



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRTVÍ

DEPARTMENT OF HANDLING AND BUILDING MACHINES

Vlivy výrobních tolerancí profilů nosníků na nosné konstrukce

Influences of production tolerances of beam profiles on load structures

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. David Hloušek

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2022

Motto:

„Nikdy neříkej, že něco nejde. Dříve či později se najde někdo, kdo neví, že to nejde. A dokáže to.“

William Wilberforce

ABSTRAKT

Disertační práce se zabývá vlivy výrobních rozměrových tolerancí průřezů plnostěnných ocelových profilů na zatížené konstrukce. Pro pevnostní výpočet zatěžovacích stavů profilů je využito metody konečných prvků aplikovanou na objemové modely užitého profilu. Na základě dat ze simulací je využito tenzometrie k ověření jejich správnosti na dvou různých ocelových nosnících.

KLÍČOVÁ SLOVA

Kombinované namáhání, imperfekce, ohybové napětí, tenzometry, vliv imperfekcí.

ABSTRACT

This work is about the effects of production tolerances of solid steel profiles on loaded structures. For the strength calculation of load cases of profiles, the finite element method is applied to volume models of used profile. Based on these simulated data, there is used tensometric experiment to verify results realized on two different steel beams.

KEYWORDS

Combined stress, bending stress, strain gauges, imperfection effects

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLOUŠEK, David. *Vliv výrobních tolerancí profilů nosníků na nosné konstrukce*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/137790>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26.února 2022

.....

Ing. David Hloušek

PODĚKOVÁNÍ

Zde bych velmi rád poděkoval nejprve svému školiteli doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za vedení mé práce a stálou podporu. Bez pochyby je nutno poděkovat všem vyučující během mého studia na FSI, bez jejich sdílení vědomostí by tato práce ani nemohla vzniknout. Zvláštní poděkování náleží dvěma osobám: Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za věcné a přínosné konzultace v oblasti tenzometrie, bez jehož pomoci by nebylo možno uskutečnit experimenty měření nosníků na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. A druhým velmi významným člověkem je Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D., za velké množství velmi cenných rad a námětů týkající se přípravy virtuálních modelů a jejich vyhodnocení.

V neposlední řadě bych rád poděkoval své manželce, svým rodičům a blízkým, kteří mi byli oporou.

OBSAH

Úvod	10
1 Současný stav řešené problematiky	13
2 Imperfekce a stabilita nosníku	17
2.1 Charakteristika tenkostěnného prutu	17
2.2 Výrobní tolerance nosníků	18
2.3 Stabilita ideálního ohýbaného nosníku bez vazeb proti vybočení z roviny ohybu a kroucení	18
2.4 Stabilita skutečného ohýbaného nosníku s nahodilými odchylkami	19
3 Metoda konečných prvků	23
3.1 Modelování	26
3.2 Simulace	26
3.3 Verifikace výsledků	27
3.4 Experimentální modely	27
4 Experimentální mechanika	29
4.1 Historie	29
4.2 Rozdělení snímačů	30
4.3 Úprava a zpracování elektrického signálu	31
4.4 Rozdělení odporových tenzometrů	31
4.5 Druhy odporových tenzometrů	32
5 Design of experiment (DOE)	36
6 Tvorba modelu a simulace	37
6.1 Tvorba modelu	37
6.2 Okrajové podmínky, zatěžovací stavy a vazby	38
6.3 Provedení analýzy nosníku pomocí MKP	40
6.4 Analytické řešení	41
6.5 Sumarizace výsledků MKP a analytického přístupu výpočtu	42
6.6 Diskuze k výsledkům výchozí MKP analýzy	44
7 Stavba měřicího pracoviště a provedení měření	45
7.1 Měřicí pracoviště	45
7.2 Metodika měření rovinné napjatosti	46
7.3 Měření ořevřeného plnostěnném nosníku průřezu „IPE“	49
7.4 Diskuze k výsledkům experimentu měření nosníku	52
8 Nosníky průřezu IPE	54
8.1 Tvorba modelů nosníků o průřezu IPE	54
8.2 Analýza MKP nosníku IPE 100 a IPE 120	55

8.3	Diskuse k výsledkům MKP analýzy nosníku IPE 80, IPE 100 a IPE 120	57
9	Nosníky průřezu I	59
9.1	Tvorba modelů nosníků o průřezu I.....	59
9.2	Analýza nosníků I 80, I 100 a I 120.....	61
9.3	Diskuse k výsledkům MKP analýzy nosníků I 80, I 100 a I 120	63
	Závěr.....	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů	74
	SEZNAM OBRÁZKŮ	76
	SEZNAM TABULEK	77
	PUBLIKOVANÉ PRÁCE AUTORA	78
	SEZNAM PŘÍLOH	79

ÚVOD

Pod pojmem stavební, zemní či manipulační stroje se dnes rozumí poněkud širší rozsah zařízení, které slouží nejen ve stavebnictví. Podíl těchto zařízení v dnešní době rapidně stoupá, zejména z důvodu postupné automatizace a dále také roste celková mechanizace různých procesů. Všechna tato zařízení mají několik společných znaků, jedním z nich je jejich nosná základna, dnes obecně nazývaná ocelová (tj. nosná konstrukce). Nosné konstrukci strojů či zařízení je nutné věnovat maximální pozornost jak z hlediska teoretických výpočtů pevnosti a tuhosti, tak z hlediska experimentální analýzy ze dvou hlavních důvodů:

- Technickou úroveň hodnocených strojů výrazně snižuje jejich převážně neuspokojivá provozní spolehlivost – často zapříčiněno nevhodně voleným nebo nedostatečně výpočtem či experimentem určené tuhosti jednotlivých celků nosné konstrukce.
- Noremní předpisy týkající se životnosti jsou příliš obecné – důsledkem toho mohou vykazovat různé části dané konstrukce podstatně odlišnou či dokonce sníženou hodnotu životnosti – opět příčina - nedostačující úroveň pevnostního posouzení různých uzlů či prvků (pře/poddimenzování).

Tato problematika nás zavádí do oblasti imperfekcí jednotlivých prvků a jejich zatěžování. Ty jsou způsobeny nejčastěji výrobou, skladováním nebo manipulací.

Z hlediska namáhání existuje několik základních druhů, které se mohou v této problematice imperfekcí promítnout v různé míře – krut, ohyb, tah a tlak. Zde se jeden od druhého liší zatěžovacím stavem, který vyvolávají v daném zatíženém objektu (v našem případě prutu). Vždy (s výjimkou napětí), když má zatěžovaná součást jiný průřez než kruhový, je výsledný stav zatížení víceosý. K takovým jednoduchým zatěžovacím stavům dochází velmi zřídka, neboť obvykle se vyskytují v jejich kombinaci.

- 1) Kombinované namáhání na tah a ohyb – výslednými vnitřními silovými účinky jsou normálová síla a ohybový moment
- 2) Kombinace ohybu a krutu – velice častý případ v konstrukci strojů, jedná se o rovinnou napjatost. V případě kruhového průřezu budou nejhůře namáhány dva body, které jsou nejvzdálenější od neutrální osy ohybu a platí následující vztahy pro normálové a smykové napětí [22].

V důsledku působení těchto různých kombinací na pruty, jejichž průřezem mohou být různé tvary o daných rozměrech, nastává tzv. prostorový (složený ohyb). O tento případ se jedná tehdy, není-li stopa roviny ohybového momentu totožná s jednou z hlavních centrálních os průřezu. V tomto případě se rozloží vektor ohybového momentu do složek ve směrech hlavních os.

Základní požadavek na jakoukoli nosnou konstrukci nebo jejich prvky je jejich pevnost a tuhost. Všechny konstrukce a její části musí vykazovat určitou pevnost a tuhost při konání požadované funkce stroje či zařízení minimálně po celou dobu jejich předpokládané životnosti za daného stupně spolehlivosti. Vyhovující pevnost jednotlivých částí nosné konstrukce závisí mimo jiné na výsledcích šetření napěťového stavu v místech, který je vyvolán vnějším silovým působením na konstrukci. Tento vzniklý stav v kterémkoliv místě celé konstrukce musí vyhovovat

podmínkám bránícím tomu, aby došlo v době provozu stroje či zařízení ke vzniku mezních stavů porušení, trhlin či lomu. Předimenzovaných míst v konstrukci by mělo být co nejméně.

Vyhovující tuhosti konstrukce je dosaženo tehdy, jestliže celkové deformace částí i celé konstrukce nebrání požadované přesnosti funkce stroje nebo jestliže nemají nepříznivý vliv na životní prostředí. Podmínky bránící vzniku tohoto tzv. mezního stavu celkového přetvoření (průhyby nosníků, jejich prodloužení a zkroucení, aj.) jsou detailně popsány v dnes aktuálních normách [4], která přejímá a implementuje evropskou konstrukční normu EN [8].

Vše výše zmíněno bylo nedílnou součástí mého vědeckého počínání na téma výkonnostní náročnosti pro pohyb pásového vozidla a je vstupní myšlenkou této práce. Při vyšetřování chování pohybujícího se stroje byly veškeré modelace uzpůsobeny nominálním hodnotám konstrukčních prvků a jedním z hlavních vstupních parametrů byla jeho hmotnost. Při důkladnějším pohledu, je toto zanesení chyby, které dokáže zásadně ovlivnit celý pohled na věc.

Za předpokladu, že je rám stroje svařenec, který obsahuje různé typy nosníků daných průřezových charakteristik, se dle konstrukčních předpisů a norem odvíjí vše od nominálních rozměrů průřezů a potlačujeme tím reálný stav. Z tohoto důvodu věřím, že tato problematika, která je reálně opomíjena nebo uschována za bezpečnostní koeficienty může být strůjcem nesčetných problémů, které se při dnes navrhovaných konstrukčních úlohách jednoduše přecházejí. Při zahrnutí imperfekcí do normalizovaných příčných průřezů se získají velice zajímavá data vzhledem k dosavadní metodice konstrukčních návrhů. Při výběru tohoto tématu mě vedla také možnost využití tenzometrie jakožto experimentu k ověření dat z virtuálních simulací.

Hlavním cílem této práce je zjistit vliv výrobních tolerancí průřezu nosníků na jejich únosnost virtuální simulací a následně ji experimentálně potvrdit.

Všechny dílčí cíle lze shrnout do následujících několika bodů:

- 1) Vybrat vhodný profil nosníku, který bude vhodným pro laboratorní experiment.
- 2) Tvorba výpočetního modelu za pomoci MKP.
- 3) Provedení simulace za pomoci připraveného modelu a okrajových podmínek, které budou opakovatelné z hlediska laboratorního experimentu.
- 4) Získání hodnot napětí ze simulace pro jejich verifikaci experimentem.
- 5) Příprava a provedení laboratorního měření.
- 6) Porovnání výsledných hodnot virtuální simulace a laboratorního experimentu.

Nejdůležitější částí v oblasti vlivů průřezových imperfekcí nosníků na jejich vlastní únosnost je zejména uskutečnění kvalitního experimentu měření, kde je velká náročnost na kalibraci tenzometrů. Náročnost kalibrace je zapříčiněna neustále se měnícím stavem daného nosníku na jeho aktuální poloze. Každý nosník, který mění svoji polohu, ať už z hlediska skladování či manipulace může výrazně ovlivnit získání relevantních dat měření napjatosti. Je tedy nutno vyvinout metodiku měření, jak tento jev potlačit v maximální možné míře, aby bylo možné získat užitečná a nezavádějící data.

Práce je rozčleněna do 9 hlavních kapitol, kde první kapitola se věnuje stručnou exkurzí do historie zkoumání chování nosníků, jejich zatěžování, další dílčí vlivy na jejich chování a stručná evoluce tenzometrie do dnešní podoby.

V druhé kapitole je uveden vhléd do jednotlivých druhů nedokonalostí konstrukčních prvků a jejich vyšetřování. Dnešní vědecké počínání je zaměřeno na zkoumání konstrukčních prvků – nosníků na vzpěr. Toto je ale jen část zkoumané problematiky. Třetí kapitola pojednává o zvolené metodě konečných prvků, která je nejvhodnější pro aplikaci na tento výzkum imperfekcí a tím i vytvoření virtuálních výpočetních modelů.

Pro laboratorní ověření výpočetních modelů je zaměřena čtvrtá a pátá kapitola. Zde je uvedeno vše od vývoje tenzometrie, její využití, výhody, nevýhody a jak naplánovat experiment, aby se eliminovalo maximum nežádoucích a zavádějících jevů.

Ve zbylých následujících kapitolách je vytvořen podle plánu virtuální výpočetní model, který je následně laboratorně ověřen a posouzen. Navazují dále srovnání charakteristik výskytu napjatosti na nosnících o dvou různých typech průřezů a zároveň ve třech velikostech pro vzájemné srovnání.

1 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Během posledních 40 let byl zaznamenán významný vývoj v simulaci reálného chování zatěžovaných komponent jednotlivých konstrukcí. Toto se netýkalo pouze užití metody konečných prvků, ale i multibody systémů. Neustálou pozornost si vyžaduje vyvíjení výpočtu únavového poškození. Čím více se zvyšuje výkon počítačových komponent a sestav, tím se objevuje mnoho úrovní, jak získávat podrobnější a reálnější pohled na to, jak se jednotlivé konstituce prutových či rámových konstrukcí chovají. Přesně zde se dá uplatnit multiaxiální řešení, kde se snažíme přiblížit popisu poškození či deformaci vyplývajícího z daného zatížení (tj. při ohýbání či kroucení daného profilu). Ve 30. letech minulého století se H. J. Gough [1] a H. V. Pollard [15] či W. N. Findley [10][11] v 50. letech zabývají zejména tendencí redukovat veškeré zatížení na jednoosé, protože řešení v oblasti jednoosého zatěžování bylo proveditelné. A právě Findley zavádí tuto tendenci do problematiky creepů v materiálech. S postupem času tento přístup přestal stačit a bylo nutno se zaměřit na vznik plastických deformací odlišně. Docházelo k situacím, kdy bylo naznáno, že by bylo vhodné řešit problematiku ve všech rovinách.

V aktuálním vědeckém počínání se drtivá většina zabývá nosníky na vzpěr. Modelováním jednotlivých struktur vysokopevnostních ocelí se zabývá například Sun [56] a jejich následnou analýzou únosnosti při klopení v konstrukcích se zabývá Dubina [6]. Dalších prací zabývajících se modelováním nosníků a jejich únosnosti za uvážení imperfekcí je v dnešní době mnoho. Je vykazována velká snaha vědeckých prací v jednotlivých sektorech inženýrství (letectví, strojní zařízení, stavební odvětví, aj.) dokázat popsat jednotlivé chování a implementovat v nich co nejvíce z jejich přirozených chování [50][36][32][31]. V návaznosti na tyto elementy se popisuje jejich stabilita a celková únosnost [52][37]. Dodatečnými vlivy mohou být například teplotní změny [70][30], vibrace [33], počáteční výrobní imperfekce [49][20][5][47], aj.

Při ověřování virtuálních výsledků se může použít měření odporovými tenzometry. Tenzometry za posledních skoro 80 let prodělaly výrazný pokrok do dnešní podoby. Od prvopočátku – zapojení prvního Wheatstonova mostu [51], jeho matematickým popisem S. Christiem [45], přes období 30. let minulého století, první patenty na prototypy tenzometrů dle konceptu Rugeho a Simmonse [7], se tenzometrie stále rozvíjí, mimo kovových a polovodičových tenzometrů se snímače rozrůstají do skupin generací [65], kde každá generace má svoje výhody i nevýhody (viz kapitola 4). Dnešní, sériově vyráběné tenzometry můžeme dělit do mnoha kategorií a podskupin, kde každá skupina tenzometrů má své specifické využití, nebo již jsou to teplotní vlivy, pozorované nosníky z konkrétních materiálů, velikost pozorované deformace, zbytkové napětí a mnoho dalších.

Vědecké práce, ve kterých odehrávají tenzometry důležitou roli jsou na poli mapování (pozorování) vnějších vlivů [71], zpřesňování jednotlivých měření [41][43] a verifikace výsledků [19].

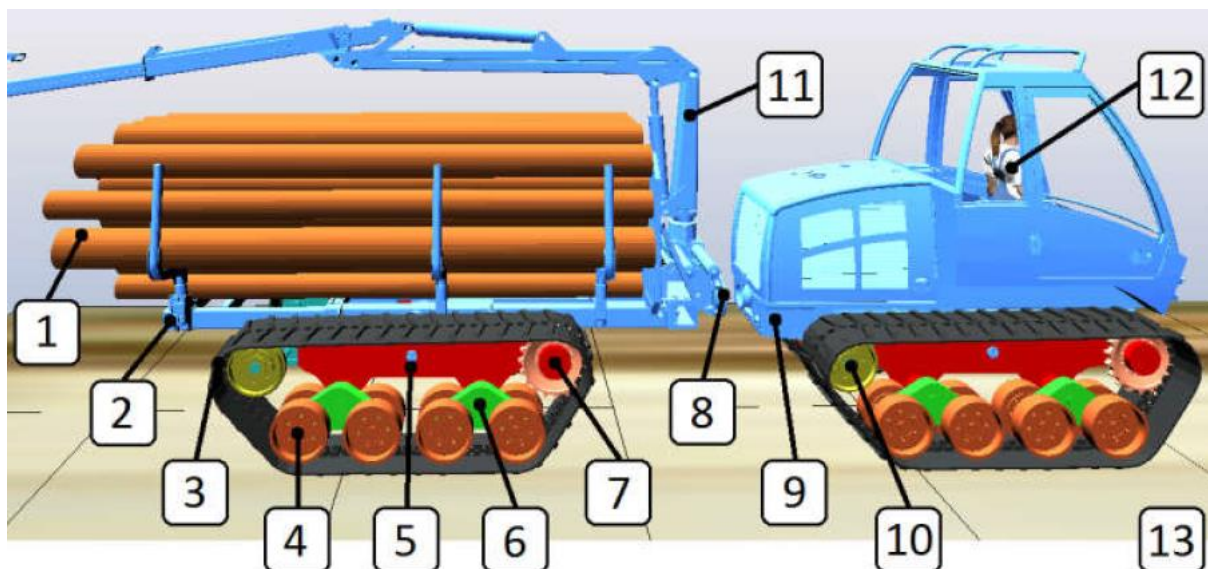
Přínosem pro vědu v této oblasti bude nahlížení na nosník, který je zatěžován posouvající silou nebo momentem s mapováním jeho únosnosti, za předpokladu, že neznáme jeho nulový stav, neboť se každý prvek reálně užitý v dané konstrukci vyskytuje v určité konfiguraci dle výrobních tolerancí a odchylek.

POPIS ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

V úvodu práce je stručně popsána autorova motivace výběru tohoto tématu a je nutno ji nyní dále rozvést. Pro nejvyšší efektivnost práce jakéhokoli transportního či stavebního stroje a zejména při jeho vývoji je obecně nutné znát jeho energetickou či výkonovou náročnost. V minulosti byla energetická náročnost stroje či zařízení určována na základě velmi zjednodušených výpočtů modelů. Například pro pohybující se stroje byla hlavní myšlenka, kolik energie se spotřebuje, pokud se má přemístit přes určitou překážku (složitý terén, aj.). Nyní nám dosavadní výpočetní technologie a postupy umožňují zabývat se mnohem více komplexními úlohami s více stupni volnosti. Zde se obecně používá metoda MBS (multi-body simulation) [28].

V minulosti byl proveden výzkum za účelem zjištění energetické náročnosti lesní vyvážedky. Za pomoci metody MBS jsme byli schopni navrhnout celé strojní zařízení včetně rámu, pohonné jednotky a jejích komponent. Průběh zkoumání byl směřován do zmapování chování stroje ve vícero provozních situacích. Lesní vyvážedka je určena pro transport dřevěných klád z mýtin na složiště, odkud se vyváží z lesa většinou za pomoci kamionové dopravy a návěsů s klanicemi.

Výpočetní model spočíval ve scénáři, kdy se lesní vyvážedka pohybuje plně naložená po virtuálně vytvořeném podloží parametricky totožném s lesním podložím. Pohyb je rozložen na pět fází náklonů, stoupání: -10, -5, 0, 5 a 10 stupňů. Lesní vyvážedka se skládá ze dvou rámu podvozku s kloubovým spojením a dvěma páry poháněných pásových sekcí (pár na každý rám).



Obrázek 1: Výpočetní model lesní vyvážedky

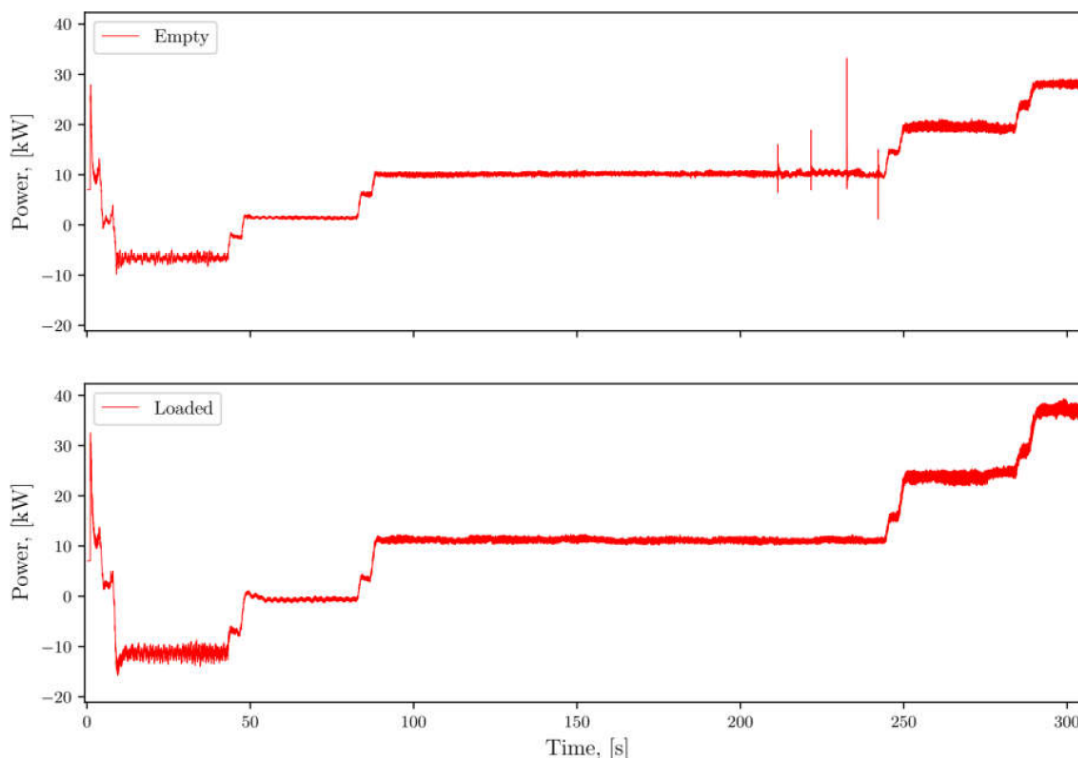
1. břemeno, 2. zadní rám, 3. pásy, 4. rolny, 5. rám podvozku, 6. rameno,
7. hnací kolo, 8. kloub, 9. přední rám, 10. napínací kolo, 11. jeřábové ramno,
12. operátor, 13. virtuální profil terénu

Při vytvoření virtuálního modelu vyvážedky (Obrázek 1) je možné jej porovnat s reálným prototypem strojem (jeho hmotností).

Tabulka 1: Hmotnost jednotlivých součástí stroje.

Části stroje	Výpočetní model [kg]	Prototyp [kg]
Přední rám stroje	3 070	9 670
Zadní rám stroje	2 595	
Pásový podvozek stroje bez pásů	3 710	
Přezbové pásy	145	
Náklad (klády)	3 600	3 650
Celková hmotnost	13 120	13 320

Komponenty jako hydromotor či pásy a dále chování pásů jsou zastřešeny příslušnými prvky, funkcemi a za pomoci knihovny softwaru Project Chrono. Po nastavení vstupních hodnot jako jsou zrychlení virtuálního modelu za pomoci hnacího kola (viz obr. 1, pozice 7), časového kroku k odečítání hodnot výkonu a mimo jiné nastavení odečítaných hodnot se získá výkonově-časová charakteristika stroje pro dvě variace stroje, prázdného a s břemenem.



Obrázek 2: Časově-výkonová charakteristika v intervalu 0 až 306 s.

Z charakteristiky (Obrázek 2) je možno vidět všech pět jízdních úseků. Počáteční a koncový úsek se chová dle nastavení, kdy stroj zrychluje z 0 na 1 m.s^{-1} a naopak. Mírná oscilace jednotlivých hodnot je způsobená tzv. PID ovladačem použitým v simulaci k ovládání modelu. Následně jsou odečteny střední hodnoty ze všech jízdních úseků. Tyto hodnoty korespondují s hodnotami, které byly naměřeny při provozu strojního prototypu.

Tabulka 2: Střední hodnoty požadovaného výkonu stroje.

			Rovina	Do kopce	
	-10°	-5°	0°	5°	10°
Prázdný	-6,6 kW	1,6 kW	10,1 kW	19,7 kW	28,1 kW
Naložený	-11,2 kW	-0,7 kW	11,4 kW	23,8 kW	37,3 kW

Celá část projektu zabývající se náročností na výkon lesní vyvážky, na kterém se autor spolupodílel se zabývá chováním strojního zařízení. Na základě tabulky č. 1, kde je vidět mírná odchylka hmotnosti mezi virtuálním modelem a reálným prototypem. Tato odchylka nabízí nový pohled na celou problematiku. Je třeba, aby stroj mohl pracovat v takovém nasazení, pro jaký byl navržen – a to z hlediska únosnosti. Největší podíl ponese jistě výrobní proces lesní vyvážky. Zaměřeno na výrobní proces jednotlivých použitých ocelových prvků, ze kterých je celý stroj sestaven – tato práce zjistí, jak moc může být ovlivněna únosnost jednotlivých nosníků, pokud se uvažuje výrobní tolerance [17].

2 IMPERFEKCE A STABILITA NOSNÍKU

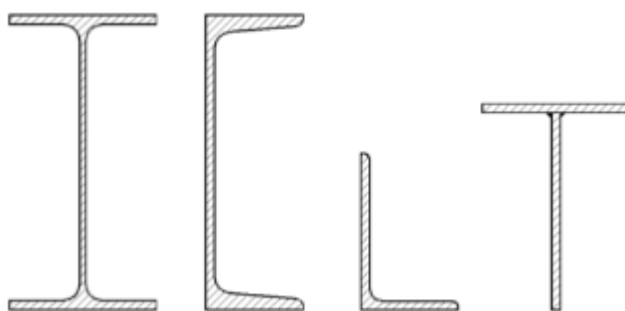
Při dimenzování celých konstrukcí musí dojít k naplnění smluvních a legislativních požadavků – tyto požadavky jsme schopni nalézt například v normách, kde jsou popsány i jednotlivá kritéria požadavků. Snahou všeho navrhování je i zároveň minimalizovat mnoho parametrů, mezi nimiž nejčastěji figuruje hmotnost.

U stavebních, manipulačních či zemních strojů dochází k pohybu těchto konstrukcí a vnáší se další z parametrů, který inženýr musí brát v potaz – stupeň využití materiálu. Pokud stroj či zařízení, které bylo předdimenzováno při navrhování, během svého pracovního cyklu spotřebuje nadměrně energii, aby vykonal danou práci, je značně neefektivní. Pokud konstrukční tým vzal v potaz tento parametr, minimalizují se jak provozní náklady celého zařízení během pracovního cyklu, tak může dojít například, i k prodloužení životnosti celku.

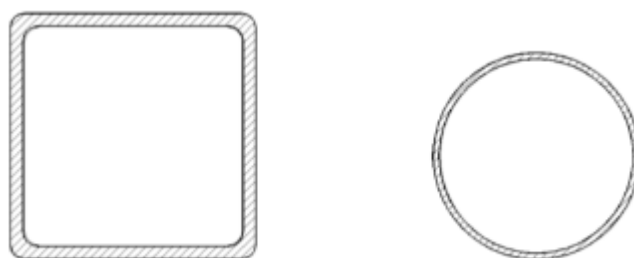
Nejlepším scénářem pro navrženou konstrukci je, kdy se obsažený materiál namáhá na jeho mezních hodnotách v celém svém objemu. Problém nastává tehdy, kdy se v dané konstrukci objevují nosníky, které přenáší ohyb jako dominantní složku namáhání, neboť ohýbané prvky jsou na využití materiálu podstatně hůře než prvky namáhané normálovou silou (tah, tlak).

2.1 CHARAKTERISTIKA TENKOSTĚNNÉHO PRUTU

Pokud je chtěno se vyhnout užití příhradové konstrukce, kde převažuje užití štíhlých prutů, ve kterých během zatěžování převládá tahová nebo tlaková napjatost (nejlepší stupeň využití materiálu), je jedinou alternativou využít složeného průřezu. Tyto složené průřezy se skládají ze stojin, které přenesou převážně smykové napětí a pásnice, které nám přenesou ohybový moment. Tyto průřezy se mohou rozdělit na otevřené a uzavřené. Pruty otevřených a uzavřených profilů mohou být vyrobeny válcováním za tepla, tvarováním za studena nebo mohou být svařeny z jednotlivých dílčích stěn.



Obrázek 3: Příklad otevřených profilů.



Obrázek 4: Příklad uzavřených profilů

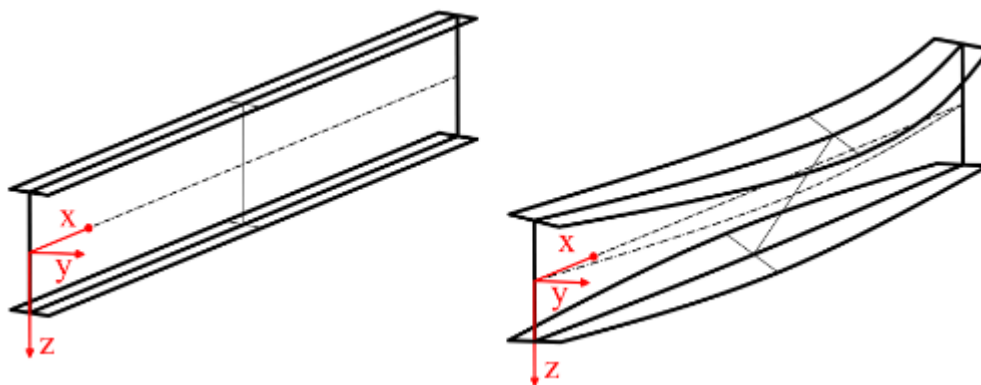
2.2 VÝROBNÍ TOLERANCE NOSNÍKŮ

Vymezení pojmu výrobní tolerance nosníků neboli dovolené imperfekce nosníku nejen v průřezu ale i délkové. Jde o pole hodnot, kterých může nabývat v rámci svých skutečných rozměrových charakteristik daný průřez prutem. Tento rozptyl hodnot je způsoben souborem nepřesností zanesených zejména výrobou profilů válcovaných za tepla, kde velkou roli hraje právě tepelná roztažnost použitého materiálu. Zde se zabýváme těmito vlivy právě zmíněných tolerancí na profilu IPE, tedy průřez „I“. Pro tento typ je dán rozptyl hodnot stanovený normou ČSN EN 10034 [62] týkající se tolerancí tvaru, mezních úchylek rozměrů a mezních úchylek hmotnosti tyčí průřezu „I“, ale i „H“ z konstrukčních ocelí. Výjimku v normě tvoří tyče těchto dvou průřezů z nerezavějících ocelí a tyčí průřezu „I“ se skloněnými vnitřními plochami přírub. Dalšími stanovujícími předpisy jsou euronormy ERONORM 19 a EURONORM 53, popřípadě jiné odpovídající národní normy.

Norma EN 1993 uvádí požadavky na provádění ocelových konstrukcí a dílců vyrobených z válcovaných výrobků z oceli, tenkostěnných prvků a plošných průřezů z ocelí. Zmiňuje také povinnost zanesení vlivů počátečních deformací, reziduálních pnutí od válcování, tvarování a svařování a též různé excentricity v uložení a ve spojích. Tento stav eurokód dovoluje nahradit ekvivalentními geometrickými imperfekcemi. Dále je ale nařízeno, že tvar zavedených imperfekcí (obecně v prostoru, tj. v rovině, z roviny, zkroucením) musí mít nejnepříznivější podobu. Obecně se tento stav nazývá „kritický tvar“ [4].

2.3 STABILITA IDEÁLNÍHO OHÝBANÉHO NOSNÍKU BEZ VAZEB PROTI VYBOČENÍ Z ROVINY OHYBU A KROUCENÍ

Pojem ztráta příčné a torzní stability (klopení) označuje proces u štíhlých ohýbaných prutů, které nejsou po celé své délce (mimo krajních bodů) zajištěny diskrétními či spojitými vazbami a nastane jev, kdy jejich únosnost není limitována vyčerpáním plné únosnosti v prostém ohybu, nýbrž ztrátou stability celkovým nadměrným prostorovým přetvořením prutu. Příklad na obrázku Obrázek 6, kdy se ohybem tlačená část průřezu má snahu příčně vybočit z linie (roviny) ohybu do strany (příčné) a začíná se natáčet kolem tažené části, která se snaží o navrácení do původního stavu (torzní).



Obrázek 5: Ztráta příčné a torzní stability. [20]

Problém ztráty příčné a torzní stability ohýbaného nosníku řešil již v druhé polovině 19. století Prandtl pro případ konzoly obdélníkového průřezu a k rozvoji tehdejšího poznání přispěl i Timošenko, který řešil problém stability ideálního ohýbaného prutu „I“ průřezu.

