

Využití sendvičové struktury pro stojanové těleso obráběcího stroje

Ing. Pavel Vrba

Vedoucí práce: Prof. Ing. Jaromír Houša, DrSc.

Abstrakt

Na parametry přesnosti a produktivity stroje na výrazný vliv jeho statická tuhost a dynamické chování (vlastní frekvence, vlastní tvary kmitů a tlumení jednotlivých tvarů kmitů). U horizontálních frézovacích strojů střední velikosti jsou tyto parametry ovlivněny převážně tělesem stojanu. Příspěvek představuje konstrukční návrh stojanu obráběcího stroje s využitím nekonvenčních materiálů. Návrh je podpořen statickými a dynamickými výpočty s využitím metody konečných prvků.

Klíčová slova

Konstrukce stojanu, nekonvenční materiály, metoda konečných prvků.

1. Úvod

V oboru výrobních strojů jsou velmi sledovanými parametry především přesnost obrábění a produktivita stroje. Jednou z možností, jak zvýšit produktivitu stroje, je nárůst posuvových rychlostí jednotlivých os stroje. Nárůst rychlostí však klade vysoké nároky na tuhost stroje a dynamické chování (vlastní frekvence, vlastní tvary kmitů a tlumení jednotlivých tvarů kmitů). U horizontálních center střední velikosti jsou tyto parametry ovlivněny převážně tělesem stojanu. U horizontálních center je vysoké tuhosti stojanu dosahováno především přidáním výztužných žebër do bočnic stojanu. Tím je však nepříznivě zvyšována jeho hmotnost, což se negativně projevuje na zhoršení dynamických vlastností stroje. Toto zhoršení dynamických vlastností omezuje optimální naladění pohonů, udává nutnost použití výkonnějších pohonů a snižuje produktivitu stroje.

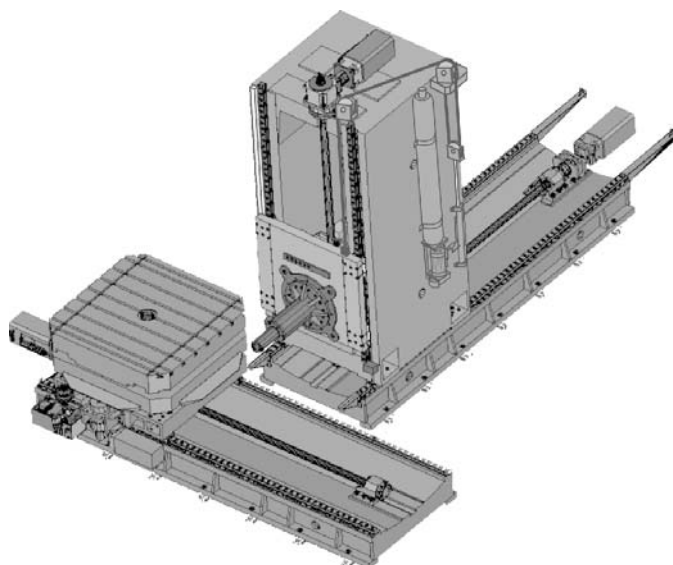
Z těchto důvodů byla, v rámci disertační práce Ing. Jana Smolíka, Ph.D [1], diskutována možnost náhrady výztužných žebër v bočnicích stojanu sendvičovou konstrukcí. Sendvičové konstrukce jsou obecně tvořeny dvěma potahy a jádrem. Potahy přenášejí ohybové namáhání a jádro slouží k přenosu smykového namáhání mezi potahy. Vzhledem k malým hustotám materiálů, používaným pro výrobu jader sendvičů, nedochází k výraznému nárůstu hmotnosti dílce. Nepatrný nárůst hmotnosti a zvýšení ohybové tuhosti vede k vyšším vlastním frekvencím na ohybových tvarech kmitů.

Cílem této práce bylo provést konstrukční návrh stojanu obráběcího stroje s využitím výše zmíněné sendvičové konstrukce. Výzkum byl veden ve spolupráci s Výzkumným centrem pro strojírenskou výrobní techniku a technologii (dále jen VCSVTT).

1.1 Základní konstrukční provedení stroje PRIMA

Stroj, jehož stojan se má potenciálně nahradit hybridní odlehčenou strukturou, je stroj PRIMA-S českého výrobce TOS Varnsdorf a.s. [3]. Stroj PRIMA-S představuje potenciální deskové provedení stroje PRIMA. Stroj patří do stavebnicové řady strojů TOStec a nabízí primárně stolové provedení s pohyblivým stojanem v ose X. Alternativně je možné také provedení deskové. Základní stroj PRIMA je pětiosé stolové frézovací centrum s vodorovnou osou vřeten a s uspořádáním loží do “T”. Stojan s vřetenovou jednotkou koná pohyb v

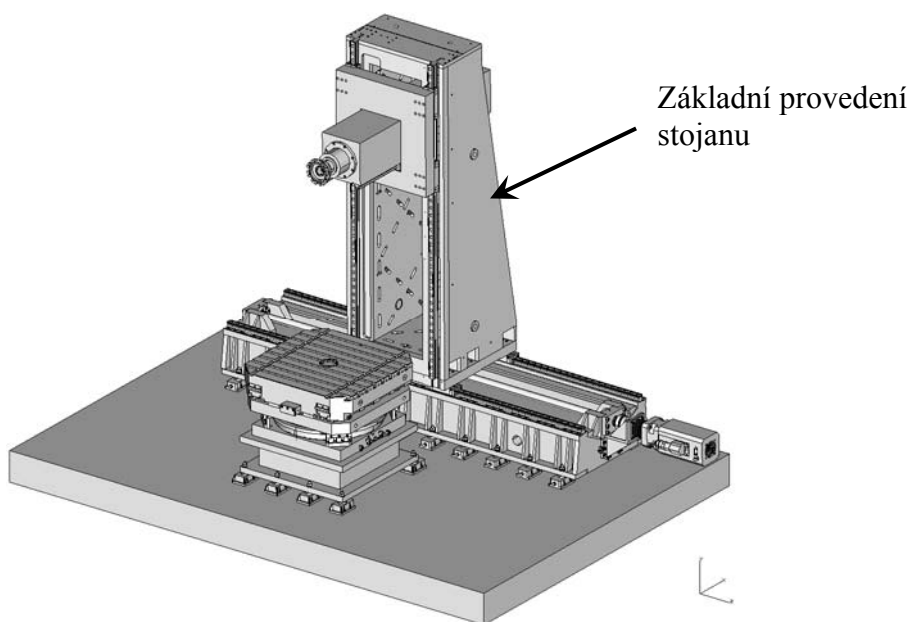
kartézské pohybové ose Z. Ve stojanu umístěná vřeteníková skupina koná pohyb v ose Y a zároveň je též umožněn výsuv pracovního vřetení v ose W. Otočný stůl s obrobkem vykonává pohyb v kartézské pohybové ose X a zároveň v rotační ose B. Vyobrazení skeletu stroje je na Obr. 1.



