



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPTIMALIZACE SKELETU KABINY TRAKTORU

TRACTOR CABIN SKELET OPTIMIZATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Stanislav Saňák

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Stanislav Saňák**
Studijní program: Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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

Optimalizace skeletu kabiny traktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při návrhu kabiny traktoru je nutné zohlednit jak hledisko bezpečnosti, tak i požadavky zákazníků na komfort, především z pohledu vibroakustického a tepelného. Za tímto účelem je nutné v průběhu návrhu kabiny využít výpočtové modelování a ověřit, zda splňuje daný koncept požadavky. V neposlední řadě je nutné po vyhotovení prototypu kabiny provést technické experimenty a ověřit, zda došlo ke splnění technických parametrů. Tyto výsledky je možné využít pro validaci výpočtového modelu, respektive zvýšení jeho přesnosti.

Cíle diplomové práce:

Vytvoření výpočtového modelu.
Realizace modální a harmonické strukturální analýzy.
Realizace technických experimentů.
Porovnání dat z obou dosažených přístupů.

Seznam doporučené literatury:

BAUER, František, a kolektiv. Traktory. 1.vyd. Praha: Profi Press, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.

CHEN, Xiaolin a Yijun LIU. Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench. Second edition. Boca Raton: Taylor and Francis ; CRC Press, 2018, xiii, 457 stran, ISBN: 9781138486294.

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

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá problematikou spojenou s návrhem skeletu kabiny traktoru. Zemědělské stroje, mezi které se mimo jiné řadí právě traktory, se využívají pro práci ve velmi obtížných podmínkách, jako jsou například pole nebo lesní terén. Tato prostředí jsou typická svým nerovným, kopcovitým a často nebezpečným povrchem. Práce v tak extrémně nebezpečném prostředí je velkou výzvou především pro obsluhující posádku těchto strojů.

Velmi často se stává, že při zdolávání takového terénu řidič nezvládne řízení vozidla a následkem toho dojde k překlopení traktoru na stranu nebo střechu vozidla, v horším případě dokonce k opakovanému překlápění vlivem setrvačnosti. V takové situaci je jedinou možnou záchranou posádky přítomnost ochranného rámu kabiny traktoru. Při překlopení takového vozidla však dochází k extrémnímu zatížení rámu kabiny vlivem působící hmotnosti traktoru a mnohdy také jeho nákladu. V minulosti bylo příčinou nejvyšší nehodovosti s následným úmrtím posádky traktoru právě překlopení vozidla, a z toho důvodů byly vytvořeny normy s cílem snížení tohoto typu nehodovosti. V rámci těchto norem jsou traktory testovány na tyto kritické situace, aby byla zajištěna maximální možná bezpečnost posádky. V dnešní době musí každý vyrobený traktor tyto normy splňovat.

Protože jsou tyto zkoušky destruktivního charakteru, je cenově a časově úspornější nejprve provést zkoušky pomocí numerických simulací, v rámci kterých se kabina traktoru optimalizuje tak, aby dané testy úspěšně splnila. Skutečné zkoušky je pak podroben finální, již optimalizovaný rám kabiny. V rámci této práce byla provedena numerická simulace metodou konečných prvků skeletu kabiny traktoru zkoušky *ROPS (Roll-Over Protective Structure)*, která simuluje překlopení traktoru. Na základě výsledků simulace byly provedeny optimalizace kabiny nezbytně nutné ke splnění této zkoušky skládající se z několika zátěžných stavů.

Takto optimalizovaný rám kabiny byl následně podroben základní dynamické analýze (modální analýze). Pomocí této analýzy byly nalezeny ty vlastní frekvence kabiny, které by mohly být vybuzeny v případě působení typického buzení na tuto strukturu (nerovnosti vozovky, vibrace od motorové jednotky a podobně). V poslední řadě byla na základě reálných hodnot získaných z uskutečněného experimentálního měření provedena harmonická analýza. Při této analýze byla sledována odezva rámu na buzení, které odpovídalo skutečnému buzení motorové jednotky.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zkouška *ROPS*, metoda konečných prvků, MKP, odpružení kabiny, rám kabiny, pasivní odpružení, semi-aktivní odpružení, aktivní odpružení, modální analýza, harmonická analýza, silentblok, vibrace, zrychlení kabiny, vlastní frekvence

ABSTRACT

This thesis addresses the issue associated with the design of the tractor cabin frame. Agricultural machinery, including tractors, is utilized for work in highly challenging conditions such as fields or forest terrains, characterized by uneven, hilly, and often unpaved surfaces. Working in such extremely hazardous environments poses a significant challenge, especially for the operators of these machines.

It is very common for drivers to lose control of the vehicle while navigating such terrain, resulting in the tractor tipping over on its side or roof, and in worse cases, experiencing repeated rollovers due to inertia. In such situations, the presence of a protective frame around the tractor cabin is the only possible means of crew rescue. However, the rollover of such a vehicle imposes extreme stress on the cabin frame due to the weight of the tractor and often its cargo. Historically, rollovers have been the leading cause of accidents resulting in fatalities of tractor crews, which prompted the establishment of standards aimed at reducing this type of accident. Tractors are tested against these critical situations to ensure the maximum possible crew safety. Nowadays, every manufactured tractor must comply with these tests.

Since these tests are of a destructive nature, it is more cost-effective and time-efficient to first conduct tests using numerical simulations, within which the tractor cabin is optimized to successfully pass the given tests. The actual test is then performed on the final, already optimized cabin frame. In this study, a numerical simulation using the finite element method was conducted on the tractor cabin skeleton for the ROPS (Roll-Over Protective Structure) test, which simulates the tractor overturning. Based on the simulation results, optimizations were made to the cabin that were necessary to pass this test, which consists of several load cases.

The optimized cabin frame was subsequently subjected to a basic dynamic analysis (modal analysis). This analysis identified the natural frequencies of the cabin that could be excited in the event of typical excitations acting on this structure (road surface irregularities, vibrations from the engine unit, and so on). Finally, based on real values obtained from experimental measurements, a harmonic analysis was performed. This analysis monitored the response of the frame to excitations corresponding to actual excitations from the engine unit.

KEYWORDS

Roll-Over Protective Structure (*ROPS*), Finite Element Method, *FEM*, tractor's cabin suspension, frame of cabin, passive suspension, semi-active suspension, active suspension, modal analysis, harmonic analysis, silent block, rubber buffer, vibrations, cabin acceleration, eigen frequency

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SAŇÁK, Stanislav. *Optimalizace skeletu kabiny traktoru* [online]. Brno, 2024 [cit. 2023-05-18]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/149504>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Kamil Řehák.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka, Ph.D. a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 26. května 2024

.....

Bc. Stanislav Saňák



PODĚKOVÁNÍ

Touhle formou bych chtěl poděkovat panu Ing. Kamilu Řehákovi, Ph.D. za profesionální přístup, ochotu při vedení mé diplomové práce a poskytnutí cenných rad a informací. Dále panu Ing. Aleši Prokopovi Ph.D. za poskytnutí potřebných materiálních podkladů.

OBSAH

Úvod.....	13
1 Zdraví a bezpečnost řidiče traktoru	14
2 Odpružení kabiny traktoru	17
2.1 Dorazy náklonu kabiny	17
2.2 Panhardská tyč	18
2.3 Mechanické odpružení kabiny	18
2.3.1 Silentbloky	18
2.3.2 Mechanický tlumič s vinutou pružinou.....	22
2.4 Hydro-pneumatické odpružení kabiny.....	23
2.4.1 Magnetoreologická (MR) technologie	24
2.4.2 Ovládání pomocí klapky	26
2.5 aktivní tlumiče kabiny traktoru	29
2.6 Srovnání kategorií odpružení	34
3 Sedadlo řidiče a jeho odpružení.....	36
3.1 Pasivní odpružení sedadla	36
3.2 Semi-aktivní odpružení	39
3.3 Aktivní odpružení	42
4 Další možné řešení pro tlumení vibrací v kabině	45
4.1 Semi-aktivní tlumič přední nápravy s využitím <i>LiDAR</i> snímače.....	45
4.2 Problematika pneumatik	47
5 Statická zkouška ochranné konstrukce.....	49
5.1 Typy testovaných vozidel	50
5.2 Průběh zkoušky <i>ROPS</i>	51
5.2.1 Typy testovacích impaktorů.....	51
5.2.2 První podélné zatěžování	52
5.2.3 První zkouška stlačováním.....	53
5.2.4 Boční (příčné) zatěžování	53
5.2.5 Druhá zkouška stlačováním	54
5.2.6 Druhé podélné zatěžování	55
5.3 Zkouška <i>ROPS</i> různých typů ochranných konstrukcí	56
5.3.1 Konstrukce <i>ROPS</i> pro těžkou techniku	56
5.3.2 Zkouška <i>ROPS</i> samojízdných zemědělských strojů.....	57
5.3.3 Automaticky vysouvací konstrukce <i>ROPS</i>	59
6 Numerická simulace skeletu kabiny traktoru	61
6.1 Příprava geometrie kabiny	61
6.1.1 Sjednocení geometrie	61
6.1.2 Úprava geometrie odpružení	62
6.1.3 Problematika svarových spojů	62
6.1.4 Oprava kolizí.....	64
6.1.5 Zjednodušení geometrie	65
6.2 Základní nastavení modelu	67
6.2.1 Stanovení materiálových vlastností	67

6.2.2	Definování spojení součástí.....	69
6.3	Tvorba MKP sítě	73
6.3.1	Síť rámu nosné konstrukce	74
6.3.2	Síť podlahy a blatníků	75
6.3.3	Síť kulisy řízení	78
6.3.4	Síť systému odpružení a vzpěr	78
7	Statická deformační zkouška dle ROPS.....	81
7.1	Příprava výpočtového modelu	81
7.1.1	Kontakty mezi přílozkami a rámem kabiny	82
7.1.2	Další okrajové podmínky	82
7.1.3	Řešení problému systému odpružení.....	83
7.2	První samostatné podélné zatížení.....	85
7.3	První samostatné svislé zatížení (zadní zatížení)	92
7.3.1	Výsledky prvního samostatného svislého zatížení	93
7.4	Boční (příčné) samostatné zatížení.....	96
7.4.1	Výsledky bočního zatížení	96
7.5	Druhé samostatné svislé zatížení (přední zatížení).....	101
7.5.1	Výsledky druhého samostatného svislého zatížení	101
7.6	První podélné zatížení	103
7.6.1	První podélné zatížení: napětí při maximálním posuvu příložky	103
7.6.2	První podélné zatížení: Trvalá přetvoření	104
7.6.3	První podélné zatížení: deformace při maximálním posuvu příložky	105
7.6.4	První podélné zatížení: napětí po odlehčení	106
7.7	První svislé zatížení	106
7.7.1	První svislé zatížení: napětí při maximálním posuvu příložky.....	107
7.7.2	První svislé zatížení: trvalá přetvoření	107
7.7.3	První svislé zatížení: deformace při maximálním posuvu příložky	108
7.7.4	První svislé zatížení: napětí po odlehčení	109
7.8	Boční (příčné) zatížení.....	109
7.8.1	Boční zatížení: napětí při maximálním posuvu příložky.....	109
7.8.2	Boční zatížení: trvalá přetvoření.....	110
7.8.3	Boční zatížení: deformace při maximálním posuvu příložky.....	111
7.8.4	Boční zatížení: napětí po odlehčení.....	112
7.9	Druhé svislé zatížení.....	112
7.9.1	Druhé svislé zatížení: napětí při maximálním posuvu příložky	112
7.9.2	Druhé svislé zatížení: trvalá přetvoření	114
7.9.3	Druhé svislé zatížení: deformace při maximálním posuvu příložky	115
7.9.4	Druhé svislé zatížení: napětí po odlehčení	115
7.10	Shrnutí zátěžných stavů	116
8	Modální analýza kabiny	119
8.1	Nastavení výpočtů	119
8.2	Výsledky modální analýzy	122
8.2.1	Kontrola rozsahu hledaných módů	122
8.2.2	Porovnání výsledků	122
8.2.3	Vyhodnocení vlastních frekvencí	125
8.2.4	Shrnutí výsledků modální analýzy	130

9	Harmonická analýza	132
9.1.1	Výsledky harmonické analýzy pro zrychlení ve směru osy x	135
9.1.2	Výsledky harmonické analýzy pro zrychlení ve směru osy y	136
9.1.3	Výsledky harmonické analýzy pro zrychlení ve směru osy z	136
9.1.4	Shrnutí výsledků harmonické analýzy	137
	Závěr	139
	Bibliografie	141
	Seznam použitých zkratk a symbolů	148
	Seznam příloh.....	150

ÚVOD

V dnešní době jsou traktory nezbytnou součástí především v oblasti zemědělství, a tudíž se hojně využívají po celém světě. Za pomoci těchto strojů dochází ke značnému urychlení, a tedy celkovému zefektivňování daného pracovního úkonu, ať už se jedná o práci na polích, rančích nebo například v lesích. Avšak práce v těchto podmínkách je nejenom velmi náročná, ale také často nebezpečná. Řidiči traktorů musí dlouhodobě odolávat velmi intenzivním vibracím, rázům a náklonům kabiny, ke kterým dochází nejčastěji vlivem zdolávání nerovností povrchů nebo chodem samotného stroje. Vibrace vyskytující se při chodu traktoru se vlivem pracovního režimu a konstrukce traktoru nejdominantněji vyskytují ve velmi nízkém frekvenčním spektru. V oblasti působení těchto vibrací se však také často nachází vlastní frekvence různých částí stroje, mezi které patří mimo jiné právě kabina řidiče. Při vybuzení těchto frekvencí tak narůstá intenzita vibrací, čímž dochází například ke snížení životnosti některých součástí. Problém je však v tom, že ve stejném frekvenčním rozsahu se taktéž nachází vlastní kmity některých z částí lidského těla, jako je typicky bederní oblast nebo dutina břišní. V případě působení vibrací a vybuzení těchto vlastních tvarů tedy nejenže dochází ke snížení celkové pozornosti řidiče a ztížení celého procesu ovládní stroje, ale jejich působení má především velmi negativní dopad jak po fyzické, tak psychické stránce zdraví člověka, a to již poměrně z krátkodobého hlediska. Právě z těchto důvodů se při návrhu takového vozidla klade velký důraz na systém odpružení. Aby se co nejvíce eliminoval vliv vzniklých vibrací a rázů na samotného řidiče, traktory navíc disponují odpružením kabiny a sedadla řidiče. Nezbytnost aplikace odpružení nejen kabiny traktoru popisuje právě řešeršní část této práce. V této části je věnována pozornost různým typům a kategoriím odpružení, u kterých je sledována právě schopnost tlumení těchto vibrací, náklonů a rázů. Na základě nabytých znalostí bylo následně provedeno srovnání jednotlivých typů odpružení. V rámci této problematiky byl taktéž sledován vliv těchto negativních aspektů na zdraví posádky traktoru.

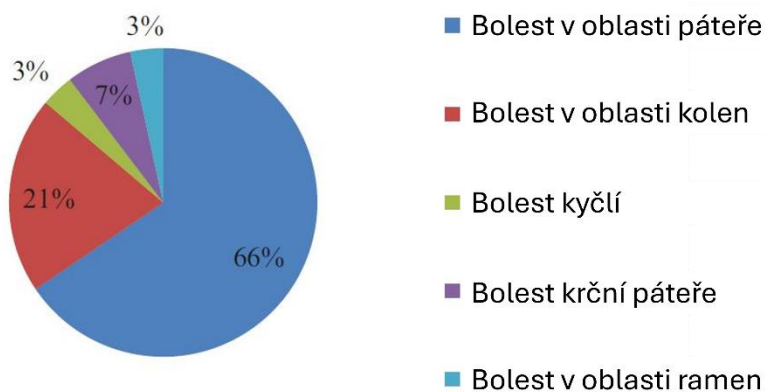
Při návrhu kabiny traktoru se však nedbá pouze na dosažení maximálního možného pohodlí řidiče. Jak již bylo řečeno, pracovní prostředí, ve kterém se traktory pohybují, je velmi nebezpečné. Poměrně často se stává, že při práci v tak obtížném terénu dojde například k překlopení traktoru, což může přímo ohrozit život posádky traktoru. Tento problém je obzvláště častý v zemích, jako je například Čína, kde je více jak polovina orné půdy kopcovitého charakteru [1]. Pro zajištění maximální bezpečnosti řidiče tak musí rám kabiny odolávat těmto možným vlivům. Z toho důvodu rámy kabin traktorů musí ze zákona úspěšně podstoupit deformační zkoušku ochranné konstrukce *ROPS (Roll-Over Protective Structure)*. Jelikož se jedná o tzv. destruktivní zkoušky, které jsou cenově velmi nákladné, provádí se tento typ zkoušky často nejprve za pomoci numerických simulací a skutečným testem je podroben až výsledný zoptimalizovaný rám kabiny. Právě numerická simulace zkoušky *ROPS* kabiny traktoru je provedena v rámci této práce. Na základě výsledků získaných z této simulace jsou aplikovány optimalizace, které jsou nezbytné pro úspěšné splnění této zkoušky. V poslední řadě je provedena modální analýza takto zoptimalizované kabiny traktoru, díky které jsou získány základní informace o dynamickém chování rámu kabiny, jež jsou důležité pro pochopení problematiky spojené s vibracemi.

1 ZDRAVÍ A BEZPEČNOST ŘIDIČE TRAKTORU

Řidiči traktorů během vykonávání nejenom zemědělských prací tráví často dlouhé hodiny v kabinách svých strojů. Musí přitom neustále čelit především vlivům obtížného terénu, ale také například zvukům a vibracím vycházejícím z pohonné jednotky stroje nebo ostatních součástí ať už vykonávající pohyb, nebo těch, které jsou uloženy nehybně. Okolních, na řidiče působících vlivů, je ve skutečnosti daleko více, avšak tyto lze považovat za ty nejdominantnější.

Co se terénu týče, jedná se většinou o velmi nestabilní, nerovný povrch, plný různých překážek v podobě kamenů, hliněných hroud, děr, výmolů, vyjetých kolejí od stroje a podobně. Jízda vozidla po takovém terénu má za následek, že dochází k působení sil mezi vozovkou a koly traktoru. Tyto síly se poté přenášejí například skrze pneumatiky, nápravy, bezrámovou konstrukci vozidla až do samotné kabiny. Takto vzniklé vibrace nebo nárazy se dále přenášejí na člověka v největší míře skrze sedadlo řidiče, podlahu kabiny, která je v kontaktu s chodidly obsluhy traktoru nebo skrze volant [2].

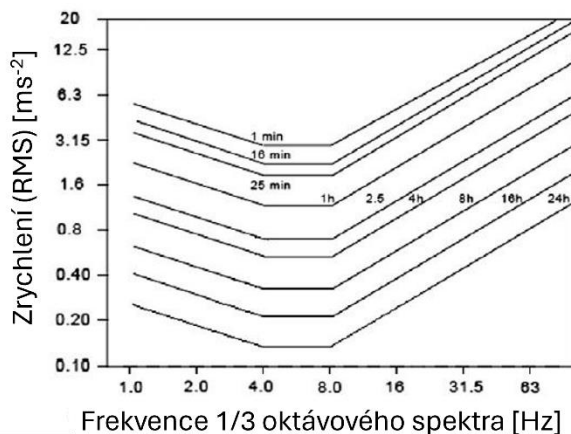
Velmi však záleží na tom, jaký typ nerovností se na daném terénu nachází, zda jde o nerovnosti ojedinělé nebo periodické (stopa vyjetého vzorku pneumatiky v terénu, pravidelné nerovnosti po orbě). To, jak se podvozek, kabina a následně sedadlo traktoru bude v závislosti na terénu chovat, závisí také především na vlastnostech stroje. Zde hraje velkou roli rychlost vozidla, jeho hmotnost, poloha těžiště, pozice sedadla, systém tlumení a odpružení, typ pneumatik, použité materiály komponentů, způsob jeho uchycení a mnoho dalších. Přejíždění po nerovnostech terénu je velmi nebezpečné z toho důvodu, že následně dochází k nadměrnému namáhání především bederní, krční oblasti, oblasti páteře, nebo kolen řidiče, což taky dokazuje *graf 1-1* [3]. Tento graf zobrazuje procentuální zastoupení daných oblastí těla, ve kterých řidiči traktorů nejčastěji pociťovali bolesti během krátkodobé manipulaci s traktorem. Právě oblast páteře (tmavě modrá barva) zde zastává většinu, a to konkrétně 66 % [3] dotazovaných. Na bolesti kolen (barva červená) si potom stěžovalo 21 % [3] dotazovaných a 7 % [3] z celkového počtu řidičů trápily bolesti v oblasti krční páteře (barva fialová). Při déletrvajícím působení pak často dochází k silným bolestem v těchto místech, nebo dokonce k dlouhodobým zraněním. Po provedených studiích bylo zjištěno, že až 20 % [4] řidičů traktorů trpí muskuloskeletálními poruchami právě v důsledku vykonávání tohoto typu práce. Nedochozí však pouze ke vzniku zdravotních problémů a snížení pohodlí, ale také ke snížení pozornosti při manipulaci se strojem. Tato problematika vede k tomu, že se řidiči ztěžuje celý proces ovládní stroje, obzvláště při velkých výchylnách náklonu kabiny, což může vést ke vzniku nehod [5].



Graf 1-1 Oblasti lidského těla, pro které respondenti pociťovali prevalenci bolesti po vystavení mechanickým šokům během nebo krátce po ovládní zemědělské techniky [3] (upraveno).

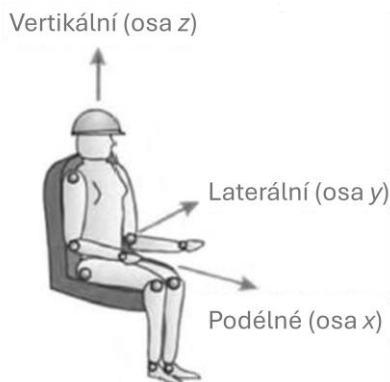
Velmi nebezpečné jsou také nerovnosti periodického typu, které po přejetí generují vibrace o různých frekvencích právě v závislosti na typu vozovky a rychlosti vozidla. V důsledku jízdy po takové vozovce nejčastěji dochází ke vzniku vibrací s frekvenčním výskytem v jednotkách hertz. V krajních případech však tyto vibrace mohou dosáhnout až 30 Hz [6]. Dále lze do této kategorie řadit vznik vibrací v důsledku periodicky vykonávaného pohybu součástí, mezi které patří pohonná jednotka, převodové ústrojí apod. Právě při chodu motoru se v závislosti na rychlosti otáčení klikového hřídele přenáší 15 až 70 % [6] takto vzniklých vibrací nejčastěji ve frekvenčním spektru 50–200 Hz [6] skrze podlahu kabiny do oblasti chodidel řidiče. Podobně je tomu u vibracích, které vznikají například při procesu orby a dalších způsobech obdělávání půdy.

Lidské tělo lze považovat za systém pružin a tlumičů, přičemž stejně jako pružiny i různé části těla mají svoji vlastní frekvenci. Shoduje-li se tato vlastní frekvence s budicí frekvencí, dojde k rozkmitání dané části těla. V závislosti na oblasti těla potom dochází k různým zdravotním problémům, jako jsou například závratě, bolesti hlavy, problémy se zrakem a mnoho dalšího. Působení vibrací na řidiče traktoru je tedy nebezpečné nejen ve chvíli, kdy se vibrace pocházející z traktoru shodují s vlastní frekvencí některé z částí lidského těla, ale především tehdy, pokud dojde k tomu, že je vybudena vlastní frekvence některé části traktoru (především oblast kabiny), která je navíc shodná s vlastní frekvencí částí lidského těla. Pokud hovoříme o traktoru, jeho vlastní frekvence se nejčastěji pohybuje v rozmezí 1–7 Hz [5]. To se například shoduje s vlastní frekvencí oblasti bederní, která se pohybuje mezi 4–5 Hz u dospělého jedince a oblasti trupu s hodnotami 4–5 Hz [5]. Dále také záleží, jakého charakteru jsou tyto vibrace, protože lidské tělo reaguje rozdílně na vibrace ve směru podélném a příčném. Studie ukazují, že člověk je daleko více citlivý právě na vibrace příčné, přičemž nejvyšší citlivost na tyto vibrace je v rozmezí 1 až 2 Hz [7]. Pro vibrace podélné je to potom v rozsahu mezi 4–8 Hz [7]. Vibrace působící v těchto frekvenčních spektrech tak mají velmi negativní vliv na zdraví člověka jak po tělesné, tak dokonce po psychické stránce [5]. Je to mimo jiné také z toho důvodu, že právě v tomto frekvenčním spektru dokáže lidské tělo vibracím odolávat nejméně [5]. Na tuto skutečnost poukazuje *obr. 1-1*, na kterém lze vidět, že lidské tělo daleko hůře odolává zrychlení právě v rozmezí 4–8 Hz. Velmi důležitou roli mimo frekvenční spektrum a typ vibrací hraje to, jakým zrychlením se bude kabina a sedadlo řidiče pohybovat. Při podmínkách, jaké jsou v kabině traktoru, dokáže například zrychlení již nad $5,98 \text{ m s}^{-2}$ [3] poškodit vlákna meziobratlových plotének. Problém je, že takového, a ještě většího zrychlení je často dosahováno v kabinách traktorů bez ohledu na to, jakým typem odpružení traktor disponuje [3].



Obr. 1-1 Rozsah odolnosti lidského těla vůči podélnému zrychlení podél osy z vzhledem k délce jeho trvání [5] (upraveno).

Právě problematika zrychlení a směrů působení se v této práci bude vyskytovat často, proto je níže vložen *obr. 1-2* pro ujasnění orientace směrů jednotlivých složek zrychlení.



Obr. 1-2 Tříosý souřadný systém sedícího člověka [59] (upraveno).

Pakliže se frekvence vibrací pohybují ve slyšitelném spektru člověka, tyto akustické projevy nazýváme zvuky. Jelikož se v případě traktorů jedná o akustické projevy s vysokou intenzitou a negativním vlivem na lidské sluchové ústrojí, lze tyto zvuky označovat jako hluky. Většina hluků spojená právě s provozem traktorů se pohybuje ve frekvenčním spektru přibližně od 1 000 Hz do 4 000 Hz [8]. Hlavním problémem však je, že právě tohle spektrum frekvencí vnímá lidské ucho velmi zřetelně, což má ve výsledku neblahý vliv na zdraví člověka. Toto dokazuje také provedený výzkum, při kterém bylo zjištěno, že při působení hluků o frekvenci 1 000 Hz a hladiny akustického tlaku 100 dB(A) během pracovní doby po dobu 10 let se dotyčnému snížila schopnost slyšet přibližně o 7 dB. V případě 40 let působení takto vysoké hladiny nastal pokles o dalších 12 dB. V případě 4 000 Hz při stejné hladině akustického tlaku se snížila schopnost slyšet za dobu 10 let dokonce o 30 dB [8]. Tato fakta jsou důkazem toho, že právě lidé pracující v oblasti zemědělství, především řidiči těchto strojů, jako jsou například kombajny, různé dopravníky nebo traktory, trpí ve větší míře ztrátou sluchu ve srovnání s jiným typem zaměstnání [8].

S ohledem na tuto skutečnost byly vytvořeny regule, které se nazývají *Noise Control Regulation*. Tyto regule stanovují limity pro práci v podobně náročných podmínkách. Jednou z nich je například maximální dovolená doba působení různých vibrací a zvuků na člověka. Například v případě 1 000 Hz může řidič traktoru pracovat maximálně 8 hodin při maximální výšší hladině akustického tlaku 85 dB [8]. V reakci na to bylo zapotřebí podniknout konstrukční úpravy, které by snížily hladinu akustického tlaku pod tuto hodnotu, protože zvuky vycházející z těchto strojů disponují daleko vyšší hladinou, což mimo jiné potvrzuje jeden z provedených výzkumů. Jeho závěrem bylo, že středně výkonné a vysoce výkonné traktory vykazují v jejich kabině traktoru průměrnou hladinou akustického tlaku v rozmezí od 89,6 do 96,6 dB(A) [9]. Na *obr. 1-3* lze vidět, jak se mění maximální dovolený pracovní čas strávený v hlučném prostředí v závislosti na zvyšující se hladině akustického tlaku.

Hladina hluku (dBA)	90	95	100	105	110	115
Povolená doba vystavení (hodiny/dny)	4	2	1	0.50	0.25	1/8

Obr. 1-3 Dovolené hladiny hluků [8] (upraveno).

2 ODPRUŽENÍ KABINY TRAKTORU

Jak již bylo v této práci zmíněno, řidiči sedící v kabinách traktorů musí při vykonávání své práce neustále a dlouhodobě odolávat velkému množství negativních vlivů. Ty mají v důsledku neblahý dopad nejen na proces ovládání stroje, ale jsou především zdraví nebezpečné pro samotného řidiče. Mezi nejdominantnější vlivy zde řadíme především vibrace a velké náklony kabiny. Aby mohla být kabina traktoru bezpečným místem pro řidiče, je zapotřebí této problematice při návrhu a konstrukci věnovat pozornost. Právě tato kapitola bude věnována různým konstrukčním řešením, pomocí kterých je možné tyto negativní vlivy do jisté míry potlačit. Co se problematiky vibrací týče, řeč bude především o různých typech odpružení, ať už pasivních, semi-aktivních nebo aktivních [10].

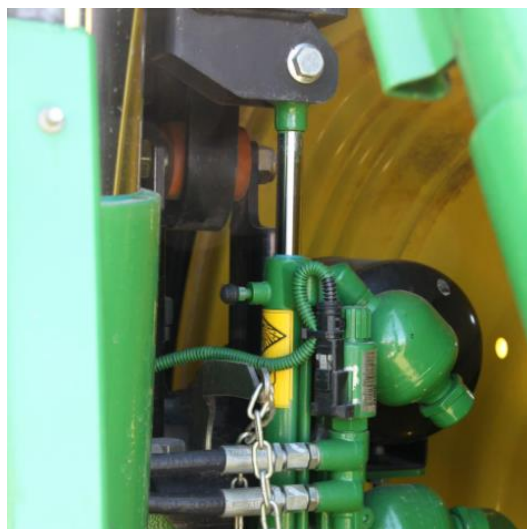
Kabina traktoru se velmi liší od kabiny osobních automobilů. Je to samozřejmě z toho důvodu, že jízdní podmínky a účely traktoru jsou zcela odlišné. Jedním z hlavních konstrukčních rozdílů je například spojení mezi kabinou a podvozkem, kdy na rozdíl od automobilu, kabina traktoru není pevně spojena s jeho podvozkem. Na místo pevných spojů jsou zde různé kombinace odpružení a ostatních pomocných součástí, o kterých bude v této kapitole řeč. Kabina se tedy může naklápět a mít rozdílné vertikální nebo příčné zrychlení vzhledem k podvozku [11]. Tento způsob spojení a odpružení kabin je u těchto strojů používán z toho důvodu, aby se v co největší míře eliminovalo působení vibrací, otřesů a náklonů, které vznikají především při zdolávání nerovností daného terénu, protože samotné pneumatiky traktoru nejsou schopny účinně potlačit takto vzniklé vibrace [12]. Další funkcí odpružení kabiny je mimo schopnost eliminovat působení akustických projevů traktoru do kabiny řidiče [13].

Odpružení a tlumení kabiny se provádí ale také z jiného důvodu. Častou slabinou traktorů je již zmiňované sedadlo řidiče. Na rozdíl od jiných vozidel, řidič traktoru sedí příliš vysoko od těžiště vozidla. Proto i malé náklony vozidla s nízkým podélným nebo příčným zrychlením jsou v oblasti sedadla mnohem výraznější [14]. Tuto skutečnost mimo jiné dokazuje studie [15], ve které bylo zjištěno, že zatímco sedadla u vozidel, jako jsou osobní automobily, autobusy, dodávky a podobně, užívaná na běžných silnicích (bez výmolů) dosahují průměrně zrychlení mezi $0,3$ a $1,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, v případě například traktorů, které se ve většině případů pohybují mimo tyto silnice, se běžné hodnoty zrychlení sedadla pohybují mezi $0,4$ až $2,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Problém je však v tom, že pouze skrze odpružení sedadla řidiče nelze efektivně dosáhnout efektivního útlumu vibrací [7]. Z toho důvodu je nutné implementovat odpružení pro samotnou kabinu. Aplikace odpružení kabiny je také velmi efektivní při potlačení vibrací vycházejících z motoru či různých připojených tažných zařízení (pluhy, žací zařízení, obrabeče apod.), jenž kvůli svým velkým rozměrům a hmotnostem často generují kmity, které se poté přenáší do celého vozidla [16].

2.1 DORAZY NÁKLONU KABINY

Mezi prvky, které hrají velmi důležitou roli při odpružení kabiny jsou dorazy náklonu kabiny (*obr. 2-1*). Tyto dorazy jsou nezbytnou a povinnou součástí každého traktoru. Jejich hlavní funkcí je zabránit příliš velkému náklonu nebo zdvihu kabiny vůči nápravám traktoru [16]. Většinou jsou tyto dorazy vyrobeny z pryže, jsou nejčastěji válcovitého, popřípadě kuželovitého tvaru a nachází se na stranách kabiny. Dorazy se vyrábí z pryže z toho důvodu, aby v případě dosažení maximálního náklonu nedošlo ke kontaktu dvou kovových součástí (rám kabiny a bezrámová konstrukce traktoru). Zároveň se tento materiál využívá pro

její nelineární tuhost v závislosti na deformaci. Díky těmto vlastnostem dochází do jisté míry k útlumu vzniklých nárazů. I když jsou dorazy účinné při tlumení nárazů, jejich přítomnost se příliš nepodílí na tlumení vibrací, jako je tomu například při použití silentbloků (popsáno níže). Je to z toho důvodu, že ke vzniku kontaktu mezi pryžovým dorazem a protikusem dochází pouze v krátkém časovém horizontu.



Obr. 2-1 Nastavitelný systém odpružení kabiny [63].

2.2 PANHARDSKÁ TYČ

I přes to, že panhardská tyč nemá vliv na potlačení vibrací ani hluků v kabině traktoru, je třeba tuto součást zmínit, jelikož je nezbytným prvkem utvářejícím spojení mezi kabinou a podvozkem. Hlavní a jedinou funkcí této součásti je zajištění příčné stability při náklonu kabiny traktoru. V současnosti jsou panhardské tyče povinnou součástí všech traktorů, tedy kromě těch, které jsou odpruženy pouze za pomoci silentbloků.

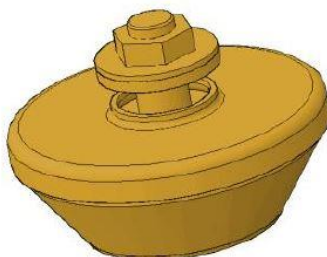
2.3 MECHANICKÉ ODPRUŽENÍ KABINY

Prvním typem je tzv. mechanické odpružení. Nejčastěji se při odpružení kabin traktorů využívají dva typy tohoto odpružení, a tím jsou podobně jako u automobilů silentbloky a teleskopický tlumič v kombinaci s vinutou pružinou. Tento typ odpružení kabiny se používá především u tzv. lehčí zemědělské techniky, tedy u traktorů, které disponují nižším výkonem (přibližně 70 kW) [17].

2.3.1 SILENTBLOKY

Podobně jako je tomu u dorazů kabin traktorů, i v tomto případě se jedná o pryžové prvky nejčastěji ve tvaru válce nebo kuželu (viz obr. 2-2). Silentbloky se řadí mezi mechanické pasivní odpružení, což znamená, že jsou jejich tlumicí vlastnosti pevně stanoveny. Během jízdy tedy není možné měnit jejich tlumicí vlastnosti. Silentbloky jsou v dnešní době součástí

odpružení kabiny každého traktoru. Kabiny výkonnostně slabších traktorů dokonce disponují odpružením, které se skládá pouze ze silentbloků, a to zejména pro velmi nízkou pořizovací cenu tohoto typu tlumiče [18]. Další velkou výhodou silentbloků je skutečnost, že jsou téměř bezúdržbové. Tyto součásti se neopravují ani nerepasují. Po ztrátě jejich elastických vlastností se zkrátka vymění za nový díl.



Obr. 2-2 Gumový standardní silentblok [18].

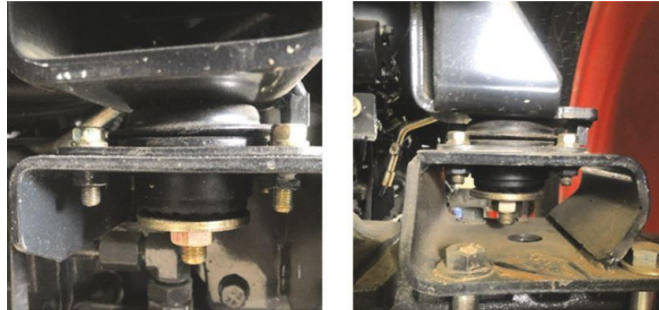
Nejčastěji jsou silentbloky uloženy v přední části kabiny traktoru. Příkladem je traktor od firmy Zetor. Přední část kabiny tohoto vozidla je odpružena právě dvojicí silentbloků, přičemž jeden z nich je zobrazen na obr. 2-3. Na tomto obrázku je vidět perforovaný silentblok válcovitého tvaru uložený v kovovém rámu, přičemž tento rám je následně spojen s kabinou traktoru. K bezrámové konstrukci vozidla je poté silentblok přichycen za pomoci horizontálně vedeného šroubu, který prochází jeho středem. Tento způsob se užívá zejména u výkonnostnějších strojů, protože vykazuje vyšší účinnost. Toto konstrukční řešení je na druhou stranu cenově nákladnější oproti silentbloků s vertikálně vedeným šroubem (obr. 2-4). U traktorů s nižším výkonem se lze také setkat s tím, že je kabina odpružená pomocí čtveřice silentbloků, kdy dva se nacházejí v přední části kabiny, zbylé dva potom v části zadní.



Obr. 2-3 Silentblok kabiny traktoru od firmy Zetor.

U výkonnějších strojů však nelze použít pouze samotné silentbloky jako odpružení kabiny, proto se využívají v kombinaci s jinými typy tlumičů a pružin. Důvodem je skutečnost, že silentbloky nejsou nastavitelné a je velmi obtížné je navrhnout tak, aby vykazovaly co největší útlum právě v oblasti vlastních frekvencí traktoru. Tlumicí vlastnosti silentbloků jsou totiž závislé na použitém materiálu, jehož elasticita se vlivem působení podélných a příčných vibrací příliš nemění [19]. Z dostupných studií bylo taktéž zjištěno, že i když bylo při testování dosaženo maximálního zatížení silentbloku, jeho maximální deformace nepřesáhla 2 mm [18].

Znamená to, že je tato deformace příliš malá a tento typ odpružení tak není schopen efektivně tlumit vibrace o příliš nízkých frekvencích [18]. Jelikož silentbloky disponují vysokou pružností, ale zároveň nízkou konstantou tlumení [20], jsou účinné pouze v úzkém frekvenčním spektru, proto je žádoucí tyto tlumiče využívat v kombinaci s jinými typy tlumičů.

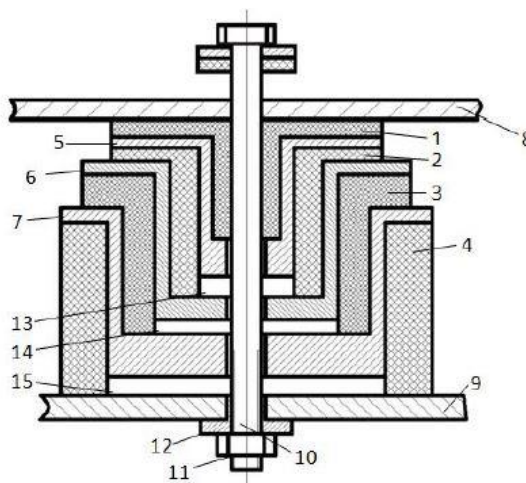


Obr. 2-4 Gumové silentbloky kabiny traktoru [17].

DYNAMICKÝ VIBROIZOLÁTOR

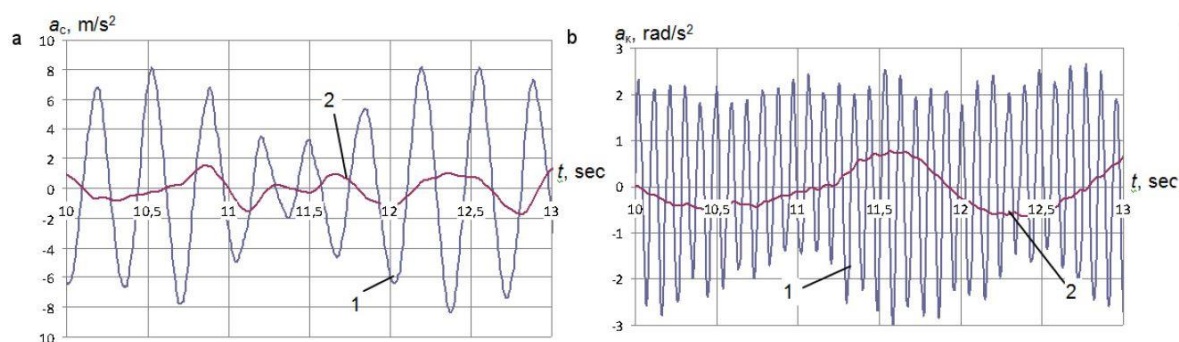
Velmi zajímavou alternativou silentbloků je tzv. dynamický vibroizolátor. Tento typ tlumiče byl navržen pro pásové traktory typu VT a DT od ruské firmy VgTz [19]. Účelem návrhu tohoto dynamického vibroizolátoru bylo zajistit lepší tlumicí vlastnosti vibrací právě v oblasti nízkých frekvencí, jež výše zmíněné silentbloky nedokázaly účinně potlačit.

Vibroizolátor se oproti standardnímu silentbloku konstrukčně liší především v tom ohledu, že není tvořen pouze jedním elastickým segmentem. Namísto toho se skládá hned z několika pryžových elementů. Na obr. 2-5 je zobrazený náčrt tohoto tlumiče. Celý systém se skládá celkem ze čtyř silentbloků, které jsou označeny čísly 1, 2, 3 a 4. Mezi každým gumovým prvkem se potom nacházejí volně uložené podložky (5, 6, 7), které se při deformaci jednotlivých segmentů pohybují v mezerách (13, 14, 15). Číslem 8 je potom znázorněno uchycení ke kabině a číslem 9 k bezrámové konstrukci vozidla. Podobně jako je tomu u standardních silentbloků, i zde prochází středem tlumiče šroub (12, 11, 12) spojující kabinu a podvozek traktoru [19].

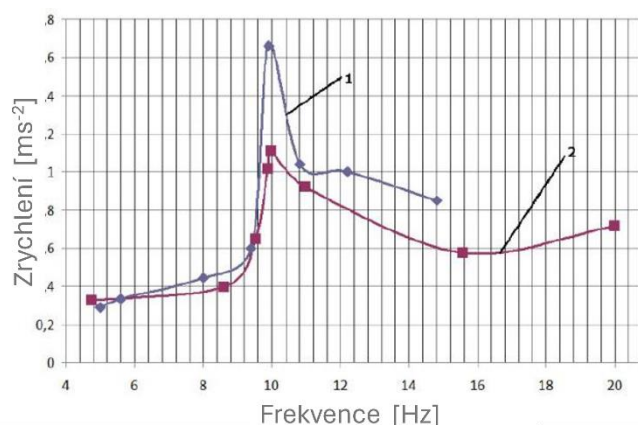


Obr. 2-5 Schéma navrženého vibroizolátoru [19].

Výsledky provedené simulace z této studie, měření a porovnání dynamického vibroizolátoru se standardním silentblokem dokazují, že je tento tlumič mnohem účinnější v porovnání se standardním silentblokem. Konkrétně bylo zjištěno, že vertikální zrychlení sedadla v kabině traktoru bylo při frekvenci 2 Hz 1,5krát nižší a při 3 Hz dokonce 3,5krát nižší. Dále pak bylo vertikální zrychlení kabiny při 4 Hz 1,7krát nižší a v oblasti vyšších frekvencí, tedy mezi 11–18 Hz bylo toto zrychlení 10krát nižší. Podobný progres byl dosažen i v případě úhlového zrychlení kabiny a sedadla, a to jak v případě nízkých frekvencí, tak v těch vyšších ([18], [19]). Jeden z výsledků provedené simulace je zobrazen níže (*graf 2-1*), kde na levém grafu je zachycen průběh vertikálního zrychlení sedadla po přejetí po periodické překážce. Modrá křivka zachycuje průběh standardního silentbloku a křivka červená potom silentbloku dynamického. Je zde jasně vidět značný pokles zrychlení právě v případě dynamického vibroizolátoru. Podobně tomu je i v případě grafu pravého, avšak s tím rozdílem, že zde je zachycen průběh úhlového zrychlení po přejetí po neperiodické překážce. *Graf 2-2* zobrazuje výsledky měření amplitudy v závislosti na frekvenci dynamického tlumiče, přičemž opět v případě červené křivky (aplikace dynamického tlumiče) lze vidět celkový pokles oproti křivce modré (absence tlumiče). Nejrazantnější rozdíl je však v oblasti 10 Hz, což je oblast rezonance systému.