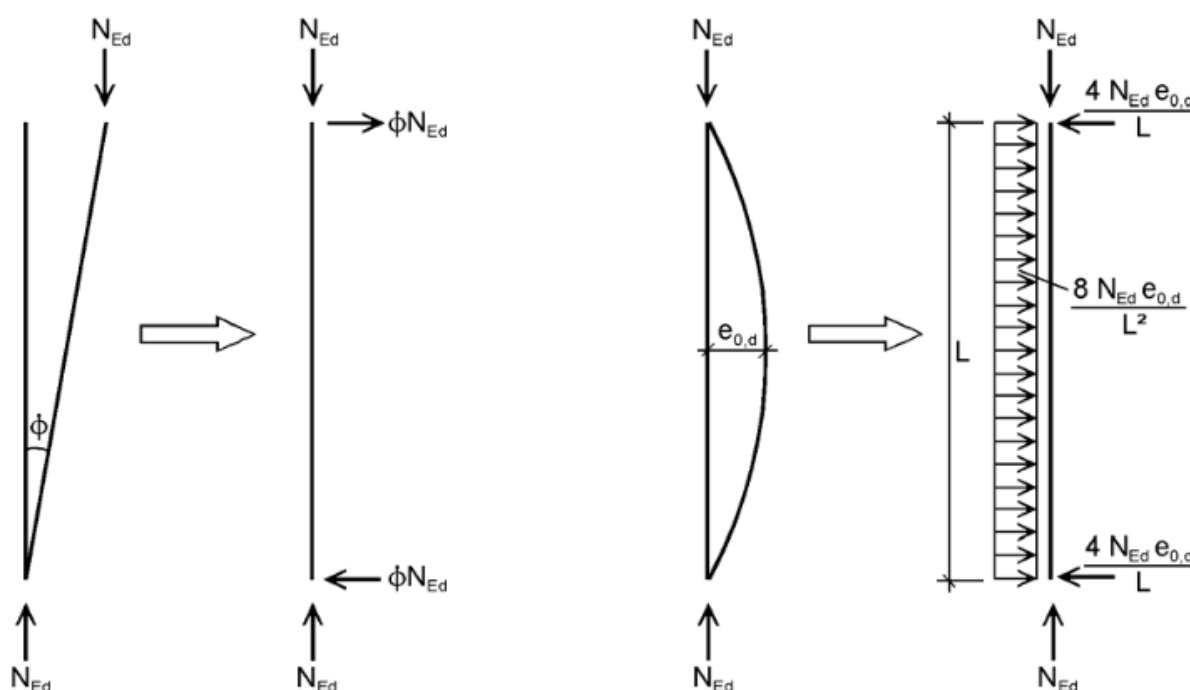
Na tento počín následně navázal G. Winter s problematikou jednoose symetrického průřezu „I“. Následně byla vypracována obecná teorie tenkostěnných prutů V. Z. Vlasovem [63], který odvodil diferenciální rovnice stability libovolného tenkostěnného prutu otevřeného průřezu namáhaného jak ohybem, tak i současně osovou silou.

USTANOVENÍ V NORMATIVNÍCH DOKUMENTECH

V aktuálně platných normách pro navrhování ocelových konstrukcí [4][8] se uvádí v sekci národních příloh vztah pro určení kritického momentu alespoň jednoose symetrických průřezů zatížených příčným zatížením, který prochází středem smyku průřezu pro různé typy okrajových podmínek (zavazbení). K obsahu národní přílohy normy významně přispěl profesor Melcher [34].

2.4 STABILITA SKUTEČNÉHO OHÝBANÉHO NOSNÍKU S NAHODILÝMI ODCHYLKAMI

Tenkostěnné konstrukční prvky a štíhlé nosníky jsou široce využívány v ocelových konstrukcích pro dosažení lehkých a ekonomických konstrukcí. Kromě zjevných výhod je hlavní problém takových strukturálních komponent spojen s jejich stabilním chováním. Ve skutečnosti je ale docela obtížné s jistotou předvídat kritické zatížení štíhlého prvku (prutu). V důsledku toho je v praktických případech zjištěn velký nesoulad mezi teoreticky předpovězenými a experimentálně pozorovanými vzpěrnými zatíženími, přičemž tyto se ve většině případů výrazně odchyľují od teoretické idealizace Eulerovy kritické zátěže. Kromě proměnlivosti materiálových vlastností, stejně tak proměnlivost průřezů jednotlivých prutů (nebo tloušťky, pokud analyzujeme skořepinové elementy), je nesrovnalost pozorována mezi experimentálními výsledky a teoretickými předpověďmi zejména z důvodu strukturálních nedokonalostí prvků, tj. odchylka reálné geometrie od ideálního rovinného tvaru (nazýváno také jako „perfektní konfigurace“). Tyto imperfekce výrazně snižují odolnost prvků. Geometrické nedokonalosti mohou být generovány během výrobního procesu, přepravy, či jeho manipulací a skladování [60]. Obecně lze říci, že mohou být přítomny dva druhy počátečních imperfekcí: vybočení konstrukce (prutu) a vybočení zkroucením (vybočení v rovině a z roviny uvažované pro nejnepríznivější směr a způsob).



Imperfekce ve tvaru počátečního naklonění

Imperfekce ve tvaru počátečního prohnutí

Obrázek 6: Počáteční tvary imperfekcí.[4]

Geometrické nedokonalosti hrají zásadní roli v chování klopení a post-klopení (*post-buckling*) strukturálních prvků náchylných ke ztrátě stability. Jedním z nejdůležitějších následků je to, že mezní zatížení, kterému imperfekce konstrukce vydrží, se může ukázat jako nižší než vzpěrné zatížení jeho dokonalého, tj. lineárního protějšku. Některá experimentální zjištění týkající se reakce štíhlých prvků ovlivněných nedokonalostmi jsou uvedena v [70][59].

Kromě geometrických imperfekcí, které se tedy týkají tolerancí rozměrů průřezu a počátečním zakřivením osy prutů, existují i strukturální, které v sobě nesou tolerance mechanických vlastností, reziduální napětí po svařování či válcování. Posledním druhem imperfekcí jsou konstrukční. Tímto se myslí například excentricita ve styčnicích neboli nepřesností zpracování nosníků do konstrukce.

Podstatu skutečného chování nosníku popisuje doktor Ivan Balázs [21], kdy skutečný ohýbaný nosník se vzhledem k imperfekcím (zejména počáteční zakřivení prutu) deformuje již od počátku zatěžovacího cyklu a rozdělení rovnováhy ve smyslu ideálního prutu ve skutečnosti nenastává. Jedná se zde o přechod od ideálního nosníku popsaného problémem kritického zatížení ke skutečnému, kdy se řeší problém jeho pevnosti. V dostupných systémech pro výpočty konstrukcí s využitím teorie II. řádu je toto efektivně řešitelné na deformované konstrukci, ale z důvodu složitosti zohlednění všech výše uvedených imperfekcí při výpočtu deformací a vnitřních sil, že se provede sumarizace všech imperfekcí do jedné a to zakřivení osy prutu ve tvaru sinusoidy, která má určitou amplitudu (rozptyl).

Pro aktuálně platnou normu ČSN EN 1993-1-1 [4], kde se v příloze uvádí právě tato velikost amplitud pro různé typy průřezů a v závislosti na typu analýzy (plastická či pružnostní) ve

formě e_0 / L , kde e_0 je amplituda sinusoidy a délka prutu L . Výpočetní systémy pro výpočty konstrukcí umožňují modifikovat původní geometrii zatěžované konstrukce (prutu) podle výsledků analýzy vlastních tvarů (stabilitní analýza) s ohledem na dříve zmíněný vztah obsahující amplitudu počátečního zakřivení. Následně je možné použít geometricky nelineární (GNIA analýza) nebo geometricky a materiálově nelineární (GMNIA analýza) výpočet imperfektní konstrukce a provedení pevnostní analýzy a posouzení v souvislosti s mezí kluzu použitého materiálu.

Pokud je vhodné posoudit danou konstrukci pouze podle podkapitoly 6.3.2.2 normy ČSN [4], je možné provést výpočet podle teorie I. řádu, tj. na nedeformované konstrukce za použití součinitele klopení χ_{LT} ohýbaných prutů stálého průřezu pro poměrnou štíhlost λ_{LT} (nabývá maximální hodnoty 1). Kde:

$$\chi_{LT} = \frac{1}{\Phi_{LT} + \sqrt{\Phi_{LT}^2 - \bar{\lambda}_{LT}^2}} \quad (1)$$

$$\bar{\lambda}_{LT} = \sqrt{\frac{W_y \cdot f_y}{M_{cr}}} \quad (2)$$

$$\Phi_{LT} = 0,5 \cdot [1 + \alpha_{LT} \cdot (\bar{\lambda}_{LT} - 0,2) + \bar{\lambda}_{LT}^2] \quad (3)$$

$$M_{b,Rd} = \chi_{LT} \cdot W_y \cdot \frac{f_y}{\gamma_{M1}} \quad (4)$$

Kde M_{cr} je kritický moment, kterým je určena poměrná štíhlost při klopení λ_{LT} a následně pomocí součinitele Φ_{LT} a součinitele imperfekce při klopení α_{LT} se určí součinitel klopení χ_{LT} . Ten je využit nakonec pro určení návrhového momentu únosnosti na klopení $M_{b,Rd}$.

K řešení nedokonalostí z numerického hlediska se obecně sledují dva přístupy, konkrétně deterministický a pravděpodobnostní přístup. Konvenční deterministické metody obvykle předpokládají, že nedokonalosti (imperfekce) jsou vyjádřeny ve formě kritických vlastních tvarů dokonalé struktury [29].

Nejhorsí scénář vyplývající z řady deterministických analýz může být příliš konzervativní. Rozdíl mezi pozorovanými a předpokládanými zatíženými vzpěry a velkým rozptylem příslušných experimentálních měření lze připisovat zásluze velkému rozptylu výskytu (náhodnosti) geometrických imperfekcí. Stochastické přístupy, které jsou založeny na velkých experimentálních databázích, se obvykle uchylují k sériovému rozšíření experimentálních měření a výsledné Fourierovy koeficienty, které experimentální výstupy přizpůsobují, jako náhodné proměnné. Ve skutečnosti jsou imperfekce považovány za stochastické pole (*stochastic fields*) zabudovaná do konečných prvků a simulovány pomocí standardního numerického postupu, jako je sériová expanze, metoda spektrální reprezentace [72][18] nebo metoda separace [49]. Pokud experimentální údaje chybí, měly by být provedeny některé hypotézy. Například imperfekce lze považovat za distribuované podle přiřazeného zákona jako je normální rozdělení [20].

Aby se potvrdil stochastický přístup, se jako univerzálně platná numerická technika obvykle používá metoda Monte Carlo nebo metodik plánování experimentu (DOE „*Design of experiments*“) ve všech případech, kdy není k dispozici přesné řešení problému, který je třeba řešit. [5][53]

3 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Metoda konečných prvků jako variační metoda pro řešení prutů a prutových soustav v mechanice vychází z Lagrangeova variačního principu, který můžeme formulovat takto:

„Mezi všemi funkcemi posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky se realizují ty, které udělají celkové potenciální energii Π stacionární hodnotu.“ [39]

Uvedená hodnota Π je jednoznačná a představuje zároveň minimum Π , kterou můžeme vyjádřit jako:

$$\Pi = W - P, \quad (5)$$

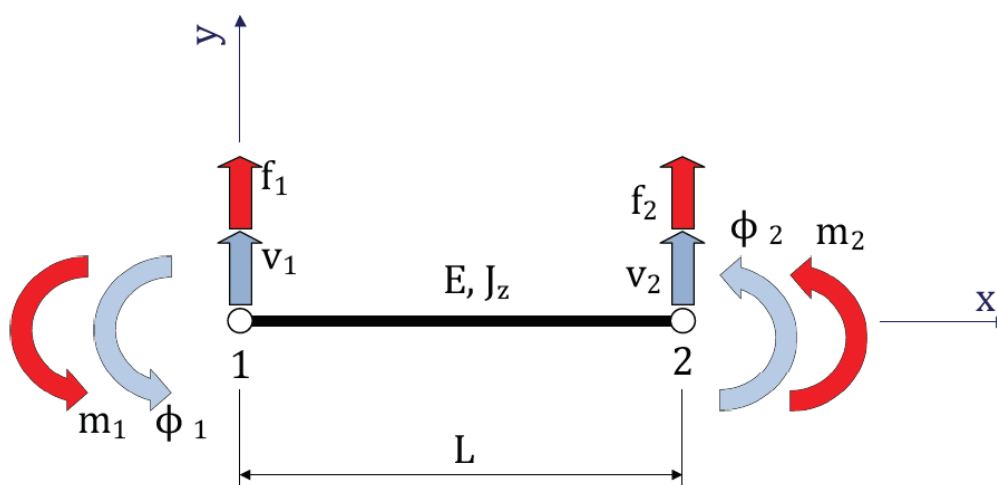
Kde W je energie napjatosti daného tělesa a P je potenciál vnějšího zatížení.

Nosníkový prvek

Pokud se využije jednoduché nosníkové teorie, můžou se odvodit základní vztahy pro rovinný jednodimenzionální ohýbaný nosníkový prvek. Charakteristiky prvku (elementu) jsou:

- Element má délku L a je vázán pouze dvěma uzly na svých koncích.
- Prvek může být napojen na ostatní elementy přes své uzly.
- Zatížení na element je přenášeno pouze přes tyto uzly.

Základní proměnná, která se bude hledat je posunutí nosníkového prvku v ose y . Pro jednoznačné popsání je nutno vložit okrajové podmínky (výchozí stav), tj. počáteční úhel natočení plochy průřezu v daném místě. Tímto se zavádí dva deformační parametry – natočení ϕ a průhyb v , aby byla zachována spojitost, musí v každém uzlu vystupovat tyto dvě proměnné.



Obrázek 7: Nosníkový prvek[14]

Z tohoto lze obecně napsat:

$$v(x) = f(v_1, \phi_1, v_2, \phi_2) \quad (6)$$

$$v(x) = f(v_1, \phi_1, v_2, \phi_2)$$

Interpolační funkce je volena ve tvaru polynomu třetího stupně:

$$v(x) = a_0 + a_1x + a_2x^2 + a_3x^3 \quad (7)$$

Hledanou nezávislou funkcí posuvů je v tomto případě průhyb $v(x)$, aproximován následovně:

$$v(x) = N_b \cdot \delta \quad (8)$$

Kde matice deformačních parametrů δ i matice báзовých funkcí obsahují čtyři prvky.

$$\delta = [v_1, \phi_1, v_2, \phi_2], \quad N_b = [N_1, N_2, N_3, N_4] \quad (9)$$

Pro matici báзовých funkcí platí, že jde o polynomy výše zmíněného třetího stupně, jehož odvození nalezneme v [2]:

$$N_1 = 1 - 3x^2/L^2 + 2x^3/L^3 \quad (10)$$

$$N_2 = x - 2x^2/L + x^3/L^2 \quad (11)$$

$$N_3 = 3x^2/L^2 - 2x^3/L^3 \quad (12)$$

$$N_4 = -x^2/L + x^3/L^2 \quad (13)$$

Pro energii napjatosti ohýbaného nosníku posouvající silou můžeme vyjádřit jako:

$$W = \frac{1}{2} \int_{x_1}^{x_2} El v_{xx}^2 dx, \quad (14)$$

Kde $v_{xx}^2 = B \cdot \delta$ je křivost nosníku, jejíž matici báзовých funkcí je možno získat druhou derivací báзовých funkcí průhybů, pokud dosadíme křivost do rovnice energie napjatosti, dostaneme po úpravě explicitní tvar matice tuhosti nosníku prvku.

$$k = \frac{EI}{L^3} \begin{vmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 0 & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ 0 & 0 & 12 & -6L \\ 0 & 0 & 0 & 4L^2 \end{vmatrix}, \quad (15)$$

V matici vystupuje I jako kvadratický moment průřezu nosníku, E Youngův modul pružnosti a L délka elementu (prvku).

Tento prvek je takto nadefinován, aby sám o sobě umožňoval pouze řešení průhybu přímých nosníků v některých komerčních výpočetních systémech. Dále je možné ho použít s jinými prvky jako například prvek pro řešení rovinných rámců, aj. [40].

V případě jiných nosníkových prvků stejného typu s rozdílem zatížení, a to s přítomným spojitým zatížením na nosníku. S tímto se lze vypořádat nahrazením zatížení silami osamělými a to tak, aby vykonaly stejnou práci.

$$W_q = \int_0^L q(x)v(x)dx, \quad (16)$$

$$W_q = \int_0^L q(x)v(x)dx,$$

Pro skupinu osamělých zobecněných sil může být použita následující integrace:

$$W_F = \int_0^L F_{1q}v_1 + M_{1q}\phi_1 + F_{2q}v_2 + M_{2q}\phi_2, \quad (17)$$

Kdy v této rovnici představují F_{1q} a F_{2q} osamělé nahrazující síly v uzlech prvku, a taktéž M_{1q} a M_{2q} jsou ekvivalentní uzlové momenty. Pro spojitě zatížení a síly s momenty musí platit rovnováha.

$$W_q = W_F \quad (18)$$

Pokud bychom řešili obecný prostorový nosníkový prvek, nelze případ zjednodušit na rovinný a je nutno použít obecnější formulaci nosníkového prvku. Na základě principu superpozice pro odvození základních charakteristik. Do chování prvku zahrneme ohyby ve dvou rovinách, ale i matici tuhosti s dosazenou křivostí nosníku, tahové a tlakové vlastnosti, případné rovnice osového zatížení prutu, a nakonec parametry související s kroucením elementu [14].

$$\begin{bmatrix} [k_{tažený}] & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [k_{ohýbanýxy}] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & [k_{ohýbanýxz}] & [0] \\ [0] & [0] & [0] & [k_{kroucený}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ v_1 \\ \phi_{z1} \\ v_2 \\ \phi_{z2} \\ w_1 \\ \phi_{y1} \\ w_2 \\ \phi_{y2} \\ \phi_{x1} \\ \phi_{x2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{x1} \\ f_{x2} \\ f_{y1} \\ M_{z1} \\ f_{y2} \\ M_{z2} \\ f_{z1} \\ M_{y1} \\ f_{z2} \\ M_{y2} \\ M_{x1} \\ M_{x2} \end{Bmatrix} \quad (19)$$

3.1 MODELOVÁNÍ

Reprezentace určitého prvku, objektu nebo systému, která je pojata z určitého pohledu se nazývá model. Model je sestaven na základě dosavadního poznání a zjistitelných informací. Díky modelu je možné ověřit správnost dosud známých faktů (za určitých podmínek), provádět predikce a poté umožnit verifikaci výsledků. Modely jsou virtuálním základem pro značnou většinu experimentů a výstup z tohoto procesu je rozhodující pro úspěšné testování prototypů strojů. Díky virtuálnímu prostředí je tento proces vytváření materiálního, informačního, grafického a matematického modelu značně zjednodušen z důvodu možných editací, nastavení a provedení následného post-processingu. V dnešní době je toto již nezbytná a neodmyslitelná část všech vědeckých činností v jakémkoli vědeckém odvětví.

3.1.1 SPOJITÉ MODEL Y

Spojité modely patří ke klasickému modelování v technickém odvětví. Jsou dobře využitelné pro jednoduše popsatelné analogické procesy. U složitějších systémů je nutné uvažovat jejich zjednodušené předpoklady nebo se tímto způsobem nedají vyřešit. V praxi se spojitého řešení využívá pro dílčí podsystemy, například prvky s rozloženou hmotností, která je proměnná hodnota ovlivňující celý systém.

3.1.2 DISKRÉTNÍ MODEL Y

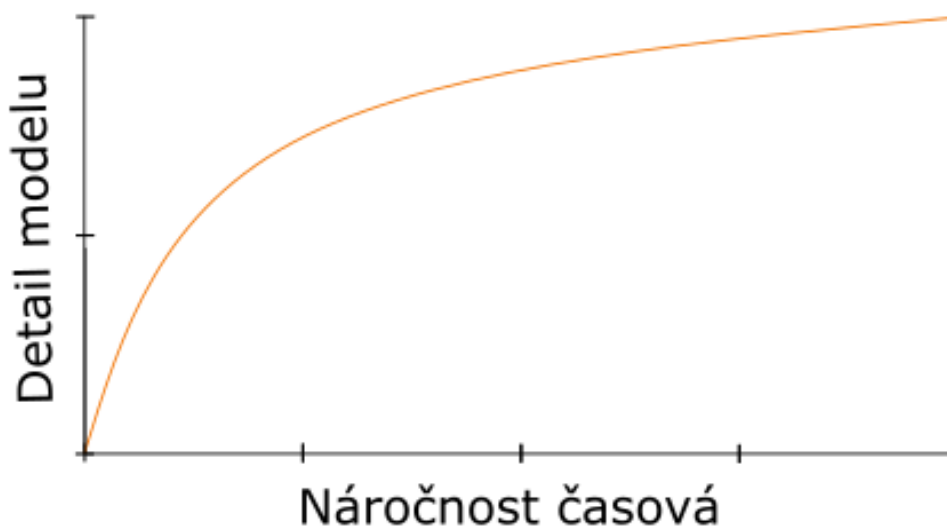
Tento typ modelů představuje nejčastější pojetí reality ve virtuálním prostředí. Jde o vytvoření virtuální hierarchie podsystemů, do kterých se rozloží modelovaný reálný systém – tj. diskretizace. Na této diskretizaci je postavena analýza metody konečných prvků (*Finite element method*) stejně jako metoda diskrétních prvků (DEM), aj. [23]

3.2 SIMULACE

Je počítačový experiment s modelem, jinak nazývaný jako simulace. Dnes se ve vědě a technice uplatňuje jako napodobení určitého děje nebo procesu na daném objektu. Cílem simulace je řešení problémů souvisejících s analýzou vlastností a procesů probíhajících na zkoumaném objektu, který se nahrazuje virtuálním modelem. Pomocí programového vybavení je umožněno vytvoření výpočtového algoritmu a je možné do virtuálního prostředí zanést teorii popisující procesy a děje na simulovaném objektu. Pokud je simulace opakována, provádíme postupně na

různých modifikací modelu, provádí se tzv. optimalizace. Tyto úlohy mají za úkol hledat takové konfigurace, které vykazují extrémní hodnoty v klíčových (šetřených) parametrech. [14]

Úspěšnost simulace je závislá na kvalitě zpracování užitého modelu a zejména na kvalitě vstupních dat a mimo to na použitém softwaru (a jeho nastavení). Je nutno uvážit, že pokud se bude zvyšovat úroveň detailnosti modelu, tak s vyšší úrovní detailnosti roste nejen časová náročnost na jeho vypracování, ale i následný výpočet. Rovněž roste možnost zanesení chyby v rámci nepřesných vstupních dat.



Obrázek 8: Závislost náročnosti simulace. [14]

Modelování méně podstatných detailů může mít až kontraproduktivní přínos nebo jen velmi malý. Není vhodné užit složitých modelů s velkým výčtem drobných detailů, kdy jejich výpočet by nepřinesl odlišné výsledky.

Z těchto důvodů je v této práci užito jednoduchých modelů – většinou objemových, které interpretují zatížení nosníků osamocenou silou a je uvážena vlastní tíha ocelového prvku. Výsledkem těchto simulací byl kompletní virtuální popis chování tří modelů nosníků.

3.3 VERIFIKACE VÝSLEDKŮ

Po dokončení simulace je potřeba ověřit, zdali jsou nalezená řešení a jejich hodnoty skutečným řešením zadaného úkolu. Kritéria pravdivosti a věrohodnosti nalezených hodnot jsou experimentální ověření, často provedená v laboratorních podmínkách. Pokud experimentální hodnoty potvrdí správnost těch virtuálních na výstupu simulace, pokládají se tato data za verifikovaná.

Pokud vznikne rozdíl mezi těmito dvěma druhy výsledků, nemusí to vždy znamenat chybu modelu. Je nutno vždy provést kritické zhodnocení výsledků simulace, ale i výsledky z měření. Může zde dojít například k zanesení chyb jak pro simulaci, tak i výsledky měření.

3.4 EXPERIMENTÁLNÍ MODEL

Jak již bylo zmíněno výše, experimentální metody slouží k ověření výsledků z virtuálního prostředí. Laboratorní modely z pravidla odpovídají více skutečným systémům než ty počítačové. U virtuálních modelů dochází ke zjednodušování a zanedbávání důležitých aspektů

zkoumaného prvku (objektu). Nevýhodou laboratorních modelů oproti počítačovým je četnost opakování experimentu v čase. Laboratorní experimenty je dále možné ověřovat například v průmyslových aplikacích. Více se o experimentálních metodách budou zabývat následující kapitoly 4, 5 a 6.

4 EXPERIMENTÁLNÍ MECHANIKA

Aby bylo možné ověřit výsledky virtuálních simulací zatěžovacích stavů v praxi. Je nutno se seznámit se základy tenzometrie a různorodostí snímačů, zpracování signálu a provedení experimentu. Tato kapitola obsahuje stručný vhled do problematiky experimentální mechaniky a jednotlivých prvků, které jsou nezbytné pro provedení laboratorního měření.

4.1 HISTORIE

Již je to přes 70 let, co byly objeveny tenzometry, aby pomohly popisovat napjatost objektů. Od doby, co se tyto malé senzory vyvinuly do stavu, kdy jsou jedny z nejpoužívanějších přístrojů současnosti pro měření napjatosti.

Vývoj tenzometrů započal v roce 1843 objevením a popularizací tzv. Wheatstonova mostu, kdy při tomto experimentu byla popsána změna odporu v elektrickém vodiči zapříčiněném změnou mechanického napětí [51]. Tento prvek byl následně matematicky popsán britským matematikem Samuelem Christiem [45]. Kdy Wheatstonův most má čtyři větve, všechny odporové. Můstek může ale měřit i ostatní veličiny kromě odporu, v závislosti na užitém typu prvku obvodu. Může se měřit indukčnost, kapacitu i frekvenci se správnou kombinací a uspořádáním indukčnosti a kapacitance ve větvích.

Ve 40. letech minulého století se E.E. Simmonsovi a A.C. Rugeovi povedlo téměř současně, ale nezávisle na sobě vynalézt první tenzometr jako takový. Ruge jakožto strojní inženýr po zemětřesení v USA na Long beach v roce 1933 mění své zaměření a doktorát dokončuje jako seismolog na MIT. V roce 1938 přichází s nápadem, jak měřit napětí na nádržích s vodou, které vyvolávalo právě přicházející zemětřesení. Nápad spočívá v přilepení kousku papírku od cigarety na nádrž a na něj upevnit drátek, jehož konce jsou uchyceny k papírku. Ruge a jeho asistenti rychle vyvíjejí zařízení na základě tohoto konceptu do mnohem pokročilejší obdoby, který si nechávají patentovat. Vývoj popisuje Barnaby Feder takto:

„SR-4 (tenzometr) byl jednoduchý vynález složený ze čtyř tenkých wolframových vláken, podobných těm v žárovkách, slepených do tvaru diamantu. Pokud je přes vodiče veden elektrický proud, nelze měřit žádné napětí, za předpokladu, že zůstávají dokonale v rovnováze. Pokud je tento stav symetrie narušen nějakou silou, naruší se tím i odpor ve vodičích a indikujeme napětí úměrné síle.“ [7]

Následně MIT vydává patent na tento vynález, při snaze o komerční využití nachází jiný patent vydaný o rok dříve na Caltechu v Kalifornii na prakticky identický tenzometr vyvinutý elektroinženýrem E.E. Simmonsem. Tímto se jako objevitelé uvádí celkem čtyři lidé, Simmons, Ruge a jejich dva kolegové [7]. V roce 1941 se rozbíhá první výroba tenzometrů v Baldwin-Southwark Corp.

První tenzometr dnešního vzhledu byl vyvinut v roce 1952, kdy produkce tohoto typu se vyvíjí v Evropě ve společnosti HBM v Darmstadtu.

V ČSR se poprvé použil odporový tenzometr při pevnostní zkoušce letadla Me 262 Schwalbe v roce 1948 ve Výzkumném ústavu leteckém v Praze. První tenzometr byl vyroben Štěpánem Kobylkou v závodě Aero v Praze – Holešovicích.

4.2 ROZDĚLENÍ SNÍMAČŮ

V dnešní době je možné se setkat se snímači několika generací.

Snímače I. generace – využívají základní fyzikální jevy a principy, jejich vývoj je ale v podstatě ukončen,

Snímače II. generace – tj. polovodičové snímače, užití od roku 1950, vyznačují se vyšší citlivostí, přesností a miniaturními rozměry. Dodnes se vyrábějí integrované snímače tlaku, síly, apod. Využívají se i jako CCD (Charge-coupled device), což je elektronická součástka pro snímání obrazové informace – pro viditelnou, infračervenou i ultrafialovou oblast spektra. Vývoj probíhá i v současnosti,

Snímače III. generace – světlovodné snímače, u kterých na rozdíl od předchozích dvou generací (kde se pracuje výhradně s elektrickým signálem na výstupu), je zde výstupním signálem světelný tok. Výhodou je přenos signálu na velkou vzdálenost a potlačení rušení měření např. elektrickými či magnetickými poli. Vyznačují se výrazně vyšší citlivostí a podstatně menšími rozměry než u předchozích generací.

Smart sensors [34] – inteligentní snímače, které obsahují vlastní čidlo v jednom kompaktním celku pro zpracování a analýzu. Poslední verzí těchto snímačů je mikroelektronický snímač s integrací měřicího řetězce na jediném čipu,

Největšího rozšíření a využití se dnes doznaly **snímače odporové**, a to především odporové tenzometry kovové, zatímco polovodičové tenzometry našly uplatnění při konstrukci siloměrných členů. Existuje široké spektrum splňující rozmanité požadavky jednotlivých uživatelů a institucí zaměřených na různé možnosti měření [7][38][27][69][64]:

- Měření špiček napětí přítomných v místech jejich koncentrace (tenzometrické řetězce), i měření průběžných průměrných hodnot napětí na konstrukcích z nehomogenního materiálu za užití měrných délek z rozpětí 0,5 mm do 150 mm.
- Měření v jenom i dvou směrech za pomoci tenzometrického kříže.
- Pokud známe směry hlavních napětí, případně i ve více směrech za použití tenzometrických růžic.
- Speciální snímače pro měření např. membránových napětí na tělesech deskového typu (můžeme měřit v silném magnetickém poli), pro měření zbytkových napětí nebo v siloměrech a snímačích krouťacího momentu.
- Měření délkových přetvoření při statickém namáhání v řádech jednotek setin milimetru na metr délky (při cyklickém namáhání dochází k únavovému poškození tenzometrů).
- Při extrémních teplotách – nízkých (až $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$) nebo naopak vysokých (až $900\text{ }^{\circ}\text{C}$). Při různých vysokých teplotách se užívají tenzometry s volnou mřížkou. Nastává zde problém s teplotní kompenzací pro měření.
- Za působení radioaktivního měření.

4.3 ÚPRAVA A ZPRACOVÁNÍ ELEKTRICKÉHO SIGNÁLU

S postupem doby se zvyšuje přesnost a rychlost analog-digitálních převodníků a mohou se díky dnešní výpočetní technice montovat do těsné blízkosti analogových obvodů, se kterými spolupracují, ovládá jejich funkci nebo nastavují a ukládají jejich parametry. Následné zpracování a posouzení výsledků se provádí prakticky v reálném čase, to umožňuje ihned reagovat na případné nesrovnalosti. Současné převodníky pokrývají díky svému vysokému rozlišení celý měřicí rozsah snímačů bez dříve nutného přepínání citlivosti vstupního zesilovače. Programové zpracování dat je možné několika způsoby. Nejběžnější je použití konkrétního softwaru od výrobce měřicí techniky, kde je dodán SW určité rozhraní umožňující nastavit měřicí parametry, ovládat jednotlivé sekvence měření a exportovat měřené hodnoty v daném formátu. Řada firemních programů obsahuje i přidružené knihovny matematických i grafických nástrojů, jak výstupní data zpracovat nebo prezentovat. Jiný přístup pro výrobce zařízení, například NI (National Instruments) umožňuje spárovat měřicí jednotky s virtuálním prostředím LabView a nastavení měření, ovládání měření, ale i veškerý post-processing v grafické formě.

4.4 ROZDĚLENÍ ODPOROVÝCH TENZOMETRŮ

4.4.1 KOVOVÉ TENZOMETRY

V laboratorních podmínkách je tento typ tenzometru velmi dobrá volba z mnoha důvodů. Ty hlavní jsou ekonomičnost, možnost opakování experimentů, rychlá instalace (kalibrace) a nakonec dostupnost a kompatibilita s aktuálním vybavením laboratoře.

Provedení tenzometrické mřížky spočívá v technologii, a je:

- **Drátkové** – starší provedení a dnes slouží pouze pro některé speciální účely (pro velké deformace, vysoké teploty, apod.).
- **Foliové** – vysoká škála tvarů tenzometrických mřížek.
- **Vrstvové** – nanášeno ve vakuu nebo naprašované (nejčastěji užíváno jako snímače tlaku).

Drátkové tenzometry

Tato skupina se dále dělí na základě jejich konstrukčního provedení.

- 1) **Lepené s podložkou** – nejstarší typ tenzometru, kdy je měřicí mřížka vyrobena z drátku a připevněna na podložku lepidlem. V experimentální pružnosti může sloužit ke zjištění jednoosé či dvouosé napjatosti, zbytkového napětí či k vyšetřování gradientů napětí v oblastech pružných i plastických deformací. Tepelné podmínky pro užití tohoto typu je až do +950°C. U drátkových tenzometrů tohoto konstrukčního provedení je zaručen malý rozptyl odporu a malý rozptyl tzv. k-faktoru (který se musí zohlednit při zadávání jednotlivých druhů tenzometrů do virtuálního měřicího rozhraní), ale i teplotních součinitelů. To je velmi vyžadováno pro vyloučení (či potlačení) rušení při měření více tenzometry. Jedinou podstatnou nevýhodou je omezená dosažitelná hodnota odporu, která je omezena rozměry mřížky a průměry jednotlivých drátků, dále malý k-faktor a tečení (u vysokých teplot při měření).