Obr. 1. Nosná struktura základního provedení stroje PRIMA

1.2 Deskové provedení stroje PRIMA-S

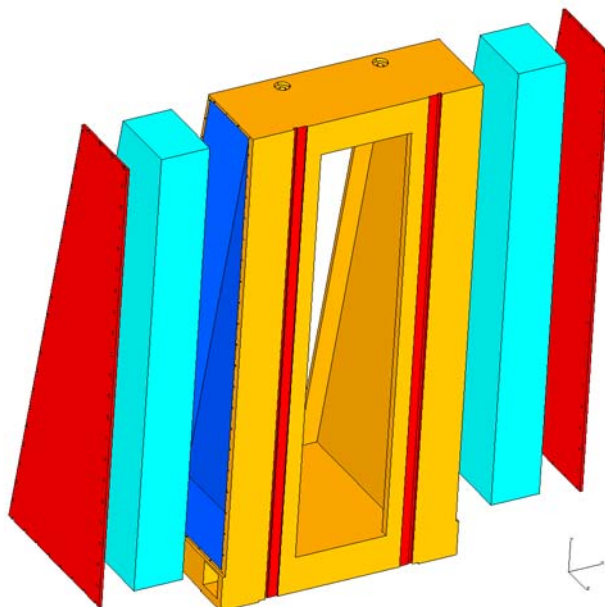
Stroj, pro který bude proveden návrh hybridního odlehčeného stojanu, má oproti základnímu uspořádání pohyblivý stojan v ose X a stojící stůl (desku). Horizontální vřeteno koná pohyby ve všech třech kartézských pohybových osách X, Y, Z a otočný stůl s obrobkem vykonává rotační pohyb v ose B. Jedná se o konstrukční uspořádání, ve kterém nese pohybová osa X další dvě pohybové osy Y a Z. Výsuv vřetene v ose W je nahrazen výsuvem celého vřeteníku v ose Z. Na Obr. 2 je zobrazen zjednodušený model základní nosné struktury deskového provedení stroje PRIMA-S.



Obr. 2. Zjednodušený model základní nosné struktury stroje PRIMA-S

2. Konstrukční zpracování

Pro konstrukční návrh stojanu využívající sendvičovou strukturu je zvolena kombinace ocelového svařence s bočnicemi vyplněnými bloky hliníkové pěny. Na Obr. 3 je pro názornost zobrazen model stojanu v tzv. rozloženém stavu.



Obr. 3. Základní díly stojanu se sendvičovými bočnicemi; základní svařenec (žlutě), hliníková pěna (modře), vnější krycí potah (červeně)

2.1 Konstrukce základního tělesa

Konstrukční návrh základního tělesa vychází z konstrukce původního stojanu. Jedním z důvodů pro tento postup je požadavek dodržet připojovací rozměry navazujících komponent. Jedná se především o připojovací rozhraní vozíků lineárních vedení v ose X, připojovací rozhraní kolejnic lineárního vedení v ose Y a připojovací rozhraní pro komponenty pohonů a lineárního odměřování. Mezi další důvody pro rozměrovou podobnost stojanů patří dodržení zástavbových rozměrů stojanu vzhledem k prvkům krytování stroje a možnost vzájemného porovnání při kontrolních výpočtech. Jediným rozdílným rozměrem oproti původní konstrukci je celková šířka stojanu (rozměr ve směru pohybové osy X). Pro uplatnění sendvičového efektu je výhodná co největší vzdálenost bočnic, tj. tloušťka jádrového materiálu. Z tohoto důvodu je šířka stojanu navýšena o 200 mm na každé straně. Celková šířka navrhovaného stojanu je 1300 mm oproti šířce 900 mm původního stojanu. Rozteč lineárních vedení zůstala zachována.

2.2 Volba materiálu výplně bočnic

Jako výplňový materiál bočnic je navržena hliníková pěna s obchodním názvem Alporas. Výrobcem a dodavatelem tohoto materiálu je německá společnost Gleich GmbH. Tento materiál je vybrán z několika důvodů. Jedním z nich jsou dobré výsledky chování sendvičů s hliníkovou pěnou naměřené a predikované v [1]. Dalšími důvody jsou dobrá zpracovatelnost, obrobitelnost a vysoká hodnota smykového modulu pružnosti hliníkové pěny. Materiálové vlastnosti pěny uváděné od výrobce jsou velmi závislé na proměnlivé hustotě hliníkové pěny. Z tohoto důvodu je nutné relevantní hodnoty verifikovat měřením na zkušebních vzorcích. V [1] byly, na základě měření statické tuhosti a modálních vlastností, získány základní hodnoty

mechanických vlastností hliníkové pěny Alporas. Tyto hodnoty jsou poté použity pro další výpočty:

- Měrná hmotnost: $\rho = 230 \text{ kg/m}^3$
- Poissonova konstanta: $\nu = 0,33$
- Statický modul pružnosti v tahu: $E_S = 597 \text{ MPa}$
- Statický smykový modul pružnosti: $G_S = 224 \text{ MPa}$
- Dynamický modul pružnosti v tahu: $E_D = 1239,3 \text{ MPa}$ (vhodný pro modální analýzu)
- Dynamický smykový modul pružnosti: $G_D = 465,9 \text{ MPa}$ (vhodný pro modální analýzu)

Hliníková pěna Alporas je uvažována jako lineární isotropní materiál, a proto platí vztah:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \nu)} \quad [\text{MPa}] \quad (1),$$

kterým je získána odpovídající hodnota modulu pružnosti v tahu E (zvlášť pro statické výpočty a zvlášť pro modální analýzu). Je zřejmé, že pouze dva z uvedených tří parametrů (E , G a ν) jsou nezávislé a třetí konstantu lze vždy dopočítat.