Graf 2-1 (a) oscilogram vertikálního zrychlení sedadla pro periodickou nerovnost. (b) oscilogram úhlového zrychlení kabiny pro náhodnou nerovnost [19].



Graf 2-2 Výsledky experimentálního měření amplitudo-frekvenční charakteristiky. 1-absence dynamického tlumiče, 2-s dynamickým tlumičem [18] (upraveno).

2.3.2 MECHANICKÝ TLUMIČ S VINUTOU PRUŽINOU

Dalším typem pasivního tlumiče, který se řadí do kategorie mechanických tlumičů, je tlumič s vinutou pružinou. Tento typ odpružení se skládá z teleskopického tlumiče a ocelové vinuté pružiny. Co se teleskopického tlumiče týče, využívá se tzv. jednoplášťový nebo častěji dvouplášťový tlumič. Princip fungování tlumiče je takový, že během jeho stlačování dochází k vyvíjení tlaku skrze pohyblivý píst uvnitř tlumiče. V důsledku toho dojde k přesouvání vysoce viskózní kapaliny (olej do tlumičů) skrze úzké kanálky v tlumiči, díky čemuž dochází k tlumení (zpomalení) nárazu tak, že se kinetická energie přemění na energii ve formě tepla [20]. Teleskopické tlumiče s vinutou pružinou jsou oproti silentblokům efektivnější především díky nelineární charakteristice jak pružiny (nekonstantní stoupání závitů pružiny), tak tlumiče, pomocí něhož lze dosáhnout tlumení vibrací na širším spektru frekvencí a také nárazů o větším zrychlení. Nejčastěji se lze setkat s konceptem, kdy tlumič s pružinou utváří jeden celek (*obr. 2-6*). V ose vinuté pružiny se tedy nachází samotný tlumič. Jsou však případy, kdy je tlumič od pružiny separován a oba díly jsou zvlášť paralelně uchyceny ke kabině a bezrámové konstrukci. S tímto typem uložení se lze například setkat u některých traktorů od společnosti Deutz-Fahr [21]. Teleskopický tlumič s vinutou pružinou se využívá v kombinaci s gumovými silentbloky, aby došlo k pokrytí co nejširšího spektra vibrací a také vzniklých rázů. Zatímco silentbloky jsou uloženy v přední části kabiny traktoru, teleskopický tlumič s pružinou najdeme nejčastěji na zadní straně kabiny. Je to z toho důvodu, že zde jsou rázy daleko intenzivnější. Uchycení tlumiče mezi kabinou a bezrámovou konstrukcí je provedeno pomocí šroubového spoje a tlumič není upevněn kolmo k bezrámové konstrukci vozidla kvůli zástavbovým rozměrům. Často bývají součástí šroubových spojů ještě implementované silentbloky pro efektivnější potlačení vibrací. Výhodou těchto tlumičů je jejich nižší pořizovací cena oproti například aktivním tlumičům. Další výhodou je možnost nastavení jejich tuhosti. Avšak toto nastavení není možné provádět během jízdy, tlumič v takovém případě nedokáže aktivně reagovat na nerovnosti vozovky.

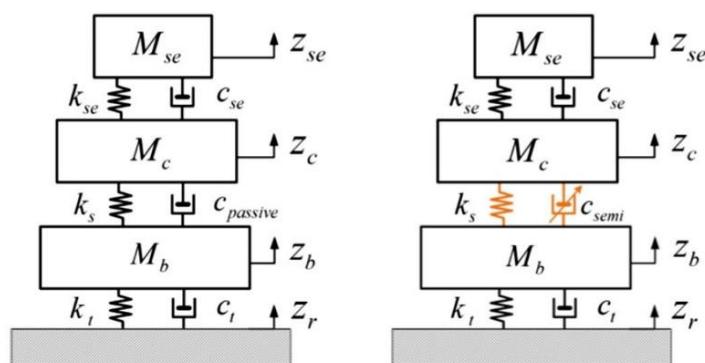


Teleskopický tlumič Vinutá pružina

Obr. 2-6 Mechanické odpružení traktoru Zetor Forterra.

2.4 HYDRO-PNEUMATICKÉ ODPRUŽENÍ KABINY

Tento typ tlumiče se oproti výše zmíněným tlumičům řadí do skupiny tzv. semi-aktivních tlumičů. Hlavní předností semi-aktivního tlumiče je v tom, že na rozdíl od pasivního tlumiče dokáže během vykonávání jeho funkce měnit jeho tlumicí vlastnosti (koeficient tlumení), a to právě díky schopnosti ovládnout množství disipované energie, která je přetvořena z energie kinetické [10]. Semi-aktivní ovládnutí tlumičů se využívá především u těžké zemědělské techniky. Často jde o traktory disponující výkonem okolo 100 kW [20] a pracovní rychlostí vozidla 40 km/h [20], v některých ojedinělých případech dokonce 60 km/h [22]. Takto výkonné traktory musí odolávat daleko větším rázům, podélnému a příčnému zrychlení a také vibracím o širším spektru frekvencí. Na obr. 2-7 jsou znázorněny dva čtvrtinové modely. Jde o zjednodušené výpočtové modely se dvěma stupni volnosti, jenž slouží pro řešení právě problematiky odpružení. Jedná se o zobrazení dvou modelů odpružení kabiny traktoru, přičemž na levé straně se nachází model pasivního odpružení, na pravé straně pak model odpružení se semi-aktivním řízením (člen c_{semi}). M_{se} , M_c a M_b označují hmotnosti sedadla, kabiny a bezrámové konstrukce, k nimž je přiřazeno jejich odpružení. Členy k_t a c_t popisují odpružení a tlumení pneumatik traktoru.



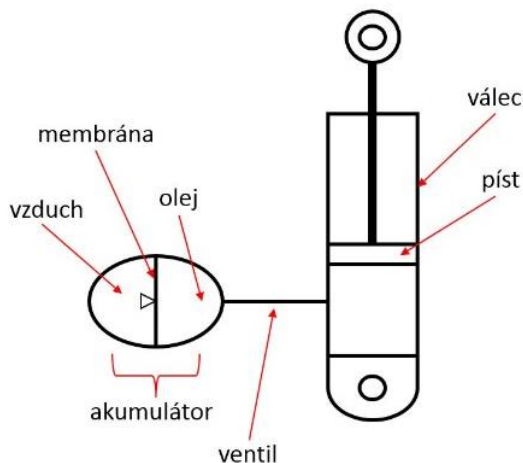
Obr. 2-7 Čtvrtinový model s rozdílným způsobem odpružení [14].

Algoritmy semi-aktivní kontroly tlumičů fungují vždy podle některého typu regulace. Jde například o tzv. lineární kvadratický regulátor (LQR) a lineární kvadratický Gaussův regulátor (LQG) [14]. Zjednodušeně se jedná o zpětnovazebnou regulaci, pomocí které se daný systém, v tomto případě kabina traktoru, dostává do rovnováhy s přiměřenou odezvou. Zmíněné způsoby regulace jsou pro tuto problematiku vhodné zejména z toho důvodu, že disponují minimální dobou řízení (rychlá odezva na působící síly na tlumič), minimální spotřebou energie, která je pro řízení potřebná a minimalizuje vliv poruchy na systém [23]. Díky těmto vlastnostem jsou tyto regulátory mimo jiné vhodné pro předcházení úplného převrnutí vozidla. Další velmi známý princip kontroly semi-aktivních tlumičů je tzv. *Sky-Hook* [14]. Tento způsob kontroly funguje tak, že se systém snaží skrze ovládnutí tlumičů dosáhnout toho, aby při přejetí po nerovnosti zůstala kabina stále ve stejné poloze [24]. Bylo však zjištěno, že právě systémy kontroly *LQR* a *LQG* v případě odpružení kabin traktorů dosahovaly lepších výsledků oproti systému *Sky-Hook* [14].

Zatímco mechanický tlumič se primárně skládá z vinuté pružiny a teleskopického tlumiče a jeho konstanta pružnosti je dána vlastností této pružiny a konstanta tlumení následně vlastností teleskopického tlumiče, u tlumiče hydro-pneumatického tomu tak ve skutečnosti není. Vinutá pružina je zde nahrazena tzv. akumulátorem, ve kterém se nachází membrána. Na jednu plochu membrány působí tlak oleje v tlumiči jako reakce na působící sílu a na druhou

plochu působí protitlak stlačeného vzduchu (*obr. 2-8*). Tlumicí zařízení však funguje obdobně, jako je tomu u teleskopických tlumičů. V praxi se můžeme setkat i s hydro-pneumatickými tlumiči, jejichž koeficient tlumení není nijak korigován a je tedy považován za tlumič pasivní. V této práci však budou přiblíženy semi-aktivně řízené tlumiče, protože jsou díky své vysoké účinnosti hojně využívány právě v zemědělském odvětví.

Základní princip fungování hydro-pneumatického tlumiče je pro semi-aktivní řízení stejný, jako na *obr. 2-8*. Navíc jsou zde prvky ovládající tlumicí vlastnosti. V následujících podkapitolách budou popsány dva velmi hojně užívané mechanismy semi-aktivního řízení.

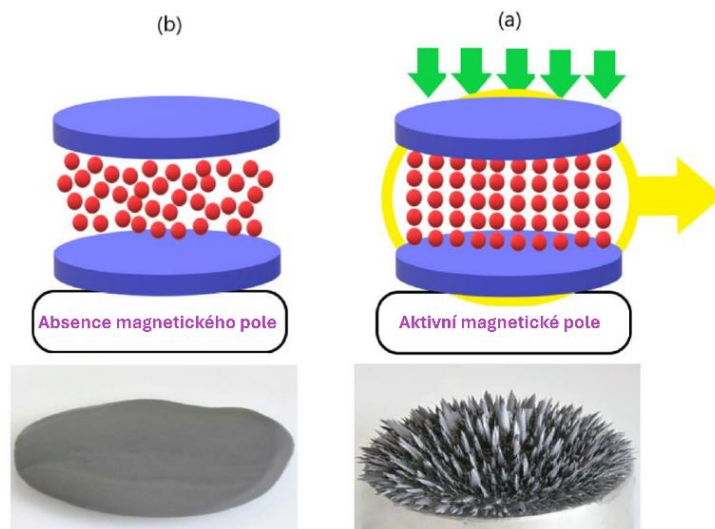


Obr. 2-8 Zjednodušené schéma hydro-pneumatického tlumiče.

2.4.1 MAGNETOREOLOGICKÁ (MR) TECHNOLOGIE

Jedná se o semi-aktivně řízené tlumiče, které namísto klasického oleje určeného do tlumičů využívají tzv. chytrou tekutinu s magnetoreologickými vlastnostmi. Jedná se o kapalinu, která obsahuje prvky se schopností reagovat na magnetické pole. Za normálních podmínek se tato kapalina chová jako Newtonovská kapalina (viskozita je konstantní). Pokud ale dojde k vytvoření magnetického pole v její blízkosti, ony MR částice se začnou chovat jako dipóly, přičemž se spojí s okolními MR částicemi a utvoří řetězce ve směru působení magnetického pole (*obr. 2-9-a*). Výsledkem je změna fyzikálních vlastností látky, přičemž se přemění z kapalného stavu do stavu polotuhého (*obr. 2-9-b*), čímž dojde ke zvýšení viskozity až na 200 mPa.s. Chování MR kapaliny je také často spojováno s tzv. Binghamovským plastickým modelem¹ [25]. Tyto MR částice jsou ve skutečnosti velmi drobné (0.1–10 μm) kuličky tvořeny pentankarbonylem železa a tvoří přibližně 20 až 45 % z celkového množství tlumicí kapaliny. Tento materiál je schopen velmi snadno reagovat na působení magnetického pole, navíc je odolný vůči korozi. Jako médium, ve kterém se MR částice pohybují, se nejčastěji používá hydrokarbonový olej, který disponuje výbornými lubrikačními vlastnostmi. Pro zvýšení odolnosti a stability MR částic se do směsi přidávají navíc různá aditiva [26].

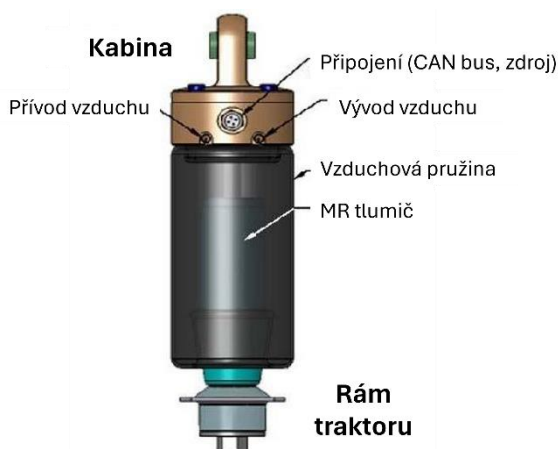
¹ Jedná se o dvouparametrový model závislý na plastické viskozitě kapaliny a mezi kluzu. Binghamovská látka začne být tekutinou (začne vytékat) až ve chvíli, kdy je dosaženo určité potřebné hodnoty smykového napětí, čímž dojde k rozpadu vazeb v látce. V tomto stavu je pak závislost mezi napětím a deformací lineární [60].



Obr. 2-9 Mechanické chování MR kapaliny (a) v přítomnosti magnetického pole, (b) bez vlivu magnetického pole [26] (upraveno).

Velkou výhodou není pouze schopnost opravdu razantního nárůstu viskozity. Klíčovou vlastností, především právě díky pentankarbonskému železu, je téměř okamžitá reakční doba a čas, při kterém dojde ke změně fyzikálních vlastností MR tekutiny a následně přeměně do původního stavu [26].

Právě díky možnosti MR částic měnit své fyzikální vlastnosti dochází u hydro-pneumatických tlumičů k jejich semi-aktivnímu řízení, a to nejčastěji následujícím způsobem. V pístu tlumiče se nachází několik kanálků, které vedou skrze tento píst. V okolí těchto kanálků se nachází jedna nebo více cívek (popřípadě magnetů), které vytvářejí magnetické pole v okolí kanálků na základě údajů z akcelerometru a magnetostrikčního snímače, jenž je implementován uvnitř pístnice a snímá její polohu [22]. Ve chvíli, kdy je do cívky přiveden slabý proud (do 2 A) [22], vytváří se potřebné magnetické pole. To zapříčiní, že MR částice, které se nachází v kanálkách, začnou tvořit řetězce, a tím se zvýší viskozita. V tomto místě kanálku následně dojde ke zpomalení nebo úplnému zastavení toku tlumicí kapaliny a dojde tak ke zvýšení odporu kapaliny vůči působícím tlaku od pístu [26]. Celý proces funguje samozřejmě i naopak. Na obr. 2-10 je zobrazen jeden z prototypů tohoto typu tlumiče.

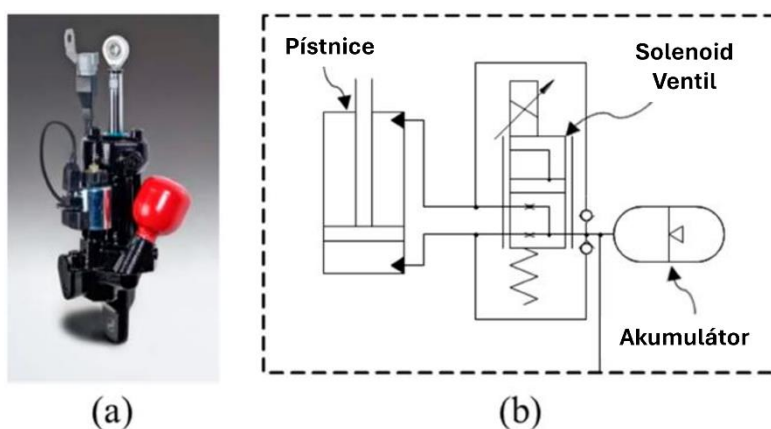


Obr. 2-10 Prototyp MR tlumiče [22] (upraveno).

Výhoda tohoto způsobu semi-aktivního řízení spočívá v tom, že skrze malé množství přivedené energie lze jednoduše vytvářet magnetické pole o různé intenzitě. Ve výsledku lze poměrně variabilně měnit koeficient tlumení tlumiče. Navíc díky vlastnosti MR částic dochází k této změně ve velmi krátkém okamžiku. Dle provedených výzkumů bylo taktéž potvrzeno, že je tento typ tlumiče velmi účinný v tlumení vibrací do frekvenčního rozsahu až 20 Hz [22]. Je třeba také zmínit, že využití MR částic je natolik účinné, že v dnešní době se s nimi lze mimo zemědělskou techniku setkat i u různých vozů, jako například u Ferrari, Hondy, GM nebo Audi [22].

2.4.2 OVLÁDÁNÍ POMOCÍ KLAPKY

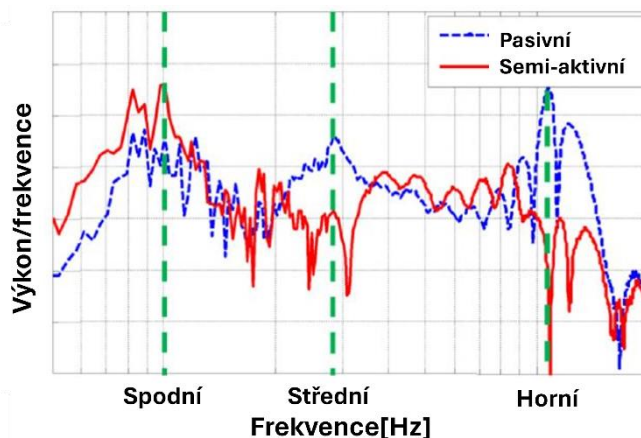
Druhým velmi často využívaným principem ovládání semi-aktivní tlumiče je za pomoci solenoidového šoupátkového ventilu [14]. Tento ventil se nachází mezi akumulátorem a válcem tlumiče (*obr. 2-11-b*). Jeho funkcí je regulovat tok kapaliny proudící mezi akumulátorem a tlumičem. Ventil se primárně skládá z šoupátka, aktuátoru a pružinky. Na základě změny polohy a rychlosti pohybu pístnice algoritmus vyhodnocuje, jaký je třeba vyvinout tlak na píst tlumiče [14]. Následně pomocí aktuátoru, který je součástí solenoidového ventilu, dochází k posouvání šoupátka do potřebné polohy. V reakci na to dochází ke zmenšení průtočné plochy v kanálku, popřípadě jeho úplného uzavření. Změnou průtočné plochy nastává změna koeficientu tlumení tohoto hydro-pneumatického tlumiče [20]. Nastavení konstanty pružení probíhá změnou tlaku vzduchu v akumulátoru vlivem působení oleje na membránu [20]. *Obr. 2-11-a* zobrazuje zmiňovaný typ tlumiče.



Obr. 2-11 Hydro-pneumatické semi-aktivní odpružení: (a) model a (b) diagram hydraulického okruhu [20] (upraveno).

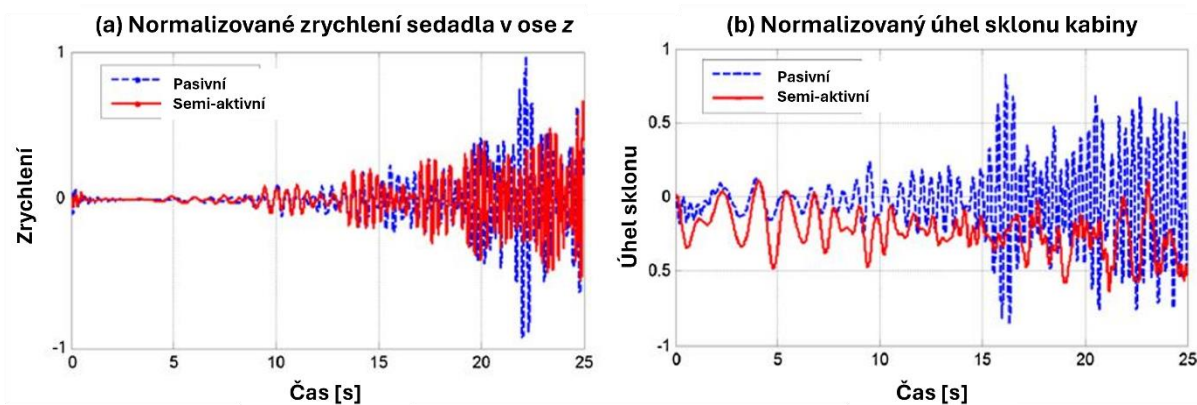
V rámci studie [14], která byla zaměřena na testování hydro-pneumatických tlumičů pro odpružení kabiny traktoru, jejichž semi-aktivním členem je právě solenoidový šoupátkový ventil. Tento tlumič byl nejprve podroben simulaci a poté testován na traktoru o výkonu 71 kW, hmotnosti 3 340 kg. Testovací rychlosti byly 12,5 km/h a 17,5 km/h, přičemž se přejíždělo přes překážku (*Bumper*) o výšce 87 mm a šířce 57 mm. Hydro-pneumatické tlumiče byly aplikovány na zadní část kabiny. Výsledkem studie je mimo jiné *graf 2-3*, který znázorňuje dolní, střední a horní rezonanční frekvenci sedadla v kabině traktoru. Lze si všimnout, že v oblasti střední a horní rezonanční frekvence dochází za pomoci užití semi-aktivních tlumičů (červená křivka) k razantnímu poklesu zrychlení sedadla, oproti užití pouze pasivního odpružení (křivka modrá). Na druhou stranu můžeme v grafu také vidět, že v oblasti dolní a mezi jednotlivými

rezonančními frekvencemi si hydro-pneumatické tlumiče vedly naopak hůře než tlumiče mechanické.



Graf 2-3 Frekvenční doménová charakteristika zrychlení sedadla v ose z s porovnáním pasivního a semi-aktivního odpružení kabiny [14] (upraveno).

Mimo zrychlení sedadla bylo také při simulaci sledováno naklápění kabiny traktoru v čase, a to jak v případě pasivního, tak semi-aktivního odpružení kabiny (graf 2-4-b). Tento graf je důkazem toho, že semi-aktivní tlumiče jsou jednoznačně účinnější v tlumení náklonu kabiny, což není vlastnost pouze hydro-pneumatického tlumiče se solenoidovým šoupátkovým ventilem, ale je to přednost všech semi-aktivně řízených tlumičů právě díky ovládacím algoritmům (*LQR*, *LQG*).



Graf 2-4 Porovnání výsledků simulace mezi pasivním a semi-aktivním odpružením kabiny, zrychlením sedadla a úhlu náklonu kabiny [14] (upraveno).

SROVNÁNÍ SEMI-AKTIVNÍCH A PASIVNÍCH TLUMIČŮ

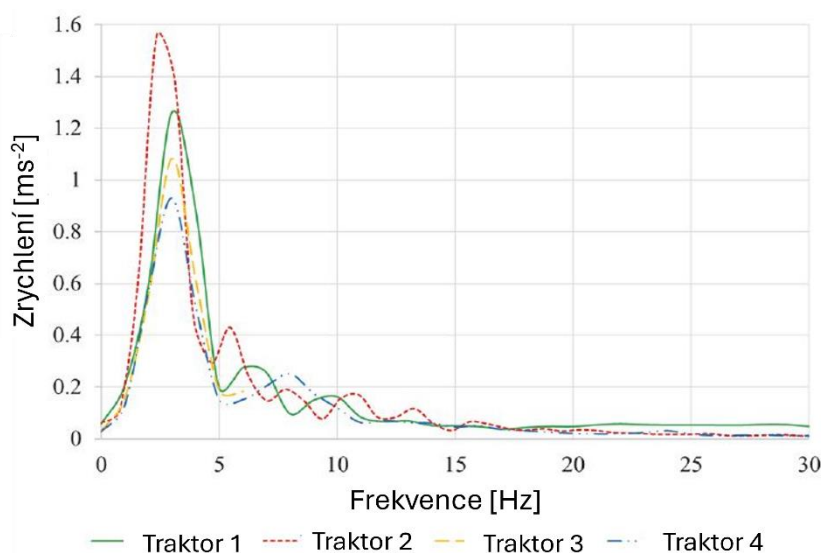
Ve studii [17] bylo provedeno rozsáhlé testování pasivních a semi-aktivních tlumičů a následně jejich porovnání. Celkem byly testovány čtyři traktory, přičemž každý disponoval jiným odpružením kabiny. Kabina prvního a druhého traktoru byla uložena pomocí čtveřice gumových silentbloků. Kabina třetího traktoru disponovala dvěma silentbloky v přední části kabiny a zadní část byla odpružena pomocí dvojice pasivních hydro-pneumatických tlumičů. Kabina posledního traktoru byla na své přední straně odpružena také dvojicí silentbloků, avšak

zadní část byla tentokrát odpružena dvojicí semi-aktivně řízených hydro-pneumatických tlumičů. *Tab. 2-1* popisuje detailnější parametry testovaných traktorů.

Tab. 2-1 Specifikace traktorů užitých v této studii [17] (upraveno).

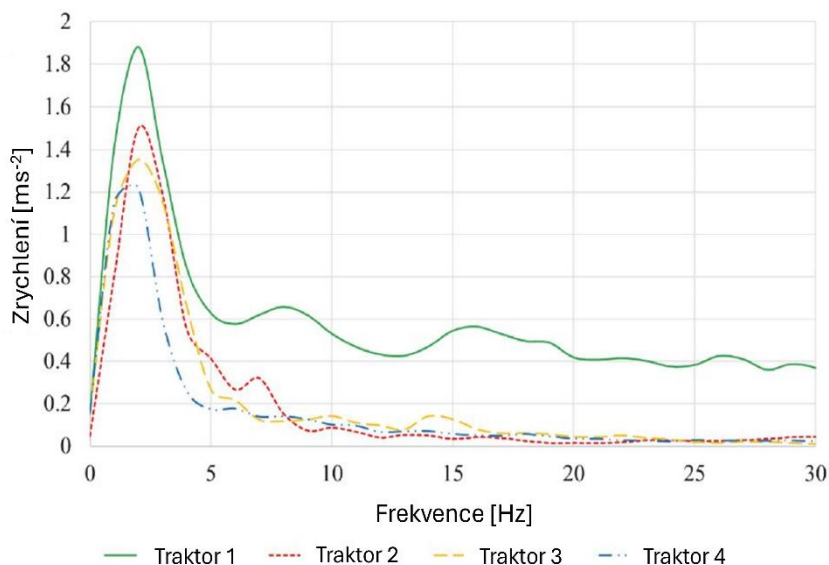
	Traktor 1	Traktor 2	Traktor 3	Traktor 4
Odpružení kabiny	Čtveřice silentbloků	Čtveřice silentbloků	Přední strana: dvojice silentbloků Zadní strana: 2x pasivní hydro-pneumatické odpružení	Přední strana: dvojice silentbloků Zadní strana: 2x semi-aktivní hydro-pneumatické odpružení
Výkon motoru	73.6 kW	87 kW	82 kW	90.2 kW
Rozvor	2305 mm	2500 mm	2410 mm	2700 mm
Celková hmotnost	3670 kg	4545 kg	4938 kg	4380 kg

Tyto traktory byly nejprve testovány na rovné vozovce, poté navíc přejezdily přes překážku vysokou 75 mm a širokou 1 m. Na vozovce bez překážek traktory projížděly rychlostí 10, 20 a 30 km/h. Přes překážku potom přejezdily rychlostí 3, 5 a 7 km/h. Pomocí akcelerometru a GPS senzoru bylo sledováno zrychlení sedadla ve třech na sebe kolmých osách. Výsledky měření jízdy na vozovce bez překážek jasně ukazují na to, že nejvyšší míry zrychlení sedadla bylo dosaženo u všech typů odpružení právě při nejvyšší měřené rychlosti (30 km/h) a toto zrychlení bylo vždy ve směru osy z . *Graf 2-5* zobrazuje výsledky měření na rovné vozovce při rychlosti 30 km/h. V tomto grafu je jasně vidět, že každý z testovaných traktorů dosahoval maximálního zrychlení v oblasti přibližně 3 Hz, z čehož lze předpokládat, že se jedná o oblast vlastních kmitů sedadla. Graf taktéž jasně dokazuje, že jednoznačně nejhůře odolávaly zrychlení právě kabiny uloženy pouze na silentblocích. Traktor odpružen pasivními hydro-pneumatickými tlumiči v kombinaci se silentbloky již dopadl o poznání lépe. Nejlépe si vedly právě semi-aktivně řízené tlumiče.



Graf 2-5 Výsledky FFT analýzy pro osu z v případě jízdy po rovné vozovce (30 km/h) [17] (upraveno).

Co se jízd přes překážku týče, výsledky dopadly velmi obdobně (graf 2-6). Opět se ukázalo, že největší zrychlení je při nejvyšší testované rychlosti (10 km/h) a to v ose z. Stejně tak i zde nejhůře dopadly kabiny odpružené pouze pomocí silentbloků a nejlépe semi-aktivně řízené hydro-pneumatické tlumiče.



Graf 2-6 Výsledky FFT analýzy v ose z při jízdě přes překážku [17] (upraveno).

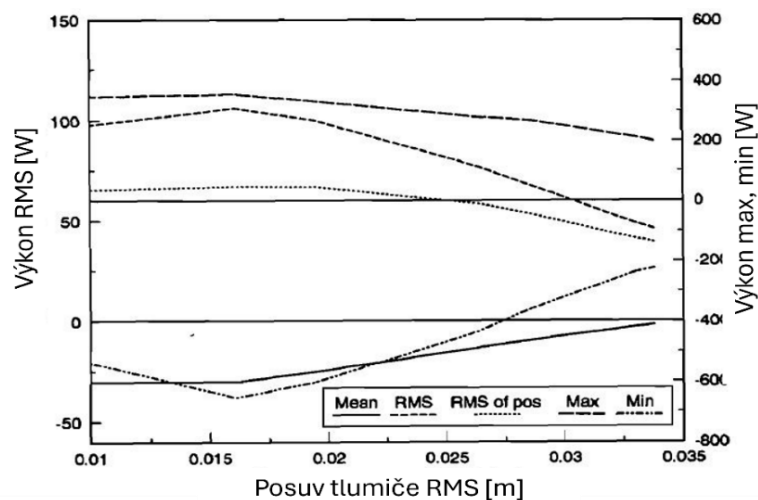
Dle této studie byly v případě jízdy po rovné vozovce semi-aktivní hydro-pneumatické tlumiče o 67,1 % účinnější než tlumiče ve formě silentbloků, a o 7,1 % účinnější oproti pasivním hydro-pneumatickým tlumičům. Při jízdě přes překážku vykazoval semi-aktivní tlumič až o 47,2 % vyšší útlum oproti čtveřici silentbloků. Výsledky této studie tedy zároveň potvrzují předešlou studii v tom, že jsou semi-aktivně řízené tlumiče výrazně účinnější, než je tomu u tlumičů pasivních (především v případě silentbloků). Avšak aby došlo k maximálnímu útlumu jak v nízkých, tak středních a vyšších frekvencích, nejvhodnější je semi-aktivně řízené tlumiče kombinovat s pasivními tlumiči, a navíc ještě s odpružením přední nápravy vozidla [14].

2.5 AKTIVNÍ TLUMIČE KABINY TRAKTORU

Poslední způsob uložení kabin traktorů je pomocí aktivního odpružení. Toto odpružení opět spojuje kabinu a bezrámovou konstrukci vozidla a primárně se skládá z řídicí jednotky, aktuátoru a vinuté, ocelové pružiny nebo, stejně jako u hydro-pneumatických tlumičů, akumulátoru. Na rozdíl od semi-aktivního odpružení, u kterého pomocí poměrně malého množství dodané energie do systému dochází ke změně vlastností tlumiče (konstanty tlumení), v případě aktivního odpružení je systém přímo závislý na dodávané energii, přičemž míra dodané energie je mnohem vyšší [27]. Aktivní tlumiče totiž nefungují na principu změny vlastnosti konstanty tlumení, ale pomocí externím zdrojem dodané energie dochází k vytvoření potřebné síly, která reaguje na vnější síly vznikající v důsledku zdolávání nerovností vozovky. V případě aktivního tlumiče tedy tlumení není nijak závislé na množství disipované energie vlivem míry stlačení tlumiče. Díky tomu dokáže tlumič účinně potlačit vibrace při minimální možné změně délky samotného tlumiče [27].

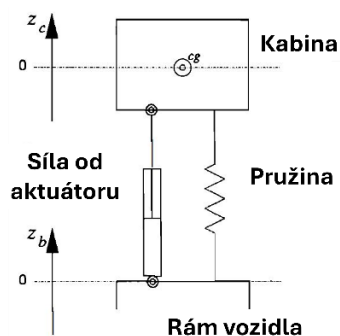
System kontrolы aktivních tlumičů nejčastěji funguje, podobně jako v případě semi-aktivních tlumičů, na principu *LQG* regulace [27]. Lze se však setkat i s případy, kdy se využívá *PID* kontroler s podpůrnými systémy, jako jsou lasery, kamery nebo skenery umístěné na přední části kapoty traktoru, pomocí kterých jsou snímány nerovnosti terénu v určité vzdálenosti. Tyto informace jsou následně posílány do řídicí jednotky, která data vyhodnocuje [28].

Za pomoci snímače sledujícího zrychlení těla traktoru, popřípadě snímání terénu, je skrze řídicí jednotku ovládán aktuátor, jenž je externě poháněn hydraulickým nebo elektrickým zdrojem [29]. Pomocí zdroje je následně vyvinuta požadovaná síla, která nastavuje kabinu traktoru do požadované polohy. Kvůli vysoké hmotnosti kabiny, velkých setrvačných hmot a intenzitě vzniklých vibrací a rázů musí být schopen aktuátor vyvinout dostatečně velkou sílu pro udržení stability. Proto tyto aktuátory často disponují výkonem v řádech jednotkách kW [27]. Právě z toho důvodu jsou aktivní systémy odpružení natolik energeticky náročné. Je samozřejmostí, že aktuátor nevyužívá během jízdy neustále maximálního výkonu, protože při jízdě po rovném, upraveném terénu bude tlumič konat menší práci, než je tomu v případě terénu s velkou koncentrací nerovností. Graf 2-7 znázorňuje závislost mezi množstvím využitého výkonu vzhledem k délce rozpětí tlumiče při jeho stlačení či roztahení. Lze vidět, že maximální využitý výkon (silná čárkovaná křivka) při průjezdu po rovné vozovce bez nerovností je přibližně do 400 W. Nejedná se sice o příliš vysoký výkon, avšak je zapotřebí podívat se také na křivku zobrazující střední hodnotu výkonu (křivka značená plnou čarou), a to v části, kde se blíží nulové hodnotě výkonu. V tomto místě dosahuje maximální výkon přibližně 200 W a minimální (křivka čerchovaná) hodnoty -200 W. Lze v tomto případě předpokládat stav, že absolutní pohyby kabiny byly téměř nulové, avšak i zde musel aktuátor vykonávat určitou práci. Je to z toho důvodu, že v tomto okamžiku aktuátor tlumí kmity vznikající od samotné pružiny, která je součástí tohoto typu odpružení a je zapojena paralelně vzhledem k aktuátoru [27]. Z toho plyne, že i v případě minimálních výchylek kabiny, aktuátor neustále spotřebovává energii, což potvrzuje jeho vyšší energetickou náročnost oproti tlumičům se semi-aktivní kontrolou. Při provedené simulaci na terénu s překážkami při rychlosti 6 km/h již aktuátor spotřebovával výkon o hodnotě do 1,5 kW [27], což je hodnota více jak 3x vyšší oproti jízdě po vozovce bez nerovností. Uvážíme-li navíc fakt, že jde pouze o simulaci, skutečná maximální spotřeba energie bude navíc vzhledem ke ztrátám systému, odporům, případně obtížnějšího a rozmanitějšího terénu vyšší.



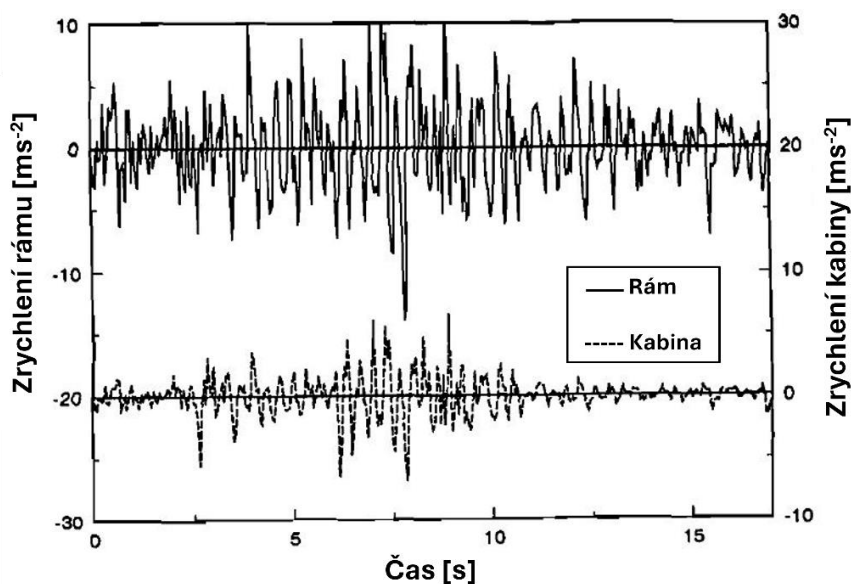
Graf 2-7 Spotřeba energie v závislosti na dráze tlumiče (rovný terén při rychlosti 12 km/h) [27] (upraveno).

Co se účinnosti a vlastností aktivních tlumičů v zemědělském průmyslu týče, bylo provedeno několik studií. Studie [27], zabývající se právě algoritmy pro aktivní kontrolu tlumičů kabin traktorů metodou *LQG* regulace, mimo jiné prováděla simulaci tohoto typu odpružení. V rámci této studie byl vytvořen zjednodušený model sestavy aktivního odpružení (obr. 2-12). Součástí tohoto modelu je mimo jiné pružina, která je paralelně zapojena vzhledem k aktuátoru. Nachází se zde z toho důvodu, aby byla kabina do jisté míry odpružená i v případě, že je systém aktivního odpružení z nějakého důvodu odpojen od zdroje energie (vypnutý motor) nebo nastane-li problém v systému aktivního odpružení (nevhodně vyhodnocená data ze snímačů, popřípadě poškození některých z komponentů).



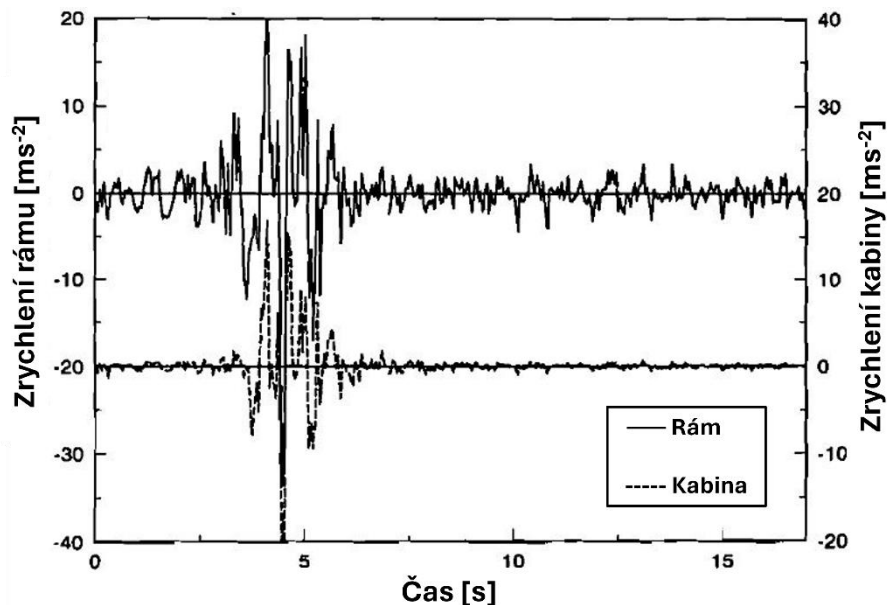
Obr. 2-12 Model odpružení [27] (upraveno).

Následně byl model testován pomocí vybuzených vibrací, které simulovaly tři různé typy terénu. Jako první byl simulován povrch bez větších nerovností. V tomto případě se především sledovalo množství využitého výkonu aktuátoru (viz zmiňovaný graf 2-7). Avšak pro sledování účinnosti tlumiče v případě potlačení vibrací byl názornější terén druhý, který obsahoval velké množství nerovností vyvolávající extrémní zrychlení kabiny. Výsledky této simulace zachycuje graf 2-8, u něhož křivka značená plnou čarou zobrazuje zrychlení těla traktoru ve směru osy z a křivka čárkovaná potom zrychlení kabiny, přičemž tato zrychlení jsou časově závislá. Při porovnání obou křivek v jednotlivých časových okamžicích je vidět, že akcelerace kabiny je o poznání nižší, než je tomu u samotného těla traktoru.



Graf 2-8 Zrychlení rámu v ose z jako vstup pro simulaci výsledného ISO váženého zrychlení kabiny [27] (upraveno).

Poslední simulovaný terén se nejprve choval jako poměrně rovný povrch bez velkých nerovností. Následoval úsek s velmi intenzivními vibracemi, které simulovaly například díry nebo větší objekty. Zbytek terénu se pak choval jako mírně nerovný povrch. *Graf 2-9* zobrazuje výsledky této simulace, kde je vidět, že ve chvíli, kdy traktor přešel přes první velkou překážku, nedošlo k tak značnému útlumu zrychlení kabiny ve srovnání s bezrámovou konstrukcí traktoru. Když ale vzápětí přešlo vozidlo přes druhou podobnou překážku, útlum zrychlení kabiny byl v tomto případě daleko razantnější. Tato skutečnost nastala z toho důvodu, že algoritmus založený na principu *LQG* regulace sleduje jako vstupní hodnoty právě signál zrychlení těla traktoru. To znamená, že systém nestihl zareagovat včas na první nerovnost terénu. Avšak po tom, co systém zaznamenal velké zrychlení těla traktoru, podle toho zareagoval, což se uplatnilo právě na druhou velkou nerovnost, která přišla v krátkém časovém úseku poté. Právě z tohoto důvodu je vhodné využití podpůrných systémů, jež byly zmíněny při využití *PID* algoritmu pro kontrolu aktivních tlumičů, pomocí kterých by systém dostával navíc informace o charakteru terénu. V konečné fázi by algoritmus nepracoval pouze zpětně z akcelerace těla traktoru, ale dokázal by také predikovat, jak velkou sílu musí aktuátor vyvinout ještě před tím, než vozidlo přes danou překážku přejede. Tím by došlo k navýšení účinnosti tohoto typu odpružení.



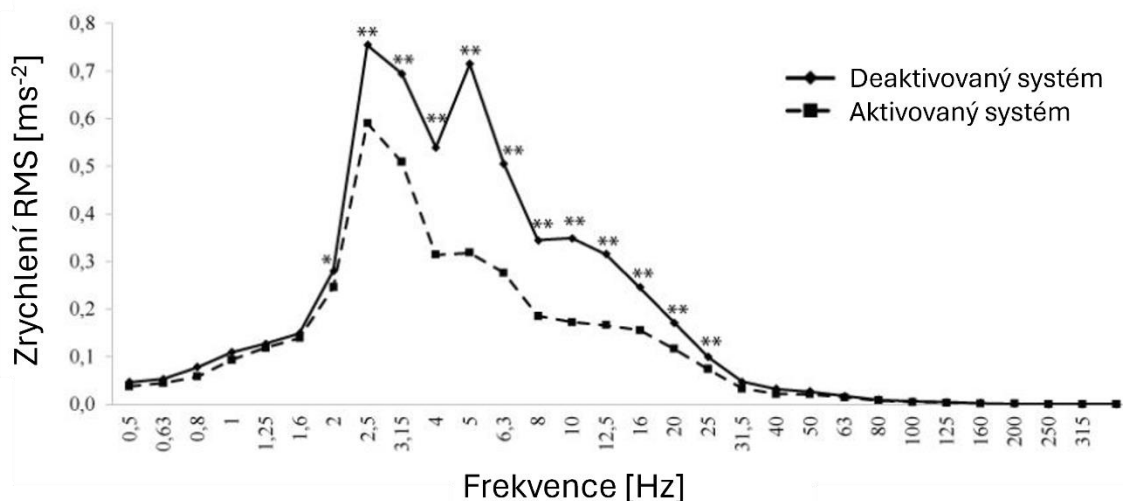
Graf 2-9 Zrychlení rámu v ose z jako vstup pro simulaci výsledného ISO váženého zrychlení kabiny [27] (upraveno).

