou případech na úrovni cca **18 cm<sup>3</sup>/min/kW**. Pro frézování oceli 12050 se jedná o relativně malou hodnotu. Byla doporučena volba jiného nástroje (s jinou geometrií).

Pro navazující testy byla zvolena fréza Walter F4042.B.050.Z05.15 (průměr 50 mm, 5 zubů) s VBD ADMT160608R-F56. U těchto VBD bylo známo z dřívějších testů, že umožňují dosáhnout efektivitu využití výkonu vřetena až 27 cm<sup>3</sup>/min/kW. Otáčky byly zvoleny 1600 min<sup>-1</sup>, aby bylo buzení zubovou frekvencí v odstupu od dominantní strukturální frekvence 50 Hz. Při prvním testu (č. 111, viz Tab. 14) bylo dosaženo efektivitu využití výkonu vřetena na úrovni 24,2 cm<sup>3</sup>/min/kW. Řez byl stabilní a test byl ukončen z důvodu dosažení limitu velikosti VBD. Celková výkonnost byla dosažena 648 cm<sup>3</sup>/min. Tato malá hodnota byla dána zejména menším průměrem nástroje a zvoleným menším posuvem na zub. Využitý výkon vřetene odměřovaný pomocí aplikace v řídicím systému stroje by 68,7 kW - proces tedy dokázal přetížít vřeteno, které mělo dostatečně naddimenzovaný měnič.

Toto úvodní měření potvrdilo, že zvolený nástroj má potenciál dosáhnout velké produktivity obrábění při využití plného výkonu vřetena, což nosná struktura stroje umožňuje. Při dalších testech (v Tab. 14 uveden test č. 119) byl při stejných otáčkách zvětšen posuv na zub. Při využití plné výšky VBD byl odebraný výkon z vřetena 57 kW. Řez byl stabilní a dosažená výkonnost 1642 cm<sup>3</sup>/min překonala výsledek etalonového stroje z roku 2010 a potvrdila, že stroj má dostatečně dimenzovanou nosnou strukturu, aby zajistila přenesení plného výkonu vřetena do stabilního řezu.

*Tab. 14: Výsledky výkonových zkoušek stroje s nástrojem WALTER.*

měření číslo	$n$	$f_z$	$f_v$	$v_c$	$a_p$	$a_e$	$MRR$	$P$
	[ot/min]	[mm/zub]	[mm/min]	[m/min]	[mm]	[mm]	[cm <sup>3</sup> /min]	[kW]
111	1600	0,15	1200	251	12	45	648	68,7
119	1600	0,38	3040	251	12	45	1642	57,0

Na tomto vybraném případě je vidět, jak záměna cílů a postupů pro testování stroje a testování technologie může vést k zavádějícím závěrům. Z pohledu testování stroje byla potvrzena jeho dostatečná tuhost již při testu č. 2, kdy **nosná struktura stroje dokázala při stabilním obrábění přenést do řezu plný instalovaný výkon vřetena**. Pro test byla zvolena VBD s velkou fazetkou. Ta vytváří velký řezný odpor. Nástroj je však schopen vydržet bez poškození i obrábění při zvýšené hladině vibrací. Pro výkonové zkoušky stroje to byl vhodně zvolený nástroj.

Po ověření užitečných vlastností stroje bylo nutno technologii optimalizovat. Vzhledem k tuhému obrobku byl použit nástroj s VBD s velmi pozitivní geometrií. Tento nástroj měl malý řezný odpor (velkou efektivitu využití výkonu vřetena), nicméně byl omezen pouze pro obrábění za velmi stabilních řezných podmínek. Při zvýšených vibracích hrozí vyštípnutí břitu v důsledku jeho menšího průřezu. **S optimalizovanou technologií bylo dosaženo požadované vysoké výrobní výkonnosti**. Ta byla umožněna vhodnou zvolenou technologií i dostatečnou tuhostí stroje.

Uvedený příklad ukazuje, jak je důležité na začátku testů **jasně definovat, zda se bude testovat stroj nebo technologie**. Pro zkoušky strojů (testování možností nosné struktury) je vhodné mít ve firmě **unifikovanou technologii z pohledu geometrie nástrojů i používaných řezných a záběrových podmínek**. Taková technologie, pokud je dostatečně identifikována, může být i vstupem pro posouzení možností stroje v okamžiku návrhu [74]. Při interpretaci výsledků virtuálního testování výkonnosti stroje je však nutno přihlížet k výše popsané míře nejistot v predikci stabilního obrábění. Podobně unifikované zkušební technologie mohou být i pro testování dokončování při víceosé interpolaci, kde se projevují možnosti a limity nosné struktury skrz nejvyšší možné naladění parametrů regulačních smyček zpětnovazebních pohonů.

## 5.7 DÍLČÍ SHRUTÍ

V této kapitole je popsána zdokonalená metodika návrhu nosných struktur obráběcích strojů. Metodika sestává ze čtyř hlavních fází a umožňuje průběžně kontrolovat dosažení technických, ekonomických a termínových požadavků na vyvíjenou nosnou strukturu stroje a flexibilně reagovat na změny v zadání nebo odchylku dosažených dat od zadání. Tento postup je vhodný právě pro návrh nosných struktur obráběcích strojů, pro které je charakteristický časově náročný a dlouhý vývojový řetězec i komplexní aplikační řetězec (od výrobce stroje ke spokojenému uživateli) a velká míra neúplných informací v každé

fázi rozhodovacího procesu. Obsahově postup vychází z metodiky dle VDI 2222 a **je upraven specificky pro návrh nosných struktur obráběcího stroje. Do jednotlivých fází vývojové postupu jsou integrovány vhodné simulační postupy.**

Popis metodiky je **doplněn komentářem k volbě optimalizačních kritérií a nejistotám v simulacích nosných struktur.** Pro optimalizační kritéria je doporučeno zvolit rozšířenou sadu nepřímých parametrů (statická tuhost, modální vlastnosti, orientovaná dynamická poddajnost, propustné pásmo pohonů pohybových os), které umožňují blíže posoudit výsledné užité vlastnosti stroje. Současně jsou při modelování zatíženy menší chybou ve vstupních parametrech.

**Významnou nejistotou v simulacích je hodnota relativního tlumení.** Uvedeny jsou poznatky **z aplikací nekonvenčních materiálů** ve stavbě nosných struktur obráběcích strojů. Na vybraných případech je ukázáno, že bez ohledu na strukturální materiál **nelze očekávat radikální zlepšení hodnot tlumení jen díky volbě materiálu.** Pro výpočtové simulace se doporučuje uvažovat konzervativní rozsah 2-4%.

**Druhou komentovanou nejistotou je hodnota řezného odporu používaná pro simulace meze stability při obrábění.** Z uvedených výsledků autorova původního výzkumu je vidět, že geometrie a opotřebení řezné hrany mohou ovlivňovat jak velikost řezné síly, tak i poměry mezi jejími hlavními složkami. Tyto změny vytváří nutnost uvažovat výsledky simulací stability i velikosti řezných sil v rámci určitého rozptylového pásma.

V poslední části kapitoly jsou uvedeny komentáře pro praktické testování výkonosti strojů a technologií. Na příkladu z praxe je demonstrována potřeba **jasného odlišení zkoušek strojů od zkoušek technologií**, aby nedocházelo k mylným interpretacím výsledků testů.



## 6 UKÁZKY APLIKACE ZDOKONALENÉ NÁVRHOVÉ METODIKY NOSNÝCH STRUKTUR

V této kapitole je ukázáno nasazení popsané vývojové metodiky nebo jejích částí na dvou vybraných příkladech z praxe. Příkladů existuje více. Tyto dva zvolené příklady ukazují postup dle metodiky na příkladu realizovaného stroje (kap. 6.1) a na příkladu konceptuálního návrhu nerealizovaného stroje (kap. 6.2). Každý případ byl specifický podmínkami řešení, které nastavily konkrétní postup jednotlivých kroků popsaného vývojového postupu stručně popsaného v předchozí kapitole.

### 6.1 VÝVOJ HORIZONTÁLNÍ VYVRTÁVAČKY MALÉ VELIKOSTI

*Prvním příkladem využití popsané návrhové metodiky je vývoj nového horizontálního vyvrtávacího stroje. Zadávající firma iniciovala postupný vývoj stroje v jednotlivých krocích tak, aby bylo možno průběžně kontrolovat vyhlídky konkurenceschopnosti stroje z pohledu technického a finančního. Na závěry předkonstrukční studie navázal interní rozhodovací proces ve firmě, který posléze vyústil v definici zadání pro konečné provedení konstrukce a realizaci konstrukční fáze vývoje stroje. Tým na straně RCMT vedl v první fázi P. Kolář [93], [95], ve druhé fázi M. Sulitka [96]. Práce byly realizovány v úzké spolupráci týmu RCMT a pracovníků firmy z oddělení interní výrobní technologie, technologické podpory prodeje a vývojové konstrukce.*

#### ÚVOD

Firma vyrábějící horizontky zadala vývoj nosné struktury stroje, který by měl být vhodným „nosičem“ nově vyvinutých vřeteníkových jednotek. Práce na projektu probíhala ve čtyřech hlavních fázích v souladu s metodikou. Tento postup byl plně využit zejména z důvodu, že mnoho vstupních informací a parametrů bylo na začátku vývoje neznámých a bylo třeba je postupně kvantifikovat.

#### ZADÁNÍ

Stroj byl v této fázi definován velmi obecně. Požadavkem bylo:

- schopnost nosné struktury efektivně využít instalované výkony na nových vřetenících s průměrem výsuvného vřetená 100 až 110 mm;
- velikost palety cca 1250 mm;

- mělo by se jednat o moderní stroj schopný konkurovat velkým frézovacím centrům, s bohatým technologickým vybavením typickým pro univerzální stroje typu horizontka.

## **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH**

V rámci konceptuálního návrhu bylo cílem odpovědět na otázku, jak by měl vypadat stroj, který bude adekvátní modernizovanému vřeteníku. Při hledání odpovědi na tyto otázky byla provedena předkonstrukční studie společného týmu firmy a RCMT. Cílem tohoto předprojektu bylo blíže definovat:

- budoucí podobu nového stroje při známých hlavních parametrech (průměr vyvrtávacího vřetená 100 mm, paleta o velikosti cca 1250 mm);
- vytvořit zadání pro navazující fázi funkčního návrhu;
- návrh dalších konkurenceschopných parametrů stroje pro zpřesnění zadání vývoje a úvodní výpočtové analýzy typu nosné struktury.

## **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: DEFINICE APLIKAČNÍHO NASAZENÍ STROJE**

Ačkoliv se jednalo o vývoj horizontální vyvrtávačky, bylo ze zkušeností prodeje jasné, že stroji na trhu konkurují i frézovací stroje stejné velikosti. V definované velikostní kategorii se na trhu nachází typově velký rozptyl strojů - od velmi dobře vybavených obráběcích center po levné frézky z Asie. Pro návrh stroje se stala klíčová otázka, na jaký tržní segment bude nový stroje primárně zacílen. Zda se pokusit oslovit náročné zákazníky drahým hi-tech strojem nebo nabídnou pragmatické levnější stroje pro kusovou výrobu. Z hlediska stability budoucích zakázek je vhodné se rozkročit nad oběma oblastmi. To však komplikuje návrh stroje; některé požadavky obou zmíněných kategorií nejsou ani technicky realizovatelné jedním technickým řešením. Zvolenou strategií tedy bylo primárně dobře pokrýt požadavky předpokládané řezné technologie. V návaznosti na to vhodně specifikovat požadavky na stroj z hlediska řezného procesu, z hlediska stavby stroje (hmotnost, tuhost, montážní náročnost, modularita) a z hlediska technologického příslušenství (využít a rozšířit existujících technologická řešení firmy).

## **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: ANALÝZA TECHNOLOGICKÝCH SPEKTER**

V této podkapitole je proveden návrh a definice technologických požadavků na nový stroj. Tyto požadavky lze rozdělit do dvou kategorií:

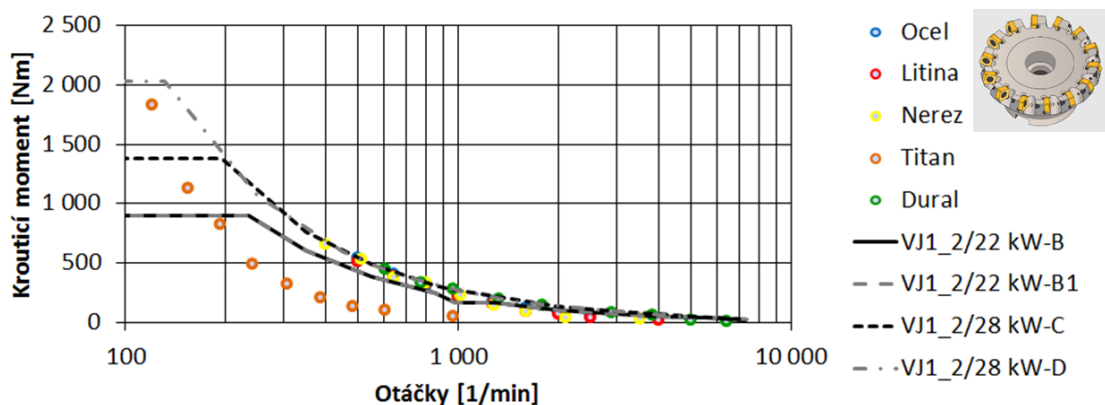
- požadavky výkonové – jsou vypočteny na základě uvažovaného spektra

technologických operací; popsány jsou typové frézovací operace s řeznými parametry, jejichž výsledné řezné výkony odpovídá parametrům navrženým vřeteníkům;

- požadavky časové – jsou definovány technologickým spektrem operací, které bylo sestaveno na základě odhadů specialistů z firmy o budoucím aplikačním nasazení stroje.

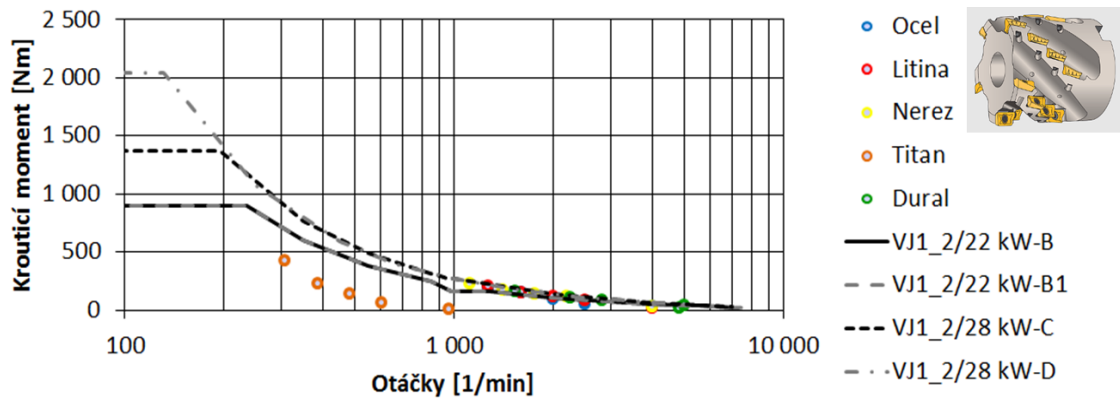
Pro určení hodnot silového zatížení byly využity dvě výkonové technologie, které umožňují plné vytížení instalovaného výkonu vřetena: čelní frézování a frézování jezkovou frézou. Obě technologie byly zpracovány pro pět typických materiálů obrobků (konstrukční ocel, litina, nerezová ocel, titan, dural), které jsou zákazníky firmy nejčastěji obráběny.

Zobrazení požadavků řezného procesu v porovnání s momentovou charakteristikou vřetena pro technologii frézování čelní frézou jsou uvedeny na Obr. 60. Hodnoty vypočtených řezných parametrů pro obrábění výše uvedených materiálů jsou v příloze v Tab. 22 až Tab. 26. Jak je z obrázku vidět, požadavek na výkon vřetena je na maximum pro všechny materiály s výjimkou titanu. Nižší požadavky procesu při frézování titanu jsou dány obecně menší aplikovatelnou řeznou rychlostí při obrábění.



Obr. 60: Zobrazení požadavků technologie čelního frézování ve srovnání s charakteristikou vřetena.

Zobrazení požadavků řezného procesu v porovnání s momentovou charakteristikou vřetena pro technologii frézování jezkovou frézou jsou uvedeny na Obr. 61. Hodnoty vypočtených řezných parametrů pro obrábění výše uvedených materiálů jsou v příloze v Tab. 27 až Tab. 31. Jak je z obrázku vidět, požadavek na výkon vřetena je opět na maximum pro všechny materiály s výjimkou titanu.



Obr. 61: Zobrazení požadavků technologie frézování ježkovou frézou ve srovnání s charakteristikou vřetena.

Pro správné dimenzování pohonů stroje jsou kromě maximálních hodnot procesních sil a rychlostí důležité také střední hodnoty těchto parametrů, které jsou vypočteny pro konkrétní časová spektra jednotlivých operací.

Dále uvedená spektra (Tab. 15, Tab. 16; dle šablony viz příloha P3) předpokládaného rozložení zákaznických technologických operací na stroji byla sestavena dle praktických zkušeností pracovníků firmy. Uvedená data reprezentují praktickou zkušenost z výrobní i zákaznické technologie. Spektra jsou rozdělena podle hlavních aplikačních oborů, kde jsou stroje firmy typicky nasazovány, a podle materiálů označených dle ISO kategorií (Tab. 33).

Tab. 15: Tabulka časových spekter pro aplikace ve všeobecném strojírenství

Obor	Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický, procesní průmysl)					70%	
	Konstrukční oceli a litina	Nerezové a legované oceli	Tvrdé materiály	Těžkoobrobitelné neželezné materiály	Měkké materiály	Síly	Posuvové rychlosti
Podíl	50%	40%	10%	0%	0%	100%	
Hrubování	35%	35%	20%			max. P	max. procesní
Dokončování	45%	45%	70%			*	max. procesní
Přejezdy	20%	20%	10%			0	rychloposuv
* síly při dokončování:	30% P <sub>max</sub>	50% P <sub>max</sub>	60% P <sub>max</sub>				

Tab. 16: Tabulka časových spekter pro aplikace ve všeobecném strojírenství

Obor	Automobilový, letecký a dopravní průmysl					70%	
Materiál	Konstrukční oceli a litina	Nerezové a legované oceli	Tvrdé materiály	Těžkoobrobitelné neželezné materiály	Měkké materiály	Síly	Posuvové rychlosti
Podíl	5%	10%	25%	10%	50%	100%	
Hrubování	25%	30%	20%	20%	40%	max. P	max. procesní
Dokončování	70%	65%	75%	70%	40%	*	max. procesní
Přejezdy	5%	5%	5%	10%	20%	0	rychloposuv
* síly při dokončování:	30% P <sub>max</sub>	50% P <sub>max</sub>	60% P <sub>max</sub>	60% P <sub>max</sub>	10% P <sub>max</sub>		

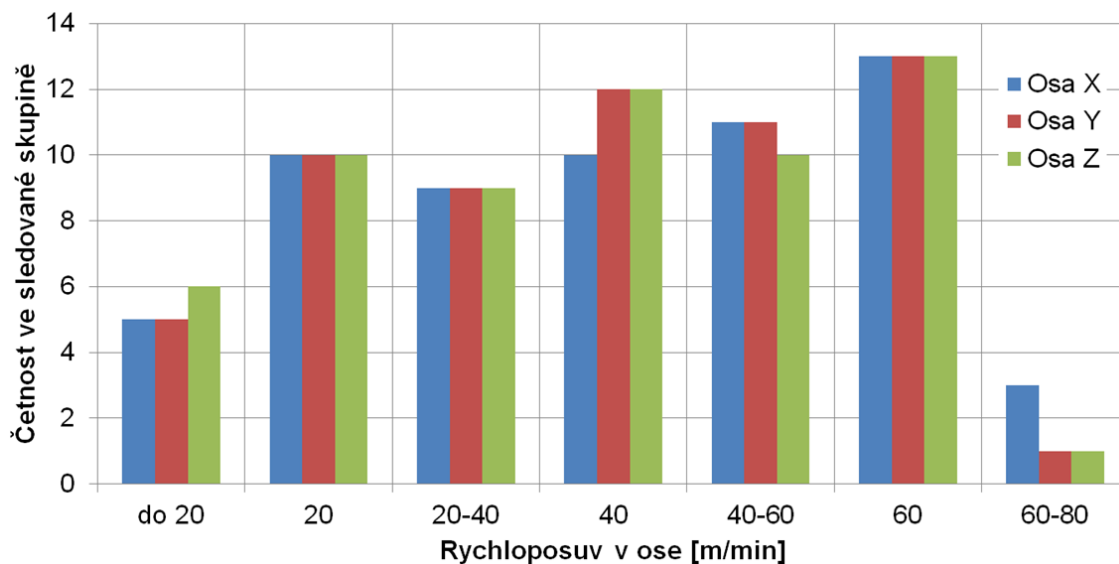
### KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: ANALÝZA KONKURENČNÍCH STROJŮ NA TRHU

Na základě popsaného postupu vznikla ucelená skupina dat charakterizujících předpokládané technologické nasazení stroje. Tyto hodnoty jsou využitelné pro dimenzování nosné struktury a jejích komponent. Pro vývoj celého stroje však stále zůstávají významné otázky: jak by měl mít stroj uspořádané osy?; jaké by měl mít stroj další parametry, aby byl maximálně konkurenceschopný? V dalším kroku návrhu je tedy provedena analýza konkurenčních strojů, která je posouzena optikou firemních zkušeností pro definování zadání dalších parametrů stroje.

Některé parametry stroje (např. maximální pohybové rychlosti nebo doporučený čas výměny nástroje) není možné stanovit exaktní technickou úvahou. Protože se jedná o typické parametry, které zákazník umí snad porovnat a na kterých některé firmy prezentují svou technickou vyspělost, jsou tyto parametry navrženy na základě širší analýzy konkurenčních strojů. Dále uvedený postup je příkladem analýzy konkurenčních strojů na trhu. V tomto případě bylo do porovnávací skupiny bylo vybráno celkem 61 strojů od 17 výrobců strojů. Kritériem byla velikost palety 1000÷1500 mm. Skupina obsahuje stroje s kruhovými, čtvercovými i obdélníkovými stoly (menší rozměr stolu spadá do definované velikosti). Skupina obsahuje 55 pětiosých frézek různých typů a struktur a 6 horizontálních vyvrtávaček (s výsuvným vřetenem). Nad touto skupinou jsou provedeny další komentované konkrétní úvahy o nastavení požadavků na parametry nového stroje.

**Hodnoty rychloposuvu** ovlivňují především vedlejší časy (přejezdy mezi operacemi, přejezdy pro výměnu nástroje apod.). Vyšší hodnoty zkracují vedlejší časy, mají však vliv na celkové zpřevodování pohonu. Na následujícím obrázku jsou proto vyneseny počty strojů v jednotlivých skupinách rychlostí pohybových os. Obecně mají stroje buď rychlosti na všech osách stejné, nebo je jedna osa rychlejší (obvykle tak, která je dominantní z hlediska přestavení skupin stroje při AVO nebo AVN).

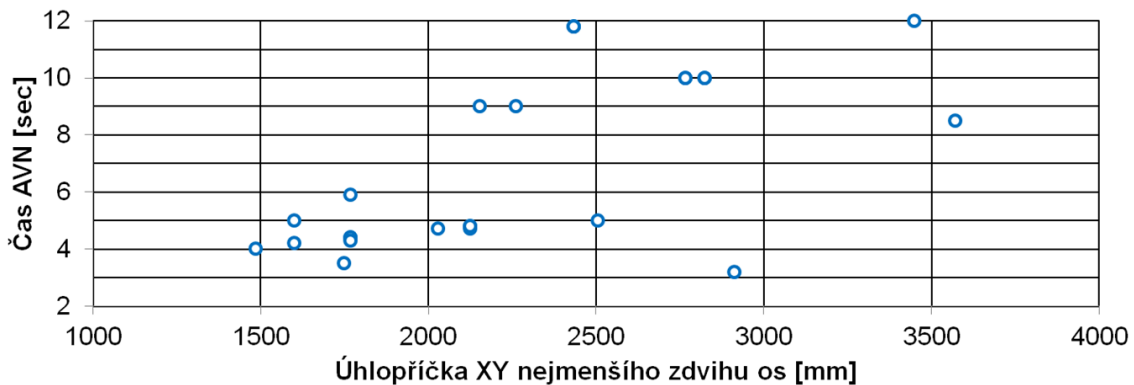
Pro navrhovaný stroj vyplynulo doporučení na 60 m/min pro všechny osy. Tato hodnota by měla být konkurenceschopná v horizontu cca 5 let, protože rychloposuvy již několik let výrazně nerostou a spíše se ustálily hodnoty dle typu a velikosti stroje. Alternativou může být, jak je uvedeno výše, zvolit nižší rychlosti (minimálně však 40 m/min) a zvážit vyšší rychlost pouze v ose, která bude dominantní pro AVN.



Obr. 62: Četnosti strojů podle hodnoty rychloposuvu v lineární ose.

**Čas potřebný pro automatickou výměnu nástrojů** má výrazný vliv na celkovou produktivitu výrobního procesu při některých konkrétních typech technologických aplikací. Doba potřebná pro výměnu nástroje v režimu tříška-tříška (z místa obrábění do místa obrábění) je ovlivněna absolutní velikostí pracovního prostoru. Na Obr. 63 je proto uvedeno porovnání časů pro AVN v závislosti na úhlopříčce půdorysu pracovního prostoru. Jak je vidět, čas potřebný pro výměnu nástroje je do určité míry nezávislý na velikosti pracovního prostoru stroje. Ve sledované skupině je velké množství frézovacích center pro vysoce produktivní výrobu s rychlou výměnou nástroje. (Pozn.: Čas AVN není výrobcí uváděn jednotně; někdo uvádí čas pro výměnu, někdo čas tříška-tříška.)

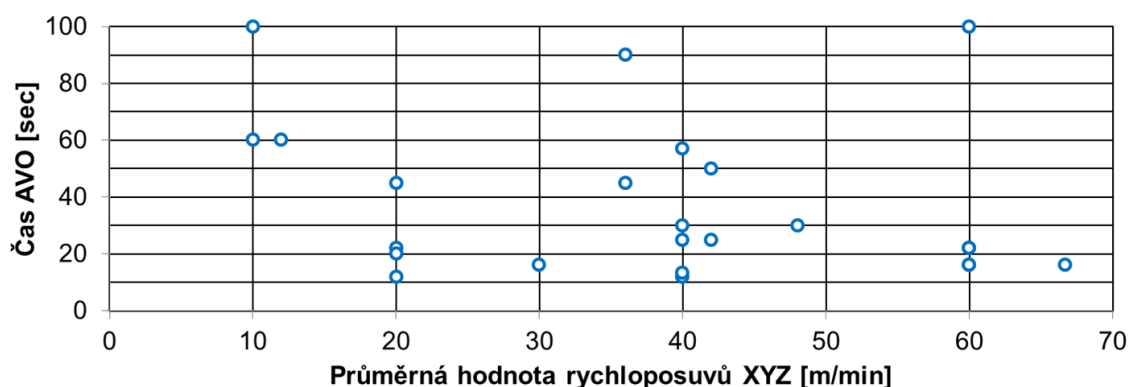
Pro navrhovaný stroj byly doporučeny z porovnání uvedených hodnot: výměna nástroje do 4 sec; čas tříska-tříška do 6 sec při zdvihu os X = 1250 mm, Y = 1000 mm.



Obr. 63: Čas potřebný pro AVN v závislosti na velikosti pracovního prostoru.

**Automatická výměna obrobků** je dalším klíčovým prvkem automatizace stroje, která významně rozhoduje o tom, zda se zákazník přikloní při rozhodnutí o nákupu ke konkrétnímu stroji. Ve sledované skupině nabízejí výrobci celkem 37 strojů se stolem s automaticky výměnnou paletou, tj. 60% strojů. Časy AVO se vzájemně výrazně liší. Při detailním pohledu je vidět, že čas AVO koresponduje s nastavením stroje z pohledu rychlosti procesu charakterizované hodnotou rychloposuvů lineárních os. V následujícím grafu jsou proto časy AVO vztaženy na průměrnou hodnoty rychloposuvů XYZ.