3. Výpočtové porovnání stojanů

V oblasti návrhu a optimalizace moderních obráběcích strojů je dnes již nutné provádět pokročilé simulace výsledných vlastností strojů. Jedním z nezbytných nástrojů pro komplexní modelování strojů a jejich částí je metoda konečných prvků (dále jen MKP). Tato metoda umožňuje, pomocí geometricky jednoduchých plošných a prostorových prvků, modelovat a počítat složité konstrukce. Správnost výsledků konečně-prvkových úloh závisí mimo jiné na přesné definici okrajových podmínek a na správně zadaných materiálových parametrech. S ohledem na pracnost a čas výpočtů je při řešení pomocí MKP nutné uplatnit určitá zjednodušení konstrukce, která budou v dalším textu popsána.

Při výpočtovém porovnání stojanů jsou sledovány dva hlavní parametry, které mají vypovídající schopnost o chování konstrukce. První z nich je **statická tuhost**. Ta je definována jako poměr mezi zatížením a přetvořením v místě zatížení [2] a matematicky vyjádřena jako:

$$k = \frac{F}{y} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (2),$$

Snahou je dosáhnout její maximální hodnoty mezi nástrojem a obrobkem.

Druhým parametrem jsou **modální vlastnosti**. Jedná se především o **vlastní tvary kmitů**, **vlastní frekvence** a **vlastní tlumení**. Z práce [1] vyplývá, že kritické modální vlastnosti nosné struktury stroje jsou takové, které negativně interagují s pohony. Je žádoucí, aby prvních několik vlastních frekvencí mechanické stavby, které jsou amplitudově afinní se směrem pohonů, byly co nejvyšší. Tento předpoklad vede obvykle na vyšší hodnotu první antirezonanční frekvence pohonu, a tedy i na výrazně lepší možnosti naladění regulace. Obecně jsou modální parametry závislé na rozložení tuhosti a hmotnosti v soustavě.

U jednoduchého jedno-hmotového kmitajícího systému je vlastní frekvence vyjádřena takto:

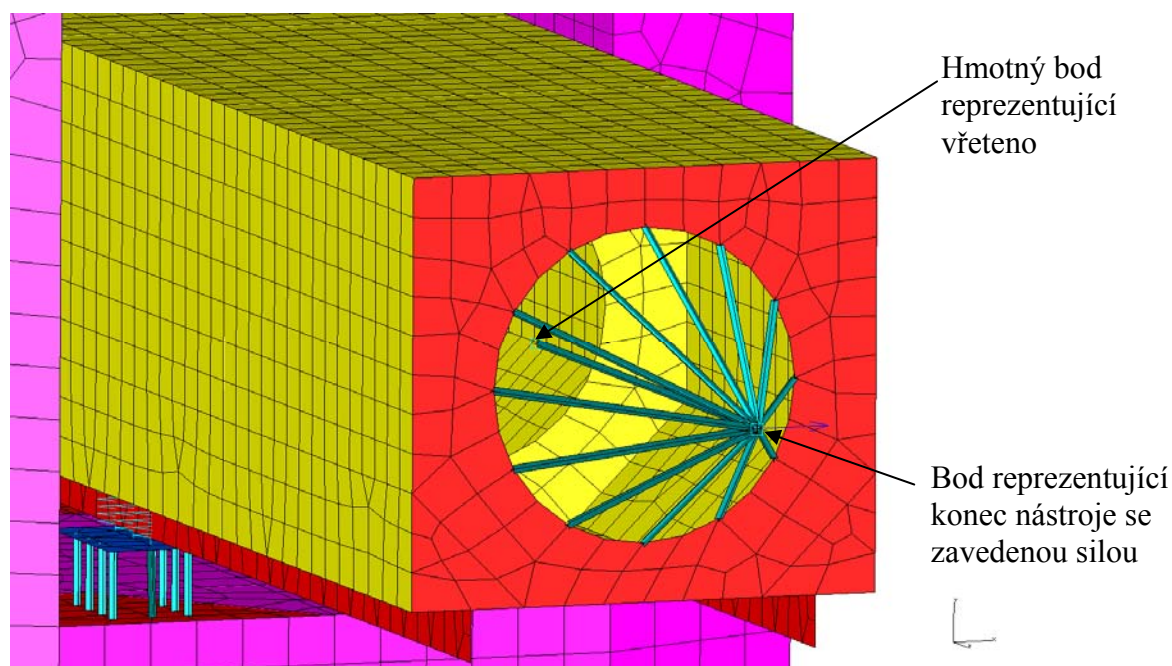
$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad [\text{Hz}] \quad (3),$$

Obecně platí, že pro zvýšení vlastních frekvencí kmitajícího systému je důležité zvyšovat tuhost a zároveň snižovat hmotnost. V konstrukci reálných soustav nosných dílců obráběcích strojů je však hmotnost a tuhost spojitě rozložena v objemu dílců a proto spolu tyto dvě veličiny úzce souvisí. Je tedy potřeba nalézt jejich nejvýhodnější kombinaci pomocí vhodného dimenzování dílců.

Navržený stojan je v následující kapitole modelován s připojenou vřeteníkovou skupinou a díky tomu jsou při statickém zatěžování síly do stojanu zaváděny pomocí poddajné skupiny vřeteníku. Při modální analýze je zajištěno relevantní zatížení a interakce z hlediska tuhosti pomocí připojeného modelu vřeteníkové skupiny včetně propojení lineárními vedeními osy Y. Ve shodné konfiguraci je modelován také původní stojan.