- 2) **Lepené bez podložky** – používány pro vysokoteplotní tenzometry, které se upevňují na měřený prvek keramickým tmelem.
- 3) **Lepené s volnou mřížkou** – některé podklady, či v katalogu výrobců se uvádí jako tenzometry nelepené. Konstrukčním řešením tohoto typu tenzometrů je soustava držáků (izolačních kolíčků), ke kterým jsou odporové drátky uchyceny, tak aby během měření docházelo ke změně jeho délky a tím i ke změně jejich odporů. U předešlé skupiny docházelo k přenosu deformace na povrch odporového článku, kde u tohoto konstitučního řešení odpadá – delší životnost při měření. Tato konfigurace drátků má malou hysterezi – takže nedochází k tak velkému rozptylu měřených hodnot (závislé na odizolovanosti měřené soustavy – např. v laboratorních podmínkách). Nedostatkem tohoto řešení drátkového tenzometru spočívá v nízké rezonanční frekvenci, dlouhé době potřebné k dosažení tepelné rovnováhy a jejich výroba je velmi náročná na mechanické provedení. Jejich užití spadá do oblasti tlakových snímačů, tlakových sil nebo zrychlení.
- 4) **Fóliové tenzometry** – tento druh tenzometrů je nejpoužívanější v dnešní době, kdy je měřicí mřížka vytvořena z folie a je upevněna na podložku lepidlem. Její tvar je vytvořen nejčastěji leptáním a podložka z polyamidu nebo z fenolových filmů se skelnými vlákny jako ztužení. Fóliové tenzometry z důvodu lepších podmínek pro převod deformace ze základního materiálu na folii a pro přenos tepla z folie na základní materiál a naopak, dávají fóliovým tenzometrům předpoklady k dosažení výrazně lepších metrologických vlastností než u předešlého typu tenzometrů. Zároveň je reálné vyrobit libovolnou konfiguraci měřicí mřížky a může se například užít vyššího napájecího napětí (důležité pro tenzometry miniaturních velikostí).
- 5) **Vrstvové (vrstvené)** – u tohoto typu existují dva přidružené pojmy, a to napařování a vypařování. Vypařování spočívá v podstatě procesů vedoucích k uvolňování ze zdroje, kde napařování jsou procesy vytváření vrstev na podložce.

4.4.2 POLOVODIČOVÉ TENZOMETRY

Polovodičové tenzometry jsou založeny na jevu piezoresistence některých materiálů – nejvíce užitý křemík. Výhody polovodičů je vysoký součinitel citlivosti a je možné nimi měřit velmi malá pretvoření (deformace) a tato citlivost je cca 100krát větší než u kovových tenzometrů. Dále se u nich pozoruje vysoká únavová odolnost (životnost), výborná stabilita (nevykazují při širokém rozmezí teplot hysterezi, driftu nebo creepy), velmi malé rozměry a vysoký odpor. I když je problematika a obecná teorie kolem užití tohoto typu tenzometrů a zabývá se jimi nesčetné množství prací [27][26][13][35][61][16][68] i z různých vědeckých oblastí, ale nejsou natolik rozšířené a užívané jako kovové [65].

4.5 DRUHY ODPOROVÝCH TENZOMETRŮ

Odporové tenzometry lze v dnešní době vyrobit v různých tvarech, typech a velikostech. Mimo jiné, existují i různé druhy uložení mřížky nebo různé pájecí kontakty. Může se lišit také počet měřicích mřížek a jejich vzájemná polohová konfigurace na podložce. To vše umožňuje

a pomáhá uživateli uskutečnit měření na velmi velkém množství a velkém počtu druhů aplikací a použití.

4.5.1 DÉLKA MĚŘÍCÍ MŘÍŽKY

Délka měřicí základny se pohybuje běžně od 0,5 mm do 150 mm. Kdy za hlavní kritérium považujeme homogenitu či nehomogenitu pole napětí v oblasti aplikace tenzometru. Pozornost se musí věnovat také citlivosti tenzometru, která je závislá na jeho délce. Citlivost kovových tenzometrů je závislá na relativním prodloužení (na jeho přetvoření, nikoli na absolutním prodloužení), z tohoto důvodu není nijak ovlivněna jeho citlivost. S tímto vědomím se užívají extrémně krátké tenzometry pouze na vyšetřování napjatosti v oblasti například vrubů, kde je to vhodné z důvodu velikosti a tvaru podložky mřížky. Pokud by bylo potřeba upravit tenzometr pro tento účel vlastní pomocí (ořezáním), dopustí se zanesení nepřesnosti měření, neboť tenzometry jsou konstruovány tak, aby vliv výše zmíněných přechodů mezi vrstvami nezasahoval na aktivní část měřicí mřížky.

Homogenní pole napětí

Než se začne měřit, je vhodné si dobře zvolit místo na měřeném objektu – to je hlavní kritérium pro volbu měřicí základny tenzometru. Pokud je měřený objekt velký, výrobce z pravidla doporučuje použít tenzometr s délkou měřicí základny od 3 do 6 mm. Tato volba je vhodná jak z hlediska přesnosti, tak i z hlediska jednoduchosti aplikace.

Nehomogenní pole napětí

Jelikož tenzometry pracují na základě integračního principu, znamená to, že se měří střední hodnota přetvoření vždy pod měřicí základnou. Pokud se očekává přítomnost nehomogenního pole napětí na měřeném objektu v místě aplikace (nebo lokální špičky napětí), je nutno zvážit, zdali se chce v tomto místě měřit střední hodnotu. Lze konstatovat, že pokud se zvolí delší měřicí základna, než je nutné, o to menší hodnota bude naměřena, a tím se dopustí větší chyby.

Vhodný měřený objekt, kde se měří střední hodnota napětí je například u zrnitých materiálů.

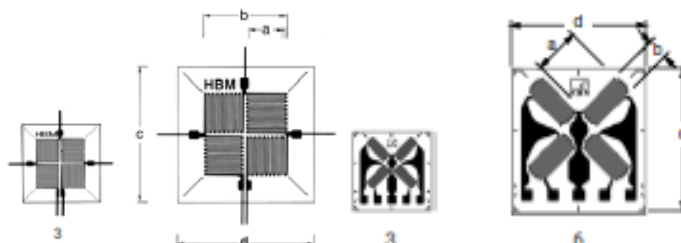
Pokud jde o měření hodnot lokálních špiček napětí (maximální hodnota napětí v kořenu vrubu), musí se využít dříve zmíněný tenzometr s malou měřicí základnou, neboť dlouhá základna by zapříčinila opět vnesení chyby (nežádoucí střední hodnota) [23].

4.5.2 VÍCENÁSOBNÉ TENZOMETRY

Při měření složitějších charakteristik jako třeba v tomto případě zaměření disertační práce, se musí využít kombinací předešlých prvků nebo jejich násobení. Vícenásobné tenzometry se skládají z více měřících mřížek na jedné společné podložce. Příkladem těchto uskupení jsou tenzometrické kříže, tenzometrické růžice nebo tenzometrické řetězce. Každý z těchto typů představuje konfiguraci jednotlivých měřících mřížek na podložce mezi sebou s přesně předepsanou roztečí a v přesně orientovaných směrech. Využitím těchto prvků se značně zjednodušuje jejich aplikace. Je podstatný rozdíl ve složitosti instalace, pokud bychom za stejným účelem využili několikanásobný počet jednotlivých měřících mřížek nebo by byla využita jedna, například tenzometrický růžice. Tyto prvky usnadňují práci měření, jejich konfiguraci (i tu vzájemnou ve vícenásobné tenzometrii).

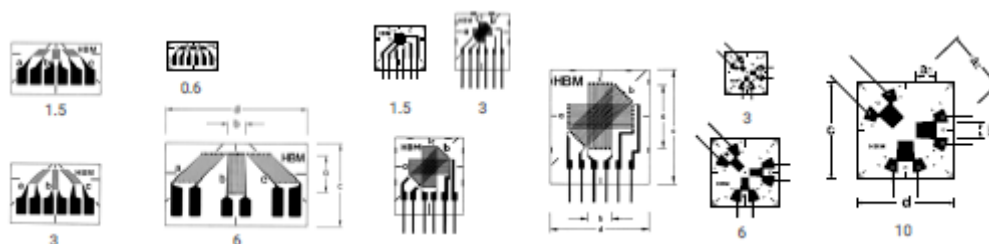
Tenzometrické kříže a tenzometrické růžice

Při vyšetřování například rovinné napjatosti je nutné měření deformace ve více směrech. Pokud jsou známy směry hlavních napětí, je vhodné použít tenzometrických křížů, které mají nezávislá vinutí pod úhlem 90° . Existuje více typů tenzometrů (Y, X, L, T a V), které jsou pojmenovány podle tvaru křížení jednotlivých mřížek.



Obrázek 9: Tenzometrický kříž - vlevo zapojení most, vpravo půlmost. [53]

V opačném případě, tedy pokud směry hlavních napětí nejsou známy, musíme měřit deformaci nejméně ve třech nezávislých směrech k vyšetření rovinné napjatosti. K těmto účelům slouží tenzometrické růžice. Vyrábí se ve dvou konfiguracích rozlišující se úhlem natočení jednotlivých mřížek vůči sobě. A to $0^\circ/60^\circ/120^\circ$ nebo $0^\circ/45^\circ/90^\circ$. Shodují se s tenzometrickými kříži v typech umístění jednotlivých mřížek na podložce.



Obrázek 10: Tenzometrické růžice. [53]

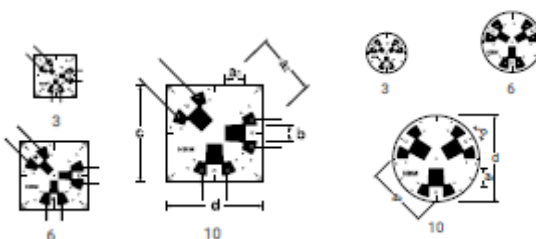
Rozdíl mezi těmito dvěma typy (kříži a růžicemi) jsou minimální, pokud se využijí správně. Pokud jde o podchycení všech nepřesností, volí se bez sporu druhá varianta, která je směrově neutrální. Pokud lze odhadnout směry hlavních napětí, může se zvolit první varianta. Dbá se jak u růžic, tak i u křížů, že tvar umístění mřížek na podložce je dán snahou o zmenšení (respektive zvětšení) integračního principu tenzometrů.

V ojedinělých případech se může využít i růžice se čtyřmi mřížkami. Čtvrté vinutí je v podstatě nadbytečné, ale je možno ho využít k vyrovnaní výsledků měření pomocí metody nejmenších čtverců, a tak zpřesnit měření. Většinou se tyto typy používají v případě, kdy hrozí poškození některé z ostatních měřících mřížek.

Tenzometrické růžice pro měření zbytkového napětí

Dnes se používají dvě metody k měření zbytkových napětí pomocí tenzometrických růžic. Každá vychází z principu odstraňování materiálu z měřeného objektu v oblasti aplikované tenzometrické růžice. Starší „hole drilling method“ (odvrtávací metody), vychází z narušení pole napjatosti a vyvolání deformace vyvrtáním otvoru ve středu tenzometrické růžice. Zde

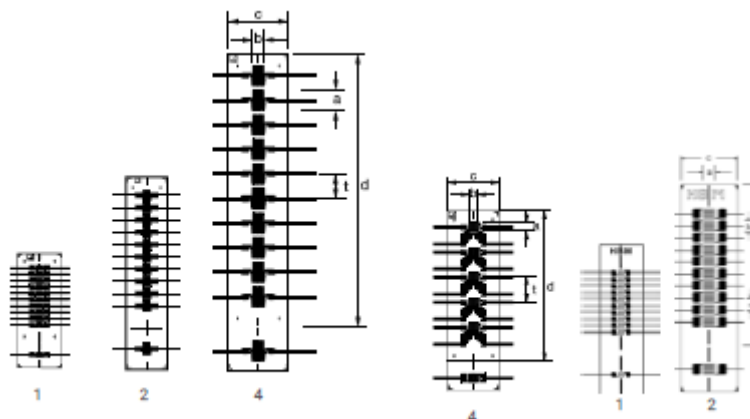
nachází využití růžice se třemi měřicími mřížkami a jejich natočením z pravidla $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ kolem středu.



Obrázek 11: Tenzometrické růžice pro měření zbytkového napětí – vlevo růžice $0^\circ/60^\circ/120^\circ$ na čtvercové podložce, vpravo růžice $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ na kruhové podložce. [53]

Tenzometrické řetězce

Tyto řetězce jsou kombinace měřících mřížek stejného typu seřazených v pravidelných intervalech. Celý řetězec s kříží nebo s růžicemi obvykle obsahuje 10 měřících mřížek nebo 5 skupin se třemi mřížkami. U každého z řetězců je zpravidla umístěna jedna mřížka navíc, která slouží jako kompenzační nebo doplňující. Hlavní využití tenzometrických řetězců spočívá pro zjištění gradientů napětí.



Obrázek 12: Příklady tenzometrických řetězců. [53]

4.5.3 TENZOMETRY PRO SPECIÁLNÍ POUŽITÍ

Pro různé speciální aplikace se tenzometry liší od sebe polohou a počtem měřících mřížek dimenzované přímo pro svůj konkrétní účel.

4.5.4 ELEKTRICKÝ ODPOR ODPOROVÝCH TENZOMETRŮ

Jedna z charakteristik odporových tenzometrů je jejich elektrický odpor. Jsou vyráběny s různými hodnotami jmenovitých odporů, v současnosti jsou nejčastěji používané tenzometry s hodnotami odporu 120 a 350 Ω . Pokud je během měření použita soustava více tenzometrů, tak s ohledem na vyvazování měřícího můstku je nutné, aby veškeré zapojené tenzometry měly stejný odpor anebo jen s minimální odchylkou [66].

5 DESIGN OF EXPERIMENT (DOE)

Design of experiment, lze přeložit jako metoda plánování experimentů (zkráceně „DOE“). Jedná se o analytickou techniku, kde jedním z cílů je pomocí testování (experimentů) různých hodnot otestovat jakost systému jako celku nebo v jiných odvětvích jakost výrobků. Částečně se vlastně jedná o simulační metodu a existuje několik variant této metody (klasický DOE, statistický DOE). Metoda DOE je velmi efektivní pro zvyšování jakosti produktu nebo redukcí nákladů, protože vychází z přístupů kvality. Základy moderní teorie plánování experimentů vyložil Ronald A. Fisher už v roce 1935 ve své knize The Design of Experiments. [46]

Praktické využití metody DOE spočívá v testování složitých úloh, u kterých je konečný výsledek dán kombinací faktorů. Hlavním účelem užití této metody pro tuto práci je dobře navrhnout experiment měření, aby umožňoval usuzovat kauzální působení intervencí – vzhledem k vyšetřovaným imperfekcím. Tato metoda nám umožňuje kontrolovat a ovládat výskyt a rozsah daných proměnných.

Nejjednodušší forma experimentu se zaměřuje na předpovídání výsledků zavedením změn předpokladů, které jsou představovány i více nezávislými proměnnými (vstupní proměnné). Změna jedné nebo více nezávislých proměnných se obecně předpokládá, že má za následek změnu jedné nebo více závislých proměnných na výstupu. Tento experimentální návrh může také identifikovat kontrolní proměnné, které chceme udržet v daných mezích. V tomto případě tyto proměnné se budou týkat například vnitřních silových účinků v nosníku nebo tvarové tolerance průřezu. Tímto můžeme eliminovat soubor výsledků, které by byly ovlivněny vnějšími faktory.

Tato metoda experimentálního návrhu (plánování) zahrnuje nejen výběr vhodných nezávislých, závislých a kontrolních proměnných, ale také plánování experimentu za statisticky optimálních podmínek vzhledem k omezeným dostupným zdrojům.

Existuje několik přístupů k určení sady návrhových bodů (třeba i jedinečné kombinace nastavení nezávislých proměnných), které mají být použity v experimentu. [42]

Hlavní myšlenky návrhu experimentů jsou:

- Srovnání – pro posouzení intervence je třeba porovnat objekty před a po provedení.
- Randomizace (znáhodnění) – výběr situací a konfigurací, které budou simulovány a měřeny.
- Replikace (opakování) – vícenásobné opakování měření umožní posoudit náhodnou variabilitu měřených veličin, a tím i určit (ověřit) přesnost měření.
- Blokovaný design, stratifikace – rozdělení experimentálních jednotek do bloků či strat, které budou vykazovat obdobné vlastnosti (dojde k redukci vlivů zdrojů variability).
- Faktoriální uspořádání – zkoumání několika faktorů naráz včetně synergických efektů.
- Ortogonalita – faktoriální experiment má být navržen tak, aby umožňoval nezávislé posouzení vlivu každého jednotlivého faktoru. [9]

6 TVORBA MODELU A SIMULACE

Tato kapitola bude popisovat tvorbu virtuálních modelů zkoumaných nosníků typu IPE a I. Na těchto modelech budou provedeny simulace zatěžovacích stavů. Výsledkem tohoto kroku je vytvoření předpokladu, který bude zprvu sloužit k orientaci mezi naměřenými hodnotami z následného experimentu na jednom vybraném typu nosníku. A ve fázi verifikace výsledků měřením bude stanovena celková odchylka chování reálného nosníku vzhledem k idealizovanému případu, který je definován svými nominálními hodnotami.

Cílem této metodiky je návrh konkrétního případu použití a zatížení otevřeného plnostěnného nosníku, který je možné později replikovat v laboratorních podmínkách a na kterém lze definovat odchylku ohybového napětí tak, aby bylo patrné, jakou mírou jsou tento jev schopny způsobit výrobní rozměrové imperfekce.

6.1 TVORBA MODELU

Hledáme takový typ modelu, který nám umožní popsat charakteristiky a chování nosníku.

Objemové modely

Obecně lze ze 3D prvků vytvořit všechny modely. Při vhodné hustotě sítě lze vnášet, sledovat a zkoumat všechny potřebné detaily těchto prvků u všech typů nosníků a konstrukcí. U složitějších konstrukcí je tento veliký počet prvků důsledkem značně navýšené časové náročnosti výpočtu a u komplexních konstrukcí způsobuje jejich neproveditelnost. Toto lze eliminovat zjednodušením modelu užitím například prutových nebo skořepinových prvků.

Skořepinové modely

U tenkostěnných konstrukcí můžeme jejich geometrii popsat a nahradit střednicovými plochami a jejich tloušťku zadávat jako parametr. U skořepinových modelů je náročnost výpočtu značně redukována, protože tyto modely mají mnohem menší počet stupňů volnosti v porovnání s 3D prvky. Tato vlastnost znemožňuje vyhodnocování napětí v blízkosti nehladkých napojení skořepinových prvků a také je redukována možnost hodnocení míst, kde se mohou vyskytovat koncentrace napětí.

Prutové modely

Jednotlivé součásti prutového charakteru mohou být s dostatečnou přesností modelovány za pomoci nosníkových nebo prutových prvků. Geometrii prutu reprezentuje střednice a rozměry příčného průřezu zadáváme jako parametry. Podle počtu stupňů volnosti rozlišujeme prvky prutové s tahovou či tlakovou tuhostí nebo prvky nosníkové s tahovou či tlakovou a ohybovou tuhostí. Zmíněné nosníkové prvky se zakládají na Euler-Bernoulliho nebo Timoshenkově teorii. Obecné využití nosníkových prvků je při řešení rámových konstrukcí. Prutové nosníkové prvky, podobně jako u skořepinových, neumí zachytit koncentrátory napětí v blízkosti napojení a z tohoto důvodu jsou vhodné zejména pro hodnocení napjatosti v místech, které jsou dostatečně vzdálené od spojů. Hlavní výhodou užití prutových prvků je při modelování příhradových konstrukcí a jsou největším možným zjednodušením, neboť přenáší pouze axiální síly, tj. namáhání prostým tlakem či tahem.

6.1.1 GEOMETRICKÝ MODEL

Ke zvolení typu modelu je více přístupů. Obecně jsou trojrozměrné objemové prvky založeny na matematické teorii pružnosti, jenž popisuje chování zatěžovaných těles. Pro naši úlohu je důležité popsat nosník tak, abychom byli schopni nejen nadefinovat a dále pozorovat jeho geometrii s vnesením výrobních tolerancí, ale také sledovat celkové přetvoření.

6.1.2 GENEROVÁNÍ SÍTĚ KONEČNÝCH PRVKŮ

Abychom výrazně a pozitivně ovlivnili obdržené výsledky, je nutno provést diskretizaci geometrického modelu a proměnit ho tak v konečnoprvkový model. Užité prostředí ANSYS, které patří k uživatelsky nejprívětivějším a nabízí dvě hlavní možnosti, jak vygenerovat síť.

Přímá generace sítě (mapované sítě) - spočívá v urychlení zpracování sítě. Výhoda užití spočívá při aplikaci na prostorově jednoduché konstituci modelovaných prvků. Při tvorbě sítě se ale uživatel musí rozhodnout, jak rozdělit řešenou oblast na jednotlivé suboblasti, které topologicky vyhovují pro rozdělení na různé síťové prvky. U složitějších geometrických prvků nebo u prvků, kde jsou přítomny třeba jen rádiusy nebo jiné zakřivení dochází k deformaci sítě a může se tak nepřímo zanechat chyba do následného výpočtu.

Automatické definování (free meshing) - uživatel zadává jen základní požadavky na typickou velikost prvku, případně na oblasti zahuštění sítě a vše tímto přenechá preprocesoru. Jedná se o výrazně jednodušší postup. Dalším z důležitých parametrů je hustota generované sítě. Hustota sítě výrazně ovlivňuje kvalitu získaných výsledků.

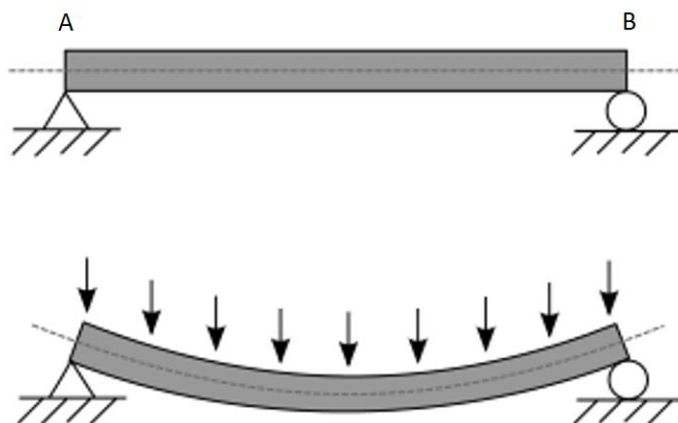
6.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY, ZATĚŽOVACÍ STAVY A VAZBY

6.2.1 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Okrajové podmínky nám definují hranice našeho návrhu či experimentu, ať virtuálního či reálného. Pro účely tohoto modelu i reálného experimentu budou platit vždy stejné okrajové podmínky. Jednou z podmínek je vztažený nosník (prut), který je definován svými průřezovými charakteristikami a tolerancemi, svojí délkou a svojí materiálovou charakteristikou. Jako základní materiál je volen S235JR, protože jde o standardní konstrukční ocel s širokou škálou obecného využití. Limity napjatosti definují normy.

6.2.2 VAZBY

Pro fungování jak simulačního výpočtu, tak i reálného provedení experimentu musí úloha být staticky určitá. Jednotlivé vazby nosníku odebírají stupně volnosti podle jejich typu tak, aby byla zaručena řešitelnost soustavy, ale také aby chování virtuálního modelu odpovídalo skutečnému nosníku v laboratorních podmínkách.



Obrázek 13: Volba zavazbení nosníku.

Na základě výchozího předpokladu řešitelnosti se volí vazba A jako rotační a vazba B jako rotačně-posuvná. Tímto způsobem se umožní nosníku se, jak volně ohýbat, tak se i zamezí zkreslení výsledků sekundárními jevy.

6.2.3 ZATÍŽENÍ A ZATĚŽOVACÍ STAV

Aby bylo možné provést po modelaci simulaci, je zde vstupním parametrem také zatížení, a to:

Užitečné zatížení – je síla/síly, které jsou aplikovány na nosník a jde tedy o dominantní zatížení.

Vnější zatížení – toto zatížení zahrnuje působení gravitace na navržený nosník a jedná se o menší složku síly, ale nikoli zanedbatelnou

Zatěžovací stav – je množina jednotlivých zatížení na jednotlivých dílcích či styčnicích, která k sobě logicky patří, a jsou vzájemně neoddělitelná, tedy působí na konstrukci vždy dohromady. Každé definované zatížení je zahrnuto do některého zatěžovacího stavu. Nelze tedy zadávat zatížení, aniž by byl nejprve určen zatěžovací stav, kam je definováno zatížení. Každý zatěžovací stav má své číslo a název, čímž je jednoznačně určen.

Zatěžovací stav 1 – působení vlivu vlastní tíhy nosníku.

Zatěžovací stav 2 – působení vlivu vlastní tíhy nosníku a tíhové účinky hmotnosti 50 kg ve středu vzdálenosti mezi vazbami.

6.2.4 DEFINICE POŽADOVANÝCH VÝSLEDKŮ SIMULACE

Z důvodu využití tenzometrie jakožto reálného experimentu musí výsledkem simulačního výpočtu MKP analýzy nosníku být jeho napjatost.

Napjatost lze díky vygenerované síti na modelu odečítat v každém vytvořeném uzlu. Mimo jiné je možné identifikovat konkrétní místo s maximální hodnotou napětí.

6.3 PROVEDENÍ ANALÝZY NOSNÍKU POMOCÍ MKP

Jako vstupní data simulace jsou použity celkem dva virtuální modely nosníku IPE 80 (dle ČSN EN 10025-2) jehož rozměrové charakteristiky jsou uvedeny v tabulce níže.

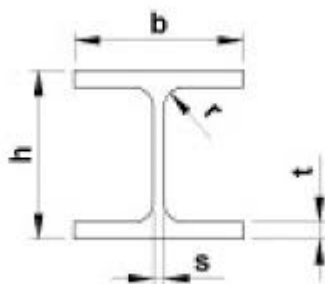
Model A – geometrický model nosníku IPE 80 definován svými rozměry včetně jejich záporných mezních úchylek (minimální množství materiálu).

Model B – geometrický model nosníku definován svými jmenovitými rozměry.

Model C – geometrický model nosníku definován svými rozměry zahrnující jejich kladné mezní úchyly (maximální množství materiálu).

Tabulka 3: Rozměrové charakteristiky nosníku IPE 80 dle ČSN EN 10025-2.

Označení IPE	80
Výška průřezu h	80 mm
Tloušťka stojiny s	3,8 mm
Šířka příruby b	46 mm
Tloušťka příruby t	5,2 mm
Hmotnost G	6,0 kg/m
Mezní úchylka b	+4 mm
	-1 mm
Mezní úchylka t	+1,5 mm
	-0,5 mm
Mezní úchylka h	+3 mm
	-2 mm
Mezní úchylka s	±0,7 mm
Poloměr vnitřního zaoblení	5 mm
Plocha průřezu	7,64 cm ²



Obrázek 14: Schéma průřezu nosníku IPE.

Model A i B je podroben zatěžovacím stavům 1 a 2.

VÝSLEDEK ANALÝZY MKP

Výsledek analýzy nosníku IPE 80 znázorňuje jednotlivé napjatosti, kterých je možné dosáhnout v případě daného zatěžovacího stavu. Jednotlivé výsledky analýz tvoří rozptyl velikostí napětí, kterých je možné reálně dosáhnout v okrajových stavech vzhledem ke geometrickým rozměrům zkoumaného nosníku.

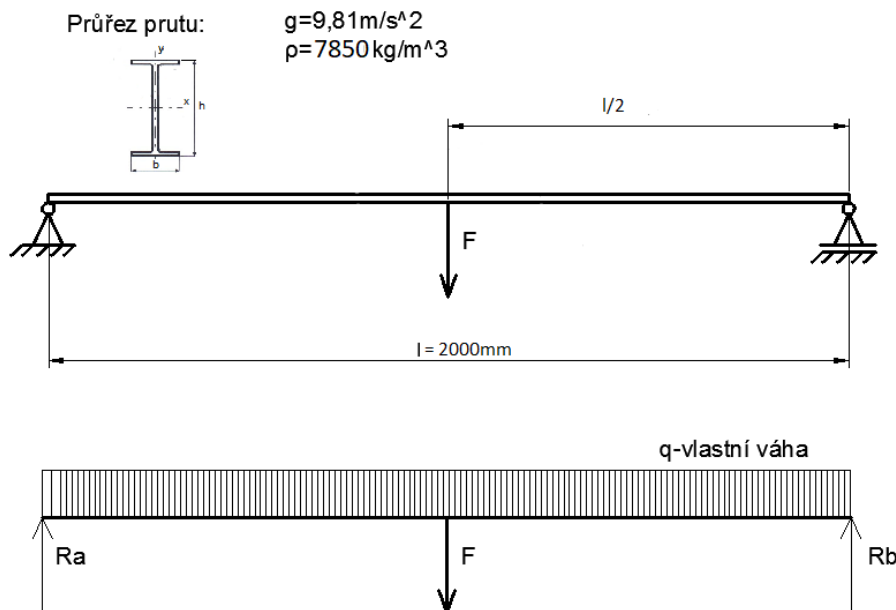
Tabulka 4: Výsledek analýzy MKP nosníku IPE 80.

	Model A [MPa]	Model B [MPa]	Model C [MPa]
Zatěžovací stav 1	1,463 MPa	1,456 MPa	1,432 MPa
Zatěžovací stav 2	12,020 MPa	14,087 MPa	16,963 MPa

Tato data ukazují rostoucí podíl výrobních geometrických tolerancí na ohybové napjatosti vlivem různého zatížení. Z výsledků je patrné, že napjatost nosníku pod vlivem vlastní tíhy se téměř nemění. To ovšem neplatí, pokud vystavíme nosník vnější posuvné síle kolmé k ose prutu, zde se vyskytuje již velká změna napjatosti. Tato výsledná data budou využita k verifikaci výsledků experimentálního měření ohybové napjatosti.

6.4 ANALYTICKÉ ŘEŠENÍ

Konstrukce dle noremních předpisů a pravidel se dimenzují na základě nominálních rozměrových hodnot jednotlivých konstrukčních prvků. Použije-li se tento předpoklad pro analytické řešení příkladu nosníku na dvou podporách, získá se přesná hodnota ohybového napětí, které je dominantní složkou při namáhání posuvnou silou kolmou k podélné ose nosníku.



Obrázek 15: Schéma analytického řešení úlohy nosníku.

Aby bylo možné dosáhnout výsledku, berou se v potaz tyto parametry profilu IPE 80. Plocha průřezu $S=7,64\text{ cm}^2$, tloušťka stojny = 3,8 mm, tloušťka pásnice = 5,2 mm, modul průřezu v ohybu $W_{Ox} = 20,0\text{ cm}^3$:

$$q = S \cdot \rho \cdot g, \quad (20)$$

$$F = m \cdot g, \quad (21)$$

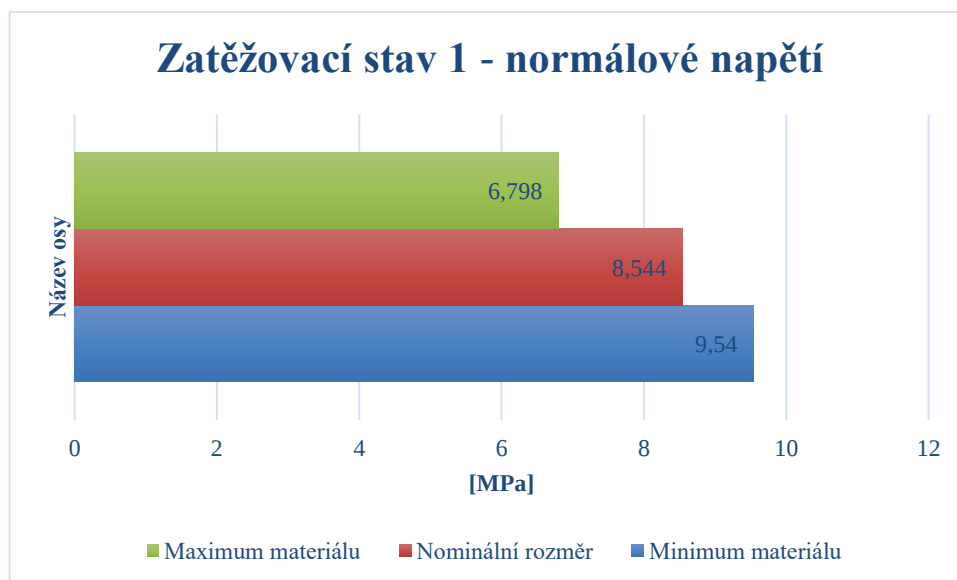
$$R_a = R_b = F + \frac{qx^2}{4}, \quad (22)$$

$$M_O = R_b \cdot x - \frac{qx^2}{4}, \quad (23)$$

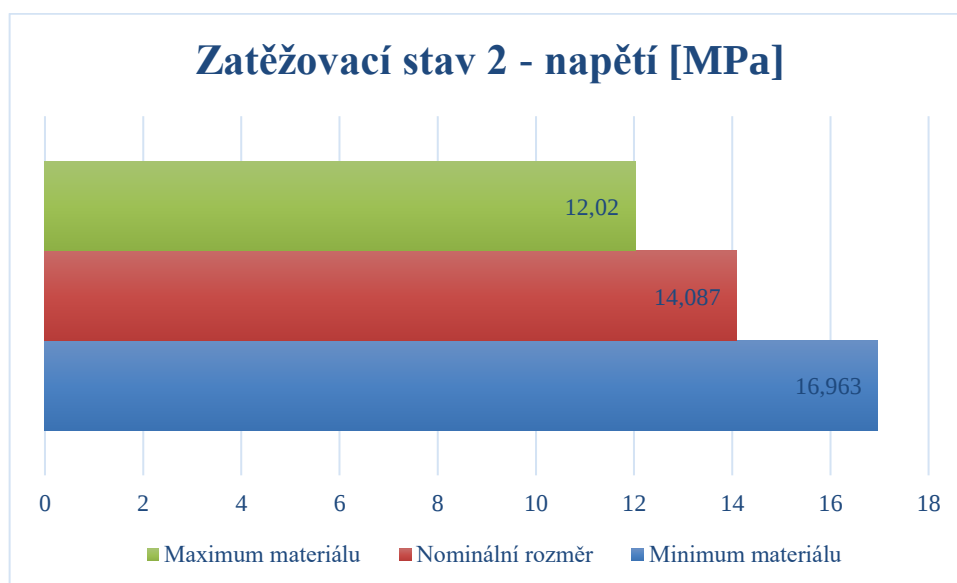
$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O}. \quad (24)$$

6.5 SUMARIZACE VÝSLEDKŮ MKP A ANALYTICKÉHO PŘÍSTUPU VÝPOČTU

Z podkapitoly 6.3 a 6.4 je možné interpretovat rozptyl napjatosti pro nosník o průřezu IPE 80, které se mohou reálně vyskytnout za daných předpokladů. Interpretace spočívá v zahrnutí výsledků napjatosti z MKP analýzy a také ohybovou napjatost z analytického přístupu.



Obrázek 16: Výsledek napětí nosníku IPE 80 při zatěžovacím stavu 1.



Obrázek 17: Výsledek napětí nosníku IPE 80 při zatěžovacím stavu 2.