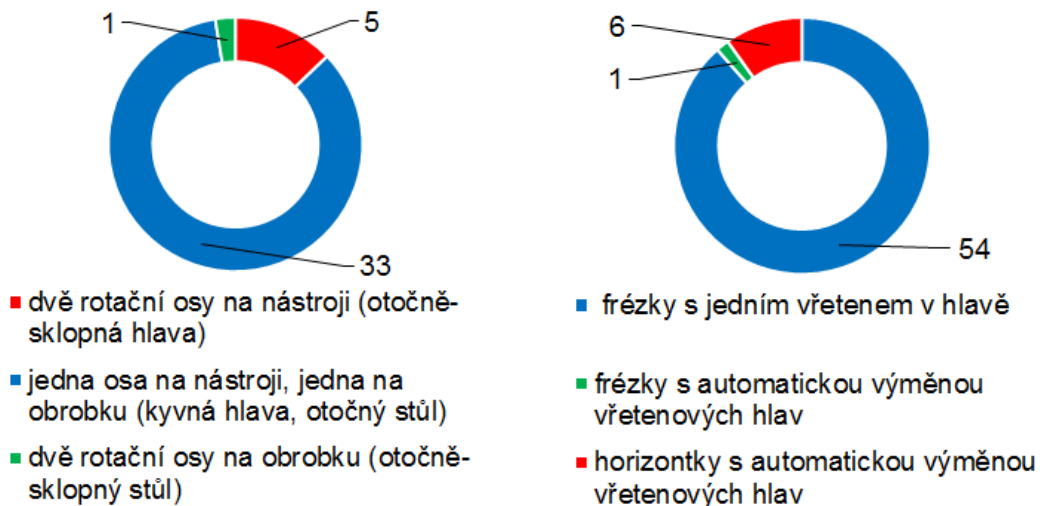
Pro navrhovaný stroj byla doporučena hodnota času výměny palety pro rychlý stroj (s posuvy 60 m/min) okolo 20 sec. Kritičnost času výměny palety je však parametr, který je závislý na konkrétní technologii nasazené na stroji.



Obr. 64: Čas potřebný pro AVO v závislosti na průměrné hodnotě rychloposuvů lineárních os.

Pro pětiosý stroj je důležitá **konfigurace rotačních os a nabídka vřeten**. Z celé sledované skupiny je 50 strojů (82%) pětiosých se souvisle řízenými i indexovanými rotačními osami. Tyto stroje jsou nabízeny typických kinematických uspořádáních

uvedený na Obr. 65. Z grafu je vidět, že kombinace kyvné hlavy a otočného stolu je v této kategorii obráběcích strojů nejčastější. Toto řešení zjednodušuje konstrukci hlav (jen jedna osa), ale vyžaduje vždy otočný stůl. Nicméně doplnění otočného stolu o C-osu není považováno za konstrukční komplikaci.



Obr. 65: Kinematické uspořádání rotačních os strojů ve sledované skupině.

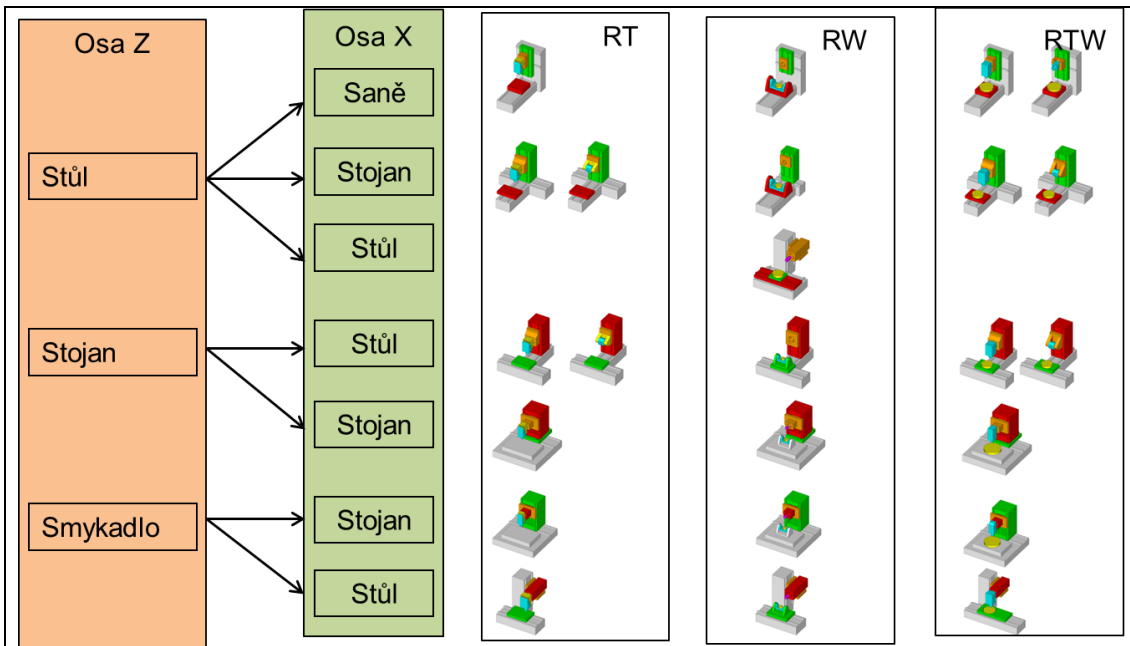
Obr. 66: Nabízené varianty provedení vřetena strojů ve sledované skupině.

Z hlediska vybavení vřeteny jsou stroje ve skupině nabízeny zákazníkovi většinou pouze s jedním nevýměnným vřetenem (Obr. 66). Toto vřeteno si však může vybrat ze skupiny nabízených vřeten (obvykle 3 až 5 různých typů dle maximálních otáček a krouticího momentu). U horizontek je však vždy nabídka výměnných vřetenových hlav.

Pro navrhovaný stroj bylo doporučeno uspořádání s otočným stolem a automatickou výměnou vřetenových hlav. To umožňuje realizovat buď stroj s neotočným stolem pro frézování a vyvrtávání skříňových dílců s dvouosovou indexovanou hlavou nebo multifunkční centrum s kyvnou hlavou a otočným stolem s vysokými otáčkami pro soustružení. Taková platforma je tedy dostatečně široká pro široké spektrum zákaznických konfigurací stroje.

Na konfiguraci rotačních os navazuje volba **uspořádání lineárních os a typu pracovního prostoru**. Obecně existuje v této kategorii strojů 7 smysluplných uspořádání lineárních os, které mohou být doplněny třemi různými uspořádáními rotačních os. Kinematická schémata jednotlivých uspořádání jsou uvedena na Obr. 67.

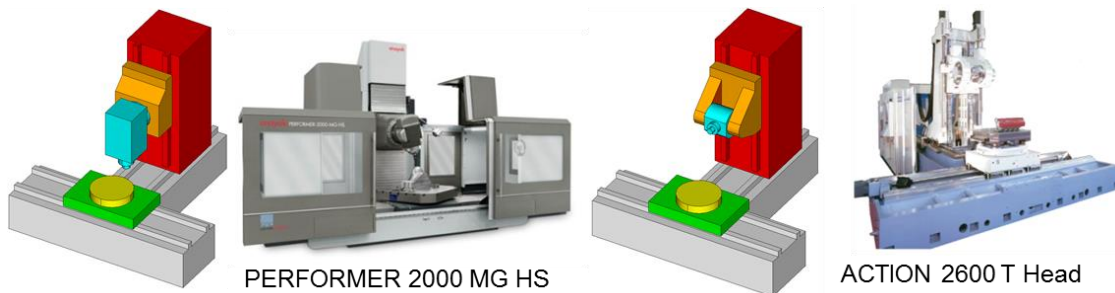




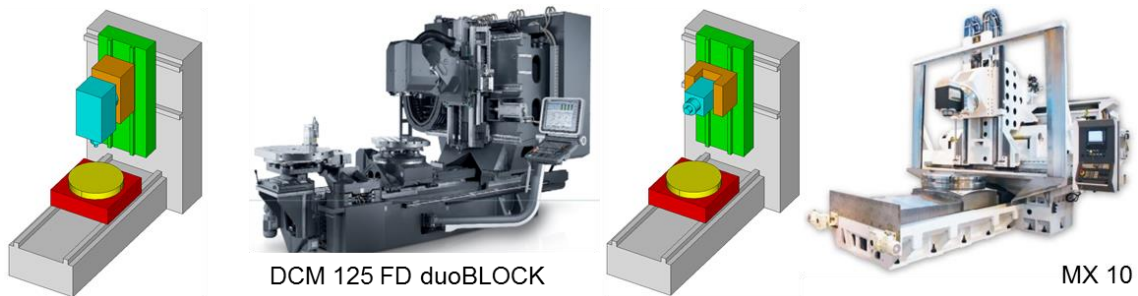
Obr. 67: Kinematická schémata pro pětiosé stroje sledované velikosti.

Schéma je primárně děleno podle toho, jaká skupina se pohybuje v ose Z a následně podle skupin pohyblivých v ose X. Tato uspořádání lineárních os doplňují konfigurace rotačních os: RT = dvě rotační osy na nástroji; RW = dvě rotační osy na obrobku; RTW = jedna rotační osa na nástroji, jedna rotační osa na obrobku.

Na následujících obrázcích jsou uvedeny dvě nejčastější konfigurace pohybových os: s přísuvem stojanu (Obr. 68) a s přísuvem stolu (Obr. 69).



Obr. 68: Kinematika stroje: stůl se pohybuje v příčné ose; stojan se pohybuje v ose podélné; po stojanu se ve vertikálním směru pohybuje vřeteníková skupina.



*Obr. 69: Kinematika stroje: stůl se pohybuje v podélné ose; stojan je pevný; po stojanu se v příčném směru pohybují křížové saně; po křížových saních se ve svislém směru pohybuje vřeteníková skupina.*

Z pohledu konečné kinematiky navrhovaného stroje však nemusí být kinematika strojů konkurence relevantní, protože rozhodnutí o konečné podobě kinematiky stroje je ovlivněno firemními zkušenostmi a celkovým tržním záměrem konkrétního stroje. Firma vyrábí deskové a stolové stroje, se stranovým i centrickým vřeteníkem. Nový stroj má oslovit pestrou skupinu uživatelů a technologií, proto by měl mít možnosti konfigurace stolu. Výhodné se ukazuje mít možnost doplnit stroj otočným nebo otočně-sklopným stolem z důvodu multifunkčnosti (možnost soustružení). Navíc existují dobré zkušenosti z výroby ve firmě s aplikacemi přídatných otočně-sklopných stolů.

Doporučení: Bez ohledu na řešení konkurence bude pro firmu výhodné postavit stroj se třemi lineárními osami na straně nástroje. Toto řešení nelimituje typy připojených stolů a rozšiřuje možnosti konfigurací stroje. Navíc s touto konfigurací již ve firmě existují bohaté montážní zkušenosti ze strojů jiných stávajících řad.

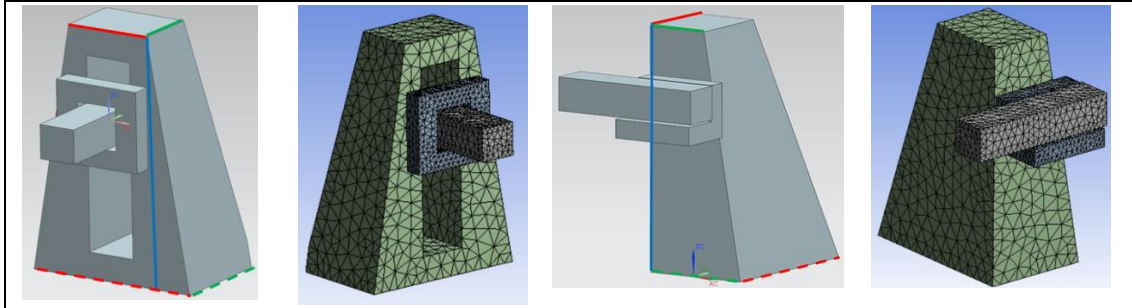
### **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: KONCEPTUÁLNÍ TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE**

Konceptuální topologická optimalizace byla provedena pro posouzení potenciálu dosažení tuhosti pro dvě varianty provedení vřeteníku: stranového a centrického. Pro studii byl použit model deskového stroje (se třemi lineárními osami na straně nástroje), aby byly zohledněny poddajnosti vedení ve všech směrech. Výpočet má pomoci rozhodnout volbu typu vřeteníku. Oba typy mají zejména tyto výhody:

- stranový vřeteník – snadná výroba a montáž nosných dílců, možné problémy s nižší parazitní frekvencí stojanu do pohonu osy X;
- středový vřeteník – složitější montáž a vyrovnávání; potenciál pro lepší dynamické vlastnosti struktury vzhledem k pohonům.

Sestaveny byly zjednodušené modely objemů strojů se stejnými charakteristickými

rozměry (velikost základny stojanu, rozměry smykadla, velikost saní resp. desky vřeteníku). Výsledkem této optimalizace je tedy primárně odhad váhy těles. Úloha byla definována jako minimalizace hmotnosti při minimálních tuhostech ve směrech  $X$  a  $Y$  na hodnotu  $50N/\mu m$  (obvyklá hodnota tuhosti nosných struktur strojů této velikostní kategorie).



Obr. 70: Ukázka porovnávaných struktur se shodnými hlavními rozměry (označeny barevně) a MKP sítě modely struktury s centrálním vřeteníkem a se stranovým vřeteníkem.

Výsledkem výpočtu je návrh těles s virtuální hustotou, která splňují požadované vlastnosti na tuhost a mají minimální hmotnost, viz Tab. 17.

Tab. 17: Porovnání výsledků výpočtu.

		Plné těleso		Optimalizovaná struktura	
		Centrální vřeteník	Stranový vřeteník	Centrální vřeteník	Stranový vřeteník
Statická tuhost	Směr X [ $N/\mu m$ ]	181,4	234,7	51,2	58,7
	Směr Y [ $N/\mu m$ ]	124,1	136,4	49,6	51,8
	Směr Z [ $N/\mu m$ ]	482,2	545,9	156	162
Modální vlastnosti	1. vl. frekv. [Hz]	39,3	32,4	55,4	51,8
	2. vl. frekv. [Hz]	46,4	39,6	58,9	56,2
	3. vl. frekv. [Hz]	58,2	73,6	74,2	102,7
Hmotnosti skupin	Smykadlo [t]	1,8	1,8	0,5	0,6
	Saně [t]	1,2	1,3	0,4	0,5
	Stojan [t]	18,0	24,3	4,0	4,4
	<b>Celkem [t]</b>	<b>21,0</b>	<b>27,4</b>	<b>4,9</b>	<b>5,5</b>

Jak je z výsledků vidět, mírně vyšší statické tuhosti bylo dosaženo na optimalizované struktuře se stranovým vřeteníkem. Struktura s centrálním vřeteníkem má vyšší vlastní frekvence (lepší distribuce hmoty a tuhosti), což podtrhuje celková hmotnost nižší o 600 kg. Celkově lze říci, že žádná struktura nevychází výrazně hůře z hlediska statických nebo modálních vlastností. Rozhodnutí o typu struktury by proto měla

předcházet širší diskuse dalších vlivů, např. náročnost montáže struktury a její vyrovnání a také širší analýza vlivu dynamiky struktury na řezný proces a pohony stroje, provedená nad konstrukčním návrhem stroje.

## SHRNUTÍ FÁZE KONCEPTUÁLNÍHO NÁVRHU

V rámci konceptuálního návrhu nového stroje s velikostí vřeten 100 mm, resp. s velikostí palety 1000÷1500 mm byly komplexně posouzeny možné budoucí technologie k realizaci na stroji, vypočteny reálné zátěžové stavy od řezného procesu vč. časových spekter, provedena analýza konkurence z hlediska upřesnění dalších parametrů stroje a provedeno zjednodušené výpočtové porovnání potenciálu různých provedení nosné soustavy stroje. Výsledkem je zadání pro konstrukci stroje, které vychází z potřeb reálné technologie, definuje parametry stroje tak, aby byly smysluplné a současně konkurenceschopné minimálně v horizontu 5 let a respektovaly současný stav znalostí a know-how ve firmě, aby nedošlo ke zbytečnému prodloužení doby vývoje a realizace stroje byla bezproblémová. Zadání pro návrh stroje tedy vychází v této podobě:

- Cílová kategorie stroje:
  - vyvrtávací stroj s výměnou vřetenových hlav, s polootevřenou kapotáží;
  - multifunkční stroj, plně kapotovaný, s nevýměnnou vřetenovou hlavou (jednoosá nebo dvouosá hlava s indexovanými nebo souvisle řízenými osami).
- Modularita nosné struktury:
  - možnost realizovat stroj v rozdílné úrovni vybavení;
  - oddělená lože stroje a stolu, nesamonosné provedení loží;
  - stojan posuvný v podélné ose Z, stůl posuvný v příčné ose X;
- Vřeten a vřetenové hlavy:
  - vřeteník s výsuvným vřetenem dle definovaného standardu firmy;
  - alternativně hlava s elektrovřetenem 12000/18000/24000 min<sup>-1</sup>;
  - nová pevně zabudovaná vřetenová hlava s jednou nebo dvěma rotačními osami (struktura pro mechanicky poháněné vřeten nebo pro zabudování elektrovřeten)
- Lineární pohybové osy:
  - 40 m/min rychloposuv.
- Automatizace:

- AVN: výměna nástroje do 4 sec, čas tříska-tříska do 6 sec při zdvihu os  $X = 1250$  mm,  $Y = 1000$  mm;
- AVO: výměna palet okolo 20 sec.
- Široká škála technologického vybavení:
  - parametry vřeten (vyvrtávací vřeteník, hlavy s mechanickým pohonem vřetena nebo s elektrovřetenem);
  - široká škála stolů – pevné, otočné, karuselovací;
  - rychlá výměna nástrojů a palet;
  - technologické vybavení: vysokotlaké chlazení, monitoring řezného procesu...;
  - možnost další automatizace: dotykové sondy, pre- a postprocesní měření, velkokapacitní zásobníky nástrojů, integrace robotů pro pomocné technologické operace (odjehlování, značení a popis atd.), velkokapacitní zásobníky palet;
  - SW opce: kalibrační cykly, pokročilé teplotní kompenzace atd.

Shrnutí: Základním předpokladem tržního úspěchu řešení musí být tuhá a přesná konstrukce stroje, sestavená v konfiguraci dle přání zákazníka, s vysokou spolehlivostí. Tuhost stroje by měla vycházet z optimalizované struktury stroje. Základem přesnosti stroje je pečlivá příprava geometrie jednotlivých hlavních dílců a vyzkoušený způsob montáže a vyrovnávání. Zákaznická řešení je možno realizovat na základě konfigurovatelnosti a modularity struktury. Spolehlivost stroje by měla být založena na konstrukčních uzlech a skupinách vycházející z nějakého realizovaného stroje, se kterým jsou výrobně-montážní zkušenosti (aplikace osvědčených řešení).

## FUNKČNÍ NÁVRH

Nad uvedeným zadáním vzešlým z konceptuálního návrhu proběhla ve firmě intenzivní interní diskuse. Zadání bylo nakonec přijato pro funkční návrh stroje. Jedinou odlišností byl příklon ke stolovému provedení stroje (stojan přísuvný v ose Z, stůl posuvný v ose X) z důvodu jednodušší montáže a ustavení geometrie stroje. Funkční návrh stroje pokračoval dalšími dílčími kroky.

## FUNKČNÍ NÁVRH: TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE A PRVNÍ KONSTRUKČNÍ NÁVRH

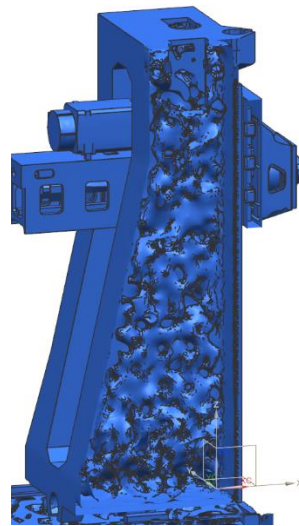
Cílem topologické optimalizace bylo nalézt nejlepší možné rozložení materiálu v daném zástavbovém prostoru stroje pro dosažení specifikovaných požadavků na celkovou tuhost stroje. Použit byl zjednodušený model nosné struktury, který vychází z maximálních zástavbových rozměrů stroje a vnějšího tvaru stojanu a lože (Obr. 71). Optimalizace probíhala v několika kinematických polohách. Cílová kritéria byla tvořena požadavky na:

- dosažení definované statické tuhosti;
- dosažení maximální definované dynamické poddajnosti;
- minimalizací výchylky při reverzaci pohybu při maximálním zrychlení;
- minimalizací deformace od vlastní váhy (s uvažováním vyvažování vřeteníku).

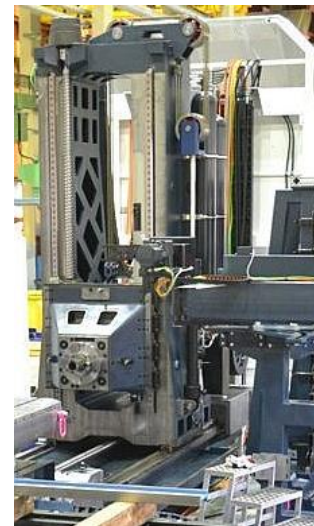
Konkrétní hodnoty uvedených kritérií byly sestaveny na základě zkušeností pracovníků firmy i pracovníků RCMT. V tomto textu je neuvádíme, neboť se jedná o citlivé firemní informace. Jako finální paretooptimální řešení byla nakonec vybrána varianta, při které je hmotnost optimalizované struktury stojanu na hodnotě 30% plné struktury stojanu (Obr. 72). Podle tohoto návrhu rozložení bylo navrženo první konstrukční provedení stojanu a lože, které bylo po provedení parametrické optimalizace realizováno (Obr. 73).



*Obr. 71: Vstupní geometrie a model MKP pro topologickou optimalizaci stojanu*



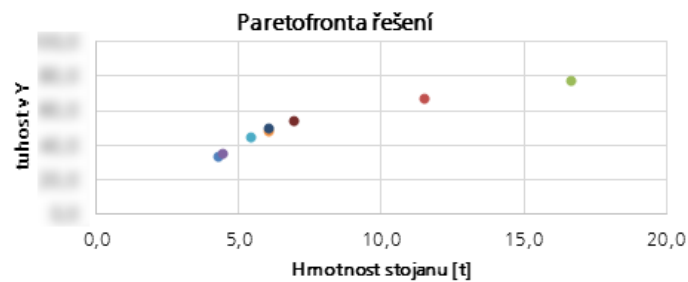
*Obr. 72: Řez bočnicí z výsledku TO*



*Obr. 73: Interpretované výsledky TO – šikmé žebrování v bočnici [110]*

## FUNKČNÍ NÁVRH: PARAMETRICKÁ OPTIMALIZACE

První konstrukční návrh byl následně podroben tloušťkové optimalizaci, což je specifická podmnožina optimalizace parametrické. Jediné volné parametry k variaci jsou tloušťky stěn a žeber. Z technologických důvodů jsou vybrané skupiny žeber sdruženy do skupin, které mají shodnou tloušťku. V tomto případě bylo vytvořeno 37 tloušťkových skupin na tělesech lože a stojanu. Výsledkem optimalizace byla opět paretofronta řešení (Obr. 74), podle které byly vybrány tloušťkové parametry konečné konstrukční varianty.

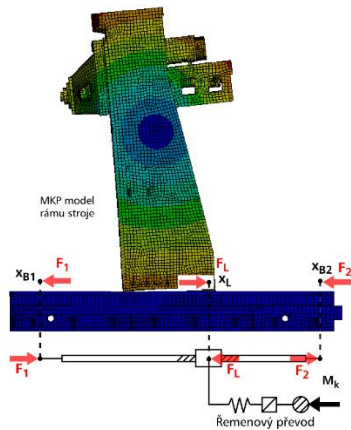


Obr. 74: Ukázka paretofronty řešení po tloušťkové optimalizaci: závislost tuhosti na konci nástroje ve směru Y na celkové hmotnosti stojanu.

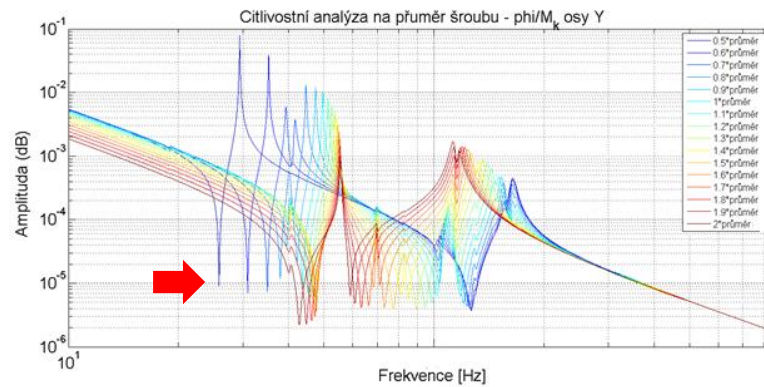
## FUNKČNÍ NÁVRH: KONEČNÝ NÁVRH POHONŮ

Po tloušťkové optimalizaci jsou již známy všechny důležité konstrukční rozměry nosné struktury, tedy i hmotnost pohyblivých dílců. Znalost zátěžného technologického spektra z konceptuálního návrhu, doporučené rychlosti a zrychlení a hmotnosti pohyblivých hmot jsou potom vstupem pro návrh komponent pohonů (kap. 3.6).

Vybrané varianty komponent pohonu jsou následně otestovány pomocí propojeného modelu nosné struktury a mechanické struktury pohonu [60] (Obr. 75). Přenosové funkce  $\varphi_L/M_K$  ukazují frekvenční dynamickou poddajnost na kotvě motoru, ze které je možné předběžně odhadnout dosažitelné nastavení regulátorů pohonu, které vychází z hodnoty první antirezonanční frekvence  $\omega^*_M$  frekvenčního přenosu mezi natočením kotvy motoru a kroučícím momentem motoru  $\varphi_M/M_K$ . Pro maximalizaci hodnoty první antirezonanční frekvence je provedena citlivostní analýza této veličiny na změnu parametrů komponent (Obr. 76). Pomocí těchto simulací je doladěna konečná volba komponent pohonů pohybových os stroje.



Obr. 75: Schématické zobrazení propojeného modelu pro osu Z



Obr. 76: Příklad změny frekvenční přenosové charakteristiky  $\phi/M_k$  pro jednu modifikovanou komponentu pohonu (průměr šroubu)

## SHRNUTÍ FÁZE FUNKČNÍHO NÁVRHU

Na základě vstupních dat z konceptuálního návrhu byla provedena topologická optimalizace struktury. Podle jejích výsledků byl navržen první konstrukční návrh nosné struktury stroje, který byl podroben tloušťkové optimalizaci. Pro zvolenou paretooptimální variantu konstrukčního řešení proběhl konečný návrh komponent pohonu. Volba komponent byla posouzena a aktualizována pomocí citlivostní analýzy provedené s využitím propojeného modelu nosné struktury a pohonu. Na konci tohoto funkčního návrhu stroje tedy existuje velmi detailní informace o tom, jak struktura vypadá a jaké budou komponenty pohonu. To je úplná informace pro navazující detailní konstrukční zpracování a též pro aktualizaci nákladů na realizaci budoucího stroje.

## DETAILNÍ NÁVRH

V rámci detailního návrhu je zpracována konstrukce celého stroje. Při známých místech připojení dalších konstrukčních skupin na nosnou strukturu je možno udělat simulaci užitečných vlastností stroje:

- Ve vazbě na přesnost je to především:
  - výpočet statické tuhosti na TCP v rámci pracovního prostoru stroje;
  - simulační kontrola deformace struktury (posun TCP) vlastní vahou při přestavení vřeteníku na stojanu a stojanu na loži (úloha deformace statickými silami);
  - simulační kontrola deformace struktury (posun TCP) při kolísání teploty okolí stroje během několika dní (transientní teplotní analýza);



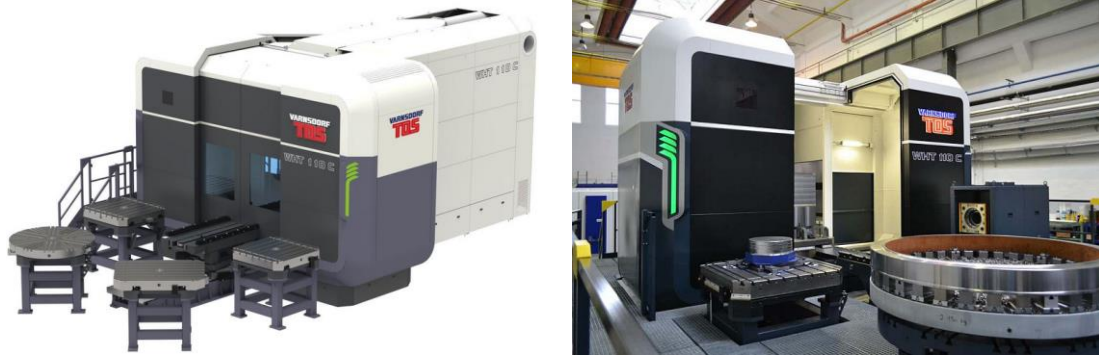
- simulace kontrakřivek frézovaných pod vedení, aby po montáži stroje došlo ke kompenzování deformací struktury vlastní vahou a minimalizoval se posun TCP.
- Ve vazbě na výkonnost je to především:
  - výpočet modálních vlastností stroje;
  - výpočet dynamické poddajnosti s odhadnutou hodnotou tlumení;
  - predikce meze stability, resp. dosažitelné výkonnosti obrábění na etalonové technologii.