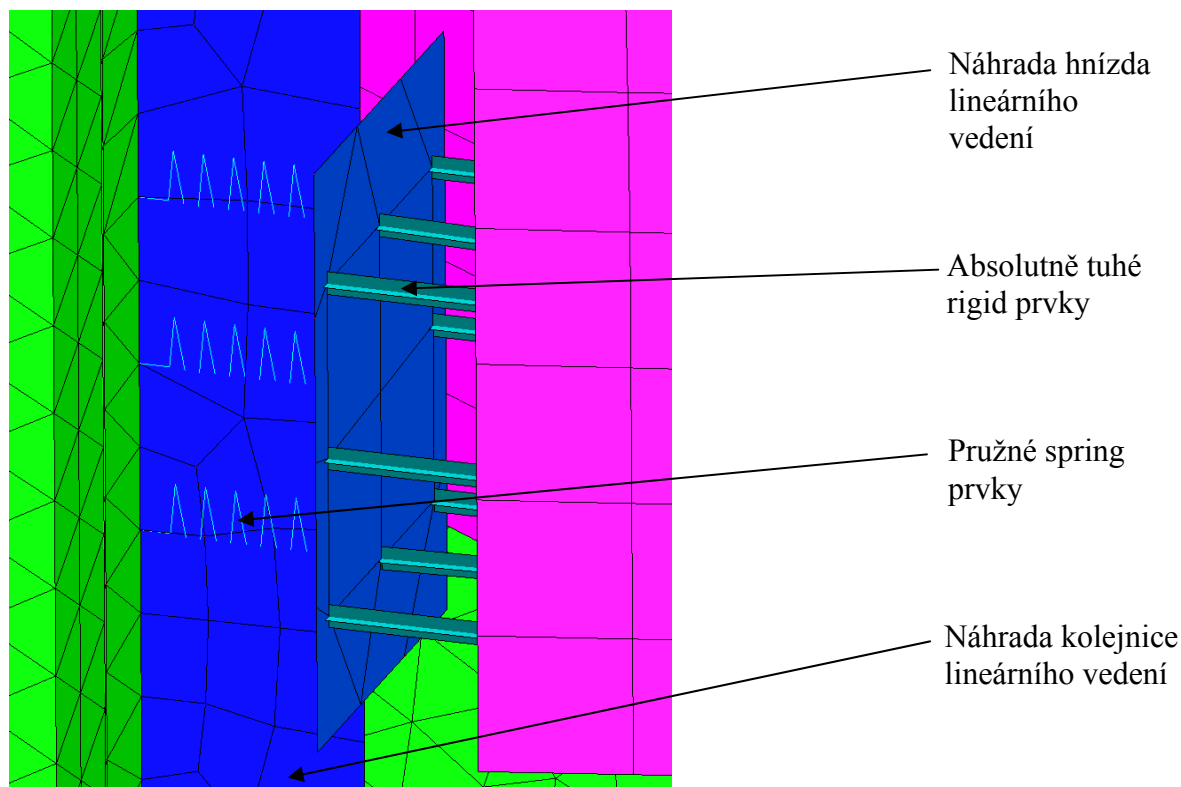
3.1 Tvorba konečně-prvkového modelu

V konečně-prvkovém modelu je pro stojan použita síť s lineárními čtyř-uzlovými objemovými (solid) prvky o velikosti hrany 30 mm. Tato velikost elementů je zvolena kvůli zajištění dostatečně jemné sítě (viz Obr. 6). Stejné objemové prvky jsou použity také pro modelování bloků hliníkové pěny. Křížové saně a vřeteník jsou modelovány skořepinovými (shell) prvky o délce hrany 30 mm. Jednotlivým skořepinovým prvkům je přiřazena příslušná tloušťka, která odpovídá tloušťkám jednotlivým plechům. Vřeteno je nahrazeno hmotným bodem, který je vložen do předpokládaného středu hmotnosti vřetene. Tento prvek respektuje hmotnost a momenty setrvačnosti vřetene a k tělesu vřeteníku je připojen pomocí absolutně tuhých (rigid) prvků. Na čelní desku vřeteníku je pomocí rigid prvků připojen hmotný bod zanedbatelné hmotnosti, který představuje předpokládaný konec nástroje. Do tohoto místa je při statických výpočtech zavedena působící síla. Detail připojení tohoto bodu, zavedené síly ve směru osy X a připojení hmotného bodu reprezentujícího vřeteno je zobrazen na Obr. 4.



Obr. 4. Detail náhrady vřetene a zavedení zatěžující síly)

Všechna lineární vedení jsou v modelu nahrazena zjednodušeným submodelem. Hnízda lineárního vedení jsou nahrazena plochou vymodelovanou skořepinovými prvky. Tyto prvky jsou pomocí absolutně tuhých vazeb provázány s nosnou strukturou. Model hnízda má přiřazenou tloušťku přibližně odpovídající hmotnosti ekvivalentní náhrady tělesa vozíku. Kolečnice lineárního vedení jsou nahrazeny pásem skořepinových prvků respektující zjednodušený průřez reálné kolejnice. Náhrady kolejníc jsou s nosnou strukturou spojené svázáním uzlů v mřížce shodné s hustotou sítě připojovací části. Tuhosti lineárních vedení jsou nahrazeny třemi paralelně řazenými pružinovými prvky (spring) po celé délce vozíku a každému z nich je přiřazena třetina celkové tuhosti. Detail submodelu náhrady je zobrazen na Obr. 5.