Z obou výše uvedených grafů uvádějící výsledná napětí, které odpovídají daným zatěžovacím stavům vázaným ke třem rozměrovým charakteristikám nosníku, které se různí svým průřezem (podkapitola 6.3). Tyto data umožňují přesně určit pokles, ale také nárůst únosnosti nosníku vzhledem k zahrnutí vlivů výrobních tolerancí.

Tabulka 5: Rozdíl napětí přítomných na zkoumaném nosníku.

<i>Zatěžovací stav</i>	Maximum materiálu	Jmenovitý rozměr	Minimum materiálu	Procentuální rozdíl
<i>Zatěžovací stav 1</i>	1,432 MPa	1,456 MPa		-1,65 %
<i>Zatěžovací stav 1</i>		1,456 MPa	1,463 MPa	0,48 %
<i>Zatěžovací stav 2</i>	10,734 MPa	14,087 MPa		-23,80 %
<i>Zatěžovací stav 2</i>		14, 087 MPa	16,01 MPa	+13,65 %

Z důvodu sourodství zpracování dat, byla v tabulce interpretována hodnota napětí pro jmenovitý rozměr nosníku hodnota z MKP simulačního modelu.

6.6 DISKUZE K VÝSLEDKŮM VÝCHOZÍ MKP ANALÝZY

Obecně jsou všechny návrhy konstrukcí spjaty v rámci funkčních i pevnostních výpočtů se jmenovitými rozměry užitých profilů. Na základě provedené analýzy lze nyní porovnat a zhodnotit nárůst a pokles výskytu napjatosti mezi nosníkem definovaným jmenovitými rozměry a obou případů, kdy je tento nosník ovlivněn maximálními hodnotami jednotlivých kladných i záporných rozměrových úchylek průřezu.

Tabulka 5 lze konstatovat z rozdílů výsledků napjatosti při zatěžovacím stavu 1, že nemá velký význam se dále zabývat tímto stavem, neboť rozdíl napjatosti vlivem geometrických imperfekcí nabude rozdílu maximálně 1,65 %. Naopak rostoucí vliv lze pozorovat z výsledků zatěžovacího stavu č. 2, kde pokles napjatosti při aplikaci kladných hodnot geometrických odchylek vykazuje nižší hodnoty o 23,8 %. V opačném případě, a to při aplikaci záporných rozměrových odchylek se napjatost zvýší o více než 13 %. Tento podíl vyznačuje kritickou hranici, která může mít za následek fatální kolaps celé navrhované konstrukce. Je nutné uvážit následné sekundární jevy, které se běžně vyskytují v reálném prostředí a tyto konstrukce jsou jimi vystavovány, např. vibrace, počasí, aj.

Na základě tabulky č. 5 jsme schopni vytvořit předpoklad pro ověření měřením v laboratorních podmínkách na měřicím standu, zdali hodnoty odpovídají reálným skutečnostem.

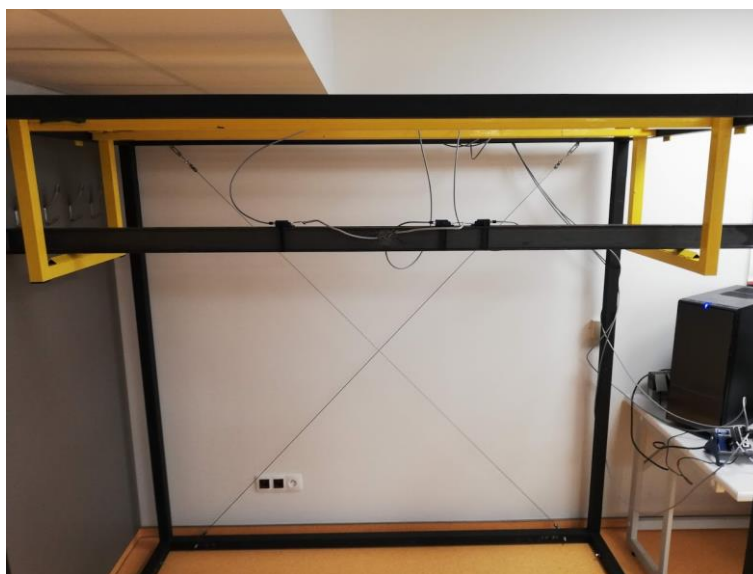
Tato analýza ukazuje, že rozptyl napjatosti mezi maximální zápornou a maximální kladnou hodnotou geometrickou tolerancí na základě výrobních nepřesností překračuje 30 %. Uvádí se zde značné důsledky, které jsou způsobeny právě případnou nepřesností výroby.

7 STAVBA MĚŘICÍHO PRACOVISTĚ A PROVEDENÍ MĚŘENÍ

Experimentální ověření virtuálních modelů je plánováno od začátku doktorského studia, kdy za podpory Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy – přidělených vysokoškolských grantů z Fondu vědy (2018, 2019 a 2020) je postupně zakládána a vybavena tenzometrická laboratoř na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Jednotlivé projekty Fondu vědy se zabývaly postupně vytvořením metodiky pro měření dvouosé napjatosti v roce 2018 (FV 18-07) s názvem „Laboratorní pracoviště měření rovinné napjatosti otevřeného plnostěnného nosníku“ v předmětu magisterského studia „QEM – Experimentální metody“. Z důvodu již nepostačujícího měřicího standu, který byl zapůjčen pro měření tohoto typu se laboratoř separovala a specializovala na tuto problematiku. Původní stand byl přizpůsoben pro provoz laboratorního modelu mostového jeřábu a není vhodné jej dále použít pro aktuální problematiku. V roce 2019 došlo v rámci projektu (FV 19-01) s názvem „Variabilní laboratorní stand pro tenzometrické měření napjatosti“ k vytvoření standu nového, který umožňuje zahrnutí ostatních metodik měření napjatosti v předmětu QEM, ale umožní také měření nosníků pro účely této disertační práce. Poslední projekt FV 20-09 s názvem „Metodika měření tříosé napjatosti plnostěnných nosníků“, zde dochází k vytvoření nové metodiky v rámci předmětu experimentálních metod, ale i k měření nosníků, které jsou předmětem této práce.

7.1 MĚŘICÍ PRACOVISTĚ

Toto pracoviště umístěné na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství se skládá z hlavního nosného rámu (černý), tvořený ocelovými nosníky čtvercového průřezu JÄKL 50×50×2 mm. Tento základní rám je doplněn ocelovými podélníky, na kterých jsou zavěšeny dva svařence (žluté), které slouží k uložení měřeného ocelového nosníku a vytvářejí základní úlohu prostého nosníku na dvou podporách. Tyto svařence dovolují testovanému nosníku, aby se celá soustava chovala naprosto identicky jako staticky určitý nosník na dvou podporách, tudíž jako rotační vazba s rotačně posuvnou. Tímto je eliminována chyba, která by mohla být zanesena z hlediska vytvoření umělého odporu standu na nosník, který by zabraňoval jeho přirozenému ohybu a tím i zkreslení naměřených hodnot napětí. Testovaným prvkem je zde měřený nosník profilu průřezu IPE 80 s aplikovanou tenzometrickou růžicí s konfigurací pozic 0/45/90°.



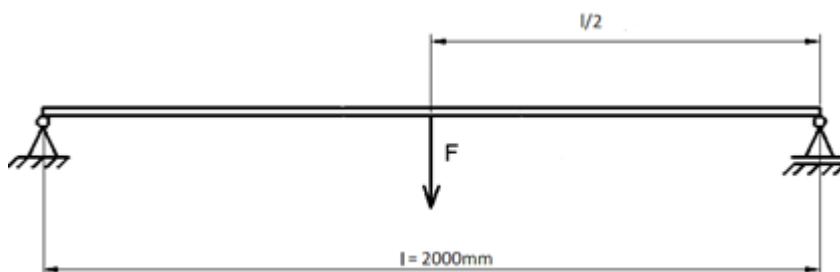
Obrázek 18: Měřicí stand v laboratoři Experimentálních metod.

7.2 METODIKA MĚŘENÍ ROVINNÉ NAPJATOSTI

Pro úspěšné získání dat z měření je nutno vytvořit nejdříve postup na prvotním experimentu tak, abychom byli schopni eliminovat co nejvíce z přirozeného chování ocelových nosníků. To se týká zejména volby typu tenzometru a jeho instalace, kalibrace měřicího řetězce, provedení prvotního měření a série opakování měření na dvou nosnících stejného průřezu.

7.2.1 VOLBA A INSTALACE TENZOMETRU

Z důvodu neutrálnosti (kap. 4.5.2) je volena pro dané měření tenzometrické růžice a nikoli tenzometrický kříž. Takto se eliminuje nepřesnost v aplikaci tenzometru na nosník a zároveň jsme schopni zjistit reálnou odchylku natočení tenzometru od směrů hlavních napětí. Tenzometrické růžice jsou v dnešní době velmi využívány z důvodu různorodosti zkoumaných prvků. Jedná se o nejuniverzálnější způsob, jak zmapovat dvojsovu napjatost a téměř jakémkoli povrchu. Za předpokladu vícenásobného použití jedno-mřížkových tenzometrů namísto tenzometrických růžic lze snadno zanést několikanásobné chybovosti měření, které se nemusí jen sčítat, ale může mít také kulminační efekt. Toto vše je závislé na zkoumaném prvku.



Obrázek 19: Schéma úlohy měření rovinné napjatosti prostého nosníku na dvou podporách.

Měření rovinné napjatosti je provedeno konkrétně pomocí tenzometrické růžice HBM 1-RY81-3/120 s teplotní samokompensací pro ocel zapojené do čtvrtmostu. Instalaci provádíme na důkladně obroušený a odmaštěný povrch nosníku v místě, kde předpokládáme největší napjatost a tím tedy i největší průhyb. Umístění tenzometru odpovídá virtuálnímu modelu nosníku, tj. přesně v polovině jeho délky na stojině mimo podélnou osu nosníku, aby nedošlo k umístění do středu smyku.

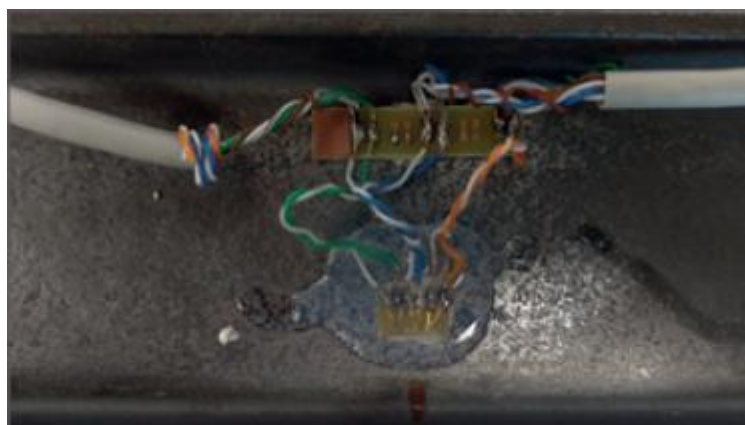
Aktivní část, tj. mřížka na fólii, se lepí vhodným lepidlem podléhající deformaci. Je použito lepidlo na bázi epoxidové pryskyřice, která je vhodná pro neporézní povrchy a má dlouhou životnost. V krajních případech, lze toto lepidlo nanášet i stříkáním pro získání tenké vrstvy. Pro vytvrzení lepidla je nutné působení tlaku a tepla. Příklady tenzometru jsou kovové. Tyto tenzometry vykazují nelineární závislost jeho odporu na deformaci.



Obrázek 20: Broušení a odmaštění povrchu nosníku.



Obrázek 21: Zaměření konkrétního místa pro tenzometr.



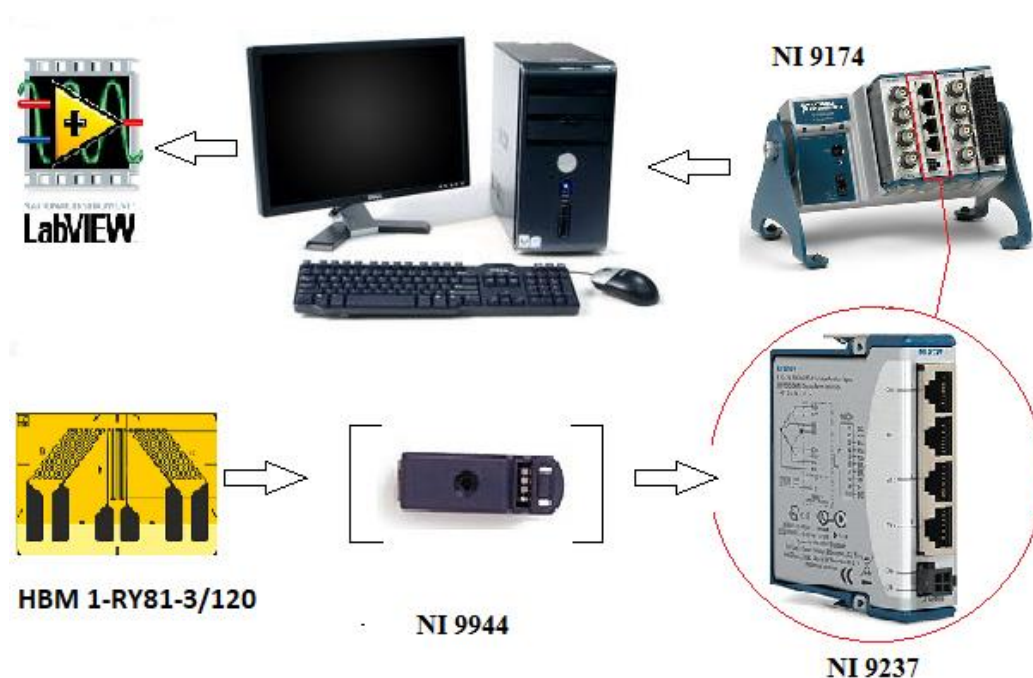
Obrázek 22: Nalepení tenzometru, připájení konektorů k signálním kabelům a jejich konzervace.

Po dokončení lepení a pájení kontaktů je nutno, aby nedošlo během měření či manipulace s nosníkem k poškození tenzometru, použijeme silikon k jeho zakonzervování. Silikonový tmel určený pro tento účel je dostatečně poddajný, aby nebylo ovlivněno měření, ale dostatečně odolný, aby zamezil jakýmkoli vnějším vlivům k poškození tenzometru. Přesnost měření je také ovlivněna tzv. parazitními vlivy (např. teplota, velikost procházejícího proudu, aj.). Měřicí soustavu je tedy nutno doplnit teplotním kompenzačním členem ke snížení nepřesností měření. Upevníme jej co nejblíže k místu instalace tenzometru.



Obrázek 23: Instalace teplotního samokompenzačního činitele do měřicího řetězce.

Po propojení teplotního kompenzačního činitele s měřicím A/D konvertorem, konkrétně s měřicí kartou NI 9237 v patici NI 9174 je možné započít s přípravou a kalibrací virtuálního prostředí LabView.

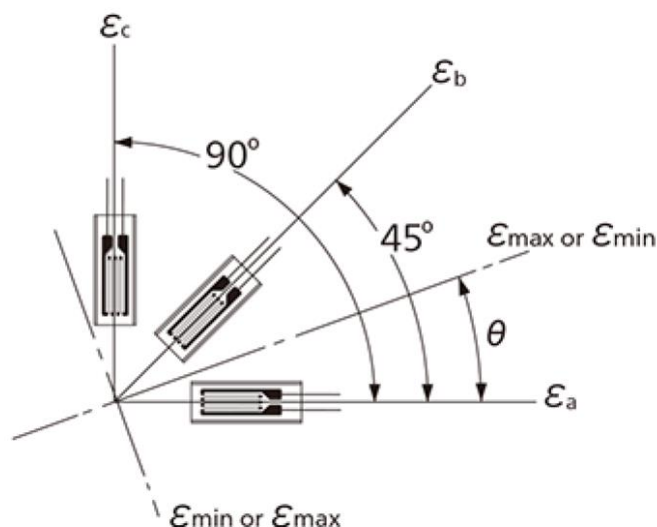


Obrázek 24: Měřicí řetězec pro zjištění napjatosti zkoumaného nosníku.

7.2.2 KALIBRACE MĚŘICÍ SOUSTAVY

Kalibrace před zahájením měření je nutno provést k nulovému a ustálenému stavu nosníku. Vstupní předpoklad nosníku je takový, že při kalibraci musí ležet na rovném povrchu, tak aby se neprojevila deformace způsobená jeho vlastní vahou či jeho jiný vnitřní silový účinek a nedošlo tak k jeho prvotní deformaci a tím zkreslení získaných dat.

Následně konfiguruje celý řetězec na nezátíženém nosníku a po zadání správných vstupů a výstupů virtuálního prostředí jsme schopni odečítat naměřené hodnoty pro každou měřicí tenzometrickou mřížku v růžici (popřípadě střední hodnoty). Po implementaci výpočetních formulí lze odečítat hodnoty v megapascálech (MPa).



Obrázek 25: Směry hlavních napětí. [53]

7.2.3 PŘEPOČET HODNOT

Po provedení měření jsou známy průměry středních hodnot ε_a , ε_b , ε_c , vypočítané ze sady hodnot po dobu měřicího cyklu (60 s). Nyní je nutno vypočítat výsledné hlavní napětí $\sigma_{1,2}$. O směrech těchto hlavních napětí lze konstatovat, že svírají úhel 90° a v ideálním případě mohou být souřadný systém nosníku a souřadný systém nalepeného tenzometru totožné. V reálném experimentu však tento stav prakticky nikdy nenastane. Tuto odchylku značí v předešlém schématu úhel θ . Hlavní napětí lze určit dle následujících vztahů vycházejících z Hookova zákona pro naši tenzometrickou růžici s mřížkami svírající úhly $0/45/90^\circ$. [53]

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \cdot \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2}, \quad (25)$$

$$\tan \theta = \frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c}, \quad (26)$$

7.2.4 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Vstupní hodnoty pro verifikaci jsou výstupní data z MKP modelů A a B zatížené stavem 2 a naměřených hodnot během experimentu. Tyto verifikace je možné také porovnat s analytickým výpočtem nosníku.

7.3 MĚŘENÍ OŘEVŘENÉHO PLNOSTĚNNÉM NOSNÍKU PRŮŘEZU „IPE“

Po vytvoření metodiky nyní lze provést reálné měření, abychom byli schopni ověřit správnost předpokladů a simulací ve virtuálním prostředí a potvrdit tak celou problematiku vlivů geometrických imperfekcí na únosnost nosníkového prvku skrze napětí, které se může vyskytovat a také vyskytuje v intervalu hodnot závislém právě na jeho rozměrových odchylkách.

POSTUP MĚŘENÍ

V návaznosti na metodiku měření (kapitola 7.2) je možné provést sadu měření na dvou testovaných nosnících o stejném průřezu IPE 80 a délce tak, aby odpovídali modelu a zatěžovacímu stavu, které byly analyzovány v kapitole 6. Na počátku měření by bylo velmi vhodné reálně posoudit a přesně zjistit výchozí rozměry nosníku po celé jeho délce, ale i jeho vnitřní silové účinky jako jsou vnitřní pnutí materiálu či jeho míru nehomogenity. Z tohoto výčtu se může zjistit nanejvýše jeho přesný tvarový popis (konfigurace) za použití například 3D skeneru, který pracuje s určitou nepřesností. Vzhledem k možnosti zjištění vnitřního rozložení sil jsou možnosti značně omezené. Existuje způsob, proces tzv. odvrtávání, kdy je nejprve aplikován kruhový tenzometr, následně se materiál odvrtává a poté se zkoumá materiálové přetvoření vztažené k indikaci odporu na tenzometru a vytvoření popisu napětí. Tento způsob je značně nepřesný vzhledem k jeho neopakovatelnosti. Tento způsob odvrtávání limituje zjištění vnitřních sil na jednu relativně malou lokaci, nikoli napříč materiálem.

Za pomoci vytvořené metodice měření je možné zajistit stav nosníku, který je nezatížený vlastní tíhou a dalšími vnějšími silami. Tento stav se bude považovat za nulový.

Aby byly získány co nejpresnější hodnoty, bude provedeno deset měření na dvou připravených nosnících. Každé měření spočívá v odečtu hodnot na každé jednotlivé tenzometrické mřížce každou 0,5 s po dobu 30 s. Tímto se získá celkem 60 hodnot, které budou ihned přepočítány dle kalibračního procesu (kap. 7.2.2) z milistrainů do jednotek MPa. Tato sada hodnot bude nadále aritmeticky zprůměrována do jedné hodnoty pro každou tenzometrickou mřížku.

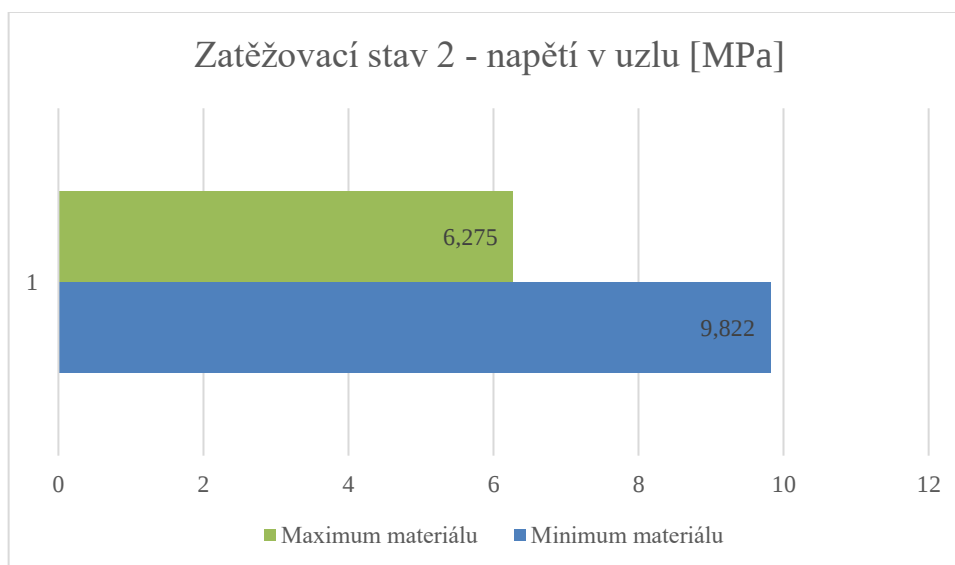
Tabulka 6: Naměřené hodnoty napětí jednotlivých tenzometrických mřížek v ruzici – nosník 1.

	Mřížka - ϵ_a [MPa]	Mřížka - ϵ_b [MPa]	Mřížka - ϵ_c [MPa]	Výsledné normálové napětí [MPa]
Měření 1	7,147	-3,071	-11,909	8,360
Měření 2	7,145	-3,067	-11,953	8,345
Měření 3	7,123	-3,057	-11,971	8,306
Měření 4	7,137	-3,054	-11,974	8,325
Měření 5	7,135	-3,085	-12,000	8,324
Měření 6	7,134	-3,078	-12,021	8,316
Měření 7	7,133	-3,065	-12,035	8,309
Měření 8	7,120	-3,080	-12,051	8,290
Měření 9	7,119	-3,097	-12,051	8,293
Měření 10	7,119	-3,080	-12,046	8,290

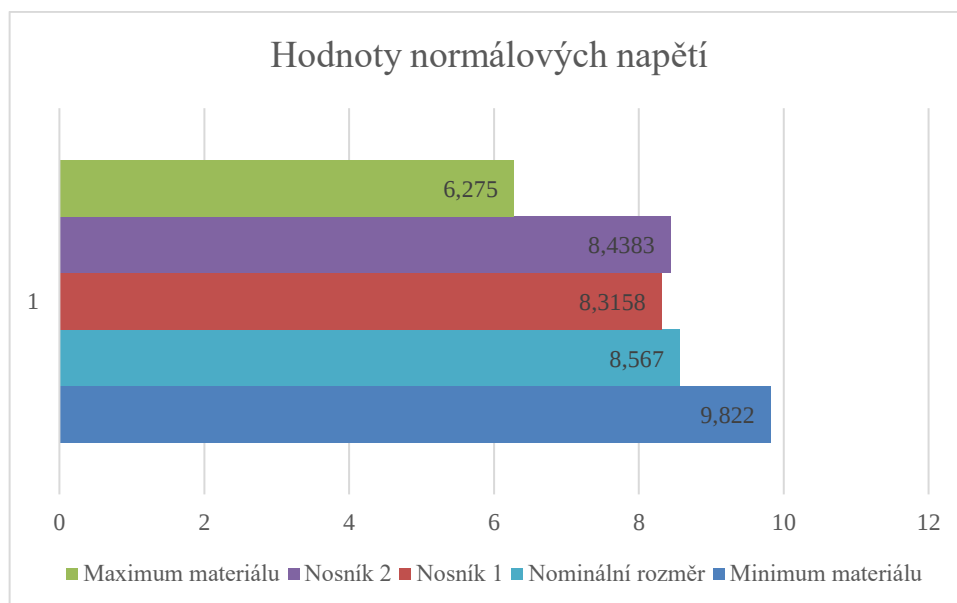
Tabulka 7: Naměřené hodnoty napětí jednotlivých tenzometrických mřížek v ruzici – nosník 2.

	Mřížka - ϵ_a [MPa]	Mřížka - ϵ_b [MPa]	Mřížka - ϵ_c [MPa]	Výsledné normálové napětí [MPa]
Měření 1	8,493	7,190	-11,574	8,738
Měření 2	8,380	7,184	-11,632	8,582
Měření 3	8,250	7,180	-11,664	8,408
Měření 4	8,190	7,172	-11,727	8,322
Měření 5	8,153	7,155	-11,803	8,261
Měření 6	8,166	7,163	-11,837	8,271
Měření 7	8,228	7,168	-11,875	8,345
Měření 8	8,265	7,147	-11,909	8,387
Měření 9	8,339	7,145	-11,953	8,476
Měření 10	8,432	7,123	-11,971	8,593

Za pomoci měřených hodnot napětí na jednotlivých mřížkách ϵ_a , ϵ_b a ϵ_c bylo možné dopočítat výsledné normálové napětí, a to poté porovnat s intervalem napjatosti z MKP analýzy na daném uzlu v přesném místě, kde byl aplikován tenzometr na nosník při experimentu. Tento interval je tvořen zatěžovacím stavem č. 2 pro modely A a C. V postprocesoru analýzy jsou zvoleny body, kde jsme schopni odečítat normálové napětí (viz Příloha A).



Obrázek 26: Graf normálové napětí v bodě umístění tenzometru dle analýzy MKP.



Obrázek 27: Porovnání normálových napětí experimentu s hodnotami napětí z MKP analýzy.

7.4 DISKUSE K VÝSLEDKŮM EXPERIMENTU MĚŘENÍ NOSNÍKU

V tomto kroku je dostatek podkladů pro srovnání a vyhodnocení dat z experimentu k diskusi. Na obrázku 25 je vidět interval, který tvoří analýza MKP modelu, kde se uvažují záporné, ale i kladné geometrické úchyly. Tyto dvě hodnoty jsou odečítány na virtuálním modelu v přesném místě, které odpovídá nalepenému tenzometru při laboratorním experimentu. Hodnoty z měření dvou nosníků náleží právě do tohoto intervalu a lze přistoupit k diskusi k výsledkům.

Výsledky získané v rámci řešení experimentu měření ukazují na rozměrovou různorodost a s tím i spojenou závislost napjatosti jednotlivých nosníků. Tuto závislost je nutno řešit v případě, kdy je v tomto případě nosník na dvou podporách vystaven výraznějšímu vnějšímu zatížení. Příkladem může být právě MKP analýza Zatěžovacího stavu 1, kdy je zkoumaný prvek vystaven pouze vlastní tíze. Zde se změna a vliv výrobních tolerancí promítne pouze minimálně až zanedbatelně, tj. s rozdílem až 1,65 %. Po vystavení nosníku výraznějšímu vnějšímu zatížení, v tomto případě síle odpovídající 50 kg se dostaví změna únosnosti napjatosti v závislosti na geometrických úchylnkách rozměrů průřezu s velkým rozdílem.

Výsledkem experimentu měření jsou data, která ukazují, kam se může daný zkoumaný nosník ve skutečnosti rozměrově zařadit. Obecně vzato je brán předpoklad ideálního nosníku, který je popisován jmenovitými rozměry. Může se proto předpokládat na základě obrázku 26, že nosník č. 1 ve skutečnosti odpovídá rozměrově spíše kladným hodnotám geometrických průřezových tolerancí. Hodnota napětí je o 3 % nižší než hodnota normálové napětí odpovídající nosníku definovanému jmenovitým rozměrem jeho průřezu a o více než 15% nižší než hodnota maximálního normálového napětí, které se může vyskytovat v rámci daného zatěžovacího stavu (vůči nosníku, jehož průřez je definován svými maximálními zápornými hodnotami tolerancí rozměru).

Při podrobení druhého nosníku experimentu lze vyvodit, že odpovídá svojí průřezovou charakteristikou případu, kdy je téměř totožný s nosníkem, který je definován nominálními rozměry. V porovnání s modelem nosníku o jmenovitých rozměrech, nosník 2 vykazuje snížení normálového napětí pouze o 1,5%. V případě rozdílu, kdy je na nosníku nejmenší přípustné množství materiálu je pokles napětí 14%.

Zde byly zkoumány dva nosníky stejného typu v laboratorních podmínkách. Bylo by dále vhodné takto zmapovat chování napříč všemi používanými typy nosníků a zjistit tak závislost napjatosti na změně průřezové charakteristiky v rámci geometrických tolerancí, aby bylo možné lépe pracovat s možnými a reálnými vlivy zejména záporných hodnot geometrických tolerancí.

8 NOSNÍKY PRŮŘEZU IPE

V předchozích dvou kapitolách byla provedena MKP analýza a následné laboratorní ověření celé myšlenky této práce skrze výchozí úlohu. Bylo dokázáno, že byl virtuální model a simulace odpovídající reálným laboratorním podmínkám. Na tomto základě lze konstatovat, že každý jednotlivý otevřený plnostěnný nosník je vyráběn s určitými rozměrovými odchylkami, které mohou značnou částí ovlivnit celkovou únosnost napjatosti konstrukce. Tomuto šetření byl podroben nosník o průřezu IPE 80. V dosavadním postupu byl potlačen efekt vnitřních silových účinků, které se dají velmi obtížně zmapovat. Normy ČSN, konkrétně Eurokód 3, určené pro navržení konstrukcí s těmito efekty uvažují, ale pouze v rámci bezpečnostní koeficientů [4]. Tento silový efekt nebude i nadále v této kapitole uvažován.

Otevřené plnostěnné nosníky průřezu IPE a průřezu I jsou definovány normou ČSN EN 10025-2 [67], která definuje technické dodací podmínky jak pro ploché, tak i dlouhé výrobky a platí také pro polotovary, které jsou dodány za účelem dalšího zpracování na ploché a dlouhé výrobky válcované za tepla z nelegovaných jakostních ocelí. Dokument udává chemické složení, které má zaručovat určité mechanické vlastnosti, ale také předepisuje i jejich použití. Technologické vlastnosti jsou zaručeny zárukou svařitelnosti, výše uvedená norma je závislá na ČSN EN 1011-2 [57]. Značnou část dodávaných a běžně dostupných nosníků tvoří nosníky o materiálu S235JR, jde o jeden ze základních konstrukčních prvků a je velmi rozšířený.

V následujících krocích budou provedeny další analýzy nosníků o průřezu IPE. Z výchozího modelu, který byl vázán k průřezu IPE 80, bude navázáno v obdobném postupu modely o stejném průřezu, ale větší plochy. Konkrétně půjde o průřezy IPE 100 a IPE 120.

8.1 TVORBA MODELŮ NOSNÍKŮ O PRŮŘEZU IPE

V podkapitole 6.1 byl vhodně vybrán typ modelu, který v závěrečné diskusi v rámci analýzy byl verifikován na základě laboratorního měření a bylo tak možné definovat limitní hranice výskytu napjatosti v nosníku. Na tomto základě je možné nyní prozkoumat chování těchto limitních hranic napjatosti u nosníků stejného průřezu, ale jiné velikosti.

V dnešní době je z tyčí o průřezu IPE dostupná na trhu velká škála, počínající rozměrem IPE 80, jakožto nejmenším. Tento nosník byl ideální pro laboratorní ověření jak z ekonomického pohledu, tak z pohledu manipulace, tj. jeho vlastní váhy. Pro rozšířený pohled na problematiku jsou zvoleny dvě nejbližší rozměrové velikosti a to IPE 100 a IPE 120.

Aby bylo možné získat co nejméně zkreslený výsledek pro porovnání s předešlou analýzou, bude uvažováno užití nosníku o stejné délce, tj. 2 m. Z těchto informací je možné definovat a vytvořit nové dvě sady virtuálních modelů doplňující výchozí úlohu.

Model A – geometrický model nosníku IPE 100 a 120 definovaný svými jmenovitými rozměry s uvažováním maximálních kladných mezních odchylek.

Model B – geometrický model nosníku IPE 100 a 120, který odpovídá svým jmenovitým rozměrům.

Model C – geometrický model nosníku IPE 100 a 120 definovaný svými jmenovitými rozměry s uvažováním maximálních záporných mezních odchylek.