Druhá studie [29], které předcházela studie [4], se již zabývala skutečným testováním aktivního odpružení kabin s využitím hydro-pneumatického tlumiče. Avšak v tomto případě bylo toto testování prováděno na zemědělských teleskopických manipulátorech. Tento typ zemědělské techniky se velmi podobá klasickým traktorům a musí odolávat stejně obtížnému, rozmanitému terénu a podmínkám celkově, jako je tomu v případě traktorů.

Aktivní hydro-pneumatické odpružení bylo implementováno na manipulátor typu *Merlo P55.C9CS* o výkonu 103 kW, provozní hmotnosti 10 tun, s maximální nosností teleskopického ramene 5,5 tuny a maximální rychlostí 40 km/h. Vozidlo bylo testováno při rychlosti 12 km/h na standardizované (dle ISO 5008) 100 metrů dlouhé vozovce bez nerovností. Nejprve bylo vozidlo testováno s deaktivovaným aktivním tlumičem, následně bylo měření

prováděno při jeho aktivaci. Pomocí akcelerometrů bylo sledováno zrychlení sedadla řidiče ve třech na sebe kolmých osách.

Výsledky provedeného měření ukazují, že jak v případě deaktivovaného, tak v případě aktivovaného systému tlumení sedadlo řidiče vykazovalo nejvyšší míru zrychlení právě ve směru osy z , což potvrzují všechny předchozí zmíněné studie. Ve stavu, kdy byla aktivní kontrola odpružení deaktivována, akcelerace sedadla dosahovala svého maxima v oblasti 2,5 Hz a následně okolo 5 Hz (*graf 2-10*, křivka značená plnou čarou se symbolem kosočtverce), což jsou zároveň oblasti vlastních kmitů. Zatímco v případě zapnuté aktivní kontroly dosahovala akcelerace maxima pouze v oblasti 2,5 Hz (křivka čárkovaná se symbolem čtverce), přičemž v tomto bodě dosahuje hodnot o 22 % nižších oproti deaktivované kontrole. Po podrobnějším prozkoumání tohoto grafu je vidět, že po užití aktivní kontroly došlo k útlumu zrychlení sedadla téměř v celém měřeném frekvenčním spektru. Mnohem zajímavější je však na tomto grafu oblast 5 Hz. Jde totiž o místo, kde bychom očekávali taktéž zvýšenou hodnotu zrychlení, stejně jako v případě deaktivovaného systému, jelikož jde o oblast vlastních kmitů. Avšak algoritmus dokázal predikovat, že tato oblast bude právě oblastí vlastních frekvencí a podle toho přizpůsobil silové účinky v aktuátoru. Ve výsledku pak právě v této oblasti dochází k potlačení zrychlení sedadla až o 50 %.



Graf 2-10 Frekvenční spektrum v 1/3 oktávovém spektru sedadla řidiče v ose z (*porovnání mezi aktivovaným a deaktivovaným systémem zvýrazněno o hodnotu ,05, **porovnání mezi aktivovaným a deaktivovaným systémem zvýrazněno o hodnotu ,01) [29] (upraveno).

Měření ukázalo, že aktivní systém odpružení je navíc poměrně účinný při tlumení zrychlení v ose x , avšak v tomto případě nedisponuje zdaleka takovou účinností, jako tomu bylo v předchozím případě. Největší míra potlačení zrychlení sedadla v tomto směru byla zaznamenána opět v oblasti 2,5 Hz. V grafu lze ale naopak nalézt místa, kde si aktivní odpružení vedlo hůře než v případě jeho vypnutí. Jde však o velmi malé, až zanedbatelné rozdíly. Tento graf lze vidět v seznamu příloh (*příloha 2*). Odpružení se zapnutou aktivní kontrolou si však nedokázalo poradit se zrychlením v ose y . V tomto případě nedošlo k žádnému útlumu zrychlení, a co víc, v grafu lze nalézt oblasti (2,5–20 Hz), ve kterých naopak dochází ke značnému nárůstu zrychlení v tomto směru (*příloha 1*). I přes skutečnost, že tlumič s aktivní kontrolou nedokázal potlačit zrychlení sedadla v ose y , toto měření potvrdilo simulaci v předešlé studii, jejímž závěrem bylo, že aktivní tlumiče v případě odpružení kabiny traktoru disponují mnohem vyšší účinností, než je tomu v případě pasivního odpružení.

2.6 SROVNÁNÍ KATEGORIÍ ODPRUŽENÍ

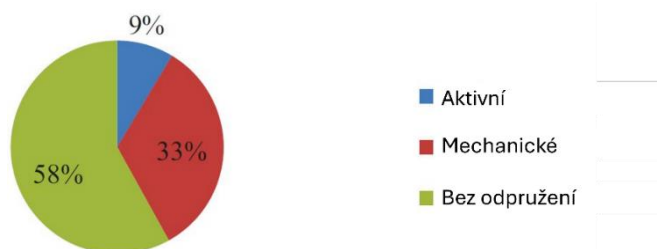
Pasivní odpružení, ať už ve formě pryžových silentbloků, teleskopických tlumičů s vinutými pružinami nebo hydro-pneumatických tlumičů, je nejvíce využívaným typem odpružení kabin traktorů. Nejčastěji je můžeme nalézt u nižší výkonnostní třídy traktorů, u které je toto odpružení schopno dostatečně tlumit vibrace a zrychlení kabiny, či sedadla. Je to z toho důvodu, že tyto traktory díky nižším hmotnostem, menším setrvačným hmotám a nižší provozní rychlosti většinou nemusí odolávat tak intenzivním vibracím a zrychlením. Tento typ odpružení také tvoří základ při odpružení kabiny jak středně výkonných, tak vysoce výkonných traktorů. Důvodem je především jejich poměrně vysoká účinnost tlumení v daném frekvenčním spektru vzhledem k nízké pořizovací ceně. V porovnání s ostatními typy tlumičů je pasivní odpružení nejlevnějším řešením odpružení kabiny vůbec. Součástí každého odpružení je také z toho důvodu, aby fungoval jako případné sekundární odpružení v případě selhání systému semi-aktivní nebo aktivní kontroly. V poslední řadě jde o jediný případ odpružení, který pro správné fungování nevyžaduje žádný zdroj energie. Největší slabinou je naopak poměrně úzké spektrum účinného tlumení. Dále není schopno žádným způsobem reagovat a přizpůsobovat se vlivům terénu během jízdy.

Se semi-aktivním odpružením se lze v zemědělském průmyslu setkat poměrně často. Tímto typem odpružení kabiny nejčastěji disponují traktory o středně velkém výkonu a stroje vysoce výkonné. Důvodem je především větší intenzita vzniklých vibrací (vyšší hmotnost, větší setrvačné hmoty, vyšší provozní rychlost, vyšší tažná hmotnost). Hlavní výhodou tohoto odpružení je jeho částečná adaptace na vnější podněty v reálném čase. Tudíž jejich účinnost je daleko vyšší v porovnání s jakýmkoliv pasivním odpružením. Taktéž není třeba spolu s tímto typem odpružení implementovat navíc odpružení sekundární pro případ selhání systému semi-aktivní kontroly. Tento tlumič totiž v případě odpojení od zdroje energie funguje jako jakýkoli jiný typ pasivního odpružení. Hlavní nevýhodou semi-aktivního odpružení je vzhledem k složitosti systému a konstrukce značně vyšší pořizovací cena. Semi-aktivní tlumiče jsou taktéž náchylnější k poškození, přičemž následný servis nebo výměna je cenově daleko nákladnější než v případě pasivního odpružení.

Posledním typem je aktivní odpružení kabiny. Tento tlumič je plně řízen za pomoci algoritmů a řídicí jednotky. Díky tomu jednoznačně dominuje v tlumení vibrací především v oblasti vlastních frekvencí (sedadla, bezrámové konstrukce, kabiny a podobně), ale také dokáže efektivně potlačit zrychlení působící ve směru osy z . Největší účinnost tlumič zaznamenává v případě pravidelně se opakujících nerovností terénu, a to právě díky zpětnému vyhodnocování dat zrychlení těla traktoru. Jeho účinnost však razantně klesá v případě ojedinělých překážek, pokud systém nedisponuje podpůrnými lasery nebo kamerami. Taktéž nevykazuje útlum zrychlení sedadla ve směru osy x a naopak během jeho funkce dochází k nárůstu zrychlení ve směru- y . Další jeho slabinou je úplná energetická závislost, nejvyšší pořizovací cena v porovnání s ostatními typy odpružení, jeho náročný servis nebo vyšší poruchovost.

Taktéž je třeba zmínit, že v případě aktivního odpružení je velmi klíčová znalost chování samotných pneumatik traktoru. Právě chování pneumatik totiž zásadně ovlivňuje správnost vyhodnocení a stanovení vhodného silového účinku. Zde však nastává poměrně vážný problém, jelikož skutečnost je taková, že právě chování pneumatik je stále velmi málo probádanou problematikou. To z toho důvodu, že je chování pneumatik závislé na mnoha faktorech (teplota, tlak, natočení kola, zatížení, náklon, odklon, materiál a mnoho dalších), které se v čase neustále mění [27].

Aktivní odpružení se sice hojně využívá v automobilovém průmyslu, jako je tomu například u sportovních vozidel. Avšak v případě odpružení kabin traktorů je tento systém využíván velmi krátce a vzhledem k vysoké pořizovací ceně se objevuje u podstatně dražších modelů, které ve světě najdeme v daleko menší míře. Tuto skutečnost mimo jiné dokazuje *graf 2-11*. Tento graf je výsledkem studie [3], v rámci které bylo zjištěno, že 58 % z traktorů, které dotazovaní ve svém zaměstnání řídili, byly bez jakéhokoli odpružení kabiny, v 33 % se jednalo o traktory s pasivním odpružením a pouze v 9 % případů šlo o traktory, které disponovaly odpružením aktivním.



Graf 2-11 Zobrazení jednotlivých typů systémů odpružení zemědělských traktorů, které byly testovány v této studii [3] (upraveno).

Protože je aktivní kontrola v oblasti odpružení kabin traktorů používána velmi krátce, bylo doposud provedeno poměrně málo studií zabývajících se touto problematikou. Z tohoto důvodu nelze jednoduše porovnat jeho účinnost vzhledem k ostatním typům tlumičů. Avšak jednoznačně jde o typ odpružení, kterému je zapotřebí v budoucnu věnovat pozornost.

Nejúčinnější odpružení však nespočívá ve volbě pouze jednoho typu tlumiče, který vykazuje nejlepší vlastnosti a následně se implementuje mezi kabinu a bezrámovou konstrukci traktoru. Nejefektivnějšího tlumení docílíme kombinací více typů tlumičů, jelikož každý z těchto typů má své silné, ale samozřejmě také slabší stránky. Co víc, to jak intenzivním vibracím a zrychlením bude ve výsledku řidič traktoru čelit, nezávisí pouze na odpružení kabiny, ale jde o celý komplex odpružení, do kterého se neodmyslitelně řadí také odpružení přední nápravy, sedadla nebo také vlastnosti pneumatik.

3 SEDADLO ŘIDIČE A JEHO ODPRUŽENÍ

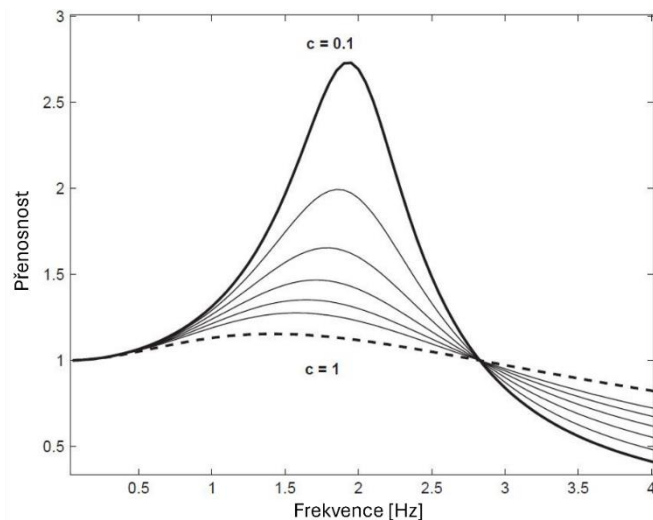
Nedílnou, a dokonce jednou z nejdůležitějších součástí v případě tlumení vibrací a náklonů je sedadlo řidiče traktoru. Právě sedadlo spolu s podlahou a volantem jsou rozhraními mezi zdrojem vibrací a samotným řidičem. V případě traktorů je hlavní slabinou sedadla jeho příliš velké zrychlení v důsledku nerovností vozovky související s příliš velkou vzdáleností sedadla vzhledem k těžišti vozidla. Právě skrze správně zvolenému odpružení tak lze například potlačit přenášené vibrace nebo tato zrychlení sedadla, která se ani pomocí odpružení kabiny a nápravy nedaří dostatečně utlumit. I přes skutečnost, že sedadlo a jeho odpružení jsou bezesporu klíčové pro dosažení maximálního pohodlí, snížení rizika úrazu a nehod, této problematice se často nevěnuje dostatečná pozornost. Hlavním požadavkem při návrhu těchto sedadel a systému odpružení je především dodržení ISO standardů. Tyto standardy se však zaměřují pouze na limity týkající se zrychlení ve směru osy z , jelikož jde nejčastěji o nejdominantnější složku zrychlení [30]. Ve skutečnosti ale sedadlo podléhá zrychlením také v ose x a ose y , a dokonce jsou případy, kdy se při určitých pracovních manévrech traktoru stává dominantní nikoli zrychlení ve směru osy z , ale právě jedna ze zbývajících složek [31]. Nehledě na to, že zrychlení ve směru osy x a osy y může být pro lidské tělo stejně tak nebezpečné, jako je tomu v případě zrychlení právě ve směru osy z [32], [33]. Z toho důvodu je velmi důležité při návrhu sedadla tuto skutečnost zohlednit. Stejně jak v případě odpružení kabiny traktoru, tak i odpružení samotného sedadla lze rozdělit do několika kategorií vzhledem k mechanismu odpružení a tlumení, popřípadě principu jeho kontroly.

3.1 PASIVNÍ ODPRUŽENÍ SEDADLA

Tento typ odpružení se využívá ve většině komerčně používaných traktorů v zemědělství. Ve skutečnosti je pasivní odpružení využíváno hned v několika podobách. První typ se využívá především u malých, levných traktorů, které disponují nízkým výkonem. Sedadlo je v tomto případě odpruženo jednou, popřípadě dvojicí ocelových vinutých pružin a tlumičů člen zde není implementován.

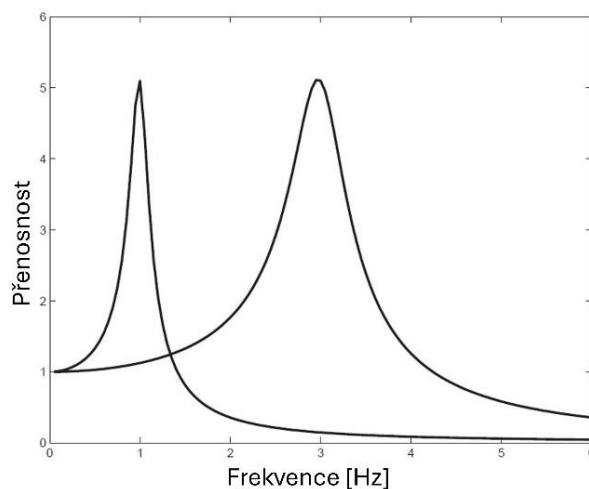
Jednou z nejčastěji používaných pasivních odpružení sedadla je za pomoci dvojice vinutých ocelových pružin s lineárními pružnými vlastnostmi v kombinaci s hydraulickými tlumiči a dorazy, které zamezují překročení příliš velké výchylky sedadla. Tuhost pružin sedadel se u běžně prodávaných zemědělských traktorů pohybuje přibližně v hodnotách $5\ 500\ \text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ [34]. Hlavní přednost tohoto odpružení spočívá především v jeho nízké pořizovací ceně a poměrně jednoduché konstrukci. Skutečnost, že je toto odpružení nejčastěji používaným typem, je poněkud znepokojivá, protože je s ním spjato mnohem větší množství nevýhod. První z nich je právě lineární charakteristika pružin, která není příliš účinná při tlumení vibrací o širším spektru frekvencí. Druhou nevýhodou je způsob, jakým hydraulický tlumič funguje. Princip je založený na dvou způsobech tlumení, které nazýváme jako Coulombovo tlumení a tlumení viskózní. Oba z dějů probíhají v těchto typech tlumičů současně. Coulombovo tlumení je uskutečněno vlivem tření. K tomu dochází působením pístnice spolu s olejovým těsněním na vnitřní stranu pláště válce, zatímco viskózní tlumení je uskutečněno v důsledku proudění tlumičového oleje drobnými kanálky v tlumiči. Právě kvůli viskóznímu tlumení nedokáže tlumič účinně potlačit vibrace o vyšších frekvencích. Při působení vibrací o těchto frekvencích je pohyb pístnice velmi malý a směr proudění oleje se mění rychleji, než stihne olej protéct kanálkami v tlumiči. V důsledku toho se tlumič začne chovat jako tuhé těleso, protože jeho konstanta tlumení bude blízká nulové hodnotě. Tyto vibrace tak přechází do těla řidiče, aniž by byly patřičně

utlumeny [35]. Tuto skutečnost dokazuje mimo jiné *graf 3-1*, ve kterém je vidět zvyšující se konstantu tlumení korelující s vyšší mírou útlumu v dané oblasti frekvencí. Pojem „přenosnost“ je definován jako poměr vibrací, které byly v tomto případě naměřeny v oblasti podlahy kabiny s vibracemi, které působily na sedadlo řidiče [30].



Graf 3-1 Přenosnost λ v závislosti na frekvenci ω pro různé hodnoty konstanty tlumení c [35] (upraveno).

Poslední velmi závažný problém nastává ve chvíli, kdy dojde k vybuzení vlastních kmitů pružin sedadla. V tu chvíli nastane extrémní rozkmit těchto pružin až do maximální pracovní délky pohybu sedadla (u většiny traktorů jde o hodnotu ± 40 mm [34]), vlivem čehož začne konstrukce narážet do pryžových dorazů sedadla o tuhosti 25 až 288 kN.m⁻¹ [34]. V důsledku toho dochází k dodatečným intenzivním otřesům [35]. Tento problém také nastává v případě, že traktor přejede přes větší nerovnost. Ve studii [36], která sledovala vliv vibrací na řidiče traktoru u těchto typů odpružení sedadel, byly otřesy sedadla řidičům natolik nepříjemné, že dokonce navrhovali úplné zavaření konstrukce sedadla k podlaze jen proto, aby zamezili tomuto problému. Podle studie [35] lze tento problém částečně vyřešit tím způsobem, že se použijí takové pružiny, které mají oblast vlastních kmitů v co nejnižší oblasti frekvencí. Tím dojde ke zúžení této oblasti s vyšší intenzitou vibrací (viz *graf 3-2*).

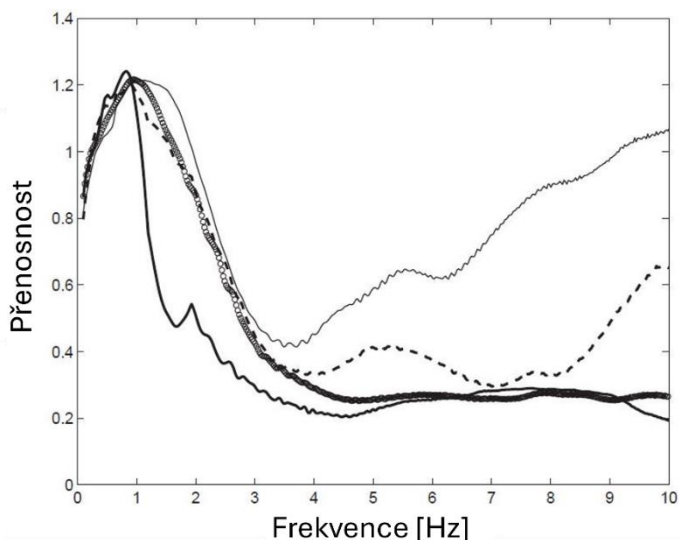


Graf 3-2 Přenosnost λ v závislosti na frekvenci ω pro různé hodnoty tuhosti k a konstanty tlumení c [35].

Obecně lze říct, že tento typ odpružení není příliš vhodným a účinným řešením pro tlumení vibrací a nárazů. Tuto skutečnost dokazují studie [37], [38] ve kterých bylo zjištěno, že právě traktory vybaveny tímto typem odpružení často přesahují ISO standardy pro maximální zrychlení sedadla řidiče ve směru osy z , a to nebylo bráno v potaz zrychlení ve zbylých dvou směrech.

Mnohem účinnějším způsobem pro zvýšení efektivity pasivního odpružení sedadla je nahrazení ocelových vinutých pružin za pružinu vzduchovou. Tomuto tématu se taktéž věnovala studie [35]. Hlavní výhoda vzduchové pružiny spočívá v její nelineární charakteristice. Z provedené simulace v této studii bylo zjištěno, že právě díky nelineárním vlastnostem vykazuje vzduchová pružina určité tlumení v nízkých frekvencích. Není tedy zapotřebí, aby olejový tlumič disponoval tak vysokou konstantou tlumení, což se projeví tím, že se tento tlumič stává mnohem účinnějším ve frekvenční oblasti nad 3 Hz. Použitím vzduchové pružiny namísto pružin ocelových také do značné míry zamezí častým nárazům konstrukce sedadla do dorazů. Při příliš velkém stlačení nebo natažení totiž dojde ke zvětšení reakční síly v pružině, což se projeví její vyšší tuhostí a sedadlo již nebude mít takovou hybnost, aby došlo ke kontaktu s dorazy.

Cílem této studie však bylo nalezení co možná nejúčinnějšího pasivního odpružení sedadla. Za tímto účelem byla vinutá ocelová pružina nahrazena pružinou vzduchovou. Avšak bylo zapotřebí navíc eliminovat výše zmíněné nevýhody hydraulického tlumiče. V souvislosti s tímto problémem byl hydraulický tlumič nahrazen tlumičem pneumatickým. Na místo oleje tak proudí kanálkami v tlumičích směs plynů. Ze stejného důvodu jako v případě olejového tlumiče, ani tyto plyny nedokážou při vyšších frekvencích účinně proudit těmito drobnými kanálky. Avšak protože jsou tyto plyny stlačitelné, tlumič se na místo toho, aby se choval jako tuhé těleso, začne chovat jako pružina. To zajišťuje lepší tlumicí vlastnosti tohoto typu odpružení sedadla v oblasti vyšších frekvencí. Tlumič je tak díky vyššímu koeficientu tlumení schopen lépe tlumit vlastní kmity soustavy, aniž by vykazoval horší vlastnosti ve vyšším frekvenčním spektru. Navíc použitím plynného média v tlumiči je zabráněno vzniku Coulombova tření a nedochází tak ke zbytečným ztrátám. Nejspíše jedinou nevýhodou při použití vzduchové pružiny a vzduchového tlumiče je větší rozměrová zástavba zásobníku vzduchu, a tudíž není možné tento zásobník umístit pod samotné sedadlo, čímž by se ušetřilo místo v kabině. Zásobník tak musí být umístěn v bezprostřední blízkosti sedadla. Tento typ odpružení se zdá být nejvhodnější volbou právě v případě použití pasivního odpružení. *Graf 3-3* nacházející se na další straně zobrazuje rozdíly v útlumu jednotlivých typů odpružení. Zde lze vidět, že v případě použití ocelových pružin a hydraulického tlumiče (tenká plná křivka) je vykazován nejmenší útlum v oblasti přibližně mezi 1,5 a 10 Hz. Navíc oblast (přibližně mezi 1 a 2 Hz), kde je nejvyšší míra přenosnosti vibrací na řidiče, je ve srovnání s ostatními typy odpružení nejširší. Křivka čárkovaná pak označuje koncepci vzduchové pružiny v kombinaci s hydraulickým tlumičem a křivka značená symbolem kruhu zastupuje chování vzduchové pružiny s tlumičem pneumatickým.



Graf 3-3 Frekvenční odezva čtyř rozdílných typů odpružení sedadla (plná křivka: mechanické odpružení s hydraulickým tlumičem; čárkovaná křivka: vzduchové odpružení s hydraulickým tlumičem; kruh: vzduchové odpružení s integrovaným vzduchovým tlumičem; tlustá plná křivka: vzduchové odpružení se vzduchovým zásobníkem ovládané škrticím ventilem), které byly buzeny stejným sinusovým signálem o frekvenčním rozsahu 0,7-15 Hz [34] (upraveno).

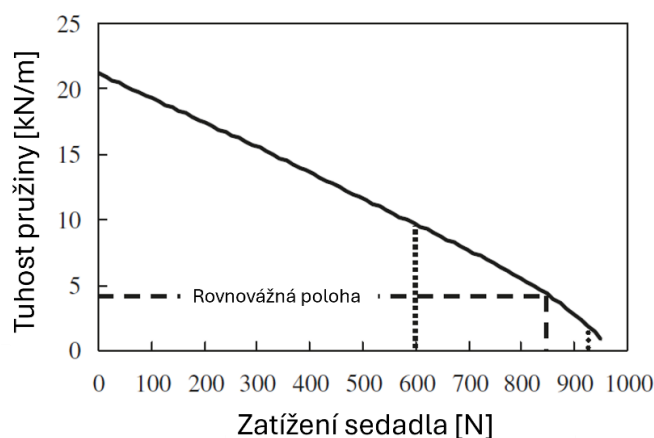
3.2 SEMI-AKTIVNÍ ODPRUŽENÍ

Ať už se jedná o odpružení sedadla tvořené ocelovou pružinou a hydraulickým tlumičem nebo v lepším případě vzduchovou pružinou v kombinaci se vzduchovým tlumičem, v obou případech se jedná o odpružení, které mají poměrně omezené vlastnosti a možnosti, jak potlačit vibrace a nárazy. Navíc použití těchto typů odpružení u traktorů, které disponují opravdu vysokým výkonem, vyšší pracovní rychlostí nebo nosností, není vzhledem k intenzivnějším vibracím, nárazům a náklonům vhodné. Mnohem adekvátnější k této problematice je právě semi-aktivní odpružení sedadla.

Semi-aktivní odpružení sedadel využívá v zásadě stejné metody, jako tomu bylo v případě semi-aktivního odpružení kabin traktorů. Příkladem tomu je studie [25], která se zabývala odpružením s využitím MR tekutiny. Pomocí provedeného testování bylo zjištěno, že tento tlumič dokáže účinně snížit propustnost vibrací v celém testovaném frekvenčním spektru (0,5-5,5 Hz) přibližně o 40 % v porovnání s běžně používanými typy pasivního odpružení sedadel traktorů.

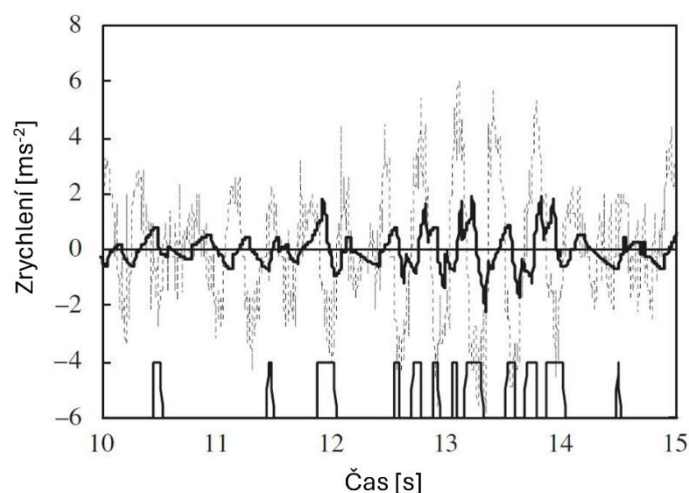
Poměrně zajímavému typu provedení semi-aktivního odpružení sedadla se věnovala studie [34]. Hlavním cílem této studie bylo sestrojít takové odpružení sedadla, které bude účinně tlumit vlastní kmity kabiny přenášející se do sedadla, vlastní kmity samotného sedadla a také vibrace o vyšších frekvencích. Taktéž zde byla řešena problematika vzniku otřesů a dodatečných vibrací vlivem interakce rámu sedadla s pryžovými dorazy. Namísto běžně používaných odpružení sedadel, které využívají ocelovou vinutou pružinu s lineárním průběhem, byla v tomto případě na rám sedadla implementována ocelová pružina s proměnným stoupáním vinutí. Tím bylo dosaženo nelineární charakteristiky pružiny. Tato pružina má tu vlastnost, že v případě stlačení klesá tuhost pružiny, zatímco v případě jejího roztažení dochází k navyšování tuhosti. Tyto vlastnosti zapříčiní to, že pokud je sedadlo zatíženo statickou silou (hmotnost sedícího řidiče), tuhost pružiny je nižší a díky tomu se oblast vlastních kmitů pružiny

dostává do frekvenční oblasti nižší. Naopak pokud dojde k výraznějšímu natažení pružiny například v reakci na přejetý výmol, tuhost pružiny narůstá, čímž pružina účinně snižuje maximální výchylku sedadla. To má za následek to, že rám sedadla nemá takovou tendenci interagovat právě s pryžovými dorazy. *Graf 3-4* znázorňuje zmíněnou nelineární charakteristiku pružiny včetně počátečního zatížení řidičem (85,5 kg). Maximální tuhost pružiny nastává v okamžiku maximálního odlehčení sedadla, naopak nejnižší hodnota tuhosti je v oblasti nejvyššího zatížení. Na ose y v grafu si lze všimnout širokého rozsahu tuhosti pružiny.



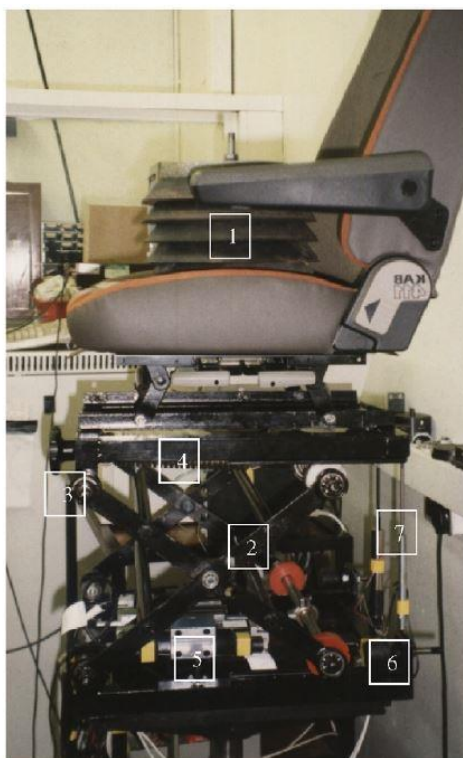
Graf 3-4 snížení tuhosti pružiny sedadla [34] (upraveno).

Součástí systému je semi-aktivně ovládaný hydraulický tlumič, který zamezuje nárazu rámu sedadla do pryžových dorazů. U tohoto typu odpružení sedadla je užit tzv. *On-Off* algoritmus, který tlumič aktivuje jen v určitých situacích. Algoritmus sleduje relativní výchylku sedadla a tlumič udržuje vypnutý, pokud je relativní výchylka dostatečně malá. Avšak ve chvíli, kdy zrychlení sedadla překročí hranici $0,49 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, algoritmus aktivuje tlumič skrze solenoidový ventil, čímž dojde k utlumení tohoto zrychlení a výchylky sedadla. *Graf 3-5* zobrazuje výsledky experimentu, kde je zobrazen útlum zrychlení sedadla (křivka plná, tlustá) v porovnání se zrychlením samotné kabiny traktoru (křivka čárkovaná). V tomto grafu je taktéž zobrazen časový průběh aktivace/deaktivace tlumiče (křivka plná, tenká), u kterého si lze všimnout, že byl aktivován vždy v oblasti s velkým zrychlením sedadla.



Graf 3-5 Experimentální výsledky: přepínání tlumiče využitím algoritmu sledující výchylku; čárkovaná, traktoru; tlustá plná, sedadla; tenká plná, přepínání tlumiče [34] (upraveno).

Pomocí provedené počítačové simulace a laboratorního testování bylo zjištěno, že právě tento typ odpružení složený z ocelové vinuté pružiny s nelineární charakteristikou a metodou *On-Off* řízeného hydraulického tlumiče vykazuje až o 40 % vyšší útlum vibrací a nárazů ve srovnání s lineárním odpružením sedadla. V této studii byly taktéž jednotlivé součásti testovány nezávisle na sobě. Samotná nelineární pružina (bez použití hydraulického tlumiče) dokázala snížit velikost zrychlení až o 22 % oproti pružině lineární. Hydraulický tlumič s uplatněním *On-Off* algoritmu následně vykazoval útlum o 14 % vyšší tlumiči pasivnímu. Je však třeba zmínit, že i tento typ odpružení má své nevýhody. Nelineární pružina je velmi náchylná na změnu počátečního (statického) zatížení. V této studii bylo sedadlo zatíženo za pomoci závaží, nikoli fyzickou osobou. Toto závaží navíc bylo zvoleno tak, aby při zatížení sedadla byla pružina v bodě své rovnováhy, avšak v praxi je téměř nemožné tohoto stavu dosáhnout. Právě odchylka od bodu rovnováhy je pro chování pružiny klíčová. Pokud bude počáteční stav pružiny vykazovat příliš nízkou tuhost, pak pružina nebude natolik účinná v případě malých změn zatížení. Naopak při příliš velké tuhosti pružina ztrácí vlastnost snižující se tuhosti, jak bylo popsáno dříve. Tento problém lze vyřešit pomocí pružiny pneumatické, popřípadě tak, že je do systému implementován pneumatický systém udržující potřebné předpětí pružiny. Na obr. 3-1 je zobrazeno skutečné sedadlo traktoru s tímto systémem odpružení. Jednotlivé komponenty jsou popsány v popisu obrázku níže. Toto sedadlo využívá tzv. nůžkovou konstrukci, která je velmi osvědčená právě u těchto typů vozidel, a proto se s ní lze setkat u většiny v dnešní době používaných traktorů.

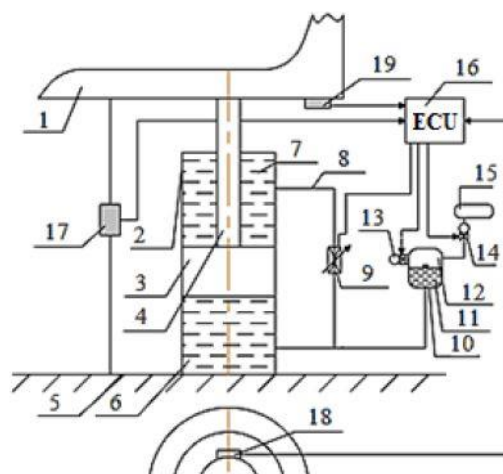


Obr. 3-1 Nelineární sedadlo; (1) polstrované sedadlo zatížené 68kg závaží; (2) nůžkový design pro kinematické ovládání; (3) kuličková ložiska v čepech pro snížení tření (4) ocelová prodloužená pružina s nelineární tuhostí; (5) *On-Off* hydraulický tlumič – kontrolovaný skrze PC softwaru *VisSim RealTime*; (6) gumové dorazy; (7) snímače – zrychlení, relativní rychlosti, relativní výchylky [34].

3.3 AKTIVNÍ ODPRUŽENÍ

U aktivně řízeného odpružení sedadla se z velké části využívá stejných nebo podobných mechanismů a algoritmů, jako je tomu v případě aktivního odpružení kabiny traktoru. Hlavní součástí je zde mimo pružiny a tlumiče také aktivní člen. Ten je na základě snímaných údajů o poloze a zrychlení sedadla ovládán pomocí řídicí jednotky. Jako aktivní člen se nejčastěji využívá rotační, popřípadě lineární elektromotor, pneumatický nebo hydraulický aktuátor [39].

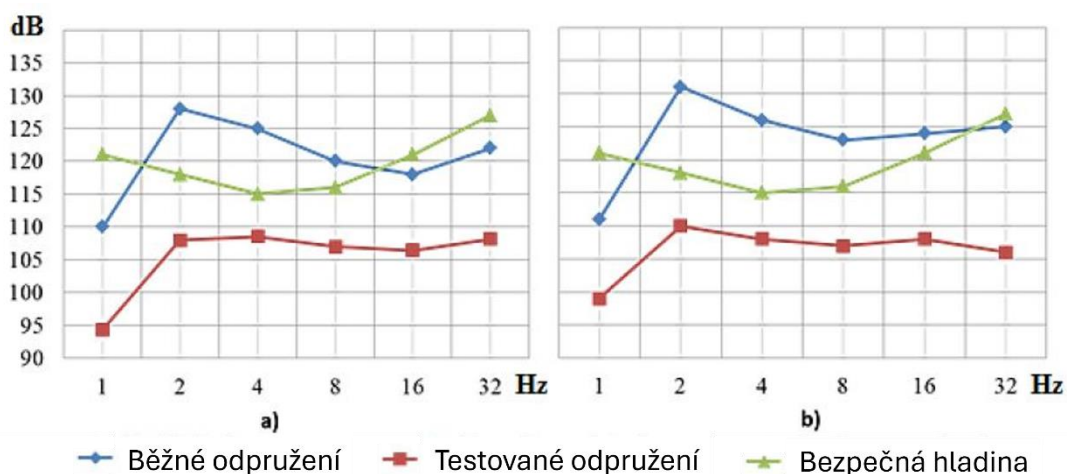
Hlavní výhoda pneumatického a hydraulického aktuátoru spočívá ve schopnosti vykonávat zdvihy s poměrně velkými rozsahy ve velmi širokém spektru generovaných sil [40]. Aktivním odpružením právě s tímto typem aktuátoru se zabývala studie [41]. Zde bylo užito aktivní hydro-pneumatické odpružení, které bylo testováno na traktoru Belarus 1221. Schéma tohoto systému odpružení je zobrazeno na *obr. 3-2* a princip fungování mechanismu je následovný: Vibrace jsou přenášeny skrze pneumatiku a kabinu traktoru (5) až do sedadla (1), čímž dochází k pohybu sedadla, přičemž změnu polohy snímá snímač (17), a tato data jsou posílána spolu s daty ze snímače zrychlení přední nápravy (18) a zrychlení sedadla (19) do řídicí jednotky (16). Řídicí jednotka data vyhodnotí pomocí algoritmu a dle toho ovládá dva solenoidové ventily (13, 14) a přepouštěcí ventil (9), kterými proudí kapalina ze zásobníku (15) skrze kanálky v akumulátoru (10) až do kanálků v horní (7) a dolní části tlumiče (6). Díky dvěma solenoidovým ventilům a přepouštěcímu ventilu, který je schopen ve velmi krátkém okamžiku měnit průtočnou plochu, je tlumič schopen velmi rychle měnit tuhost a pružnost odpružení.



Obr. 3-2 Design TTU odpružení sedadla: 1-rám sedadla; 2-hydraulický válec; 3-píst; 4-pístnice; 5-rám kabiny; 6-dolní kanálky; 7-horní kanálky; 8-olejové potrubí; 9-přepouštěcí klapka; 10-hydro-pneumatický akumulátor; 11-kanálky v akumulátoru; 12-vzduchové kanálky; 13-tlakový solenoidový ventil; 14-vypouštěcí tlakový solenoidový ventil; 15-zásobník; 16-řídicí jednotka; 17-odporový snímač polohy sedadla; 18-akcelerometr pro přední nápravu; 19-akcelerometr pro sedadlo [41].

Po provedeném testování byla naměřená data porovnána se sériově užitým odpružením sedadla (pasivní odpružení). Výsledkem je dvojice grafů (*graf 3-6*), které zobrazují hodnoty při rychlosti $30 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (a) a $35 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (b). Lze si všimnout, že běžně užitá odpružení (modrá křivka) je nejméně účinné v oblasti 2 Hz, což je oblast vlastních frekvencí kabiny. Navíc je vidět, že odpružení téměř v celém měřeném frekvenčním spektru nesplňuje stanovenou bezpečnou normu SN 2.2.4 / 2.1.8.566-96 (křivka zelená). Naopak aktivní odpružení nejenže splňuje stanovenou normu v celém měřeném spektru, dokonce je jeho útlum výrazně pod touto hranicí. Tento typ odpružení je navíc velmi účinný při potlačení rezonančních jevů (oblast 2 Hz). Ve výsledku je toto odpružení až o 18 % efektivnější v porovnání se sériově vyráběným

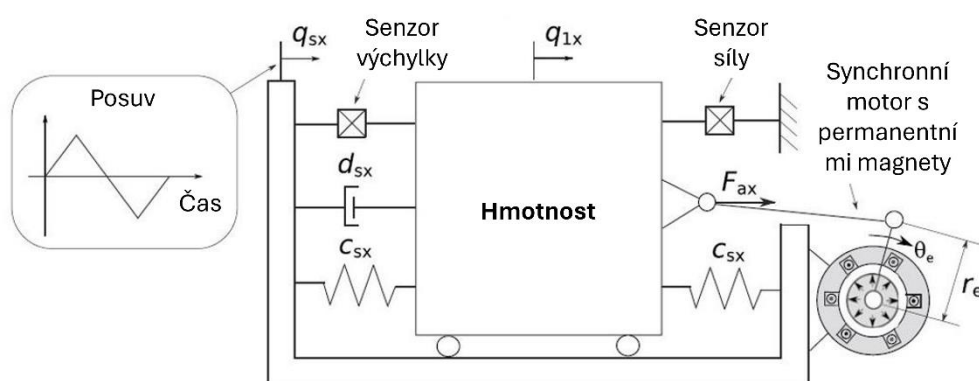
odpružením. Dle této studie jde o velmi odolný a stabilní typ aktivního odpružení sedadla. Aktivních systémů odpružení se však nevyužívá pouze pro účinné potlačení vibrací v široké škále frekvencí a v oblasti vlastních kmitů.



Graf 3-6 Srovnání testování působení vibrací při jízdě traktorem (*Tractor Transport unity proces*): (a) při rychlosti 30 km.h⁻¹; (b) při rychlosti 35 km.h⁻¹ [41] (upraveno).

Aktivní odpružení lze efektivně využít také k eliminaci vibrací působících ve směru horizontálním, které jsou taktéž velmi problematické, zdraví nebezpečné a za normálních podmínek velmi obtížně potlačitelné.

Právě aktivním odpružením, které je zaměřeno primárně na potlačení vibrací v horizontálním směru, se zabývala studie [40]. Hlavní rozdíl oproti ostatním typům aktivního odpružení sedadla spočívá v tom, že sedadlo není v tomto případě pevně spojeno s podlahou kabiny traktoru. Namísto toho je uloženo na čtveřici valivých elementů, skrze které se následně posouvá po dvojici kolejnic. Aktuátor je v tomto případě poháněn synchronním elektromotorem s permanentními magnety. Výhoda pohonu pomocí elektromotoru spočívá především v jeho rychlosti, přesnosti a tichém chodu. Schéma tohoto odpružení je zobrazeno na obr. 3-3.



Obr. 3-3 Experimentální sestava pro provedení statické zkoušky systému odpružení [40] (upraveno).

Jako algoritmus kontroly je v tomto případě využit tzv.: *SMC (Sliding Mode Control)* systém, který na základě údajů ze snímače polohy a tenzometrického snímače udržuje sedadlo v rovnovážné poloze.

Dle této studie je toto aktivní odpružení velmi efektivní při tlumení tohoto typu vibrací, a to i přes to, že v tomto směru tlumič ani pružiny nedisponují takovou pracovní délkou, jako tomu je ve směru vertikálním. Je však třeba vzít v úvahu skutečnost, že byl systém testován pouze v laboratoři, nikoli v reálném pracovním prostředí.