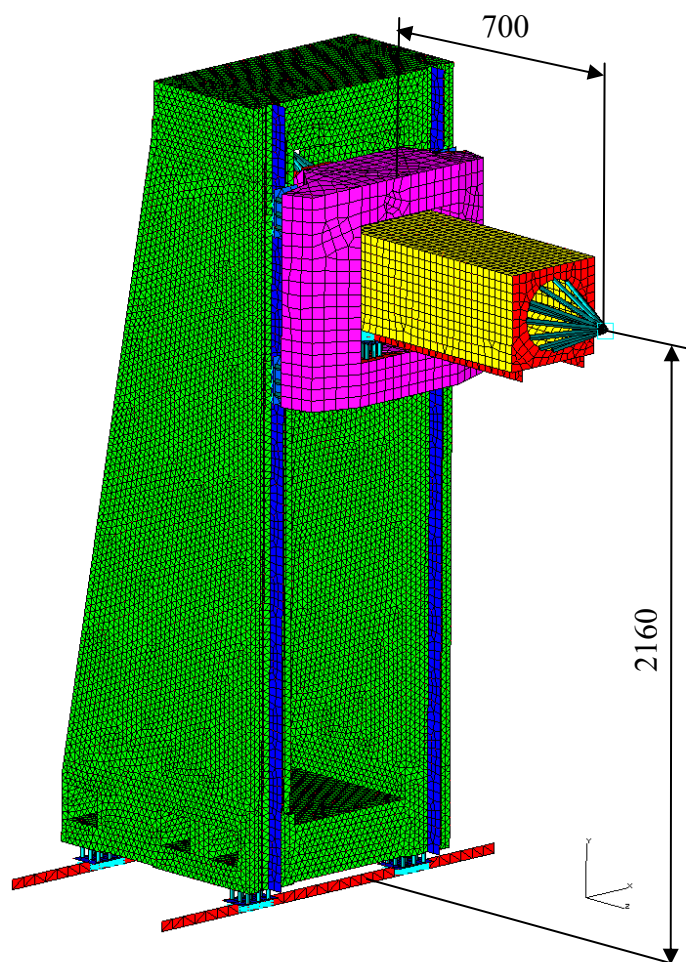


Obr. 5. Detail náhrady lineárního vedení

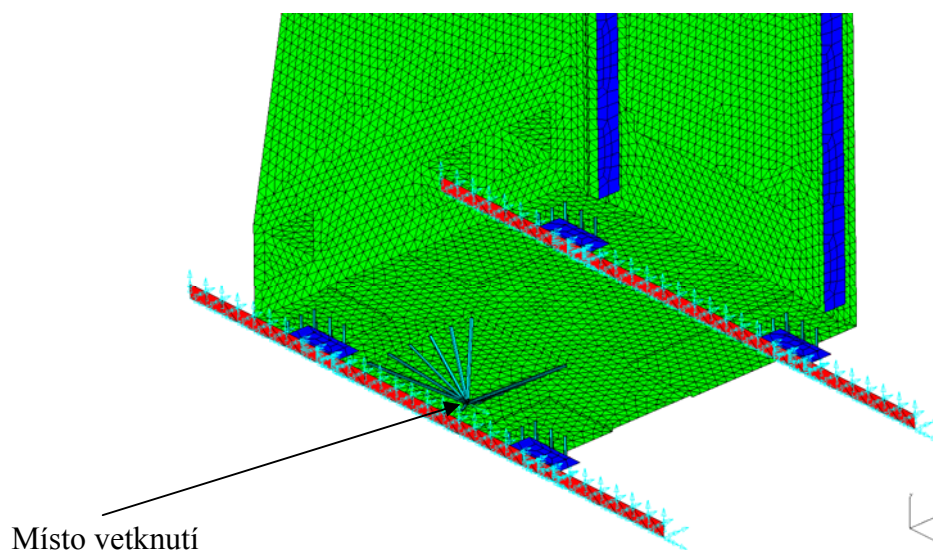
Pro statickou i modální analýzu je vytvořen model stojanu s připojeným vřeteníkem v nejméně výhodné kinematické konfiguraci. Vřeteníková skupina je připojena v horní úvrati osy Y. To odpovídá pozici nástroje ve vzdálenosti 2160 mm od paty kolejnic stojanu. Vřeteník je z křížových saní vysunut v ose Z na maximální délku 700 mm. V této konfiguraci se předpokládá nejmenší tuhost soustavy. Konečně-prvkový model soustavy s původním stojanem je v této konfiguraci znázorněn na Obr. 6. Z důvodu lepší orientace v konečně-prvkovém modelu jsou jednotlivé části sestavy odlišeny barevně. Výše uvedená konfigurace a okrajové podmínky jsou použity pro srovnávací výpočty obou stojanů.

3.2 Statická analýza

Pro statickou analýzu je uvažována zatěžující síla 1000 N ve směru osy X. Tato síla je přivedena do výše uvedeného bodu umístěného v ose vřetene, který reprezentuje konec nástroje, viz kap. 3.1. Hledanou hodnotou je deformace soustavy v místě nástroje ve směru zatěžování. Z této hodnoty je následně určována statická tuhost, pomocí jejíž velikosti jsou následně porovnávány obě verze stojanu. Stojan je uložen na lineárních vedeních osy X. V místě matice kuličkového šroubu je model pevně uchycen, viz Obr. 7.



Obr. 6. Konečně-prvkový model původního stojanu s vřeteníkovou skupinou ve výpočtové konfiguraci



Obr. 7. Detail zavedených okrajových podmínek

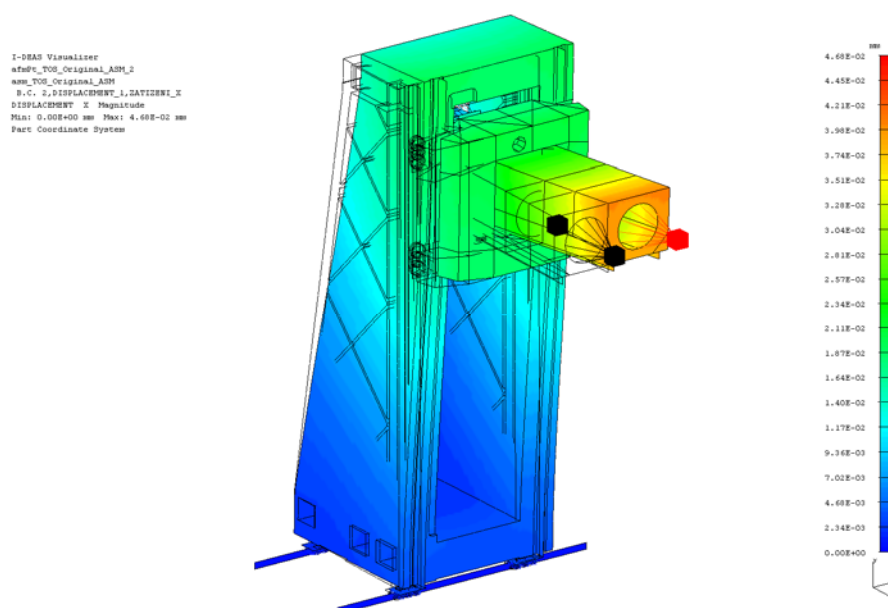
Vřeteníková skupina je na stojan uchycena dle pravidel uvedených v kapitole 3.1. Volná souřadnice pohybové osy Y je v místech náhrad vozíků lineárních vedení vázána stupni volnosti ve směru Y. Tato zjednodušená vazba ve směru Y, namísto vazby kuličkovým šroubem pohonu, nemůže mít zásadní vliv na sledované hodnoty ve směru X.