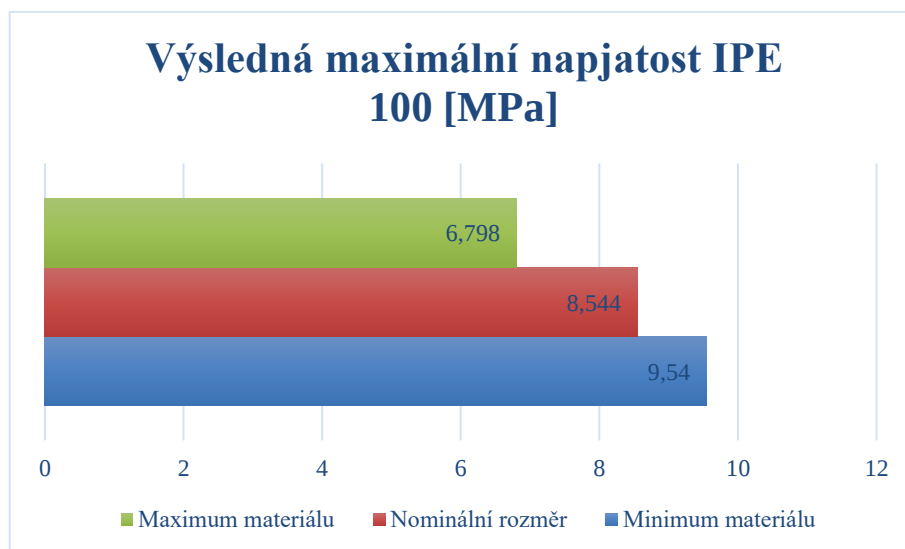
Tabulka 8: Rozměrové charakteristiky nosníků IPE 100 a IPE 120

Označení IPE	100	120
Výška průřezu h	100 mm	120 mm
Tloušťka stojiny s	4,1 mm	4,4 mm
Šířka příruby b	55 mm	64 mm
Tloušťka pásnice t	5,7 mm	6,3 mm
Hmotnost G	8,1 kg/m	10,4 kg/m
Mezní úchylka b	+4 mm	+4 mm
	-1 mm	-1 mm
Mezní úchylka t	+1,5 mm	+1,5 mm
	-0,5 mm	-0,5 mm
Mezní úchylka h	+3 mm	+3 mm
	-2 mm	-2 mm
Mezní úchylka s	$\pm 0,7$ mm	$\pm 0,7$ mm
Poloměr vnitřního zaoblení	7 mm	7 mm
Plocha průřezu	10,3 cm ²	13,2 cm ²

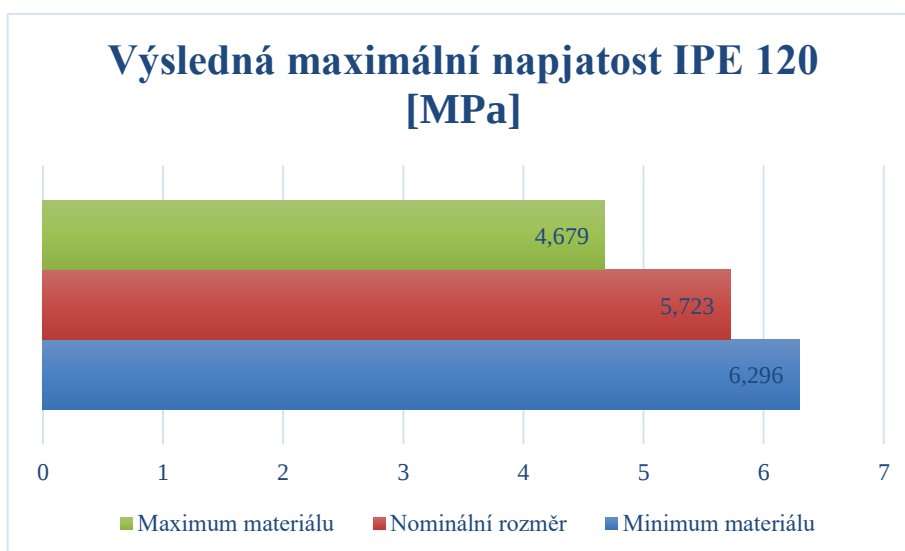
8.2 ANALÝZA MKP NOSNÍKU IPE 100 A IPE 120

Analýza jednotlivých nosníků spočívá ve výpočtovém modelu. V kapitole 6 byl virtuální model podroben celkem dvěma zátěžovým stavům. Na základě sumarizace výsledků v podkapitole 6.5, kde bylo rozhodnuto, že zátěžovacím stavem, který spočívá v účinku samostatné vlastní tíhy, se není vhodné dále zabývat. Výsledek simulace ukazoval největší odchylku v napětí 1,65 %, tato hodnota je velmi malá až zanedbatelná.

Výpočtový model vychází z celkem tří přiřazených modelů, kde dva z nich popisují okrajové hodnoty napjatosti. Jedná se o modely A a C. Výsledky simulací založených na těchto geometrických modelech budou dále srovnány se zátěžovacím stavem aplikovaným na modelu B. Takto bude dosaženo výsledných hodnot, které tvoří rozptyl velikostí napětí. O tomto rozptylu napětí lze konstatovat, že se může vyskytnout v reálném scénáři, například při opětovném podrobení nosníku laboratornímu měření. Jelikož byl stejným způsobem verifikován nosník IPE 80.



Obrázek 28: Výsledek normálového napětí na nosníku IPE 100.



Obrázek 29: Výsledek normálového napětí na nosníku IPE 120.

Všechny výsledky jsou detailněji zaznamenány v postprocessingu výpočtových modelů, viz. Příloha B.

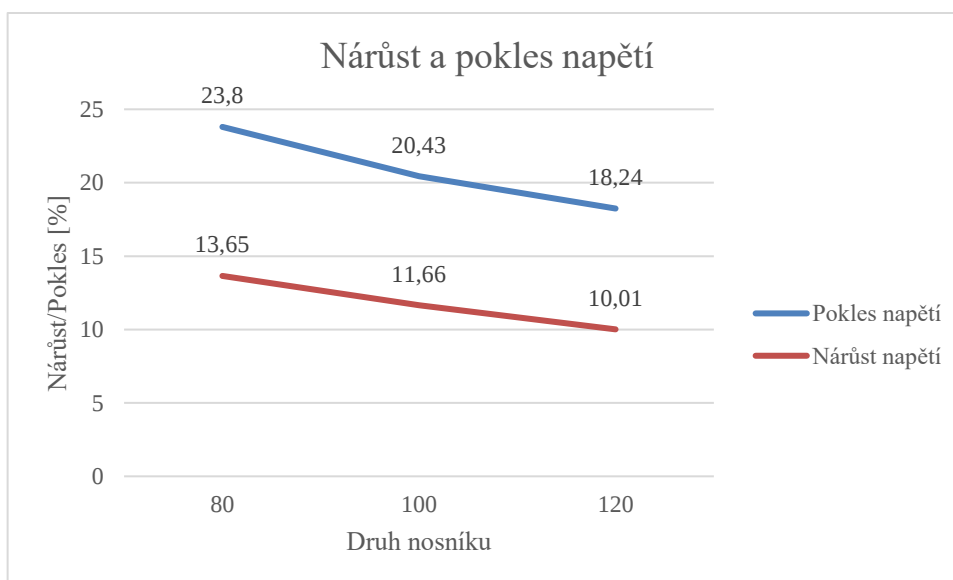
Tyto dosažené hodnoty lze doplnit o hodnoty napětí z tabulky 5 odpovídající Zatěžovacímu stavu 2 pro nosník IPE 80 pro porovnání a vyhodnocení nárůstu či poklesu napjatosti napříč nosníky o různém průřezu.

Tabulka 9: Rozdíl napětí přítomných na zkoumaných nosnících IPE 80, IPE 100 a IPE 120

Typ nosníku	Model A	Model B	Model C	Procentuální rozdíl
IPE 80	10,734 MPa	14,087 MPa		-23,80 %
IPE 80		14, 087 MPa	16,01 MPa	+13,65 %
IPE 100	6,798 MPa	8,544 MPa		-20,43 %
IPE 100		8,544 MPa	9,540 MPa	+11,66 %
IPE 120	4,679 MPa	5,723 MPa		-18,24 %
IPE 120		5,723 MPa	6,296 MPa	+10,01 %

8.3 DISKUSE K VÝSLEDKŮM MKP ANALÝZY NOSNÍKU IPE 80, IPE 100 A IPE 120

Výsledné normálové napětí z výpočtových simulací založených na tří různých geometrických modelech pro dva další typy nosníku IPE 100 a 120 je uvedeno na obrázku Obrázek 28 a Obrázek 29. Tato napětí jsou způsobena stejnou zátěžovou silou (ekvivalent zatížení hmotností 50 kg) kolmou k podélné ose nosníku s uvážením vlastní tíhy nosníku. Nyní je možné porovnat jednotlivé nárůsty a poklesy napětí, které se mohou v rámci výrobních geometrických tolerancí vyskytnout v daném nosníku typu IPE 80, IPE 100 nebo IPE 120.



Obrázek 30: Graf nárůstu a poklesu maximálních napětí pro profily o průřezu IPE.

Procentuální rozdíly na obrázku 29 jsou vyznačeny do dvou křivek. První křivka vyznačuje pokles napětí pro rozdíl napětí mezi nosníkem definovaným jmenovitými rozměry s kladnými hodnotami tolerančního pole mezních úchylek rozměrů a nosníkem, který je definován pouze

svými nominálními hodnotami rozměrů. Za předpokladu použití stejného zatěžovacího stavu je zřejmé z tabulky 9, že maximální hodnota přítomného napětí se snižuje s rostoucí plochou průřezu nosníku, tj. výběrem nosníku o větším průřezu. Tento pokles napětí je vyznačen červenou křivkou, odpovídající srovnání jmenovitého nosníku s nosníkem zahrnující maximální záporné hodnoty tolerančního pole mezních úchylek rozměrů průřezu. Tento pokles napětí je téměř lineární a dochází ke zmenšování celkového rozptylu napjatosti na zkoumaném nosníku s postupným zvětšováním průřezu nosníku. Tento postup lze aplikovat prakticky na celou dostupnou škálu velikostí profilu na trhu. Existuje ale možnost, že vnější zatížení 50 kg, které je součástí užitého zatěžovacího bude více nepodstatné, a naopak vliv vlastní tíhy bude narůstat.

9 NOSNÍKY PRŮŘEZU I

Nosníky s průřezem tvaru „I“ jsou z historického hlediska déle používanější v konstrukcích než prvky typu IPE. Jedná se o velmi podobný konstrukční prvek jako profil o průřezu IPE. Shodné vlastnosti v rámci volného trhu s hutním materiálem spočívají ve volbě materiálu, tj. S235JR (minimální mez kluzu 235 MPa) a technologie výroby spočívá ve válcování tyče za tepla dle EN 10365. Další společné vlastnosti profilů I a IPE je totožnost středu smyku s osou symetrie. Z hlediska zatěžování bude nosník vystaven stejné kolmé síle k podélné ose prutu jako v první modelové úloze v kapitole 6, tj. svislá osamocená síla procházející středem smyku prutu. Za tohoto předpokladu bude nosník namáhán pouze na ohyb a nikoli na krut. Rozdíl průřezu mezi profilem I a IPE náleží zejména v tvaru pásnic. Tvar pásnice profilu IPE je v průřezu obdélníkového tvaru, mezi stojinou a pásnicí je přítomen úhel 90° a vnitřní rádius, lišící se dle velikosti profilu. Pásnice profilu o průřezu „I“ tkví v tupém úhlu, jež svírá stojina s vnitřní stranou pásnice. Tento úhel činí dle EN 10025-2 104° . Vnitřní strana pásnice je opatřena po vnější hraně druhým zaoblením, které se taktéž jako vnitřní rádius mezi pásnicí a stojinou různí dle velikosti profilu.

Za výše zmíněných předpokladů, budou prozkoumány za pomoci virtuálních modelů a simulací nosníky o délce 2 m ve stejné úloze prostého prutu na dvou podporách. Aby bylo možné porovnat chování dvou stejných velikostí nosníků, ale s odlišným průřezem, je nutno nejprve vytvořit jejich virtuální podobu skrze geometrické modely.

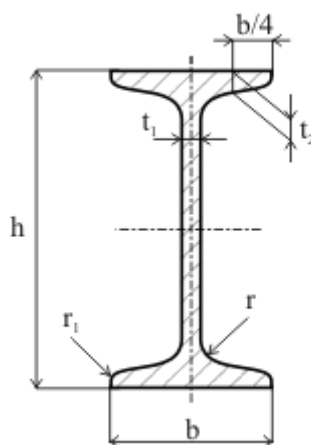
9.1 TVORBA MODELŮ NOSNÍKŮ O PRŮŘEZU I

V této podkapitole je nutno nejdříve definovat rozměrové parametry nosníků, na základě kterých bude vytvořený virtuální geometrický model.

Na dnešní trhu s hutním materiálem existuje velikostní řada podobně jako u profilů typu IPE. I tato řada začíná velikostí I 80. První tři zmíněné velikosti jsou vhodné pro následující vyšetření chování napjatosti v nosníku, který má oproti předešlým vzorkům rozdílné tloušťky jednotlivých částí (tj. pásnice i stojiny) a tvar pásnice se projeví jiným průběhem napjatosti.

Tabulka 10: Parametry pro tvorbu modelů nosníků tvaru I.

Označení I	80	100	120
Výška průřezu h	80 mm	100 mm	120 mm
Tloušťka stojiny t_1	3,9 mm	4,5 mm	5,1 mm
Šířka pásnice b	42 mm	50 mm	58 mm
Tloušťka pásnice t_2	5,9 mm	6,8 mm	7,7 mm
Hmotnost G	5,94 kg/m	8,34 kg/m	11,1 kg/m
Mezní úchylka s	+0,5 mm	+0,5 mm	+0,5 mm
	-1 mm	-1 mm	-1 mm
Mezní úchylka t	+1,5 mm	+1,5 mm	+2 mm
	-0,5 mm	-0,5 mm	-1 mm
Mezní úchylka h	$\pm 2,0$ mm	$\pm 2,0$ mm	$\pm 2,0$ mm
Mezní úchylka b	$\pm 1,5$ mm	$\pm 2,0$ mm	$\pm 1,5$ mm
Poloměr vnitřního zaoblení	3,9 mm	4,5 mm	5,1 mm
Poloměr vnějšího zaoblení	2,3 mm	2,7 mm	3,1 mm
Plocha průřezu	7,57 cm ²	10,6 cm ²	14,2 cm ²



Obrázek 31: Schéma průřezu profilu I.

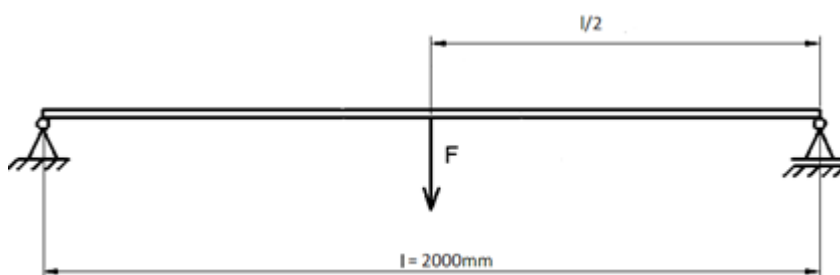
Z těchto informací je možné definovat a vytvořit dvě sady virtuálních modelů, kde každá sada bude obsahovat celkem tři modely, podobně jako v kapitole 8. Hlavním rozdílem při tvorbě těchto modelů je normou ČSN EN 10025-2 udávaná tloušťka materiálu pásnice, kdy tabulková hodnota tloušťky je uváděna ve vzdálenosti $\frac{1}{4}$ od kraje pásnice. Tato „zvláštnost“ se týká mj. také profilů o průřezu U, UE a UPE.

Model A – geometrický model nosníku I 80, 100 a 120 definovaný svými jmenovitými rozměry s uvážením maximálních kladných mezních odchylek.

Model B – geometrický model nosníku I 80, 100 a 120, který odpovídá svým jmenovitým rozměrům.

Model C – geometrický model nosníku I 80, 100 a 120 definovaný svými jmenovitými rozměry s uvážením maximálních záporných mezních odchylek.

Aby byl dodržen podmínky předchozích simulací, musí pro výpočtový model být vstupem zatěžovací stav, který uvažuje vlastní tíhu nosníku a svislou sílu F v polovině vzdálenosti, tj. 1 m od podpory, odpovídající 50 kg.

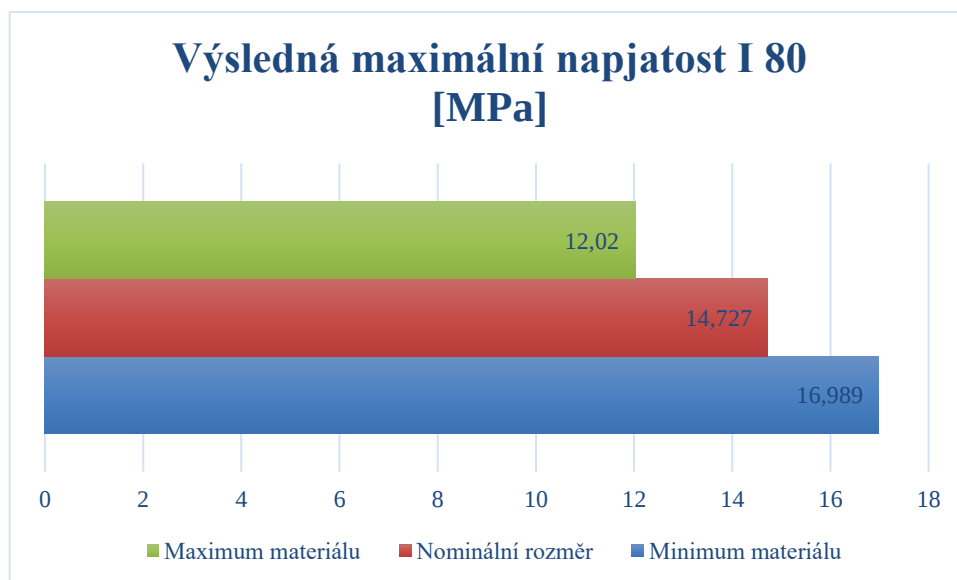


Obrázek 32: Schéma úlohy zkoumaného nosníku.

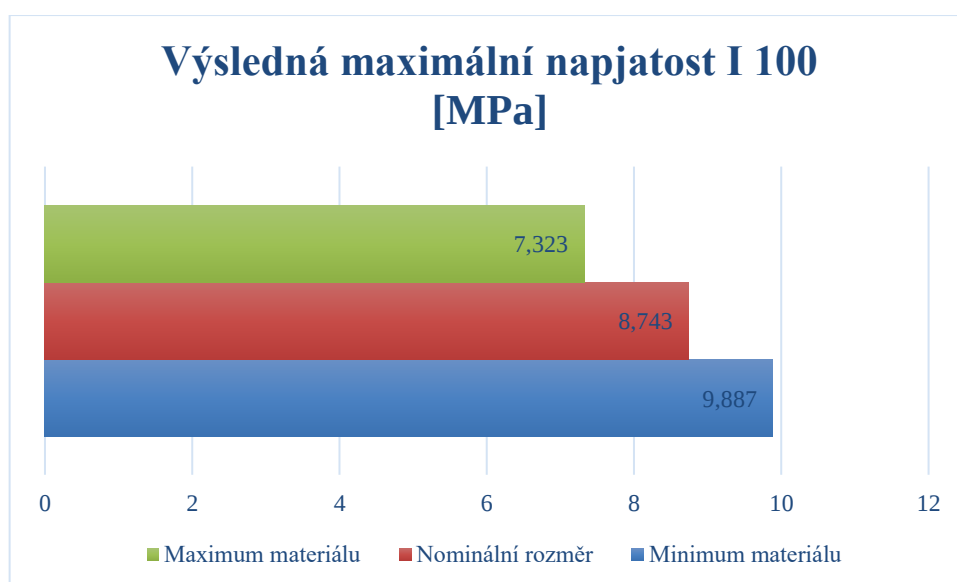
9.2 ANALÝZA NOSNÍKŮ I 80, I 100 A I 120

Ačkoli se jedná velikostně o velmi podobné prvky vůči nosníkům o průřezu IPE, lze pozorovat jejich hlavní rozdílnost napříč všemi vzniklými virtuálními modely. Tímto rozdílem je například plocha průřezu nosníku, ke které je možné vztáhnout jednotlivé rozdíly napjatosti a dále pozorovat změny jak mezi jednotlivými typy nosníků, tak mezi velikostmi dle průřezu.

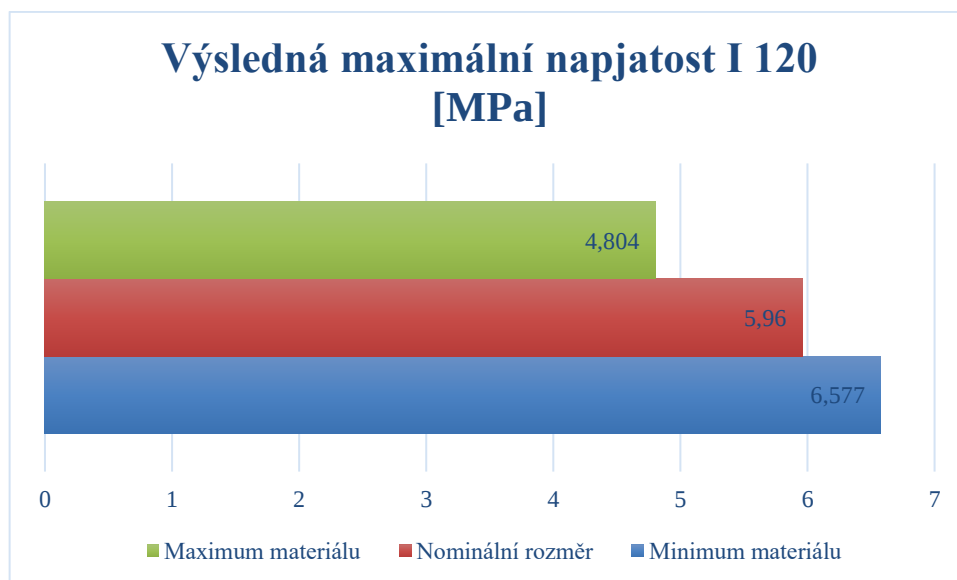
Nejprve je nutno vypracovat analýzu chování napjatosti na nosnících o průřezu „I“. Tento proces bude vypracován identicky jako v předchozí kapitole. Každý jednotlivý výpočtový model vychází z celkem tří přiřazených geometrických modelů, kde modely A a C popisují limitní velikosti vyskytujících se napětí pro přítomnost neméně i největšího množství materiálu na nosníku. Třetí model B slouží jako virtuální náhrada ideálně vyrobeného nosníku, se kterým bude limitní hranice napjatosti srovnána a posouzena jako pokles či nárůst napjatosti. Všechny hodnoty jsou založené na interpretaci výsledků výpočtových modelů v Příloze C.



Obrázek 33: Výsledek normálového napětí na nosníku I 80.



Obrázek 34: Výsledek normálového napětí na nosníku I 100.



Obrázek 35: Výsledek normálového napětí na nosníku I 120.

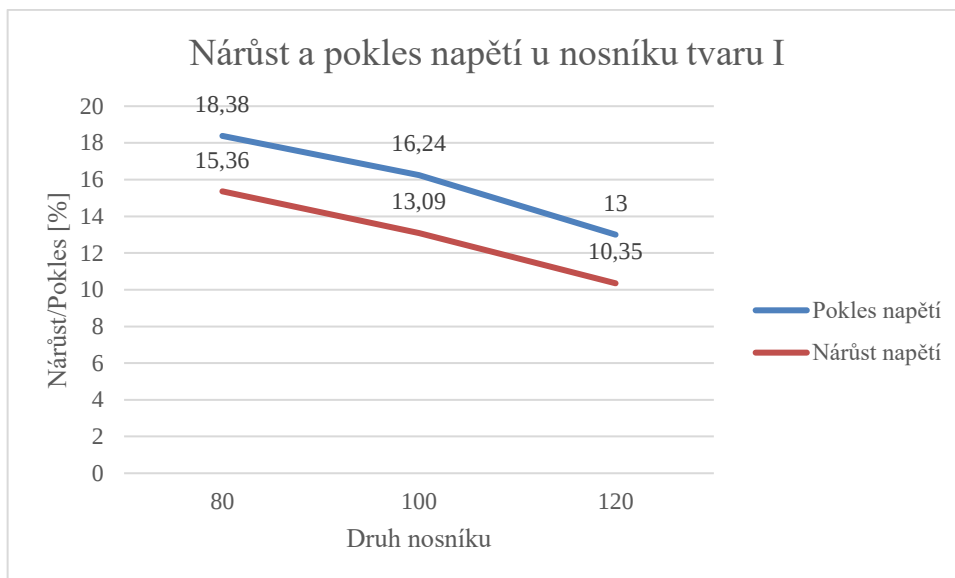
Na základě výsledných normálových napětí je možné nyní interpretovat pokles či nárůst napětí v závislosti na použitém nosníku. Určení procentuální změny je vždy vztažen k ideálnímu nosníku o jmenovitých rozměrech.

Tabulka 11: Rozdíl napětí přítomných na zkoumaných nosnících I 80, I 100 a I 120

Typ nosníku	Model A	Model B	Model C	Procentuální rozdíl
I 80	12,020 MPa	14,727 MPa		-18,38 %
I 80		14,727 MPa	16,989 MPa	+15,36 %
I 100	7,323 MPa	8,743 MPa		-16,24 %
I 100		8,743 MPa	9,887 MPa	+13,09 %
I 120	5,186 MPa	5,960 MPa		-13,00 %
I 120		5,960 MPa	6,577 MPa	+10,35 %

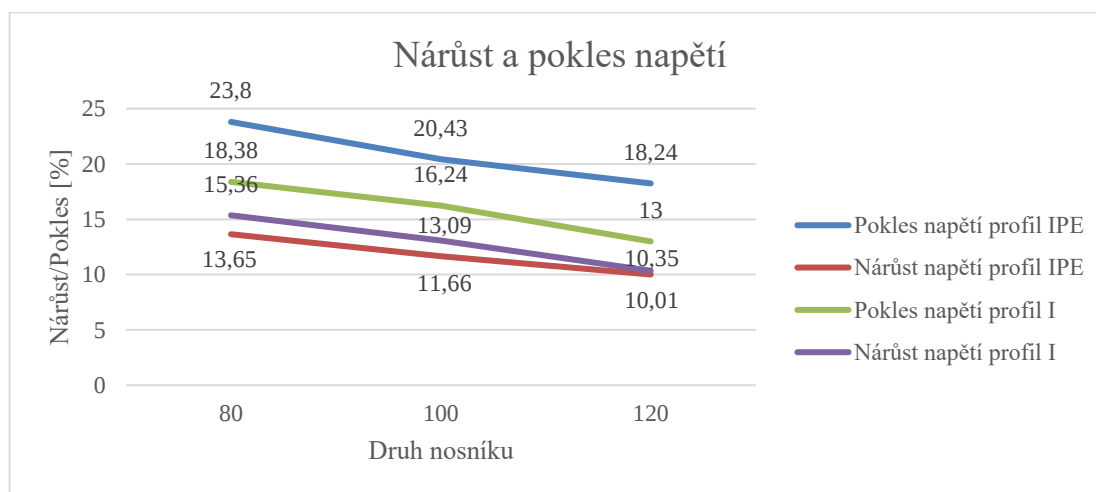
9.3 DISKUSE K VÝSLEDKŮM MKP ANALÝZY NOSNÍKŮ I 80, I 100 A I 120

Nyní je možné zjistit závislost výskytu napjatosti na nosnících o průřezu I. Výsledek simulací ukázal změnu chování oproti předchozím zkoumaným prvkům s průřezem IPE. V prvním kroku je možné znázornit výskyt chování rozptýlu napjatostí oproti stavu, kdy je zachován ideální tvar průřezu, tj. při jeho dokonalé výrobě. Ke znázornění pomůže následující graf.



Obrázek 36: Graf nárůstu a poklesu maximálních napětí pro profily o průřezu I.

Z grafu lze interpretovat postupné zmenšování celkového rozptylu napjatosti se zvětšujícím se průřezem definující nosník tak jako v předešlém případě pro profily průřezu IPE.



Obrázek 37: Souhrnný graf nárůstu a poklesu maximálních napětí pro profily o průřezu I a IPE.

Celkové porovnání chování napjatosti napříč třemi velikostmi profilů o dvou různých průřezových charakteristikách vykazuje téměř lineární závislost průběhu. Celkový rozptyl napjatosti pro profily IPE je větší než pro profily o tvaru průřezu I. Pokles napětí u obou druhů profilů tvoří relativní rezervu ve spojení s konceptem navrhování konstrukcí. Dle křivky poklesu napětí pro tyče IPE tvoří tato rezerva pro výskyt napjatosti až necelých 24%. Dle noremních předpisů jako Eurokód 3 [4] aj. je nutné dimenzovat navrhovaný prvek na 150% zatížení. Z hlediska výskytu vyšších napětí na jednotlivých prvcích zapříčiněných jejich nepřesnou výrobou, mohou tyto hodnoty narůst až o více než 15%. Tato hodnota se jeví jako relativně malá, ačkoli ve spojení se špatným nebo nepřesným předpokladem či zanesením ostatních vnějších vlivů a zatížení, může dojít ke kolapsu celé navrhované soustavy.

ZÁVĚR

Tato disertační práce byla zaměřena na zjištění vlivů výrobních geometrických tolerancí na otevřený plnostěnný nosník. Postupně byly v této práci rozebrány jednotlivé aspekty spjaté s touto problematikou. V počáteční kapitole byl popsán stručný historický vývoj procesů vyšetřování postupně složitějších konstrukcí. Navazuje dosavadní poznání ve vědeckém počínání a hlavní směry zabývání se nosníky výhradně na vzpěr a ověřování výsledků za pomoci odporové tenzometrie. Následuje uvedení problematiky, ze které myšlenka této práce vzniká, a to na základě dynamických simulací lesních vyvážecích strojů, kde se tato problematika vyskytuje hned ve dvou případech. Prvním případem je hmotnostní úbytek materiálu, který zapříčiní nižší nárok na pohonný agregát. Druhá příčina je výskyt sekundárních vlivů na únosnost konstrukce. Například přítomnost vibrací v konstrukci v nechtěné či neuvážené míře má za následek fatální selhání celého strojního zařízení. Na tomto základu je dále uvedena průprava problematikou tvarových imperfekcí a stabilitou nosníku. Jako vhodná metoda pro řešení napjatosti nosníku, ke které je úmyslně vázán vliv výrobních rozměrových tolerancí, je zde uvedena metoda konečných prvků včetně náhledu na poměr náročnosti výpočtu ve srovnání s detailem modelu. Čtvrtá a pátá kapitola se zabývá teorií a průpravou použití tenzometrie jakožto experimentálního nástroje pro vyšetřování chování konstrukcí obecně.

Hlavním cílem této práce bylo zjistit, jak se chová nosník, který ve skutečnosti není definován jen svými jmenovitými rozměry, ale zahrnuje i geometrické tolerance průřezu. Prvním krokem byl vybrán zkoumaný profil nosníku, který je možné popsat virtuálním modelem, ale i laboratorně změřit v laboratorních podmínkách. S tímto předpoklad je vybrán profil nosník průřezu IPE 80. Šestá kapitola se podrobně zabývá volbou virtuálního modelu, okrajových podmínek, přímou generací síťovaného modelu a zatěžovacími stavy. Závěrem je provedena MKP analýza dvou modelů definovaných maximálními kladnými a maximálními zápornými hodnotami geometrických tolerancí průřezu. Tato analýza je doprovázena analytickým přístupem ke zjištění maximálního ohybového napětí na základě jmenovitých rozměrů nosníku.

V rámci výsledků MKP analýzy byl definován rozptyl napjatosti nosníku vlivem geometrických tolerancí. Tyto data ukazují, že rozdíl mezi jednotlivými simulovanými modely, které se zakládají na maximech hodnot geometrických tolerancí průřezu, dosahuje celkově až 30 %. Tento rozdíl zahrnuje mj. pozitivní vlivy, kdy nosník, který je tvořen větším zastoupením materiálu v rámci kladných hodnot rozměrových tolerancí z výroby, vykazuje o více než 23% menší hodnotu napětí, než je tomu u nosníku definovaným svými jmenovitými rozměry. V opačném případě nosník s maximálními zápornými hodnotami, a tedy s maximálním úbytkem materiálu, vykazuje téměř o 14% vyšší hodnotu napětí. Tento údaj je kritický z hlediska celkové únosnosti profilu v praktickém využití.

Abychom potvrdili správnost virtuálních simulací, bylo nutno postavit laboratorní stand, který dovolil pojmout reálně změřitelný nosník a také jej ekvivalentně zatížit, abychom získali data k porovnání. Za pomoci grantů Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy byl tento stand navržen, vyroben, sestaven a zprovozněn. Výhodou měřicího stanoviště byla možnost ekvivalentní náhrady zavazbení, aby simulovala chování rotační a rotačně posuvné vazby spočívající ve dvou nezávislých ramenech umožňující pohyb nosníku při jeho ohýbání v podélné ose a nedošlo tak k „vyrobení“ sekundárních a terciálních účinků, které by zkreslovaly výsledky. Po vytvoření celkové metodiky měření, instalace tenzometru, kalibrace měřicí soustavy, provedení měření a přepočtu hodnot jsme schopni provést celkem 10 měření pro oba skutečné nosníky a porovnat tak s výsledky simulace za pomoci MKP.

V rámci metodiky laboratorního měření jsou pro výsledné porovnání naměřených hodnot a hodnot z MKP analýzy odečítány hodnoty odpovídající umístění odporového tenzometru na stojině profilu IPE. Po porovnání hodnot jsme schopni potvrdit správnost hodnot na výstupu virtuální simulace, ale i určit u obou nosníků na základě naměřeného napětí v jaké oblasti geometrických tolerancí se pohybují.

V 8. a 9. kapitole je problematika rozšířena o výzkum chování jiných velikostí nosníku IPE a dále je tento soubor srovnán se sadou profilů podobného, ačkoli dostatečně odlišného průřezu I. Výsledkem tohoto srovnání byl určen celkový procentuální rozptyl napjatosti, který se v rámci výrobních nepřesností může reálně vyskytovat na navrhovaných prvcích konstrukce.