V závěru je třeba zmínit, že užití odpružení, ať už kabiny, nápravy nebo sedadla, není jediným způsobem, jak ovlivnit výsledné působení vibrací. Svou roli zde hraje také samotné sedadlo řidiče, které díky molitanovým, popřípadě jiným výztuhám dokáže do jisté míry utlumit jinak přenesené vibrace do řidiče. Co se stavby sedadla týče, toutle problematikou se zabývala studie [42], která přišla k zajímavému závěru v souvislosti s bočními opěradly na ruce. Pomocí provedeného měření bylo zjištěno, že sedadlo vybaveno opěradly vykazuje výrazně vyšší míru propustnosti vibrací oproti sedadlům bez bočních opěradel. V poslední řadě je třeba podotknout, že míru přenesených vibrací do řidiče a jejich intenzitu může do jisté míry ovlivnit i samotný řidič. Tím je myšlen způsob, jakým řidič sedí při ovládání stroje. Bylo vyzkoumáno, že míra přenesených vibrací byla nejvyšší právě v případě, kdy řidič seděl tzv. shrbený. Nejnižší míra vibrací pak byla přenesena při vzpřímeném sedu a ve chvíli, kdy řidič seděl rovně, avšak uvolněně [43]. Správné držení těla je tak nejen důležité pro naše zdraví, ale zároveň do jisté míry potlačuje působení vibrací na naše tělo.

4 DALŠÍ MOŽNÉ ŘEŠENÍ PRO TLUMENÍ VIBRACÍ V KABINĚ

Doposud zde byla řešena problematika, která se zabývala potlačením vibrací vzhledem ke kabině traktoru, přičemž se nejčastěji jednalo o různé typy odpružení a tlumičů určené právě pro odpružení kabiny. Je však nutné zmínit i součásti, jejichž primární funkcí není potlačení vibrací kabiny řidiče, ale jejich přítomnost má na tyto vibrace taktéž značný vliv.

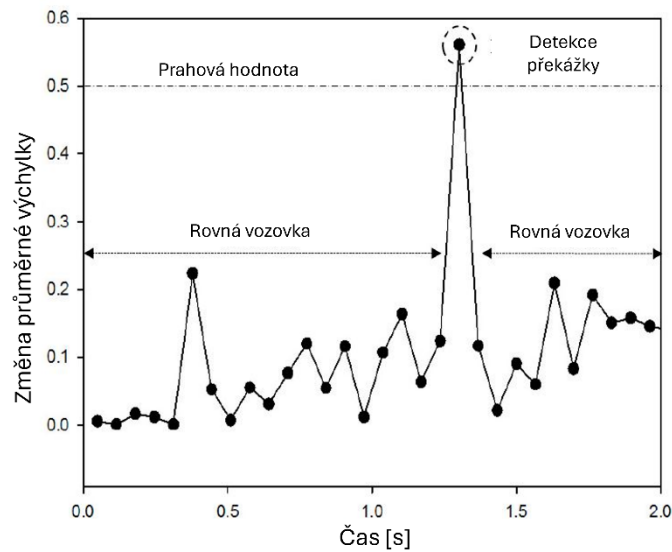
Jedním z příkladů je odpružení přední, popřípadě zadní nápravy traktoru. Hlavním cílem odpružení samotných náprav je tlumení rázů vznikajících vlivem působení nerovností terénu, čímž se výrazně prodlužuje životnost jednotlivých součástí stroje. Další důležitou vlastností je zvyšování trakční síly [44]. Odpružení taktéž účinně tlumí vzniklé vibrace. Důležitost systému odpružení náprav je dána také tím, že se spolu s pneumatikami nachází poměrně v těsné blízkosti od samotného zdroje vibrací (terén). Díky tomu, že jsou rázy a vibrace z velké části utlumeny téměř v epicentru, intenzita těchto vibrací a rázů, které se dále šíří skrze strukturu do celého stroje, již zdaleka není tak vysoká. V konečném důsledku odpružení kabiny a sedadla odolává vibracím s daleko nižší intenzitou.

Systém odpružení náprav je ve své podstatě podobný odpružení kabiny traktoru. Opět se využívá pasivního, semi-aktivního, popřípadě aktivního odpružení. Jednotlivý typ je zvolen v závislosti na parametrech stroje a rozsahu užití. I v případě se u semi-aktivního a aktivního odpružení ve většině případů využívá shodných algoritmů a mechanismů, jako je tomu v případě odpružení kabiny. Z toho důvodu budou vyzdvihnuty především ty mechanismy, které zde doposud zmíněné nebyly.

4.1 SEMI-AKTIVNÍ TLUMIČ PŘEDNÍ NÁPRAVY S VYUŽITÍM *LIDAR* SNÍMAČE

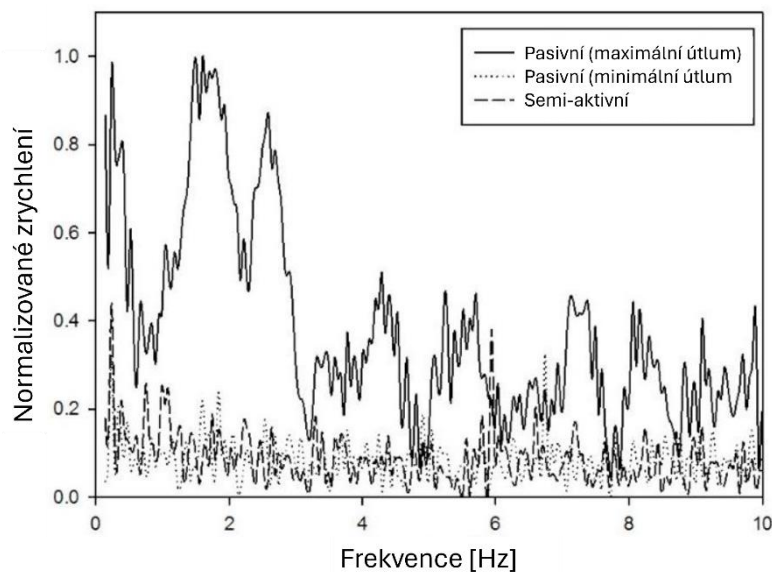
Tímto typem tlumiče se zabývala studie [44]. Součástí tohoto systému odpružení je hydraulický třecí tlumič. Proudění tekutiny je korigováno dvojicí shodných ventilů tak, že jeden z ventilů zajišťuje množství kapaliny vstupující do tlumiče, zatímco pomocí druhého ventilu je ovládáno množství tekutiny vytékající z tlumiče. Celkové množství kapaliny v akumulátoru činí dva litry a maximální tlak kapaliny dosahuje díky ventilům až 15 bar.

Princip semi-aktivní kontroly je v tomto případě zajištěn pomocí několika snímačů. Prvním z nich je snímač *LiDAR*, který se nachází na přední masce traktoru. Tento snímač spolu s pomocným snímačem *IMU* snímá geometrii terénu před vozidlem v 30° výšce. Pro sledování chování vozidla v důsledku nerovností vozovky je navíc na přední nápravě implementována dvojice tříosých akcelerometrů. Systém kontroly tedy funguje tak, že data z *LiDAR* snímače jsou skrze komunikační systém *CAN bus* zasílána do řídicí jednotky pro ovládání dvojice ventilů. Tato *ECU* následně vyhodnocuje střední hodnoty nejkratších vzdáleností od dané překážky v závislosti na rychlosti vozidla a následně pomocí vyhodnocení dat z akcelerometrů ovládá dvojici ventilů pro korigování průtoku oleje tlumičem. Aby se předešlo chybnému vyhodnocení překážky, je v *ECU* nastavena limitní hodnota rozdílu průměrných hodnot vzdáleností, po jejímž překročení řídicí jednotka vyhodnotí situaci jako překážku. Po provedených experimentech v této studii nejlépe systém reagoval na překážky při prahové hodnotě 0,5. *Graf 4-1* zachycuje výsledky provedeného experimentu, kdy systém během jízdy rozpoznával překážku na jinak rovné vozovce. Překážka v tomto případě byla správně zaznamenána právě při překročení stanovené limitní hodnoty (*Prahová hodnota = 0,5*).



Graf 4-1 Rozdíl průměrné vzdálenosti při jízdě po rovné cestě s detekcí překážky pomocí prahové hodnoty [44] (upraveno).

Na základě provedeného měření v této studii bylo zjištěno, že tento typ semi-aktivně řízeného odpružení dosáhl největšího útlumu vibrací v oblasti do 10 Hz. Ve srovnání s pasivním systémem došlo v této oblasti k útlumu vyššímu až o 51 % při rychlosti $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a v případě rychlosti $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ došlo k poklesu intenzity o 37 %. Výsledky pro rychlost $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ jsou zachyceny v graf 4-2, kde plné a tečkované křivky zastupují hodnoty v případě pasivního tlumiče v režimu maximálního a minimálního tlumení. Čárkovaně jsou znázorněny hodnoty naměřené pro semi-aktivní systém. Testována byla také přesnost detekce nerovností a správnost odhadu reakční síly v tlumiči. Nejlepších výsledků bylo docíleno právě pro prahovou hodnotu průměrné vzdálenosti od překážky 0,5. V tomto případě bylo dosaženo přesnosti 78,6 %.



Graf 4-2 FFT analýza maximálního a minimálního tlumení pasivního tlumiče a semi-aktivního tlumiče při rychlosti $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ [44] (upraveno).

Jedná se však pouze o výsledky experimentálního měření, přičemž bylo vozidlo testováno na rovné silnici s jasně definovanou překážkou (*Bumper*). V reálném prostředí bude mnohem obtížnější jasně definovat kvalitu terénu pomocí snímačů, protože typické pracovní prostředí je pro traktory velmi rozmanité a plné nerovností. Navíc se často překážky ukrývají pod vrstvou vody, prachu a podobně. Celkový útlum vibrací a přesnost správného odhadu překážky bude v porovnání s experimentem nižší, zatímco chybovost se značně navýší.

4.2 PROBLEMATIKA PNEUMATIK

V poslední řadě je nutné zmínit problematiku kol a vliv pneumatik na vzniklé vibrace. Právě kola s pneumatikami hrají velmi významnou roli při řešení vibrací, a to nejen u traktorů, ale vozidel celkově (pokud vozidlo nedisponuje jiným médiem pro přenos sil mezi motorem a vozovkou).

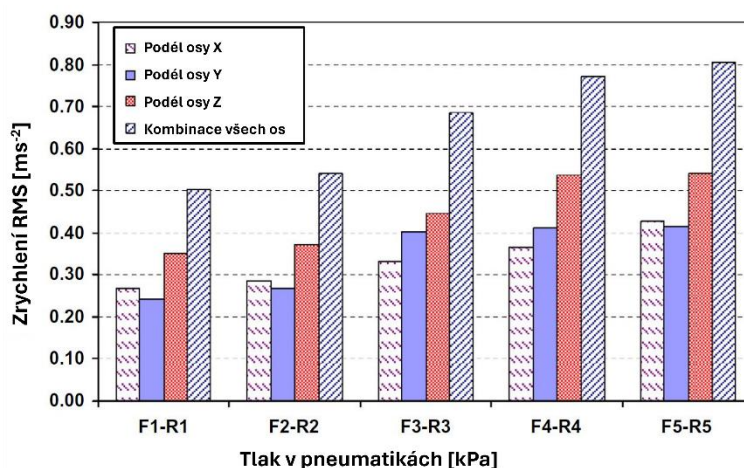
Primárně bude řešen vliv rychlosti traktoru, tlaku v pneumatikách a typu vozovky na tlumení vzniklých vibrací. To především z toho důvodu, že tyto parametry lze do jisté míry ovlivnit správnou obsluhou stroje. Tuhle problematikou se zabývala studie [45], která zkoumala jednotlivé složky zrychlení pro přední a zadní nápravy v závislosti na různém tlaku pneumatik. Jednotlivé hodnoty tlaků je mimo jiné vidět v *tab. 4-1*.

Tab. 4-1 Hodnoty tlaků v jednotlivých pneumatikách [45] (upraveno).

Přední pneumatika	Přední pneumatika
F1: Tlak přední pneumatiky je 90 kPa	F1: Tlak zadní pneumatiky je 60 kPa
F2: Tlak přední pneumatiky je 120 kPa	F2: Tlak zadní pneumatiky je 90 kPa
F3: Tlak přední pneumatiky je 150 kPa	F3: Tlak zadní pneumatiky je 120 kPa
F4: Tlak přední pneumatiky je 180 kPa	F4: Tlak zadní pneumatiky je 150 kPa
F5: Tlak přední pneumatiky je 210 kPa	F5: Tlak zadní pneumatiky je 180 kPa

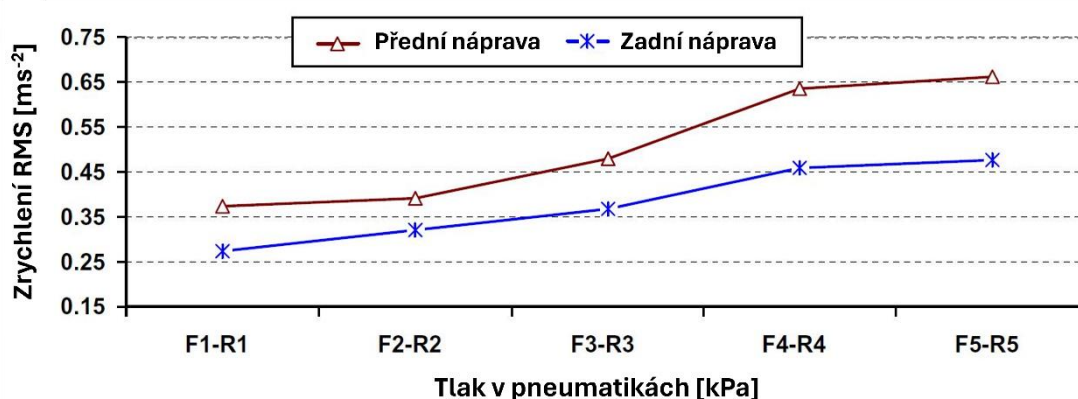
Díky provedeným experimentům v této studii bylo zjištěno několik zajímavých poznatků. Prvním z nich je závislost mezi rychlostí a vzniklým zrychlením jednotlivých náprav, přičemž vyšší rychlost vozidla vždy vyústila ve větší zrychlení bez ohledu na tlaku pneumatik a typu terénu. V případě, kdy se testovaly jednotlivé kombinace nahuštění pneumatik bylo zjištěno, že se zvyšujícím se tlakem v pneumatikách se taktéž zvyšuje intenzita vibrací. To také potvrzuje *graf 4-3*, který zachycuje závislost mezi hodnotami nahuštěných předních a zadních pneumatik dle *tab. 4-1* a mírou zrychlení v daném směru (viz legenda grafu). Zde je patrné, že hodnoty pro F1-R1 (přední pneumatika – 90 kPa, zadní 60 kPa), dosahují nejnižší míry zrychlení v porovnání s ostatními údaji. Důležité je také zmínit, že ve všech případech měření byla míra zrychlení nejdominantnější právě v ose *z*, což opět potvrzuje výsledky všech předešlých

výzkumů zmíněných v této práci. Výsledky měření v této studii také ukázaly, že hodnoty zrychlení byly vždy vyšší v případě zadní nápravy vozidla.



Graf 4-3 Hodnoty RMS zrychlení těla traktoru ve směru x, y, z [45] (upraveno).

Hlavní příčinou může být rozložení těžiště a hmoty traktoru. Tuto skutečnost dokazuje graf 4-4, ve kterém hnědá křivka zachycuje hodnoty naměřené na přední nápravě, modrá křivka potom na nápravě zadní. Právě kvůli vyšší intenzitě vibrací v oblasti zadní nápravy traktoru disponují zadní kola nižším přetlakem v pneumatikách ve srovnání s předními koly.

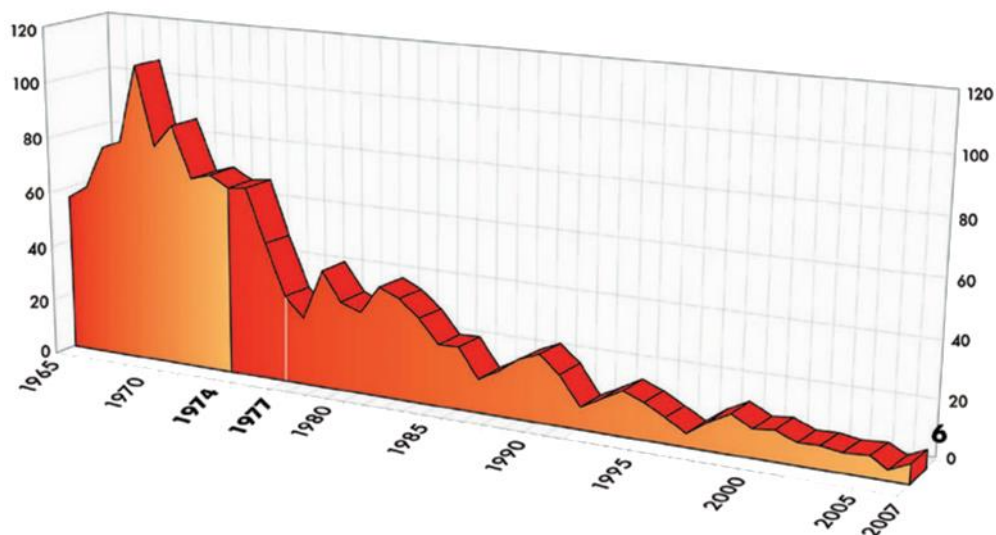


Graf 4-4 RMS Hodnoty vertikálního zrychlení pro přední a zadní nápravy [45] (upraveno).

V této studii byl také navíc zakomponován vliv terénu z hlediska obsahu vlhkosti v materiálu terénu. V souvislosti s tím bylo zjištěno, že čím více mokrá terén byl, tím nižší vliv měla hustota pneumatik na útlum vibrací. Lze tedy říct, že v případě traktorů bez odpružení je správné nahuštění pneumatik v kombinaci s vhodnou rychlostí vozidla velmi efektivní metoda pro tlumení vibrací.

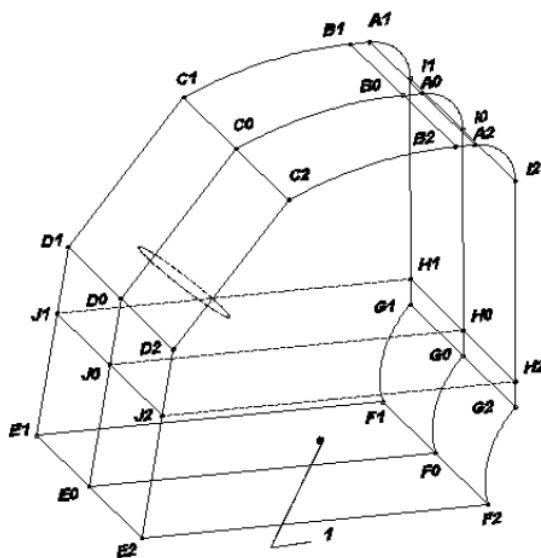
5 STATICKÁ ZKOUŠKA OCHRANNÉ KONSTRUKCE

Doposud bylo řešeno téma vibrací působících na kabiny traktorů. V rámci této problematiky bylo taktéž popsáno, jaký mají zmíněné jevy vliv na zdraví řidiče traktoru. Tato problematika však není jediným sledovaným aspektem právě vzhledem ke zdraví řidiče. Při návrhu kabiny traktoru se taktéž musí počítat s možností překlopení traktoru, což může vést ke zranění, v horším případě úmrtí řidiče. Aby se zajistila maximální bezpečnost posádky, je velmi důležité kabinu zkonstruovat takovým způsobem, aby těmto možným vlivům odolala. V souvislosti s touto problematikou byl Organizací pro hospodářskou spolupráci a rozvoj (*OECD*) vytvořen kodex č. 4 [46]. Tento kodex zahrnuje tzv. zkoušku ochranné konstrukce chránící při převrácení traktoru (*Rolling-Over Protective Structure – ROPS*). Tato zkouška vznikla na základě statistik úmrtí posádky pracovních strojů, mezi které patřily mimo jiné traktory. Dle těchto statistik bylo nejčastější příčinou úmrtí právě převrácení pracovního stroje. Po roce 1970 [47] tak přišly v platnost prvotní zkoušky *ROPS* s cílem snížit vysokou nehodovost následkem překlopení pracovního stroje. Důležitost zavedení této zkoušky v platnost potvrzuje *graf 5-1*, na kterém lze vidět vývoj počtu úmrtí řidičů traktorů v Rakousku mezi lety 1965 až 2007. Na tomto grafu je také zachycen rok 1970, který byl v počtu úmrtí nejkritičtějším. V dnešní době zkouška *ROPS* stanovuje určitý bezpečnostní standard, který musí splňovat každý vyrobený traktor.



Graf 5-1 Sestupný trend fatálních nehod traktorů v Rakousku během let 1965-2007 [61].

Zkouška *ROPS* se provádí z toho důvodu, aby bylo pro každou kabinu zajištěno, že v případě převrácení traktoru nedojde k porušení ochranné konstrukce do takové míry, že některá z částí rámu kabiny pronikne do prostoru řidiče. Oblast řidiče, nazývána jako volný prostor (*clearance zone*), je přesně definována právě dle tohoto kodexu. Volný prostor je určen pomocí rovin a v nich nacházejících se bodů, které jsou vidět na *obr. 5-1*. Pomocí těchto bodů jsou následně určeny rozměry tohoto prostoru. Jak si lze na obrázku všimnout, každé z písmen obsahuje číselný index, který znamená rovinu, ve které se daný bod nachází.



Obr. 5-1 Volný prostor [46].

5.1 TYPY TESTOVANÝCH VOZIDEL

Ačkoli jsou traktory primární skupinou vozidel s povinností testování rámu kabin pomocí zkoušky *ROPS*, ve skutečnosti téhle zkoušce podléhá mnohem širší spektrum vozidel. Jinými slovy, tato zkouška musí být provedena na každém stroji, který se typicky pohybuje v pracovním prostředí s vysokým rizikem jeho převrácení. Do této skupiny se řadí především těžká stavební technika, jako jsou nákladní vozidla, bagry, buldozery nebo také těžební stroje. U všech zmíněných typů vozidel včetně traktorů se spolu se zkouškou *ROPS* provádí také zkouška *FOPS* (*Falling Object Protective Structures*). Jedná se o zkoušku prověřující bezpečnost rámu v případě, že na kabinu spadne těžký předmět. Těmito předměty mohou být například stromy, ruiny domů nebo dokonce stropy důlních (tunelových) vrtů (obr. 5-2).



Obr. 5-2 Ochranná konstrukce zachránila život obsluze těžebního stroje v KGHM PM S.A. O/ZG LUBIN – sesuv horniny 04. 08. 2003, energie sesuvu: $E = 190\,000$ kJ [61].

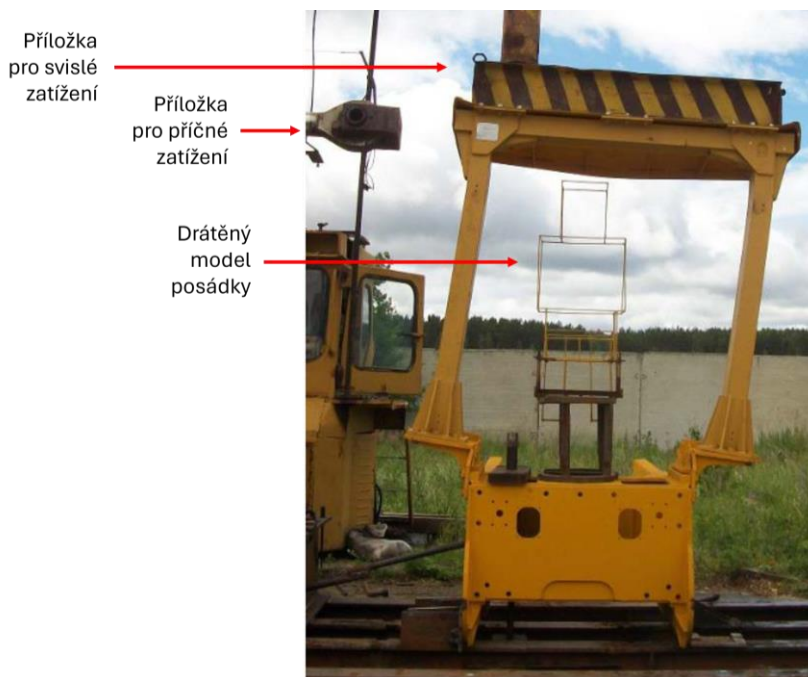
Zkouškou *ROPS* a *FOPS* však nejsou podrobeny pouze těžké pracovní stroje. Stejně zkoušky se vztahují také například na vysokozdvizné vozíky, větší sekačky na trávu nebo také čtyřkolová terénní vozidla, ať už užitková (*UTV*) nebo rekreační (*ROV*).

5.2 PRŮBĚH ZKOUŠKY *ROPS*

Průběh zkoušky se skládá celkem z pěti po sobě jdoucích zátěžných procesů, které jsou aplikovány na rám kabiny traktoru, popřípadě jiného stroje. Během jednotlivých kroků se následně sleduje rozložení napětí, plastických deformací, množství pohlcené energie a reakční síly. Na základě těchto údajů se následně zjišťuje, zda rám kabiny splnil zkouškou požadovaná kritéria nebo je zapotřebí provést jeho optimalizaci. Samotný proces zatěžování se provádí za pomoci impaktorů, přičemž zatížení je statického charakteru, tudíž deformace nepřekračuje rychlost $5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ [46].

5.2.1 TYPY TESTOVACÍCH IMPAKTORŮ

Zatížení rámu kabiny je zajištěno nejčastěji pomocí hydraulického lisu. Pro přenos zatížení mezi zdrojem a rámem kabiny jsou využity impaktory neboli příložky, jejichž tvar je přesně stanoven dle kodexu č. 4 (*OECD*). Hlavním důvodem normou stanovených rozměrů příložek je dosažení rovnoměrného zatížení rámu skrze tyto příložky, aby se předešlo lokálním průnikům příložky do rámu konstrukce. Rozměry dány normou navíc zajišťují stejné podmínky zkoušek pro různé výrobce po celém světě. V případě zkoušky *ROPS* se využívají dva základní typy impaktorů v závislosti na tom, o jaký zátěžný stav se jedná. Prvním typem jsou příložky pro podélné a příčné zatížení. Tyto příložky mohou mít mírně zaoblenou kontaktní plochu pro dosažení souvislé stykové plochy mezi příložkou a rámem kabiny. Uložení impaktoru je uskutečněno z pomoci kloubového spoje, díky čemuž se může příložka přizpůsobit náklonu kabiny v průběhu zatížení. Tento impaktor je vidět na *obr. 5-3* vlevo.



Obr. 5-3 Vertikální zatížení zkoušky *ROPS* [62] (upraveno).

Druhý typ impaktoru (*obr. 5-3*) se využívá pro svislý zátěžný stav (zkouška stlačováním) a rozměry této příložky jsou opět stanoveny kodexem (především šířka). Na stejném obrázku si je mimo jiné možné všimnout drátěného modelu řidiče, který slouží ke sledování narušení volného prostoru. Aby nedošlo k deformaci příložek v průběhu zatížení, jsou tyto příložky zpravidla vyrobeny z materiálu s vyšší tuhostí.

5.2.2 PRVNÍ PODÉLNÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Při popisu jednotlivých zátěžných stavů bylo vycházeno z kodexu č. 4 [46]. První podélné zatížení je prováděno v oblasti zadní části rámu kabiny, popřípadě v části přední, pokud není více jak 50 % hmotnosti traktoru na zadní nápravě. Zatížení je prováděno za pomoci příložky (impaktoru), jejíž rozměry jsou pevně dány dle kodexu. Stejně tak je přesně definována oblast, ve které tato příložka bude na kabinu působit, a to vzhledem ke tvaru rámu a jeho zástavbovým rozměrům. Samotné zatížení je aplikováno do doby, dokud nedojde k dosažení minimální potřebné energie pohlcené ochrannou konstrukcí. Pokud dojde během zatěžování k porušení či oddělení jakékoliv z částí rámu kabiny, zkouška není splněna.

Hodnota maximální pohlcené energie rámu je dána vztahem:

$$E_{IL1} = 1,4 M, \quad (1)$$

Kde M je referenční hmotnost traktoru. Tato hmotnost je pro zkoušku *ROPS* stanovena výrobcem.

Po dosažení požadované energie je konstrukce postupně odlehčena. Po plném odlehčení kabiny je aplikováno první zatížení stlačováním. Ukázka reálného testování prvního podélného zatížení je vidět na *obr. 5-4*.



Obr. 5-4 Podélné zatížení, ze zadní pravé strany [61].

5.2.3 PRVNÍ ZKOUŠKA STLAČOVÁNÍM

Tento typ zatížení je prováděn ve směru svislém, přičemž impaktor působí na konstrukci ze shora. Příložka je umístěna vždy na té straně, na které bylo v předchozím kroku prováděno zatížení podélné. Rozměry příložky a přesné místo působení je opět definováno kodexem. V tomto kroku zatěžování není sledována maximální pohlcená energie, ale maximální hodnota dosažené reakční síly, která je dána vztahem:

$$F = 20 M \quad (2)$$

V momentě dosažení požadované síly pak musí tato síla působit na rám po dobu následujících pěti sekund od chvíle, kdy je okem vidět pohyb rámu kabiny. Následně dochází k odlehčení příložky. Ukázka reálného testování prvního svislého zatížení zadní strany rámu kabiny je vidět na *obr. 5-5*.



Obr. 5-5 Vertikální zatížení, zadní [61].

5.2.4 BOČNÍ (PŘÍČNÉ) ZATĚŽOVÁNÍ

Zatěžování je aplikováno podobně, jako v případě prvního podélného zatěžování. Příložka je však rozměrově rozdílná a oblast působení je opět dána kodexem. Při bočním zatížení je taktéž sledována energie pohlcená konstrukcí. Její minimální požadovaná hodnota je vypočtena ze vztahu:

$$E_{IS} = 1,75 M \quad (3)$$

Reálné provedené boční zatížení kabiny traktoru je zachyceno na *obr. 5-6*.



Obr. 5-6 Horizontální zatížení, boční levé [61].

5.2.5 DRUHÁ ZKOUŠKA STLAČOVÁNÍM

Zkouška je prováděna obdobným způsobem, jako první zkouška stlačováním. Je použito příložky se shodnými rozměry a oblast zatížení je vždy opačná k první zkoušce stlačování. Pokud tedy byla první zkouška prováděna na zadní horní straně, druhá zkouška bude prováděna na straně přední. Sledované hodnoty silových účinků jsou shodné s první zkouškou stlačováním. Skutečné testování stlačováním přední strany kabiny je vidět na obr. 5-7.



Obr. 5-7 Vertikální zatížení, z přední levé strany [61].

5.2.6 DRUHÉ PODÉLNÉ ZATĚŽOVÁNÍ

Tato zkouška se provádí pouze u traktorů, které disponují sklopnou nebo skládací ochrannou konstrukcí. Oblast působení přílohy je vždy na opačné straně, v protilehlém rohu vůči první podélné zkoušce. Vztah pro minimální hodnotu pohlcené energie je:

$$E_{IL2} = 0,35 M \quad (4)$$

Při provádění podélných zatížení je nutné, aby v momentě dosažení požadované hodnoty energie platil tento vztah:

$$F' > 0,8 F_{max} , \quad (5)$$

Kde F' je hodnota reakční síly v momentě dosažení požadované energie a F_{max} je maximální reakční síla vyvolaná během zkoušky. Ukázka reálného testu tohoto zátěžného stavu je zobrazen na *obr. 5-8*.



Obr. 5-8 Horizontální zatížení, přední [61].

V poslední řadě je zapotřebí sledovat, zda při jednotlivých zkouškách v posledních 5 % deformace nedojde k poklesu reakční síly o více jak 3 %. Pokud by se tak stalo, musela by být provedena tzv. zkouška přetěžováním, kde dochází k navýšení energie vždy o 5 % až do hodnoty 20 %. Pokud při dosažení této hodnoty energie platí vztah (1), pak je zkouška splněna.

5.3 ZKOUŠKA ROPS RŮZNÝCH TYPŮ OCHRANNÝCH KONSTRUKCÍ

Jednotlivé zátěžné stavy zkoušky *ROPS* a oblasti působení přílozek na rám kabiny nejsou pro každý testovaný rám totožný. Při samotném testování velmi záleží na konstrukčním provedení daného rámu a referenční hmotnosti vozidla.

5.3.1 KONSTRUKCE ROPS PRO TĚŽKOU TECHNIKU

Jedním z případů je například buldozer K275, kterým se zabývala studie [49], přičemž tento stroj se typicky využívá ve stavebnictví nebo těžebním průmyslu. Toto vozidlo však váží téměř 50 tun, čemuž musela být přizpůsobena mimo jiné také kabina pro posádku. Aby mohly být zajištěny bezpečnostní standardy posádky, byla na vozidlo dodatečně implementována ochranná konstrukce, která se nachází nad kabinou stroje. Tato konstrukce se skládá z dvojice vertikálních nosníků, které jsou spojeny s horizontálními nosníky a celá ochranná konstrukce je následně přichycena k rámu stroje, nikoli rámu kabiny. Tento ochranný rám *ROPS* je možné vidět na *obr. 5-9*.



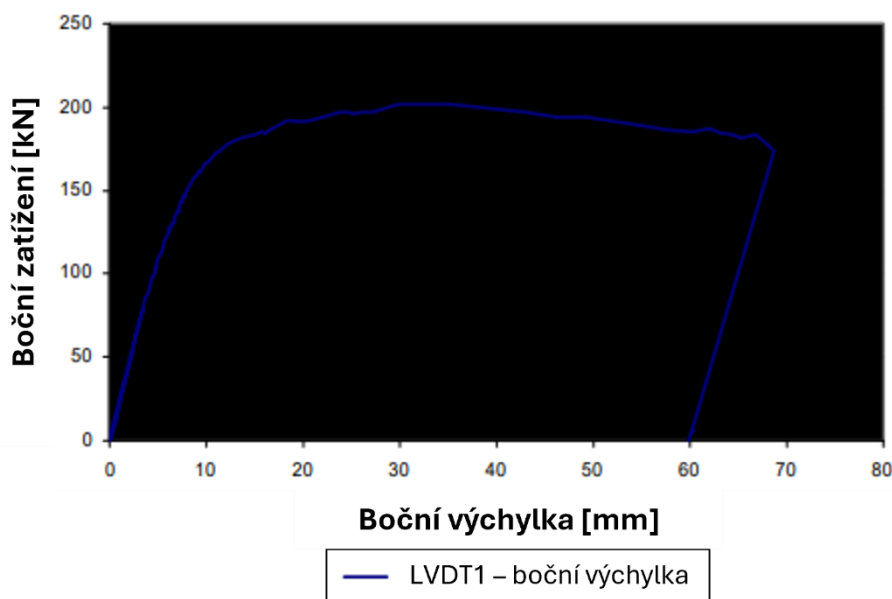
Obr. 5-9 K275 Buldozer s ochranou konstrukcí *ROPS* [49].

Zkouška *ROPS* se v tomto případě skládala pouze ze tří zátěžných stavů. Za pomoci rozmístěných tenzometrických a *LVDT* (snímač výchylky) snímačů bylo u jednotlivých zátěžných stavů sledováno rozložení přetvoření a vznik deformací. Nejprve byla ochranná konstrukce podrobena bočnímu zatížení, přičemž působíště tohoto zatížení bylo v pravém horním rohu. Následovalo zatížení svislé, při kterém byl rám zatěžován v jeho středu. Jako poslední bylo provedeno zatížení zadní podélné. Právě první zátěžný stav je možné vidět na *obr. 5-10*, kde si lze všimnout také konstrukce, se kterou je ochranný rám spojen.



Obr. 5-10 Vychýlený tvar konstrukce ROPS při plném bočním zatížení [48].

Při tomto zátěžném stavu (obr. 5-10) se ochranná konstrukce deformovala nejvíce, přičemž maximálního posuvu rámu o hodnotě 68 mm bylo dosaženo při působící síle o velikosti 200 kN. V případě zadního zatížení bylo dosaženo maximálního posuvu o velikosti 32 mm při působící síle 98 kN a při svislém zatížení se konstrukce vychýlila pouze o 8 mm vůči svému počátku při maximální síle 250 kN. Uvedené hodnoty zastupují celkové posuvy, trvalé deformace jsou tedy nižší. Obr. 5-11 následně zachycuje závislost působící síly na výchylce rámu v místě středu podélného rámu.



Obr. 5-11 Výchylka jako odezva na boční zatížení (LVDT 1) [49] (upraveno).

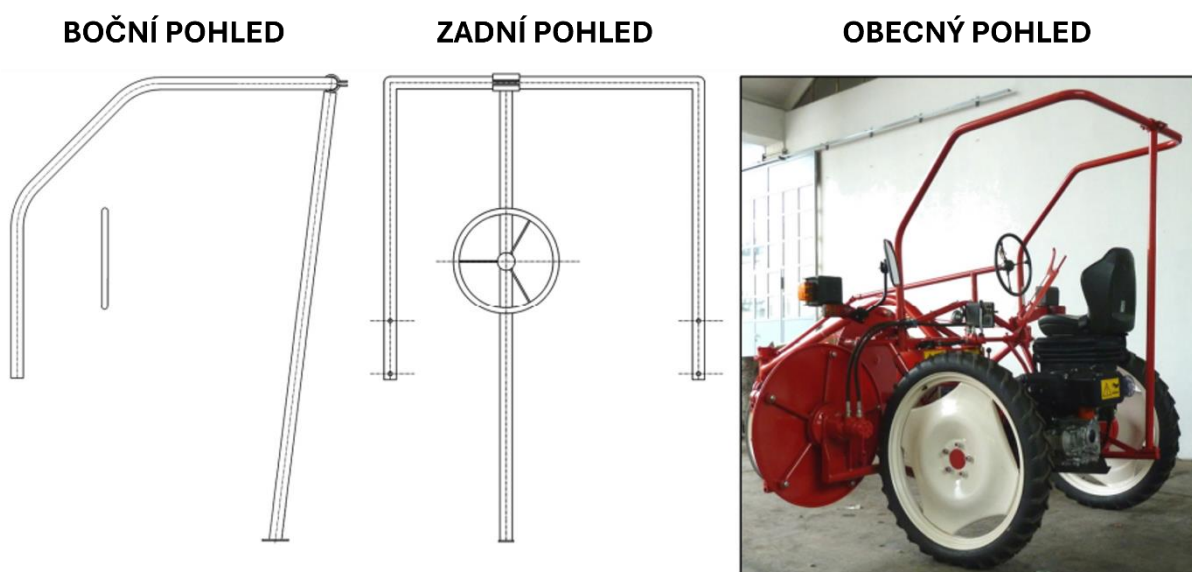
5.3.2 ZKOUŠKA ROPS SAMOJÍZDNÝCH ZEMĚDĚLSKÝCH STROJŮ

Další skupinou vozidel, která musí být testována zkouškou ROPS jsou tzv. samojízdné zemědělské stroje (*Self-Propelled Agricultural Machinery – SPM*). Jedná se o vozidla využívána výhradně v zemědělství. Tyto zemědělské stroje lze rozdělit do dvou základních skupin dle jejich velikosti. Do první skupiny patří velké samojízdné zemědělské stroje, jako je

například kombajn nebo samohybný postřikovač. Skupinou druhou jsou malé samojízdné zemědělské stroje, mezi které se řadí například samojízdné podávací hrábě s postranním hřebenem nebo samojízdná lištová sekačka.

U těchto typů vozidel je však velmi náročné správně určit kritéria zkoušky *ROPS* za účelem dosažení co nejvyšší bezpečnosti řidiče. Konstrukční provedení rámu kabin těchto strojů je často velmi atypické a různorodé v porovnání například s kabinami traktorů, které jsou si velmi podobné. Dalším rozdílem oproti kabinám traktorů je u samojízdných vozidel v umístění sedadla posádky, které se často nachází více v přední části kabiny a v některých případech je dokonce umístěno mimo středovou osu vozidla (podobně jako u automobilů) [50]. Problémem je také správné určení hmotnosti, od které se odvíjí kritéria zkoušky *ROPS*. Konstrukce velkých samojízdných zemědělských strojů mohou navíc zahrnovat zabudovanou cisternu nebo například úložný prostor pro velmi hmotné objekty [50]. Vozidlo s naplněnou cisternou se tak bude v případě překlopení chovat rozdílně oproti cisterně prázdné. Z toho důvodu se při provádění zkoušky *ROPS* musí k jednotlivým ráům přistupovat individuálně a zahrnout zde zmíněné vlivy.

Zkouška *ROPS* samojízdného zemědělského stroje byla provedena pro studii [50], v rámci které byl konkrétně testován rám pro samojízdné podávací hrábě s postranním hřebenem (skupina malých *SPM*). Tento rám je svou konstrukcí zcela rozdílný oproti konstrukcím zmíněných v této práci, o čemž se lze přesvědčit z *obr. 5-12*. Rám se v tomto případě skládá pouze z trojice příčníků, přičemž dvojice se nachází na přední straně, na zadní straně je poté umístěn pouze jeden, a to ve středu konstrukce. Na horní straně taktéž není podélník spojující tyto sloupky.

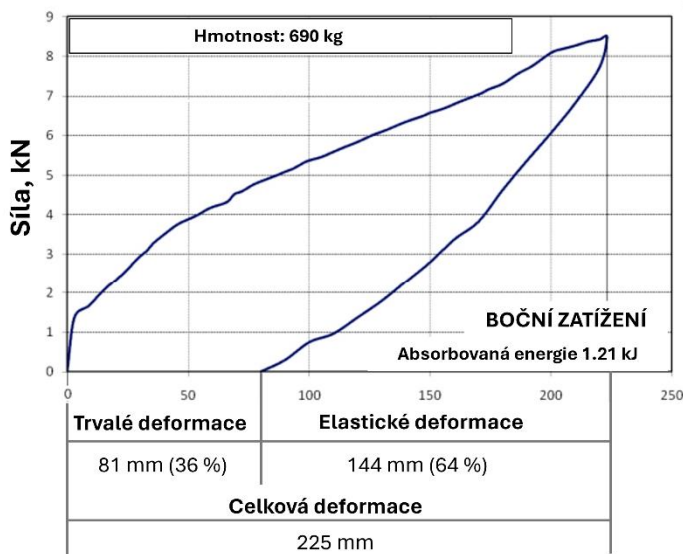


Obr. 5-12 Obecné výkresy a pohled na konstrukci ROPS malého SPM, samojízdné podávací hrábě s postranním hřebenem [50] (upraveno).

Tento rám byl dle studie [50] podroben pouze dvěma zátěžným stavům. Konstrukce byly nejprve zatížena ze zadní strany, přičemž se působiště příložky nacházelo v místě spojení této dvoudílné konstrukce (rámová konstrukce spojena pomocí šroubových spojů). Následovalo boční zatížení, během kterého příložka působila v horním pravém rohu konstrukce. Právě horní roh rámu je vybrán z toho důvodu, protože v případě převrácení stroje bude toto místo v kontaktu s vozovkou. V rámci této zkoušky nebylo provedeno žádné vertikální zatížení. To

bylo zdůvodněno tím, že se v tomto směru očekávala vyšší tuhost rámu, protože by byl rám zatěžován na vzpěrnou stabilitu.

Nejkritičtějším zátěžným stavem bylo v tomto případě boční zatížení. Během tohoto zatížení bylo dosaženo maximální hodnoty celkové deformace o velikosti 225 mm při maximální síle 8,5 kN, z toho 81 mm byla deformace plastická. V tomto okamžiku rám absorboval požadované množství energie, které činilo 1,21 kJ. Průběh působící síly v závislosti na deformaci rámu je vidět na obr. 5-13. Na vedlejším obrázku je potom zachycen okamžik maximálního zatížení rámu. Z grafu si lze všimnout vysoké hodnoty elastické deformace konstrukce. To je zapříčiněno tím, že rám v tomto směru zkrátka nevykazuje přílišnou tuhost.



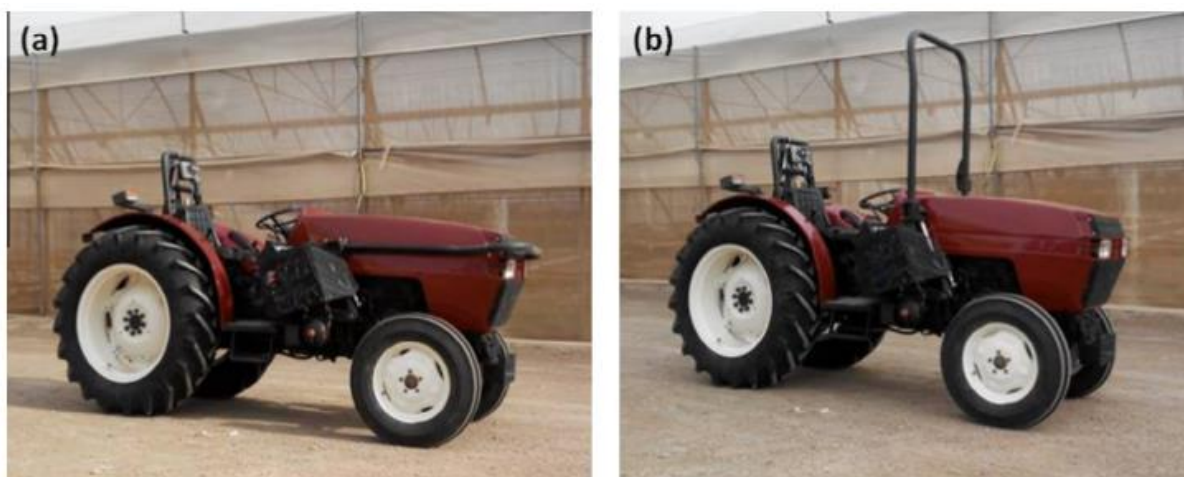
Obr. 5-13 Závislost síly na deformaci a stav na konci bočního zátěžného stavu zkoušky ROPS pro podávací hrábě s postranním hřebenem [50] (upraveno).