V Tabulce 1 jsou uvedeny vypočtené absolutní hodnoty posunutí v ose X způsobené v místě nástroje zátěžnou silou. Součástí tabulky jsou dále pomocí vztahu (2) vypočtené tuhosti soustavy k_x . Hodnoty jsou uvedeny pro oba dva stojany.

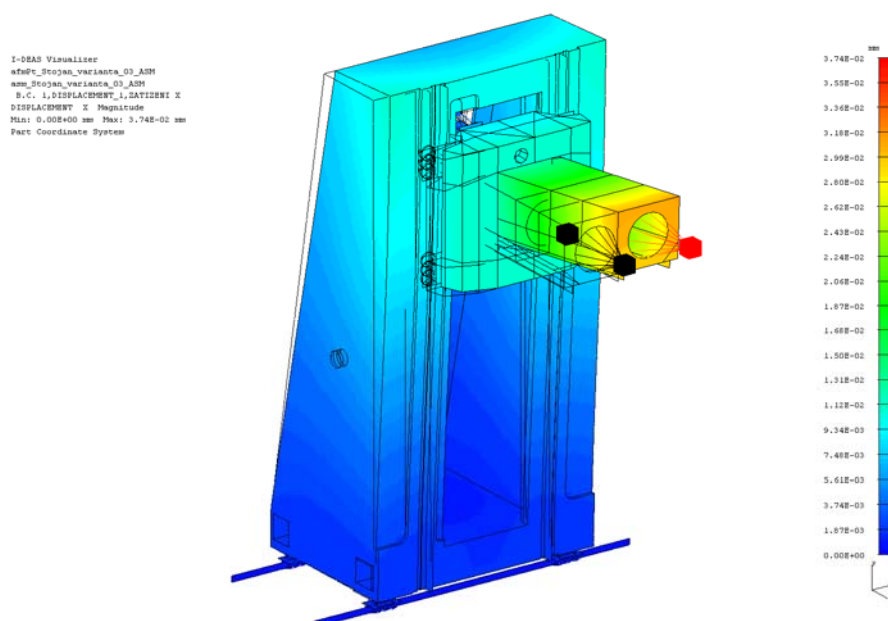
Tabulka 1. – Výsledky statické analýzy

Označení stojanu	Max. deformace ve směru osy X [μm]	Tuhost k_x [N/ μm]
Původní stojan	46,8	21,4
Alternativní stojan	37,4	26,7

Na Obr. 8. a Obr. 9 jsou uvedeny pole posuvů a deformované tvary původního a alternativního stojanu v tomto zátěžném stavu.



Obr. 8. Výsledné posunutí původního stojanu ve směru osy X při statickém zatížení



Obr. 9. Výsledné posunutí alternativního stojanu ve směru osy X při statickém zatížení

3.3 Modální analýza

Pro analýzu vlastních frekvencí a jejich tvarů je stojan uložen pomocí náhrad lineárních vedení osy X. V místě matice kuličkového šroubu je pevně uchycen (viz Obr. 7). Vřeteníková skupina je na stojan uchycena dle pravidel uvedených v kapitole 3.1 a v místě připojení pevně zafixována. Vypočteno je prvních 10 vlastních tvarů kmitů. V těchto tvarech jsou vyhledávány důležité vlastní tvary kmitů (strukturální vlastní tvary), které zahrnují celou soustavu nebo její významné části. U velké části vlastních tvarů dochází ke kmitání jednotlivých detailů konstrukce, jako jsou například žebra, stěny, atd. Těmto tvarům není věnována další pozornost.

Z rozboru výsledků vyplývá, že z konstrukčního hlediska mají vypovídající schopnost první tři vlastní frekvence, které postačí pro porovnání jednotlivých variant. Jedná se o vlastní tvary a vlastní frekvence, které lze ovlivnit změnou konstrukce stojanu. Pro popis vlastních tvarů kmitů na těchto frekvencích byla zavedena tato konvence:

- **Předo-zadní tvar (P-Z):** rotace a ohyb kolem osy X ve směru osy Z
- **Pravo-levý tvar (P-L):** ohyb a sklápění kolem osy Z ve směru osy X
- **Torzní tvar (T):** krut stojanu kolem osy Y

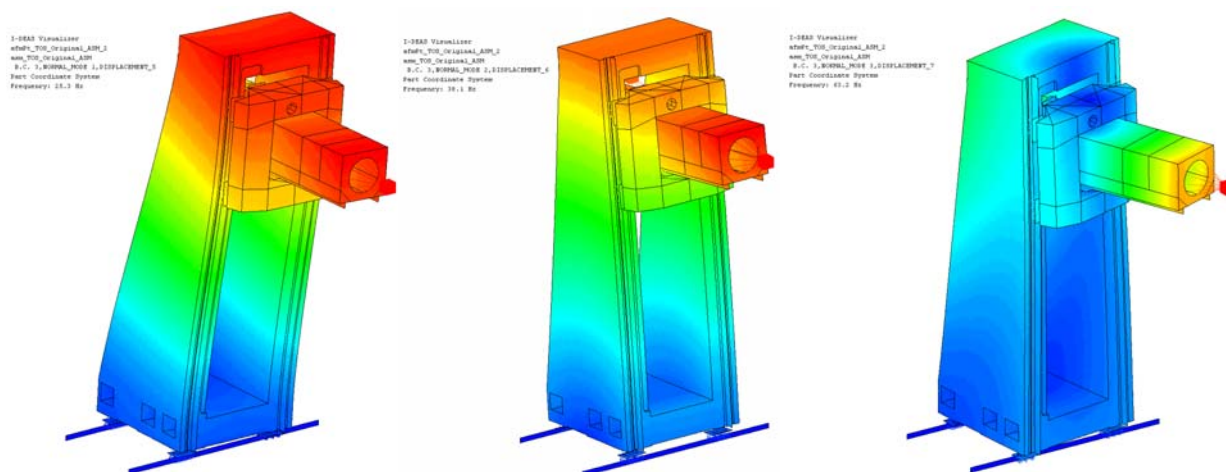
Jak bylo uvedeno v kapitole 3, nejdůležitější hodnota je představována velikostí frekvence odpovídající tvaru kmitů typu (P-L). Jedná se o tvar kmitů výrazně afinní s pohybem v ose X.