Po celkovém shrnutí lze usoudit, že tyto tolerance mají výrazný vliv na celkový výskyt napjatosti v nosníku a tím i na celou jeho únosnost. Výsledky této disertační práce jsou využitelné v oboru ocelových strojních konstrukcích stavebních a manipulačních zařízení. Jsou také základem k dalším teoretickým úvahám, kam až sahají důsledky nejen rozměrových nedokonalostí. Další výzkum spočívá v aplikaci na vědecký projekt lesní vyvážedky. Jiné možnosti jsou rozšířit tento pohled na problematiku mezi ostatní otevřené plnostěnné nosníky, ale i uzavřené plnostěnné nosníky. Tyto možnosti jsou vázány jak nároky na detailní výpočet, ale i různorodost pohledu, například pozorování deformace. Zahrnutí kroutícího momentu do vnějšího zatížení na zkoumaný nosník, aj. Tato problematika se dále stává více komplexní.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Biographical Memoirs of Fellows of the Royal Society*. 12. 1997. ISSN 0080-4606. Dostupné také z: <https://royalsocietypublishing.org/doi/10.1098/rsbm.1966.0008>
- [2] BŘEZINA, Vladimír. Vzpěrná únosnost kovových prutů a nosníků. Praha: Nakladatelství československé akademie věd, 1962, 383 s. ISBN 04-705-63.
- [3] COOK, Robert D. *Concepts and applications of finite element analysis*. 4th ed. Hong Kong: Wiley, 2001, xvi, 719 s. : il. ISBN 0471356050.
- [4] ČSN EN 1993-1-1 ed. 2 (731401): Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí - Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. Ed. 2. Praha: Český normalizační institut, 2011.
- [5] DE DOMENICO, D., G. FALSONE a D. SETTINERI. Probabilistic buckling analysis of beam-column elements with geometric imperfections and various boundary conditions. *Meccanica*. 2018, 53(4-5), 1001-1013. DOI: 10.1007/s11012-017-0763-5. ISSN 0025-6455. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s11012-017-0763-5>
- [6] DUBINA, Dan, Ioan MARGINEAN a Florea DINU. Impact modelling for progressive collapse assessment of selective rack systems. *Thin-Walled Structures*. 2019, **143**. DOI: 10.1016/j.tws.2019.106201. ISSN 02638231. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263823118316021>
- [7] DYER, Stephen A. *Wiley Survey of Instrumentation and Measurement*. Kansas: John Wiley, 2001. ISBN 0-471-39484-x.
- [8] EN 1993-1-1:2005: Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby. 1. Brusel: EUROPEAN COMMITTEE FOR STANDARDIZATION, 2005.
- [9] Factorial Design for Efficient Experimentation. *IEEE Control Systems*. 2010, 30(5), 38-53. DOI: 10.1109/MCS.2010.937677. ISSN 1066-033X. Dostupné také z: <https://ieeexplore.ieee.org/document/5578533/>
- [10] Findley W. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. *J. Eng. Ind.* 1959;81:301–306. doi: 10.1115/1.4008327.
- [11] FINDLEY, William N. a Gautam KHOSLA. Application of the Superposition Principle and Theories of Mechanical Equation of State, Strain, and Time Hardening to Creep of Plastics under Changing Loads. *Journal of Applied Physics*. 1955, 26(7), 821-832. DOI: 10.1063/1.1722102. ISSN 0021-8979. Dostupné také z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.1722102>
- [12] Finite element analysis—theory and application with ANSYS: S. Moaveni Prentice-Hall, Inc., New Jersey, 1999. 527 pps. ISBN 0-13-785098-0. *Minerals Engineering* [online]. Elsevier, 1999, 12(8), 992-993 [cit. 2020-06-28]. DOI: 10.1016/S0892-6875(99)90030-4. ISSN 0892-6875. Dostupné z:

- [http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM738/Livros/Finite Element Analysis Theory and application with ANSYS.pdf](http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM738/Livros/Finite%20Element%20Analysis%20Theory%20and%20application%20with%20ANSYS.pdf)
- [13] FOUCHIER, M., N. ROCHAT, E. PARGON a J. P. LANDESMAN. Polarized cathodoluminescence for strain measurement. *Review of Scientific Instruments*. 2019, **90**(4). DOI: 10.1063/1.5078506. ISSN 0034-6748. Dostupné také z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.5078506>
- [14] FUSEK, Martin a Jaroslav ROJÍČEK. *Metoda konečných prvků I* [online]. Ostrava: VŠB-TUO, 2013 [cit. 2020-06-28]. ISBN 978-80-248-3023-0. Dostupné z: http://projekty.fs.vsb.cz/463/edubase/VY_01_010/METODA%20KONE%20%C4%8CN%C3%9DCH%20PRVK%C5%AE%20I.pdf
- [15] GOUGH, H. J. a H. V. POLLARD. The Strength of Metals under Combined Alternating Stresses. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 2006, **131**(1), 3-103. DOI: 10.1243/PIME_PROC_1935_131_008_02. ISSN 0020-3483. Dostupné také z: http://journals.sagepub.com/doi/10.1243/PIME_PROC_1935_131_008_02
- [16] GUTZEIT, N., J. MÜLLER, C. BRUCHMANN a S. GEBHARDT. Manufacturing and Characterization of a Deformable LTCC Membrane with Integrated Temperature Sensors, Strain Gauges and Heating Structures. 2012, 2012(CICMT), 000512-000519. DOI: 10.4071/CICMT-2012-WP31. ISSN 2380-4491. Dostupné také z: <http://imapsource.org/doi/10.4071/CICMT-2012-WP31>
- [17] HLOUŠEK, D.; JONÁK, M. Using a Dynamic Simulation to Determine the Power Requirement for the Tracked Vehicle Movement. In *Transport Means 2018 Proceedings*. Transport Means. 1. Kaunas University of Technology, Kaunas, LITHUANIA: Kaunas University of Technology, Kaunas, LITHUANIA, 2018. p. 1024-1026. ISSN: 1822-296X.
- [18] CHEN, Nian-Zhong a C. GUEDES SOARES. Spectral stochastic finite element analysis for laminated composite plates. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2008, 197(51-52), 4830-4839. DOI: 10.1016/j.cma.2008.07.003. ISSN 00457825. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0045782508002557>
- [19] CHRISTOPHERSON, Adam a Young-Hoon HAN. Validation for External Tieback Connector Bending Capacity by Strain Measurement. Volume 5: High-Pressure Technology; Rudy Scavuzzo Student Paper Symposium and 27th Annual Student Paper Competition; ASME Nondestructive Evaluation, Diagnosis and Prognosis Division (NDPD). American Society of Mechanical Engineers, 2019, 2019-07-14, , -. DOI: 10.1115/PVP2019-93925. ISBN 978-0-7918-5896-7. Dostupné také z: [https://asmedigitalcollection.asme.org/PVP/proceedings/PVP2019/58967/San Antonio, Texas, USA/1068608](https://asmedigitalcollection.asme.org/PVP/proceedings/PVP2019/58967/San%20Antonio,%20Texas,%20USA/1068608)
- [20] IKEDA, K., K. MUROTA a I. ELISHAKOFF. Reliability of structures subject to normally distributed initial imperfections. *Computational Mechanics*. 1996, 59(3), 463-469. DOI: 10.1016/0045-7949(95)00273-1. ISSN 00457949. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0045794995002731>
- [21] Ing. Ivan Balázs *Klopení tenkostěnných ocelových nosníků svazbami vybočení zroviny ohybu*. Brno, 2017. 162s., 49s. příl. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně,

Fakulta stavební, Ústav kovových a dřevěných konstrukcí. Vedoucí práce prof. Ing. Jindřich Melcher, DrSc.

- [22] JANÍČEK, Přemysl. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [23] JANÍČEK, Přemysl. *Systémové pojetí vybraných oborů pro techniky: hledání souvislostí: učební texty*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2007. ISBN 978-80-7204-554-9.
- [24] JURÁŠEK, Oldřich. *Nosné konstrukce stavebních strojů I*. Brno: VUT Brno, 1986, 272 s.
- [25] JURÁŠEK, Oldřich. *Nosné konstrukce stavebních strojů I*. Brno: VUT Brno, 1986, s. 4-28
- [26] KAMAL, Abhishek, Gagan Chandra DAS, Vinayak KULKARNI a Niranjana SAHOO. Comparative Study of Force Prediction Techniques Using Multi Component Accelerometer Force Balance for High Enthalpy Ground Testing. *Volume 1: Compressors, Fans, and Pumps; Turbines; Heat Transfer; Structures and Dynamics*. American Society of Mechanical Engineers, 2019, 2019-12-05, , -. DOI: 10.1115/GTINDIA2019-2666. ISBN 978-0-7918-8352-5. Dostupné také z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/GTINDIA/proceedings/GTINDIA2019/83525/Chennai,TamilNadu,India/1073863>
- [27] KAMAL, Abhishek, Vinayak KULKARNI a Niranjana SAHOO. Measurement of Strain Using Strain Gauge and Piezoelectric Sensors. *Applications and Techniques for Experimental Stress Analysis*. IGI Global, 2020, 2020, , 91-101. Advances in Chemical and Materials Engineering. DOI: 10.4018/978-1-7998-1690-4.ch006. ISBN 9781799816904. Dostupné také z: <http://services.igi-global.com/resolvedoi/resolve.aspx?doi=10.4018/978-1-7998-1690-4.ch006>
- [28] KAŠPÁREK, J.; POKORNÝ, P. Analysis of the dynamics of a virtual prototype wheeled transport machine. In *Proceeding of International Conference Transport Means 2014. Transport Means*. Kaunas Univ Technol, Kaunas, LITHUANIA: KAUNAS UNIV TECHNOLOGY PRESS, K DONELAICIO 73, KAUNAS LT 3006, LITHUANIA, 2014. s. 99-102. ISBN: 9955-09-935-6. ISSN: 1822-296X.
- [29] KOITER, W.T., I. ELISHAKOFF, Y.W. LI a J.H. STARNES. Buckling of an axially compressed cylindrical shell of variable thickness. *International Journal of Solids and Structures*. 1994, 31(6), 797-805. DOI: 10.1016/0020-7683(94)90078-7. ISSN 00207683. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0020768394900787>
- [30] KUCUKLER, Merih. Lateral instability of steel beams in fire: Behaviour, numerical modelling and design. *Journal of Constructional Steel Research*. 2020, 170. DOI: 10.1016/j.jcsr.2020.106095. ISSN 0143974X. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0143974X19308740>
- [31] LAI, Zhichao, Robert J. CONNOR, Amit H. VARMA a Duncan PATERSON. Retrofit of Steel Columns: Parametric Studies and Design. *Journal of Bridge Engineering*. 2016,

- 21(11). DOI: 10.1061/(ASCE)BE.1943-5592.0000950. ISSN 1084-0702. Dostupné také z: [http://ascelibrary.org/doi/10.1061/\(ASCE\)BE.1943-5592.0000950](http://ascelibrary.org/doi/10.1061/(ASCE)BE.1943-5592.0000950)
- [32] LIU, Yi a Liam GANNON. Experimental behavior and strength of steel beams strengthened while under load. *Journal of Constructional Steel Research*. 2009, **65**(6), 1346-1354. DOI: 10.1016/j.jcsr.2009.01.008. ISSN 0143974X. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0143974X09000224>
- [33] MARINCA, Vasile a Nicolae HERISANU. Vibration of Nonlinear Nonlocal Elastic Column with Initial Imperfection. *Acoustics and Vibration of Mechanical Structures—AVMS-2017*. Cham: Springer International Publishing, 2018, 2018-12-21, , 49-56. Springer Proceedings in Physics. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_6. ISBN 978-3-319-69822-9. Dostupné také z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-69823-6_6
- [34] MELCHER, J. Stabilita ohybu tenkostěnného nosníku průřezu U. *Inženýrské stavby*. 1970, 18 (2), s. 98-107
- [35] NGUYEN, Thanh Duc a Eli J. CURRY. Biodegradable Piezoelectric Sensor. *2019 IEEE 16th International Conference on Wearable and Implantable Body Sensor Networks (BSN)*. IEEE, 2019, 2019, , 1-4. DOI: 10.1109/BSN.2019.8771096. ISBN 978-1-5386-7477-2. Dostupné také z: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8771096/>
- [36] NIEDERWANGER, A., M. LADINEK a G. LENER. Strain-life fatigue assessment of scanned weld geometries considering notch effects. *Engineering Structures*. 2019, **201**. DOI: 10.1016/j.engstruct.2019.109774. ISSN 01410296. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0141029619330317>
- [37] ODROBIŇÁK, Jaroslav, Matúš FARBÁK, Jakub CHROMČÁK, Ján KORTIŠ a Jozef GOCÁL. Real Geometrical Imperfection of Bow-String Arches—Measurement and Global Analysis. *Applied Sciences*. 2020, 10(13). DOI: 10.3390/app10134530. ISSN 2076-3417. Dostupné také z: <https://www.mdpi.com/2076-3417/10/13/4530>
- [38] P. S., Balaji a Karthik Selva Kumar KARUPPASAMY. Introduction and Application of Strain Gauges. *Applications and Techniques for Experimental Stress Analysis*. IGI Global, 2020, 2020, , 57-77. Advances in Chemical and Materials Engineering. DOI: 10.4018/978-1-7998-1690-4.ch004. ISBN 9781799816904. Dostupné také z: <http://services.igi-global.com/resolvedoi/resolve.aspx?doi=10.4018/978-1-7998-1690-4.ch004>
- [39] PETRUŠKA, Jindřich. Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků. *Studijní opory*, 2003, s. 8-10
- [40] PETRUŠKA, Jindřich. Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků. *Studijní opory*, 2003, s. 17-20
- [41] POULIN, C.M., T.J. BARRETT a M. KNEZEVIC. Inferring Post-Necking Strain Hardening Behavior of Sheets by a Combination of Continuous Bending Under Tension Testing and Finite Element Modeling. *Experimental Mechanics*. 2020, **60**(4), 459-473. DOI: 10.1007/s11340-019-00577-1. ISSN 0014-4851. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s11340-019-00577-1>

- [42] PRONZATO, Luc. Optimal experimental design and some related control problems. *Automatica*. 2008, 44(2), 303-325. DOI: 10.1016/j.automatica.2007.05.016. ISSN 00051098. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0005109807002853>
- [43] QIN, Yong, Quanchao NA, Fang LIU, Haibin WU a Kun SUN. Strain gauges position based on machine vision positioning. *Integrated Ferroelectrics*. 2019, **200**(1), 191-198. DOI: 10.1080/10584587.2019.1592066. ISSN 1058-4587. Dostupné také z: <https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/10584587.2019.1592066>
- [44] REGTIEN, Paul a Edwin DERTIEN. Piezoelectric sensors. *Sensors for Mechatronics*. Elsevier, 2018, , 245-265. DOI: 10.1016/B978-0-12-813810-6.00008-2. ISBN 9780128138106. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780128138106000082>
- [45] *Samuel Hunter Christie* [online]. The Royal Society, 2020 [cit. 2020-07-29]. Dostupné z: https://makingscience.royalsociety.org/s/rs/people/viaf_3254784
- [46] SEIDENFELD, T. R. A. Fisher on the Design of Experiments and Statistical Estimation. *The Founders of Evolutionary Genetics*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1992, 1992, , 23-36. Boston Studies in the Philosophy of Science. DOI: 10.1007/978-94-011-2856-8_2. ISBN 978-0-7923-3392-0. Dostupné také z: http://link.springer.com/10.1007/978-94-011-2856-8_2
- [47] SHI, Gang, Ziqian ZHANG, Le ZHOU, Lu YANG a Wenjing ZHOU. Experimental and numerical investigation on Local–Overall interactive buckling behavior of welded I-Section steel columns. *Thin-Walled Structures*. 2020, 151. DOI: 10.1016/j.tws.2020.106763. ISSN 02638231. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263823119315435>
- [48] SHULTZ, Kenneth S.; WHITNEY, David J.. *Measurement Theory in Action: Case Studies and Exercises*. Thousand Oaks : Sage Publications, 2004. ISBN 978-0761927303
- [49] SCHILLINGER, Dominik, Vissarion PAPADOPOULOS, Manfred BISCHOFF a Manolis PAPADRAKAKIS. Buckling analysis of imperfect I-section beam-columns with stochastic shell finite elements. *Computational Mechanics*. 2010, 46(3), 495-510. DOI: 10.1007/s00466-010-0488-y. ISSN 0178-7675. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s00466-010-0488-y>
- [50] Sir Charles Wheatstone. In: *Encyclopædia Britannica* [online]. Encyclopædia Britannica, 2020 [cit. 2020-03-19]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/biography/Charles-Wheatstone>
- [51] Sir Charles Wheatstone. In: *Encyclopædia Britannica* [online]. Encyclopædia Britannica, 2020 [cit. 2020-03-19]. Dostupné z: <https://www.britannica.com/biography/Charles-Wheatstone>
- [52] Stability of composite shell-type structures. *Stability and Vibrations of Thin Walled Composite Structures*. Elsevier, 2017, 2017, , 253-428. DOI: 10.1016/B978-0-08-100410-

- 4.00007-7. ISBN 9780081004104. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/B9780081004104000077>
- [53] *Strain Gauges: First choice for strain measurements*. Darmstadt, 2019. Dostupné také z: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/S01265.pdf>
- [54] *Strain Gauges: First choice for strain measurements*. Darmstadt, 2019. Dostupné také z: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/S01265.pdf>, s.12-15
- [55] *Strain Gauges: First choice for strain measurements*. Darmstadt, 2019. Dostupné také z: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/S01265.pdf> s. 20-47
- [56] SUN, Yao, Yating LIANG a Ou ZHAO. Testing, numerical modelling and design of S690 high strength steel welded I-section stub columns. *Journal of Constructional Steel Research*. 2019, **159**, 521-533. DOI: 10.1016/j.jcsr.2019.05.014. ISSN 0143974X. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0143974X19303347>
- [57] Svařování - Doporučení pro svařování kovových materiálů - Část 2: Obloukové svařování feritických ocelí. 04/2002. Brusel: Řídicí centrum CEN-CENELEC, 2002.
- [58] SVOBODA, J. a J. MELCHER. *Vybrané stati prvků ocelových konstrukcí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1970.
- [59] TEBEDGE, N.; MAREK, P. a TALL, L., "Column testing procedure, June 1969". *Fritz Laboratory Reports*. 1969. Dostupné také z: <http://preserve.lehigh.edu/engr-civil-environmental-fritz-lab-reports/380>
- [60] *The Behaviour and Design of Steel Structures to EC3, Fourth Edition* [online]. 4. edice. Londýn: CRC Press, 2014 [cit. 2020-07-23]. DOI: 10.1201/9781315273518. ISBN 9781315273518. Dostupné z: <https://www.taylorfrancis.com/books/9781315273518>
- [61] TRESSLER, James F., Sedat ALKOY a Robert E. NEWNHAM. *Journal of Electroceramics*. 2(4), 257-272. DOI: 10.1023/A:1009926623551. ISSN 13853449. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1023/A:1009926623551>
- [62] Tyče průřezu I a H z konstrukčního ocelí: Mezní úchytky rozměrů a tolerance tvaru. Brusel: Český normalizační institut, 1995.
- [63] VLASOV, V.Z. *Tenkostěnné pružné pruty*. Praha: SNTL, 1962, 569 s.
- [64] VLK, Miloš, Lubomír HOUFÉK, Pavel HLAVOŇ, Petr KREJČÍ, Vladimír KOTEK a Jiří KLEMENT. *Experimentální mechanika*. Studijní opory. Brno, 2003. s. 11-13
- [65] VLK, Miloš, Lubomír HOUFÉK, Pavel HLAVOŇ, Petr KREJČÍ, Vladimír KOTEK a Jiří KLEMENT. *Experimentální mechanika*. Studijní opory. Brno, 2003.
- [66] VLK, Miloš, Lubomír HOUFÉK, Pavel HLAVOŇ, Petr KREJČÍ, Vladimír KOTEK a Jiří KLEMENT. *Experimentální mechanika*. Studijní opory. Brno, 2003. s. 60-67
- [67] Výrobky válcované za tepla z konstrukčních ocelí - Část 2: Technické dodací podmínky pro nelegované konstrukční oceli. 11/2020. Brusel: Řídicí centrum CEN-CENELEC, 2020.

- [68] YAN, T., B.E. JONES, R.T. RAKOWSKI, M.J. TUDOR, S.P. BEEBY a Nicholas M. WHITE. Development of Metallic Digital Strain Gauges. *Applied Mechanics and Materials*. 2004, 1-2, 179-184. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.1-2.179. ISSN 1662-7482. Dostupné také z: <https://www.scientific.net/AMM.1-2.179>
- [69] YURGAYTIS, Alexey, Dmitry TOPCHYIY, Andrey SHINKARENKO, Julia SAIDOVA, A. ZHELTENKOV a A. MOTTAEVA. Monitoring of the framings stress-strain with strain gauges. *E3S Web of Conferences*. 2020, 164. DOI: 10.1051/e3sconf/202016402023. ISSN 2267-1242. Dostupné také z: <https://www.e3s-conferences.org/10.1051/e3sconf/202016402023>
- [70] ZEINODDINI, V.M. a B.W. SCHAFER. Simulation of geometric imperfections in cold-formed steel members using spectral representation approach. *Thin-Walled Structures*. 2012, 60, 105-117. DOI: 10.1016/j.tws.2012.07.001. ISSN 02638231. Dostupné také z: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0263823112001863>
- [71] ZHANG, Qingqing a Jian ZHANG. Internal force monitoring and estimation of a long-span ring beam using long-gauge strain sensing. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*. DOI: 10.1111/mice.12569. ISSN 1093-9687. Dostupné také z: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1111/mice.12569>
- [72] ZHANG, YL a YM ZHANG. A new stochastic analysis method for mechanical components. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2012, 227(8), 1818-1829. DOI: 10.1177/0954406212467735. ISSN 0954-4062. Dostupné také z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0954406212467735>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

I	[J]	Stacionární hodnota
v_{xx}^2	[m ⁻¹]	Křivost nosníku
B	[m]	Výška průřezu
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
F_{1q}	[N]	Nahrazená osamělá síla v uzlu 1
F_{2q}	[N]	Nahrazená osamělá síla v uzlu 2
G	[Pa]	Modul pružnosti ve smyku
J_y	[m ⁴]	Kvadratický moment k ose y
J_z	[m ⁴]	Kvadratický moment k ose z
k	[N·m ⁻¹]	Matice tuhosti
L	[m]	Délka prutu
M_{1q}	[Nm]	Nahrazený moment v uzlu 1
M_{2q}	[Nm]	Nahrazený moment v uzlu 2
$M_{b,Rd}$	[Nm]	Návrhový moment únosnosti na klopení
M_{cr}	[Nm]	Kritický moment
M_k	[Nm]	Kroutící moment
M_o	[Nm]	Ohybový moment
M_y	[Nm]	Moment k ose y
M_z	[Nm]	Moment k ose z
N	[N]	Normálová síla
N_b	[-]	Matice bazových funkcí
P	[J]	Potenciál vnějšího zatížení
S	[m ²]	Plocha průřezu
u	[m]	posunutí
W	[J]	Energie napjatosti
W_F	[J]	Mechanická práce vykonaná osamělou silou
W_k	[m ³]	Modul průřezu v krutu
W_o	[m ³]	Modul průřezu v ohybu
W_q	[J]	Mechanická práce vykonaná spojitým zatížením
α_{LT}	[-]	součinitel imperfekce při klopení
γ	[-]	Úhel smyku
δ	[m ⁻²]	Matice deformačních parametrů

ε	[-]	Poměrné délkové prodloužení (přetvoření)
ε_a	[MPa]	Hodnota napětí mřížky 1 v MPa
ε_b	[MPa]	Hodnota napětí mřížky 2 v MPa
ε_c	[MPa]	Hodnota napětí mřížky 3 v MPa
θ	[rad]	Úhel odchylky tenzometru od os hlavních napětí
λ_{LT}	[-]	Poměrná štíhlost při klopení
σ	[Pa]	Napětí
$\sigma_{1,2}$	[Pa]	Hlavní napětí
σ_{MO}	[Pa]	Napětí od ohybového momentu
σ_N	[Pa]	Napětí od normálové síly
τ	[Pa]	Smykové napětí (tečné)
ν	[-]	Poissonův poměr
u_1	[m]	Posunutí v místě bodu 1
u_2	[m]	Posunutí v místě bodu 2
Φ_1	[rad]	Natočení v místě bodu 1
Φ_2	[rad]	Natočení v místě bodu 2
Φ_{LT}	[-]	Součinitel vzpěrnosti
χ_{LT}	[-]	Součinitel klopení

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Výpočetní model lesní vyvážedky	14
Obrázek 2: Časově-výkonová charakteristika v intervalu 0 až 306 s.	15
Obrázek 3: Příklad otevřených profilů.	17
Obrázek 4: Příklad otevřených profilů	17
Obrázek 5: Ztráta příčné a torzní stability. [20]	18
Obrázek 6: Počáteční tvary imperfekcí.[4].....	20
Obrázek 7: Nosníkový prvek[14]	23
Obrázek 8: Závislost náročnosti simulace. [14]	27
Obrázek 9: Tenzometrický kříž - vlevo zapojení most, vpravo půlmost. [53].....	34
Obrázek 10: Tenzometrické růžice. [53]	34
Obrázek 11: Tenzometrické růžice pro měření zbytkového napětí – vlevo růžice 0°/60°/120° na čtvercové podložce, vpravo růžice 0°/45°/90° na kruhové podložce. [53]	35
Obrázek 12: Příklad tenzometrických řetězců. [53]	35
Obrázek 13: Volba zavazbení nosníku.	39
Obrázek 14: Schéma průřezu nosníku IPE.	41
Obrázek 15: Schéma analytického řešení úlohy nosníku.	42
Obrázek 16: Výsledek napětí nosníku IPE 80 při zatěžovacím stavu 1.	43
Obrázek 17: Výsledek napětí nosníku IPE 80 při zatěžovacím stavu 2.	43
Obrázek 18: Měřicí stand v laboratoři Experimentálních metod.	45
Obrázek 19: Schéma úlohy měření rovinné napjatosti prostého nosníku na dvou podporách.	46
Obrázek 20: Broušení a odmaštění povrchu nosníku.	47
Obrázek 21: Zaměření konkrétního místa pro tenzometr.	47
Obrázek 22: Nalepení tenzometru, připojení konektorů k signálním kabelům a jejich konzervace.	47
Obrázek 23: Instalace teplotního samokompenzačního činitele do měřicího řetězce.	48
Obrázek 24: Měřicí řetězec pro zjištění napjatosti zkoumaného nosníku.	48
Obrázek 25: Směry hlavních napětí. [53]	49
Obrázek 26: Graf normálové napětí v bodě umístění tenzometru dle analýzy MKP.	51
Obrázek 27: Porovnání normálových napětí experimentu s hodnotami napětí z MKP analýzy.	52
Obrázek 28: Výsledek normálového napětí na nosníku IPE 100.	56
Obrázek 29: Výsledek normálového napětí na nosníku IPE 120.	56
Obrázek 30: Graf nárůstu a poklesu maximálních napětí pro profily o průřezu IPE.	57
Obrázek 31: Schéma průřezu profilu I.	60
Obrázek 32: Schéma úlohy zkoumaného nosníku.	61
Obrázek 33: Výsledek normálového napětí na nosníku I 80.	62
Obrázek 34: Výsledek normálového napětí na nosníku I 100.	62
Obrázek 35: Výsledek normálového napětí na nosníku I 120.	63
Obrázek 36: Graf nárůstu a poklesu maximálních napětí pro profily o průřezu I.	64
Obrázek 37: Souhrnný graf nárůstu a poklesu maximálních napětí pro profily o průřezu I a IPE.	64

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Hmotnost jednotlivých součástí stroje.	15
Tabulka 2: Střední hodnoty požadovaného výkonu stroje.	16
Tabulka 3: Rozměrové charakteristiky nosníku IPE 80 dle ČSN EN 10025-2.	40
Tabulka 4: Výsledek analýzy MKP nosníku IPE 80.	41
Tabulka 5: Rozdíl napětí přítomných na zkoumaném nosníku.	44
Tabulka 6: Naměřené hodnoty napětí jednotlivých tenzometrických mřížek v růžici – nosník 1.	50
Tabulka 7: Naměřené hodnoty napětí jednotlivých tenzometrických mřížek v růžici – nosník 2.	51
Tabulka 8: Rozměrové charakteristiky nosníků IPE 100 a IPE 120	55
Tabulka 9: Rozdíl napětí přítomných na zkoumaných nosnících IPE 80, IPE 100 a IPE 120 ...	57
Tabulka 10: Parametry pro tvorbu modelů nosníků tvaru I.	60
Tabulka 11: Rozdíl napětí přítomných na zkoumaných nosnících I 80, I 100 a I 120	63

PUBLIKOVANÉ PRÁCE AUTORA

HLOUŠEK, David a Martin JONÁK. Using a dynamic simulation to determine the power requirement for the tracked vehicle movement. In: *Transport Means*. Kaunas, Lithuania: Kaunas University of Technology, 2018, s. 1024-1026. ISSN 1822296X.

JONÁK, Martin, David HLOUŠEK a Kamil ŘEHÁK. Experimental verification of the power required for the movement of the tracked vehicle. In: *Vibroengineering PROCEDIA*. 2018, s. 123-127. DOI: 10.21595/vp.2018.19939. ISSN 2345-0533. Dostupné také z: <https://www.jvejournal.com/article/19939>

JONÁK, Martin, Jaroslav KAŠPÁREK a David HLOUŠEK. Dynamic simulation of the wheeled transport machine. In: *Zbirnik naukovich prac VIII-I Mižnarodnoi naukovo - praktičnoi konferencii & Transport i Logistika: Problemi ta rišenna*. Odessa, Ukrajina: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018, s. 9-12. ISBN 978-617-7414-37-6.

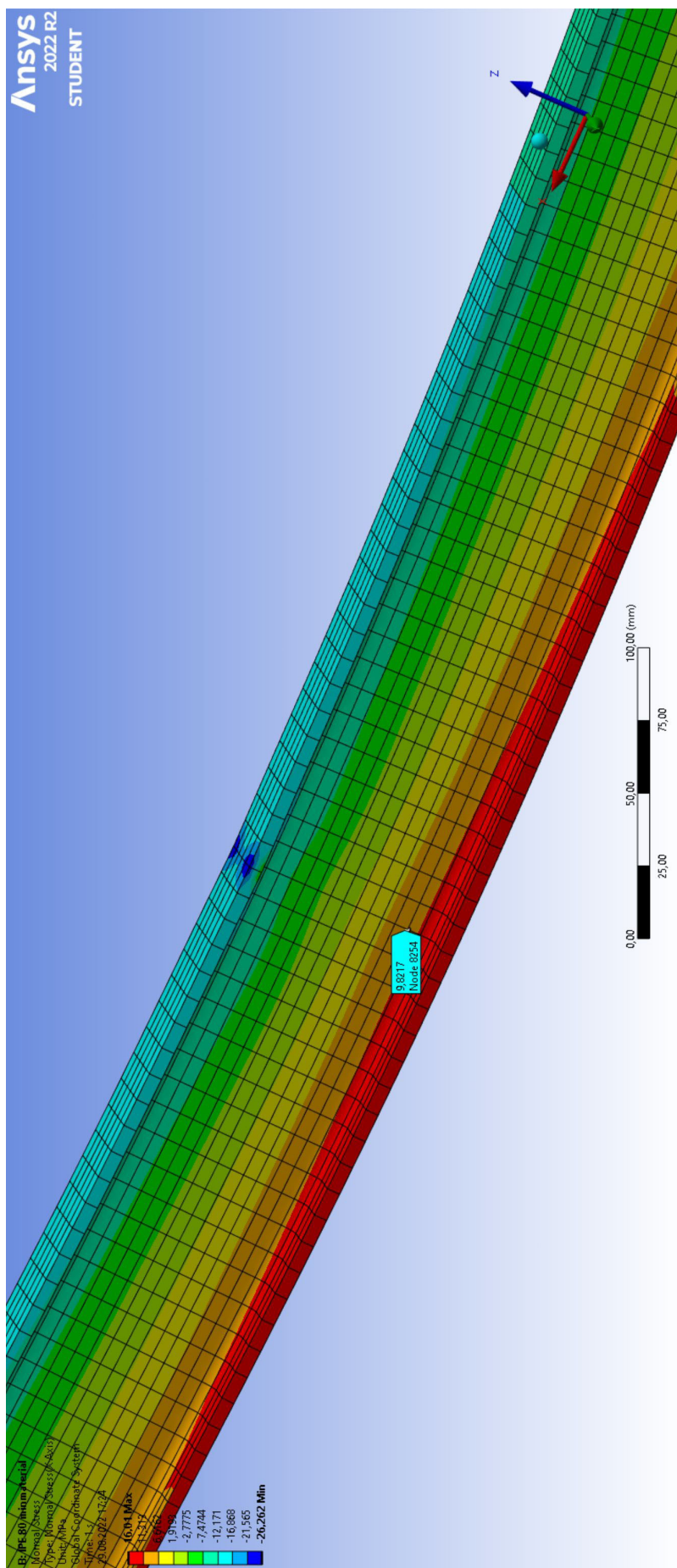
KAŠPÁREK, Jaroslav, Miroslav ŠKOPÁN, Přemysl POKORNÝ a David HLOUŠEK. Reverse analysis of the frame destruction causes. In: *Transport Means: Proceedings of the International Conference*. Palanga, Lithuania: Kaunas University of Technology, 2019, [2005]-., s. 1364-1369. DOI: 1822296X. ISSN 1822-296X.