Kromě simulací chování nosné struktury je provedena další řada detailních kontrolních výpočtů na strukturálních dílcích a jsou provedeny simulace vázané na výrobu (např. určení vhodné polohy opěr pro minimalizaci průhybu vlastní vahou při obrábění tělesa stojanu aj.). Některé z těchto výsledků jsou následně též využity pro tvorbu montážní dokumentace stroje.

## **DÍLČÍ SHRNU TÍ PŘÍPADOVÉ STUDIE**

Uvedená případová studie ukazuje využití zdokonalené metodiky návrhu nosných struktur na příkladu vývoje nové horizontky menší velikosti. Prezentovaný příklad je typický tím, že na začátku bylo především slovní zadání. Kvantifikované parametry pro vývoj a optimalizace byly postupně určovány během vývojových prací. Současně byl na konci každé vývojové fáze kontrolován soulad upřesněného zadání z marketingovou strategií firmy z pohledu technických a nákladových parametrů.

Stroj vyvíjený podle popsané metodiky byl vyroben a představen zákazníkům na jaře 2017. V současné době je stroj v nabídce v různých konfiguracích je o něj zájem zákazníků. Součástí konkurenceschopnosti stroje je nejen vhodně navržená nosná struktura, ale též další uživatelské prvky [109]: technologická multifunkčnost, modulární stavba a variabilní vybavení, možnost volby typu vřeteníku s různými parametry vřetene, snadná obsluha a servis a integrace konceptu Industry 4.0. Stroj je mj. vybaven nadstavbou řídicího systému TOScontrol, které funguje jako dashboard, na němž jsou všechny funkce stroje lehce dostupné ve formě ikon. Všechny nové funkce stroje jsou zaměřeny na zvyšování komfortu obsluhy v těsné interakci se strojem, dále pak na zvyšování efektivity výrobního procesu prostřednictvím optimalizace nastavení stroje a využitím přídatných zařízení, například pro nezávislé měření polohy.



*Obr. 77: Nový stroj WHT 110 z produkce TOS VARNSDORF a.s. byl vyvinut dle popsané metodiky návrhu nosných struktur.*

## 6.2 NÁVRH STRUKTURY MULTIFUNKČNÍHO CENTRA

Druhým příkladem uplatnění popisované metodiky je návrh koncepce multifunkčního centra. V dalším textu je popsán postup konceptuálního návrhu stroje, na které je ukázáno postupné zpřesňování informací pro zahájení funkčního návrhu stroje. Na základě rozhodnutí vedení firmy byly vývojové práce ukončeny na konci etapy konceptuálního návrhu.

### ÚVOD

Firma definovala hlavní cíl projektu: uvést na trh multifunkční obráběcí centra (na bázi frézovacích strojů) s velikostí stolu 800 až 3000 mm. Firma měla již v této době bohaté zkušenosti s vývoje a realizací karuselovacích stolů, což mělo na studii též vliv. Řešení konceptuálního návrhu mělo nalézt odpověď na tyto klíčové otázky:

- Jakou kinematiku by měl mít multifunkční stroj?
- Jaké parametry by měl mít multifunkční stroj?
- Jaké by mělo být technické provedení jednotlivých os?

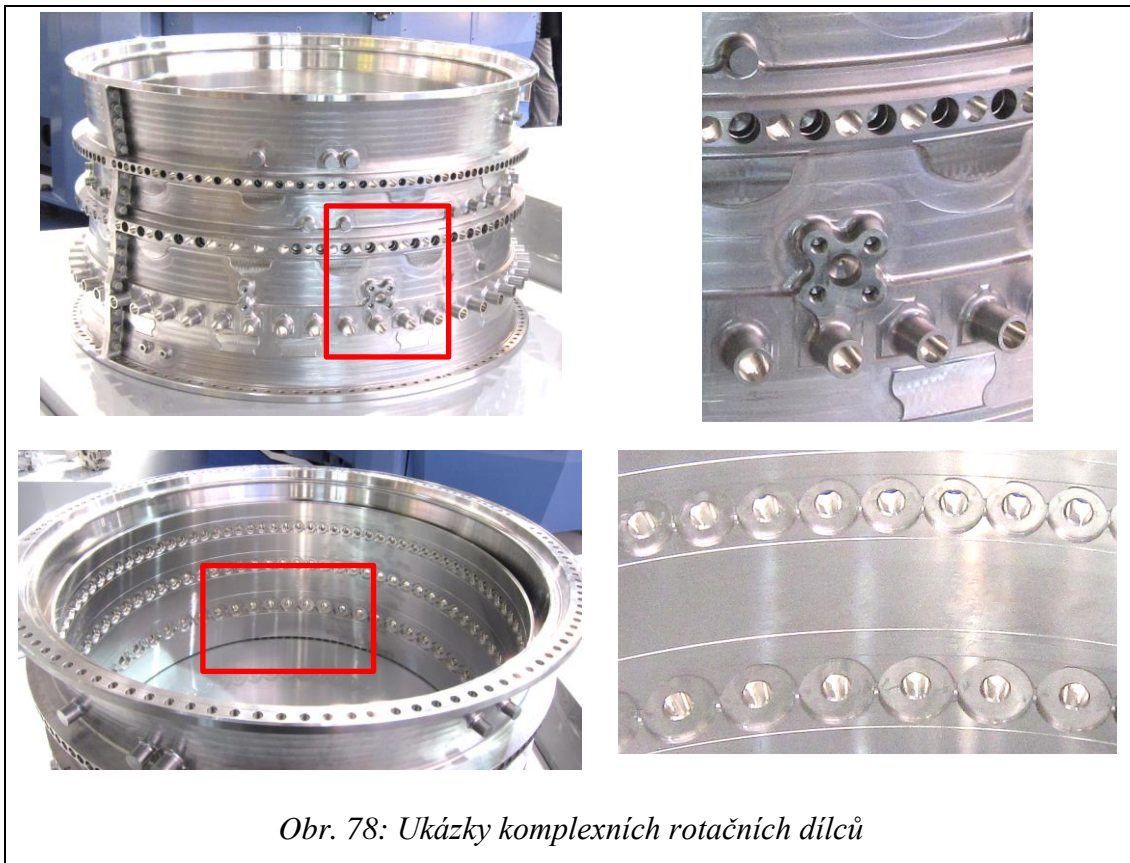
Na základě tohoto zadání byla vytvořena studie návrhu multifunkčního obráběcího stroje. Studie zohledňuje konkurenční stroje v uvedené velikosti na trhu, současné požadavky zákazníků, technické požadavky na multifunkční stroj této kategorie a výrobní a montážní aspekty. Na studii se podílel společný tým pracovníků RCMT a firmy. Výstupem studie mělo být specifikace a koncept stroje pro další funkční návrh stroje.

### KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: DEFINICE APLIKAČNÍHO NASAZENÍ

Stroj měl reagovat na poptávky dodávky strojů pro výrobu rotačních dílců s vysokým

podílem frézovacích operací. Příklady takových dílců jsou na Obr. 78. Při bližším pohledu lze tyto dílce charakterizovat následně:

- jedná se o rotační dílce, které mají vrtací a frézovací operace na šikmých plochách (stačí indexované natočení rotačních os, tj. 3+2 operace);
- obsahují tenké stěny s vnitřním žebrovaním, otvory vrtané z vnitřní plochy;
- průměry dutin v tělesech jsou cca  $\phi 600 \div 1000$  mm;
- na tělesech se často vyskytuje vrtání dlouhých štíhlých otvorů ( $\phi 40 \times 800$  mm apod.).



Obr. 78: Ukázky komplexních rotačních dílců

## STANOVENÍ VELIKOSTNÍCH ŘAD STROJŮ

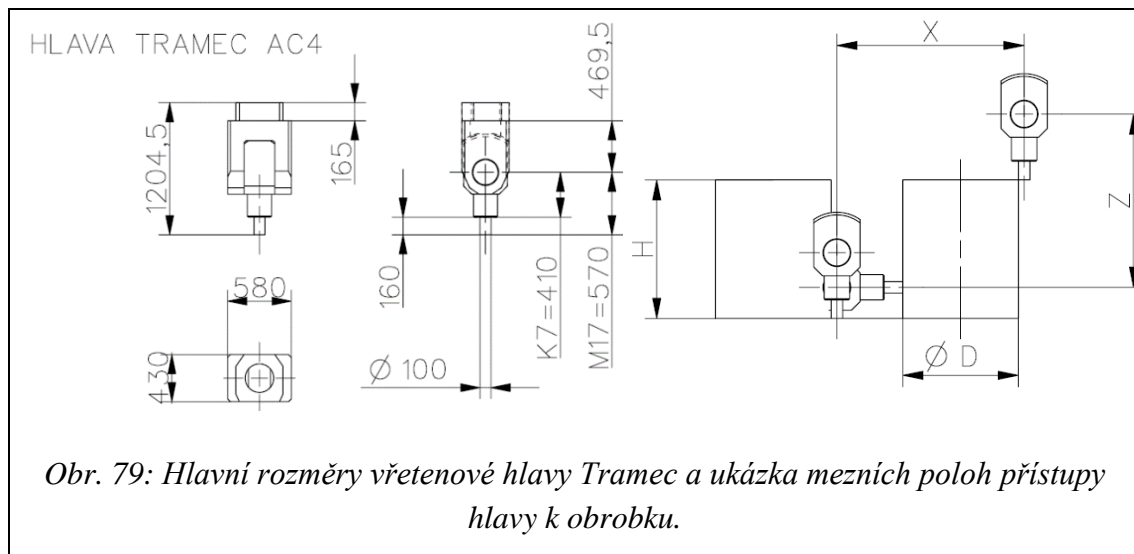
Mezní velikosti strojů jsou dané zadáním, tj. velikost palety od průměru 800 mm do 3000 mm. Na základě analýzy tržní konkurence (viz dále) byly stanoveny další velikostní řady strojů. Řada strojů je rozdělena na „malé“ stroje (velikost 800 ÷ 1600) a „velké“ stroje (velikost 2000 ÷ 3000). Každá řada má jinou kinematiku. Analýza proč tomu tak je, je popsána v následných kapitolách. Ke každé velikosti stroje je přiřazena maximální velikost obrobku a jeho předpokládaná největší hmotnost. Zdvihy pohybových os jsou odvozeny od velikosti obrobku s uvažováním obrábění dílce pomocí otočně sklopné vřetenové hlavy. Pro tyto úvodní úvahy byla uvažována hlava Tramec AC4, která se pro

stroje podobného účelu a velikosti běžně používá. Rozměry a uvažované polohy hlavy vůči obrobku jsou zobrazeny na Obr. 79.

Tab. 18: Přehled velikostních řad stroje vč. vázaných hlavních parametrů obrobku a lineárních os.

Stroj	Obrobek			Stůl		Pohybové osy			
	Průměr obrobku [mm]	Výška obrobku [mm]	Hmotnost obrobku [tun]	Max. otáčky [1/min]	Max. výkon [kW]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	Max. rychlost [m/min]
800	1000	1200	3	630	25	1620	1100	1500	60
1200	1500	1500	6	630	30	2120	1600	1800	50
1600	2000	1500	10	400	30	2620	2100	1800	50
2000	2500	2000	20	315	60	3120	2600	2300	18
2500	3000	2500	25	250	60	2120	3100	2800	18
3000	3500	2500	30	200	60	4120	3600	2800	18

Pozn.: data odvozená od stávající řady stolů firmy; nižší nosnost než existující stoly



## KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: ANALÝZA NABÍDKY STROJŮ KONKURENCE

Pro sledovanou velikostní skupinu proběhlo vyhodnocení parametrů konkurence. Sledována byla konkurence v oblasti karuselů (44 strojů, 11 firem) a v oblasti frézovacích center s možností karuselování (37 strojů, 6 firem). Kritériem byla velikost stolu 800 ÷ 3000 mm a možnost soustružení. Navazující porovnání bylo uděláno vůči vybraným stávajícím strojům firmy. Nad touto kontrolní skupinou jsou provedeny některé konkrétní úvahy o novém stroji.

**Porovnání nosností stolů:** Nosnosti stolů sledovaných strojů v závislosti na průměru stolu jsou vyneseny v grafu na Obr. 101 v příloze. Ve velikosti do 2000 mm průměru stolu je nosnost stolů frézovacích center a karuselů přibližně vyrovnaná. Ve velikosti nad 2000 mm průměru stolu se zvyšuje únosnost stolů karuselů. Stoly firmy jsou na horní hraně obálky parametrů frézovacích strojů ve všech sledovaných velikostech. Z toho plyne závěr, že není nutno vyvíjet nové stoly s jinou nosností. To se kryje také s praktickými poznatky ze zákaznických technologií, kde se nosnost stolu ukazuje kritická především u velkých strojů (nad 3000 mm průměru stolu).

**Porovnání nejvyšších otáček stolů:** Ve velikosti do 1500 mm průměru stolu nabízejí stoly karuselů (vřetena) výrazně vyšší otáčky, než karuselovací stoly frézovacích center (Obr. 102 v příloze). Ve velikosti nad 1500 mm průměru stolu jsou nejvyšší nabízené otáčky shodné ve všech kategoriích strojů. Stoly firmy jsou mírně nad parametry frézovacích strojů ve všech sledovaných velikostech. Současné karuselovací stoly firmy jsou vhodné i pro nový stroj.

**Porovnání instalovaných výkonů stolů:** Porovnání instalovaných výkonů stolů v závislosti na průměru stolu je na Obr. 103 v příloze. Instalované výkony na karuselovacích stolech jsou ve všech velikostech ve 2-3 výkonových úrovních. Ve velikosti stolu 800 ÷ 2000 mm jsou výkony v rozsahu cca 20 ÷ 60 kW; ve velikosti 1500 ÷ 3000 mm jsou výkony typicky v rozsahu 60 ÷ 110 kW. Stoly firmy nabízejí ve všech velikostech dvě hodnoty výkonu shodný nebo vyšší než nabízejí frézovací centra. Z hlediska instalovaných výkonů není nutno provádět změny.

**Dílčí závěr:** Z porovnání parametrů stávajících karuselovacích stolů strojů firmy se stejně velkými stoly karuselů a multifunkčních strojů vychází, že současné parametry stolů strojů firmy jsou na dobré úrovni. Z tohoto důvodu je tedy možné do budoucna sdílet tyto skupiny mezi uvedenými stávajícími stroji a nově navrhovanými multifunkčními stroji.

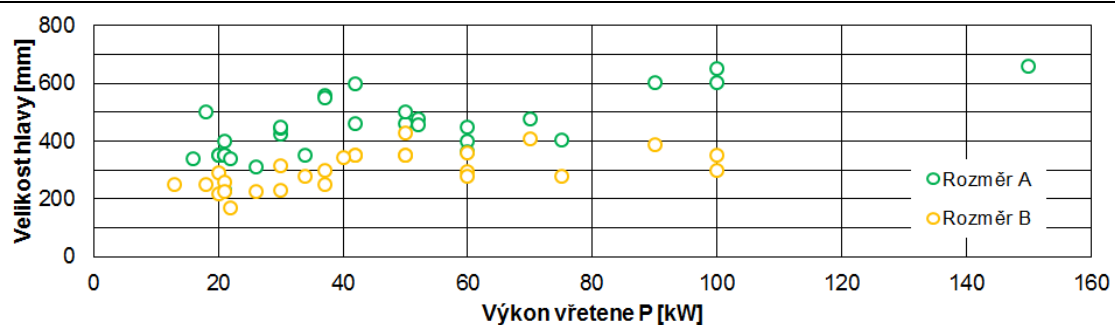
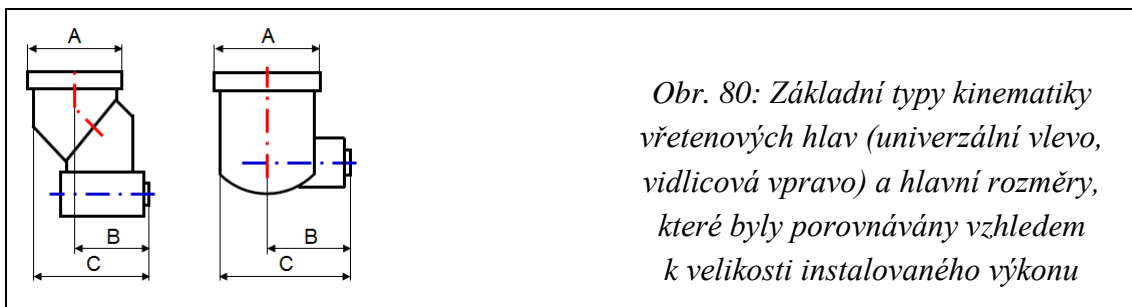
## **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: KONCEPT MULTIFUNKČNÍHO STROJE**

Multifunkční obráběcí stroj je definován tím, že zvládá **plnohodnotně** realizovat více typů obráběcích technologií [1]. U navrhovaného stroje se proto uvažuje schopnost:

- soustružení – nutný karuselovací stůl s dostatečnými otáčkami a krouticím momentem;
- frézování – minoritně souvislé pětiosé frézování / převážně tříosé frézování s indexovanými rotačními osami (3+2).

Pro zajištění **technologie soustružení** musí každý multifunkční stroj disponovat karuselovacím stolem s dostatečnými otáčkami a krouticím momentem. Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, toto je bez problémů v současném sortimentu firmy.

**Technologie frézování** na multifunkčním stroji pro uvažovanou kategorii dílců je obvykle souvislé pětiosé frézování nebo tříosé frézování s indexovanými rotačními osami (3+2). Pro stroj to znamená nutnost vybavení osou C, což je požadavek splněný stávajícími karuselovacími stoly firmy. Kynvá osa A by tedy měla být instalována na vřetenové hlavě. V hlavě může být umístěno jedno nevýměnné frézovací vřeteno, které pro malé stroje (do velikosti 1600) přiměřeně dobře pokrývá celou požadovanou technologii. V této velikostní kategorii si však zákazník může vybrat z nabídky 3 až 5 různých variant vřetena. U velkých strojů (nad velikost 1600) jsou požadavky na vysoké krouticí momenty pro hrubování, které nelze dost dobře sloučit s požadavky na vysoké otáčky pro dokončování. Tohoto důvodu by větší stroje měly mít automaticky výměnné vřetenové hlavy, které umožní osadit hlavu s mechanicky naháněným vřetenem pro vyšší krouticí momenty nebo s elektrovřetenem pro vyšší otáčky.



Obr. 81: Porovnání rozměrů vřetenových hlav vzhledem k instalovanému výkonu na vřetení.

U hlav vždy se jedná o otázku vnějších rozměrů vs. výkon vřetena. Pro stávající nabídku vřetenových hlav bylo provedeno porovnání z hlediska rozměrů. Z grafu je vidět, že hlavy o výkonu do 60 kW vyžadují připojovací rozhraní na smykadlo velikosti 400 až 500 mm. Vzdálenost čela vřetena od osy C je cca 200 až 300 mm pro hlavy do výkonu 40 kW a 300 až 400 mm pro hlavy s vyšším výkonem. Ukazuje se také, že z hlediska rozměrů nejsou zásadnější rozdíly vázané na kinematiku hlav, nicméně vyžaduje se relativně velký průřez smykadla.

### **Dílčí doporučení č. 1: vřetena**

Na základě předchozích poznámek navrhujeme pro stroje menší velikosti (800 – 1600) vybrat vhodnou dvouosou vřetenovou hlavu, která bude na stroji trvale zabudována (bude nevýměnná) (nabídka dvouosých hlav je širší, než jednoosých; hlavu volit podle širě dostupného sortimentu elektrovřeten (vč. elektrovřeten se zpevněním pro soustružení)). Ve vazbě na to stačí karuselovací stůl bez C-osy, indexovaný a se zpevněním pomocí Hirtova ozubení. Tím bude zajištěn dobrý přístup k dílci ze všech stran a současně jednodušší konstrukce stolu.

Pro stroje větší velikosti (2000 – 3000) navrhujeme připravit rozhraní na smykadle pro automatickou výměnu vřetenových hlav. Smykadlo bude osazeno náhonem mechanického vřetena. V základu uvažovat jednoosou hlavu s rychlým elektrovřetenem a hlavu s vysokomomentovým mechanickým vřetenem (jedna rotační osa zjednodušuje konstrukci, což je při očekávaných silových požadavcích předpoklad nižší ceny; současně je možno upnout adaptér s nerotačními nástroji; aplikačním limitem potom bude pouze tuhost stroje, nikoliv tuhost zpevnění vřetena). Karuselovací stůl by měl mít náhon master-slave s C-osou, doplněný indexovaným zpevněním pomocí Hirtova ozubení. Varianta se dvěma motory je výhodnější z hlediska velikosti a dosažitelných parametrů.

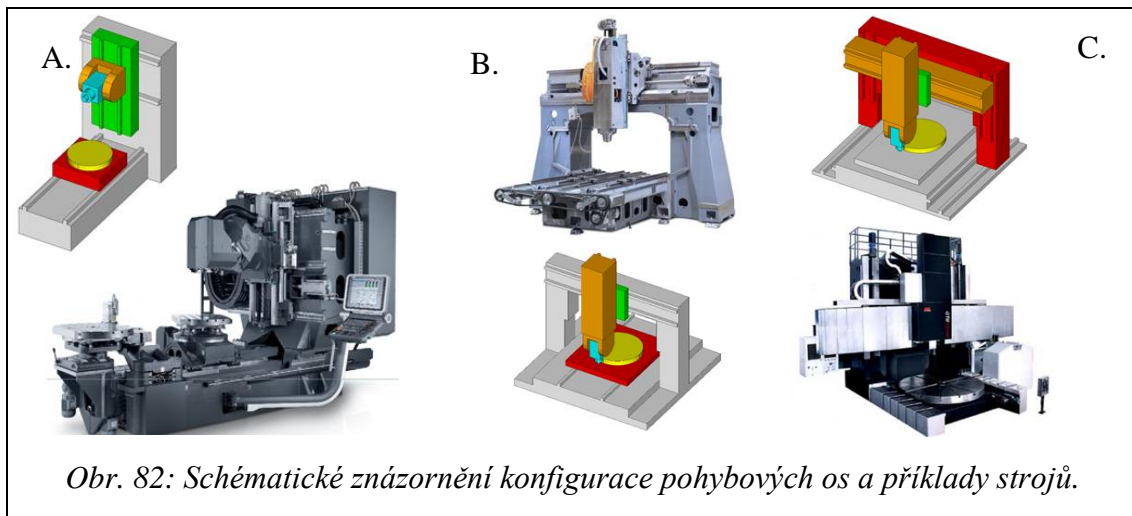
### **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: ANALÝZA KINEMATIKY NOSNÉ STRUKTURY**

Na základě analýzy kinematiky konkurenčních strojů dále jsou tedy uvažovány pro další návrhy tři kinematická provedení stroje (Obr. 82):

- A. neprůchozí stojan + posuvný stůl
- B. průchozí stojan stacionární + posuvný stůl
- C. průchozí stojan posuvný + stacionární stůl

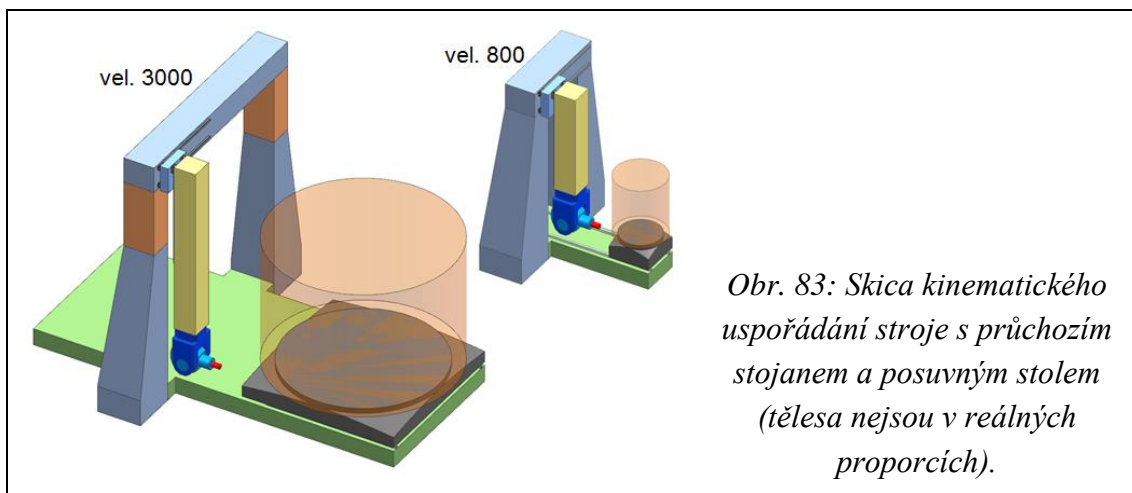
Zásadní rozdíl mezi koncepty je, že stroj s neprůchozím stojanem nemá smykadlo, tj.

opracování vnitřních ploch / dutin je odkázané pouze na vyložené nástroje.



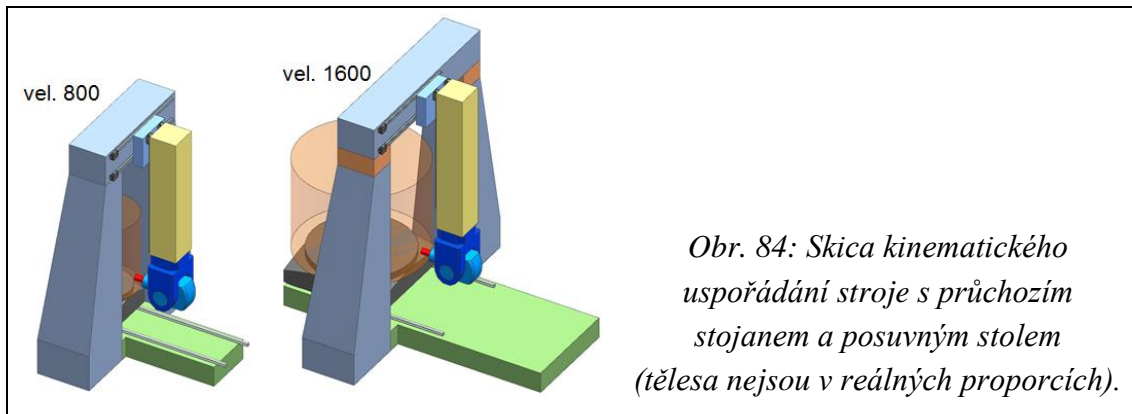
První návrhy popisují kinematické uspořádání stroje a hlavní rozměry dílců nosné struktury; nejedná se tedy o konstrukční návrh. Rozměry stroje jsou odvozeny od rozměrů dílce. Snahou při návrhu bylo sjednotit rozměry napříč velikostmi strojů z důvodu dědičnosti a unifikace. Výsledkem jsou hmotové návrhy, které slouží pro odhad půdorysné plochy a dále pro navazující výpočtové optimalizace. Uvažován průřez smykadla 400x400 pro všechny velikosti. Zdvih osy Y je odvozen z požadavku opracovat dílec v celé délce bez potřeby otočit stůl. Dále jsou popsány čtyři kinematické uspořádání os stroje, které jsou principiálně možné a které byly posuzovány.

**Varianta IA** (Obr. 83) je stroj s průchozím stojanem a posuvným stolem. Vřetenová hlava je umístěna na vertikálním smykadle výsuvném v ose Z; smykadlo pojíždí v ose Y na křížových saních po příčniku; ve směru X se pohybuje otočný stůl. Obrobek je „před smykadlem“. Výhodou tohoto řešení je vynikající přístup k dílci při manipulaci (jeřábem, paletovým manipulátorem).