V případě zadního zatížení bylo dosaženo celkové maximální deformace o hodnotě 186 mm při aplikované síle 9 kN, z toho 73 mm byla deformace plastická. Celková rámem pohlcená energie činila 0,97 kJ. Ačkoli rám vykazoval při bočním zatížení nižší tuhost, díky nízké hmotnosti vozidla (690 kg), a tedy nižším nárokům na absorbovanou energii, rám splnil kritéria zkoušky ROPS.

5.3.3 AUTOMATICKY VYSOUVACÍ KONSTRUKCE ROPS

Existují také typy zemědělských strojů, které se díky svým rozměrům využívají například při práci v různých sadech. Tyto sady se však velmi často nachází v kopcovitých oblastech. Příkladem jsou typicky vinné sady, ve kterých je průjezd rozměrnějším vozidlem nemožné. Z toho důvodu se využívají malé traktory, které jsou často upraveny a přizpůsobeny tak danému prostředí. V tomto prostředí se tak lze setkat s malými traktory, které nedisponují ochrannou konstrukcí ROPS, především kvůli jejich rozměrům. Absence rámu ROPS však může mít fatální následky na řidiče traktoru v případě překlopení, kdy jedinou možnou záchranou před zavalením řidiče vahou traktoru je včasné vyskočení, což většinou není možné.

S řešením tohoto problému přišla studie [51], která vyrobila prototyp samovýklopného rámu *ROPS*. Celý mechanismus je poháněn hydraulickým zařízením, které je ovládáno solenoidovým ventilem zajišťujícím rychlou odezvu systému. Vyklopění ochranné konstrukce je řízeno pomocí řídicí jednotky, která analyzuje data snímačů úhlu náklonu vozidla. V běžném provozu je tak tento rám sklopený a nijak neomezuje posádku při vykonávání práce. Ve chvíli překročení určité hodnoty náklonu se pak tato konstrukce odklopí směrem nahoru. Tento mechanismus by mohli využít především majitelé starších traktorů nebo těch traktorů, které si vyrobili sami. Takové traktory totiž často nedisponují ochrannou konstrukcí *ROPS*. Vzhledem ke kompaktnosti tohoto mechanismu jej lze na traktor dodatečně implementovat. Tento mechanismus je zobrazen na *obr. 5-14*.



Obr. 5-14 Traktor 2120V se instalovaným systémem *HydraROPS*. (a) *ROPS* ve sklopené pozici (b) *ROPS* ve vyklopené pozici [51].

6 NUMERICKÁ SIMULACE SKELETU KABINY TRAKTORU

V následujících kapitolách budou provedeny numerické simulace MKP rámu kabiny traktoru, přičemž geometrie rámu byla obdržena vedoucím této práce. Jako program pro řešení této problematiky byl použit *Ansys Mechanical*, který zároveň posloužil jako postprocesor pro zpracování výsledků.

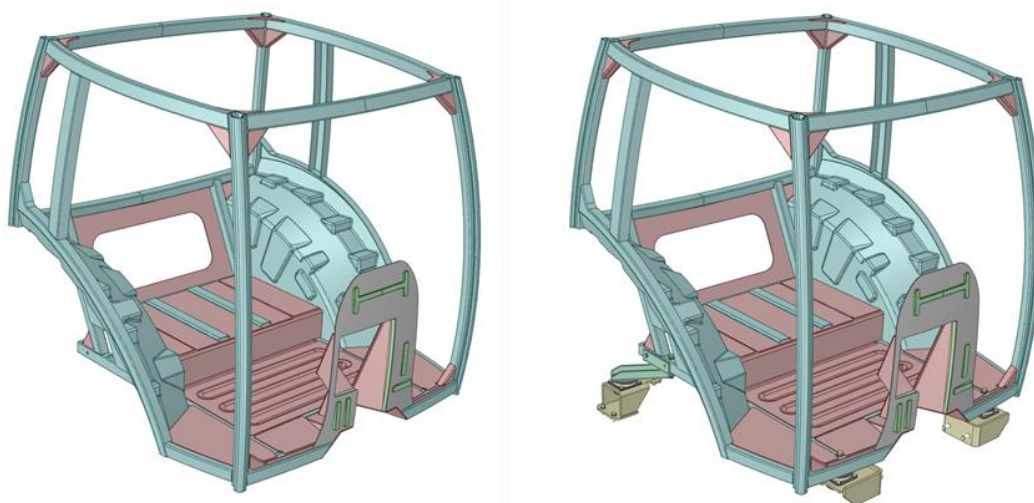
V rámci simulací byla nejprve provedena série strukturálních výpočtů, pro které byla uskutečněna simulace destruktivní zkoušky *ROPS*. Na základě výsledků jednotlivých simulací byly provedeny potřebné optimalizace kabiny pro úspěšné splnění této zkoušky. Pro takto zoptimalizovaný skelet kabiny byla následně provedena modální analýza za účelem nalezení vlastních frekvencí, které budou hrát důležitou roli v případě vybuzení struktury.

6.1 PŘÍPRAVA GEOMETRIE KABINY

Základním předpokladem pro správné a efektivní provedení numerického výpočtu je vhodně vytvořená geometrie modelu. Proto bylo nezbytné provést úpravy a zjednodušení obdržené geometrie, díky kterým byla následná práce s modelem celkově jednodušší a umožňovala použití strukturované sítě, která je časově méně náročná na výpočet. Uskutečněné úpravy a zjednodušení však musely být provedeny s obezřetností, aby tyto změny neměly výrazný vliv na výsledky simulace. Veškeré úpravy geometrie byly uskutečněny za pomoci programu *Creo Parametric*, popřípadě v prostředí *SpaceClaim*, jenž je součástí programu *Ansys*. Proces úpravy geometrie kabiny je popsán v následujících podkapitolách.

6.1.1 SJEDNOCENÍ GEOMETRIE

Před tím, než došlo na úpravu geometrie, bylo nutné obdržená data připravit tak, aby se zde nevyskytovaly například chybně posunuté části konstrukce v rámci sestavy, duplicitní plochy nebo přebytečné konstrukční roviny, které často vznikají již při samotné přípravě *CAD* dat nebo v procesu převodu geometrie do *FEM* preprocesoru. Opravená geometrie je mnohem přehlednější a následná práce s ní bude časově méně náročná.

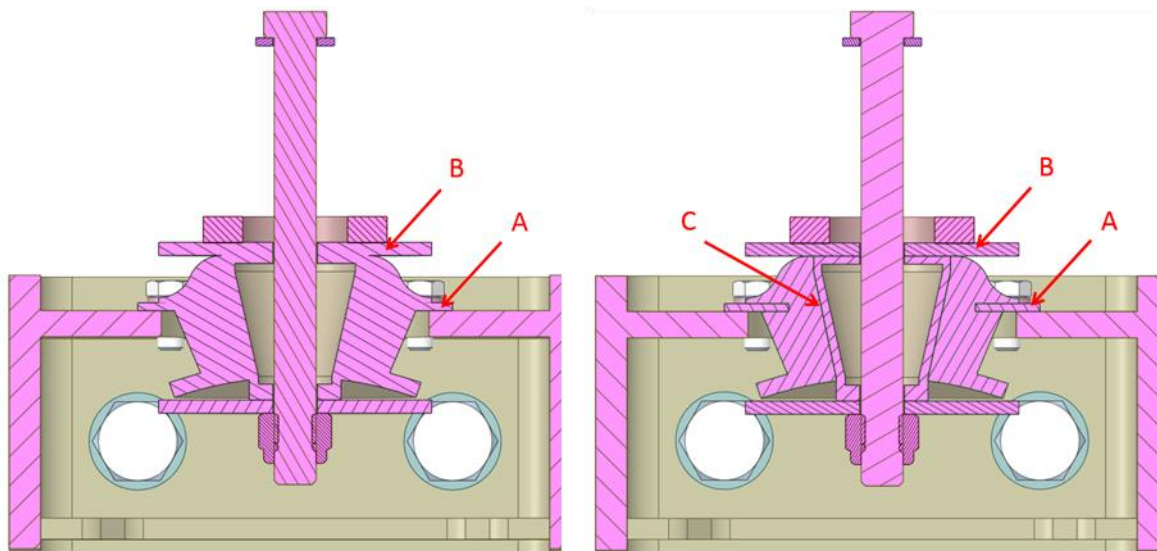


Obr. 6-1 Sjednocení geometrie skeletu kabiny.

Dále byly sjednoceny dvě doposud nezávislé geometrie, a to konkrétně geometrie rámu kabiny a systému odpružení včetně konzolí, pomocí kterých by bylo provedeno spojení mezi kabinou, tímto odpružením a bezrámovou konstrukcí traktoru. Spojení bylo provedeno pomocí předem připravených šroubů a děr. Celý proces sjednocení je zachycen na *obr. 6-1*, kde na levé straně je vidět již opravená geometrie a na straně pravé pak připojený rám ke konzolím včetně odpružení.

6.1.2 ÚPRAVA GEOMETRIE ODPRUŽENÍ

Pro tento konkrétní typ kabiny traktoru bylo užito tzv. pasivního odpružení za pomoci čtveřice axiálně orientovaných pryžových silentbloků (dvojice na přední a zadní straně kabiny). Je tedy zřejmé, že se jedná o skelet kabiny traktoru disponující nižším výkonem motoru, pro který je tento typ odpružení do jisté míry dostačující. Po podrobnějším prozkoumání systému odpružení v řezu, konkrétně samotných silentbloků, bylo zjištěno, že tyto silentbloky svou geometrií neodpovídají skutečnosti. Přesněji řečeno byla obdržena pouze vnější geometrie systému odpružení (*obr. 6-2* vlevo). Z toho důvodu byla geometrie odpružení upravena, a to na základě nabytých znalostí z rešeršní části této práce. V rámci úprav byla definována ocelová vložka pro uchycení silentbloku (oblast A na *obr. 6-2* vpravo), dále ocelová podložka (oblast B na *obr. 6-2* vpravo) a nakonec ocelová výztuha nacházející se uvnitř pryže (oblast C na *obr. 6-2* vpravo). Pomocí těchto úprav u všech silentbloků byla zajištěna jejich správná funkce, aniž by došlo ke zhroucení tohoto odpružení, protože ocelová výztuha spolu s horní a dolní podložkou funguje jako podpůrná konstrukce v případě zhroucení pružícího elementu (pryže). Z hlediska správné funkce bylo odpružení připraveno pro další práci v prostředí *Mechanical*.

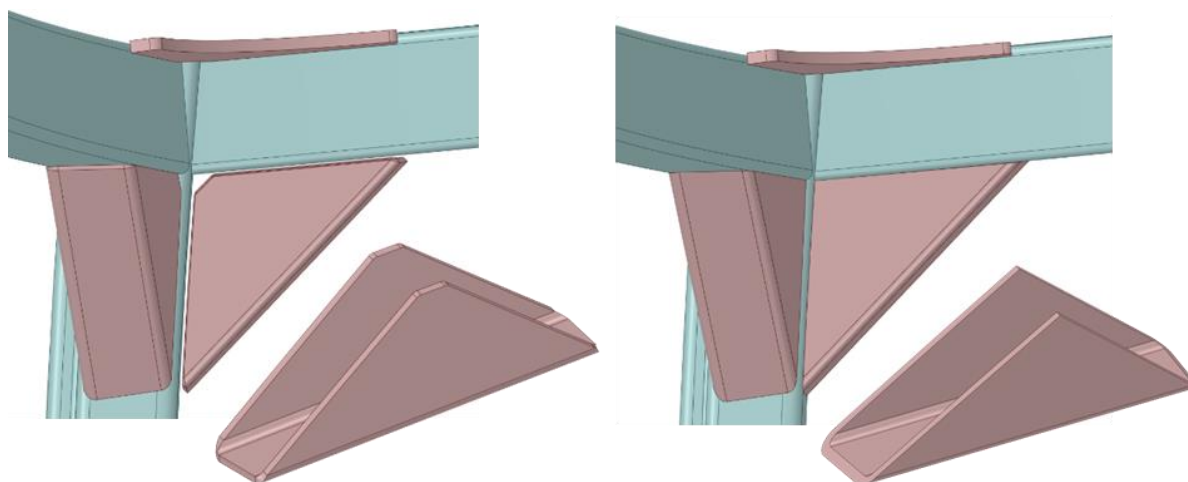


Obr. 6-2 Definice geometrie systému odpružení A-oblast uchycení šroubů, B-oblast podložky mezi částí rámu kabiny a pryží, C-oblast ocelové výztuhy pryžového silentbloku.

6.1.3 PROBLEMATIKA SVAROVÝCH SPOJŮ

Jelikož se kabina traktoru skládá z převážné většiny ze svařenců, bylo nezbytně nutné problematiku svařových spojů do určité míry zakomponovat do této geometrie a výpočtového modelu. Vzhledem k tomu, že cílem této práce nebylo provedení pevnostní analýzy samotných

svarových spojů a jejich geometrické definování s následným numerickým výpočtem by byly extrémně náročné (svarové spoje se modelují zvlášť a jejich sítě se následně musí propojit s rámem), nebyly svarové spoje v programu *Ansys* fyzicky vytvořeny. Svary bylo možné vzhledem k řešení dané problematiky zanedbat z toho důvodu, že by samotný výsledek ovlivnily v menší míře. Aby se však výsledky simulace co nejvíce přibližovaly reálné problematice, bylo zapotřebí vykompenzovat chybějící materiál, který by byl ve skutečnosti při svařovacím procesu do sestavy dodán. Přidání materiálu se docílilo tím způsobem, že došlo v místě svaru k protažení jednotlivých součástí až do fáze styku s protikusem. Jeden z příkladů je zachycen na *obr. 6-3*, kde je zobrazen jeden z horních rohů skeletu kabiny. Na obrázku v levé části je vidět původní geometrie, ve které je možné vidět vůli mezi výztuhami a rámem kabiny.



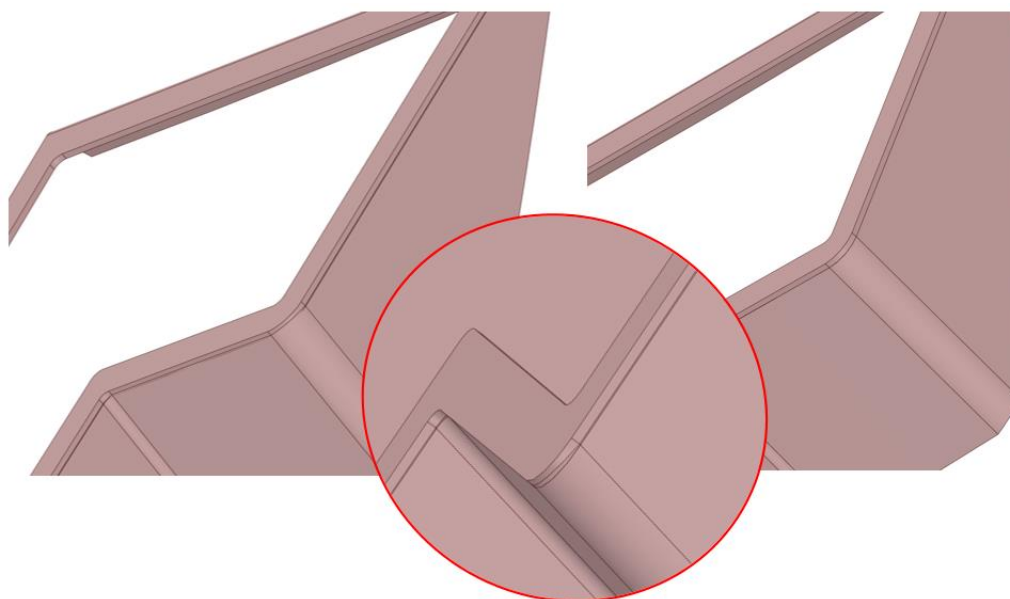
Obr. 6-3 Příklad řešení problematiky svarových spojů.

Tyto vůle jsou zde přichystány právě pro geometrii svarů. Na obrázku vpravo je již geometrie upravená tak, že byly tyto vůle vymezeny a jednotlivé součásti lícovaly. Tuto problematiku bylo třeba vyřešit nejen u všech výztuh, ale u naprosté většiny svarových spojů jednotlivých součástí.

Zvětšení rozměrů určitých součástí však nebylo provedeno pouze kvůli kompenzaci množství materiálu, který by byl vlivem svařování do sestavy dodán. Díky těmto úpravám bylo ve většině případů docíleno správné definice stykových ploch kontaktních geometrií. Správné definici také mimo jiné napomohlo zjednodušení geometrie ve smyslu zrušení nepotřebných zaoblení a zkosení. Toho si lze všimnout opět na *obr. 6-3*, kde je taktéž zachycen detail výztuhy. Tato původní geometrie výztuhy obsahuje poměrně velké množství obtížně definovaných zaoblení, kvůli kterým by byla kontaktní plocha poněkud nesouvislá a komplikovaná. Na pravé straně jsou potom vidět provedená zjednodušení zaoblení. Skrze tato zjednodušení bylo následně mnohem jednodušší a časově výrazně méně náročnější stanovit kontaktní plochy. Navíc se do značné míry snížil celkový čas výpočtů, protože na takto upravenou geometrii bylo možné aplikovat strukturovanou síť, která se skládá pouze z *Hexa* a *Penta* elementů, namísto tetra prvků.

6.1.4 OPRAVA KOLIZÍ

Aby numerické výpočty proběhly bez vyskytujících se chyb, bylo nutné tyto chyby a kolize v geometrii vyhledat a opravit. Poměrně častým problémem u geometrie skeletu kabiny byly nežádoucí kolize dvou struktur (vzájemná penetrace). Nejčastěji docházelo ke vzájemnému průniku struktur jednotlivých součástí, namísto toho, aby spolu sdílely pouze určitou stykovou plochu. Kvůli těmto typům kolizí potom docházelo k obtížně, popřípadě chybně definovaným kontaktům mezi strukturami, což následně vyústilo v chybu v konečném řešiči. Jeden z příkladů je zachycen na *obr. 6-4*. V levé části se nachází původní geometrie, kde je vidět, že krycí plech koliduje s protikusem. Na obrázku uprostřed je potom detailní pohled na jednu z problematických částí a obrázek vpravo zobrazuje výslednou opravenou geometrii.



Obr. 6-4 Oprava kolize geometrie v oblasti přední části kabiny traktoru.

Dále byly odstraněny duplikované plochy, nechtěně vzniklé hrany nebo body, které zůstaly v geometrii nejčastěji v důsledku sjednocení dvou geometrií. Přítomností těchto nechtěných bodů docházelo k potížím při tvorbě strukturované sítě, protože body nevhodně dělily perimetry hran. V několika případech bylo taktéž třeba vyřešit problém vyskytujících se mezer mezi některými plochami, případně se zde vyskytovaly plochy, které byly špatně vykresleny (zvlněné plochy). Vzhledem k tomu, že by bylo velmi obtížné najít jednotlivé typy chyb v tak rozsáhlé geometrii, bylo tedy využito v prostředí *SpaceClaim* funkcí, které jednotlivé kolize umí ve většině případů vyhledat a opravit automaticky. Pomocí takto provedených oprav bylo docíleno správně fungujícího modelu a výpočtu pro většinu součástí kabiny.

Dále bylo zapotřebí poupravit plochy součástí, u kterých došlo v důsledku styku s protikusem promítnutí části geometrie kontaktní součásti, čímž došlo k nežádoucímu rozdělení plochy na více částí. Ačkoli se nejednalo o problém, který by přímo souvisel se vznikem chyb ve výpočtu, bylo vhodné se s takto vzniklým rozdělením vyvarovat, aby následné definování kontaktů bylo v rámci jedné, nikoli více ploch. Důležitější však bylo, že díky sjednocení ploch došlo k vytvoření celistvého profilu daného povrchu, na který pak mohly být jednoduše aplikovány různé typy síťovacích metod pro tvorbu strukturální sítě. Příkladem je metoda *Sweep*, kterou by v případě takto rozděleného profilu nebylo možné použít. Dalším příkladem je také funkce

face Meshing. Díky celistvému a uzavřenému profilu bylo touto metodou možno definovat minimálně dva elementy po tloušťce tělesa.

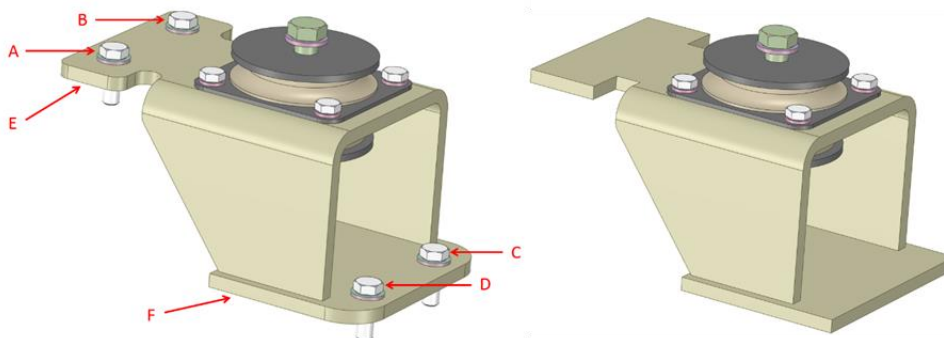
V některých ojedinělých případech bylo nutné vyřešit také chyby poměrně vážnějšího charakteru. Tyto chyby byly většinou objeveny až při vytváření sítě pro výpočtový model. Jednalo se o situace, kdy nebylo možné aplikovat potřebné metody pro vytvoření kvalitní sítě pro určitou geometrii. Jedním z případů byla část rámu na levé přední straně skeletu kabiny. Při vytváření sítě totiž docházelo k tomu, že v místě této geometrie vznikal chybný element, na který se měly tendenci vázat téměř všechny uzly sítě pro tuto geometrii, což vedlo na síť, která neodpovídala kvalitativním kritériím. I po podrobnějším prozkoumání geometrie v prostředí *SpaceClaim* však součást nevykazovala žádnou z kolizí nebo jiných chyb. Tuto chybu geometrie se podařilo vyřešit tak, že za pomoci funkce *Mirror* byla ozrcadlena shodná geometrie z pravé přední části kabiny, kde se tato chyba již nevyskytovala. Obdobný problém nastal také u části kulisy řízení, avšak situaci nebylo možné řešit stejným způsobem, jelikož se jednalo o ojedinělý díl sestavy. Z toho důvodu bylo nutné vytvořit v programu *Creo Parametric* novou, geometricky totožnou součást, a následně ji znovu importovat do sestavy. Podobné situace bylo třeba vyřešit ještě v dalších čtyřech případech. Příčiny vzniku těchto chyb nebyly doposud zjištěny.

6.1.5 ZJEDNODUŠENÍ GEOMETRIE

Velmi klíčové pro řešení jakékoliv problematiky pomocí numerických metod je sestavení takového modelu, aby se co nejvíce přibližoval skutečnosti. Zároveň aby samotný výpočet probíhal, co možno v nejkratším možném čase, tedy alespoň do chvíle, dokud ještě není jisté, že je vše nastaveno správně a výpočet proběhne úspěšně. Díky časově méně náročnému výpočtu je možné rychleji zjistit, že se v modelu nachází určité typy chyb, které je třeba opravit, a celkově strávený pracovní čas nad daným projektem je mnohem kratší. Z toho důvodu je velmi žádoucí provést úpravu geometrie ve smyslu jejího zjednodušení.

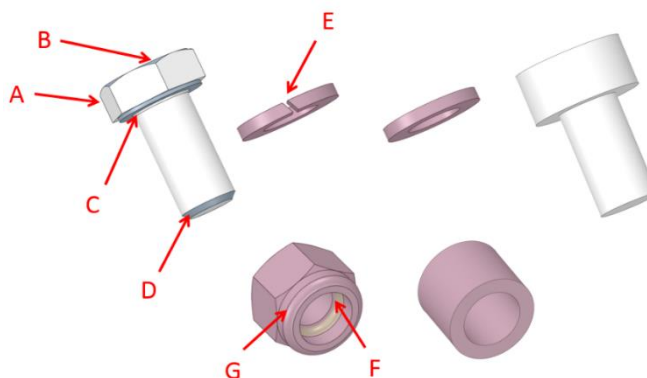
Nejprve došlo ke zjednodušení geometrie části systému odpružení a uložení kabiny. Zde se nacházely šrouby, které byly připraveny pro spojení konzolí systému odpružení k bezrámové konstrukci traktoru. Avšak tato práce byla zaměřena pouze na samotnou kabinu traktoru a její odpružení. Model bezrámové konstrukce traktoru tedy nebyl vůbec uvažován, a tudíž tyto šrouby postrádaly svůj účel. Navíc v oblasti uložení těchto šroubů byly později definovány okrajové podmínky typu *Fixed Support* (této tematice bude věnována pozornost až v kapitole zabývající se výpočtovým modelem kabiny). V těchto místech tedy šrouby nebudou mít žádný vliv na celkový výpočet, protože se tato oblast po definování této podmínky bude chovat jako nehybné tuhé těleso. Šrouby v těchto místech proto mohly být odstraněny. Spolu s odstraněním šroubů a podložek tak mohly být navíc odstraněny i díry v uložení, které byly pro tyto šrouby připraveny. Provedené úpravy je možné vidět na *obr. 6-5* vlevo (označeno písmeny A, B, C a D). Na tomto obrázku je zachycen jeden ze systémů uložení přední části kabiny včetně silentbloku. Obdobně bylo zjednodušeno také uložení zadní části kabiny, které se však svou geometrií mírně liší. Díky odstranění šroubů a podložek došlo ke snížení počtu uzlů v modelu, protože pro tyto součásti nebylo potřeba vytvářet síť. Odstraněním děr se součást stala geometricky mnohem jednodušší a konečná síť byla méně náročná, a to jak z hlediska její tvorby, tak co se počtu uzlů týče. Pro plochy, na kterých byly definovány podmínky *Fixed Support*, bylo navíc možné odstranit přebytečná tvarová zaoblení. Tyto plochy jsou na

stejném obrázku označeny písmeny E a F. Obrázek na pravé straně zobrazuje stejnou součást po provedeném zjednodušení geometrie.



Obr. 6-5 zjednodušení geometrie systému odpružení.

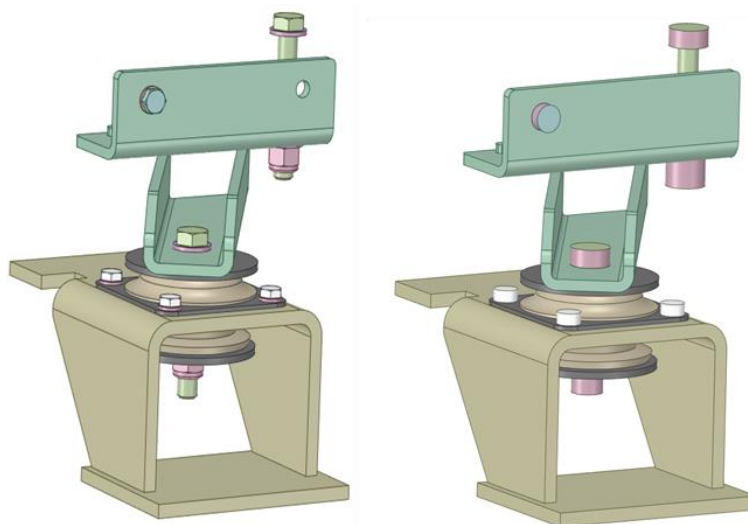
V případě geometrie systému uložení kabiny dále došlo ke tvarovému zjednodušení všech šroubů a matic. Jednalo se totiž o součásti, které byly kvůli složitější geometrii poměrně náročné na tvorbu kvalitní sítě. V případě šroubů a matic mohlo být provedeno zjednodušení ve větší míře, protože se jednalo o součásti rozměrově a hmotnostně zanedbatelné v porovnání s celou kabinou a zkoumání pevnosti šroubových spojů nebylo cílem této práce. Zjednodušení, která jsou také zachycena na obr. 6-6, byla provedena tak, že byl na každém šroubu odstraněn profil šestihranu (A) včetně jednotlivých zkosení (B) na hlavě šroubu. Dále bylo odstraněno zaoblení před náběhem závitu (C) a zkosení na konci závitu (D). Obdobně byly upraveny také pojistné matice, které se používají u spojů, jenž jsou namáhány vibracemi. V této sestavě byly použity pro spojení kabiny traktoru, silentbloků a uložení kabiny. U pojistných matic byly navíc odstraněny polyamidové vložky (F) a zaoblení (G) v místě, kde nedocházelo ke kontaktu s protikusem. V případě pružinových podložek, které byly použity pro spoj mezi rámem odpružení a silentblokem spočívalo zjednodušení v tom, že byly tyto profily (E) upraveny na jednoduché podložky. Nakonec byla geometrie podložky sjednocena s geometrií kontaktního šroubu, popřípadě matice. Tímto zjednodušením bylo ušetřeno 26 kontaktních párů.



Obr. 6-6 Detail zobrazení postupu zjednodušení geometrie šroubu, pružinové podložky a pojistné matice.

Na obr. 6-6 si lze mimo jiné všimnout, že součástí jednotlivých šroubů a matic nejsou geometrie závitů. Závitů byly odstraněny, jelikož cílem práce nebylo řešit pevnostní výpočty šroubových spojů. Závitů jsou navíc velmi složité na tvorbu kontaktů a pro tyto kontaktní plochy by bylo taktéž zapotřebí vytvořit velmi jemnou síť, což by mělo zásadní vliv na celkovou výpočtovou náročnost celé simulace.

V poslední fázi byly odstraněny volné konce šroubů v místech styku kontaktní součásti (matice, konzole odpružení a podobně). Jak ve výsledku vypadá upravená geometrie systému předního uložení kabiny je vidět na *obr. 6-7*, přičemž vlevo je pohled na tuto geometrii před provedeným zjednodušením jednotlivých šroubů, matic a podložek. Naproti tomu vpravo je zobrazeno výsledné zjednodušení těchto součástí.



Obr. 6-7 Srovnání systému odpružení kabiny před a po zjednodušení geometrie šroubů, matic a podložek.

6.2 ZÁKLADNÍ NASTAVENÍ MODELU

Po provedených úpravách geometrie skeletu kabiny a jeho odpružení bylo následně zapotřebí vhodně definovat výpočtový model, přičemž se jeho nastavení v určitých oblastech lišilo vzhledem k tomu, pro jaký typ analýzy byl model využit. Celý proces nastavení modelu, ke kterému patří například definice okrajových podmínek, způsob zatížení, nastavení materiálů apod., je popsán v následujících kapitolách této práce.

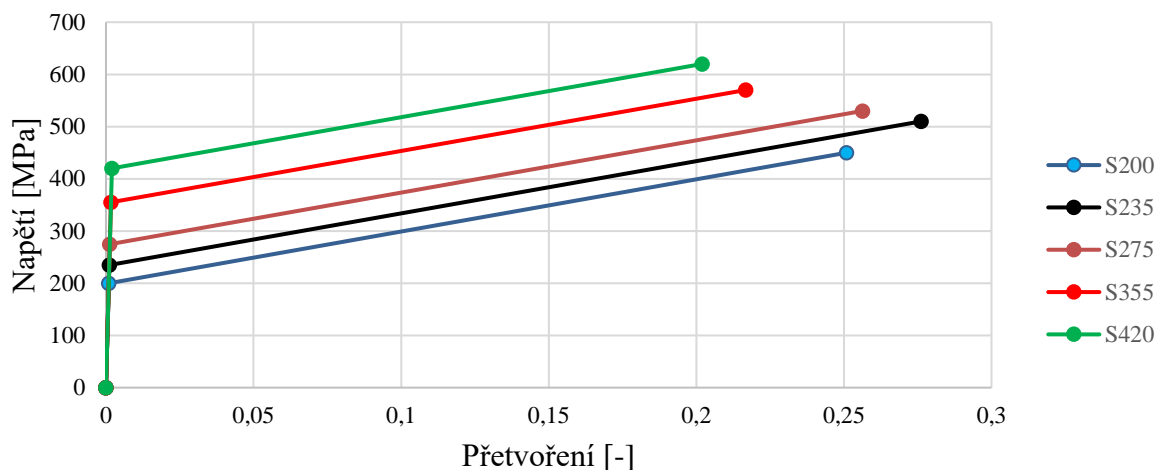
6.2.1 STANOVENÍ MATERIÁLOVÝCH VLASTNOSTÍ

Prvním krokem při nastavení modelu bylo definování materiálových vlastností každé ze součástí kabiny traktoru. Hlavním cílem této práce nebylo zkoumat chování konkrétního typu odpružení na konkrétním modelu rámu kabiny traktoru. Namísto toho bylo sledováno, jak se bude tento rám chovat v případě, že bude uložen na čtyřech obecně definovaných silentblocích. Geometrie odpružení v tomto modelu tedy exaktně neodpovídá skutečnému a konkrétnímu typu odpružení a rámu kabiny. Stejně tak nebyla k dispozici konkrétní databáze materiálových charakteristik rámu. Z toho důvodu byly materiálové charakteristiky vzaty na základě jiných studií a prací, které se podobnou problematikou zabývaly a které jsou součástí řešeršní části této práce.

Při stanovení materiálu skeletu kabiny bylo čerpáno z práce [52], ve které se autor zabýval koncepčně velmi podobnou kabinou traktoru a disponoval konkrétními materiálovými vlastnostmi jednotlivých částí skeletu. Jako materiály byly tedy zvoleny oceli dle *graf 6-1*. Pro hlavní nosný rám byla vybrána ocel S275, plechové díly podlahy S200 a blatníky ocel S235.

Pro výtzuhy rámu a kovové části odpružení byla následně zvolena ocel S355 a pro příložky byla zvolena ocel S420. Všechny materiály byly definovány pomocí bilineárního modelu a materiálové charakteristiky jednotlivých ocelí jsou zobrazeny v graf 6-1. Ten se řídí hodnotami Youngova modulu pružnosti, meze kluzu a směrnicí za mezí kluzu, která je ukončena hodnotou meze pevnosti daného materiálu.

Bilineární model materiálů



Graf 6-1 Bilineární materiálový model definovaný mezí kluzu, směrnicí za mezí kluzu a mezí pevnosti [52] (upraveno).

Následně byl definován materiál pro čtveřici pružících elementů. Při detailnějším studování této problematiky bylo na základě několika studií zjištěno, že pro výrobu silentbloků se velmi často využívá kaučuková pryž [18], [19]. Pryž a ostatní elastomery jsou typické pro své hyperelastické vlastnosti. To znamená, že jejich materiálové vlastnosti, především závislost mezi deformací a napětím v elastické oblasti, nejsou lineární. Tyto materiálové vlastnosti se získávají na základě experimentálních měření a do výpočtových modelů se následně aplikují například skrze *Yeoh* nebo *Mooney-Rivlin* hyperelastického modelu. Definování materiálových charakteristik pryžových silentbloků pro uložení kabiny v rámci této práce bylo provedeno na základě studie [53]. V této studii byl pro silentbloky použit materiál *NBR Shore 75 A* (Butadienakrylonitrilový kaučuk). Jedná se o syntetický kaučuk známý především pro svou vysokou odolnost vůči opotřebení a stárnutí s vysokou pevností v tahu [54]. Hyperelastický model pro tento materiál byl v tomto případě definován za pomoci *Mooney-Rivlin* o dvou konstantách C_{10} a C_{01} (tab. 6-1) popisující tvar křivky.

Tab. 6-1 Odhadované hyperelastické koeficienty přírodního kaučuku *Shore 75 A* [53].

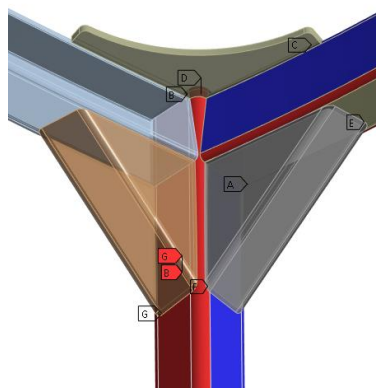
Hyperelastic model	C_{10}	C_{20}	C_{30}	C_{01}
Neo-Hookean	0.6933	–	–	–
Mooney–Rivlin	0.3724	–	–	0.4397
Yeoh	0.9636	–06213	0.3265	–

6.2.2 DEFINOVÁNÍ SPOJENÍ SOUČÁSTÍ

Správné nastavení spojení jednotlivých součástí je klíčové pro dosažení co nejpřesnějších výsledků numerického výpočtu. I jediný nevhodně definovaný kontakt může značně ovlivnit konečný výsledek, popřípadě zapříčinit divergenci výpočtu. Z toho důvodu je velmi důležité nejprve danou problematiku podrobně prostudovat a na základě nabytých znalostí definovat výpočtový model. Pro získání potřebných znalostí posloužila vytvořená rešerše, na základě které byl model pro numerické výpočty definován.

KONTAKTY SVAROVÝCH SPOJŮ

Nejprve byly definovány kontakty svarových spojů. Jelikož se rám kabiny traktoru skládá z převážné většiny ze svařenců, bylo nejvíce kontaktů tohoto charakteru. V místech, kde by byly jednotlivé součásti spojeny skrze vytvořený svar, byly tyto svary v modelu nahrazeny spojením typu *Bonded*. To zapříčinilo, že se tělesa chovala jako by se jednalo pouze o jedno těleso, a díky zamezení jak posuvu, tak separace kontaktních těles, nejlépe vystihuje problematiku svarových spojů. Typicky se jednalo například o vzájemné spojení jednotlivých dutých profilů rámu a k nim přidružených výztuh. Tento konkrétní příklad je také vyobrazen na obr. 6-8.

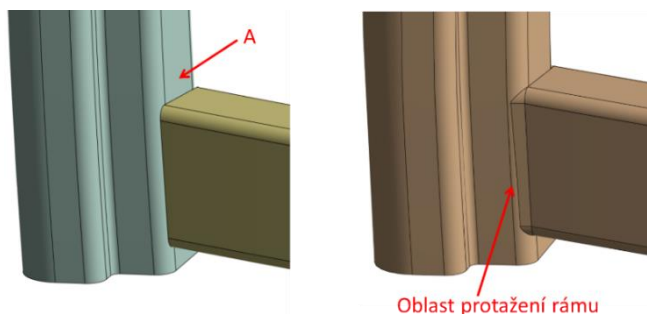


Obr. 6-8 Příklad použití podmínky typu *Bonded* pro svarové spoje.

Jak je na obrázku vidět, tak jen v této oblasti bylo nutno definovat až devět spojů typu *Bonded* (označeno písmeny od A do G), na celém rámu kabiny se pak jednalo o několik stovek spojů. Z toho důvodu bylo nutné co nejlépe geometrii upravit a zjednodušit, v opačném případě by byl proces definování kontaktních ploch velmi zdoluhavý a narůstala by pravděpodobnost vzniku chyb v průběhu definování jednotlivých ploch.

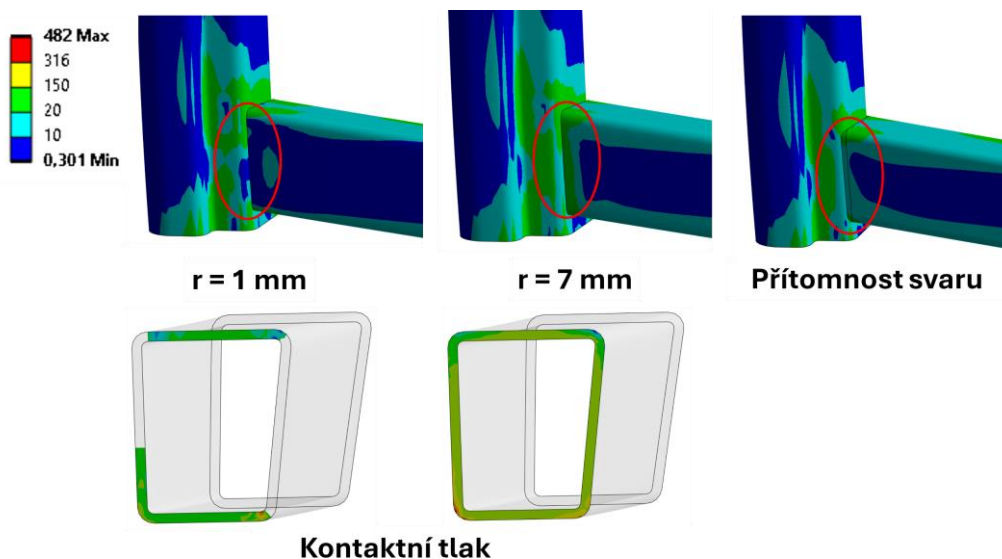
Jelikož geometrie svarů nebyla fyzicky vytvořena, docházelo v některých případech k tomu, že tyto kontaktní plochy dvou těles v některých místech neodpovídaly skutečnosti. Pro lepší pochopení je přiložen obr. 6-9. Na obrázku vlevo je vidět, že plocha utvářející kontakt mezi dvěma rámy je pouze v oblasti jedné z bočních stran rámu (označeno písmenem A). Namísto toho, aby kontaktní oblast vypadala tak, jako na obrázku vpravo, kde je pro ukázkou dodatečně vytvořen spoj tak, jak by ve skutečnosti vypadal. Takto definované spoje by však byly velmi náročné na výpočet, jelikož síť v této oblasti by musela být velmi jemná, aby splňovala určité kvalitativní požadavky. Navíc svar má své materiálové charakteristiky, které nebyly k modelu dodány. Z toho důvodu bylo k této problematice přistupováno tím způsobem, že byl vytvořen pouze kontaktní spoj, jako je tomu na obrázku vlevo. Aby se však toto spojení přiblížilo

skutečnosti, bylo za pomoci funkce *pinball region* definován poloměr tak, aby zde byly zahrnuty i uzly nacházející se v místech zaoblení, jako je tomu na obrázku vpravo.



Obr. 6-9 Problematika definování kontaktu pro svarový spoj.

Stanovení poloměru bylo provedeno na základě pevnostní analýzy těchto dvou rámu. Rám uložený horizontálně byl zavazben na svém pravém konci odebráním všech šesti stupňů volnosti a na horní konec vertikálního rámu byla aplikována síla působící rovnoběžně s horizontálním rámem směrem doleva. Následně byl postupně definován poloměr *Pinball Region* v rozmezí od 0,1 do 15 mm. Z provedených simulací bylo zjištěno, že se spoj nejvíce blíží reálné problematice při minimálním poloměru 7 mm, což je možné vidět také na obr. 6-10. Na tomto obrázku jsou zobrazeny tři varianty spoje, přičemž na pravé straně je spoj realizován za pomoci fyzického svaru. Na straně levé a uprostřed jsou následně varianty bez přítomnosti tohoto svaru. Na levé straně je možné vidět, že v případě volby poloměru o hodnotě 1 mm je napětí nižší v místě, kde se na obrázku vpravo nachází svar. Tuto skutečnost potvrzuje vykreslený kontaktní tlak stykových ploch, ze kterého je patrné, že v těchto místech nedochází ke styku součástí. Naproti tomu je v případě 7mm poloměru vidět, že kontaktní tlak působí po celém povrchu plochy a výsledné napětí je tak v tomto místě vyšší. Hodnoty napětí v této oblasti jsou také vyšší ve srovnání s variantou zahrnující fyzický svar kvůli skokové změně geometrie. Jelikož v této oblasti bude skutečné napětí nižší (přidaný materiál a vzniklé zaoblení díky svaru), napětí získané z numerických simulací lze považovat za kritičtější variantu oproti skutečnosti. Při poloměru nad 7 mm se již chování spoje vzhledem k rozložení napětí neměnilo.