V Tabulce 2 jsou uvedeny vypočtené první tři vlastní tvary kmitání a jejich frekvence pro původní i alternativní stojan. Součástí tabulky jsou dále hmotnosti jednotlivých stojanů.

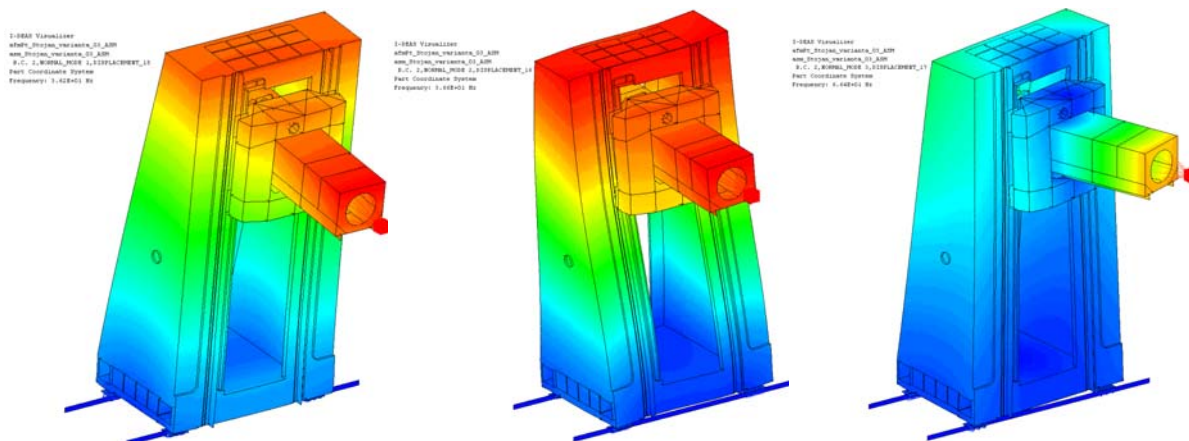
Tabulka 2. – Výsledky modální analýzy

Označení stojanu	Hmotnost stojanu [kg]	1. Vlastní frekvence [Hz] / Tvar	2. Vlastní frekvence [Hz] / Tvar	3. Vlastní frekvence [Hz] / Tvar
Původní stojan	3420	25,3 / P-L	38,1 / P-Z	63,2 / T
Alternativní stojan	2690	36,2 / P-Z	36,6 / P-L	66,4 / T

Na Obr. 10. a Obr. 11 jsou uvedeny první tři vlastní tvary kmitů původního a alternativního stojanu.



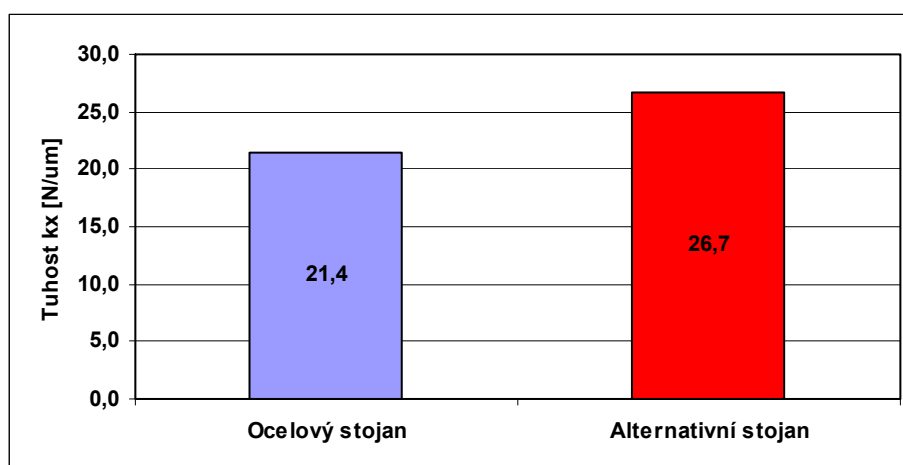
Obr. 10. První tři vlastní tvary kmitů původního stojanu, zleva (P-L) 25,3 Hz, (P-Z) 38,1 Hz, (T) 63,2 Hz



Obr. 11. První tři vlastní tvary kmitů alternativního stojanu, zleva (P-Z) 36,2 Hz, (P-L) 36,6 Hz, (T) 66,4 Hz

3.4 Dílčí závěry ze statické a modální analýzy

V následujících zhodnoceních jsou jako referenční hodnoty (100%) vždy uvažovány hodnoty původního stojanu. Z výsledků statické analýzy vyplývá, že navržený stojan vykazuje v místě nástroje pod silou 1000 N deformaci ve směru osy X 37,4 μm oproti deformaci původního stojanu 46,8 μm . Deformace navrhovaného stojanu v ose X je tedy o 20,1% menší než deformace stojanu původního. Tuhost navrhovaného stojanu vychází o 25,1% lepší než tuhost stojanu původního. Na Obr. 12 je graficky znázorněno porovnání statické tuhosti v ose X pro oba dva stojany.