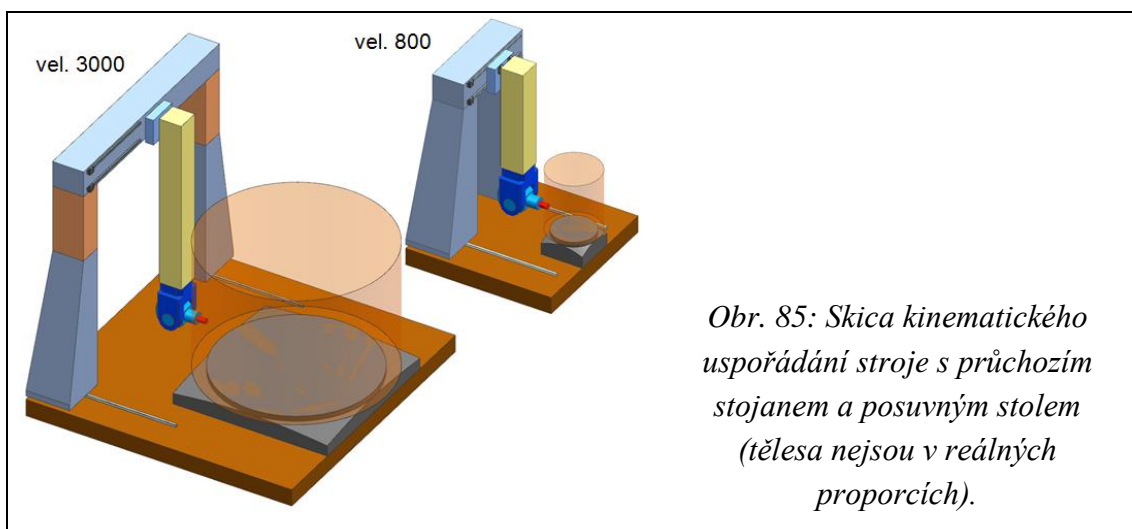




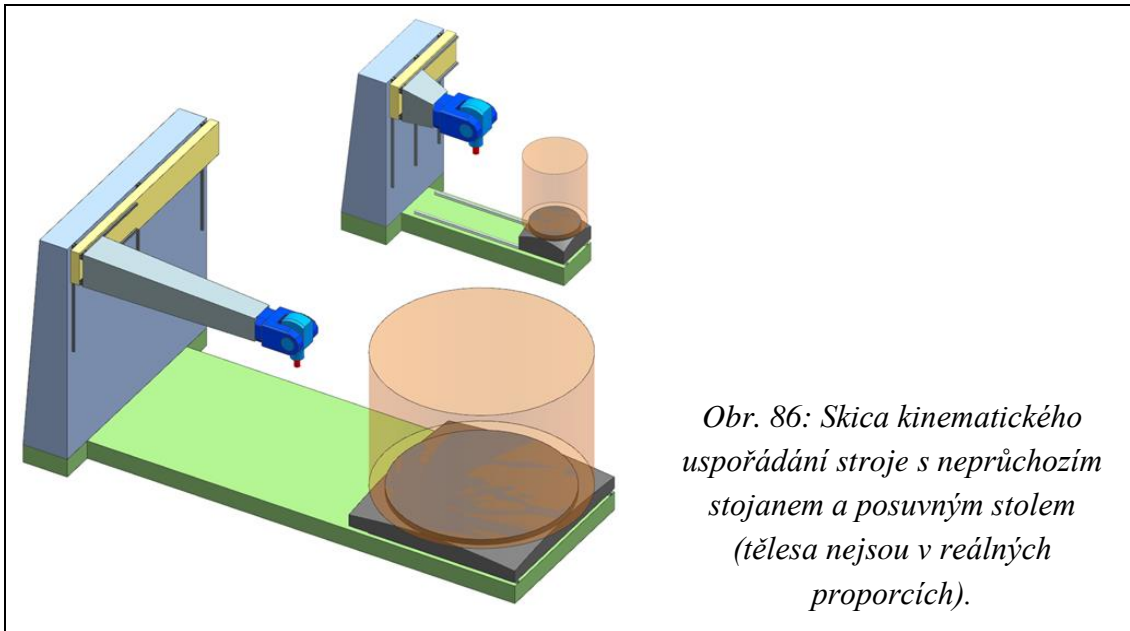
**Varianta IB** (Obr. 84) je stroj s průchozím stojanem a posuvným stolem. Vřetenová hlava je umístěna na vertikálním smykadle výsuvném v ose Z. Smykadlo pojíždí v ose Y na křížových saních po příčniku. Ve směru X se pohybuje otočný stůl. Obrobek je umístěn „za smykadlem“. Výhodou je zmenšení zastavěné plochy a lepší viditelnost operátora do místa řezu. Navrženy byly jen dvě malé velikosti (800 a 1600), protože dílce větší velikosti (2000 – 3000) by bylo komplikované manipulovat v blízkosti stojanu; navíc efekt zmenšení půdorysu je již velmi malý.



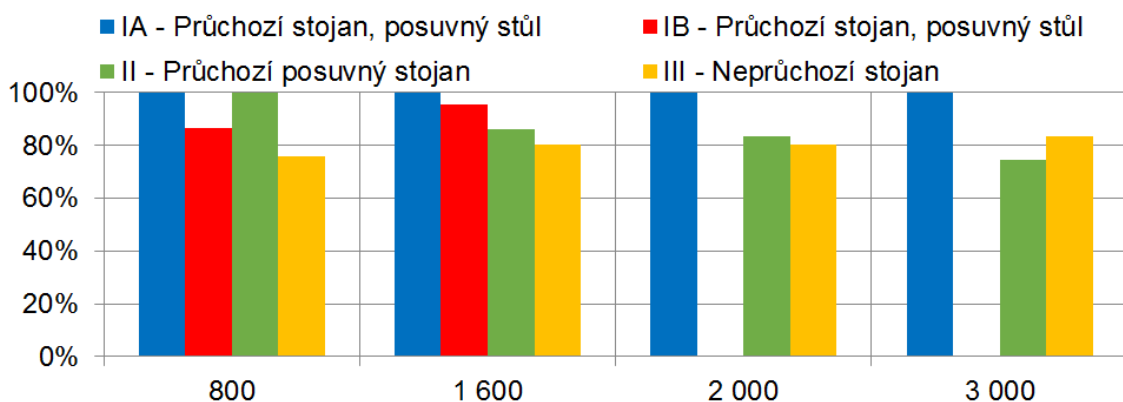
**Varianta II** (Obr. 85) je stroj s průchozím posuvným stojanem. Vřetenová hlava je umístěna na vertikálním smykadle výsuvném v ose Z. Smykadlo pojíždí v ose Y na křížových saních po příčniku. Celý stojan se pohybuje v ose X, otočný stůl je neposuvný.



**Varianta III** (Obr. 86) je stroj s neprůchozím stojanem. Vřetenová hlava je umístěna na horizontálním nevýsuvném smykadle. Smykadlo pojíždí v ose Y na křížových saních po stojanu, ze kterého čerpají tuhost díky třem vedením v ose Z. Otočný stůl je posuvný ve směru Y.



Všechny varianty byly porovnány z hlediska plochy půdorysu. Pro porovnání je brána daná šířka a hloubka strojů (viz navazující tabulka). Zdvihy os jsou stejné pro všechny typy, rozměry nosných dílců jsou navrženy se stejnými proporcemi, proto lze čísla porovnat. Půdorysné plochy jednotlivých variant stroje jsou porovnány na následujícím obrázku. Z něho je vidět, že varianta s průchozím stojanem a posuvným stolem s obrobkem „před smykadlem“ má ve všech velikostech stroje největší půdorys. Nejmenší plochu má u malých strojů varianta s neprůchozím stojanem, u velkých strojů vykazuje výhodnější uspořádání varianta s průchozím posuvným stojanem.



Obr. 87: Porovnání půdorysných ploch jednotlivých verzí stroje

### Dílčí doporučení č. 2: kinematická struktura

Z rozboru poměrů půdorysné plochy odvozené z modelů sestavených shodným postupem podle velikosti obrobku s uvažováním modularity konstrukce se ukazuje, že pro malé a velké stroje by bylo vhodné mít rozdílnou kinematiku. Pro malé stroje vychází

nejkompaktněji varianta III s neprůchozím stojanem a varianta IB s průchozím stojanem a posuvným stolem v provedení „dílec za smykadlem“. Pro velké stroje vychází nejkompaktněji varianta II s průchozím posuvným stojanem a varianta III s neprůchozím stojanem. Rozhodnutí o konečné variantě by již mělo být provedeno s výpočtovou podporou pro posouzení potenciálu struktury z hlediska tuhosti

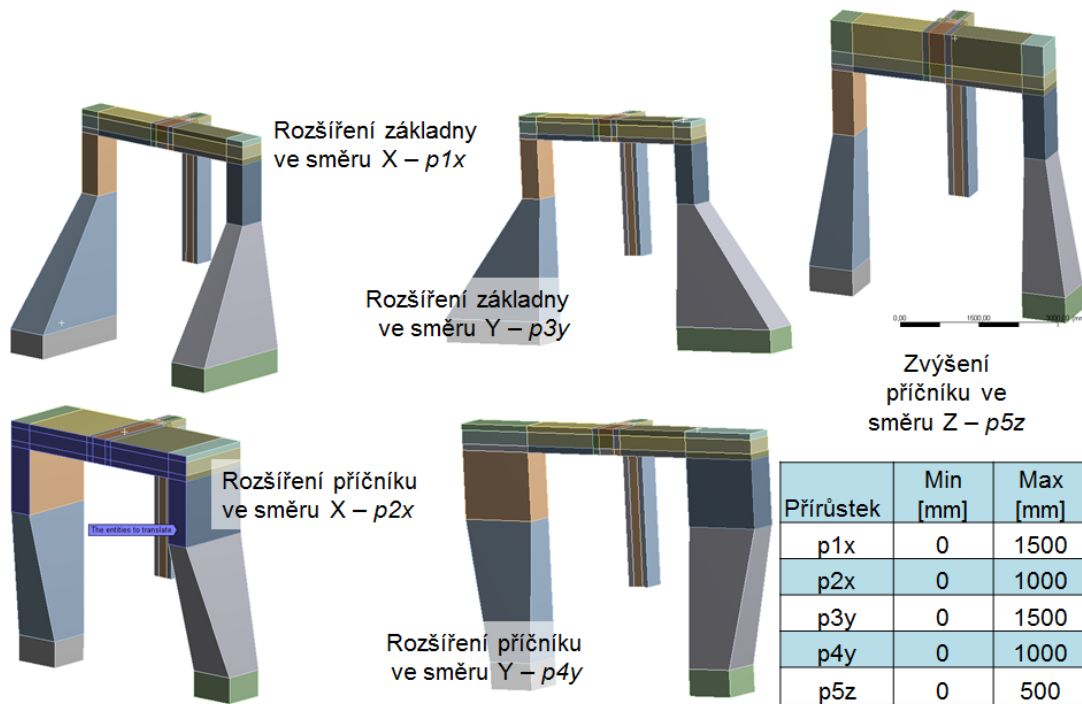
### **KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: KONCEPTUÁLNÍ TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE**

Cílem konceptuální topologické optimalizace je výpočtově porovnat potenciál jednotlivých kinematik stroje variant je odpovědět na dvě hlavní otázky:

- jaké kinematické uspořádání pro menší a větší stroje?
- jaký je podíl hmotnosti nosné struktury a hmotnosti obrobku?

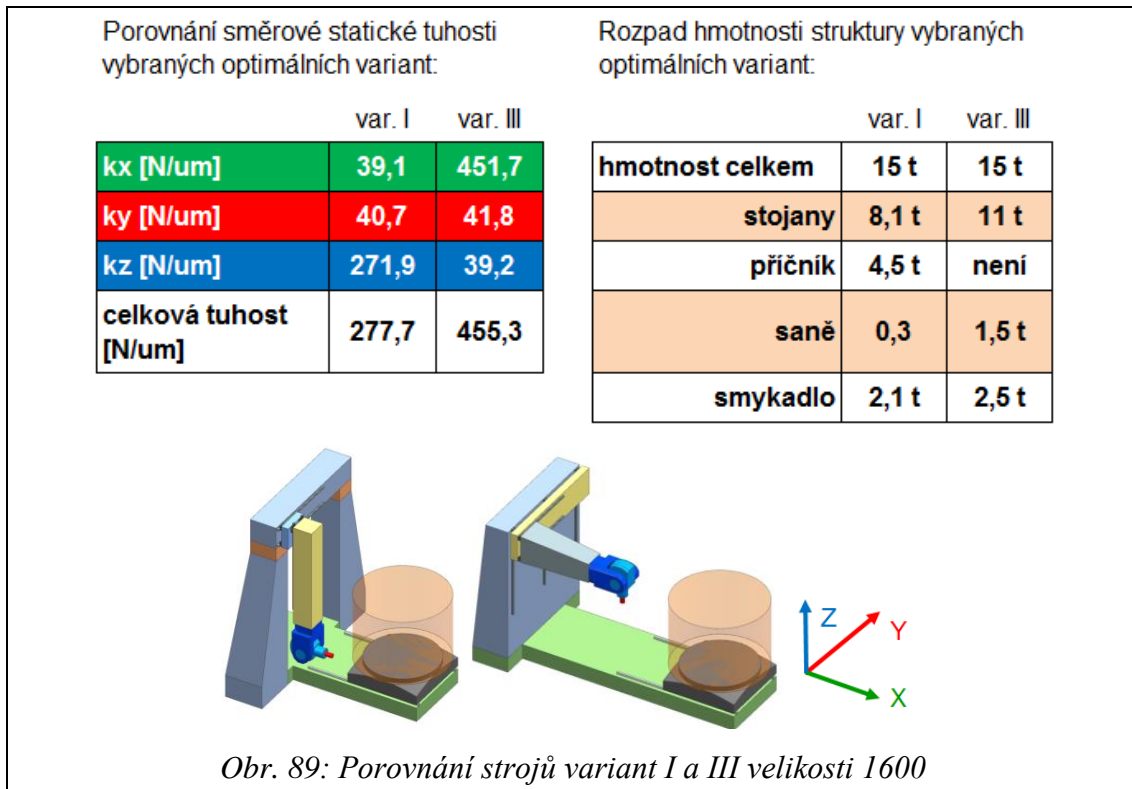
Výpočet byl proveden pro porovnání různých velikostí a typů strojů. Z důvodu časové efektivity byly sestaveny výpočtové modely strojů var. I/1600, var. III/1600 a var. I/3000 pro porovnání variant průchozího/neprůchozího stojanu a odlišných velikostí. Tyto kombinace umožňují porovnání chování různých velikostí stejného typu stroje i porovnání chování různých variant stroje ve stejné velikosti. V této studii je výpočet navíc rozšířen o parametrizaci geometrie stroje, což umožňuje získat komplexní výsledky o objemu materiálu potřebného k dosažení definované tuhosti a současně posoudit tvar konstrukce nad optimálními rozměrovými parametry. Pro popisované stroje se tak měnily rozměry a byly vypočteny parametry pro jednotlivé části nosné struktury stroje (stojany, příčník, saně, vřeteník). Výsledky výpočtu jsou korelační matice a paretofronta závislosti. Korelační matice vstupních parametrů ( $p1$  až  $p5$ ) a výstupů (směrové tuhosti) zachycuje trend závislosti mezi vstupy a výstupy. Paretofronta závislosti směrových tuhostí na hmotnosti popisuje soubor paretooptimálních rozměrových řešení s minimalizovanou strukturální hmotností vyhovujících konkrétní statické tuhosti stroje v místě nástroje.

Použitá síť MKP modelu je tvořena kvadratickými objemovými prvky. MKP modely jsou zafixovány k zemi na podstavě stojanů. Síly jsou zavedeny ve směrech X, Y, Z v místě nástroje. Výpočet je proveden pro statickou tuhost. Cílem je najít optimální hmotnost pro definovanou tuhost na nástroji. Tuhosti vozíků lineárního jsou nahrazeny maticovým prvkem MATRIX45. Modely byly parametrizovány pěti geometrickými parametry, které modelu umožňují měnit průřez stojanu v základně a v hlavě a dále umožňují zvětšit výšku příčníku.



Obr. 88: Ukázka rozměrových parametrů, které byly při výpočtu na modelu měněny; tabulka ukazuje hodnotu přírůsteku rozměru k základnímu rozměru danému předběžným konstrukčním návrhem

V detailu jsou výsledky simulací (korelační matice a paretofronty závislosti směrových tuhostí na hmotnosti struktury) uvedeny v příloze P5. S využitím těchto výsledků bude rozhodnuto o kinematice strojů menší velikosti (pro stroje větší velikosti je technicky výhodnější varianta I). Pro porovnání výsledků variant I a III ve velikosti stroje 1600 jsou posuzovány řešení stroje s celkovou hmotností struktury 15 tun. Při porovnání parametrů tuhosti je nutno přihlídnout k rozdílné orientaci smykadla (vertikální/horizontální). Varianta III je více než 10x tužší ve směru X (podélný směr) než varianta I. Varianta I je více než 5x tužší ve směru Z (svislý směr) než varianta III. Varianta III má mírně vyšší tuhost ve směru Y než varianta I pro hmotnosti vyšší než cca 15t. Z hlediska směrových statických tuhostí i celkové tuhosti je tedy varianta III výhodnější než varianta I. Hmotnost pohyblivých částí (příčník, saně smykadlo) pro variantu I je asi 6,9 t a pro variantu III asi 4 t. Varianta III je tedy vhodnější jak z hlediska statických tuhostí, tak z hlediska hmotnosti nástrojové části.



### Dílčí doporučení č. 3: kinematická struktura

Z rozboru potřebných rozměrů dílců vychází pro malé a velké stroje jiná vhodná kinematika. Pro malé stroje vychází jako optimální varianta s neprůchozím stojanem, protože při stejné hmotnosti dílců nosné soustavy vykazuje vyšší tuhost a menší hmotnost pohyblivých dílců, než varianta s průchozím stojanem. Pro velké stroje vychází jako vhodnější varianta s průchozím posuvným stojanem, protože hmotnost dílců nosné soustavy je nižší, než hmotnost uvažované zátěže stolu. Jedná se však o hraniční doporučení (varianta s posuvným stolem není výrazně horší). Tato doporučení doplňují a potvrzují doporučení učiněné na základě porovnání půdorysné plochy strojů. Uvedené návrhy lze tedy považovat za optimální z hlediska chování stroje (tuhost, hmotnost pohyblivých hmot) i z hlediska jeho rozměrů (půdorysná plocha).

### KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: DEFINICE TECHNOLOGICKÝCH SPEKTER

Časová spektra technologických operací mají významný vliv na konečný návrh pohonu z hlediska vztahu síla-rychlost-trvanlivost. Správná definice časových spekter je současně možností, jak do návrhu stroje (hlavně pohonů) dostat uvažovanou cílovou technologii. Proto proběhla diskuse s pracovníky technické podpory prodeje firmy, na základě které byly vytvořeny definice dvou hlavních aplikačních oblastí a jím příslušných spektrům operací. Základní tabulky jsou v příloze P6. Pracovníci firmy definovali především

aplikační oblasti, typy obráběných materiálů (použito ISO rozdělení a barevné označení materiálů) a procentuální zastoupení jednotlivých operací. Pracovníci RCMT následně doplnili s využitím modelů řezného procesu konkrétních hodnoty řezných sil a posuvových rychlostí. Z uvedených spekter byly vypočteny střední hodnoty řezných sil a posuvových rychlostí (viz příloha P2). Následně bylo sestaveno konečné zadání pro návrh pohonů (Tab. 19).

Tab. 19: Výsledné parametry zadání pro návrh pohonů

Velikost stroje	Osa	Zdvih osy [mm]	Pohyblivá hmota [kg]	Orientace	Střední síla [N]	Střední rychl	Maximální síla	Maximální rychl
800	X	1620	5000	horizontální	7 700	17 400	20 000	60 000
	Y	1100	3356	horizontální				
	Z	1500	4781	vertikální				
1600	X	2620	17000	horizontální	7 700	17 400	20 000	60 000
	Y	2100	3480	horizontální				
	Z	1800	4980	vertikální				
2000	X	3120	30518	horizontální	11 600	6 100	30 000	18 000
	Y	2600	3410	horizontální				
	Z	2300	3130	vertikální				
3000	X	4120	33530	horizontální	11 600	6 100	30 000	18 000
	Y	3600	3410	horizontální				
	Z	2800	3130	vertikální				

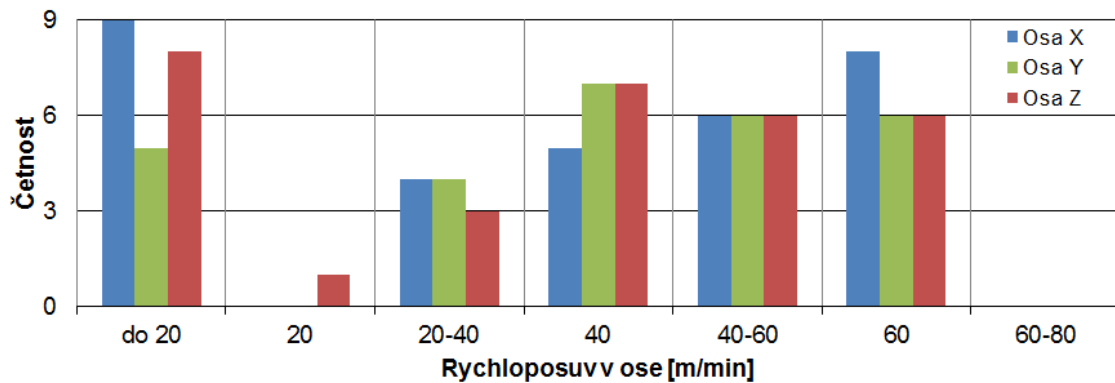
Všechny pohony budou primárně navrhovány s kuličkovými šrouby; **označené varianty budou alternativně navrženy i s pohonem pastorek-hřeben v režimu Master-Slave.**

### KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: PŘEDBĚŽNÝ NÁVRH POHONŮ

Pro předběžný návrh pohonu jsou použity údaje o hmotnosti pohyblivých těles z konceptuální topologické optimalizace a popis uvažovaného technologického zařízení ze sestavných technologických spekter. Posledních chybějícím vstupním údajem jsou požadavky na rychloposuvy, které jsou odvozeny od porovnání hodnot s konkurencí.

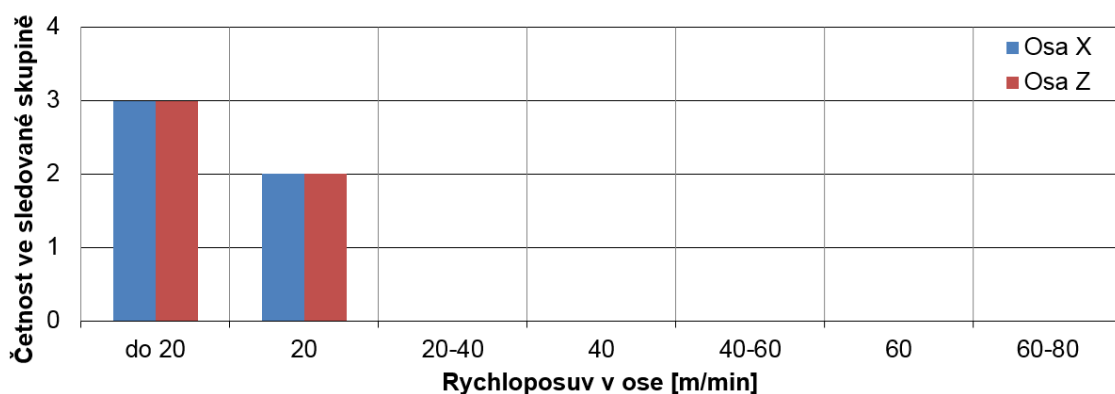
Pokud se podíváme na karusely všech velikostí (viz referenční skupina popsána v kapitole Konceptuální návrh: analýza nabídky strojů konkurence na straně 123), typické hodnoty nejvyšších posuvových rychlostí jsou do 40 m/min pro stroje do velikosti 1800 a do 20 m/min pro stroje nad velikost 1800. U frézovacích strojů jsou obecně posuvové

rychlosti vyšší, než u karuselů stejné velikosti. Existují však výrazné rozdíly mezi menšími a většími stroji. Kategorii frézovacích (multifunkčních) strojů s velikostí palety do 1800 mm je velké množství horizontek a karuselů s Y osou s rychlostmi do 20 m/min. Mezi high-tech stroji je rozptýl posuvových rychlostí v oblasti 40-60 m/min. Jak je vidět ze světových výstav, posuvové rychlosti pohybových os strojů již výrazně nerostou; pokud bude požadavek na nový stroj v rozsahu 50-60 m/min, bude to dostačující s výhledem na příštím cca 5 let.



Obr. 90: Porovnání posuvových rychlostí u frézovacích/multifunkčních strojů s velikostí palety do 1800 mm

U frézovacích (multifunkčních) strojů s velikostí palety nad 1800 mm má většina strojů posuvové rychlosti do 20 m/min. Ve sledovaném souboru existuje i jedna „rychlejší“ výjimka. Pro nově uvažovaný stroj však bude dostatečná posuvová rychlosti v rozsahu 15-20 m/min na všech pohybových osách.



Obr. 91: Porovnání posuvových rychlostí u frézovacích/multifunkčních strojů s velikostí palety nad 1800 mm

**Dílčí doporučení č. 4: maximální posuvové rychlosti lineárních os**

Z porovnání s konkurencí vychází doporučení maximálních posuvových rychlostí v oblasti 50÷60 m/min pro menší stroje (velikost palety 800 až 1600), resp. 15÷20 m/min pro větší stroje (velikost palety 2000 až 3000).

Návrh komponent pohonů lineárních os je proveden pro každou pohybovou osu zvlášť. Aby byla konstrukce stroje hospodárnější, byla následně provedena manuálně úprava návrhů tak, aby osy sdílely komponenty pohonů. Pro všechny pohybové osy celé řady malých strojů (paleta 800 – 1600 mm) lze použít následující komponenty pohonů (Tab. 20). Osy X a Z jsou uvažovány v provedení gantry. Návrhy jsou provedeny na max. rychlost 60 m/min pro stroj 800 a max. rychlost 50 m/min pro stroj 1600. U stroje velikosti 1600 bylo nutné snížit rychlost u osy X na cca 40 m/min z důvodu ztráty mazání kuličkové matice; tato omezení jsou dána kritickými otáčkami KŠ a bylo by možné je zlepšit oboustranným axiálním uložením šroubu.

Tab. 20: Návrh sjednocení komponent pohonů napříč řadou malých strojů.

	Stroj 800			Stroj 1600		
Osa	Konfigurace	Motor	Šroub	Konfigurace	Motor	Šroub
X-Gantry	M-R-(P)Sr(O)	1FT7086 AF	KSK AP+A(S) K 63x40-2,8	M-R-(P)Sr(O)	1FT7086 AF	KSK AP+A(Z) K 80x40-4
Y	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A(S) K 63x40-2,8	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A(S) K 63x40-2,8
Z-Gantry	M-R-(P)Sr(O)	1FT7086 AF	KSK AP+A(S) K 63x40-2,8	M-R-(P)Sr(O)	1FT7086 AF	KSK AP+A(S) K 63x40-2,8

Stejným postupem byl proveden návrh pohonů pro stroje větší velikosti (paleta 2000 - 3000 mm), vč. navazujícího sjednocení komponent. Vzhledem k velikosti zatížení a délce zdvihu osy X byl pro pohon uvažován alternativně též v konfiguraci pastorek-hřeben v režimu master-slave.



Tab. 21: Návrh sjednocení komponent pohonů napříč řadou velkých strojů.