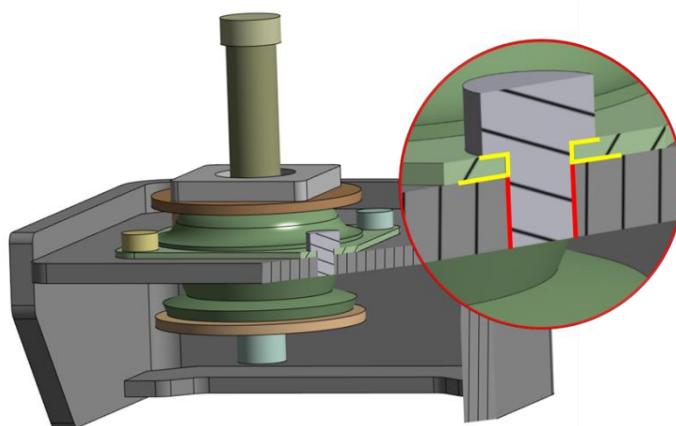
Obr. 6-10 Kontaktní analýza svarových spojů.

Na základě takto provedené analýzy mohly být stanoveny poloměry u podobně se vyskytujících spojů, přičemž konečný poloměr byl stanoven ještě o něco vyšší (7,4 mm) pro ujištění se, že dojde k pokrytí potřebné oblasti u všech případech kontaktů. Správnost definovaného poloměru byla také ověřena tím způsobem, že byla změřena délka oblasti protažení horizontálního rámu, jejíž délka souhlasila s definovaným poloměrem.

KONTAKTY SYSTÉMU ODPRUŽENÍ

V dalším kroku byly nastaveny kontakty mezi jednotlivými pružicími jednotkami, konzolami tohoto odpružení a rámem kabiny. Ať už se jednalo o spojení mezi pružicím elementem a konzolí odpružení nebo bezrámovou konstrukcí traktoru, všechny tyto kontakty byly realizovány pomocí šroubových spojů.

Nejprve byly definovány kontakty pro spojení silentbloku s konzolí odpružení. Toto spojení bylo realizováno pomocí kovové vložky, která je zalisována do pryžového pružicího elementu. Tato vložka je dále definována čtveřicí děr, skrze které jsou následně vedeny šrouby, jež jsou zašroubovány do konzole odpružení. Toto spojení je možné vidět na *obr. 6-11*.

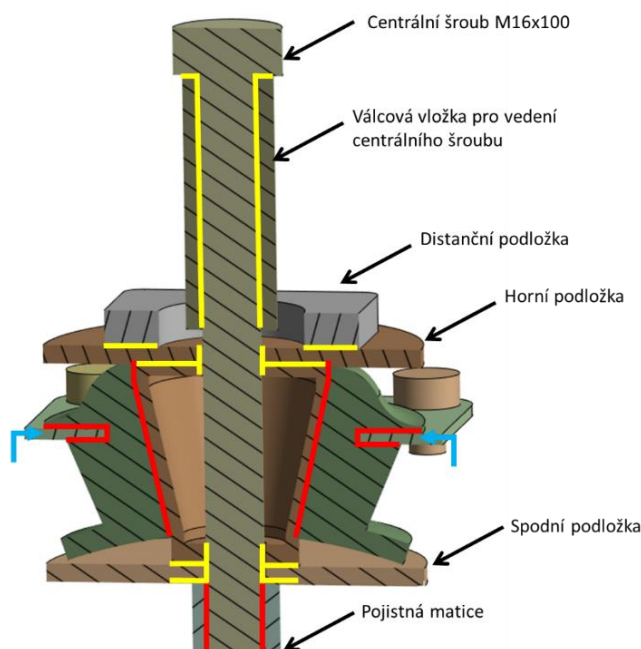


Obr. 6-11 Šroubový spoj mezi vložkou silentbloku a konzolí předního systému odpružení.

Na zmíněném obrázku je zobrazen tento konkrétní šroubový spoj v řezu. V detailu řezu jsou mimo jiné barevně zastoupeny jednotlivé typy použitých kontaktů. Pro každý z těchto šroubů byly kontakty definovány tím způsobem, že mezi spodní stranou hlavy šroubu, jeho částí těla a ocelovou vložkou byl kontakt nastaven jako *Frictional* (označeno žlutou barvou) s koeficientem tření o hodnotě 0,15, přičemž takto zvolená velikost koeficientu byla stanovena dle tabulek [55]. Obdobně tak tomu bylo v případě kontaktu mezi vložkou a konzolí odpružení. Kontakt, který vznikl interakcí jednotlivých závitů šroubu a díry, byl pak definován pomocí podmínky *Bonded* (označeno červenou barvou), díky čemuž následně mohlo být definováno předepnutí pro šroub.

Následně byly definovány spoje silentbloku, tentokrát však s rámem kabiny. Pro tento účel slouží centrálně vedený šroub, který prochází středem pružicího elementu, horní a spodní podložkou, distanční podložkou mezi horní podložkou a rámem kabiny a také válcovou vložkou pro vedení tohoto šroubu. Všechny tyto součásti odpružení byly spojeny pomocí utažené pojistné matice. Jak si lze všimnout na *obr. 6-12*, všechny kontaktní plochy, skrze které je přenášena síla pro dotažení matice, jsou pouze mezi kovovými částmi odpružení, nikoli mezi

pryži, což zajišťuje dostatečnou tuhost a stabilitu spoje. Z toho důvodu také v těchto místech nemůže probíhat případné tlumení vzniklých vibrací skrze samotný pružicí element. Namísto toho probíhá tlumení vibrací tím způsobem, že vibrace, které se šíří skrze konzoli odpružení a čtveřici šroubů, dále putují do kovové vložky, která je zalisována do pryže, kde právě dochází k potlačení těchto vibrací. Oblast, kudy vibrace putují do samotné pryže je na *obr. 6-12* vpravo vyznačena modrými šipkami. Kontakty byly pro výpočtový model definovány tím způsobem, že stykové plochy centrálně vedeného šroubu s podložkami (horní a dolní), kovovou výztuží pryže a kovovou trubicí pro vedení šroubu jsou typu *Frictional*. Stejně tak byly definovány kontakty mezi horní podložkou a distanční podložkou, dolní podložkou a pojistnou maticí a dále spodní částí kovové výztuhy pryže a dolní podložkou. Koeficienty tření byly opět stanoveny na hodnotu 0,15. Naopak spojení mezi pojistnou maticí a šroubem bylo definováno jako pevný spoj (*Bonded*). Totéž platilo pro kontakt mezi kovovou vložkou pro uchycení pryže a samotnou pryží, do které byla vložka zalisována. Obdobně bylo definováno spojení mezi výztuhou a pryží.



Obr. 6-12 Stanovení kontaktů pro systém odpružení.

PŘEDEPNUTÍ ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

V předešlém kroku byly definovány kontakty, které vznikly vlivem spojení součástí pomocí šroubových spojů. Aby šrouby mohly plnit svou funkci, je nutné docílit jejich správného předepnutí. Díky správné volbě osové síly pro předepnutí šroubu je zajištěno, že se šroubový spoj vlivem procesu namáhání neuvolní, zároveň nedojde k poškození šroubu (vznik plastických deformací působením příliš velké síly předpětí), popřípadě závitů. Z toho důvodu každý šroub disponuje informacemi, jako je jeho jmenovitý průměr, stoupání závitu a pevnostní třída daného šroubu. Dle těchto informací lze v tabulkách dohledat odpovídající utahovací moment a osovou sílu.

Problematiku předpětí šroubů bylo nutné zakomponovat do výpočtového modelu. U tohoto konkrétního typu kabiny traktoru se vyskytují dva typy šroubů. Tím prvním jsou šrouby

s jmenovitým průměrem 10 mm (M10x20) a pevnostní třídou 10,9. Jedná se o šrouby zajišťující spojení mezi konzolí systému odpružení a pružicím elementem prostřednictvím ocelové vložky, která je do pryže zalisována. Pro každou z konzolí je toto spojení provedeno vždy pomocí čtveřice šroubů. V případě zadních konzolí je použit navíc jeden šroub se stejnými parametry pro spojení mezi touto konzolí a kabinou. Tato konkrétní pevnostní třída udává pevnost šroubu v tahu o velikosti 1000 MPa s mezí kluzu o hodnotě 900 MPa. Pomocí tabulek pro stanovení utahovacích momentů dle pevnostní třídy [56] byla pro konkrétní sílu zjištěna příslušná osová síla o velikosti 35 655 N. Tyto hodnoty jsou taktéž zobrazeny v tabulce (tab. 6-2).

Druhým typem jsou šrouby s jmenovitým průměrem 16 mm (M16x100). Tyto šrouby, které vedou středy jednotlivých pružicích elementů, slouží k uchycení těchto elementů k rámu kabiny traktoru za pomoci pojistných matic. Mezi rámem kabiny a jednotlivými maticemi těchto šroubů se na horní a spodní části silentbloků nachází dvojice kovových podložek, kterými šrouby prochází. Tyto podložky spolu s vnitřní kovovou výztuhou jsou zde proto, aby zabránily zhroucení pružicího elementu v případě poruchy. Pro tento typ šroubů byla ve stejných tabulkách dohledána osová síla, přičemž se jednalo o šroub se stejnou pevnostní třídou 10,9, které odpovídá osová síla o velikosti 98 340 N.

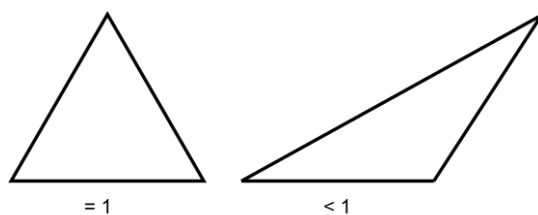
Tab. 6-2 Hodnoty osových sil pro vybrané šrouby (upraveno) [56].

pevnost		5.8		8.8		10.9		12.9	
D	R	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo	Mu	Fo
		N·m	N	N·m	N	N·m	N	N·m	N
M10	1,5	31,8	15930	48,4	24275	71	35655	83	41724
M16	2	137	43939	209	66955	307	98340	359	115079

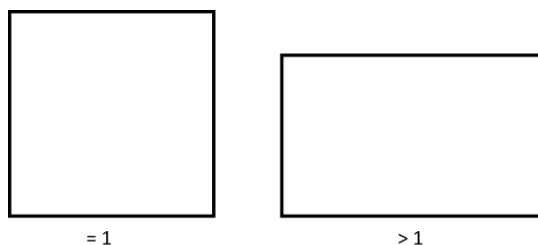
6.3 TVORBA MKP SÍŤE

Aby bylo možné výsledky jednotlivých numerických simulací považovat za validní, je naprosto nezbytné pro daný model vytvořit takovou síť, aby svou kvalitou odpovídala ne pouze jednomu, ale hned několika kvalitativním kritériím zároveň. Pro řešení problematiky skeletu kabiny byla sledována primárně tři hlavní kvalitativní kritéria. Princip fungování, na kterém jednotlivá kritéria stanovují kvalitu elementů dané sítě, budou popsána v následující části.

Prvním sledovaným parametrem, podle kterého byly prováděny úpravy sítě, je *Skewness*. Toto kritérium porovnává jednotlivé elementy sítě vzhledem k ideálnímu tvaru prvku, popřípadě ideálnímu úhlu sklonu pro jednotlivé stěny elementu. Na základě tvarové odchylky jednotlivých elementů od ideálního tvaru je potom následně stanovena kvalita této sítě. Jednoduchý příklad je zachycen na obr. 6-13, kde je v případě prvku trojúhelníkového tvaru ideálním prvkem rovnostranný trojúhelník, jemuž odpovídá kvalita sítě o hodnotě rovno jedné. Pro porovnání je na stejném obrázku zachycen zkosený trojúhelník, čímž došlo ke snížení kvality (hodnota menší než jedna).

Obr. 6-13 Porovnání kvality dle *Skewness*.

Druhým sledovaným parametrem byl *Aspect Ratio*. Toto kritérium hodnotí poměry nejdelších a nejkratších stran elementů, přičemž element s poměrem stran roven jedné je považován za ideální. Se zvyšujícím se poměrem následně klesá kvalita sítě. Jeden z příkladů je zachycen na obr. 6-14.

Obr. 6-14 Porovnání kvality dle *Aspect ratio*.

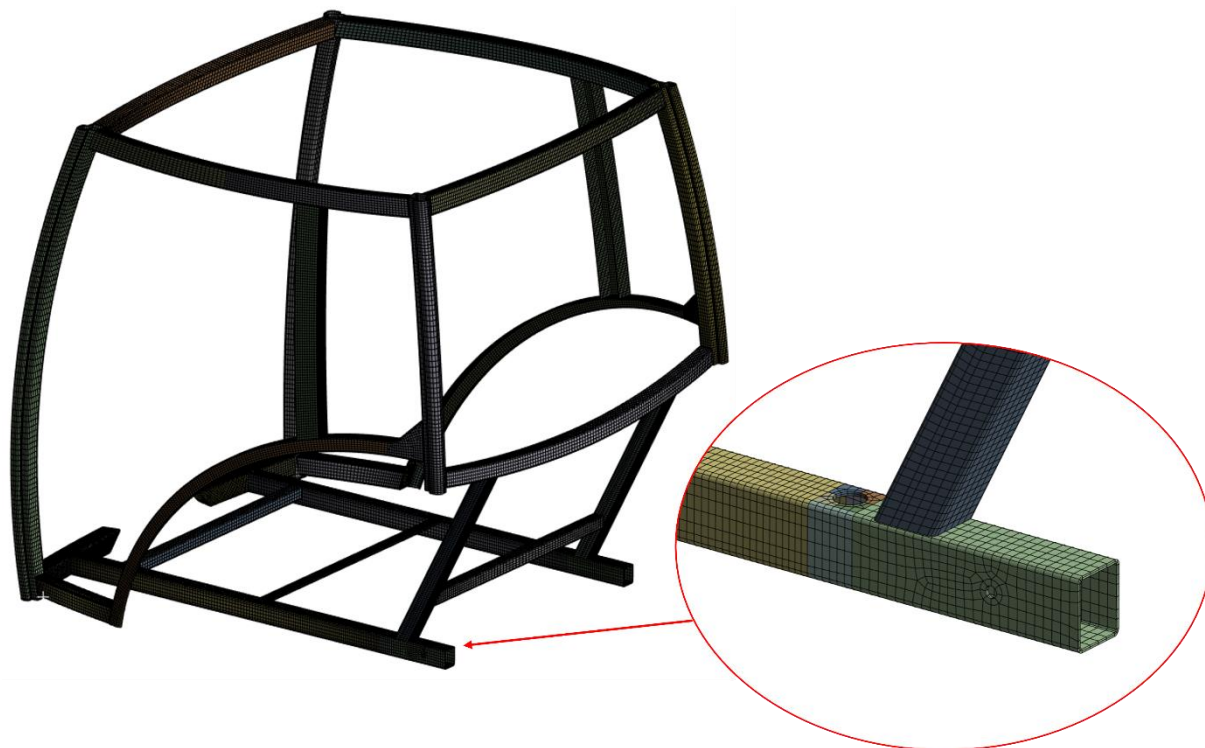
Posledním parametrem, dle kterého byla porovnávána kvalita sítě se nazývá *Element Quality*. V tomto případě je kvalita určena na základě poměru povrchu prvku, popřípadě jeho objemu (u objemových těles) a součtu druhých mocnin hran tohoto elementu. Stejně jako v předchozích případech, hodnota rovna jedné popisuje ideální prvek. Naopak elementy s hodnotou nižší budou vykazovat horší kvalitu sítě.

6.3.1 SÍŤ RÁMU NOSNÉ KONSTRUKCE

Při vytváření sítě bylo postupováno tím způsobem, že byla nejprve aplikována síť na duté profily skeletu kabiny, které byly modelovány jako objemová tělesa o tloušťce 3 mm. Hlavní výhodou těchto součástí je, že jsou do určité míry symetrické a jejich tvar profilu je často po celé délce konstantní. Díky tomu bylo možné na tyto geometrie aplikovat metodu typu *Sweep*, což vedlo na vytvoření velmi kvalitní strukturované sítě, která se skládá z *Hexa* elementů a neobsahuje příliš mnoho uzlů. Pro dosažení přesnějších výpočtů byl navíc pomocí metody *Edge Sizing* definován dostatečný počet elementů na daná zaoblení (většinou dva až tři elementy). V poslední řadě byla vždy na konce těchto součástí aplikována funkce *Face Meshing*, skrze kterou bylo zajištěno, že mělo každé z těles vždy alespoň dva elementy po jeho tloušťce, což je velmi důležité pro správné vykreslení napětí, deformací a přetvoření po tloušťce těles. Pohled na síť této rámové konstrukce je mimo jiné zachycen na obr. 6-15.

Díly, které obsahovaly díry pro šrouby nebo distanční vložky pro tyto šrouby, bylo pomocí příkazu *split body* provedeno rozdělení na více částí. Tato rozdělení umožnilo lépe definovat síť v oblasti, kde se tyto díry nacházely. Aby se takto rozdělené těleso chovalo při simulaci opět jako jedna součást, byla na tyto součásti definována podmínka *Share Topology*, vlivem čehož došlo k přesné návaznosti uzlů a elementů v místech těchto rozdělení a síť tak byla souvislá.

Jednu z těchto oblastí je vidět na stejném obrázku (*obr. 6-15* oblast se šipkami). Pomocí těchto kroků bylo docíleno velmi kvalitní sítě pro velkou část modelu. Vzhledem k tomu, o jak rozměrově rozsáhlý model se jedná, bylo pro tvorbu této sítě využito poměrně nízkého množství elementů s celkovým počtem 129 000.



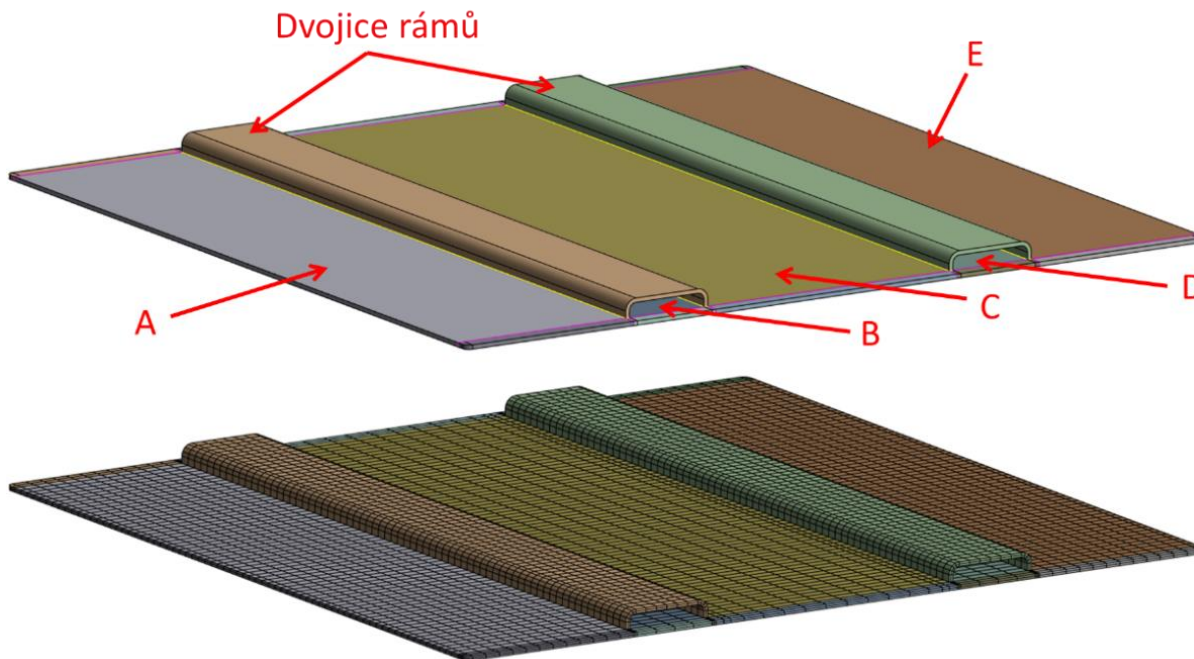
Obr. 6-15 Síť rámu nosné konstrukce kabiny.

6.3.2 SÍŤ PODLAHY A BLATNÍKŮ

Podlaha kabiny traktoru se z velké části skládá z plechových dílců o tloušťce 3 mm. I v tomto případě byla síť tvořena pouze prostřednictvím objemových prvků skládajících se z převážné většiny *Hexa* elementy. Tyto plechové součásti jsou poměrně rozměrné, navíc obsahují různé typy prolisů, zaoblení a dalších složitějších tvarových prvků, které jsou náročnější na tvorbu kvalitní sítě. Z toho důvodu byly jednotlivé součásti rozděleny na menší podcelky, které jsou tvarově jednodušší. To následně umožnilo aplikovat metodu *Sweep* nebo častěji *Multizone*, který oproti předchozí metodě lépe pracuje s proměnným profilem.

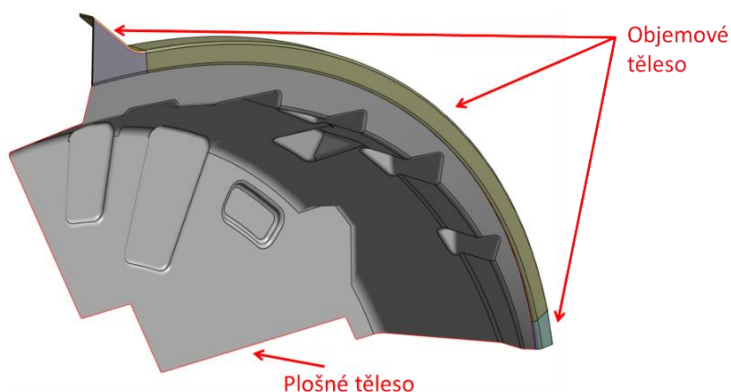
Pro tělesa, která mají sdílenou topologii, je velmi důležité určit správné pořadí, ve kterém se na dané podčásti celku bude vytvářet síť. V opačném případě nebude síť při každém generování vytvořena stejným způsobem. V horším případě se při síťování vyskytnou chyby, které budou mít vliv na její kvalitu nebo se síť nevygeneruje vůbec. Příkladem je středová část podlahy, která je zachycena na *obr. 6-16*. Tuto oblast bylo nejprve třeba rozdělit celkem na 21 částí, které měly sdílenou topologii. Přičemž pro vytvoření kvalitní sítě musel být vytvořen přesný postup, ve kterém se na tyto součásti bude generovat síť, aby došlo k uplatnění všech aplikovaných metod úpravy sítě. Nejprve byla síť vytvořena na dvojici rámu. Dále tvorba probíhala tak, že se vytvořila síť na plochách, které byly v kontaktu s těmito rámy. Následně se vygenerovala síť na čtveřici plechů (označeno písmeny A, B, C, D, E). V dalším kroku byla síť aplikována na krajní části, které se nacházejí v místě rámu, a nakonec byla síť vytvořena na zbylé krajní

oblasti této součásti. Výsledkem byla síť s *Aspect Ratio* o maximální hodnotě 8, dále *Skewness* s minimem 0,4 a v případě *Element Quality* byla průměrná hodnota do 0,6. Velmi obdobným způsobem byla postupně aplikována síť na všechny plechové části, které jsou součástí podlahy kabiny traktoru.



Obr. 6-16 Postup tvorby sítě středové části podlahy kabiny.

Spolu s podlahou kabiny byla taktéž řešena dvojice blatníků. Stejně jako u předešlých součástí, i zde se jednalo o plechové dílce o tloušťce 3 mm. Tyto blatníky jsou z velké části tvořeny různě tvarovanými prolisy, které slouží především pro zvýšení tuhosti blatníků. Vytvořené prolisy jsou však poměrně složitě tvarované a vyskytují se zde hůře definovaná zaoblení, zkosení a ostré hrany či jiné přechody. To způsobovalo, že kvůli vytvořené síti pomocí objemových prvků docházelo při následném numerickém výpočtu k distorzi některých elementů, protože bylo poměrně složité vytvořit kvalitní síť s adekvátním počtem prvků a dodržením dvojice elementů po tloušťce profilu. Proto k této problematice bylo přistupováno způsobem, který lze vidět na obr. 6-17.



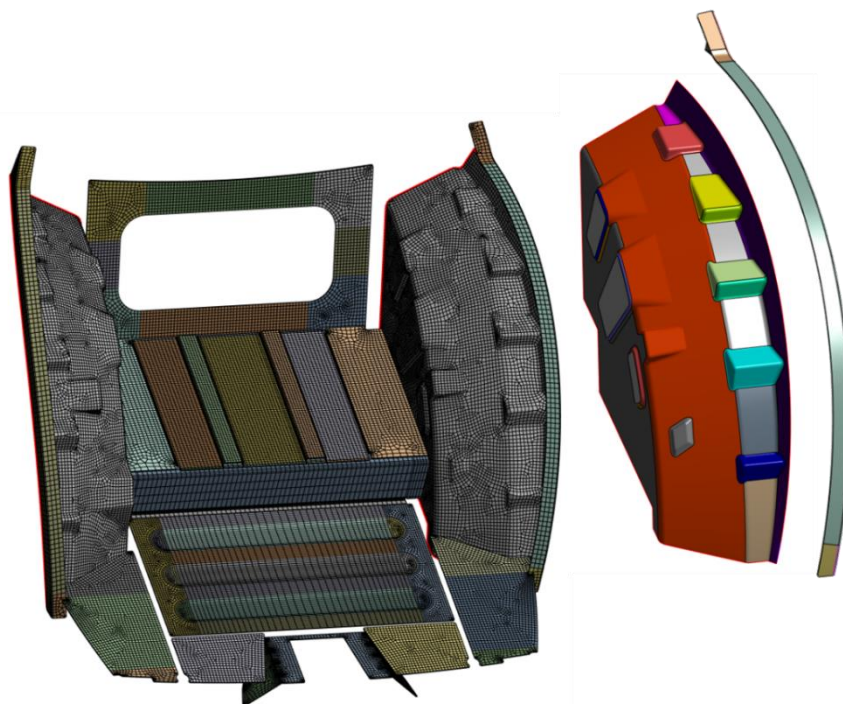
Obr. 6-17 Rozdělení pravého blatníku na objemová a plošná tělesa.

Nejprve byly jednotlivé blatníky rozděleny na více částí. Toto rozdělení bylo provedeno z toho důvodu, aby horní díl blatníku mohl být řešen jako objemové těleso, protože je tvarově

jednodušší a lze na něj aplikovat *Hexa* síť odpovídající kvality. Ke zbylým plechovým součástem blatníku bylo přistupováno jako k tělesům plošným. Z těchto dílů byla v prostředí *Spaceclaim* pomocí funkce *Midsurface* vytvořena plošná tělesa, která vedla střednicí původního dílce. Ve vlastnostech byla následně definována jejich požadovaná tloušťka a síť pro tyto dílce byla vytvořena za pomoci plošných (*Shell*) prvků.

Dále bylo za pomoci virtuální topologie provedeno sjednocení některých jinak obtížně definovaných ploch, zaoblení a ostrých přechodů, což umožnilo snazší práci při uplatňování některých z metod pro tvorbu sítě. Velká výhoda tvorby sítě z prvků *Shell* mimo jiné spočívala v tom, že bylo možné vytvořit velmi kvalitní síť s nízkým počtem elementů. Pro srovnání, kdy byla nejprve snaha vytvořit síť v rámci objemových prvků, se kvalita této sítě při kritériích *Aspect Ratio* pohybovala při maximech o hodnotě 40 s počtem elementů přesahujících 100 000 na jediný blatník. Síť pro tuto jedinou součást tak byla téměř stejně velká, jako celkový počet elementů nutný k tvorbě kvalitní sítě pro všechny duté profily rámu, které tvoří velkou část modelu. V případě *Shell* prvků došlo k poklesu *Aspect Raio* na maximální hodnoty nižší než 3, přičemž celkový počet elementů pro jedno plošné těleso činil méně než 7 000. Zbylé součásti, jež tvořily celek tohoto blatníku, byly následně řešeny pomocí objemových prvků s dvojicí elementů po tloušťce materiálu. Celý postup tvorby sítě dvojice blatníků je na *obr. 6-18*, na kterém je vidět blatník v rozloženém stavu s aplikovanou virtuální topologií.

Spojení objemových a plošných těles blatníků bylo nejprve provedeno opět za pomoci funkce *Share Topology*, avšak při první provedené simulaci bylo zjištěno, že tento spoj mezi dvěma tělesy nefungoval správně. Sdílená topologie se neaplikovala ani v případě objemových částí blatníku, které byly rozděleny. Tento problém se však vyskytl pouze v případech, kdy se v sestavě součástí s definovanou sdílenou topologií vyskytovalo alespoň jedno plošné těleso. Z toho důvodu musely být jednotlivé spojení definovány za pomoci podmínky typu *Bonded*. Již hotovou síť podlahy včetně blatníků je vidět na stejném obrázku (*obr. 6-18*).



Obr. 6-18 Tvorba sítě podlahy kabiny a blatníků včetně uplatnění virtuální topologie.

6.3.3 Síť KULISY ŘÍZENÍ

Jednou z nejsložitějších součástí pro tvorbu strukturované sítě byla oblast kulisy řízení. Celá konstrukce kulisy řízení je totiž tvořena plechovým dílcem, který je prolisován do částečného sférického tvaru. Na tomto dílu se nachází výztuhy a z jeho vnitřní části vychází plech, který je zohýbán pro následné propojení s ostatními plechovými částmi. Konstrukce kulisy řízení tak musela být nejprve vhodně rozdělena na menší podcelky a následná síť na ni být aplikována v přesném pořadí. Tato součást byla náročná na tvorbu sítě také z toho důvodu, že se zde vyskytovalo velké množství chyb v modelu, které nebylo možné opravit, což znemožňovalo aplikování sítě. Z toho důvodu musely být některé části geometrie znovu vymodelovány pomocí programu *Creo Parametric*. Výsledná síť tohoto dílce je vidět na pravé straně obr. 6-19. Na straně levé je potom geometrie původní s rozloženými lícujícími protikusy.

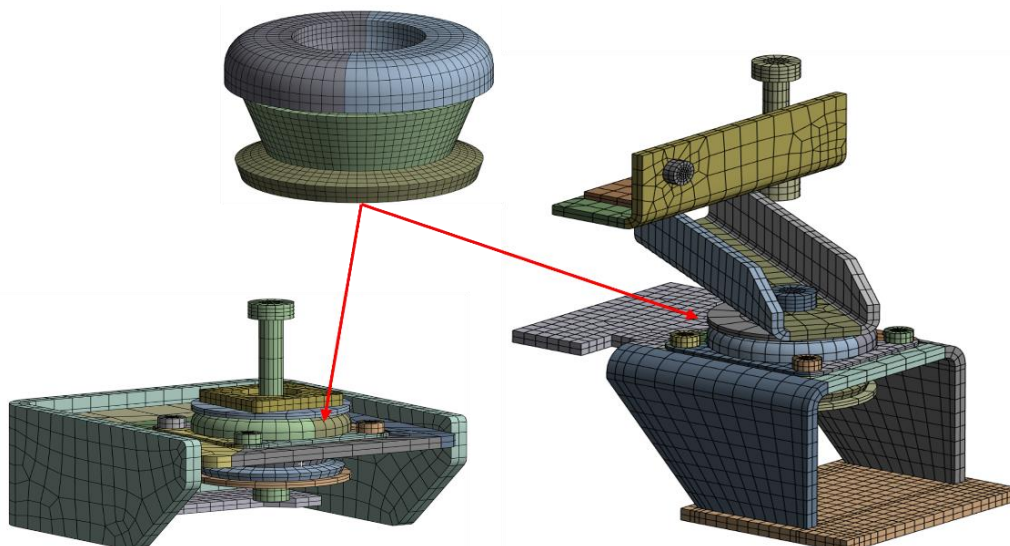


Obr. 6-19 Řešení tvorby sítě pro oblast kulisy řízení.

6.3.4 Síť SYSTÉMU ODPRUŽENÍ A VZPĚR

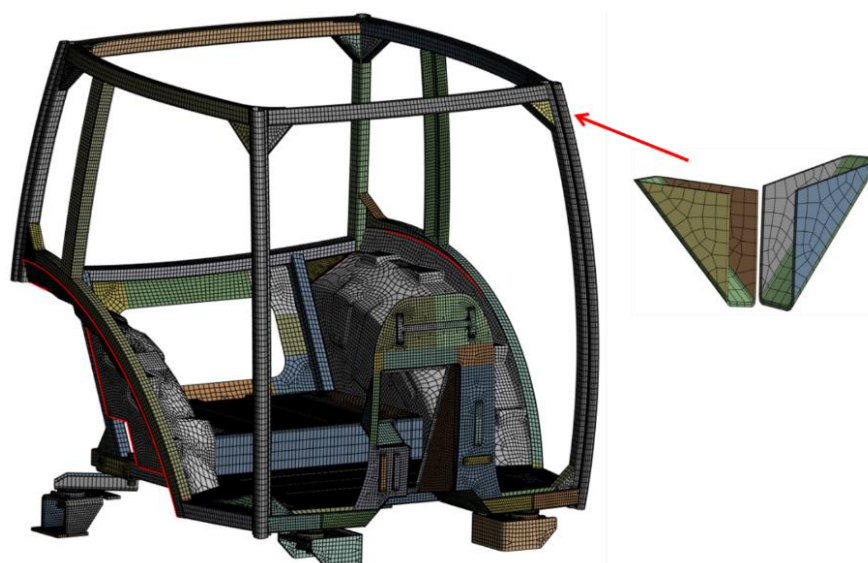
V posledním kroku byla vytvořena síť systému odpružení a vzpěr, které vyztužují svarové spoje nosné konstrukce. Tvorba sítě systému odpružení opět spočívala ve vhodném rozdělení jednotlivých komponent tak, aby mohlo být užito především funkcí typu *Sweep*, *Multizone* a *Face Meshing* s následným korigováním elementů pomocí funkce *Edge Sizing*, popřípadě *Face Sizing*. Nejprve byla síť aplikována na ocelové konzole pro jednotlivá odpružení. V další části následovala tvorba sítě pro všechny šrouby, kde byl především kladen důraz na kontaktní plochy šroubů v místě závitů a také v oblastech, ve kterých byly šrouby předepnuty pomocí již dříve stanovené osově síly. Pro tato místa byl nastaven vyšší počet elementů v axiálním směru šroubu. Jak vypadá konečná síť šroubů je zachyceno na obr. 6-20, kde lze vidět detail jak hlavního šroubu (M16x100) pro spojení pryže s rámem kabiny, tak šrouby (M10x20), které zajišťují spojení mezi pryží a konzolami odpružení. V oblasti systému odpružení byly posléze řešeny samotné pružící elementy. V souvislosti s touto problematikou došlo v průběhu tvorby jednotlivých analýz k dodatečným úpravám. Jako první byla mírně pozměněna geometrie těchto pružících elementů, čehož si lze všimnout taktéž na obr. 6-20. Konkrétně byly upraveny některé poloměry zaoblení, čímž bylo docíleno vytvoření vhodnějších kontaktních ploch.

Následně byla upravena síť tak, aby vykazovala vyšší kvalitu, než u původní geometrie. Tyto úpravy byly vytvořeny v reakci na první testovací simulaci zkoušky *ROPS*. Právě z důvodu poměrně velké deformace pryžového materiálu bylo totiž zapotřebí, aby síť těchto pružících elementů byla co nejkvalitnější (*Aspect Ratio* blíží se k hodnotě 1) a původní síť pro tuto zkoušku nebyla dostatečně kvalitní, čímž docházelo v průběhu této simulace k distorzi elementů s vyšším *Aspect Ratio*. Po takto provedených úpravách bylo dosaženo kvality sítě s *Aspect Ratio* nižší než 2. Na stejném obrázku je také vidět detailní pohled na již opravenou geometrii, přičemž pro porovnání je na dvojici odpružení zobrazena ještě pryž před úpravou.



Obr. 6-20 Síť pravého předního a zadního systému odpružení s detailem na pružící element s kvalitou aspect ratio o maximální hodnotě 2.

Spolu s pružícími elementy byly taktéž síťovány ostatní součásti systému odpružení, jako například jejich ocelové výztuhy, do pryže zalisované vložky pro šrouby, podložky nebo vodící vložky. V posledním kroku byla vytvořena síť pro výztuhy, které se nacházejí v různých částech skeletu a slouží pro zvýšení tuhosti kabiny v oblastech spojů rámu s dutými profily. Pohled na síť výztuh je zachycen na obr. 6-21 v pravé části.



Obr. 6-21 Kompletní síť skeletu kabiny traktoru.

V průběhu výpočtů byla síť skeletu kabiny ještě několikrát upravována, a to především v reakci na simulaci zkoušky *ROPS*. Při této zkoušce se totiž hodnoty napětí vyskytují daleko za mezí kluzu materiálu, a tudíž dochází plastickým deformacím. Tato trvalá přetvoření se během jednotlivých zátěžných stavů kumulují a často vznikají velké deformace konstrukce. Elementy v místech s velkou deformací musí vykazovat vysokou kvalitu, v opačném případě dochází k distorzi elementů nebo vzniku residuálních napětí. Výpočet má následně problémy s konvergencí, což ve většině případů vede k tomu, že výpočet neproběhne do úplného konce.

V rámci simulace zkoušky *ROPS* byly pro tuto zkoušku navíc vymodelovány potřebné impaktory, skrze které jsou následně aplikována zatížení na kabinu. Z toho důvody bylo zapotřebí vytvořit síť také pro tyto impaktory, což je však zmíněno až v kapitole zabývající se zkouškou *ROPS*.

Jelikož je v průběhu nastavení jednotlivých simulací často zapotřebí znovu regenerovat síť, popřípadě provést určité dodatečné úpravy, bylo pro tyto případy vytvořeno makro v prostředí *Worksheet*, kde bylo definováno pořadí, ve kterém budou na jednotlivé části kabiny aplikovány zmíněné síťovací metody. Takto nastavené makro se při práci velmi osvědčilo, protože ušetřilo velkou spoustu času.

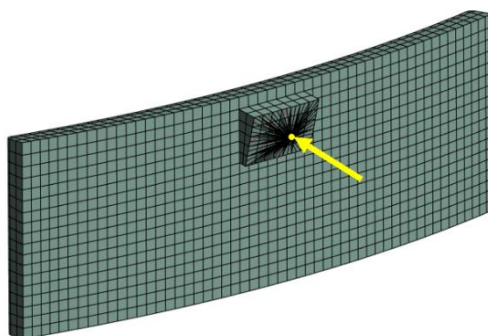
7 STATICKÁ DEFORMAČNÍ ZKOUŠKA DLE ROPS

V rámci numerické simulace byl dle norem *OECD* (viz kapitola 5) rám kabiny traktoru podroben destruktivní zkoušce *ROPS*. Pomocí provedených simulací bylo zkoumáno, zda nedojde vlivem definovaného zatížení rámu k porušení celistvosti rámové konstrukce nebo k narušení bezpečného prostoru řidiče. Výsledky této analýzy tedy určí, zda tento skelet kabiny splňuje daná kritéria a je tak bezpečný pro posádku.

Celý proces zkoušky *ROPS* se skládá celkem ze čtyř zátěžných, na sebe navazujících stavů. Každý z těchto zátěžných stavů vychází ze základních parametrů daného traktoru, a to především z jeho referenční hmotnosti. Tento údaj byl pro tento rám kabiny získán z katalogu traktorů, který poskytuje firma Zetor, a to konkrétně pro model Zetor Major s referenční hmotností 3 000 kg [57].

7.1 PŘÍPRAVA VÝPOČTOVÉHO MODELU

Nejprve byly dle norem *OECD* vytvořeny a přesně polohovány příločky, skrze které bude rám kabiny zatěžován. Celkem byly vytvořeny čtyři impaktory, dvojice pro podélné zatížení a dvojice pro zatížení svislé. Při tvorbě příložek pro podélné zatížení bylo také částečně vycházeno z jiné diplomové práce, kde autor nahradil kulové vybrání pro uchycení impaktoru k hydraulickému přístroji čtvercovou plochou [52]. Tato plocha byla dále svázána tzv. *RBE2* (*Rigid-Body Element*) prvkem, který spojuje uzly této plochy (dále *Slave* uzly) s řídicím uzlem nezávislým na geometrii. Řídicí uzel, který je v tomto případě nezávislý na *Slave* uzlech, pak dle teorie *RBE2* prvku přenáší zatížení do těchto uzlů rovnoměrně. Hlavním rozdílem mezi *RBE3* a *RBE2* je v tom, že v případě *RBE2* prvku není dovolen relativní posuv mezi *Slave* uzly a uzly svázané touthle vazbou se proto chovají jako rigidní (mají nekonečně velkou tuhost). To sice vnáší do modelu určitou chybu (především v blízkém okolí *RBE2* prvku) právě vlivem zvýšené tuhosti, nicméně u této analýzy není v našem zájmu sledovat napětí a deformace samotné příložky, ale rámu kabiny. Do tohoto řídicího uzlu byl posléze definovaný nucený posuv pro daný směr v závislosti na tom, o jaký zátěžný stav se jednalo. Takto definované zatížení se využívá běžně, protože lépe vystihuje reálný problém. Pro lepší kontrolu nad aplikovaným zatížením byl tento posuv definován formou tabulky, a to v závislosti na časovém kroku výpočtu. Posuv byl nastaven tak, že pro daný směr nabýval potřebných hodnot a posuv ve zbylých směrech byl zamezen. Na *obr. 7-1* je pro ukázkou vidět boční impaktor pro podélné zatížení včetně *RBE2* prvku. Následně byla na tyto součásti aplikována *Hexa* síť (*obr. 7-1*) a materiálová charakteristika pro ocel S420.

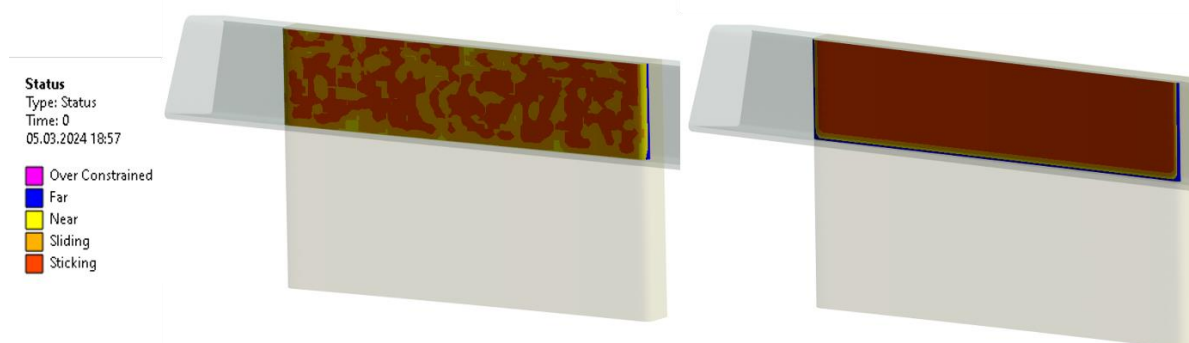


Obr. 7-1 FEM model impaktoru pro boční podélné zatížení včetně *RBE2* prvku a předepsaného nuceného posuvu řídicího uzlu.

7.1.1 KONTAKTY MEZI PŘÍLOŽKAMI A RÁMEM KABINY

Na počátku každého zátěžného stavu byla nejprve vymezena vůle mezi působící příložkou a danou částí rámu kabiny. Během zatížení se pak může styková plocha mezi těmito dílci měnit vlivem deformace a náklonu kabiny traktoru. Na konci každého ze zatížení je následně příložka odlepena od rámu, aby impaktor neovlivňoval následující zátěžný stav. Proto byl pro stykové plochy definován kontakt typu *Frictional*, který dovoluje relativní posuv mezi kontaktními *Slave* a *Master* uzly v průběhu zatížení s možností separace. Pro tento kontakt byl navíc definován koeficient tření 0,15, který odpovídá kontaktu dvou ocelových struktur [55].

Během prvních výpočtových iterací bylo zjištěno, že právě tyto nelineární kontakty způsobují značné problémy s konvergencí. V reakci na to byly tyto kontakty podrobeny kontaktní analýze. Zkoumáním kontaktních ploch bylo zjištěno, že v průběhu dosednutí nebyly tyto plochy souvislé (*obr. 7-2*). Původní programem definované nastavení kontaktů tak muselo být dodatečně upraveno, aby byla zajištěna souvislá a pravidelná kontaktní plocha, čímž bylo dosaženo lepší konvergence následných výpočtů.



Obr. 7-2 Kontaktní analýza: Vlevo původní nastavení kontaktu (nerovnoměrnost), vpravo upravené nastavení.