SEZNAM PŘÍLOH

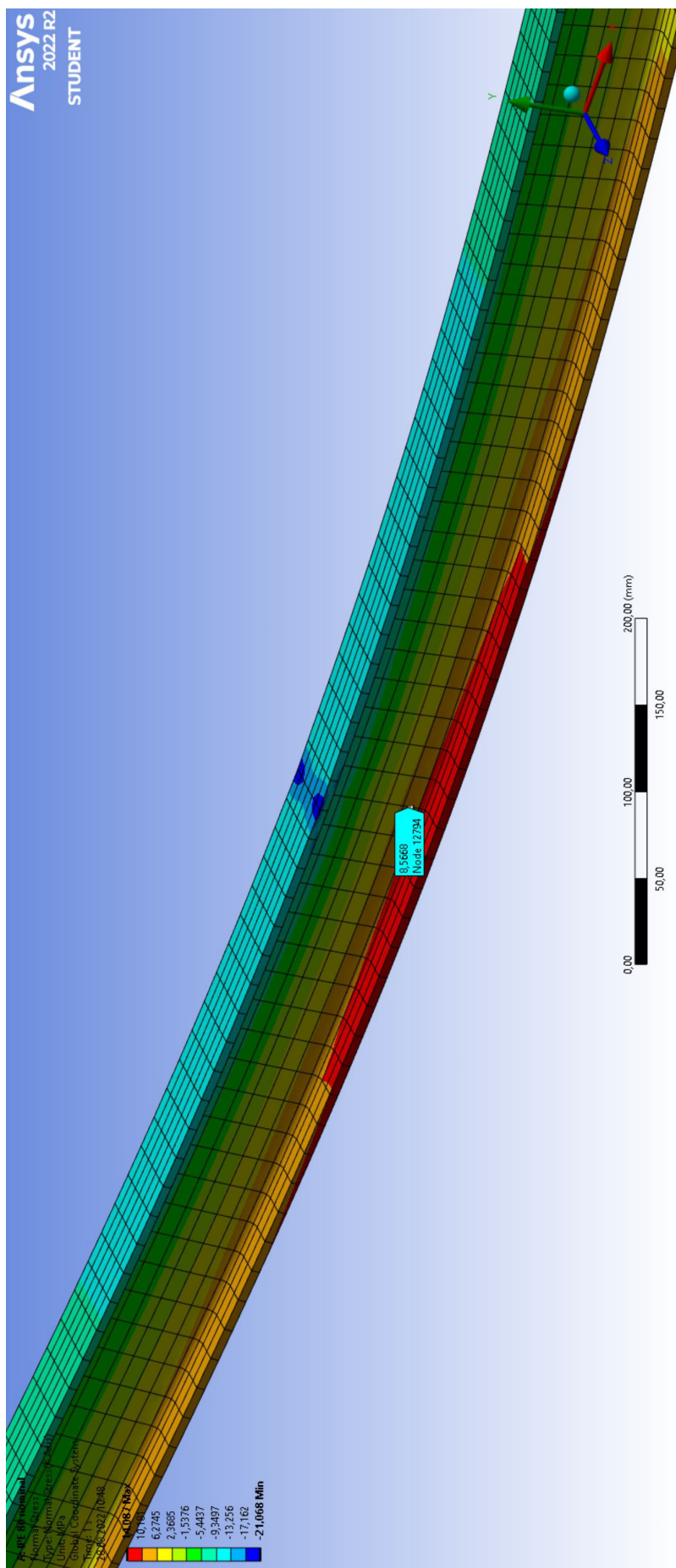
Příloha A – Odečty konkrétních hodnot na nosníku IPE 80

Příloha B – Výsledné maximální hodnoty normálové napjatosti na nosnících typu IPE

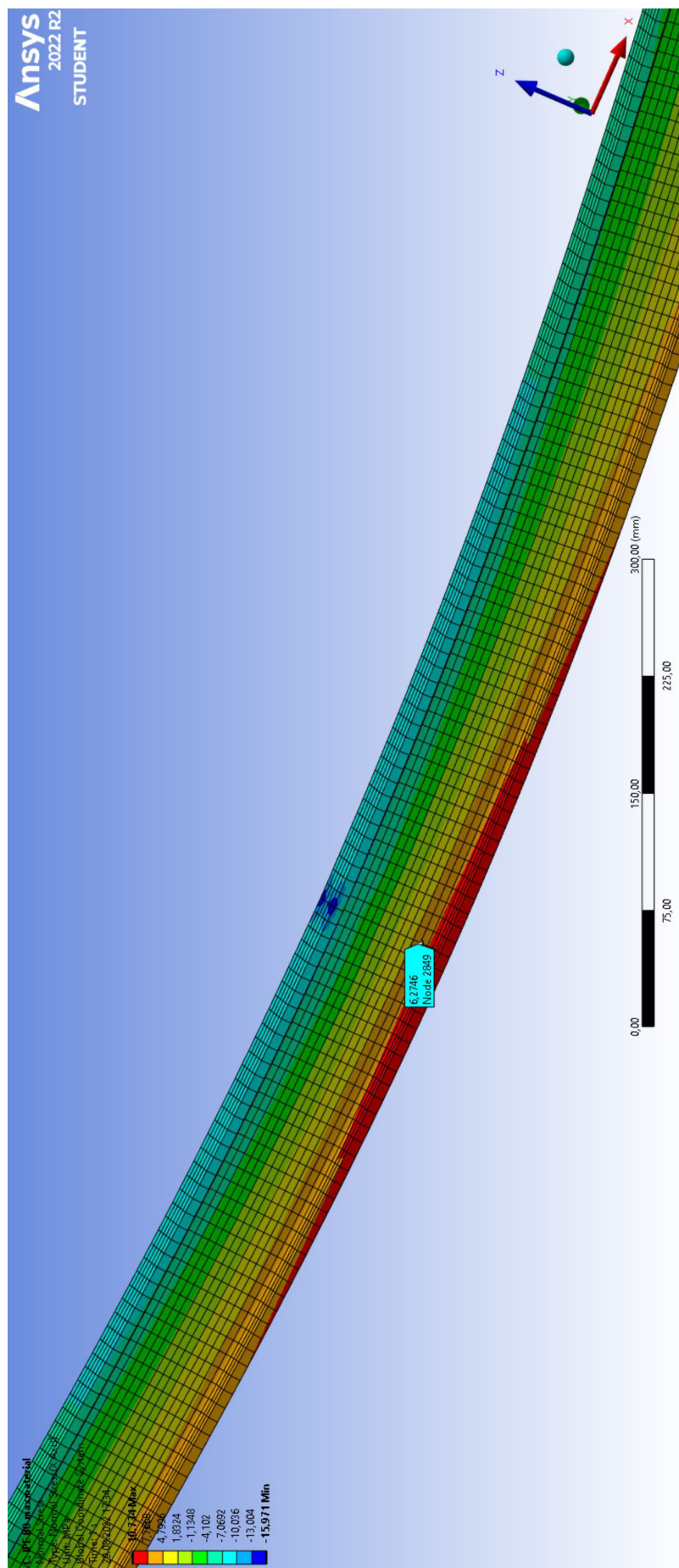
Příloha C – Výsledné maximální hodnoty normálové napjatosti na nosnících typu I



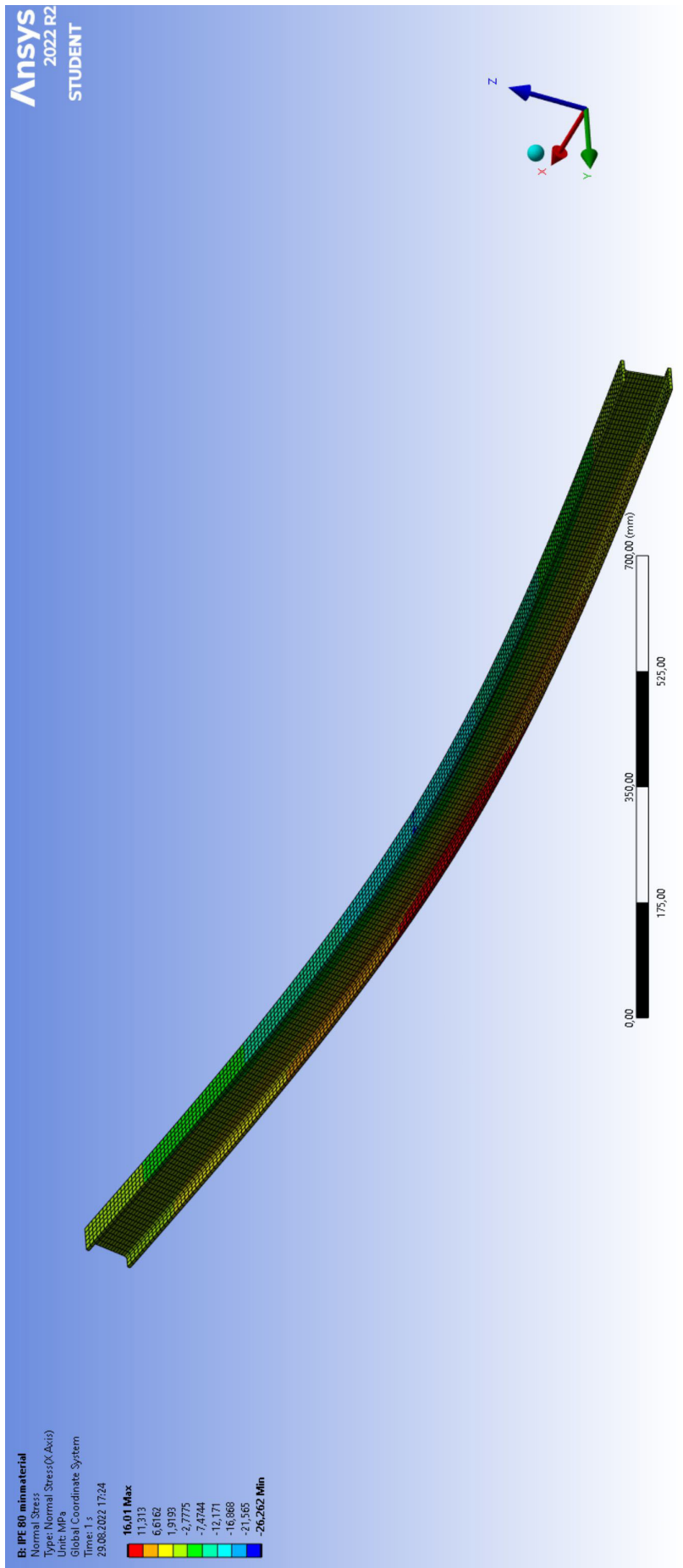
Obrázek A-I: Odečet hodnot z místa nalepení tenzometru na nosníku IPE 80 - minimum materiálu (maximální záporné hodnoty tolerančního pole).



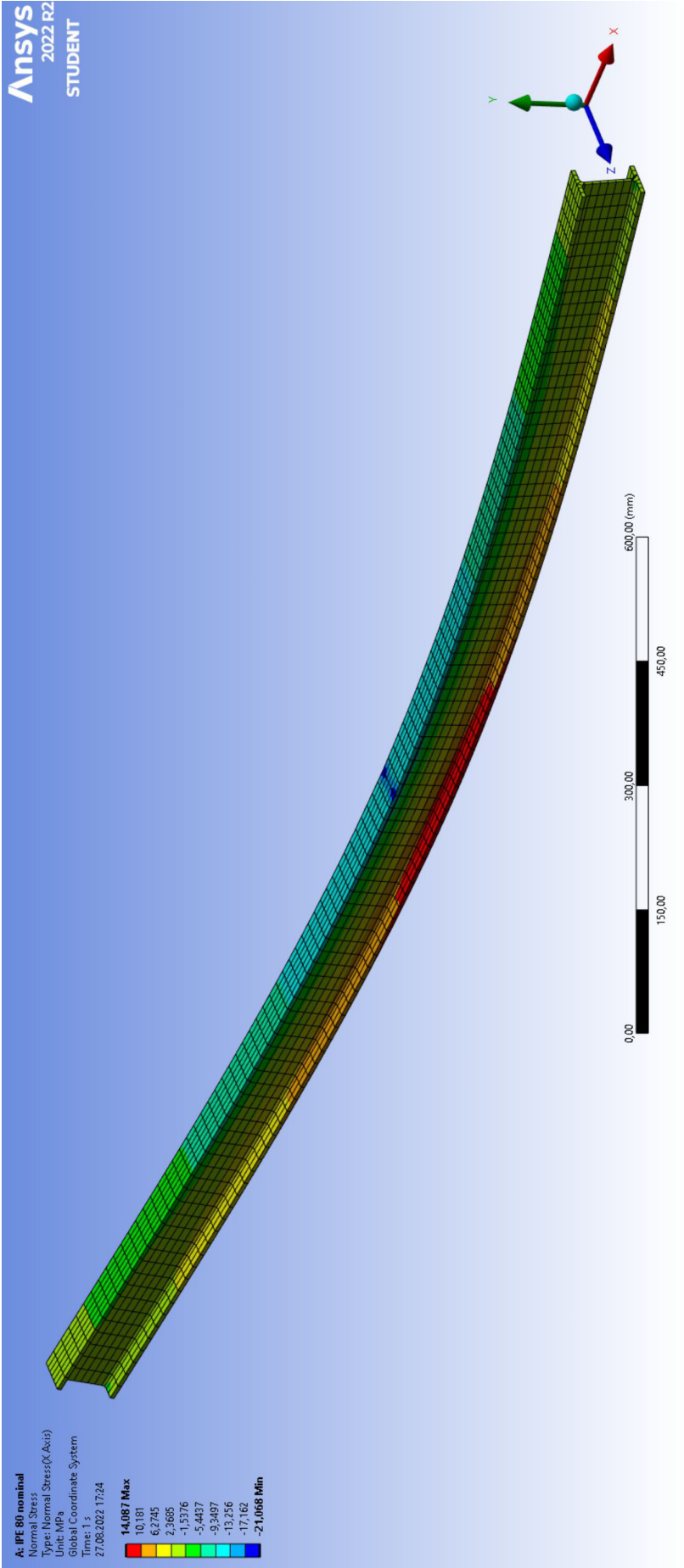
Obrázek A-II: Odečet hodnot z místa nalepení tenzometru na nosníku IPE 80 – nominální rozměr průřezu.



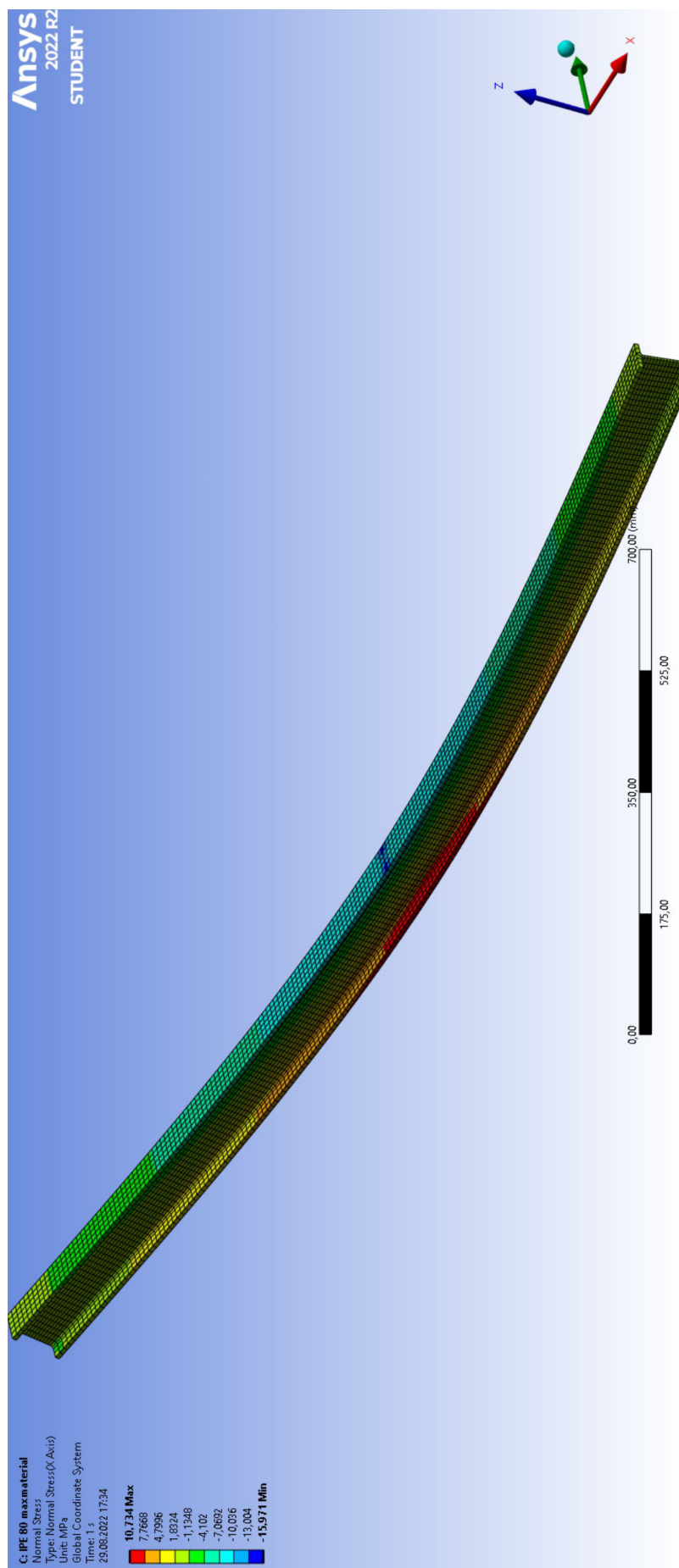
Obrázek A-III: Odečet hodnot z místa nalepení tenzometru na nosníku IPE 80 – maximum materiálu (maximální kladné hodnoty tolerančního pole).



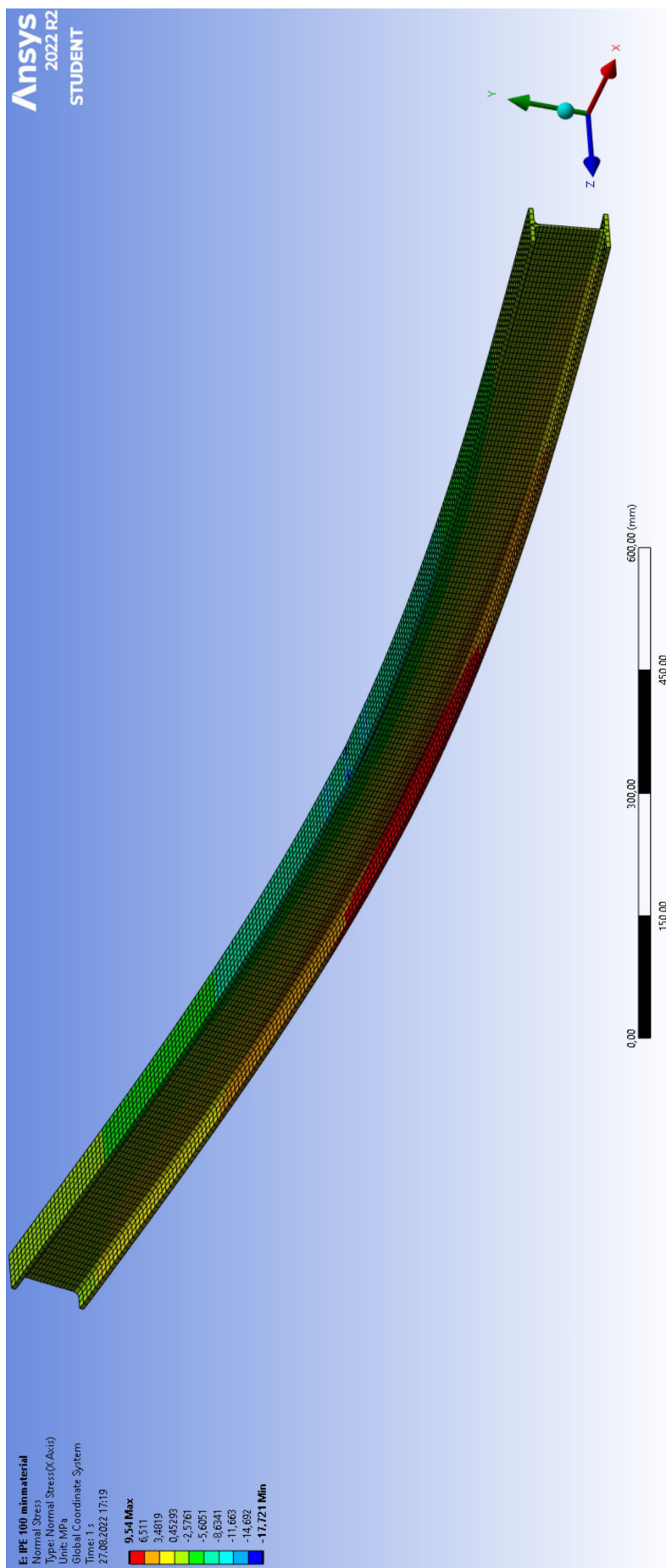
Obrázek B-I: Výsledek zatížení nosníku IPE 80 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních záporných hodnot tolerančního pole průřezu.



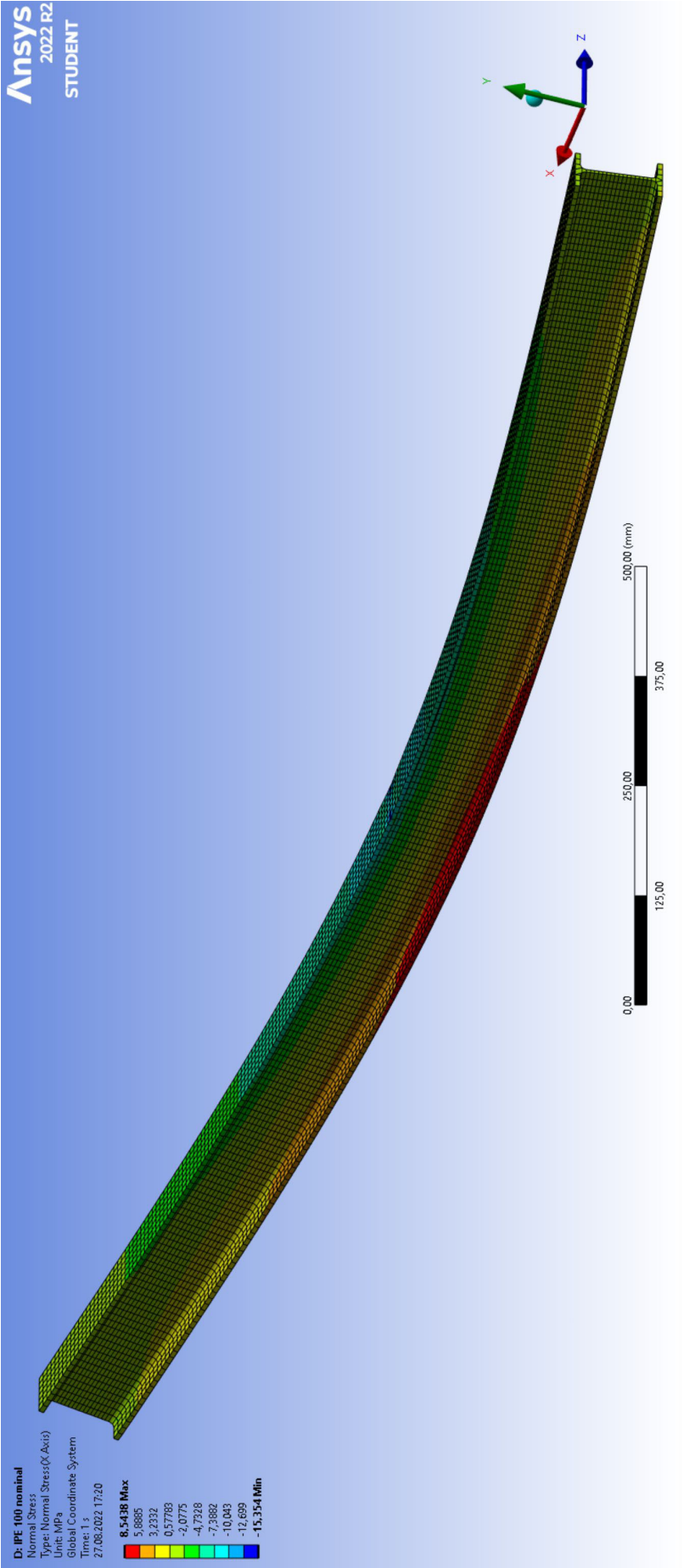
Obrázek B-II: Výsledek zatížení nosníku IPE 80 definovaného nominálním rozměrem průřezu.



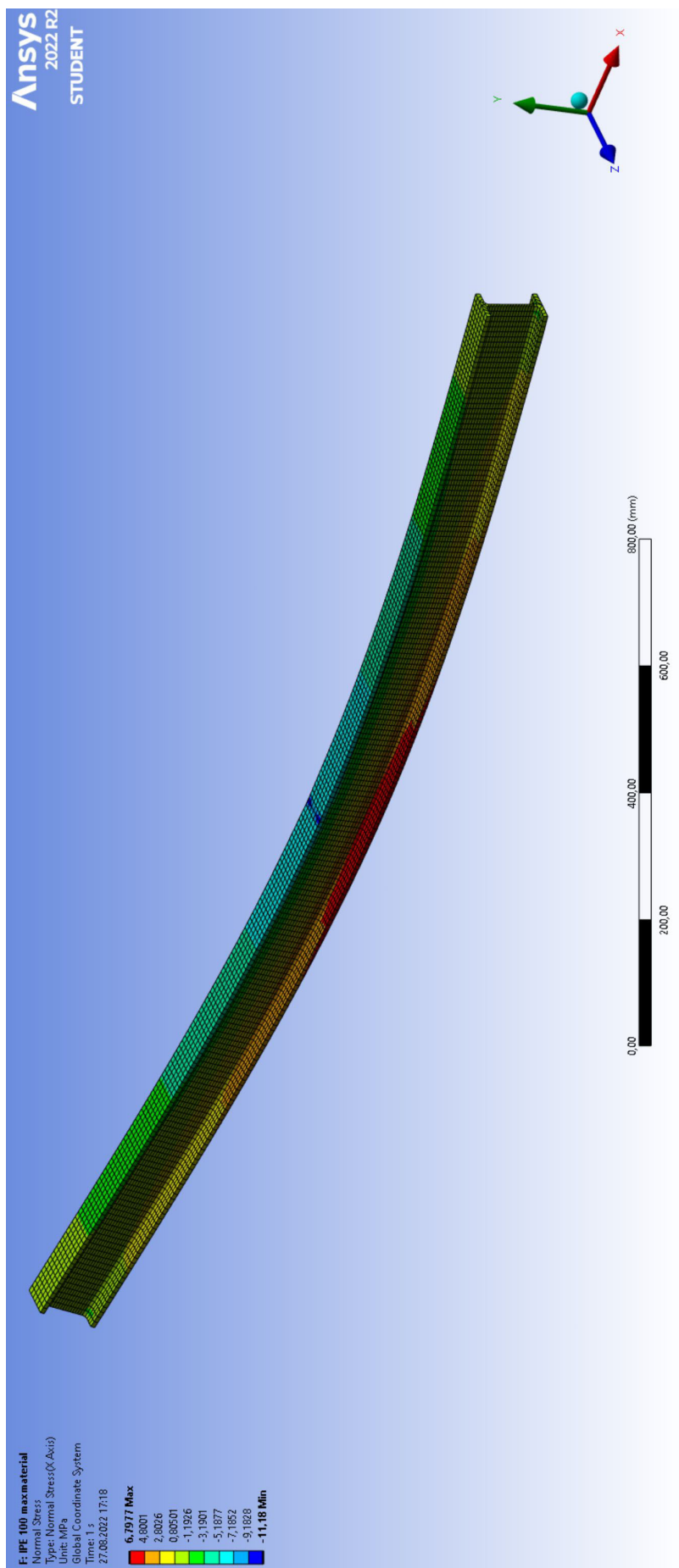
Obrázek B-III: Výsledek zatížení nosníku IPE 80 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních kladných hodnot tolerančního pole průřezu.



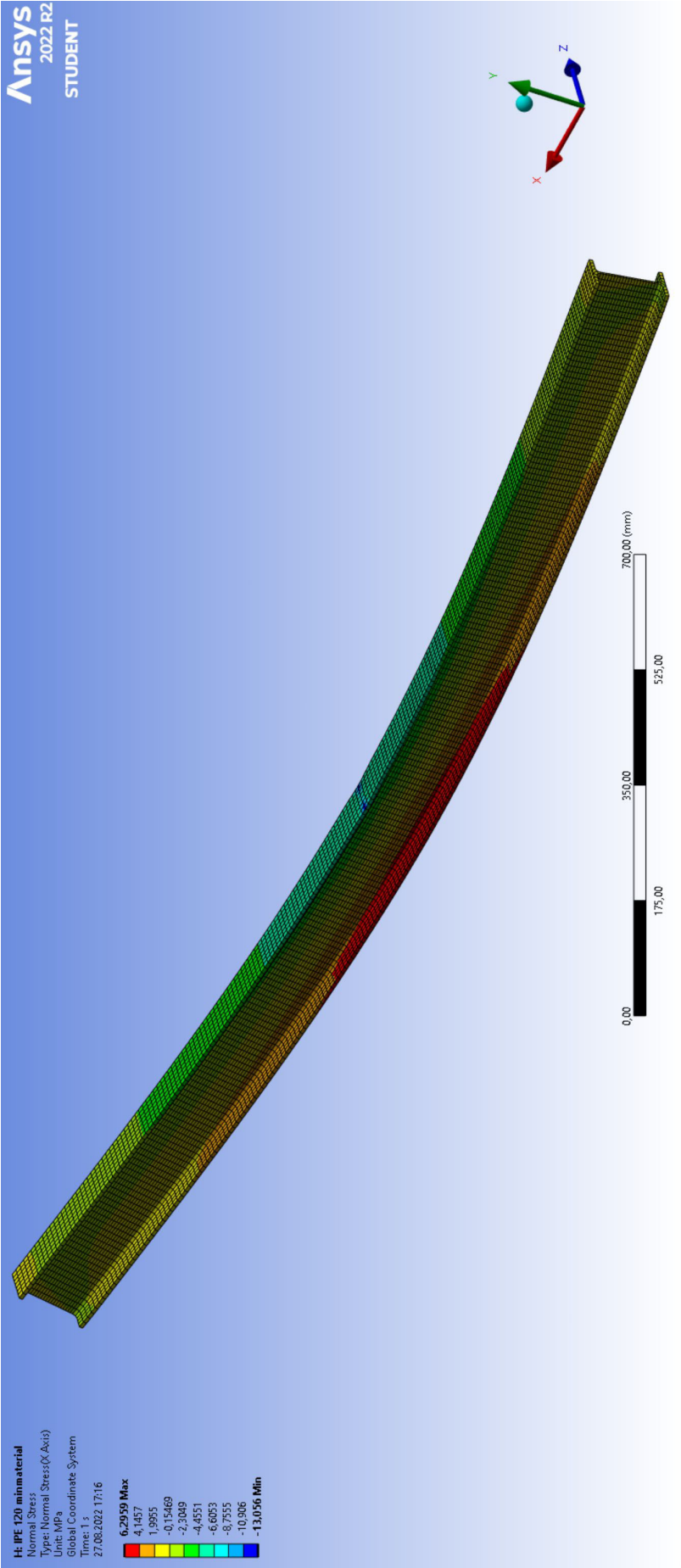
Obrázek B-IV: Výsledek zatížení nosníku IPE 100 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních záporných hodnot tolerančního pole průřezu.



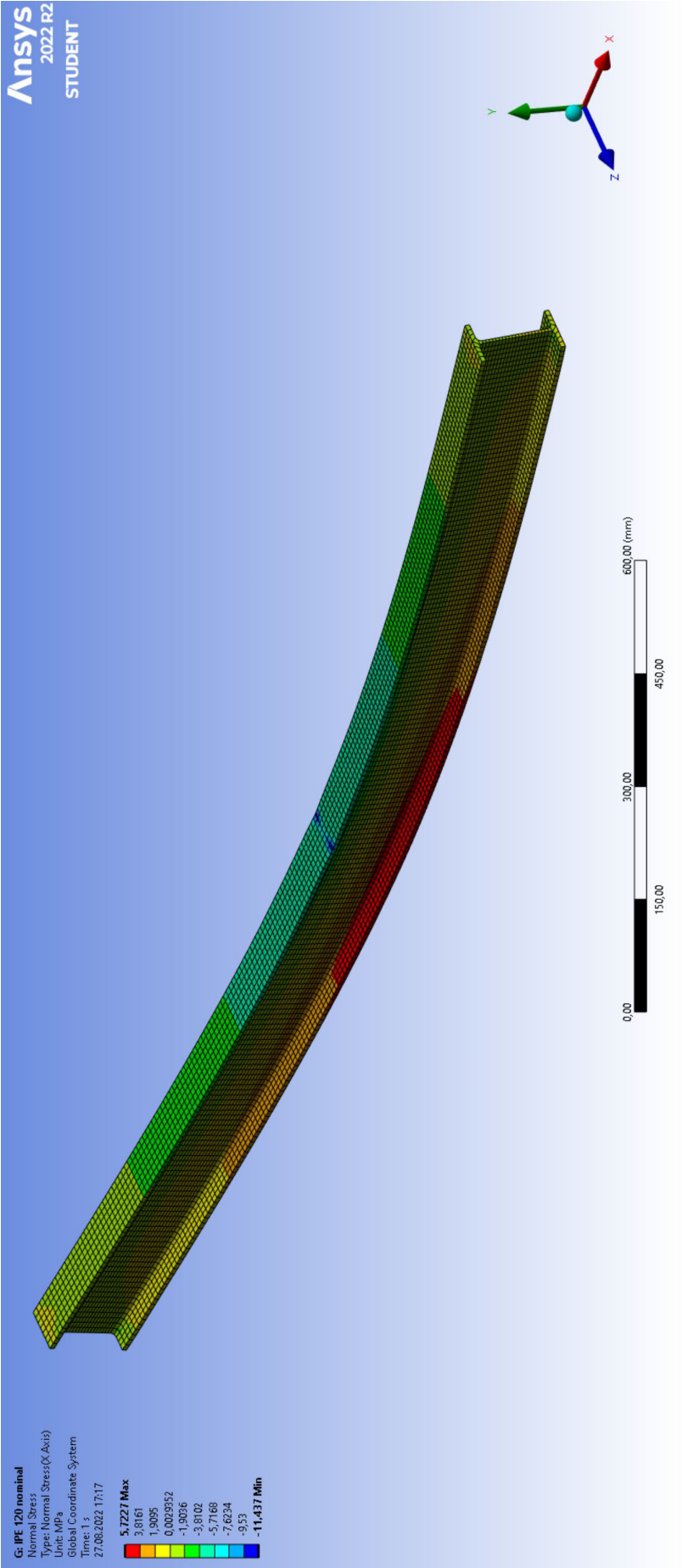
Obrázek B-V: Výsledek zatížení nosníku IPE 100 definovaného nominálním rozměrem průřezu.