	Stroj 2000			Stroj 3000		
Osa	Konfigurace	Motor	Převodovka	Konfigurace	Motor	Převodovka
X-Gantry 2+2 motory	M-Př-Pas	1FT7084 AH	PLFN 140-25	M-Př-Pas	1FT7084 AH	PLFN 140-25
Osa	Konfigurace	Motor	Šroub	Konfigurace	Motor	Šroub
X-Gantry	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A(Z) K 80x40-4	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A(Z) K 80x40-4
Y	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A(Z) K 80x25-4	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A K 100x24-4
Z	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A(Z) K 80x25-4	M-R-(P)Sr(O)	1FT7105 AF	KSK AP+A K 100x24-4

### KONCEPTUÁLNÍ NÁVRH: KONCEPT STRUKTURY STROJE

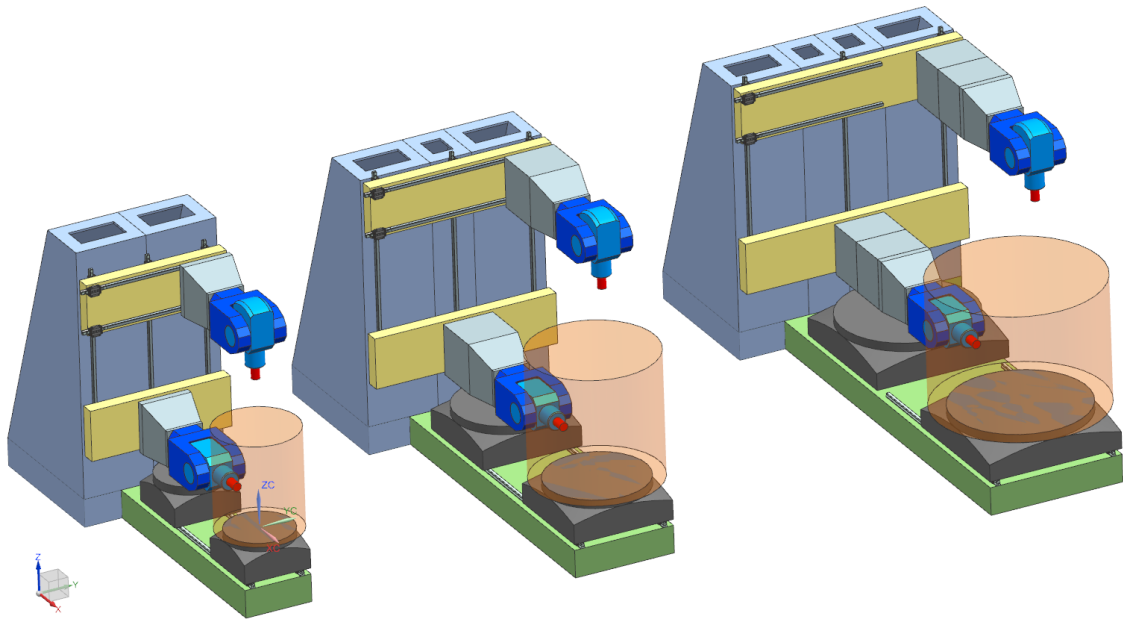
V tomto okamžiku existuje bližší představa o dimenzování nosné struktury stroje a jeho pohonů a též o technologickém využití. Posledním krokem předkonstrukční fáze je v tomto případě návrh modularity a sdílení komponent nového stroje se stávajícími stroji.

#### Dílicí doporučení č. 5: konstrukční návrh struktury z pohledu realizačních nákladů a funkčních vlastností

Konstrukci menších strojů udělat plně optimalizovanou pro dynamické stroje (z pohledu naladění pohonů). Nosné dílce těchto strojů by tedy měly být navrženy originálně, bez vazby na současné stroje (pouze zvážit sdílení konstrukčních celků otočných stolů).

Konstrukci větších strojů je vhodné vzhledem k velikosti struktury udělat pragmaticky pro minimalizaci počtu nových dílců, objemu litiny, nových obráběcích a montážních operací. Vhodným krokem může být sdílení dílců s existujícími řadami strojů.

**Dědičnost a stavebnicovost konstrukce malých strojů**, které jsou navrhovány v kinematickém provedení s neprůchozím stojanem ve třech velikostech palety (800 – 1200 – 1600 mm), navazuje na předpoklad, že v této velikostní kategorii lze očekávat na trhu specializovanou konkurenci. Protože dílce a skupiny těchto strojů jsou relativně malé, je konstrukce stroje uvažovaná jako primárně „nekompromisně“ optimalizovaná. Neoptimálnost řešení je uvažována pouze v rámci dědičnosti v této řadě strojů. Sdílení skupin s stávajícími stroji je uvažováno pouze u otočného stolu.

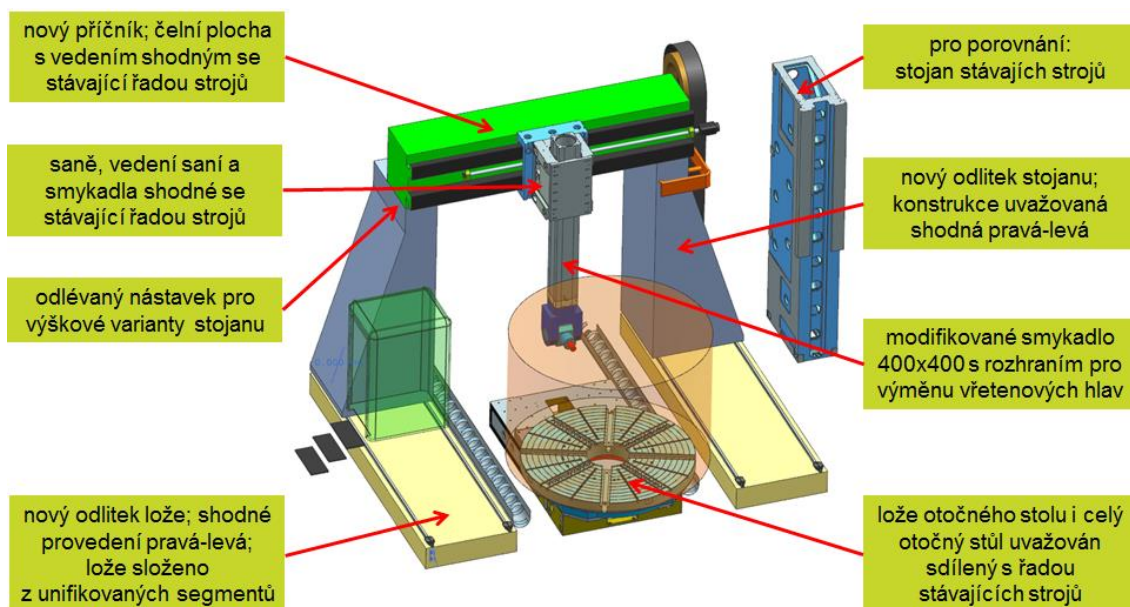


Obr. 92: Schéma navrhované modularity strojů s velikostí palety 800, 1000 a 1200 mm.

Pro stroje všech velikostí je uvažované modulární modelové zařízení pro odlitky. Stojany mají jeden boční profil, ze dvou skupin jader je možno složit tři velikosti stojanu (výškový rozdíl mezi nejmenším a největším stojanem je jen 300 mm; snížení ceny při sdíleném modelovém zařízení je výrazné). Podobně by se uvažovalo o skládaném modelu saní pro délkové varianty a modelu lože stroje pro šířkové i délkové varianty stroje. Smykadla mají shodný průřez a oba konce s rozhraním na vřetenovou hlavu a saně. Tělo smykadla může být prodlouženo až dvěma moduly v délce 400 mm. Otočný stůl umístěný v nových saních je uvažován s komponenty ze stávající řady strojů.

**Dědičnost a stavebnicovost konstrukce velkých strojů**, které jsou navrhovány v kinematickém provedení s průchozím posuvným stojanem ve třech velikostech palety (2000 – 2500 – 3000 mm), navazuje na předpoklad, že dílce a skupiny strojů jsou již poměrně velké (velký objem materiálu). Proto konstrukce stroje uvažuje nově navržené a optimalizované jen některé části stroje. Z cenových nákladů (z hlediska komponent i technologie výroby a montáže) je výhodné sdílet skupiny s jinou řadou stávajících strojů firmy. Neoptimálnost konstrukčního řešení je uvažována napříč uvedenými třemi řadami strojů. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny krajní velikosti této řady strojů. Stroj by měl mít nové lože pro pojezd stojanu, nové stojany a nový příčník. Výškové varianty stojanu je možno realizovat odlitým nástavkem na horní části stojanu. Skládaným modelovým zařízením lze realizovat také délkové varianty příčníku. Příčník má čelní plochy s vedením shodným se stávající řadou strojů, aby bylo možno nasadit existující

saně. Provedení saní vč. vedení smykadla je shodné je též převzato z existujících strojů. Smykadlo má standardní průřez 400x400 mm, ale s modifikovaným rozhraním pro výměnu vřetenových hlav. Karuselový stůl je kompletně převzatý ze stávající řady strojů. Stůl není spojen nosnými dílci s loži stojanů. Je ukotven do betonového základu, který zajišťuje přenos sil mezi stolem a nástrojovou částí stroje. Takto navržený koncept modularity strojů umožňuje realizovat větší šíři provedení stroje podle konkrétního požadavku zákazníka. Řešení umožňuje realizovat např. i provedení stroje s prodlouženým pojezdem v ose X díky prodlouženým segmentovým ložím stojanu a pohonu pastorek-hřeben. Vedle karuselovacího stolu může navazovat pevná upínací deska.



Obr. 93: Ukázka dědičnosti na příkladu stroje velikosti 3000

## SHRNUTÍ KONCEPTUÁLNÍHO NÁVRHU A DÍLČÍ ZÁVĚR

Konceptuální studie multifunkčního stroje je příkladem návrhu celé nové řady strojů s uvažováním konkurenčních strojů na trhu i existujících strojů výrobce, se kterými se možno sdílet některé části struktury. Postup ukazuje jednotlivé kroky analýzy, kdy dochází k volbě vhodné kinematiky stroje, předběžnému návrhu nosné struktury (odhad hmoty a hlavních rozměrů), předběžnému návrhu pohonů a návrhu dědičnosti dílců ze stávajících strojů. To dává ucelenou sadu informací, ze které je možno určit předběžnou cenu stroje a následně rozhodnout o pokračování vývoje. Celá studie byla realizována v úzké součinnosti s pracovníky firmy během šesti měsíců.

Navržená řada strojů nebyla nakonec z rozhodnutí managementu firmy uvolněna do fáze funkčního návrhu. Důvodem bylo rozhodnutí preferovat další dílčí inovace na stávajících strojích.

### **6.3 SHRUTÍ PŘÍPADOVÝCH STUDIÍ**

Dvě prezentované případové studie ukazují praktické využití navržené zdokonalené metodiky pro návrh nosných struktur konkurenceschopných obráběcích strojů. V prvním případě je ukázán postup ve všech čtyřech fázích, ve druhém případě pouze v prvních dvou fázích. Případové studie ukazují především postup návrhu stroje v případech, kdy počáteční zadání obsahuje minimum kvantifikovaných informací a současně v tom okamžiku učiněná rozhodnutí mají nejvýznamnější dopad na další postup vývoje stroje a jeho konečné vlastnosti.

V obou případech je ukázáno, jak jsou během fáze konceptuálního návrhu kombinovány relativně rychle dosažitelné informace z různých zdrojů. Pro nastavení hlavních parametrů je využito posouzení hlavních parametrů vzhledem ke konkurenci. Uvažované technologické využití stroje je popsáno technologickými spektry vázanými na zákaznicko-obchodní zkušenosti firmy, které jsou převedeny do kvantifikovaných hodnot řezných sil, posuvových rychlostí a jejich časového využití. Provedení nosné struktury je posouzeno pomocí konceptuální topologické optimalizace, na kterou navazuje předběžný návrh pohonů. Výsledná data umožňují realizovat odhad ceny stroje a tím provést úplné technicko-ekonomické vyhodnocení konceptu před zahájením navazující konstrukční fáze. Na základě výsledných hodnot může projekt pokračovat s původním nebo modifikovaným zadáním.

Ve fázi funkčního návrhu je využito řetězení výpočtových metod (topologická optimalizace, parametrická optimalizace) a navazující zpřesněný návrh pohonů. To vše vede ke zpřesněnému odhadu nákladů na navrhovanou nosnou strukturu. V závěrečné fázi detailního návrhu jsou provedeny kontrolní a pomocné výpočty, které mají za cíl ověřit konečný konstrukční návrh a podpořit montáž a oživení stroje. Je vidět, že v každém okamžiku návrhu stroje je uvažována vazba na budou technologické využití stroje. Metoda též umožňuje průběžnou aktualizaci informací o termínových a nákladových parametrech vyvíjené struktury a je tedy vhodně využitelná jako součást podpory pro klíčová rozhodnutí (decision making) ve vývojových projektech.

## 7 SHRNU TÍ PRÁCE

Předložená práce je zaměřena na vytvoření zdokonalené metodiky návrhu nosných struktur obráběcích strojů s ohledem na jejich konkurenceschopnost. Konkurenceschopným strojem je v této práci uvažován takový stroj, který je možno na konkrétním trhu prodat se ziskem. Konkurenceschopnost je z pohledu technického vývoje ovlivněna výslednými hlavními užitnými vlastnostmi stroje, jeho náklady a dobou realizace.

Klíčovou částí obráběcího stroje je jeho nosná struktura, která provazuje a spojuje několik hlavních funkcí stroje a též významně ovlivňuje cenu stroje a dobu realizace stroje. Práce prezentuje zdokonalenou metodiku vývoje, která vychází z metodiky dle VDI 2222 a je specificky aplikována na oblast vývoje nosných struktur obráběcích strojů. Cílem postupu dle navržené metodiky je reagovat tři reálné paradoxy: A) možnost využívat pokročilé strukturální optimalizace, do kterých však chybí potřebné kvantifikované kritériální vstupy; B) čím blíže hlavním užitným vlastnostem se simuluje chování stroje, tím více nejistotami je výsledek zatížen; C) vývojový proces je obecně dlouho trvající, ale okrajové podmínky vývoje a na ně vázaná nutnost rozhodnutí vyžadují podporu pro rychlou reakci.

V práci jsou uvedeny další komentáře, které mají doplnit informace k použitým simulačním postupům. Aplikace metodiky je ukázána na příkladu vývoje dvou reálných strojů (v jednom případě se jedná o celý vývoj, ve druhém případě jen o fázi konceptuálního návrhu). Tím je ukázána poslední významná věc, že metodika je použitelná pro reálný vývoj dělaný reálnými konstruktéry a vývojáři.

### 7.1 SHRNU TÍ JEDNOTLIVÝCH KAPITOL

**V první úvodní kapitole je definováno zaměření práce na návrh nosných struktur.**

Nosná struktura obráběcího stroje se skládá z nepohyblivých a pohyblivých těles, rotačních a lineárních vazeb, pohonů a jejich řízení. Nosná struktura přenáší silový tok od akčních a reakčních sil řezného procesu (působících na nástroj a na obrobek), zatížení dynamickými silami působícími na pohybující se části a zatížení vlastní tíhou. Nosná struktura je tedy pro obráběcí stroj významným spojovacím článkem mezi výrobním procesem a jeho hlavními parametry - přesností, jakostí a produktivitou.

**Ve druhé kapitole je popsán pojem konkurenceschopný stroj.** V této práci je takto

označován stroj, který je možno prodat na konkrétním trhu za ziskovou cenu, což vychází z diskusí se zástupci českých firem. Jak je ukázáno na reakcích prodejců strojů, konkurenceschopnost je tvořena technickými a netechnickými parametry stroje. Práce se tedy vymezuje pouze do oblasti technických parametrů, konkrétně do oblasti vlivu nosné struktury na hlavní užité vlastnosti stroje.

**Třetí kapitola popisuje současné metodu návrhu obráběcích strojů.** Uveden je přehled stávajících metodik návrhu a je komentováno jejich využití v praxi. Popsán je rozpor v tom, že aby metodika dokázala postihnout komplexnost vývojového procesu, je sama tak náročná, že prakticky není použitelná. Dále jsou v kapitole popsány simulační metody pro strukturální optimalizace, návrh pohonů a simulace užitečných hodnot strojů. V detailu je uveden stav poznání v oblasti modelování řezných sil a stability řezného procesu. Ve vazbě na simulace jsou komentovány nejistoty simulačních vstupů, které následně ovlivňují odchylky simulovaných výstupních hodnot v porovnání s realitou. Specificky je uveden přehled stavu návrhových metod pohonů obráběcích strojů.

Na základě závěrů kapitoly 3 **jsou v kapitole 4 definovány cíle práce**, které se zaměřují na návrh zdokonalené metodiky vývoje nosných struktur a její praktické uplatnění. **Metoda je v detailu popsána v kapitole 5.** Na vlastní popis metodiky a jejích čtyř fází navazují tři větší části věnované tlumení v nosných strukturách obráběcích strojů, identifikaci řezného odporu a testování výkonových parametrů strojů. Tyto tři části vycházejí z výsledků původního výzkumu autora a současně doplňují popsanou metodiku o bližší identifikace dílčích nejistot ve výpočtových simulacích.

**V kapitole 6 je popsáno využití metodiky na dvou příkladech z praxe.** V prvním případě byla metodika nasazena na všechny čtyři hlavní fáze vývoje nosné struktury. Ve druhém případě je ukázáno využití pouze prvních dvou fází metodiky. Tento příklad je však ukázkou, jakým postupem je možno s využitím metodiky postupně odstraňovat informační nejistotu a podpořit rozhodovací proces během vývoje stroje. Kapitola 6 tak významně doplňuje kapitolu 5 o řadu detailů v praktickém uplatnění metodiky.

Kapitola 7 shrnuje obsah práce a její hlavní přínosy.

## 7.2 VLASTNÍ PŘÍNOS PRÁCE

1. V návaznosti na průzkum mezi prodejci strojů, kteří jsou v úzkém kontaktu se zákazníky, jsou **uvedeny hlavní faktory konkurenceschopnosti**. Z toho je vidět, že zaměření práce na specifickou oblast návrhu nosných struktur reaguje pouze

na technickou část celé problematiky konkurenceschopnosti strojů.

2. Hlavním vlastním přínosem práce je vytvořená **zdokonalená metodika pro návrh nosných struktur obráběcích strojů s ohledem na jejich konkurenceschopnost**. Metodika vychází z VDI 2222 a má tedy s ní shodnou formální strukturu. V jednotlivých fázích jsou vhodně nasazeny pokročilé optimalizační algoritmy, které mají v časově únosném horizontu pomoci podpořit konstrukční i rozhodovací postupy v rámci celého vývoje. Metodika je sestavena tak, aby směřovala na dosažení konkurenceschopného stroje z pohledu technických parametrů a na to vázaných nákladů a termínů realizace. Není tedy cílem vytvořit technicky „nejlepší“ stroj, ale stroj s vhodně nastavenými parametry. To znamená systematicky analyzovat jak katalogové parametry strojů konkurence, tak umět vhodně popsat uvažované zákaznické technologie a jejich požadavky vzhledem ke kvantifikovaným požadavkům na stroj, resp. jeho nosnou strukturu. Současně je (zejména v obou příkladech) jasně uvedeno, že úspěšnost konečného výsledku (realizovaného stroje) je dána i řadou dalších významných faktorů, např. přesností výroby dílců, postupem montáže a další.

3. Dalším vlastním přínosem práce je **analýza nejistot v simulačních modelech a doporučení vhodného přístupu ke zmenšení jejich dopadů na celkové výsledky**. Aktuální stav techniky umožňuje svázat optimalizace konstrukce nosné struktury přímo s hlavními užitnými vlastnostmi stroje. Výsledkem je však řetězení dílčích modelů, které vyžadují řadu dalších konkrétních vstupních parametrů. Ty však mohou být zatíženy nezanedbatelnými odchylkami ve stanovení jejich hodnot. Typicky se jedná o hodnoty strukturálního tlumení a řezného odporu.

4. V návaznosti na popis nejistot ve stávajících simulačních modelech obráběcích strojů je dalším vlastním přínosem práce **zpřesnění obvyklých hodnot tlumení používaných pro prediktivní simulační modely**. Současně je **experimentálně ukázán dominantní vliv vazeb a vedení na tlumení celé struktury**. Ve vazbě na to je komentováno, že neexistuje žádný „zaručeně dobře tlumící“ strukturální materiál. Materiál je tedy možno zvolit s ohledem na poměr modul pružnosti/cena a s ohledem na další dodavatelské podmínky (např. termíny dodání, zajištění kvality apod.).

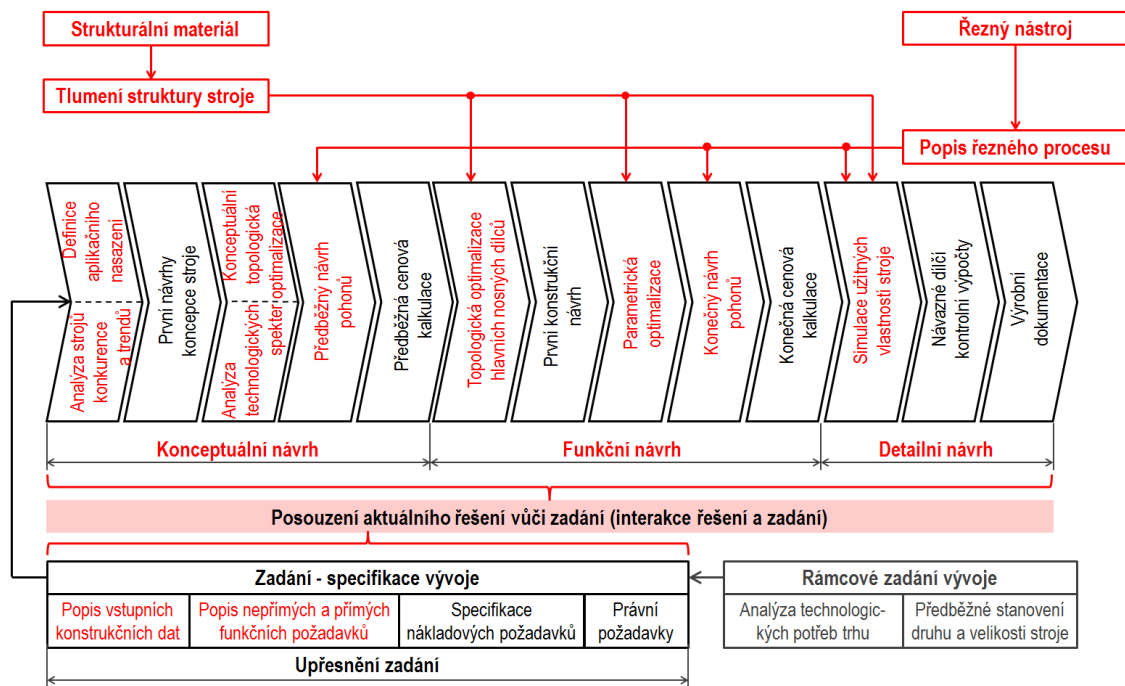
5. Dalším vlastním přínosem autorova výzkumu je **zpřesnění hodnot koeficientu řezné síly pro modelování řezného procesu a jeho interakce s nosnou strukturou stroje**. Je ukázáno, jak opotřebení nástroje zvyšuje celkovou hodnotu řezné síly a též jak mění směrový poměr mezi jednotlivými složkami síly. Od toho je odvozeno vyjádření řezného odporu použitelného pro predikci meze stability při obrábění. V oblasti interakce

stroje a procesu je ukázána citlivost predikce meze stability na přesnost určení průběhu FRF. V návaznosti jsou komentovány výkonové zkoušky strojů, kde jsou jasně vymezeny podmínky pro testování strojů a pro testování technologií.

6. V neposlední řadě je praktickým přínosem práce **využití navržené zdokonalené metodiky na konkrétních případech** reálných firemních projektů. Tyto aplikace ukazují další doplnění metodiky o konkrétní operativní kroky a řešení. Jedním z významných operativních kroků je např. **ukázaný postup sestavení technologických spekter pro návrh pohonů**, který umožňuje reflektovat požadavky budoucího technologického využití stroje s ohledem na uvažované aplikační oblasti.

7. Popsaná vytvořená zdokonalená metodika vývoje nosných struktur obráběcích strojů má **význam pro praxi i pro výuku** mladých inženýrů v oboru výrobní techniky.

**Vlastní přínosy práce jsou vyznačeny na Obr. 94.** Na obrázku je vidět zjednodušená grafická reprezentace vytvořené zdokonalené metodiky. Červeně jsou označeny přínosy na základě vlastního autorova výzkumu a vhodně implementované stávající simulační metody do celé struktury metodiky.



Obr. 94: Znárodnění vlastních přínosů práce ve zjednodušené grafické reprezentaci vytvořené zdokonalené metodiky návrhu nosných struktur obráběcích strojů.



## 8 ZÁVĚR

Konkurenceschopný produkt, tj. produkt prodátný za ziskovou cenu, je klíčovým prvkem přežití každé komerční firmy. V případě firem vyrábějících obráběcí stroje je takovým produktem nabízený stroj, který musí mít z pohledu konkurenceschopnosti vhodné technické a ekonomické parametry a podmínky dodání a provozu. Tyto hlavní parametry jsou významně ovlivňovány během fáze vývoje stroje, zejména v oblasti vývoje jeho nosné struktury.

Využití stávajících komplexních metodik vývoje technických systémů umožňuje pokrýt řadu funkčních a uživatelských vazeb vyvíjeného zařízení. Některé systémové přístupy však neodpovídají potřebě vývoje obráběcích strojů tím, že jsou náročné na systematickosti a způsob uvažování uživatelů (vývojových konstruktérů), a že jejich výstupy neumožňují operativně podpořit rozhodovací proces spojený s vývojem. Práce je proto zaměřena na vytvoření zdokonalené metodiky návrhu nosných struktur obráběcích strojů vycházející z VDI 2222. Tato zdokonalená metodika reaguje na tři paradoxy existující v reálném vývoji ve firmách: A) pro návrh zařízení lze využívat pokročilé strukturální optimalizace, do kterých však chybí potřebné kvantifikované kritériální vstupy; B) čím blíže hlavním užitným vlastnostem se simuluje chování stroje, tím více nejistotami je výsledek zatížen; C) vývojový proces je obecně dlouho trvající, ale okrajové podmínky vývoje a na ně vázaná nutnost rozhodnutí vyžadují podporu pro rychlou reakci.

Metodika skládající se ze čtyř hlavních fází přirozeně obsahuje i některé simulační metody. Ty je však nutno používat přiměřeně aktuální situaci (zejména času dedikovanému pro vývoj). Dále je třeba vhodně volit vstupní kritériální funkci a citlivě (s přihlédnutím k míře zjednodušení v modelu) interpretovat výsledky.

Právě kombinace dílčích technik a jejich vhodné řetězení ve vývojovém procesu, včetně řady kontrolních bodů souladu řešení se zadáním je podstatou předložené metodiky. Její aplikovatelnost je ukázána na dvou příkladech z praxe.

## 9 SEZNAM PŘÍLOH

Jednotlivé přílohy jsou označeny písmenem P a pořadovým číslem:

- P1: Výsledky testů stability obrábění (příloha kap. 5.5)
- P2: Tabulky řezných parametrů pro vytížení vřeteníku (přílohy kap. 6.1)
- P3: Tabulky pro návrh silových a časových spekter zatížení pohonů pohybových os (příloha kap. 5.3)
- P4: Porovnání parametrů stávajících strojů a strojů konkurence (příloha kap. 6.2)
- P5: Detailní výsledky konceptuální topologické optimalizace nosné struktury multifunkčního stroje (příloha kap. 6.2)
- P6: Technologická spektra pro návrh pohonů multifunkčního stroje (příloha kap. 6.2)

## 10 SEZNAM POUŽITÝCH INFORMAČNÍCH ZDROJŮ

### 10.1 KNIHY, UČEBNÍ TEXTY A NORMY

- [1] MAREK, Jiří a kol. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. Praha: MM publishing, 2014. ISBN 9788026067801.
- [2] JANÍČEK, Přemysl, MAREK, Jiří a kolektiv. *Expertní inženýrství v systémovém pojetí*. Grada Publishing a.s., 2013. ISBN 9788024741277.
- [3] VDI 2221. *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. Düsseldorf: VDI Verlag, 1993.
- [4] VDI 2222. *Konzipieren technischer Produkte*. Düsseldorf: VDI Verlag, 1973.
- [5] VDI 2206. *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. Beuth Verlag, 2004.
- [6] PAHL, Gerhart a BEITZ, Wolfgang. *Engineering Design - A Systematic Approach*. London: Springer. 1996, 2. vydání. ISBN 9783540199175.
- [7] HOSNEDL, Stanislav. *Systémové navrhování technických produktů*. 2012, Západočeská univerzita v Plzni, skripta KKS ZČU. ISBN 978-80-261-0125-3.
- [8] HUBKA, Vladimír a EDER, Ernst W. *Einführung in die Konstruktionswissenschaft*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 1992. ISBN 978-3-642-95674-4. DOI 10.1007/978-3-642-95673-7.
- [9] EDER, Ernst W. a HOSNEDL, Stanislav: *Design Engineering: A Manual for Enhanced Creativity*. CRC Press. 2007. ISBN 9781420047653.
- [10] EDER, Ernst W. a HOSNEDL, Stanislav: *Introduction to Design Engineering: Systematic Creativity and Management*. CRC Press. 2017. ISBN 9781138113596.
- [11] JANÍČEK, Přemysl.: *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky. Hledání souvislostí*. Nakladatelství CERM. 2008. ISBN: 978-80-7204-555-6.
- [12] MAREK, Jiří: *Integrovaný vývoj produktu*. Praha: Autodesk 2011. ISBN 978-80-254-6497-7.
- [13] MÖHRING, Hans-Christian, WIEDERKEHR Petra, GONZALO, Oscar a KOLAR, Petr. *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*. Springer, 2017. ISBN 9783319452913.
- [14] MANN, Darrell a DEWULF Simon. *TRIZ Companion*. Creax Press 2002. ISBN 90-77071-03-2.