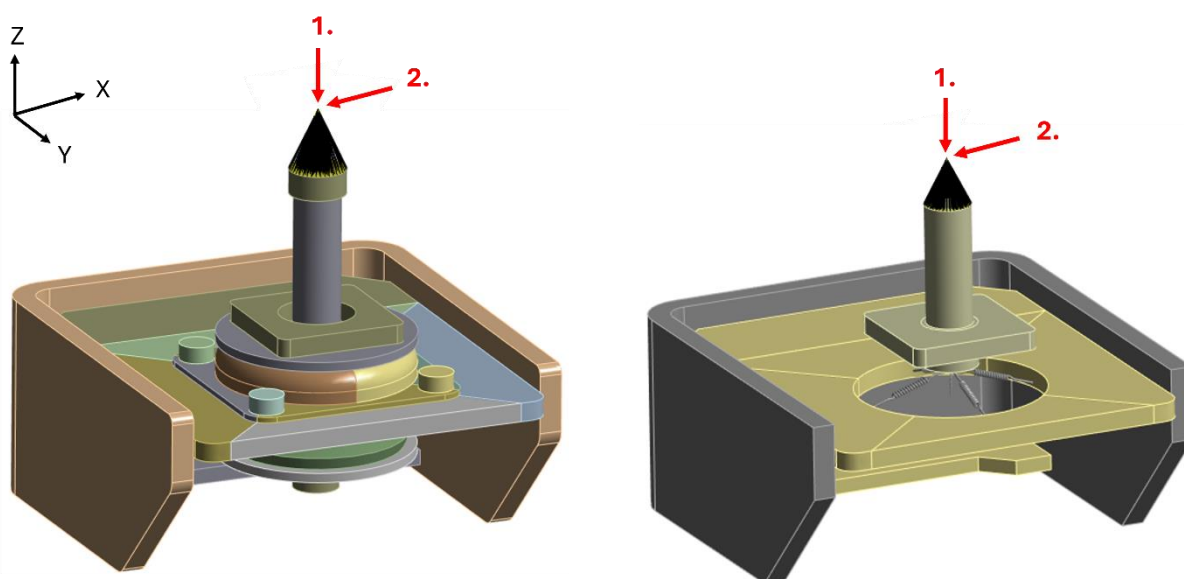
7.1.2 DALŠÍ OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Jak již bylo řečeno, zatížení bylo definováno formou nuceného posuvu příložek. V poslední řadě došlo na zavazbení rámové konstrukce. To bylo provedeno zamezením všech posuvů a rotací (6 stupňů volnosti) na čtveřici konzolí odpružení. Konkrétně šlo o místa, kde by ve skutečnosti byl rám kabiny přišroubován k samonosnému rámu traktoru.

7.1.3 ŘEŠENÍ PROBLÉMU SYSTÉMU ODPRUŽENÍ

V průběhu ladění výpočtového modelu pro první zátěžný stav zkoušky *ROPS* docházelo k tomu, že výpočet začal při dosažení určité hodnoty posuvu divergovat. Ukázalo se, že příčinou této divergence byla opět distorze elementů pryžových silentbloků. Ani po úpravách sítě s cílem zvýšení kvality těchto elementů výpočet nebyl schopen zkonvergovat do úplného konce. S jemnější sítí pryžových elementů navíc docházelo k výraznému nárůstu výpočtového času.

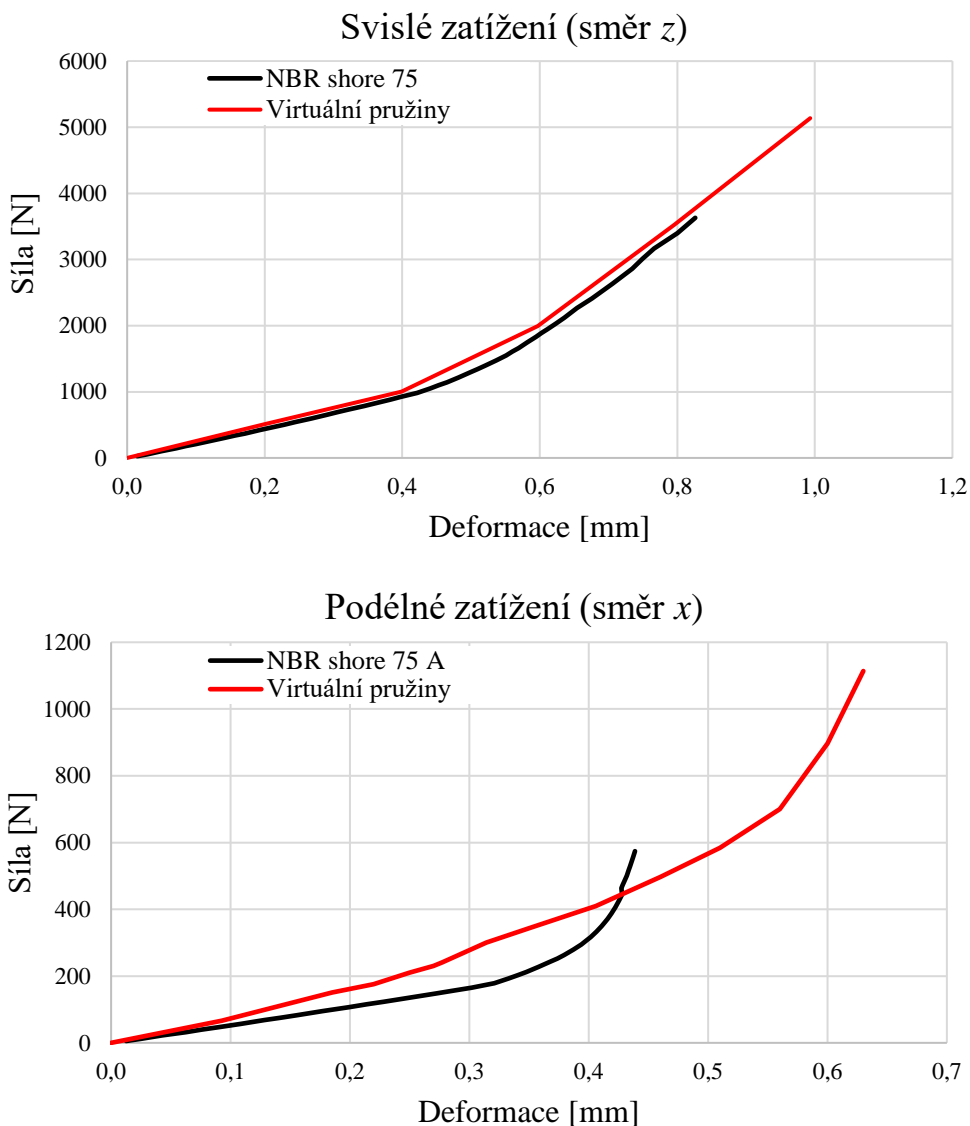
Z důvodu těchto vyskytujících se problémů bylo přistoupeno k tomu, že byly pryžové silentbloky nahrazeny pomocí virtuálních pružin. Aby tato náhrada co možná nejlépe charakterizovala chování původních pryží, byl pro pružiny definován nelineární průběh tuhosti. Nelineární tuhost virtuálních pružin byla stanovena na základě provedených simulací, v rámci kterých bylo zatěžováno původní pryžové odpružení (*NBR Shore 75 A* viz kapitola 6.2.1). Celkem byly provedeny dva zátěžné stavy, při kterých bylo odpružení zatíženo ve směru svislém a následně ve směru podélném. Zatížení bylo aplikováno za pomoci předepsaného posuvu v místě zobrazeném na *obr. 7-3* vlevo. Následně byla sledována celková deformace silentbloku v závislosti na velikosti celkové reakční síly pro oblast spodní strany konzole odpružení. V této oblasti bylo pro tuto analýzu zamezeno šest stupňů volnosti. Stejně podmínky byly stanoveny pro odpružení s náhradou ve formě virtuálních pružin (*obr. 7-3* vpravo). Tyto pružiny byly definovány do řídicích uzlů *RBE2* prvků, které svazovaly jednotlivé části konzole odpružení. Jelikož virtuální pružina dokáže přenést pouze zatížení v axiálním směru pružiny, muselo být vytvořeno hned několik pružin tak, aby byly zachyceny všechny směry zatížení.



Obr. 7-3 Náhrada pryžových silentbloků soustavou virtuálních pružin s nelineární charakteristikou. Vlevo původní pryžové odpružení, vpravo náhrada za pomoci virtuálních pružin. 1. svislé zatížení, 2. podélné zatížení.

Na základě průběhu reakční síly na celkové deformaci pryžového silentbloku z prvního a druhého zátěžného stavu byly stanoveny nelineární charakteristiky virtuálních pružin. Aby se chování virtuálních pružin co nejvíce podobalo původnímu silentbloku, byla na tuto náhradu aplikována stejná zatížení se stejnými parametry. Na základě výsledků zátěžných stavů byly dodatečně upraveny průběhy tuhostí těchto pružin. V *graf 7-1* jsou zachyceny výsledky

srovnávající chování původní pryže s provedenou náhradou. *Graf 7-1* nahoře zobrazuje průběh svislého zatížení, *graf 7-1* spodní následně průběh podélného zatížení ve směru osy x (respektive y) dle souřadnicového systému z *obr. 7-3*. Křivka černá popisuje charakteristiku původního pryžového silentbloku, naproti tomu chování náhrady zachycuje křivka červená. Jak je z dvojice grafů vidět, v případě svislého zatížení je chování náhrady a pryže téměř totožné.



Graf 7-1 Dvojice grafů závislosti celkové reakční síly na celkové deformaci pryže (černá křivka) a její náhrady (červená křivka). Horní graf – svislé zatížení, spodní graf – podélné zatížení.

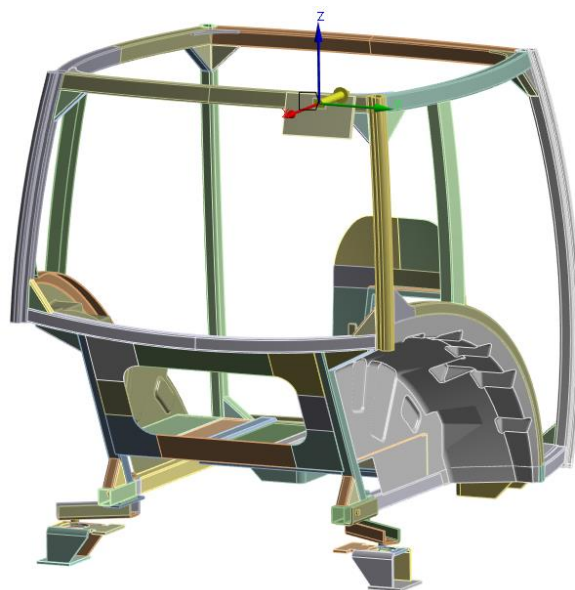
Při podélném zatížení se hodnoty liší, avšak charakter nelinearity je zachován.

Nahrazení pryží nelineárními pružinami bylo možné provést také z toho důvodu, že se v případě zkoušky *ROPS* nejednalo o oblasti, které by měly výrazný vliv na napětí a deformaci nosného rámu kabiny. Provedené změny navíc zajistily lepší konvergenci výpočtu, a to v mnohem kratším čase, protože byly odstraněny malé elementy pryží a také předepnuté šroubové spoje, kterých v případě náhrady nebylo zapotřebí.

Takto nastavený výpočtový model, pro který byl proveden tzv. *Datacheck* (kontrola penetrací, správné funkce kontaktů, počáteční konvergence), mohl být poté použit pro numerickou simulaci zkoušky *ROPS*. Celá simulace se skládá ze čtyř zátěžných stavů, přičemž napětí, deformace a trvalé přetvoření se v rámci všech zátěžných stavů kumuluje (historie zatížení). Navíc se jedná o destruktivní zkoušku, která se kontroluje nikoli vzhledem k mezi kluzu daného materiálu, ale mnohem častěji právě k mezi pevnosti materiálu. Kompletní simulace všech zátěžných stavů dohromady je tak velmi náročná na celkový výpočtový čas (celá analýza trvala déle než tři dny). Jakákoli divergence, cyklení nebo provedení optimalizace by vedlo k tomu, že by celý výpočet musel být zastavený, opravený a spuštěný od úplného začátku. Z toho důvodu byly nejprve spočteny jednotlivé zátěžné stavy nezávisle na sobě (bez historie zatížení) a na základě sledování průběhu konvergence, výskytu zbytkových sil nebo skokových napětí mohl být model případně doladěn tak, aby výpočet proběhl do úplného konce. Výpočty jednotlivých zátěžných stavů nezávisle na sobě také posloužily k rychlému nalezení slabých míst konstrukce. Pro tato místa mohly být následně provedeny různé typy optimalizací.

7.2 PRVNÍ SAMOSTATNÉ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ

Dle směrnic *OECD* bylo nejprve provedeno zadní podélné zatížení, přičemž příložka působila v oblasti pravé horní části rámu konstrukce (viz *obr. 7-4*).



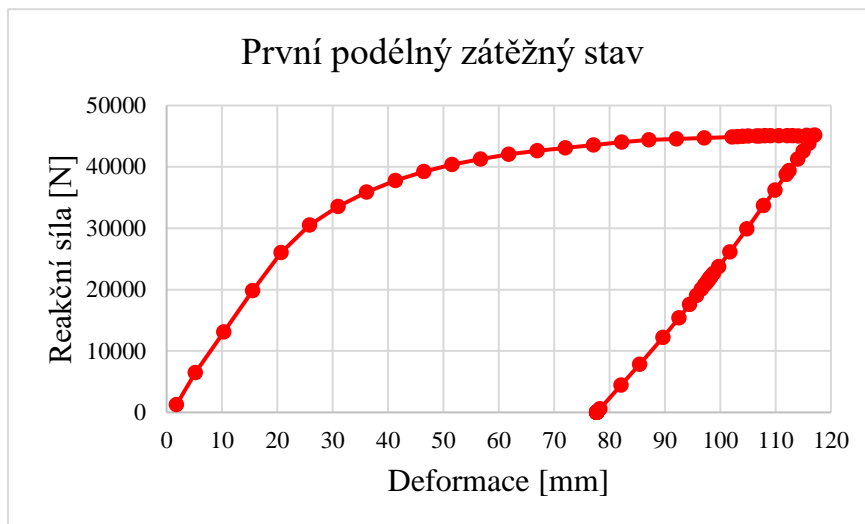
Obr. 7-4 Pozice impaktoru pro první podélné zatížení.

Na základě referenční hmotnosti byla dle vztahu (1) spočtena energie, která odpovídala velikosti 4 200 J. Jedná se o energii, kterou musí rám kabiny při prvním podélném zatížení absorbovat, aniž by došlo k porušení soudržnosti konstrukce nebo zásahu do prostoru posádky. Sledované hodnoty pro jednotlivá zatížení spočtené na základě referenční hmotnosti jsou vidět v *tab. 7-1*.

Tab. 7-1 Požadované hodnoty velikosti pohlcené energie a reakční síly.

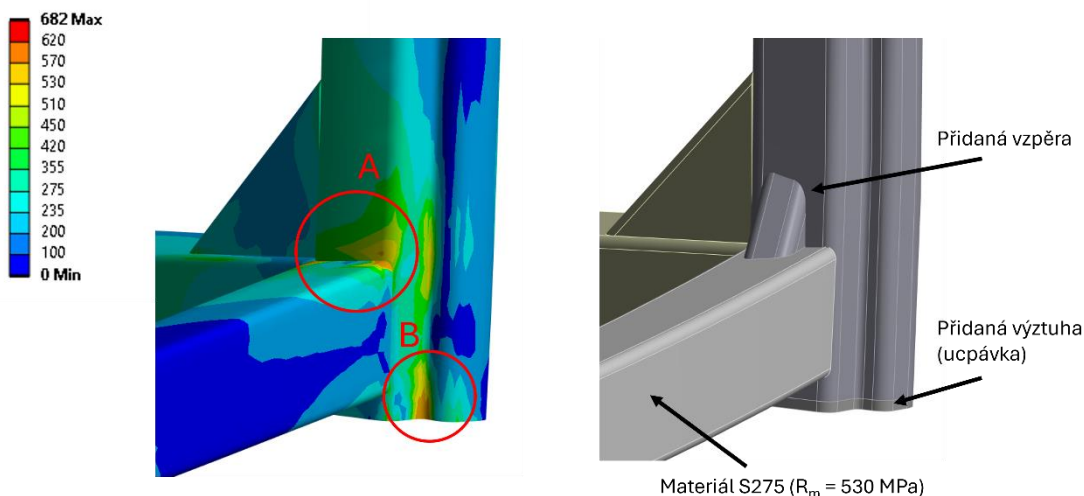
Referenční hmotnost	M [kg]	3 000
Vstupní energie pro podélné zatížení	E_{IL1} [J]	4 200
Vstupní energie pro boční zatížení	E_B [J]	5 250
Síla při tlakové zkoušce	F [N]	60 000

Výpočet množství pohlcené energie rámu kabiny byl uskutečněn v programu *Microsoft Excel* na základě výsledků simulace prvního zátěžného stavu. Zde byl nejprve vytvořen *graf 7-2*, ve kterém byl vykreslen průběh celkové deformace v závislosti na dosažené reakční síle. Poté bylo využito lichoběžníkové numerické metody, pomocí které se spočítala celková plocha nacházející se pod takto vzniklou křivkou. Právě tato plocha zastupuje množství pohlcené energie. Minimální potřebné množství pohlcené energie bylo dosaženo při posuvu impaktoru o 115 mm ve směru osy *z* (znázorněno na *obr. 7-4*). Požadovaného množství energie však bylo dosaženo až na základě několika provedených optimalizací, protože původní varianta modelu rámu kabiny nedokázala odolávat maximálnímu požadovanému zatížení.



Graf 7-2 Závislost celkového posuvu rámu na reakční síle – první samostatné podélné zatížení.

První kritická oblast byla nalezena při dosažení energie o hodnotě 3 200 J, což odpovídalo posuvu impaktoru o 80 mm vůči své výchozí poloze. Vlivem působení příložky došlo k tomu, že ve spodním pravém rohu na přední straně kabiny docházelo ke vzniku ohybového napětí. V místě spoje podélného a příčného rámu se následně koncentrovalo napětí s maximální hodnotou přesahující 530 MPa (*obr. 7-5* – oblast *A*). Této hodnotě odpovídá mez pevnosti oceli S275, ze které byl právě podélný rám zhotoven. Vysoké hodnoty napětí se také vyskytovaly v místě volného konce vertikálního rámu (*obr. 7-5* – oblast *B*).

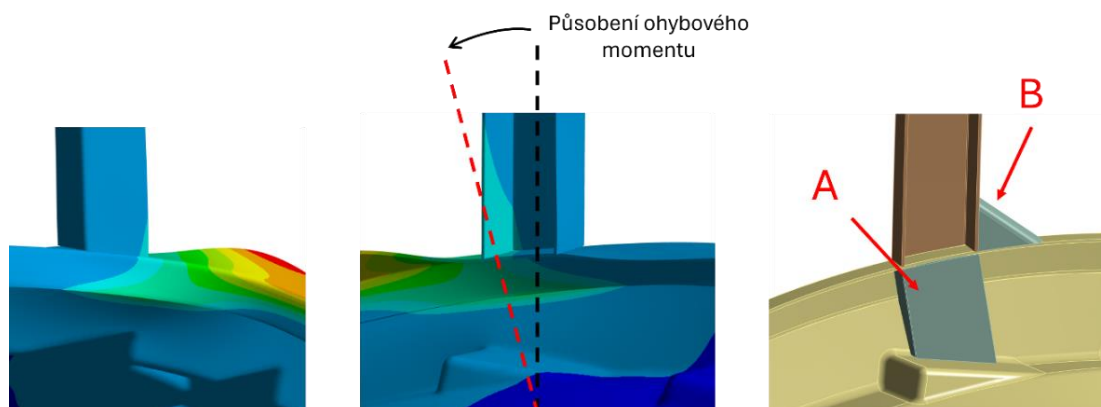


Obr. 7-5 První optimalizace kritické oblasti. Hodnoty napětí dle teorie *HMH*.

Problém koncentrátoru napětí v místě spoje těchto dvou rámu byl vyřešen vložením trojúhelníkové vzpěry, čímž došlo k odstranění původního ostrého přechodu. Přidání ucpávky na spodní konec vertikálního rámu způsobilo navýšení tuhosti tohoto konce.

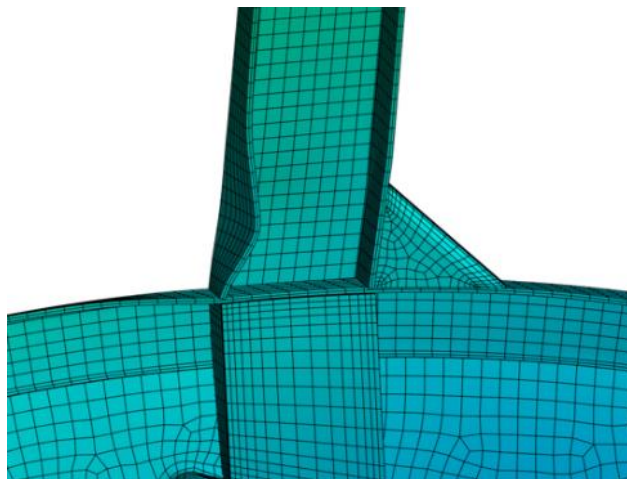
Další problém se vyskytnul ve chvíli, kdy příložka dosáhla posuvu 90 mm (dosaženo energie 3 700 J). V tento okamžik pravý blatník nedokázal přenést příliš velké ohybové a tlakové napětí působící prostřednictvím středového sloupku (B-sloupek). Pod vzniklým zatížením se blatník zhroutl do sebe. Středový sloupek tlačící do tohoto blatníku tak dále nebyl schopen přenášet vzniklé zatížení a celá pravá strana rámu se začala deformovat. Zvětšující se deformace se projeví tím způsobem, že nastal značný pokles velikosti reakční síly a požadované energie nebylo dosaženo. V reakci na tuto skutečnost bylo v místě spojení blatníku se středovým sloupkem postupně aplikováno hned několik optimalizací.

Jako první byla přidána vzpěra mezi lem blatníku a B-sloupek (*obr. 7-6*– oblast A), aby došlo k přenosu sil, aniž by se blatník zhroutl. Následovalo vložení trojúhelníkové výztuhy (*obr. 7-6* – oblast B), která spojovala středový sloupek a lem blatníku. Tato úprava byla provedena poté, co v tomto rohu vznikalo skokové napětí a deformace lemu blatníku vlivem působícího ohybového momentu. Z obdobného důvodu byla podobná výztuha přidána také do místa, kde je B-sloupek spojený s rámem, a to jakoby směrem do kříže vůči výztuze B. Jelikož se ve skutečnosti v této části nachází dveře, byla vzpěra geometricky upravena a posunuta co nejvíce k vnitřní straně rámu tak, aby neměla vliv na funkci dveří.



Obr. 7-6 Zobrazení deformace blatníku s následnou optimalizací.

Výsledky simulace ukázaly, že takto upravená geometrie skutečně vyřešila vyskytující se problémy s přílišnou deformací blatníku. Nicméně tato změna zapříčinila vznik nové kritické oblasti. Se zvyšujícím se napětím mezi středovým sloupkem a vyztuženým blatníkem nastal stav ztráty vzpěrné stability tohoto sloupku. Následovala jeho prudká deformace a výpočet začal divergovat (*obr. 7-7*). Tomuto stavu se mimo jiné říká tzv. *Buckling*. Jinými slovy jde o skokovou deformaci plechu, což je známé například u plechových dílců kapoty auta. Implicitní řešiče však nejsou schopny řešit situaci s touto problematikou, protože při tomto jevu dochází k rychlé a skokové změně směrnice působení sil. Problematika *Buckling* se proto nejčastěji řeší pomocí explicitních řešičů, mezi které patří například *PamCrash* nebo *Abaqus Explicit*. Nevíme tedy přesně, co se bude dít po zmíněném jevu, nicméně ztráta stability nosného sloupku povede k tomu, že díl již nebude schopen přenášet vyšší zatížení a začne se místo toho plasticky deformovat. Jelikož k tomuto jevu došlo při posuvu příložky o 95 mm, kdy bylo dosaženo energie pouze o hodnotě 3 980 J, musela být provedena optimalizace.



Obr. 7-7 Ztráta vzpěrné stability B-sloupku.

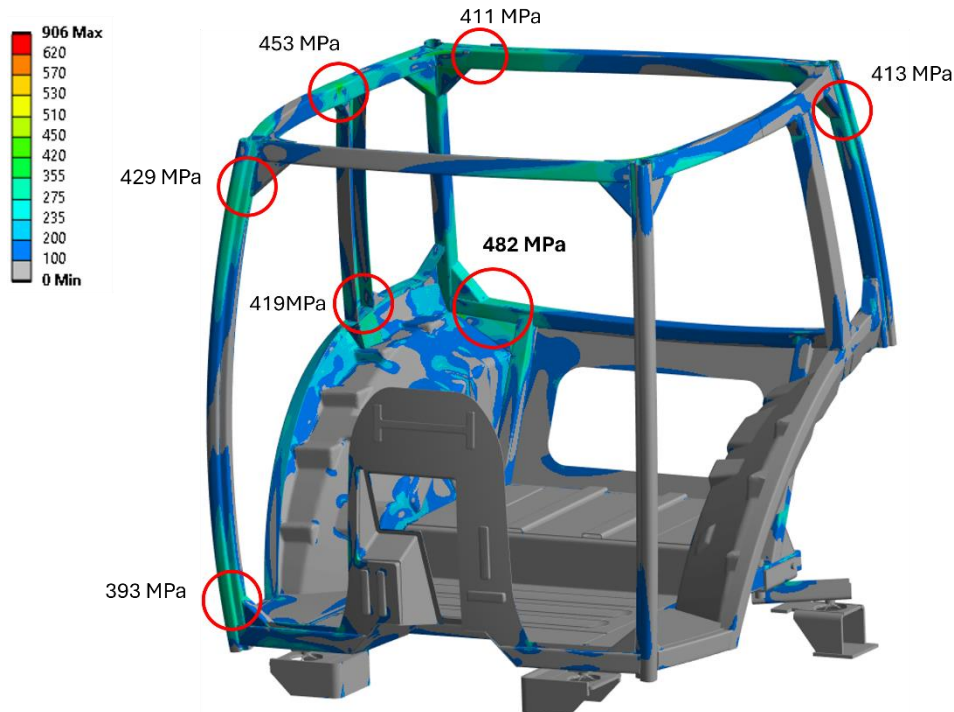
Celá situace byla nakonec vyřešena tím způsobem, že namísto materiálu S275, byl definován materiál S420, který disponuje vyšší mezí kluzu a mezí pevnosti. B-sloupek je tak schopen odolávat vyššímu napětí, aniž by došlo ke ztrátě jeho vzpěrné stability. V poslední řadě byla provedena optimalizace zadní trojúhelníkové vzpěry, která vyztužuje oblast mezi zadní stěnou, blatníky a horizontálním rámem. Je to mimo jiné místo, kde se při prvním zatěžném stavu vyskytuje maximální napětí (obr. 7-8). I když v rámci prvního zatížení nedošlo k překročení meze pevnosti materiálu, byl pro tuto vzpěru materiál S275 nahrazen S420. Změna materiálu byla provedena na základě výsledků druhého podélného zatížení, kde docházelo k překročení meze pevnosti původního materiálu. Tato úprava je součástí modelu pro první zatížení proto, že se jednotlivé zatěžné stavy počítaly paralelně, a to na stejně nastaveném modelu. Spuštění několika výpočtů ve stejný okamžik tak ušetřilo velké množství času.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Během prvního podélného zatížení pohltil rám kabiny při posuvu příložky o 115 mm energii o velikosti 4 210 J. Vzhledem k tomu, že působení příložky se nacházelo na pravé zadní straně kabiny, byla celkově více namáhána právě pravá polovina kabiny. Při sledování redukovaného napětí (dle *HMH*) při maximálním posuvu příložky bylo zjištěno, že se nejvyšší hodnoty napětí nacházejí v místě pravé zadní strany kabiny. Konkrétně v oblasti, kde je vložena vzpěra pro vyztužení zadního vertikálního a horizontálního rámu. V tomto místě dosahuje napětí hodnoty až 482 MPa. V této oblasti je pro jednotlivé dílce definována ocel S 275. Při porovnání materiálových hodnot (*graf 6-1*) bylo zjištěno, že zde byla překročena hodnota meze kluzu a můžeme zde očekávat plastické deformace. Nicméně hodnota meze pevnosti dosažena nebyla, a tedy nedošlo k porušení materiálu.

Vysoké hodnoty napětí vykazoval také levý a pravý zadní horní roh konstrukce. Opět v místech umístění vzpěr, kde se vyskytovalo napětí okolo 410 MPa. Dále se napětí ve vysoké míře koncentrovalo v místě, kde se nachází pravý B-sloupek. Přesněji v oblasti, kde je spojen s horním horizontálním rámem (453 MPa) a dále s blatníkem (419 MPa na výztuze). Napětí s hodnotami výrazně přesahující meze kluzu materiálů si také můžeme všimnout především na horní straně pravého předního vertikálního rámu. Maximální hodnoty napětí zde dosahuje téměř 430 MPa. Jelikož impaktor svým umístěním způsobuje torzi horní části rámu kabiny, můžeme si všimnout hodnot napětí za meze kluzu v každém z horních rohů konstrukce. Je to z toho

důvodu, že výztuhy v těchto místech zvyšují torzní tuhost kabiny a odolávají deformacím. Napětí za mezí kluzu se mimo jiné koncentrovalo v místě působení příločky pro tento typ zátěžného stavu. Pro lepší pochopení je možné na *obr. 7-8* vidět rozložení napětí s vyznačenými nebezpečnými oblastmi.



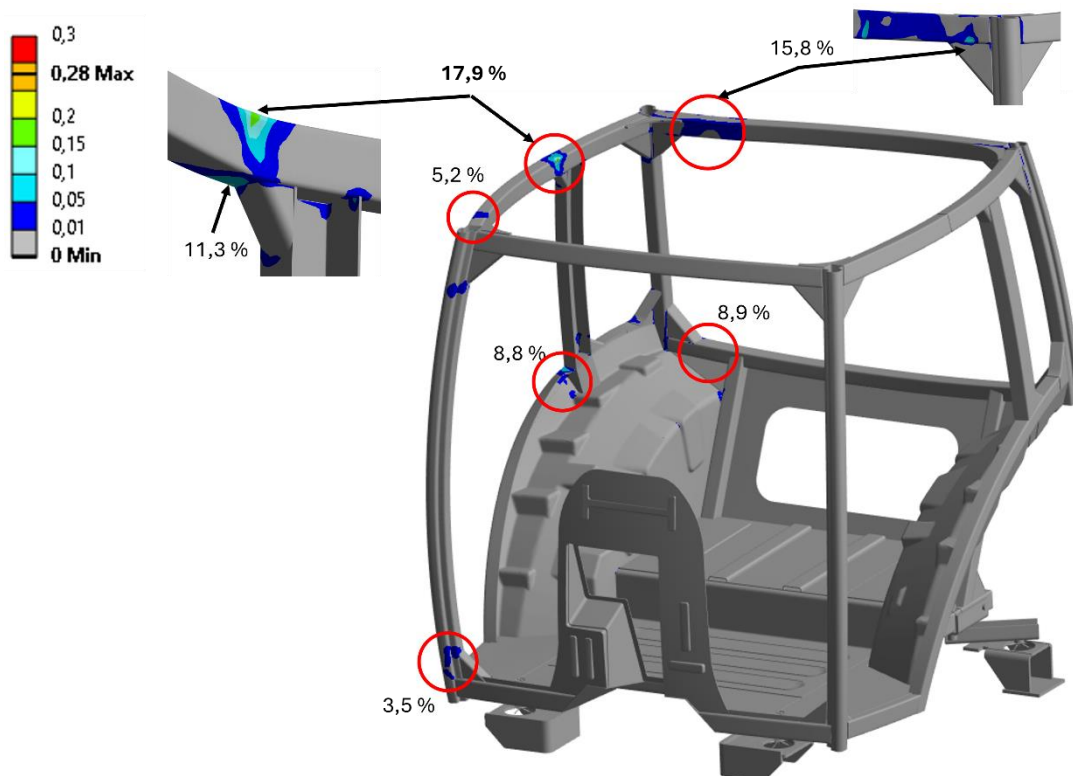
Obr. 7-8 Průběh napětí (*HMH*) při maximálním posuvu – první zátěžný stav. Maximální hodnota napětí je zvýrazněna.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

Při pohledu na *obr. 7-9* zachycující vzniklé trvalé deformace je zřejmé, že jejich výskyt souhlasí s místy, kde je konstrukce namáhána nejvíce. Největší míra plasticity se nachází na horním podélném rámu v blízkosti spoje se středovým sloupkem. Hodnota přetvoření zde dosahuje 16,8 % a hlavní příčina je následující. Jak si lze všimnout, tento rám je geometricky mírně zakřivený, což zvyšuje jeho tuhost. Na druhou stranu, při podélném zatížení dochází k tomu, že síla působení není v ose rámu, čímž nastává vznik ohybového napětí, a právě v tomto místě dojde k tomu, že rám vybočí a na své vnitřní straně se zdeformuje do sebe. Z toho důvodu se nejvyšší hodnota přetvoření vyskytuje na vnitřní straně, kde působí tlakové zatížení a díl se prohne směrem dovnitř. Z vnější strany pak působí spíše tahové napětí a přetvoření zde dosahuje hodnot 10,2 %.

Vysoká hodnota trvalého přetvoření (7,9 %) se dále nachází v místě vzpěry u zadní stěny kabiny, kde se také nacházelo nejvyšší dosažené napětí. Dále si je třeba všimnout horních rohů kabiny, kde se nachází výztuhy rámu. Z důvodů, které jsou popsány výše, zde obecně dochází k výskytu zvýšeného napětí a s tím korelující plasticke deformaci. Přetvoření v těchto případech dosahují přibližně 5 %.

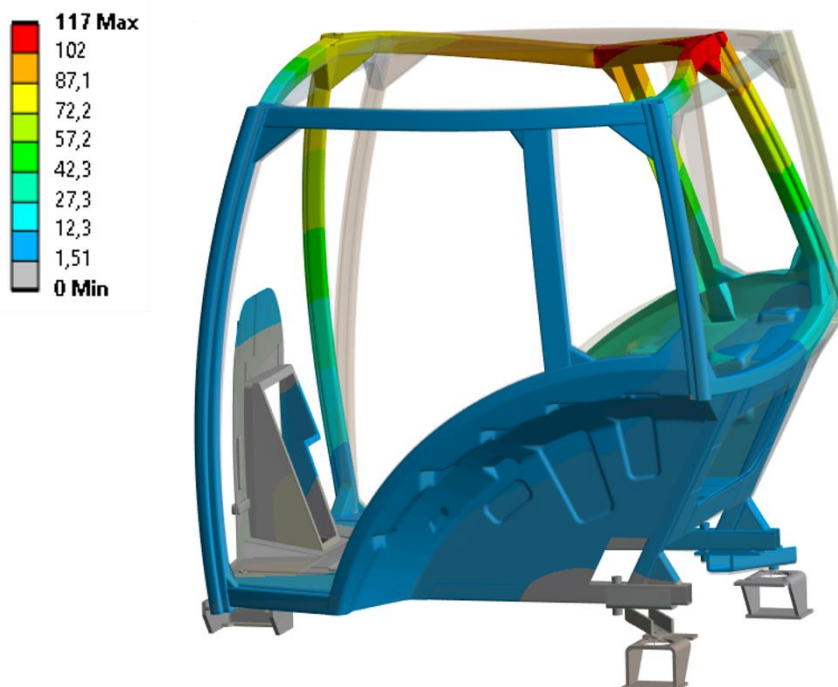
Vysokou míru trvalých deformací vykazuje také působíště samotné příložky pro tento zátěžný stav. Kvůli vlačování příložky do protikusu zde vzniká maximální přetvoření až o velikosti dosahující 13 %. Na obr. 7-9 je možné vidět mnohem více oblastí, ve kterých vzniká určitá trvalá deformace. Hodnoty v těchto oblastech se však pohybují přibližně do 3 %.



Obr. 7-9 Výskyt plastických deformací – první podélné zatížení. Maximální hodnota plastického přetvoření je zvýrazněna.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Při sledování celkového posuvu z *obr. 7-10* v momentě maximálního zatížení lze vidět, že se vzhledem k počátku nejvíce deformuje právě oblast, ve které působí impaktor. Zde bylo dosaženo maximálního posuvu 117 mm. Nejedná se však o celkovou deformaci rámu. Do této hodnoty je také přičteno naklopení kabiny, které dovoluje čtveřice odpružení. Průběh posuvů také potvrzuje příčinu vzniku nejvyššího plastického přetvoření. V tomto místě lze zpozorovat, že rám vybočil ze své původní polohy a začal se nadměrně deformovat. Pro lepší názornost jsou celkové deformace na *obr. 7-10* dvojnásobné oproti skutečnosti.

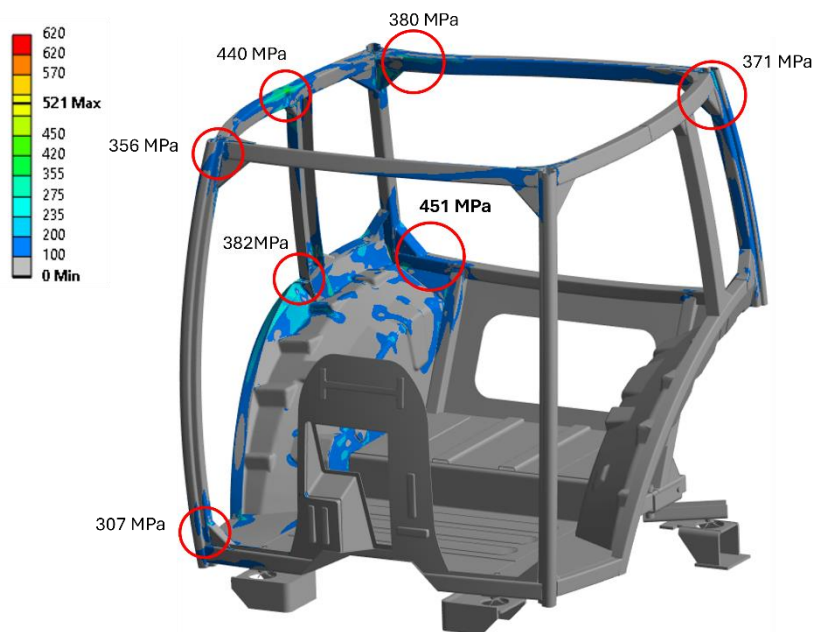


Obr. 7-10 Celková deformace kabiny [mm] – první podélné zatížení.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Po dosažení cílové hodnoty pohlcené energie byla následně příložka postupně odsunuta zpět do své počáteční polohy. To z toho důvodu, aby příložka nadále nepůsobila na kabinu a mohlo tak být sledován rozložení zbytkového napětí v konstrukci.

Rozložení zbytkového napětí je zachyceno na *obr. 7-11*. Na tomto obrázku jsou opět označeny kritické oblasti. Můžeme zde vidět, že nejvyšší hodnota napětí opět zůstává v oblasti zadní stěny, přičemž hodnota poklesla na 451 MPa. Vysoké hodnoty také přetrvávají v místě spojení středového sloupku, a to jak u spoje s blatníkem (382 MPa), tak v oblasti uchycení k hornímu podélnému rámu kabiny (místo s největším plastickým přetvořením), kde se vyskytuje napětí s hodnotu 440 MPa. Opět si lze všimnout, že se vyšší zbytkové napětí vyskytuje ve všech horních rozích a hodnoty zde dosahují přibližně 370 MPa. V působí příložky se pak koncentruje napětí o velikosti 380 MPa. Z *obr. 7-11* je také patrné, že většina zbytkového napětí je orientována na pravé polovině kabiny, kdežto levá strana ve většině případů zcela zrelaxovala do svého původního stavu, protože hodnoty napětí nepřesáhly meze kluzu vyskytujících se materiálů.



Obr. 7-11 Výsledné redukované napětí (HMH) po odlehčení příložky – první podélné zatížení. Maximální hodnota napětí je zvýrazněná.

7.3 PRVNÍ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ (ZADNÍ ZATÍŽENÍ)

Při prvním svislém zatížení byla kabina zatěžována pomocí příložky, která se nacházela na zadní straně kabiny. Na základě vztahu (2) byla spočtena minimální reakční síla, které je nutné dosáhnout, aby daný zátěžný stav mohl být považován za splněný. Hodnota síly dle výpočtu činí 60 000 N a byla měřena na čtveřici konzolích, které mají zamezených všech šest stupňů volnosti. Tvar a umístění příložky pro první svislé zatížení je vidět na obr. 7-12. Zatížení bylo aplikováno stejně jako v předchozím zátěžném stavu. Tedy formou posuvu ve směru osy z v řídicím uzlu, který svazoval všechny uzly horního povrchu příložky (RBE2 prvek).



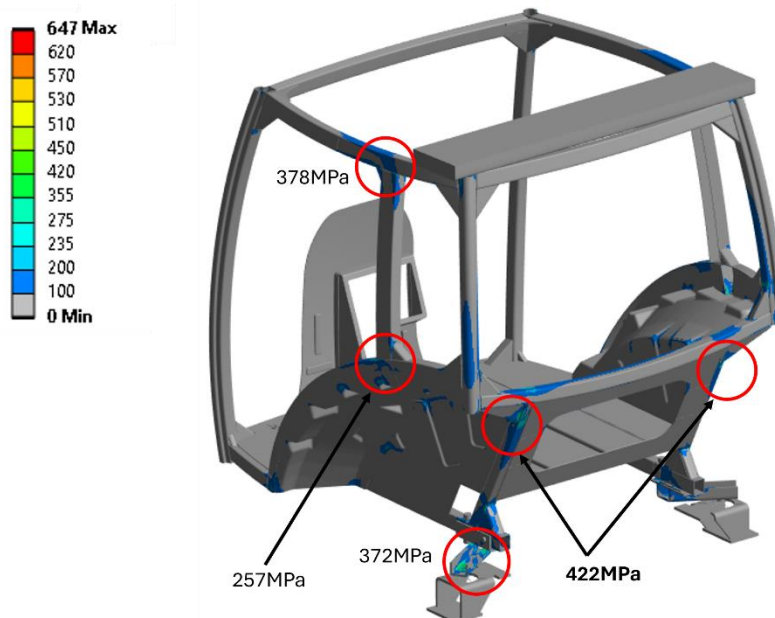
Obr. 7-12 Pozice impaktoru pro první svislé zatížení.

7.3.1 VÝSLEDKY PRVNÍHO SAMOSTATNÉHO SVISLÉHO ZATÍŽENÍ

Minimální velikosti potřebné reakční síly bylo dosaženo při posuvu příložky ve svislém směru o hodnotu 7 mm. Při tomto posuvu bylo dosaženo síly o velikosti 67 380 N. Takto malý posuv pro dosažení potřebné síly byl dostačující z toho důvodu, že velká část reakční síly vznikla již v průběhu stlačování silentbloků, respektive virtuálních pružin, které tyto silentbloky nahradily. Během simulace prvního svislého zatížení nedošlo k porušení soudržnosti rámu ani k zásahu dílců do prostoru posádky. Z toho důvodu nebylo nutné provádět úpravy za účelem vyztužení konstrukce.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

V okamžiku dosažení maximálního posuvu příložky bylo dosaženo napětí překračující mez kluzu pouze v několika málo oblastech. Nejvyšší napětí se vyskytovalo ve stejné oblasti, jako tomu bylo u prvního podélného zatížení. V tomto případě se však napětí nalézalo mezi spodní výztuhou a vertikálním rámem u zadní stěny kabiny. Oblast lze vidět na *obr. 7-13*, přičemž této oblasti náleží hodnota 422 MPa a je vyznačená tučně. Obdobná hodnota napětí se vyskytuje na protější straně, což odpovídá symetrickému zatížení. Napětí za hodnotou meze kluzu daného materiálu (S355) se vyskytuje mimo jiné na zadních konzolách, kde dochází k jejich značnému zatížení vlivem umístění příložky. Zde napětí vzrostlo na maximální hodnotu 372 MPa, což je téměř o 20 MPa více, než je mez kluzu tohoto materiálu. Očekávaná plasticita v této oblasti bude proto minimální. Na stejném obrázku jsou vyznačeny také další oblasti s vyšším napětím, avšak hodnoty ani v jednom nepřesahují mez kluzu daného materiálu.