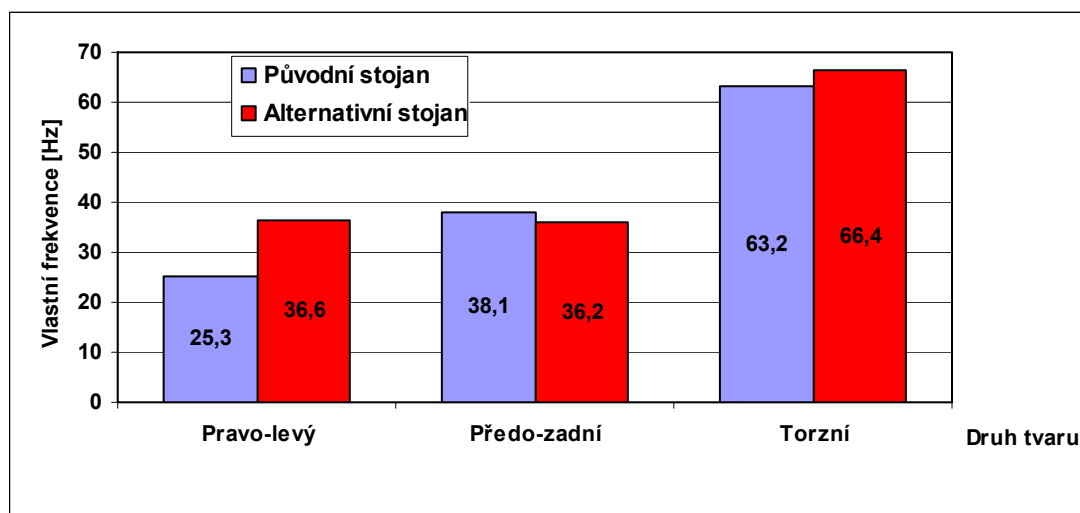


Obr. 12. Graf srovnávající statickou tuhost ve směru osy X

Při hodnocení modální analýzy je důležité porovnávat stejné vlastní tvary kmitů soustavy a jejich vlastní frekvence. Z výsledků vyplývá, že původní ocelový stojan má první vlastní tvar pravo-levý na frekvenci 25,3 Hz. Tomu odpovídá druhý vlastní tvar alternativní konstrukce stojanu na frekvenci 36,6 Hz. V procentuálním vyjádření činí rozdíl 44,7% ve prospěch alternativní konstrukce stojanu. Druhému vlastnímu tvaru původního stojanu (tvar předozadní) na frekvenci 38,1 Hz odpovídá první vlastní tvar alternativního stojanu na frekvenci 36,2 Hz. V procentuálním vyjádření se jedná o pokles o 5% vůči původnímu stojanu. Třetí vlastní tvary (torzní) se na obou konstrukcích shodují s tím, že alternativní konstrukce stojanu vykazuje frekvenci o 5,1% vyšší než stojan původní.

Lze vyslovit domněnku, že rozšíření stojanu a použití pěny v bočnicích způsobilo výrazné zvýšení tuhosti stojanu ve směru pravo-levém. To způsobilo prohození prvních dvou vlastních

tvarů kmitu a zvýšení první vlastní frekvence navrhovaného stojanu, tedy kritické vlastní frekvence celé stojanové skupiny. V grafu na Obr. 13 je zobrazeno porovnání vlastních frekvencí pro jednotlivé vlastní tvary kmitů.



Obr. 13. Graf srovnávající frekvence pro jednotlivé vlastní tvary kmitů

Významná je též skutečnost, že alternativní konstrukce stojanu má výrazně nižší hmotnost než původní varianta. Rozdíl hmotností mezi těmito dvěma variantami je 730 kg, což představuje úsporu hmotnosti přibližně 21%.

4. Realizace

V rámci výzkumného projektu VCSVTT proběhla, dle výše uvedeného návrhu, realizace alternativního stojanu. Na Obr. 14 je zobrazen alternativní stojan s vlepeným blokem hliníkové pěny před montáží bočnic.



Obr. 14. Stojan s vlepeným blokem hliníkové pěny před montáží bočnic

5. Závěr

Cílem práce bylo konstrukčně navrhnout stojan obráběcího stroje s využitím sendvičové konstrukce. Byla zvolena kombinace ocelového svařence s bočnicemi vyplněnými bloky hliníkové pěny. Pro původní i alternativní stojan byl sestaven konečně-prvkový model s připojeným vřeteníkem. Poté byly srovnávány vypočtené hodnoty statické tuhosti ve směru osy X a hodnoty vlastních frekvencí na vlastních tvarech kmitů. Z výsledků vyplynulo, že alternativní stojan vykazuje o 25% větší tuhost a o 44% vyšší hodnotu první vlastní frekvence oproti původní konstrukci. Výrazná byla též úspora hmotnosti o 21% oproti původnímu stojanu. Stojan se podařilo úspěšně realizovat a bude sloužit VCSVTT jako výzkumný vzorek.

Seznam symbolů

B	označení rotační osy stroje	
E	modul pružnosti v tahu/tlaku materiálu	[MPa]
E_D	dynamický modul pružnosti v tahu/tlaku materiálu	[MPa]
E_S	statický modul pružnosti v tahu/tlaku materiálu	[MPa]
F	zatěžující síla	[N]
G	smýkový modul pružnosti materiálu	[MPa]
G_D	dynamický smýkový modul pružnosti materiálu	[MPa]
G_S	statický smýkový modul pružnosti materiálu	[MPa]
k	tuhost	[N/ μm]
k_X	tuhost ve směru osy X	[N/ μm]
m	hmotnost	[kg]
y	deformace	[μm]
ν	Poissonova konstanta	[1]
ρ	měrná hmotnost	[$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
Ω	vlastní frekvence	[Hz]
W, X, Y, Z	označení pohybových os stroje	

Seznam použité literatury

- [1] Smolík, J.: *Nosné díly obráběcích strojů z nekonvenčních materiálů : Disertační práce*, Fakulta strojní ČVUT v Praze, Praha, 2007. 158 s.
- [2] Kopecký, M., Houša, J. *Základy stavby výrobních strojů*, ČVUT, Praha, 1992. 385 s.
- [3] TOS VARNSDORF a.s., Varnsdorf, *Horizontální frézovací a vyvrtávací stroje*. 2004. 10s.
- [4] Vrba, P.: *Stojan horizontálního centra s odlehčenou strukturou : Diplomová práce*, Fakulta strojní ČVUT v Praze, Praha, 2009. 94 s.