- [15] MANN, Darrell. *Hands-on Systematic Innovation*. Ieper: CREAM Press 2002. ISBN 90-77071-02-4.
- [16] MILES, Lawrence D. *Techniques of value analysis and engineering*. McGraw-Hill 1972, ISBN 0070419264.
- [17] RAO, Singiresu. *The Finite Element Method in Engineering. 4th Edition*. Butterworth-Heinemann, 2004, ISBN: 9780750678285.
- [18] SLAVÍK, Jaromír, STEJSKAL, Vladimír a ZEMAN, Vladimír: *Základy dynamiky strojů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01622-6.
- [19] SOUČEK, Pavel: *Servomechanismy ve výrobních strojích*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-02902-6.
- [20] ARNOLD, Ronald N. *The mechanism of tool vibration in the cutting of steel: Cutting Tools Research: Report of Sub-committee on Carbide Tools*. Institution of Mechanical Engineers. London, 1945.
- [21] KASHIRIN, A.J. *Research of vibrations in metal cutting*. Moskva: Izdatelstvo AN SSSR, 1944.
- [22] TLUSTY, Jiri a POLACEK, Milos. *Beispiele der Behandlung der selbsterregten Schwingung der Werkzeugmaschinen*. Mnichov: Fo Ko Ma, Hanser Verlag, 1957.
- [23] KOENIGSBERGER, F. a Tlustý, Jiri. *Machine tool structures: stability against chatter, vol. I*. Pergamon, 1967
- [24] TOBIAS, S.A. *Machine-tool vibration*. Glasgow: Blackie and Sons Ltd., 1965
- [25] SCHMITZ, Tony L. a SMITH, K. Scott. *Machining Dynamics. Frequency Response to Improved Productivity*. Springer, 2009. ISBN 978-0-387-09644-5
- [26] CHRISTENSEN, Peter W. a KLARBRING, Anders. *An Introduction to Structural Optimization*. Springer, 2009. Vol. 153, ISBN 978-1-4020-8665-6. DOI 10.1007/978-1-4020-8666-3.
- [27] SPILLERS, William R. a MACBAIN, Keith M. *Structural Optimization*. Springer, 2009. ISBN 978-0-387-95864-4, DOI 10.1007/978-0-387-95865-1.
- [28] ALTINTAS, Yusuf. *Manufacturing Automation. Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*. Cambridge University Press, 2000. ISBN 0-521-65029. <https://doi.org/10.1017/CBO9780511843723>
- [29] HARRIS, Tedric A. *Rolling Bearings Analysis. Third Edition*. New York: John Wiley & Sons 1991. ISBN-13: 978-0471513490

## 10.2 ODBORNÉ ČLÁNKY

- [30] JÄNSCH, Judith a BIRKHOFFER, Herbert. The development of the guideline VDI 2221 - the change of direction. In: *International Design Conference - DESIGN 2006*. Dubrovnik - Croatia, květen, 2006.
- [31] SALEM, Farhan a MAHFOUZ, Ahmad. Mechatronics Subsystems' Classification, Role, Selection Criteria and Synergistic Integration in Overall System Design. In: *American Journal of Educational Science*. 2016, **2**(3), 16-28. ISSN: 2381-7127 (Print); ISSN: 2381-7135 (Online).
- [32] MÖHRING, Hans-Christian, WIEDERKEHR, Petra, LEOPOLD, Mathias, NGUYEN, Le Trung a HENSE, R. Simulation aided design of intelligent machine tool components. In: *Journal of Machine Engineering*. 2016, **16**(3), 5-33, ISSN 1895-7595 (Print), ISSN 2391-8071 (Online).
- [33] MÖHRING, Hans-Christian, BRECHER Christian, ABELE Eberhard, FLEISCHER Jürgen a BLEICHER Friedrich. Materials in machine tool structures. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2015, **64**(2), 725–748. ISSN 0007-8506.
- [34] MAREK, Jiří. Jak dál v metodice konstruování obráběcích strojů? In: *AEDS 2006 Workshop, 27-28.10.2006, Plzeň*. Dostupné online: <https://documentslide.org/jak-dal-v-metodice-konstruovani-obrabcich-stroju>
- [35] SMOLÍK, Jan, KULÍŠEK, Viktor a JANOTA, Miroslav. Application of Sandwich-Based Designs on Main Structural Parts of Machine Tools. In: *ASME 2011 International Manufacturing Science and Engineering Conference*. American Society of Mechanical Engineers. 2011, **2**. <http://dx.doi.org/10.1115/MSEC2011-50155>. ISBN 978-0-7918-4431-1.
- [36] ALTINTAS, Yusuf a WECK, Manfred. Chatter stability of metal cutting and grinding. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2016, **53**(2), 619-642. ISSN 0007-8506. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60032-8](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60032-8)
- [37] BRECHER, Christian, ESSER, Martin a WITT, Stephan. Interaction of manufacturing process and machine tool. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2016, **58**(2), 588–607. ISSN 0007-8506. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2009.09.005>
- [38] MUNOA, Jokin, BEUDAERT, Xavier, DOMBOVARI Zoltan, ALTINTAS, Yusuf, BUDAK, Erhan, BRECHER Christian a STÉPAN, Gabor. Chatter

- suppression techniques in metal cutting. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2016, **65**(2), 785–808. ISSN 0007-8506.  
<https://doi.org/10.1016/j.cirp.2016.06.004>
- [39] ALTINTAS, Yusuf, BRECHER, Christian, WECK, Manfred a WITT, Steffen. Virtual machine tool. In: *CIRP Annals- Manufacturing Technology*. 2005, **54**(2), 651-674. ISSN 0007-8506.
- [40] MARTELLOTTI, M.E. An analysis of the milling process. In: *Transactions of ASME*. 1941, **63**, 677.
- [41] MARTELLOTTI, M.E. . An analysis of the milling process II. Down milling. In: *Transactions of ASME*. 1945, **67**, 233.
- [42] KIENZLE, Otto. Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugen und Werkzeugmaschinen. In: *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*. 1952, 657-662.
- [43] SABBERWAL, A.J.P. Cutting forces in down milling. In: *International Journal of Machine Tool Design and Research*. 1962, **2**, 27-41.
- [44] FU, H.J., DEVOR, R.E. a KAPOOR, S.G. A mechanistic model for the prediction of the force system in face milling operations. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 1984, **106**(1), 81-88.
- [45] SPIEWAK, Swavik. An improved model of the chip thickness in milling. In: *Annals of the CIRP*. 1995, **44**(1), 39-42.
- [46] EHMANN, K.F., KAPOOR, S.G., DEVOR, R.E. a LAZOGLU, Ismail. Machining process modeling: a review. In: *Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 1997, **119**(4B) 655-663.
- [47] BUDAK, Erhan, ALTINTAS, Yusuf a ARMAREGO, Edwin. Prediction of milling force coefficients from orthogonal cutting data. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 1996, **118**(2), 216-224.
- [48] DENKENA, Behrend a BIERMANN, Dirk. Cutting Edge Geometries. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2014. **63**(2), 631-653. ISSN 0007-8506.
- [49] LEE, P. a ALTINTAS, Yusuf. Prediction of ball-end milling forces from orthogonal cutting data. In: *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 1996, **36**(9), 1059-1072.
- [50] FENG, H.Y. a SU, N. A mechanistic cutting force model for 3d ball-end milling. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering*. 2001, **123**(1), 23-29.
- [51] GAO, G., WU, B., ZHANG, D. a LUO, M. Mechanistic identification of cutting

- force coefficients in bull-nose milling process. In: *Chinese Journal of Aeronautics*. 2013, **26**(3), 823-830.
- [52] ALTINTAS, Yusuf a LEE, P. A general mechanics and dynamics model for helical end mills. In: *Annals of the CIRP*. 1996, **45**(1), 59–64.
- [53] GRADISEK, Janez, KALVERAM, Martin a WEINERT, Klaus. Mechanistic identification of specific force coefficients for a general end mill. In: *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2004, **44**(4) 404-14.
- [54] KAYMAKCI, M., KILIC, Z.M. a ALTINTAS, Yusuf. Unified cutting force model for turning, boring, drilling and milling operations. In: *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2012, **54–55**,34–45.
- [55] ORABY, S.E. a HAYHURST, D.R. Development of models for tool wear force relationships in metal cutting. In: *International Journal of Mechanical Sciences*. 1991, **33**(2), 125-138.
- [56] TEITENBERG, T.M., BAYOUMI, A.E. a YUCESAN, G. Tool wear modeling through an analytic mechanistic model of milling processes. In: *Wear*. 1992, **154**(2), 287-304.
- [57] LIN, Shihchieh C. a YANG, Richard J.. Force-based model for tool wear monitoring in face milling. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 1995, **35**(9), 1201-1211.
- [58] LIN, Shihchieh C. a LIN, Richard J. Tool wear monitoring in face milling using force signals. In: *Wear*. 1996, **198**(1-2), 136-142.
- [59] ARRAZOLA, Pedro-Jose, ÖZEL, Tugrul, UMBRELLO Domenico, DAVIES Matthew a JAWAHIR I. S. Recent Advances in Modelling of Metal Machining Processes. In: *CIRP annals - Manufacturing Technology*. 2013, **62**(2), 695-718. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2013.05.006>
- [60] VESELÝ, Jan a SULITKA, Matěj. Machine tool virtual model. In: *MM (Modern Machinery) Science Journal*. December 2009. DOI: 10.17973/MMSJ.2009\_12\_20090602. Dostupné online: [http://www.mmscience.eu/archives/MM\\_Science\\_20090602.pdf](http://www.mmscience.eu/archives/MM_Science_20090602.pdf)
- [61] TAYLOR, Frederick Winslow. On the art of cutting metals. In: *Transactions of the ASME*. 1907, **28**, 31–350.
- [62] TLUSTY, Jiri a POLACEK, Milos. The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining. In: *Proceedings of International Research in Production Engineering*. American Society of Mechanical Engineers. 1963,

- Pittsburgh.
- [63] TOBIAS, S.A. a FISHWICK, W. The chatter of lathe tools under orthogonal cutting conditions. In: *Transactions of ASME*. 1958, **80**,1079.
- [64] TOBIAS, S.A. a FISHWICK, W. Theory of regenerative machine tool chatter. In: *The Engineer*. 1958, **205**.
- [65] HANNA, N.H. a TOBIAS, S.A. A theory of nonlinear regenerative chatter. In: *Journal of Engineering for Industry*. 1974, **96**(1), 247–255.  
doi:10.1115/1.3438305
- [66] SHRIDAR, R., HOHN R.E. a LONG G.W. A stability algorithm for the general milling proces: Contribution to Machine Tool Chatter Research—7. In: *Journal of Engineering for Industry*. 1968, **90**(2), 330–334. doi:10.1115/1.3604637
- [67] SHI, H.M. a TOBIAS, S.A. Theory of finite amplitude machine tool instability. In: *International Journal of Machine Tool Design and Research*. 1984, **24**(1), 45-69. [https://doi.org/10.1016/0020-7357\(84\)90045-3](https://doi.org/10.1016/0020-7357(84)90045-3)
- [68] TLUSTY, Jiri a ISMAIL, F. Basic non-linearity in machining chatter. In: *CIRP Annals*. 1981, **30**(1) 229–304. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60946-9](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60946-9)
- [69] TLUSTY, Jiri a ISMAIL ,F. Special aspects of chatter in milling. In: *ASME Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*. 1983, **105**(1), 24–32. doi:10.1115/1.3269061
- [70] SMITH, Kevin Scott, WINFOUGH, William R. a HALLEY, Jeremiah. The effect of tool length on stable metal removal rate in high speed milling. In: *CIRP Annals*. 1998, **47**(1), 307–310. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62839-X](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62839-X)
- [71] ALTINTAS, Yusuf a BUDAK, Erhan. Analytical prediction of stability lobes in milling. In: *CIRP Annals*. 1995, **44**(1) 357–362. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62342-7](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62342-7)
- [72] BUDAK, Erhan a ALTINTAS, Yusuf. Analytical prediction of chatter stability conditions for multi-degree of freedom systems in milling, Part I: modeling, Part II: applications. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1998, **120**(1), 22–36. DOI:10.1115/1.2801318
- [73] ALTINTAS, Yusuf, KERSTING, Petra, BIERMANN, Dirk, BUDAK, Erhan, DENKENA, Behrend a LAZOGLU, Ismail. Virtual Process Systems for Part Machining Operations. In: *CIRP Annals*. 2014, **63**(2), 585-605.  
<https://doi.org/10.1016/j.cirp.2014.05.007>



- [74] WAGNER, Peter. Simulative Auslegung und Optimierung von Maschinen zur Steigerung der Prozessstabilität. In: *Aachener Werkzeugmaschinen Kolloquium*. 2014, 20 s.
- [75] JONES, AB. A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions. In: *Journal of Basic Engineering*. 1960, **82**(2), 309-320. DOI:10.1115/1.3662587
- [76] AOYAMA, Tojiro a INASAKI, Ichiro. Performances of HSK tool interfaces under high rotational speed. In: *Annals of the CIRP*. 2001, **50**(1), 281-284.
- [77] NOVOTNÝ, Lubomír a MAREK, Jiří. Issues at tool clamping systems. In: *Proceedings of Engineering mechanics*. Svratka 2006, paper No. 171, ISBN 80-86246-27-2.
- [78] CAO, Yuzhong a ALTINTAS, Yusuf. A general method for the modeling of spindle-bearing system. In: *Journal of Mechanical Design*. ASME 2004, **126**(6), 1089-1104, ISSN: 1050-0472. DOI:10.1115/1.1802311
- [79] ALTINTAS, Yusuf a CAO, Yuzhong. Virtual design and optimalization of machine tool spindles. In: *Annals of the CIRP*. 2005, **54**(1), 379-382.
- [80] ALTINTAS, Yusuf a CAO, Yuzhong. Modeling of spindle-bearing and machine-tool systems for virtual simulation of milling operations. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2007, **47**(9), 1342-1350. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2006.08.006>
- [81] BUDAK, Erdem, ERTÜRK, Ahmet a ÖZGÜVEN, H. Nevzat. A modelling for analysis and improvement of spindle-holder-tool assembly dynamics. In: *Annals of CIRP*. 2006, **56**(1), 369-372. [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)60437-5](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)60437-5)
- [82] ERTÜRK, Ahmet, ÖZGÜVEN, H. Nevzat a BUDAK, Erdem. Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model spindle-tool assemblies. In: *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. 2007, **47**(1), 23-32. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2006.03.001>
- [83] AGAPIOU, John. S. Evaluation of the Static Stiffness for a Spindle-Toolholder-Tooling System. In: *An International Journal of Machining Science and Technology*. 2008, **12**(1), 77-99. <https://doi.org/10.1080/10910340801890938>
- [84] WECK, Manfred, BRECHER, Christian, SCHULTZ, A. a KEISER, R. Stabilitätsanalyse bei der HSC Bearbeitung. In: *Werkstattstechnik online*. 2003, **93**(1/2). [https://www.werkstattstechnik.de/wt/article.php?data\[article\\_id\]=546](https://www.werkstattstechnik.de/wt/article.php?data[article_id]=546)

- [85] BRECHER, Christian, ESSER, Martin a PAEPENMÜLLER, F. Motor Spindles for HPC: Testing and Chatter Simulation. In: *Proceedings of the CIRP 2nd International conference on high performance cutting*. Vancouver 2006.
- [86] LI, Hongqi a SHIN, Yung C. Integrated dynamic thermo-mechanical modeling of high speed spindles, Part 1: model development. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*. 2004, **126**(1), 148-158. DOI:10.1115/1.1644545
- [87] LI, Hongqi a SHIN, Yung C. Integrated dynamic thermo-mechanical modeling of high speed spindles, Part 2: solution procedure and validation. In: *Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME*. 2004, **126**(1), 159-168. DOI:10.1115/1.1644546
- [88] LI, Hongqi a SHIN, Yung C. Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spinde model. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2003, **44**(4), 347-364. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2003.10.011>
- [89] LIN, Chi-Wei, TU, Jay F. a KAMMAN, Joe. An integrated thermo-mechanical-dynamical model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2003, **43**(10), 1035-1050. [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(03\)00091-9](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(03)00091-9)
- [90] ZULAIKA, Juan Jose, CAMPA, Francisco, J. a LOPEZ DE LACALLE, Luis Norberto. An integrated process-machine approach for designing productive and lightweight milling machines. In: *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2011, **51**(7-8) 591-604, ISSN 0890-6955. <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2011.04.003>
- [91] LIN, Mingfeng, LUCAS, Henry C. a SHMUELI, Galit. Too Big to Fail: Larger Samples and False Discoveries. In: *Robert H. Smith School Research Paper*. 2013. No. RHS 06-068, 1-12. <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.1336700>

### 10.3 VÝZKUMNÉ ZPRÁVY A PROJEKTOVÉ PŘIHLÁŠKY

- [92] Centrum kompetence - Strojírenská výrobní technika. Popis projektu TAČR č. TE01020075. ČVUT v Praze, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2012.
- [93] KOLÁŘ, Petr, ZEMAN, Pavel, HOVORKA, Jiří, FOJTŮ, Petr a SWACZYNA, Zbyněk. Analýza technologických parametrů vyvrtávacích vřeteníků. Výzkumná

- zpráva V-12-010, RCMT, Praha, 2012.
- [94] KOLÁŘ, Petr, SMOLÍK, Jan a VYROUBAL, Jiří. Identifikace požadavků kladených na stroj, metoda QFD (jakostní dům). Výzkumná zpráva V-11-094, VCSVTT, Praha, 2011.
- [95] Kolář Petr, SMOLÍK, Jan, VRBA, Pavel, FOJTŮ, Petr, ZEMAN, Pavel a ŠINDLER, Jaroslav. Definice zadání pro vývoj stroje velikosti 100. Výzkumná zpráva V-13-011, VCSVTT, Praha, 2013.
- [96] ŠIMŮNEK, Aleš, SULITKA, Matěj, LYSÁK, Pavel, OKÉNKA, Martin a ŠINDLER, Jaroslav. *Strukturální optimalizace, návrhové a kontrolní výpočty stroje TOS Varnsdorf velikosti 110*. Výzkumná zpráva V-16-009, RCMT, Praha, 2016.
- [97] RYBÁŘ, Pavel. *Návrh expertního systému pro výpočty pohonů s kuličkovými šrouby*. Výzkumná zpráva č. V-06-079. ČVUT v Praze, Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii, 2006.

#### 10.4 DISERTAČNÍ A HABILITAČNÍ PRÁCE

- [98] DOSEDLA, Michal. *Systémový přístup při návrhu obráběcích strojů*. Brno, 2011. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Jiří MAREK.
- [99] RYBÁŘ, Pavel. *Optimalizace posuvů NC strojů se zvýšenou dynamikou*. Praha, 2015. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce Pavel SOUČEK.
- [100] SMOLÍK, Jan. *Nosné díly obráběcích strojů z nekonvenčních materiálů*. Praha, 2008. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce Jaromír HOUŠA.
- [101] VRBA, Pavel. *Využití nekonvenčních materiálů ve stavbě nosných soustav obráběcích strojů*. Praha, 2017. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce Jan SMOLÍK.
- [102] HOLKUP, Tomáš. *Komplexní teplotně mechanický model vysokorychlostních sestav valivých ložisek*. Praha, 2007. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce Pavel BACH.
- [103] KOLÁŘ, Petr. *Vysokootáčková vřetena NC obráběcích strojů*. Praha, 2007. České vysoké učení technické v Praze. Fakulta strojní. Vedoucí práce Jaroslav RYBÍN.

## 10.5 ON-LINE ZDROJE

- [104] Konkurenceschopnost. WikiKnihovna [online]. Dostupné:  
<http://wiki.knihovna.cz/index.php/Konkurenceschopnost>
- [105] ABZ slovník cizích slov [online]. Dostupný: <http://slovník-cizich-slov.abz.cz>
- [106] MAREK, Jiří. *Konstrukční proces* [online].  
Seriál Konstrukce CNC obráběcích strojů, Technický týdeník, 2013. Dostupné:  
<https://www.t-support.cz/kat/konstrukcni-proces-2>
- [107] Wikipedie. *Tvořivost* [online]. Dostupné:  
<https://cs.wikipedia.org/wiki/Tvo%C5%99ivost>
- [108] Wikipedie. *Metoda konečných prvků* [online]. Dostupné:  
[https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda\\_konecn%C3%BDch\\_prvk%C3%BD](https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_konecn%C3%BDch_prvk%C3%BD)
- [109] PLAŇANSKÝ, Ladislav. Obráběcí stroje pro Industry 4.0 [online]. Dostupné:  
<https://www.mmspektrum.com/clanek/obrabeci-stroje-pro-industry-4-0.html>
- [110] Horizont 6/2017. Firemní noviny TOS Varnsdorf [online]. Dostupné:  
<https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/o-spolecnosti/historie/firemni-noviny/archiv-cisel-horizont/rocnik-2017/cislo-6/montaz-stroju-wht-110.html>

## 11 SEZNAM RELEVANTNÍCH PUBLIKACÍ AUTORA

Uvedeny jsou pouze autorovy publikace relevantní tématu habilitace. Nejedná se o úplný přehled autorovy publikační činnosti. Uvedené publikace jsou rozděleny na výzkumné zprávy vydané Výzkumným centrem pro strojírenskou výrobní techniku a technologii (omezený veřejný přístup), odborné články publikované na konferencích a v journalích a veřejné prezentace.

### 11.1 KNIHY

- [13] MÖHRING, Hans-Christian, WIEDERKEHR Petra, GONZALO, Oscar, KOLAR, Petr. *Intelligent Fixtures for the Manufacturing of Low Rigidity Components*. Springer, 2017. ISBN 978-3-319-45291-3.

### 11.2 PUBLIKACE NA KONFERENCÍCH A V JOURNALECH

- [111] KOLÁŘ, P., JANOTA, M., SULITKA, M. Simulation of Dynamic Properties of a Spindle and Tool System coupled with a Machine Tool Frame. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2010, **54**(1), s. 11-20. ISSN 1433-3015. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-010-2917-7>.
- [112] KOLÁŘ, P., SMOLÍK, J., SULITKA, M., ŠINDLER, J., HOVORKA, J. An integrated approach to the development of machine tool structural parts. In: *MM Science Journal*. 2012. Special issue on 9<sup>th</sup> International Conference on Machine Tools, Automation, Technology and Robotics MATAR 2012, s. 1-7, ISSN 1805-0476.
- [113] KOLAR, P., SULITKA, M., SINDLER, J. Development methods for high performance machine tools. In: 2. Wiener Produktionstechnik Kongress. 2014, Wien: IFT TU Vienna.
- [114] KOLAR, P., SULITKA, M., SINDLER, J., SMOLIK, J. Modern Methods for Efficient Machine Tool Design. In: *10th International Conference on High Speed Machining*. Darmstadt: Abele, Metternich, 26.-27. září 2013.
- [115] KOLÁŘ, P., FOJTŮ, P., a SCHMITZ, T. On Cutting Force Coefficient Model with Respect to Tool Geometry and Tool Wear. In: *Procedia Manufacturing*. 2015, **1**, s. 708-720. ISSN 2351-9789. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2015.09.020>
- [116] KOLÁŘ, P., SULITKA, M., FOJTŮ, P., FALTA, J., ŠINDLER, J. Cutting force

- modelling with a combined influence of tool wear and tool geometry. In: *Manufacturing Technology: Journal for Science, Research and Production*. 2016, 2016(3), s. 524-531. ISSN 1213-2489.
- [117] NOVOTNÝ, Lukáš, KOLÁŘ, Petr, SULITKA, Matěj a SMOLÍK, Jan. Damping in machine tool structures. In: *Proceedings of 14<sup>th</sup> International Conference on High Speed Machining: Productivity, Quality and Digitalization*. San Sebastian: Uriarte, Munoa. 17.-18. dubna 2018.
- [118] JANOTA, M., KULÍŠEK, V., VRBA, P., KOLÁŘ, P. Influence of Boundary Conditions on Modal Parameters of Machine Tool Parts. In: *Proceedings of 8th CIRP Conference on High Performance Cutting (HPC 2018)*, Budapest, Hungary, 25-27 Jun, (2018).
- [119] KOLÁŘ, Petr a HOLKUP, Tomáš. Prediction of machine tool spindle's dynamics based on a thermo-mechanical model. In: *MM Science Journal*. 2010, March. [http://www.mmscience.eu/archives/MM\\_Science\\_201002.pdf](http://www.mmscience.eu/archives/MM_Science_201002.pdf)
- [120] HOLKUP, Tomáš, CAO, Hongrui, KOLÁŘ, Petr, ALTINTAS, Yusuf a ZELENÝ, Jaromír. Thermo-mechanical model of spindles. In: *CIRP Annals*. 2010, 59(1), s. 365-368. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2010.03.021>
- [121] KOLÁŘ, Petr. Influence Of Tooling System On Cutting Efficiency. In: *Proceedings of XVIII Workshop on Supervising and Diagnostics of Machining Systems: Manufacturing Intelligent Design and Optimization*. Karpacz: Editorial Institution of the Wroclaw Board of Scientific Technical Societies Federation NOT, 2007. 10 s. ISBN 1895-7595.
- [122] KOLÁŘ, Petr, JANOTA, Miroslav a SULITKA, Matěj. Simulation of Dynamic Properties of a Spindle and Tool System coupled with a Machine Tool Frame. In: *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2010, 1(54), s. 1-10. ISSN 1433-3015. <http://www.springerlink.com/content/j4j666242k640530>

### 11.3 VÝZKUMNÉ ZPRÁVY

- [93] Ing. Petr Kolář, Pavel Zeman, Jiří Hovorka, Petr Fojtů, Zbyněk Swaczyna. Analýza technologických parametrů vyvrtávacích vřeteníků. Výzkumná zpráva V-12-010, RCMT, Praha, 2012.
- [94] Kolář P, Smolík J, Vyroubal J, Identifikace požadavků kladených na stroj, metoda

QFD (jakostní dům). Výzkumná zpráva V-11-094, VCSVTT, Praha, 2011.

- [95] Kolář P Ing. Jan Smolík, Ph.D. Ing. Pavel Vrba Ing. Petr Fojtů Ing. Pavel Zeman, Ph.D. Jaroslav Šindler, Definice zadání pro vývoj stroje velikosti 100. Výzkumná zpráva V-13-011, VCSVTT, Praha, 2013.

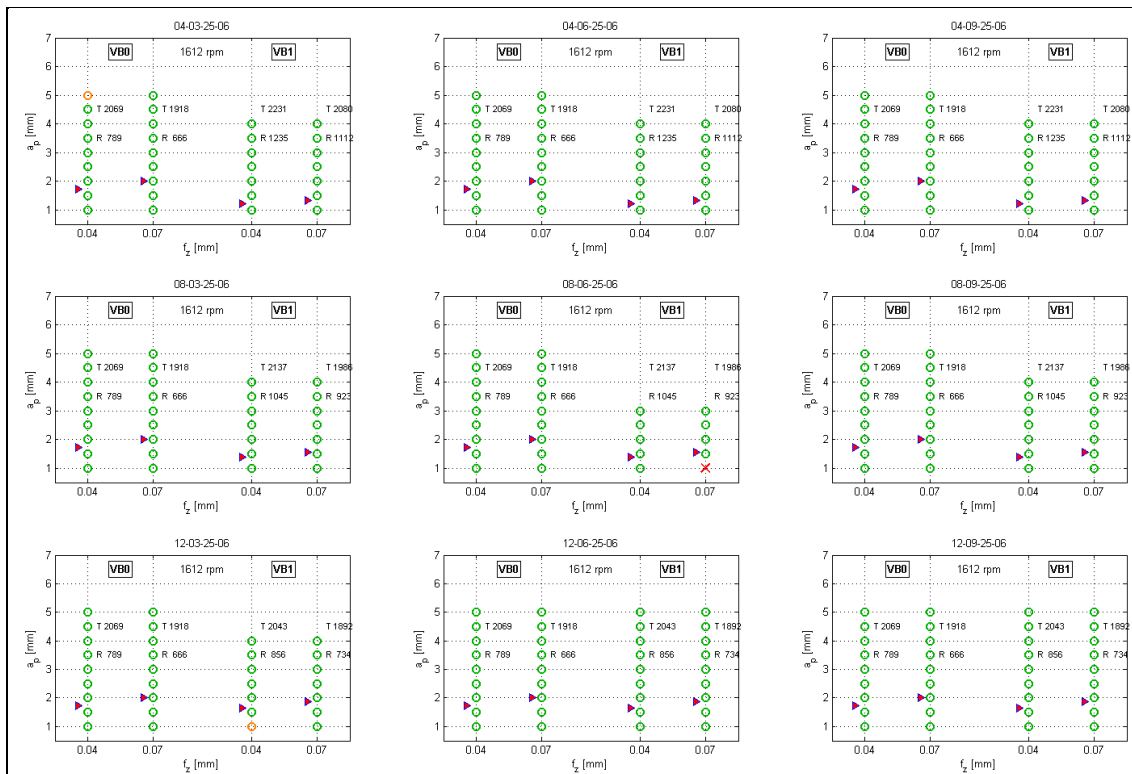
#### **11.4 VEŘEJNÉ PREZENTACE**

- [123] KOLÁŘ, Petr, SULITKA, Matěj, KULÍŠEK Viktor, JANOTA, Miroslav a SMOLÍK, Jan. Hybrid Materials for Increased Damping of Machine Tool Structures. *CIRP January Meeting, Session on STC-M*. 24.1.2014, Paříž.