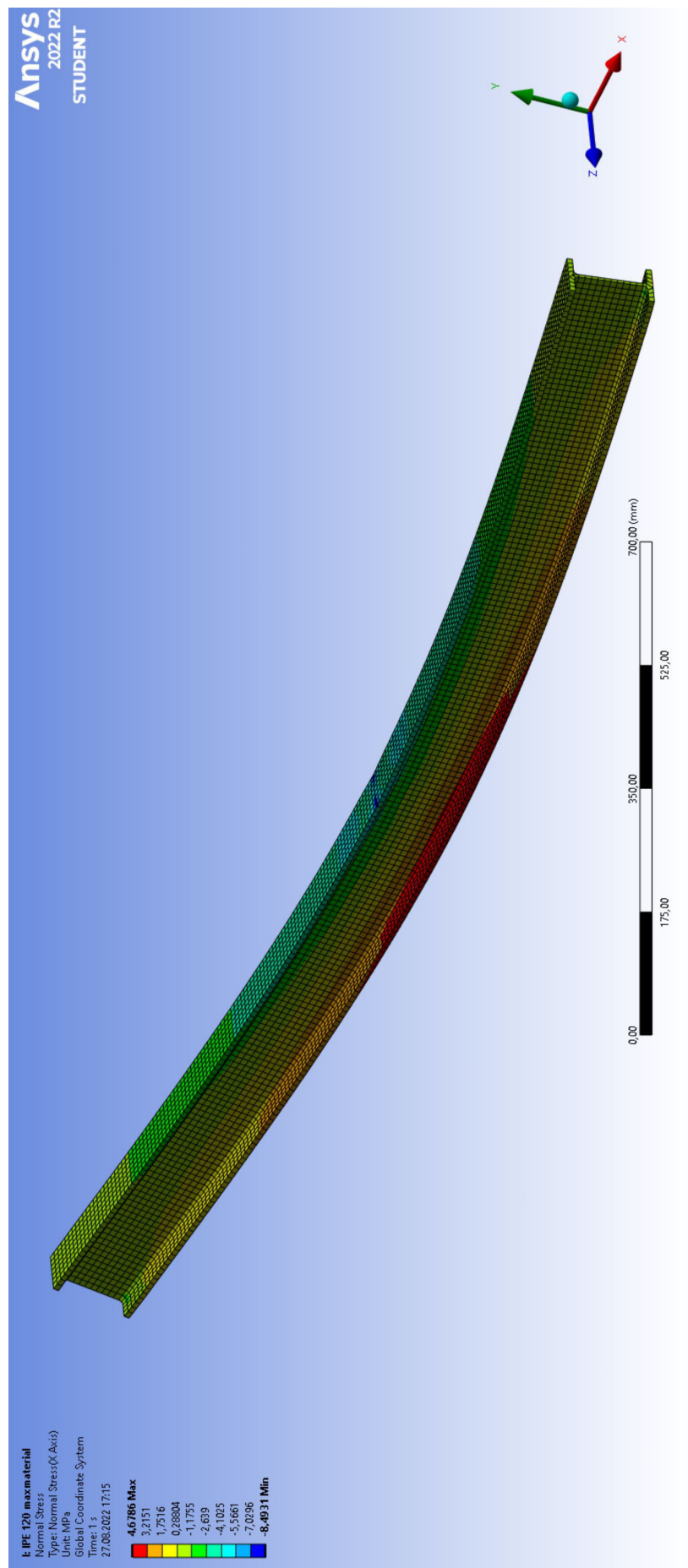
Obrázek B-VI: Výsledek zatížení nosníku IPE 100 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních kladných hodnot tolerančního pole průřezu.



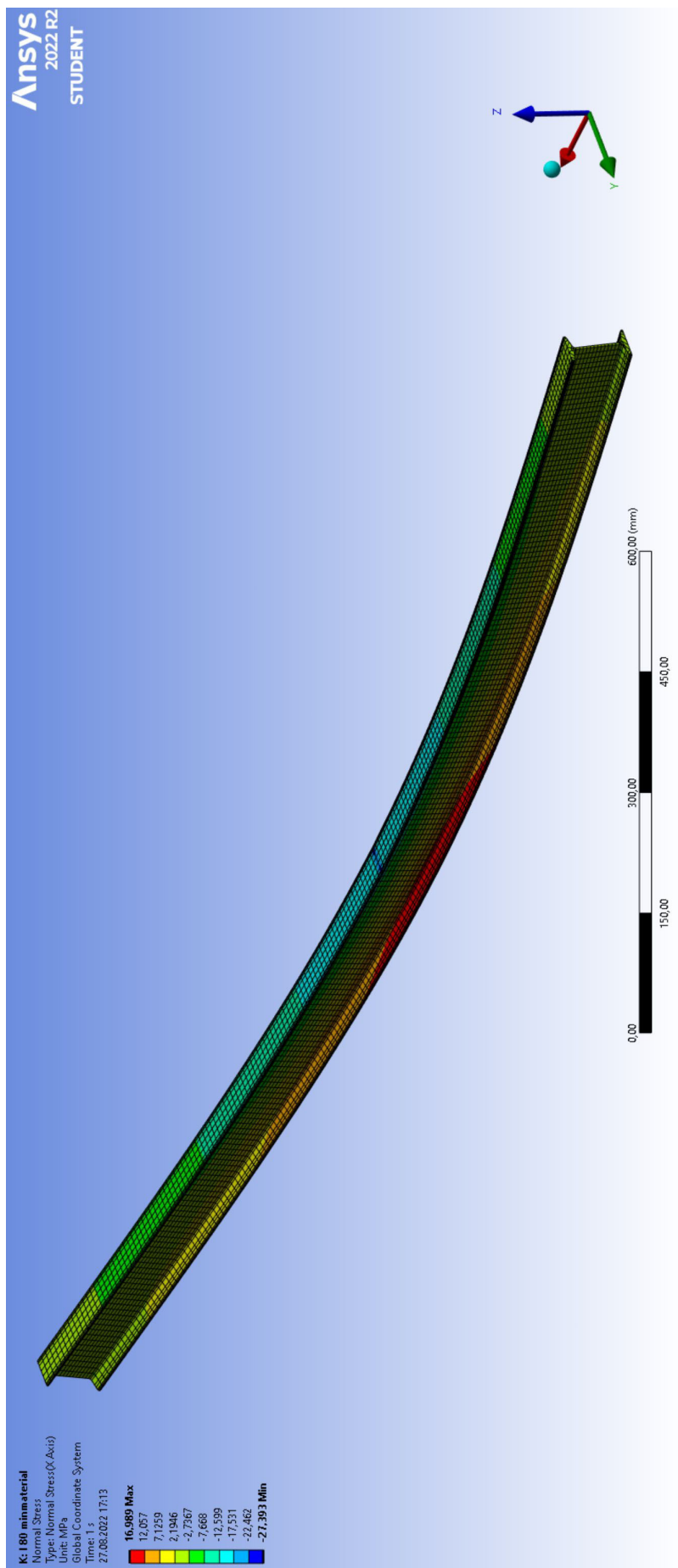
Obrázek B-VII: Výsledek zatížení nosníku IPE 120 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních záporných hodnot tolerančního pole průřezu.



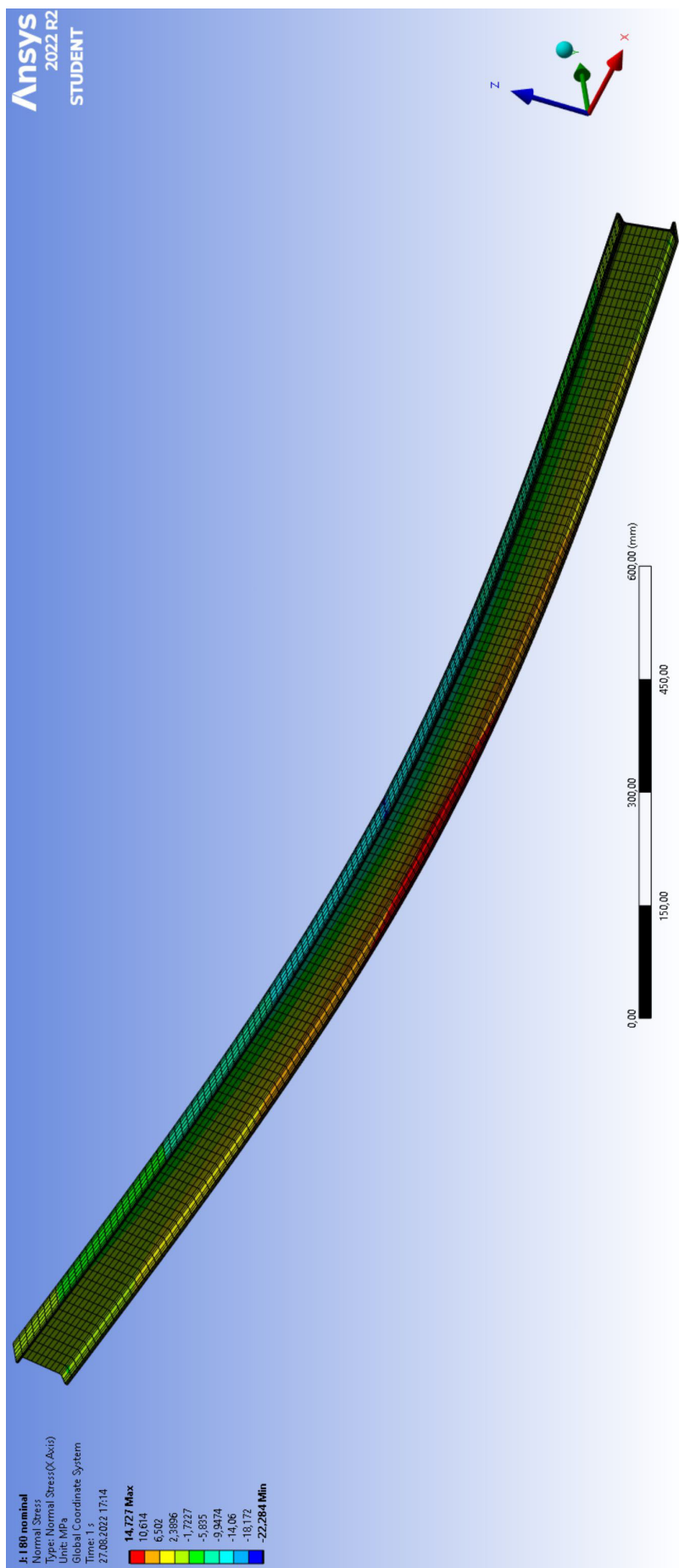
Obrázek B-VIII: Výsledek zatížení nosníku IPE 120 definovaného nominálním rozměrem průřezu.



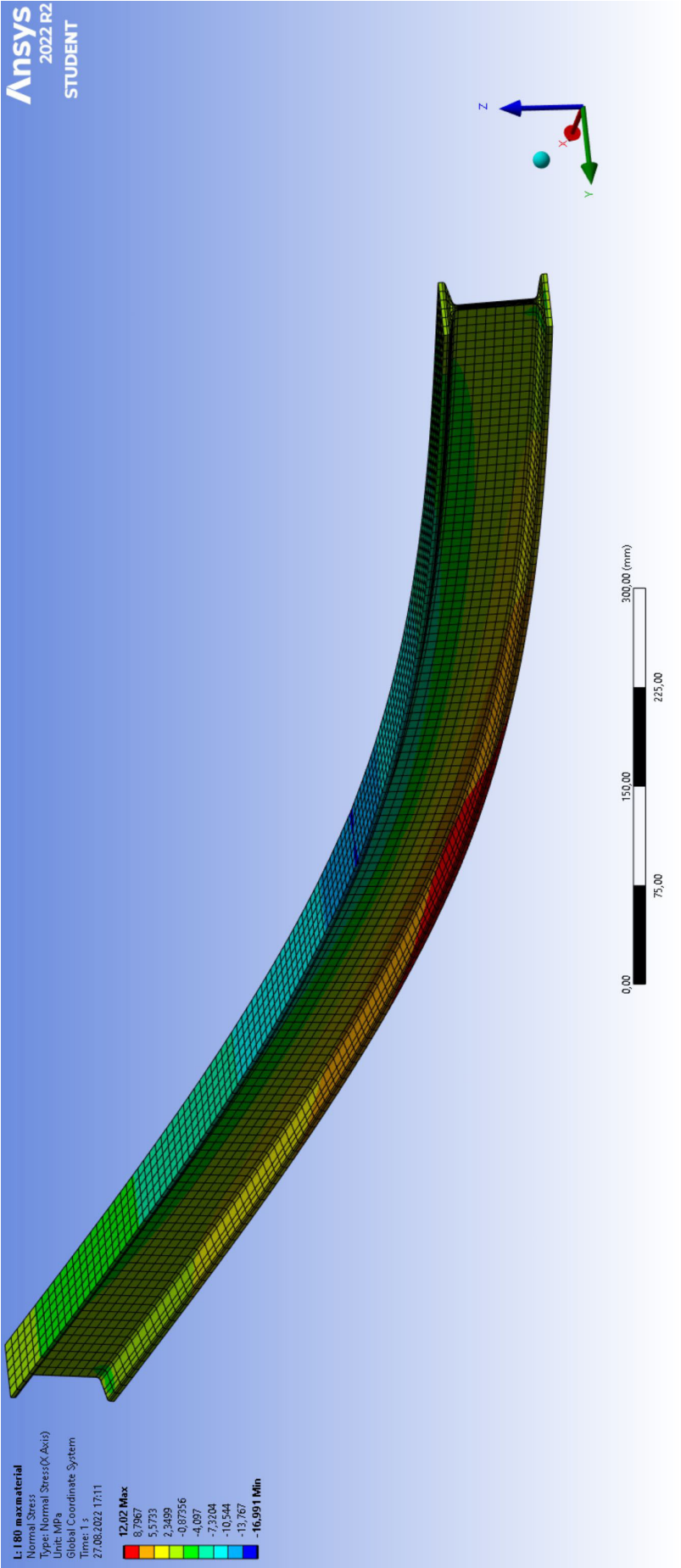
Obrázek B-IX: Výsledek zatížení nosníku IPE 120 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních kladných hodnot tolerančního pole průřezu.



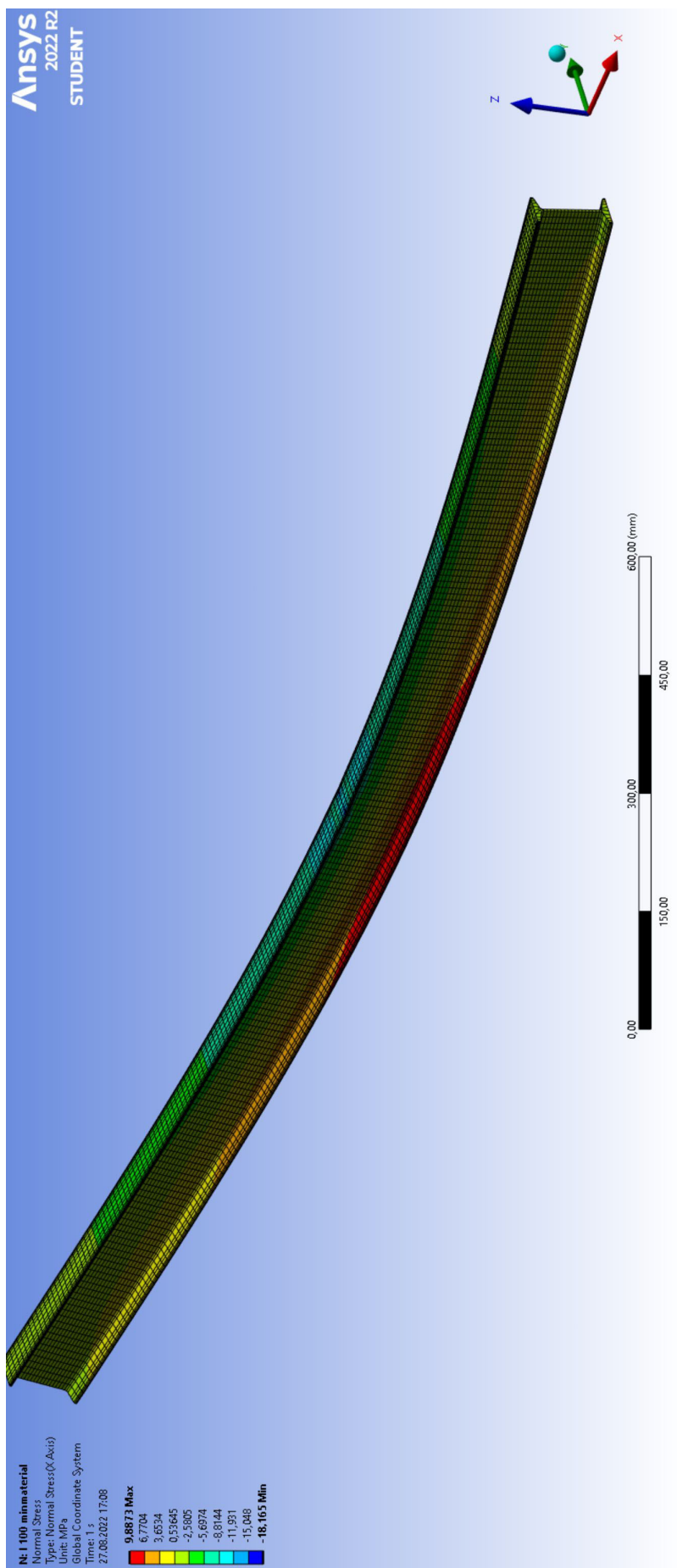
Obrázek C-I: Výsledek zatížení nosníku I 80 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních záporných hodnot tolerančního pole průřezu.



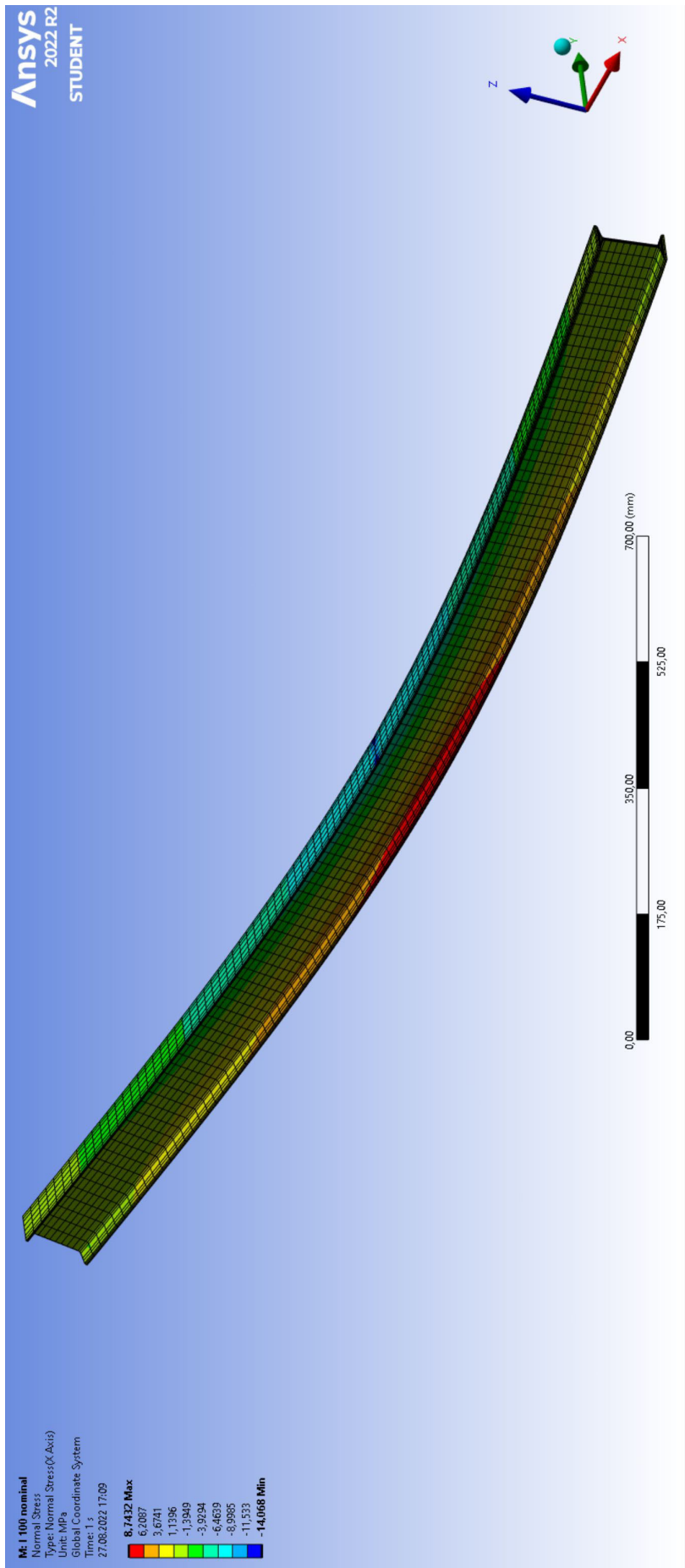
Obrázek C-II: Výsledek zatížení nosníku I 80 definovaného nominálním rozměrem průřezu.



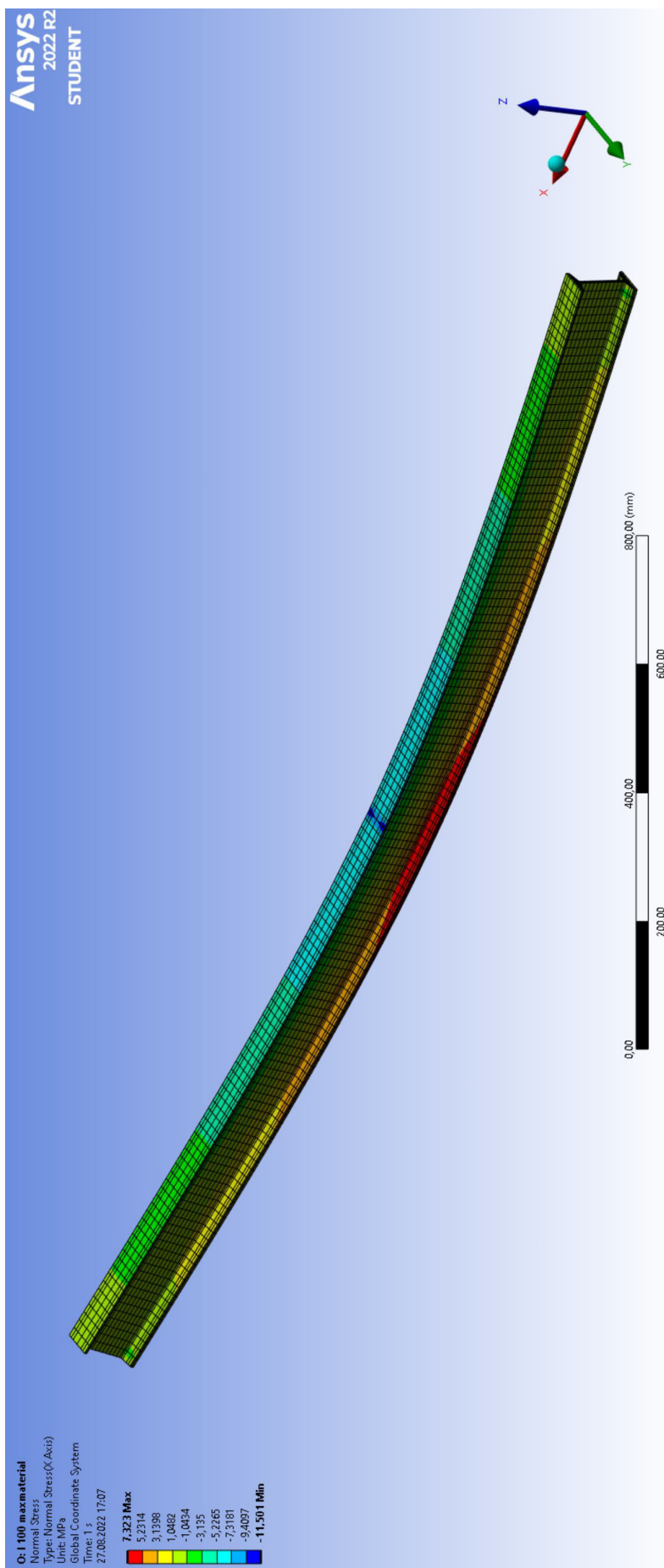
Obrázek C-III: Výsledek zatížení nosníku I 80 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních kladných hodnot tolerančního pole průřezu.



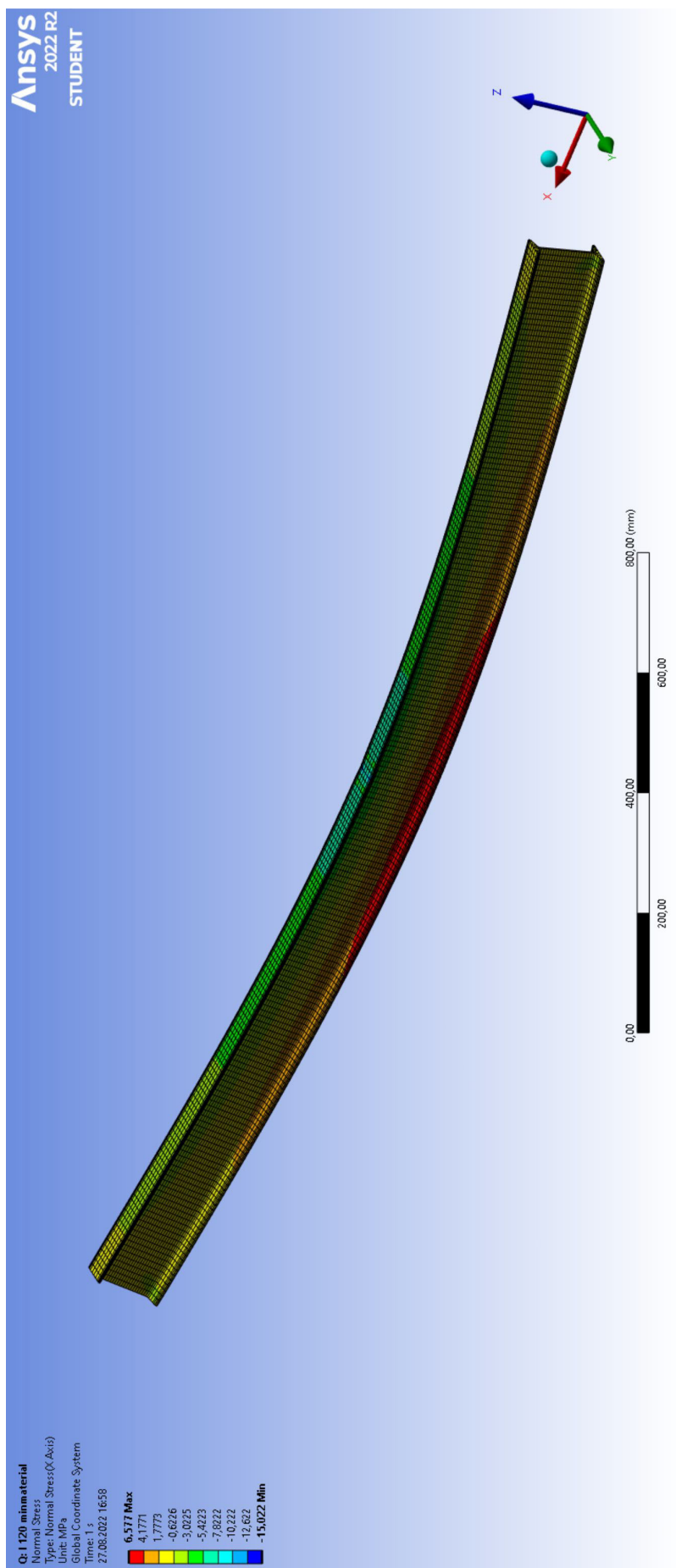
Obrázek C-IV: Výsledek zatížení nosníku I 100 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních záporných hodnot tolerančního pole průřezu.



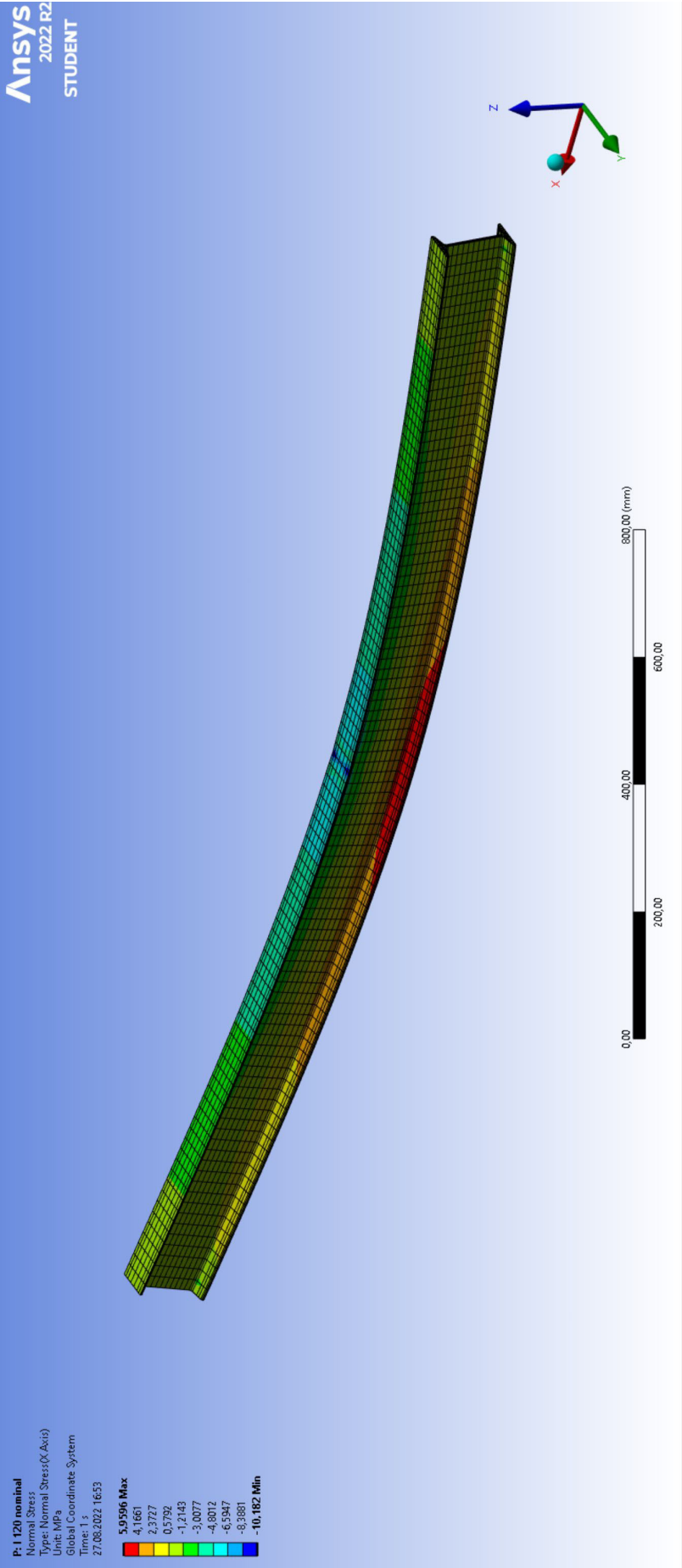
Obrázek C-V: Výsledek zatížení nosníku I 100 definovaného nominálním rozměrem průřezu.



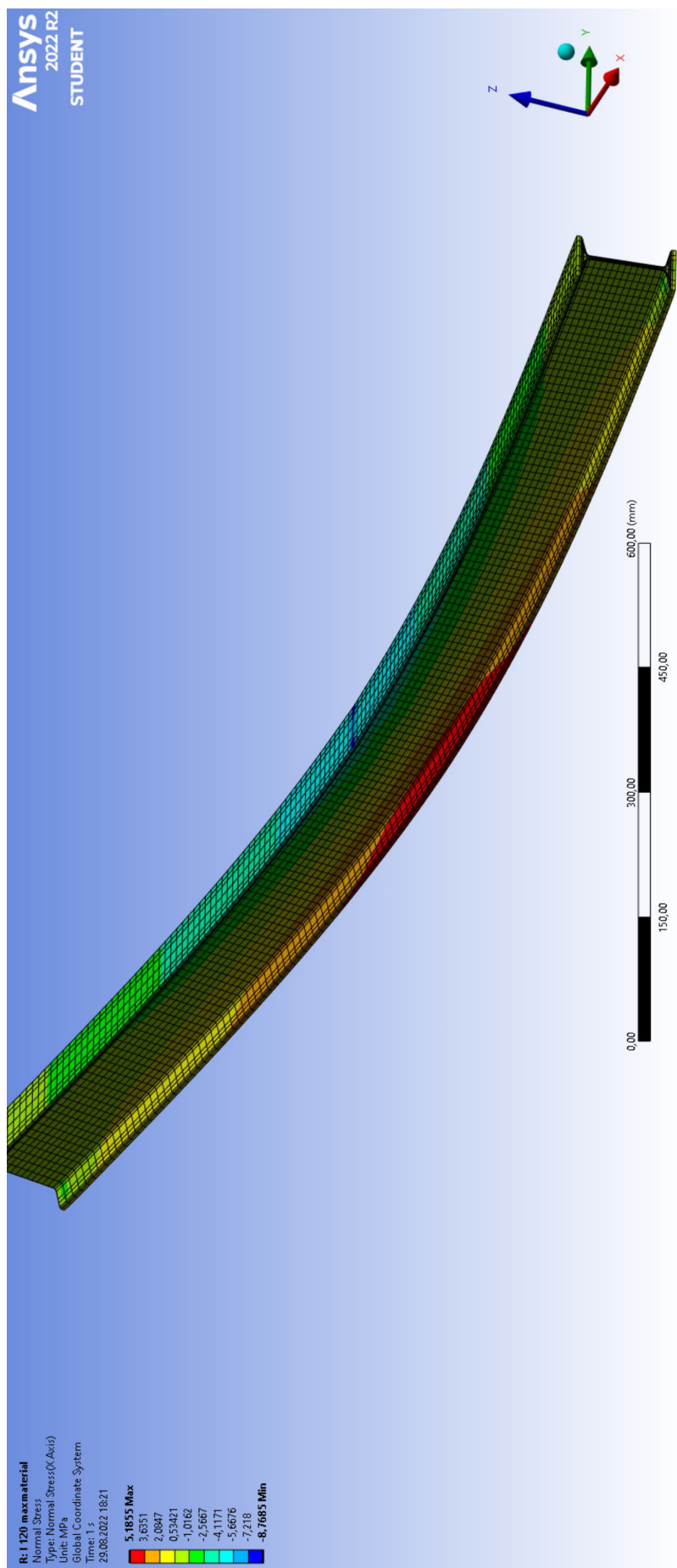
Obrázek C-VI: Výsledek zatížení nosníku I 100 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních kladných hodnot tolerančního pole průřezu.



Obrázek C-VII: Výsledek zatížení nosníku I 120 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních záporných hodnot tolerančního pole průřezu.



Obrázek C-VIII: Výsledek zatížení nosníku I 120 definovaného nominálním rozměrem průřezu.



Obrázek C-IX: Výsledek zatížení nosníku I 120 definovaného nominálním rozměrem průřezu včetně maximálních kladných hodnot tolerančního pole průřezu.