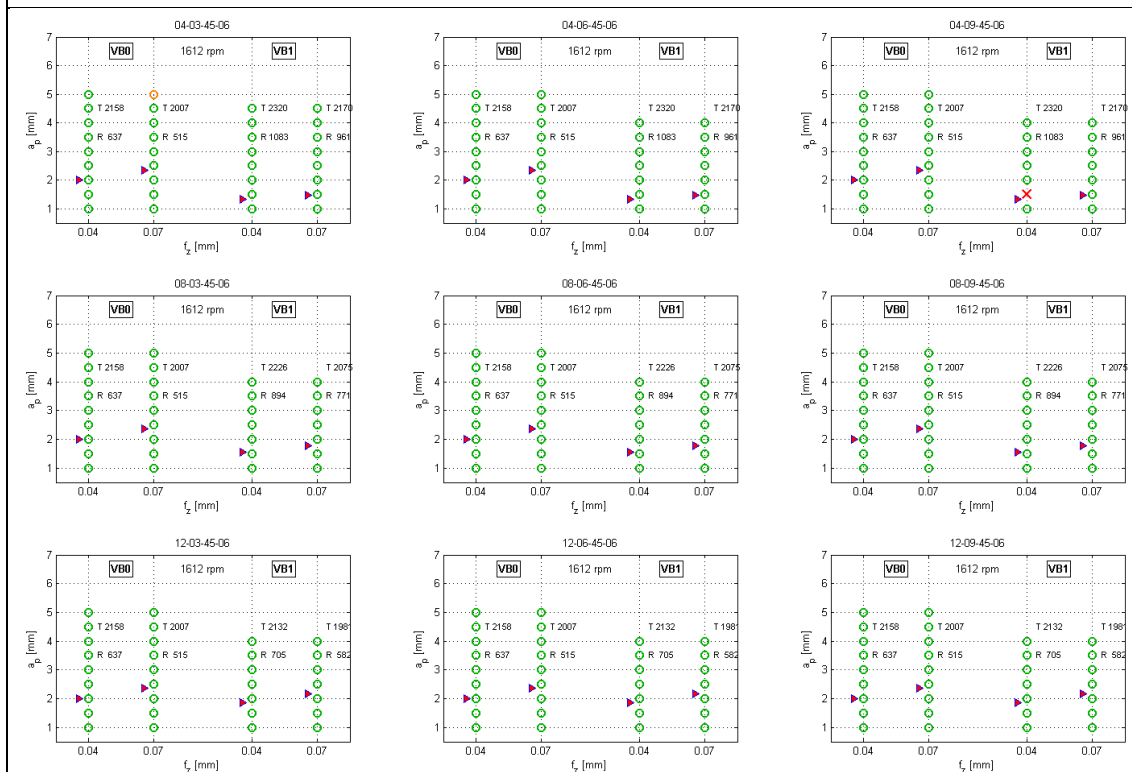
## **PŘÍLOHY**



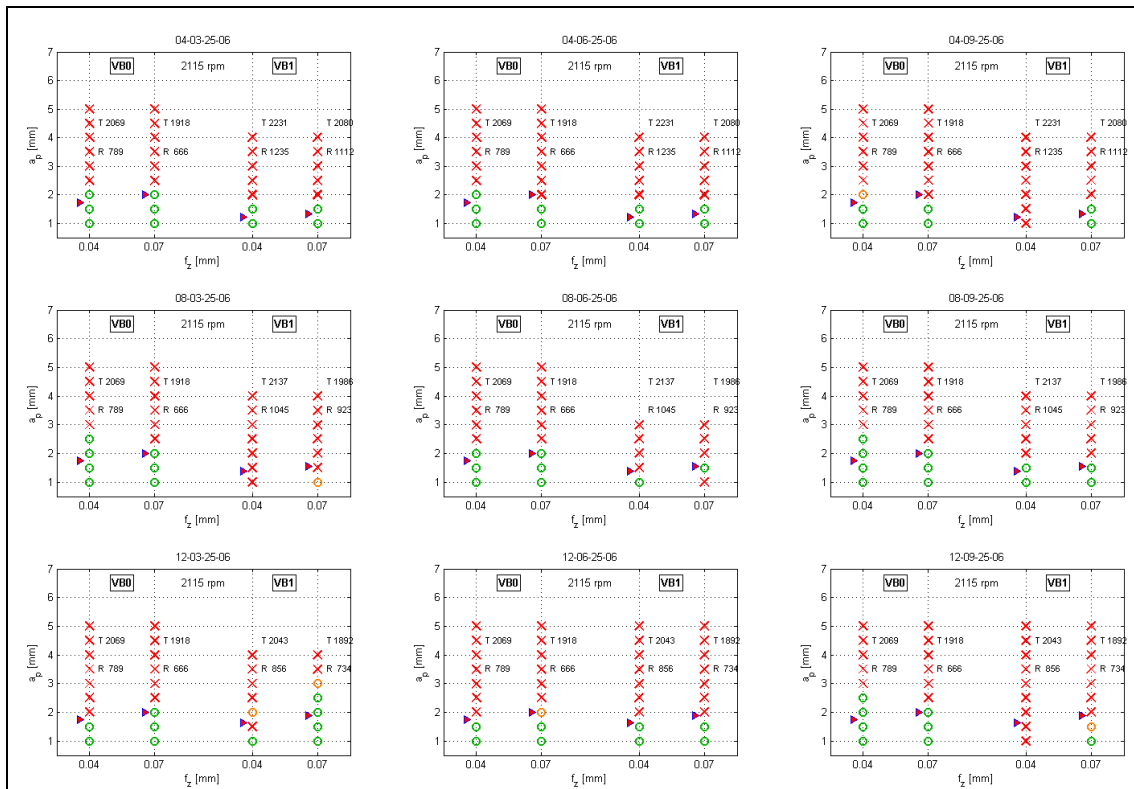
# P1 VÝSLEDKY TESTŮ STABILITY OBRÁBĚNÍ (PŘÍLOHA KAP. 5.5)



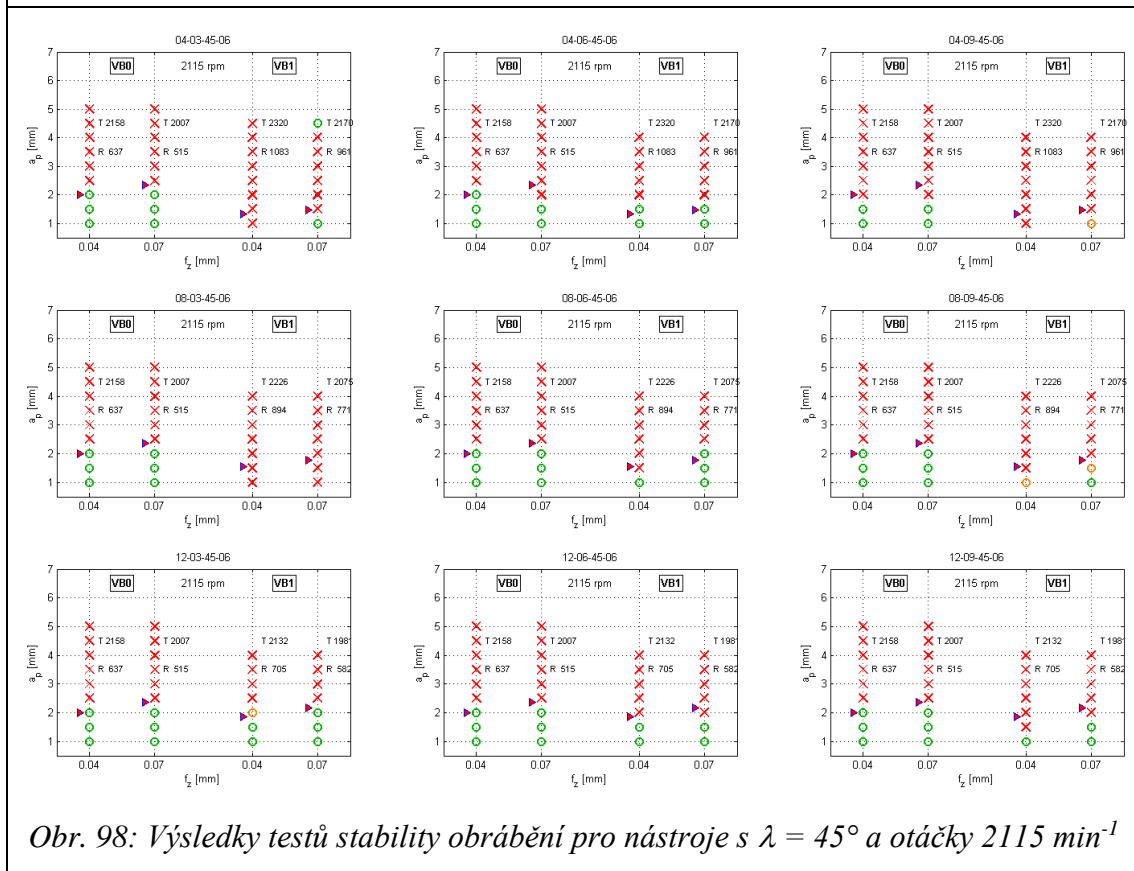
Obr. 95: Výsledky testů stability obrábění pro nástroje s  $\lambda = 25^\circ$  a otáčky  $1612 \text{ min}^{-1}$



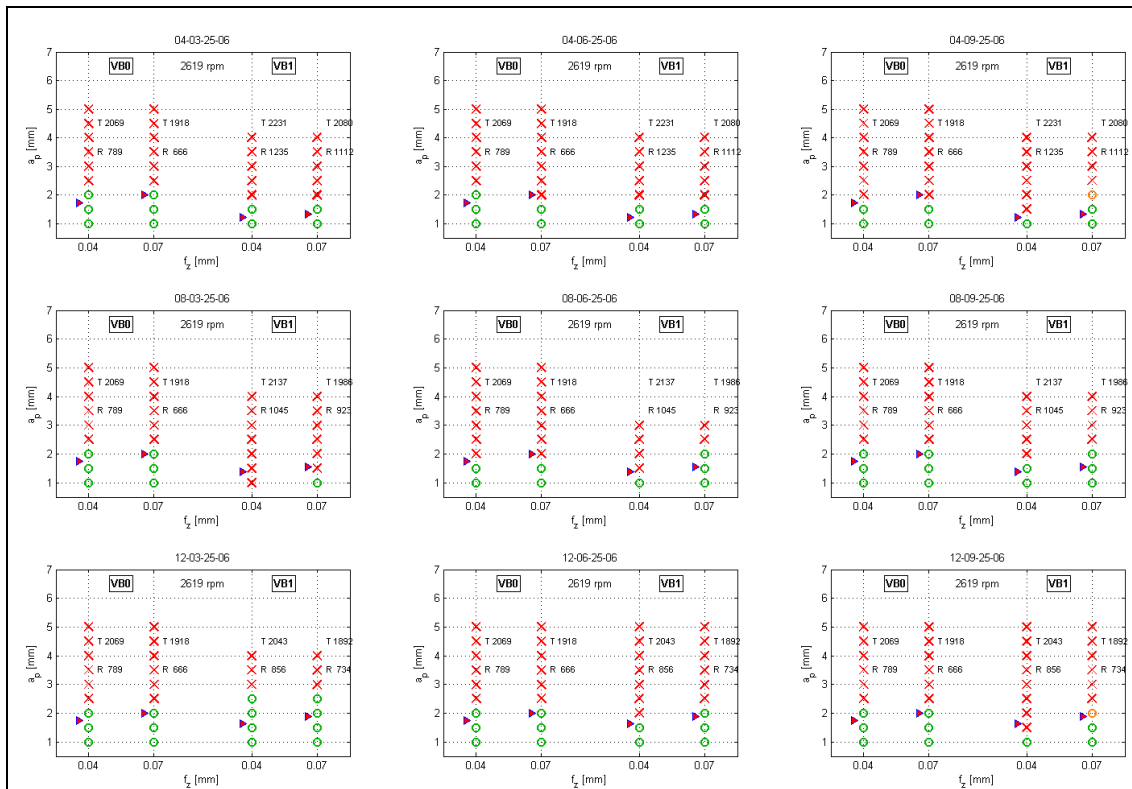
Obr. 96: Výsledky testů stability obrábění pro nástroje s  $\lambda = 45^\circ$  a otáčky  $1612 \text{ min}^{-1}$



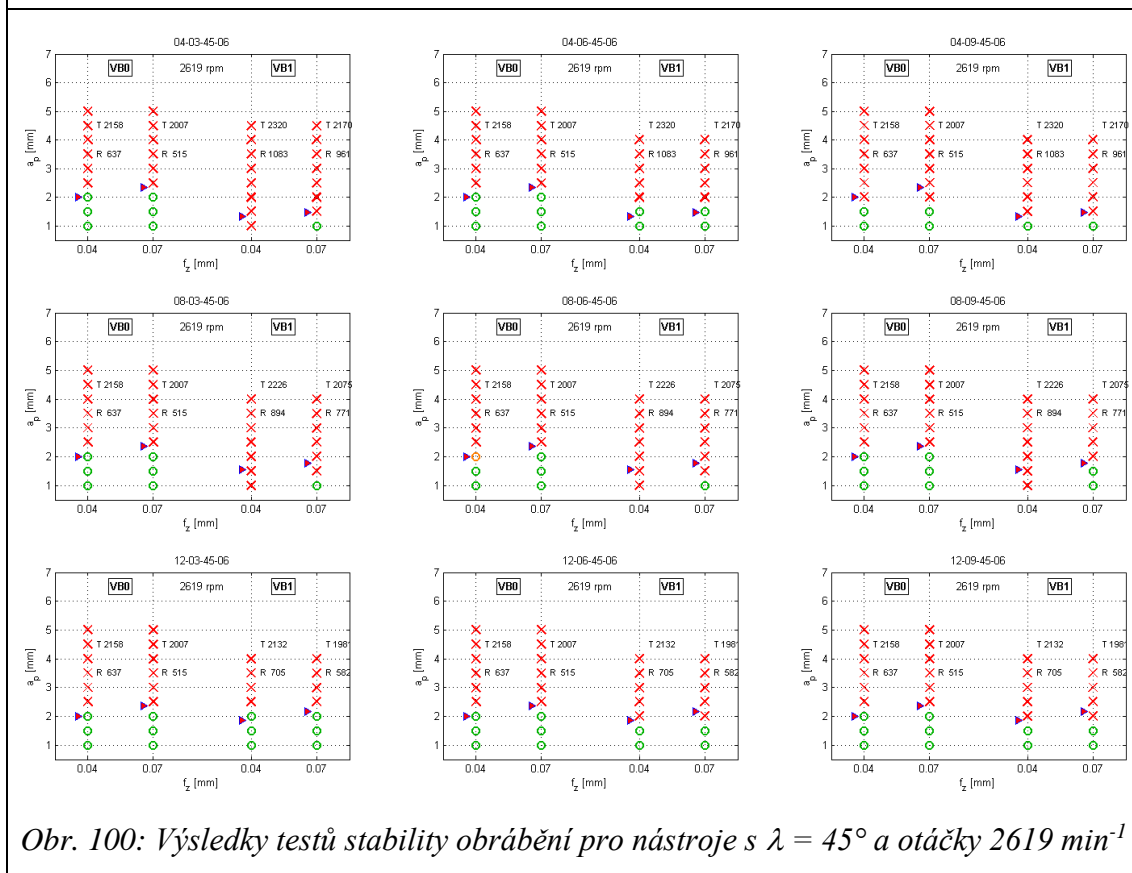
Obr. 97: Výsledky testů stability obrábění pro nástroje s  $\lambda = 25^\circ$  a otáčky  $2115 \text{ min}^{-1}$



Obr. 98: Výsledky testů stability obrábění pro nástroje s  $\lambda = 45^\circ$  a otáčky  $2115 \text{ min}^{-1}$



Obr. 99: Výsledky testů stability obrábění pro nástroje s  $\lambda = 25^\circ$  a otáčky  $2619 \text{ min}^{-1}$



Obr. 100: Výsledky testů stability obrábění pro nástroje s  $\lambda = 45^\circ$  a otáčky  $2619 \text{ min}^{-1}$

## P2 TABULKY ŘEZNÝCH PARAMETRŮ PRO VYTÍŽENÍ VŘETENÍKU (PŘÍLOHY KAP. 6.1)

### TECHNOLOGIE FRÉZOVÁNÍ ČELNÍ FRÉZOU

Tab. 22: Řezné parametry pro frézování oceli čelní frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63	80	100	125	160
Počet zubů z [-]	3	3	4	4	5	6	7	8	9
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,35	0,35	0,35
Šířka řezu $a_e$ [mm]	18	28,8	36	45	56,7	72	90	112,5	144
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	8	8	8	8	6	5	4	4	4
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	3 979	2 487	1 989	1 592	1 263	995	796	637	497
Max. síla [N]	3 883	3 910	5 218	5 219	5 965	6 288	6 306	6 683	6 944
Krouticí moment [Nm]	39	63	104	130	188	252	315	418	555
Výkon [kW]	16,2	16,3	21,7	21,7	24,9	26,2	26,3	27,8	28,9
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	344	344	458	458	645	645	702	802	902
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	21,3	21,1	21,1	21,1	25,9	24,6	26,7	28,8	31,2
Posuv [mm/min]	2 390	1 490	1 590	1 270	1 890	1 790	1 950	1 780	1 570

Tab. 23: Řezné parametry pro frézování litiny čelní frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63	80	100	125	160
Počet zubů z [-]	3	3	4	4	5	6	7	8	9
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	250	250	250	250	250	250	250	250	250
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,45	0,45
Šířka řezu $a_e$ [mm]	18	28,8	36	45	56,7	72	90	112,5	144
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	8	8	8	8	7	6	5	4	4
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	3 979	2 487	1 989	1 592	1 263	995	796	637	497
Max. síla [N]	2 977	2 998	4 001	4 001	5 335	5 783	6 706	6 234	6 476
Krouticí moment [Nm]	30	48	80	100	168	231	335	390	518
Výkon [kW]	12,4	12,5	16,7	16,7	22,2	24,1	27,9	26,0	27,0
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	344	344	458	458	752	773	1 003	1 031	1 160
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	27,7	27,5	27,5	27,5	33,8	32,1	35,9	39,7	43,0
Posuv [mm/min]	2 390	1 490	1 590	1 270	1 890	1 790	2 230	2 290	2 010

Tab. 24: Řezné parametry pro frézování nerezové oceli čelní frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63	80	100	125	160
Počet zubů z [-]	3	3	4	4	5	6	7	8	9
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	220	210	200	200	200	200	200	200	200
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,15	0,15	0,2	0,25	0,25	0,3	0,3	0,35	0,3
Šířka řezu $a_e$ [mm]	12	19,2	24	30	37,8	48	60	75	96
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	8	8	8	8	8	7	6	5	5
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	3 501	2 089	1 592	1 273	1 011	796	637	509	398
Max. síla [N]	3 330	3 331	5 103	6 137	7 675	8 585	7 767	8 622	8 403
Krouticí moment [Nm]	33	53	102	153	242	343	388	539	672
Výkon [kW]	12,2	11,7	17,0	20,5	25,6	28,6	25,9	28,7	28,0
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	151	144	244	306	382	481	481	535	516
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	12,4	12,4	14,4	14,9	14,9	16,8	18,6	18,6	18,4
Posuv [mm/min]	1 580	940	1 270	1 270	1 260	1 430	1 340	1 430	1 070

Tab. 25: Řezné parametry pro frézování titanu čelní frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63	80	100	125	160
Počet zubů z [-]	3	3	4	4	5	6	7	8	9
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,15	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,3	0,3	0,3
Šířka řezu $a_e$ [mm]	6	9,6	12	15	18,9	24	30	37,5	48
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	8	8	8	8	10	10	10	10	12
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	955	597	477	382	303	239	191	153	119
Max. síla [N]	5 678	7 140	7 164	8 510	10638	12393	16658	18172	23042
Krouticí moment [Nm]	57	114	143	213	335	496	833	1 136	1 843
Výkon [kW]	5,7	7,1	7,2	8,5	10,6	12,4	16,7	18,2	23,0
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	21	28	37	46	72	86	120	138	186
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	3,6	3,9	5,1	5,4	6,7	6,9	7,2	7,6	8,1
Posuv [mm/min]	430	360	380	380	380	360	400	370	320

Tab. 26: Řezné parametry pro frézování duralu čelní frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63	80	100	125	160
Počet zubů z [-]	3	3	4	4	5	6	7	8	9
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	400	500	480	450	350	330	300	300	300
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6
Šířka řezu $a_e$ [mm]	18	28,8	36	45	50,4	56	50	50	48
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	6 366	4 974	3 820	2 865	1 768	1 313	955	764	597
Max. síla [N]	2 032	2 046	3 610	3 611	4 914	5 125	5 737	5 456	5 685
Krouticí moment [Nm]	20	33	72	90	155	205	287	341	455
Výkon [kW]	13,5	17,1	28,9	27,1	28,7	28,2	28,7	27,3	28,4
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	550	688	1 320	1 238	1 426	1 412	1 337	1 222	1 238
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	40,6	40,3	45,7	45,7	49,8	50,1	46,6	44,8	43,5
Posuv [mm/min]	3 820	2 980	4 580	3 440	3 540	3 150	3 340	3 060	3 220

## TECHNOLOGIE FRÉZOVÁNÍ JEŽKOVOU FRÉZOU

Tab. 27: Řezné parametry pro frézování oceli ježkovou frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63
Počet zubů z [-]	2	3	4	4	5
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	250	250	250	250	250
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2
Šířka řezu $a_e$ [mm]	20	32	40	50	63
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	10	10	10	10	9
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	3 979	2 487	1 989	1 592	1 263
Max. síla [N]	3 412	3 975	5 211	6 523	6 521
Krouticí moment [Nm]	34	64	104	163	205
Výkon [kW]	14,2	16,6	21,7	27,2	27,2
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	239	358	477	637	716
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	16,8	21,6	22,0	23,4	26,4
Posuv [mm/min]	1 190	1 120	1 190	1 270	1 260

Tab. 28: Řezné parametry pro frézování litiny ježkovou frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63
Počet zubů z [-]	2	3	4	4	5
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	250	250	250	250	250
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,2	0,2	0,2	0,25	0,3
Šířka řezu $a_e$ [mm]	20	32	40	50	63
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	10	15	13	11	9
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	3 979	2 487	1 989	1 592	1 263
Max. síla [N]	3 274	5 717	6 499	6 546	6 859
Krouticí moment [Nm]	33	91	130	164	216
Výkon [kW]	13,6	23,8	27,1	27,3	28,6
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	318	716	828	875	1 074
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	23,3	30,1	30,6	32,1	37,6
Posuv [mm/min]	1 590	1 490	1 590	1 590	1 890

Tab. 29: Řezné parametry pro frézování nerezové oceli ježkovou frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63
Počet zubů z [-]	2	3	4	4	5
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	250	220	220	220	220
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,15	0,15	0,15	0,2	0,25
Šířka řezu $a_e$ [mm]	20	32	40	50	63
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	10	16	12	9	7
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	3 979	2 188	1 751	1 401	1 112
Max. síla [N]	4 161	7 642	7 572	7 151	7 406
Krouticí moment [Nm]	42	122	151	179	233
Výkon [kW]	17,3	28,0	27,8	26,2	27,2
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	239	504	504	504	613
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	13,8	18,0	18,2	19,2	22,6
Posuv [mm/min]	1 190	980	1 050	1 120	1 390

Tab. 30: Řezné parametry pro frézování titanu ježkovou frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63
Počet zubů z [-]	2	3	4	4	5
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	60	60	60	60	60
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,1	0,15	0,15	0,15	0,15
Šířka řezu $a_e$ [mm]	20	32	40	50	63
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	3	5	6	8	10,5
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	955	597	477	382	303
Max. síla [N]	1 720	4 608	7 196	9 594	13 949
Krouticí moment [Nm]	17	74	144	240	439
Výkon [kW]	1,7	4,6	7,2	9,6	13,9
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	11	43	69	92	150
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	6,7	9,3	9,6	9,6	10,8
Posuv [mm/min]	190	270	290	230	230

Tab. 31: Řezné parametry pro frézování duralu ježkovou frézou

Průměr nástroje D [mm]	20	32	40	50	63
Počet zubů z [-]	2	3	4	4	5
Řezná rychlost $v_c$ [m/min]	300	500	350	350	300
Posuv na zub $f_z$ [mm/zub]	0,15	0,15	0,2	0,25	0,3
Šířka řezu $a_e$ [mm]	20	32	40	50	63
Hloubka řezu $a_p$ [mm]	16	14	14	12	11
Úhel šroubovice [°]	10	10	10	10	10
Otáčky [1/min]	4 775	4 974	2 785	2 228	1 516
Max. síla [N]	2 797	2 954	4 697	4 740	5 477
Krouticí moment [Nm]	28	47	94	119	173
Výkon [kW]	14,0	24,6	27,4	27,7	27,4
Výkonnost [cm <sup>3</sup> /min]	458	1 003	1 248	1 337	1 576
Měrná produktivita [(cm <sup>3</sup> /min)/kW]	32,8	40,7	45,5	48,3	57,5
Posuv [mm/min]	1 430	2 240	2 230	2 230	2 270



### P3 TABULKY PRO NÁVRH SILOVÝCH A ČASOVÝCH SPEKTER ZATÍŽENÍ POHONŮ POHYBOVÝCH OS (PŘÍLOHA KAP. 5.3)

Níže uvedená šablona pro popis spekter zatížení pohybových os je příkladem popisu předpokládaného rozložení zákaznických technologických operací na stroji. Nejprve jsou definovány (obvykle jedna až tři) typy aplikačních oblastí a jejich podíl na celkovém čase nasazení stroje. Pro každou aplikační oblast je následně popsán relativní podíl obrábění jednotlivých ISO skupin materiálů obrobků (viz Tab. 33) a v rámci toho je popsán podíl operací hrubování/dokončování/technologických přejezdů. Z pohledu návrhu pohonů je operace hrubování charakterizovaná jako operace pracující s maximálními procesními posuvovými rychlostmi a silami plně využívajícími instalovaný výkon. Operace dokončování je charakterizována maximálními procesními posuvovými rychlostmi a silami nižšími, než maximální procesní síly při hrubování (hodnoty jsou uvedeny ve spodní části tabulky procentem z maximální síly při hrubování). Operace technologických přejezdů (např. při AVN) je charakterizována nulovými procesními silami a maximálními posuvovými rychlostmi, které pohony strojů umožňují. Při sestavení uvedených tabulek se obvykle vychází především z praktických zkušeností pracovníků výrobní i zákaznické technologie, takže data tak reprezentují praktickou zkušenost z reálného provozu podobných typů strojů v portfoliu firmy nebo očekávaného prodejního portfolia koncových aplikací.

Tab. 32: Tabulka časových spekter (červeně označené hodnoty jsou příkladem)

Segment	Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický, procesní průmysl)					Podíl segmentu $q_{s1} = 70\%$	
	Konstrukční oceli a litina	Nerezové a legované oceli	Tvrdé materiály	Těžkoobrobitelné neželezné materiály	Měkké materiály	Síly	Posuvové rychlosti
Podíl materiálu $q_{mi}$	$q_{m1} = 50\%$	$q_{m2} = 40\%$	$q_{m3} = 10\%$	$q_{m4} = 0\%$	$q_{m5} = 0\%$	100%	
Hrubování (podíl $q_{a1}$ )	$q_{o1} = 35\%$	35%	20%			max. P	max. procesní
Dokončování (podíl $q_{a2}$ )	$q_{o2} = 45\%$	45%	70%			*	max. procesní
Přejezdy (podíl $q_{a3}$ )	$q_{o3} = 20\%$	20%	10%			0	rychloposuv
* síly při dokončování	$30\%P_{\max}$	$50\%P_{\max}$	$60\%P_{\max}$				

Tab. 33: Rozdělení a barevné kódy obráběných materiálů dle ISO

Konstrukční oceli a litina	Nerezové a legované oceli	Tvrdé materiály (kalené oceli, tvrzená litina)	Těžkoobrobitelné než. materiály (Ti a Ni slitiny)	Měkké materiály (Al slitiny, kompozity)
-------------------------------	------------------------------	--	---	---

Pro výpočet řezných sil se uvažuje využití instalovaného výkonu, ze kterého lze určit tangenciální sílu při obrábění:

$$P = F_T \cdot v_c \text{ [W; N, m/sec]} \quad (\text{P3.1})$$

Prostorové zatížení nástroje řeznými silami se uvažuje přibližně:

$$F_T : F_R : F_{AX} = 4 : 2 : 1 \text{ [N]} \quad (\text{P3.2})$$

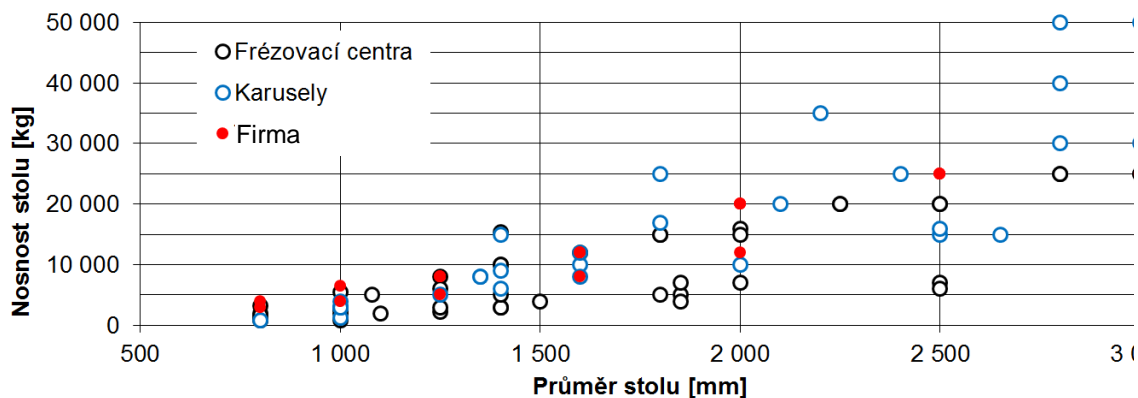
Pro jednotlivé operace hrubování a dokončování je třeba zvolit nejmenší obvyklý průměr nástroje  $D$  pro tuto operaci. Následně je možno vypočítat z obvyklé řezné rychlosti otáčky nástroje a ty použít pro výpočet posuvové rychlosti osy:

$$v_c = \pi \cdot D \cdot n \text{ [m/sec; 1, m, sec}^{-1}\text{]} \quad (\text{P3.3})$$

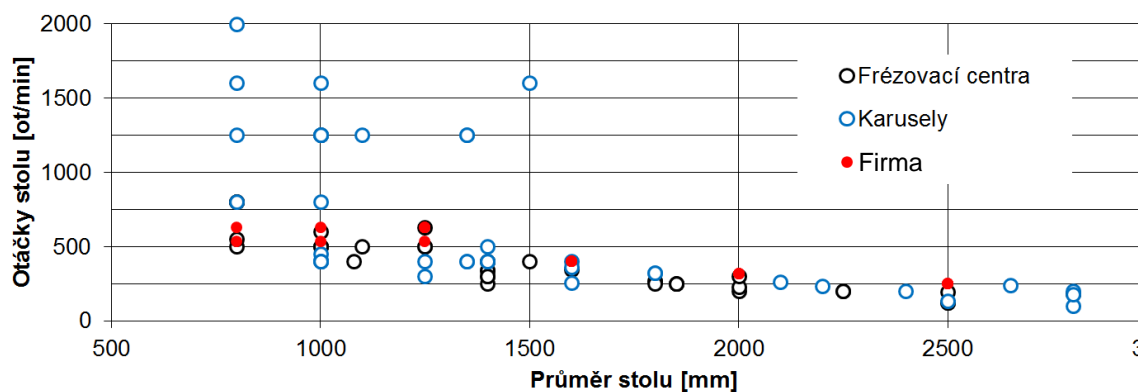
$$v_f = f_z \cdot n \cdot Z \text{ [m/sec; m, sec}^{-1}\text{, 1]} \quad (\text{P3.4})$$

Tím jsou obecné požadavky procesu přepočteny na konkrétní hodnoty sil a posuvových rychlostí. Pro tahnou sílu pohonu se zjednodušeně počítá, že je rovna hodnotě  $F_T$  pro daný případ. Pro každý takový technologický případ je známo procento jeho časového využití, které je dáno podílem průmyslového segmentu  $q_{si}$ , podílem obráběného materiálu  $q_{mi}$  a podílem typu operace (aplikace)  $q_{ai}$ . S využitím těchto časových podílů je možno následně vypočítat zatížení střední silou a střední rychlostí navrhovaného pohonu a provést jeho návrh podle postupu konkrétního výrobce.

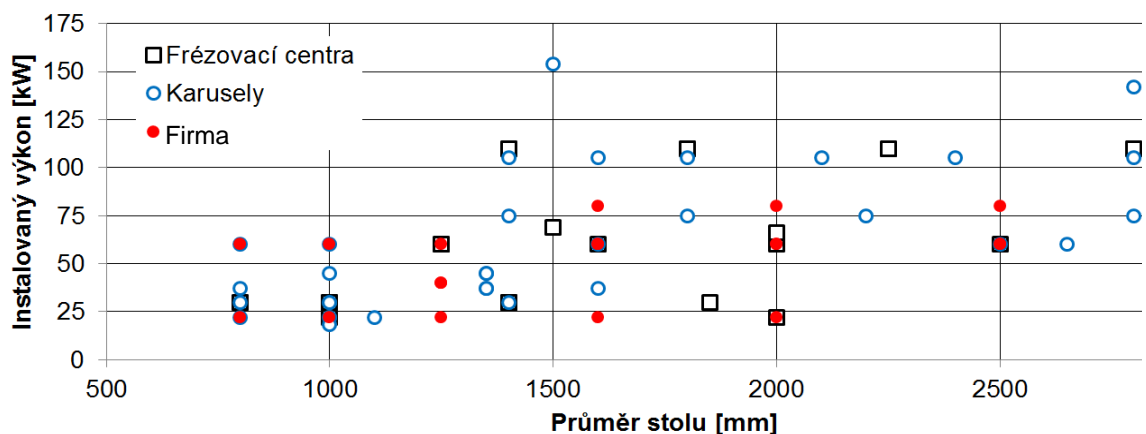
## P4 POROVNÁNÍ PARAMETRŮ STÁVAJÍCÍCH STROJŮ A STROJŮ KONKURENCE (PŘÍLOHA KAP. 6.2)



Obr. 101: Nosnosti stolů karuselů a frézovacích center v závislosti na velikosti stolu.



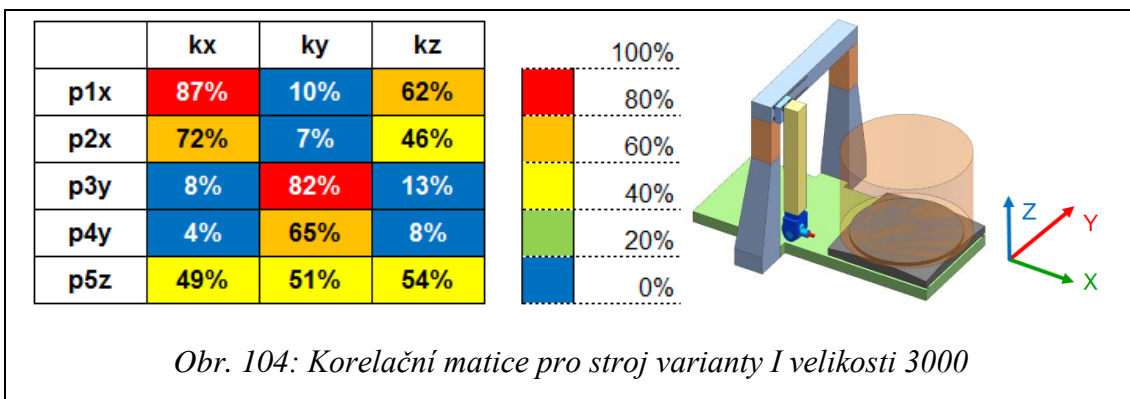
Obr. 102: Nejvyšší otáčky karuselovacích stolů strojů v závislosti na velikosti stolu.



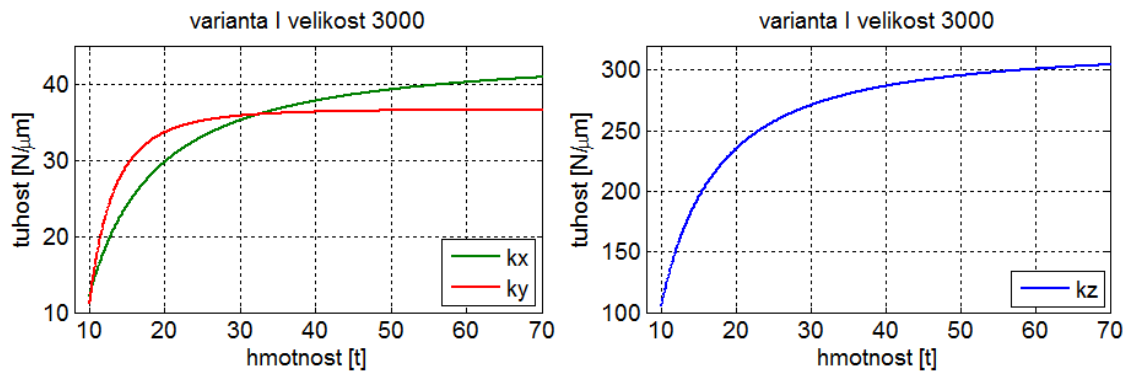
Obr. 103: Instalovaný výkon na karuselovacích stolech v závislosti na velikosti stolu.

## P5 DETAILNÍ VÝSLEDKY KONCEPTUÁLNÍ TOPOLOGICKÉ OPTIMALIZACE NOSNÉ STRUKTURY MULTIFUNKČNÍHO STROJE (PŘÍLOHA KAP. 6.2)

**Výsledky pro variantu I velikost 3000:** Jak je vidět z níže uvedené korelační matice, tuhost ve směru X je závislá na rozšíření podstavu stojanu ( $p1x$ ) a hloubce příčnicku ve směru X ( $p2x$ ). Tuhost také ovlivňuje výška příčnicku ( $p5z$ ). Tuhost ve směru Y je závislá na rozkročení stojanu ve směru Y v podstavě ( $p3y$ ) i horní části stojanu ( $p4y$ ). Je také ovlivněna výškou příčnicku  $p5z$ . Tuhost ve směru Z je přibližně stejně závislá na parametrech  $p1x$ ,  $p2x$ ,  $p5z$ . Tuhosti ve směrech X a Y lze významně ovlivnit změnou konstrukčních parametrů (korelační faktory jsou cca 65÷90%). Tuhost ve směru Z lze konstrukčními parametry ovlivňovat slaběji (korelace okolo 50%).



Z výsledných paretofront (viz následující graf) lze stanovit oblast, kde přírůstek hmotnosti přináší velký přírůstek tuhosti a kde velmi malý (podle směrnice křivky). Pro tuhosti v X a Z je efektivní oblast celkové hmotnosti materiálu ve struktuře <10 t,30 t>, pro tuhost Y je tato oblast <10 t,20 t>. Zvyšováním hmotnosti nad 20 t se dále nezvyšuje tuhost v Y. Jako ideální se tedy jeví varianta s hmotností asi 20 t.



Obr. 105: Paretofronta závislosti směrových tuhostí na hmotnosti struktury pro stroj varianty I velikosti 3000

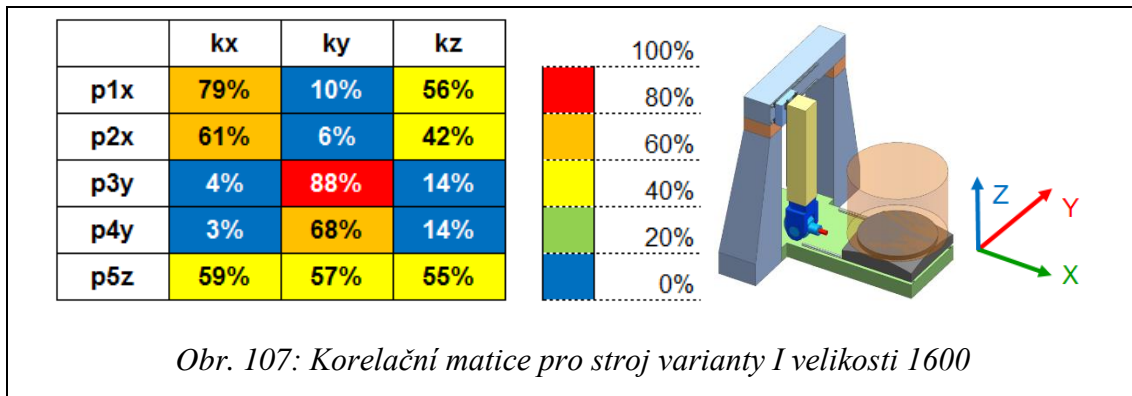
Strukturální vlastnosti vybrané optimální varianty s hmotností 20 tun shrnuje Obr. 106. Protože hmotnost dílců nosné soustavy (20 tun) je mírně nižší, než uvažovaná maximální hmotnost obrobku (25 tun), lze z toho usoudit, že varianta s posuvným stojanem je vhodná pro větší stroje, protože hmotnost dílce je srovnatelná nebo větší než hmotnost struktury (uvažujeme podobnou tuhost pro var. I a II). Nosnost při horní hranici užívají (podle informací pracovníků technické podpory prodeje) velmi často zákazníci z oblasti všeobecného strojírenství (energetika, armatury) – běžně 70-80% maxima, někdy též plně využití maximální nosnosti.

Rozpad hmotnosti doporučené optimální varianty:		Směrová statická tuhost optimální varianty:		Přírůstky rozměrových parametrů:	
hmotnost celkem	20 t	$k_x$ [N/μm]	29,8	p1x [mm]	1229 mm
stojany	12,5 t	$k_y$ [N/μm]	33,6	p2x [mm]	311 mm
příčnick	5,1 t	$k_z$ [N/μm]	235	p3y [mm]	760 mm
saně	0,3 t			p4y [mm]	130 mm
smykadlo	2,1 t			p5z [mm]	194 mm

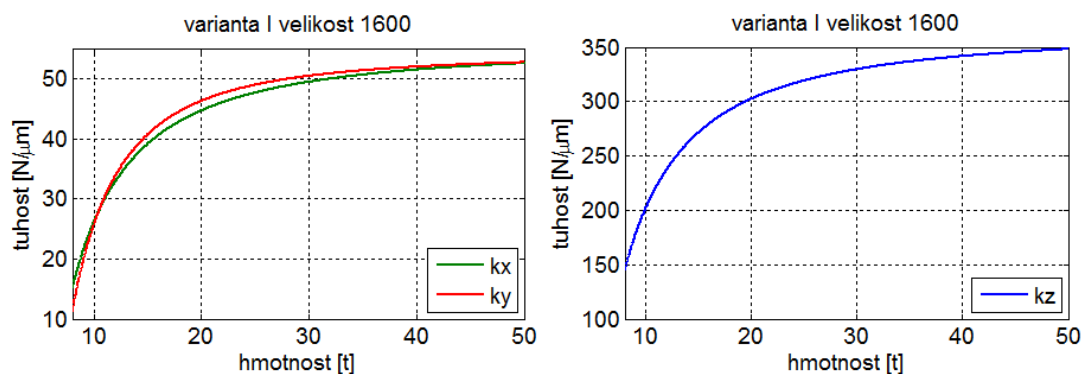
Obr. 106: Shrnutí informací o vybrané optimální variantě stroje varianty I velikosti 3000

**Výsledky pro variantu I velikost 1600:** Jak je vidět z níže uvedené korelační matice, je korelační matice pro stroj velikosti 1600 podobná matici pro stroj velikosti 3000. Tuhost ve směru X je závislá na rozšíření podstavky stojanu ( $p1x$ ) a hloubce příčnicku ve směru X ( $p2x$ ). Tuhost ve směru X ovlivňuje také výška příčnicku  $p5z$ . Tuhost ve směru Y je závislá na rozkročení stojanu ve směru Y v základně ( $p3y$ ) i v horní části ( $p4y$ ). Je také ovlivněna výškou příčnicku  $p5z$ . Tuhost ve směru Z je přibližně stejně závislá na parametrech  $p1x$ ,  $p2x$ ,  $p5z$ . Tuhosti ve směrech X a Y lze významně ovlivnit změnou konstrukčních

parametrů (korelační faktory jsou cca 60÷90%). Tuhost ve směru Z lze konstrukčními parametry ovlivňovat slaběji (korelace okolo 55÷60%).



Z výsledných paretofront (viz následující graf) lze stanovit oblast, kde přírůstek hmotnosti přináší velký přírůstek tuhosti a kde velmi malý (podle směrnice křivky). Pro tuhosti ve směru X a Y je efektivní oblast <8 t, 20 t>, pro tuhost Z <8 t, 30 t>. Zvyšováním hmotnosti nad 25 t se dále významně nezvyšuje tuhost v X a Y. Efektivita varianty I bude dále posouzena pro zvolenou optimální variantu s celkovou hmotností struktury 15 tun srovnáním s variantou III.



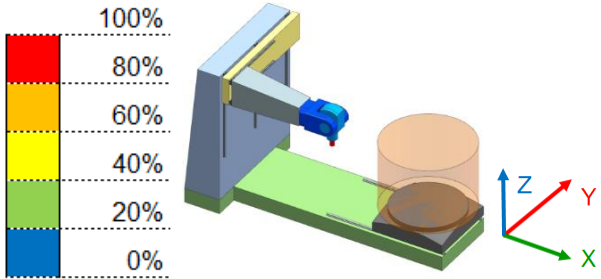
Obr. 108: Paretofronta závislosti směrových tuhostí na hmotnosti struktury pro stroj varianty I velikosti 1600.

Rozpad hmotnosti doporučené optimální varianty:		Směrová statická tuhost optimální varianty:		Přírůstky rozměrových parametrů:	
<b>hmotnost celkem</b>	<b>15 t</b>	<b>k<sub>x</sub> [N/um]</b>	<b>39,1</b>	<b>p1x [mm]</b>	<b>488 mm</b>
<b>stojany</b>	<b>8,1 t</b>	<b>k<sub>y</sub> [N/um]</b>	<b>40,7</b>	<b>p2x [mm]</b>	<b>167 mm</b>
<b>příčnik</b>	<b>4,5 t</b>	<b>k<sub>z</sub> [N/um]</b>	<b>271,9</b>	<b>p3y [mm]</b>	<b>344 mm</b>
<b>saně</b>	<b>0,3</b>			<b>p4y [mm]</b>	<b>154 mm</b>
<b>smykadlo</b>	<b>2,1 t</b>			<b>p5z [mm]</b>	<b>145 mm</b>

*Obr. 109: Shrnutí informací o vybrané optimální variantě stroje varianty I velikosti 1600*

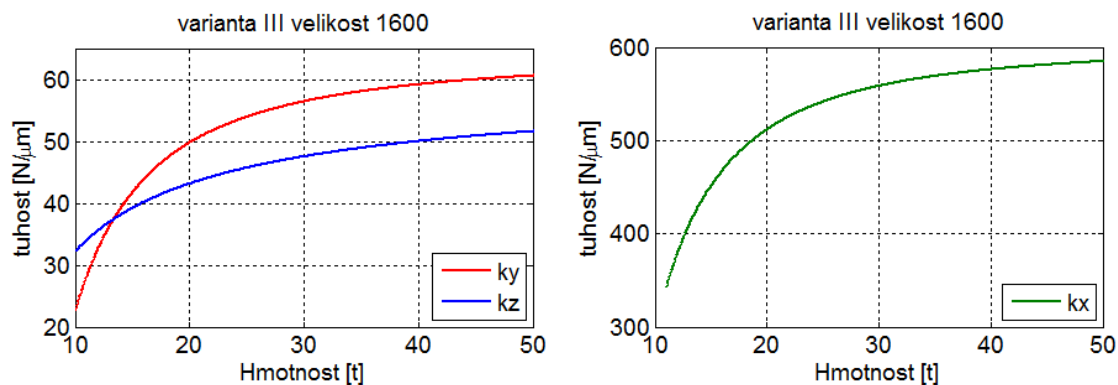
**Výsledky pro variantu III velikost 1600:** Z níže uvedené korelační matice je vidět, že kinematické uspořádání stroje varianty III má zcela jinou citlivost na sledované konstrukční parametry. Tuhost ve směru X je závislá na rozšíření podstavy stojanu ( $p1x$ ) a hloubce příčniku ve směru X ( $p2x$ ). Tuhost ve směru Y je mírně závislá na všech parametrech. Z hodnot korelace lze usoudit, že tuhost v Y nelze významně ovlivnit změnou parametrů. Tuhost ve směru Z je mírně závislá na parametrech rozšíření základny ve směru X ( $p1x$ ) a na parametru výšce saní ( $p5z$ ). Tuhosti ve směru X lze ovlivnit změnou parametrů (korelační faktory jsou cca 50÷70%). Tuhost ve směru Z lze mírně ovlivnit změnou parametrů (korelační faktory jsou cca 40%). Pro zvýšení tuhosti ve směru Y nehraje změna parametrů významnou roli (korelační faktory jsou cca 30%).

	k <sub>x</sub>	k <sub>y</sub>	k <sub>z</sub>
<b>p1x</b>	<b>73%</b>	<b>21%</b>	<b>41%</b>
<b>p2x</b>	<b>51%</b>	<b>11%</b>	<b>14%</b>
<b>p3y</b>	<b>9%</b>	<b>33%</b>	<b>7%</b>
<b>p4y</b>	<b>6%</b>	<b>25%</b>	<b>4%</b>
<b>p5z</b>	<b>3%</b>	<b>28%</b>	<b>44%</b>



*Obr. 110: Korelační matice pro stroj varianty III velikosti 1600*

Z výsledných paretofront (Obr. 111) lze stanovit oblast, kde přírůstek hmotnosti přináší velký přírůstek tuhosti a kde velmi malý (podle směrnice křivky). Pro tuhosti ve směru Y a Z je efektivní oblast  $\langle 8 \text{ t}, 30 \text{ t} \rangle$ , pro tuhost X  $\langle 8 \text{ t}, 50 \text{ t} \rangle$ . Pod hmotností 10 t dochází k velmi rychlému poklesu tuhostí především ve směru Y. Efektivita varianty III bude dále posouzena pro zvolenou optimální variantu s celkovou hmotností struktury 15 tun srovnáním s variantou I.



Obr. 111: Paretofronta závislosti směrových tuhostí na hmotnosti struktury pro stroj varianty III velikosti 1600

Rozpad hmotnosti doporučené optimální varianty:		Směrová statická tuhost optimální varianty:		Přírůstky rozměrových parametrů:	
<b>hmotnost celkem</b>	<b>15 t</b>	<b>kx [N/um]</b>	<b>451,7</b>	<b>p1x [mm]</b>	<b>488 mm</b>
<b>stojany</b>	<b>11 t</b>	<b>ky [N/um]</b>	<b>41,8</b>	<b>p2x [mm]</b>	<b>167 mm</b>
<b>příčnik</b>	<b>není</b>	<b>kz [N/um]</b>	<b>39,2</b>	<b>p3y [mm]</b>	<b>344 mm</b>
<b>saně</b>	<b>1,5 t</b>			<b>p4y [mm]</b>	<b>154 mm</b>
<b>smykadlo</b>	<b>2,5 t</b>			<b>p5z [mm]</b>	<b>145 mm</b>

Obr. 112: Shrnutí informací o vybrané optimální variantě stroje varianty III velikosti 1600



## P6 TECHNOLOGICKÁ SPEKTRA PRO NÁVRH POHONŮ MULTIFUNKČNÍHO STROJE (PŘÍLOHA KAP. 6.2)

V níže uvedené tabulce je popsáno rozložení časových spekter, které je shodné pro stroje menší (paleta 800 - 1600 mm) i větší velikosti (paleta 2000 - 3000 mm). V následující tabulce jsou vyčísleny hodnoty řezných sil použitých pro další návrh pohonů. Ty se však již liší hodnotami pro obě velikosti strojů.

Tab. 34: Tabulky časových spekter

Segment	Aplikační segment 1: Letecký průmysl					Podíl segmentu: 30%	
Materiál	Konstrukční oceli a litina	Nerezové a legované oceli	Tvrdé materiály	Těžkoobrobitelné neželezné materiály	Měkké materiály	Síly	Posuvové rychlosti
Podíl	0%	10%	0%	90%	0%	100%	
Hrubování		10%		10%		max. P	procesní
Dokončování		70%		70%		viz tab.	procesní
Přejezdy		20%		20%		0	rychloposuv
Segment	Aplikační segment 2: Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický a procesní průmysl)					Podíl segmentu: 70%	
Materiál	Konstrukční oceli a litina	Nerezové a legované oceli	Tvrdé materiály	Těžkoobrobitelné neželezné materiály	Měkké materiály	Síly	Posuvové rychlosti
Podíl	60%	30%	5%	5%	0%	100%	
Hrubování	30%	30%	30%	30%		max. P	procesní
Dokončování	40%	40%	40%	40%		viz tab.	procesní
Přejezdy	30%	30%	30%	30%		0	rychloposuv

Tab. 35: Hodnoty řezných sil pro časová spektra pro stroje s paletou 800 – 1600 mm

Obor	Letecký průmysl						30%
Materiál	Nerezové a legované oceli			Těžkoobrobitelné nezelezné materiály (Ti a Ni slitiny)			
Podíl	10%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	90%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	
Hrubování	10%	8 000 N	1800 mm/min	10%	20 000 N	550 mm/min	
Dokončování	70%	2 000 N	1800 mm/min	70%	7 000 N	550 mm/min	
Přejezdy	20%	0	50-60 m/min	20%	0	50-60 m/min	
Obor	Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický, procesní průmysl)						70%
Materiál	Konstrukční oceli a litina			Nerezové a legované oceli			
Podíl	60%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	30%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	
Hrubování	30%	7 000 N	2500 mm/min	30%	8 000 N	1800 mm/min	
Dokončování	40%	2 000 N	2500 mm/min	40%	2 000 N	1800 mm/min	
Přejezdy	30%	0	50-60 m/min	30%	0	50-60 m/min	
Obor	Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický, procesní průmysl)						70%
Materiál	Tvrdé materiály (kalené oceli, tvrzená litina apod.)			Těžkoobrobitelné nezelezné materiály (Ti a Ni slitiny)			
Podíl	5%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	5%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	
Hrubování	30%	10 000 N	2500 mm/min	30%	20 000 N	550 mm/min	
Dokončování	40%	3 000 N	2500 mm/min	40%	7 000 N	550 mm/min	
Přejezdy	30%	0	50-60 m/min	30%	0	50-60 m/min	

Tab. 36: Hodnoty řezných sil pro časová spektra pro stroje s paletou 2000 – 3000 mm

Obor	Letecký průmysl						30%
Materiál	Nerezové a legované oceli			Těžkoobrobitelné nezelezné materiály (Ti a Ni slitiny)			
Podíl	10%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	90%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	
Hrubování	10%	13 000 N	1800 mm/min	10%	30 000 N	550 mm/min	
Dokončování	70%	3 000 N	1800 mm/min	70%	10 000 N	550 mm/min	
Přejezdy	20%	0	15-20 m/min	20%	0	15-20 m/min	
Obor	Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický, procesní průmysl)						70%
Materiál	Konstrukční oceli a litina			Nerezové a legované oceli			
Podíl	60%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	30%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	
Hrubování	30%	11 000 N	2500 mm/min	30%	13 000 N	1800 mm/min	
Dokončování	40%	3 000 N	2500 mm/min	40%	3 000 N	1800 mm/min	
Přejezdy	30%	0	15-20 m/min	30%	0	15-20 m/min	
Obor	Všeobecné strojírenství (vč. dílců pro energetický, procesní průmysl)						70%
Materiál	Tvrdé materiály (kalené oceli, tvrzená litina apod.)			Těžkoobrobitelné nezelezné materiály (Ti a Ni slitiny)			
Podíl	5%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	5%	Řezné síly	Posuvové rychlosti	
Hrubování	30%	15 000 N	2500 mm/min	30%	30 000 N	550 mm/min	
Dokončování	40%	4 500 N	2500 mm/min	40%	10 000 N	550 mm/min	
Přejezdy	30%	0	15-20 m/min	30%	0	15-20 m/min	