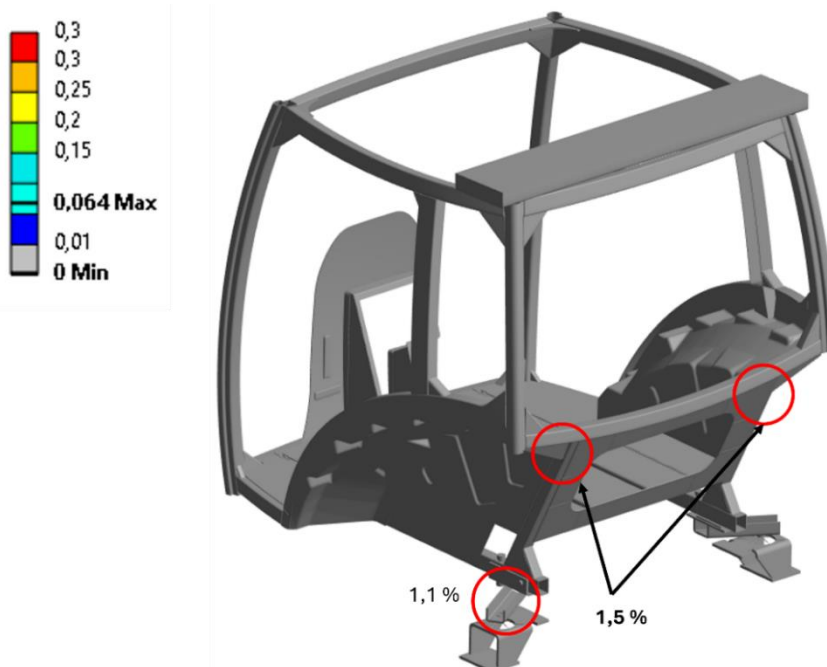


Obr. 7-13 Výsledné redukované napětí (HMH) při maximálním zatížení – první svislé zatížení. Maximální hodnota napětí je zvýrazněná.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

V porovnání s prvním podélným zatížením je v tomto případě dosaženo daleko nižších hodnot napětí a s tím korelujícím plastickým přetvořením. V místech maximálního napětí bylo

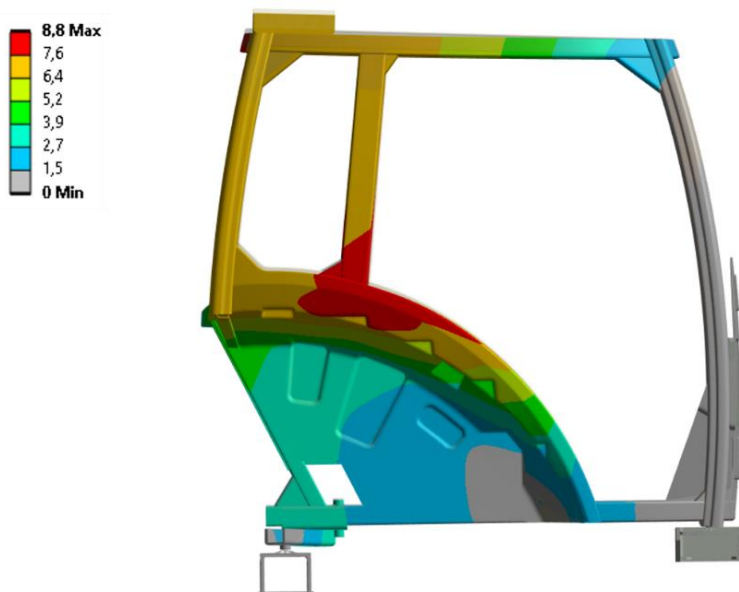
dosaženo plastického přetvoření o velikosti 1,5 % (obr. 7-14). Druhou oblastí s napětím přesahující mez kluzu materiálu byly zadní konzole odpružení. Zde se plastické deformace vyskytovaly s hodnotami kolem 1 %. Nejvyšší přetvoření vykazovala oblast spoje pravého blatníku s podlahou, avšak hodnoty zde neodpovídají skutečnosti, což bylo odůvodněno výše.



Obr. 7-14 Vznik plastický přetvoření. Maximální hodnota zvýrazněna. První svislé zatížení.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Největší deformace nastala v oblasti spojů B-sloupků s blatníky. Celková deformace zde dosahovala maximálních hodnot 8,8 mm a příčinou byla nízká tuhost samotných blatníků. V porovnání s prvním zátěžným stavem však byly deformace daleko nižší, o čemž se mimo jiné lze přesvědčit z obr. 7-15.



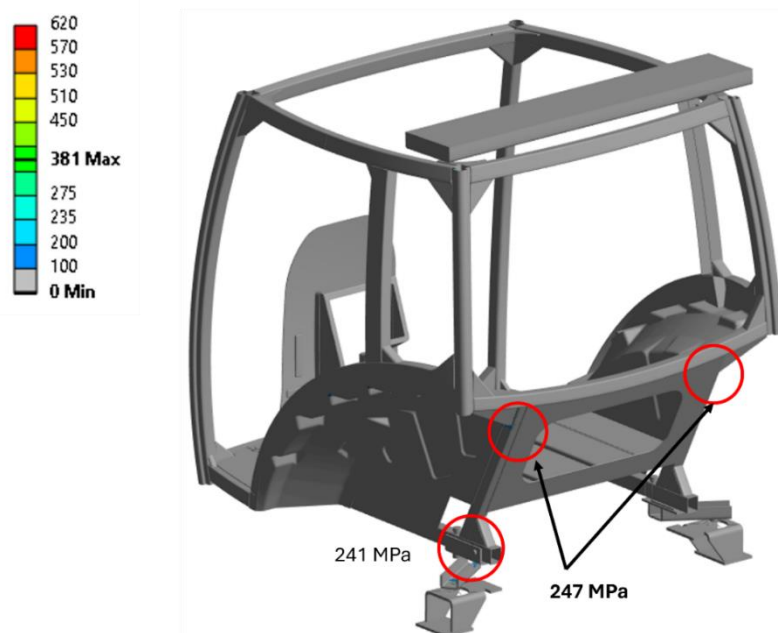
Obr. 7-15 Vznik celkových deformací [mm]. První svislé zatížení.

PRVNÍ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: PRŮBĚH NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Po následném odsunutí příločky je z *obr. 7-16* vidět, že téměř naprostá většina částí rámu kabiny zrelaxovala do svého původního stavu.

Zbytkové napětí zůstalo pouze tam, kde byla překročena mez kluzu materiálu. Maximální vyskytující se napětí se nachází na levé zadní konzoli v místě, kde jsou pomocí *RBE2* prvků svázány uzly pro vytvoření virtuálních pružin. V tomto místě jsou však elementy ovlivněny právě těmito *RBE2* prvky, které neumožňují relativní posuv mezi svázanými uzly, čímž dochází k extrémnímu navýšení tuhosti. Právě v těchto místech dochází ke vzniku singularit, což se odráží na vysokých hodnotách napětí. Ve skutečnosti zde však bude rozložení zbytkového napětí nižší.

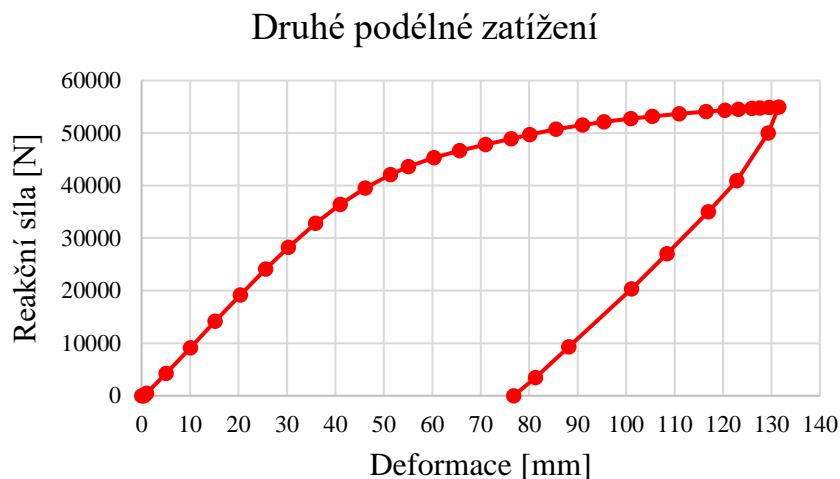
Skutečné nejvyšší napětí tak zůstává v místě spojení vzpěry a rámu na zadní straně kabiny (levá i pravá strana) a dosahuje hodnoty 247 MPa (na obrázku zvýrazněno tučně). Podobné hodnoty zbytkového napětí lze nalézt také na zadních konzolích.



Obr. 7-16 Residuální napětí po odsunutí příločky. První svislé zatížení. Nejvyšší hodnota zvýrazněna.

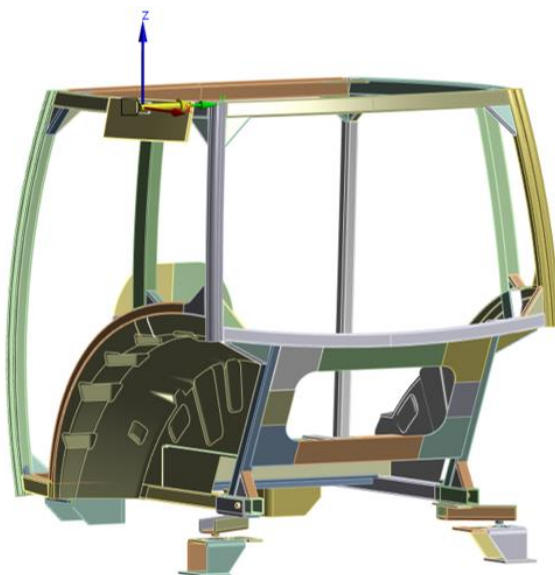
7.4 BOČNÍ (PŘÍČNÉ) SAMOSTATNÉ ZATÍŽENÍ

Cílem bočního zatížení bylo dle vztahu (3) dosažení minimální množství pohlcené energie o velikosti 5 250 J. Této hodnoty bylo docíleno při celkovém posuvu boční příložky o 124 mm. *Graf 7-3* zachycující průběh deformace v závislosti na velikosti reakční síly na základě jehož byla hodnota celkové pohlcené energie spočtena, je vidět níže.



Graf 7-3 Závislost celkového posuvu rámu na reakční síle – druhé podélné zatížení.

Příložka pro boční zatížení se nacházela na levé straně kabiny v oblasti horního spoje podélného rámu a B-sloupku. Rozměry a poloha příložky byly, stejně jako u prvního podélného zatížení, stanoveny dle norem *OECD*. Zatížení bylo opět uskutečněno skrze nucený posuv (ve směru osy *y*) řídicího uzlu *RBE2* prvku. Umístění impaktoru a směr jeho zatížení je možné vidět na *obr. 7-17*.



Obr. 7-17 Pozice impaktoru pro druhé podélné (boční) zatížení.

7.4.1 VÝSLEDKY BOČNÍHO ZATÍŽENÍ

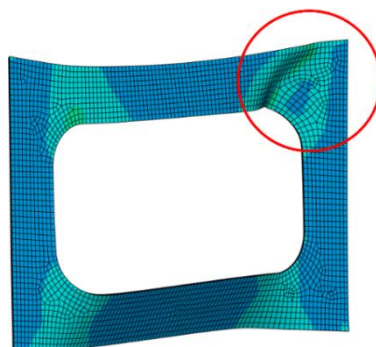
Původní koncepce rámu s provedenými úpravami na základě výsledků prvního podélného zátěžného stavu nespĺnila podmínku pro dosažení minimální hodnoty pohlcené energie. Z toho důvodu bylo provedeno hned několik optimalizací, které jsou popsány níže.

Nejdříve nastal problém ve chvíli, kdy boční příložka dosáhla posuvu 112 mm. V tomto okamžiku zadní příčný (spodní a horní) nosník pod vysokým zatížením ztratil vzpěrnou stabilitu a na obou koncích vybočil ze své podélné osy. Následkem toho se zadní část a poté i přední část kabiny (horní přední příčník) začala postupně deformovat, z toho důvodu nadále nebyla schopna absorbovat vyšší množství energie. Popsaná problematika je zachycena na *obr. 7-18* (vlevo). Na tomto obrázku je zobrazen průběh trvalého přetvoření, jehož hodnoty jsou relativní. Pro zvýšení tuhosti konstrukce byl původní materiál S275 pro hlavní nosníky nejprve nahrazen materiálem S355. Tato úprava však pouze mírně oddálila vznik tohoto problému. Nakonec musel být pro tyto nosníky spolu se spodními výztuhami definován materiál S420. Volba takto odolného materiálu pro vybrané díly byla zvolena také z toho důvodu, že se v těchto oblastech vyskytovalo vysoké napětí nejen v případě bočního zatížení, ale také při prvním podélném zátěžném stavu, kde mimo jiné právě v těchto oblastech bylo dosaženo maximálních hodnot napětí. Při simulaci zkoušky *ROPS* se všemi zátěžnými stavy jdoucími za sebou je třeba počítat s tím, že se napětí a plastická přetvoření budou v rámci jednotlivých stavů kumulovat a výsledné hodnoty mohou být vyšší. Upravené části kabiny jsou vidět na *obr. 7-18* (vpravo).



Obr. 7-18 Úprava tuhosti rámu. Vlevo – přílišná deformace zadních příčníků. Vpravo – definování materiálu S420 pro dílce označené zelenou barvou.

Jak si lze navíc na *obr. 7-18* všimnout, počátek vzniku obdobného jevu je vidět také při pohledu na zadní stěnu kabiny v místě pravého horního rohu. Následný posuv příložky o dalších 6 mm zapříčinil, že v tomto místě nastalo lokální zhroucení plechového dílce. Tato deformace způsobila, že výpočet nedosáhl rovnováhy a zdivergoval. Jak vypadala konečná deformace těsně před divergencí, je možné vidět na *obr. 7-19*.

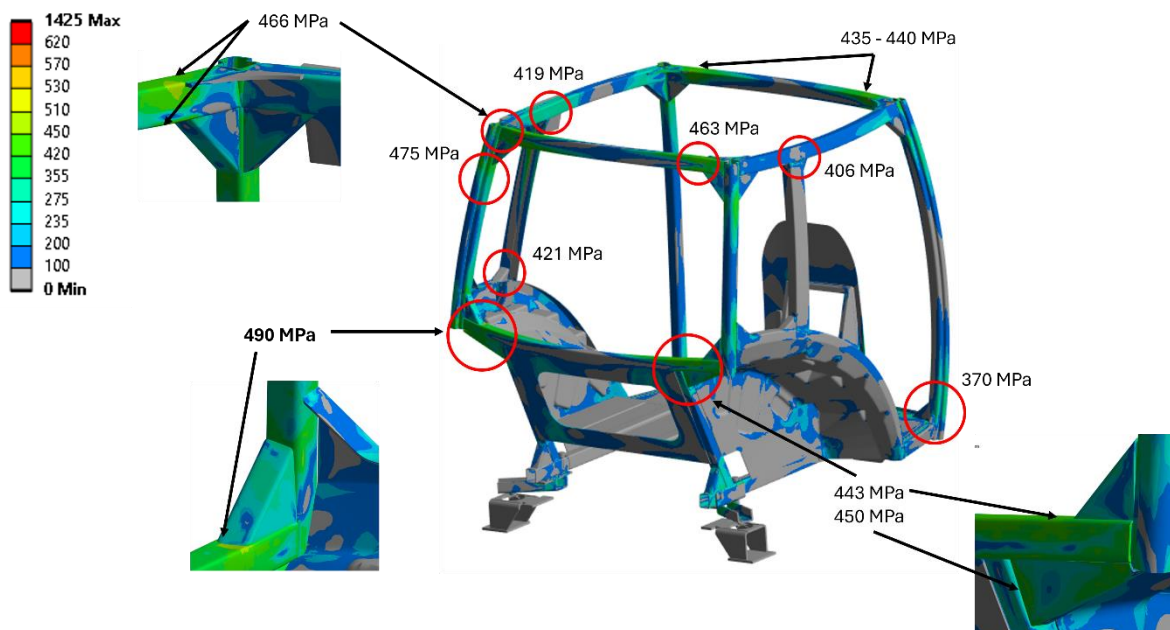


Obr. 7-19 Ztráta vzpěrné stability (*Buckling*) zadní stěny.

Na základě toho byla nejprve zvýšena tuhost stěny tím způsobem, že byl původní materiál S200 nahrazen ocelí S235 s mírně vyšší mezí kluzu a mezí pevnosti. Na úkor toho sice došlo ke zlepšení výsledků, avšak stejný *Buckling* nastal při posuvu na hodnotu 120 mm. Nakonec byla původní tloušťka stěny 3,5 mm zvětšena o jeden milimetr, celkem tedy na tloušťku 4,5 mm. Po provedených změnách se již problémy s divergencí během výpočtu neobjevily a druhé podélné zatížení tak proběhlo do úplného konce.

BOČNÍ SAMOSTATNÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Při bočním zátěžném stavu byla dle simulace nejvíce namáhána zadní levá oblast kabiny, což je dáno tím, že příložka působí právě v tomto místě. V okamžiku maximálního zatížení bylo zjištěno, že se nejvyšší napětí vyskytuje v levé zadní části kabiny, konkrétně na příčnici, kde vlivem zatížení působilo tlakové napětí od vzpěry mezi tímto příčnícem a svislým rámem. Redukované napětí (*HMH*) v tomto místě dosahovalo hodnoty až 490 MPa, které přesahuje mez kluzu optimalizovaného dílce s materiálem S420. Je třeba dodat, že tato oblast byla nejkritičtější také v případě prvního podélného zatížení. Vysoké napětí se taktéž vyskytovalo na straně pravé, kde bylo zatížení naopak tahového charakteru s nejvyššími hodnotami do 443 MPa. Rozložení napětí v okamžiku dosažení maximální posuvu impaktoru je zobrazeno na obr. 7-20, kde jsou mimo jiné vyznačeny nejkritičtější oblasti, a to nejen skrze maximální hodnoty napětí, ale také z toho důvodu, že jsou tato místa často nadměrně namáhána také při ostatních zátěžných stavech.



Obr. 7-20 Redukované napětí (*HMH*) rámu v případě maximálního posuvu boční příložky. Maximální hodnota napětí je zvýrazněna.

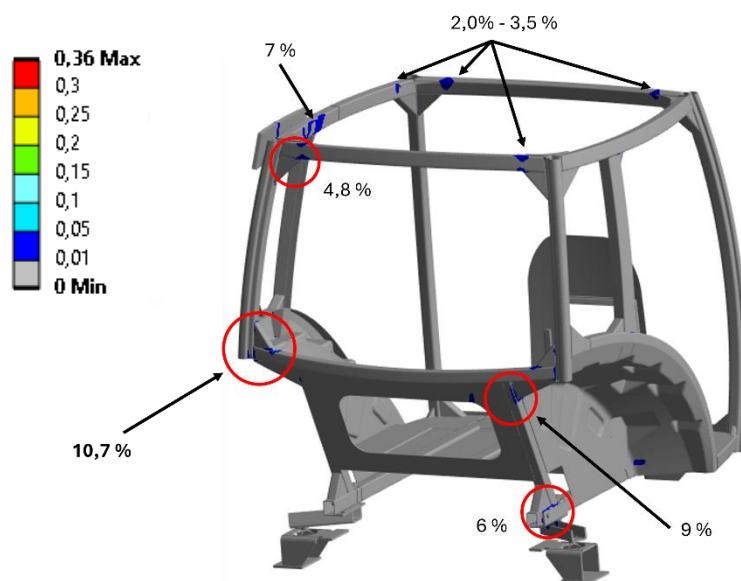
Další velmi kritickou oblastí se jevil levý zadní svislý rám. Zde maximální napětí dosahovalo hodnot až 475 MPa. Podobně jako u prvního podélného zátěžného stavu, i zde docházelo k nadměrnému namáhání horních rohů kabiny. V místech, kde se nacházely vzpěry pro vyztužení rohů, se vyskytovalo napětí do 440 MPa. Výjimkou byl levý a pravý zadní roh, zde se napětí vyšplhalo až na hodnotu 466 MPa, a to jak u horizontálně uložených vzpěr, tak u vzpěr vertikálních. Pozornost je také nutné věnovat oběma B-sloupkům. Jak při prvním podélném

zatížení, tak i zde se koncentrovalo vysoké napětí s hodnotami kolem 420 MPa. V poslední řadě se vyšší hodnota napětí vyskytovala na konzolách odpružení. To se týká především konzolí nacházejících se na pravé straně rámu kabiny, na které je vlivem naklonění vyvíjeno vyšší zatížení. Naopak levé konzole jsou spíše odlehčeny. Napětí zde dosahuje hodnot přibližně 385 MPa, čímž dochází, vzhledem k použití materiálu S355, k překročení meze kluzu tohoto materiálu.

BOČNÍ SAMOSTATNÉ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

Navzdory skutečnosti, že se při bočním zatížení v porovnání s předchozími zátěžnými stavy dosahuje vyšších hodnot napětí, trvalých deformací je zde v porovnání méně. Nižší hodnoty přetvoření korelují s provedenými optimalizacemi. Především těmi, kde byl zvolen odolnější materiál s vyšší mezí kluzu a mezí pevnosti. V některých místech, kde byla v předchozích zátěžných stavech přetvoření, nedošlo při bočním zatížení k dosažení meze kluzu daného materiálu, popřípadě nebyla tato hraniční hodnota tak výrazně překročena.

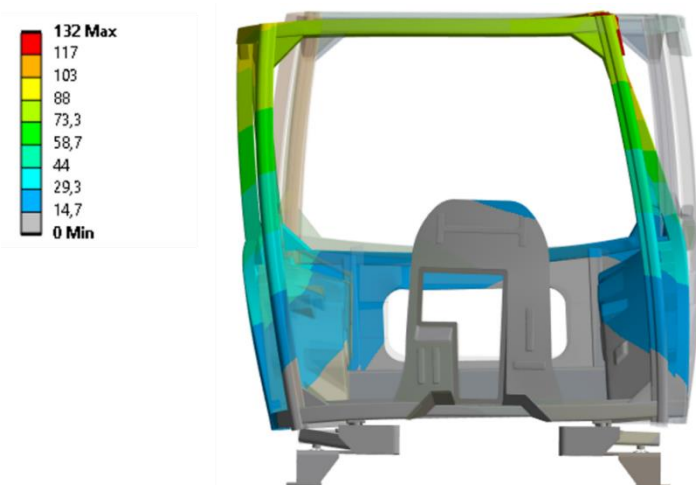
Maximální hodnoty plastických deformací v rámci bočního zátěžného stavu bylo dosaženo v místě s maximálním napětím. Tedy v oblasti levé zadní části kabiny, kde výztuha spojuje příčnick se svislým nosníkem. Zde celkové plastické přetvoření přesáhlo 10 % (obr. 7-21). O procento nižší trvalá deformace pak nastala na straně pravé. V místě, kde působila příložka, se deformoval příčnick v blízkosti B-sloupku se 7% přetvořením. Při pohledu na horní rohy si pak lze všimnout pravidelně se vyskytujícího plastického přetvoření, které se nachází vždy v blízkosti horizontální výztuhy. Ačkoli se zde hodnoty pohybují od 2 do 3,5 % (v případě rohu v blízkosti příložky s hodnotou 4,8 %), je zapotřebí tato místa pečlivě sledovat, protože v těchto oblastech můžeme očekávat kumulující se trvalou deformaci (především v kombinaci s prvním podélným zatížením). Trvalé deformace je možné také zaznamenat na pravé zadní a přední konzoli. Vlivem přitížení této strany dochází k deformování jeho částí až o 6 % vůči původnímu stavu. Detailní rozložení trvalých deformací je vidět na obr. 7-21, kde jsou přiloženy jednotlivé hodnoty k potenciálně nebezpečným oblastem.



Obr. 7-21 Vznik trvalých přetvoření – arune podélné zatížení. Maximální hodnota je zvýrazněna.

BOČNÍ SAMOSTATNÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

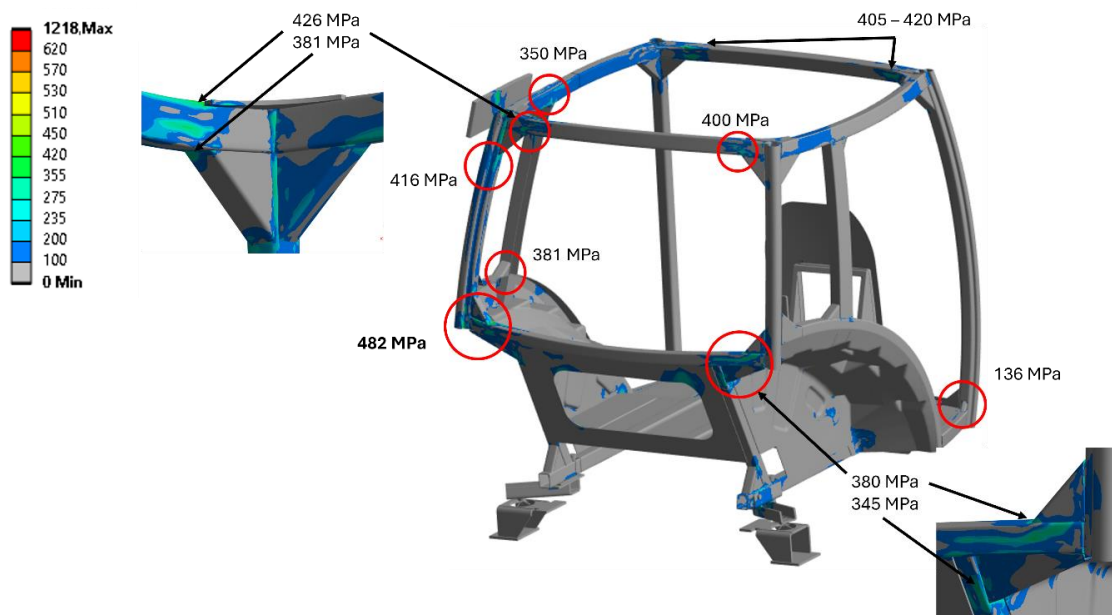
Z pozorování posuvů lze především zahlédnout výraznou deformaci horní části rámu v porovnání s částí spodní, přičemž maximální posuv dosáhl hodnoty 132 mm v oblasti působení přílohy. Na obr. 7-22 je vidět, jak se levá strana vlivem zatížení odlehčuje a zatížení dopadá na stranu pravou, kde se následně tvořila plastická deformace v místech uložení rámu.



Obr. 7-22 Celkové deformace při maximálním bočním zatížení [mm].

BOČNÍ SAMOSTATNÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Hodnoty napětí po následném odsunutí přílohy zpět do původního stavu je vidět na obr. 7-23. Oblast s maximální hodnotou napětí zůstává stejná, přičemž poklesla z 490 MPa na 482 MPa. Obecně je z obrázku vidět, že čím vyšší bylo napětí při maximálním zatížení, tím méně daná oblast zrelaxovala. Vysoké napětí tedy nadále zůstává v místech, kde jsou umístěny výztuhy rohů, především oblasti horních rohů rámu. Dále také v oblasti zadní stěny a nakonec B-sloupků. Taktéž konzole odpružení na pravé straně vykazují vyšší zbytkové napětí.



Obr. 7-23 Redukované napětí (HMH) po odsunutí přílohy. Maximální hodnota zvýrazněna.

7.5 DRUHÉ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ (PŘEDNÍ ZATÍŽENÍ)

V posledním zátěžném stavu bylo za pomoci příložky provedeno zatížení ze shora, tentokrát však příložka působila na přední straně kabiny (*obr. 7-24*). Dle vztahu (2) byla spočtena minimální potřebná reakční síla o velikosti 60 000 N. Velikost síly je tedy totožná s prvním svislým zatížením. Tvar příložky i způsob definování zatížení jsou podobné, jako tomu bylo u prvního svislého zatížení.



Obr. 7-24 Pozice impaktoru pro druhé svislé zatížení.

7.5.1 VÝSLEDKY DRUHÉHO SAMOSTATNÉHO SVISLÉHO ZATÍŽENÍ

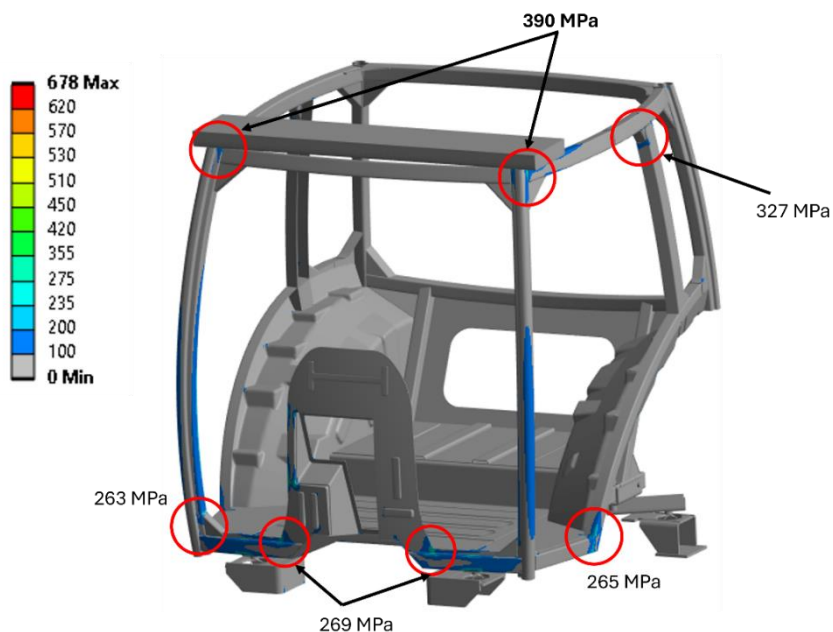
Minimální požadované síly bylo dosaženo při posunu příložky o 6 mm. V tomto okamžiku hodnota reakční síly činila 64 100 N. Rám kabiny splnil zátěžný stav, a tudíž nebylo zapotřebí provádět dodatečné optimalizace.

DRUHÉ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Během posledního zátěžného stavu se veškerá vzniklá napětí pohybovala do mezí kluzu jednotlivých materiálů. Deformace, které se v průběhu zatížení vyskytovaly, byly elastického charakteru. Při dosažení maximálního zatížení a následnému odsunutí příložky kabina dokonale zrelaxovala, v konstrukci se tak nevyskytovalo žádné zbytkové napětí.

V případě druhého svislého zatížení byla nejvíce namáhána přední část kabiny a vzhledem k umístění příložky byla rozložení napětí na obou stranách symetrické (*viz obr. 7-25* na další straně). Nejvyšší hodnoty napětí se vyskytovaly v místě působení příložky, přičemž dosahovaly až 390 MPa. Vysoké napětí se však vyskytovalo také na obou B-sloupcích, kde se hodnoty pohybovaly do 327 MPa.

Ve zbylých případech, jako jsou přední sloupky, spodní plechové díly kulisy řízení nebo spojení bočního rámu s lemy blatníků, se hodnoty napětí vyskytují přibližně do 270 MPa.



Obr. 7-25 Výsledné redukované napětí (HMH) při maximálním zatížení – druhé svislé zatížení. Maximální hodnota napětí je zvýrazněná.

DRUHÉ SAMOSTATNÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Největší deformaci podléhal přední horní příčný rám, u kterého docházelo k ohybu. Celkový posuv zde dosahoval téměř 8 mm. Je však třeba dodat, že se nejedná o celkovou deformaci samotného dílce, ale o posuv vůči počátku. Jak se kabina deformovala, lze vidět na obr. 7-26, přičemž veškeré deformace jsou pro názornost dvakrát zvětšeny.



Obr. 7-26 Celková deformace kabiny [mm] – druhé podélné zatížení.

Doposud byly vyhodnocovány simulace jednotlivých zátěžných stavů zvlášť, na základě výsledků poté byly provedeny nutné optimalizace pro splnění požadovaných kritérií. Takto upravený rám kabiny traktoru může být následně podroben kompletní ROPS zkoušce, v rámci

kteřé bude kabina postupně odolávat všem čtyřem zátěžným stavům tak, jak jdou za sebou. Přesněji řečeno se budou trvalé deformace a zbytková napětí přenášet a kumulovat v rámci jednotlivých zátěžných stavů.

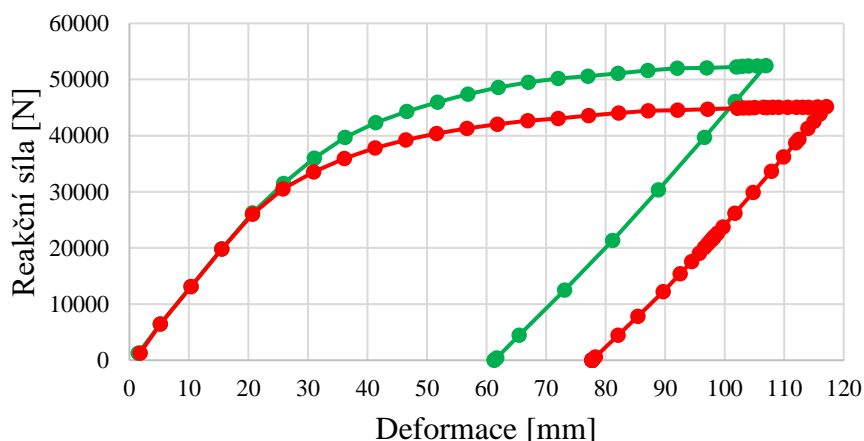
7.6 PRVNÍ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ

Jelikož se jedná o úplně první zátěžný stav, bude se kabina chovat obdobně, jako při prvním zátěžném stavu v rámci optimalizace. Avšak v tomto případě je zatížení aplikováno na již plně optimalizovaný rám kabiny. Hodnoty napětí a deformací tak budou v některých případech rozdílné oproti původnímu rámu, u kterého ještě nebyly provedeny všechny potřebné úpravy. Z toho důvodu je nutné výsledky prvního zátěžného stavu znovu zanalyzovat.

7.6.1 PRVNÍ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Minimální požadované energie bylo dosaženo již při posuvu příložky o 105 mm, což je o 10 mm méně než při samostatném prvním podélném zatížení. Tato skutečnost je zapříčiněna provedenými optimalizacemi. Především zvýšením meze kluzu a meze pevnosti podélných a příčných rámců konstrukce v reakci na druhé samostatné podélné zatížení. Díky tomu byla kabina schopna pohltit větší množství energie při vzniku menších deformací. Rozdíl mezi zátěžným stavem původního rámu a rámu po provedených optimalizacích je zachycen v graf 7-4. Zde si je možné všimnout, že v případě zelené křivky zastupující již plně zoptimalizovanou kabinu je dosaženo vyšší reakční síly při nižší hodnotě deformací oproti křivce červené, která znázorňuje model rámu kabiny bez úpravy materiálu podélníků a příčniců na základě druhého podélného zatížení. Rozdíl také nastává v průběhu odlehčení příložky po dosažení minimální potřebné energie. Zatímco původní rám vykazoval trvalé deformace o velikosti 78 mm (oblast působení příložky a pravý B-sloupek), v případě zoptimalizované kabiny tyto trvalé deformace poklesly na 63 mm. Znamená to tedy, že provedenou optimalizací bylo docíleno celkově tužšího rámu kabiny.

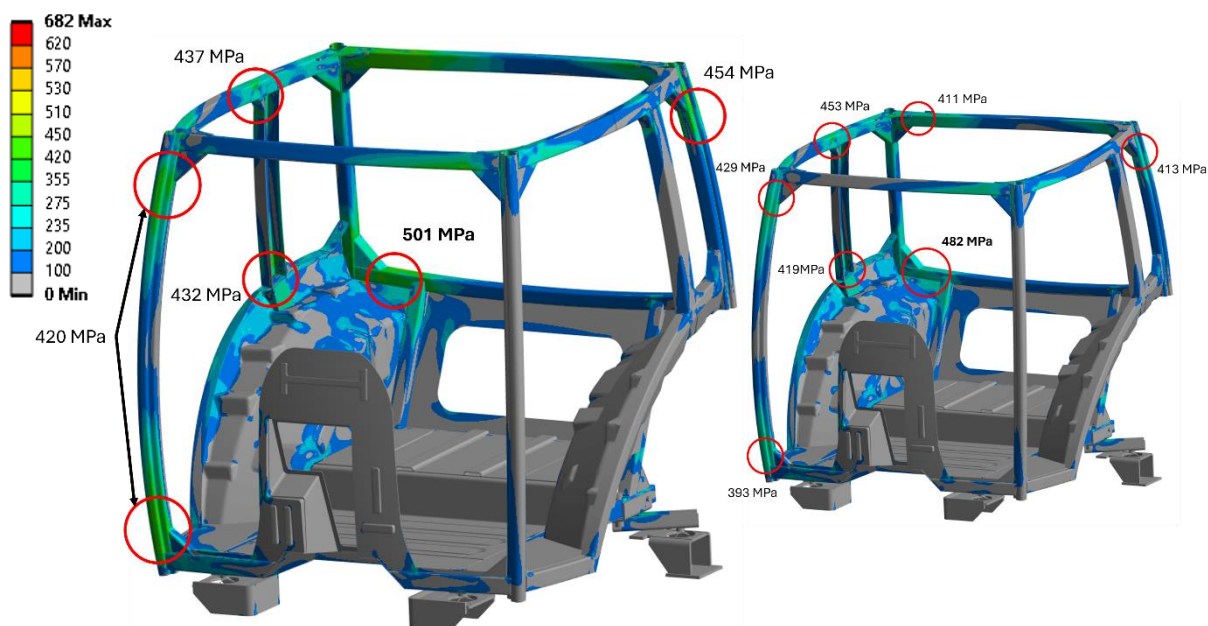
První podélný zátěžný stav



Graf 7-4 Porovnání závislosti reakčních sil na deformacích prvního podélného zatížení. Červená křivka – původní kabiny, zelená křivka – zoptimalizovaná kabina.

Při maximálním posuvu příločky pro první podélné zatížení bylo dosaženo nejvyšší hodnoty napětí na pravé zadní straně v blízkosti výztuhy. Oblast je totožná s prvním samostatným podélným zatížením, avšak hodnota se navýšila z 482 MPa na 501 MPa. Taktéž hodnoty napětí v zadních horních rozích vzrostly, a to z původních 413 MPa až na více jak 450 MPa. V působišti příločky se potom napětí zvýšilo z 411 MPa na 470 MPa. Nárůst napětí je zapříčiněn tím, že díky zvýšené mezi kluzu materiálu dochází ke zvýšení tuhosti konstrukce. Dané dílce pak dokážou odolávat vyššímu napětí, než dojde k dosažení meze kluzu a vzniku trvalých deformací. Jakmile totiž dojde k překročení meze kluzu, daný materiál se pod daným zatížením začne deformovat na úkor méně strmě stoupajícího napětí.

Podobně si je možné všimnout zvýšení napětí na pravém B-sloupku na jeho spodní straně, kde se napětí zvýšilo z 419 MPa na 432 MPa. Totéž však nelze říct o jeho horním konci. Tady napětí naopak pokleslo z 453 MPa na 437 MPa. To je způsobeno tím, že se rám kabiny (především zadní strana) díky zvýšené tuhosti začal později a méně deformovat a působící ohybové napětí bylo v kritické oblasti menší. Výsledné vzniklé napětí při maximálním zatížení je zobrazeno na obr. 7-27. Na pravém obrázku je samostatné první podélné zatížení, kde jsou provedeny pouze optimalizace spojené s tímto zátěžným stavem. Na straně levé je pak finální model kabiny, který obsahuje provedené optimalizace ze všech zátěžných stavů.

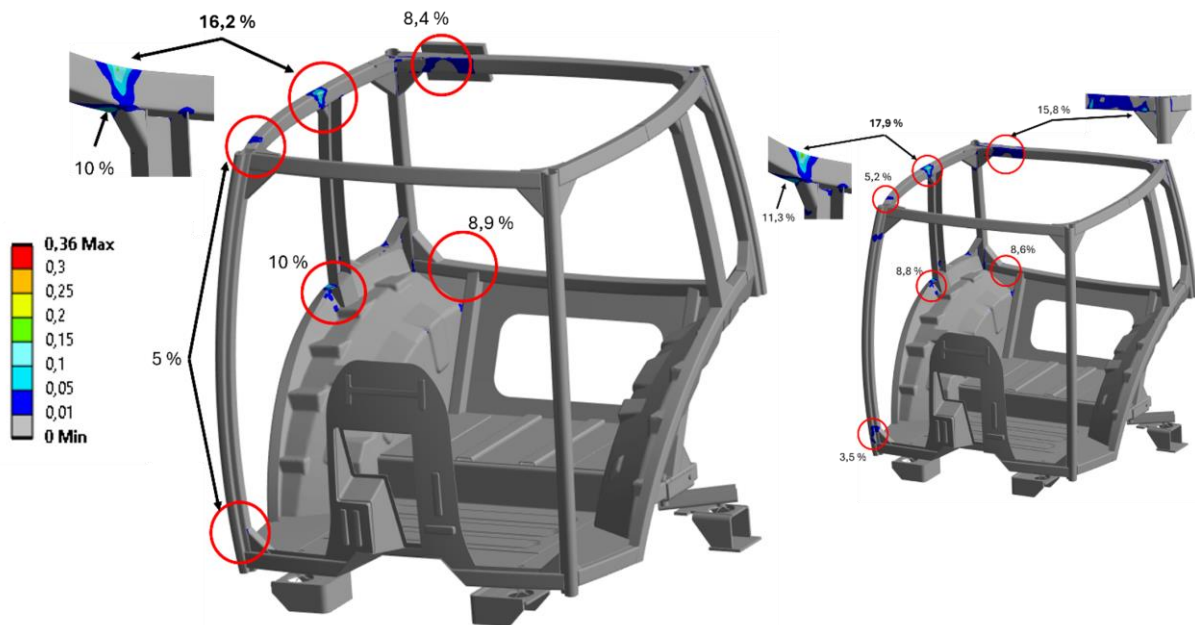


Obr. 7-27 Rozložení napětí (HMH) při maximálním zatížení – první podélné zatížení. Vpravo samostatné podélné zatížení, které nezahrnuje optimalizace z druhého podélného zatížení. Vlevo včetně všech provedených úprav.

7.6.2 PRVNÍ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

Nejvyšších hodnot trvalých deformací bylo dosaženo, stejně jako u samostatného prvního podélného zatížení, v místě horního spoje pravého B-sloupku. Oproti samostatnému podélnému zatížení však hodnota deformace poklesla z 17,9 % na 16,2 %. Ve stejném místě, avšak na spodní straně tohoto profilu pak deformace poklesla z 11,3 % na 10 %. Naopak na spodním konci tohoto B-sloupku se hodnota deformace zvýšila na 10 %. V oblasti s maximálním

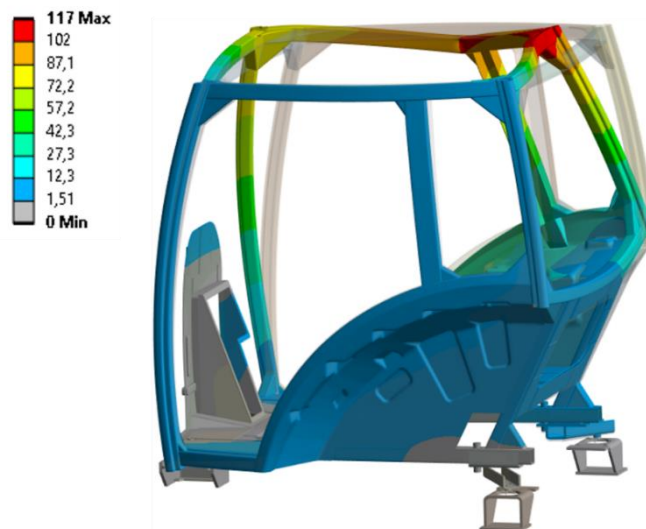
napětím se přetvoření zvýšilo pouze minimálně (z původních 8,6 % na 8,9 %), což koreluje s mírně vyšším napětím. V poslední řadě si je možné všimnout působíště příložky pro tento zátěžný stav. Při samostatném podélném zatížení, kdy ještě nebyl definován odolnější materiál protikusu příložky (příčný rám na zadní straně kabiny), se plastické deformace vyšplhaly až na hodnoty 15,8 %. Po úpravě materiálu tato hodnota poklesla na 8,4 %. Všechny popisované oblasti jsou zachyceny na *obr. 7-28* vpravo. Vlevo je vložen pro porovnání stav samostatného prvního podélného zatížení bez kompletní optimalizace.



Obr. 7-28 Průběh plastických deformací – první podélné zatížení. Vpravo samostatné podélné zatížení, které nezahrnuje optimalizace z druhého podélného zatížení. Vlevo včetně všech provedených úprav.

7.6.3 PRVNÍ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Deformace lze vidět na *obr. 7-29* a pro názornost jsou celkové deformace 2x zvětšeny.

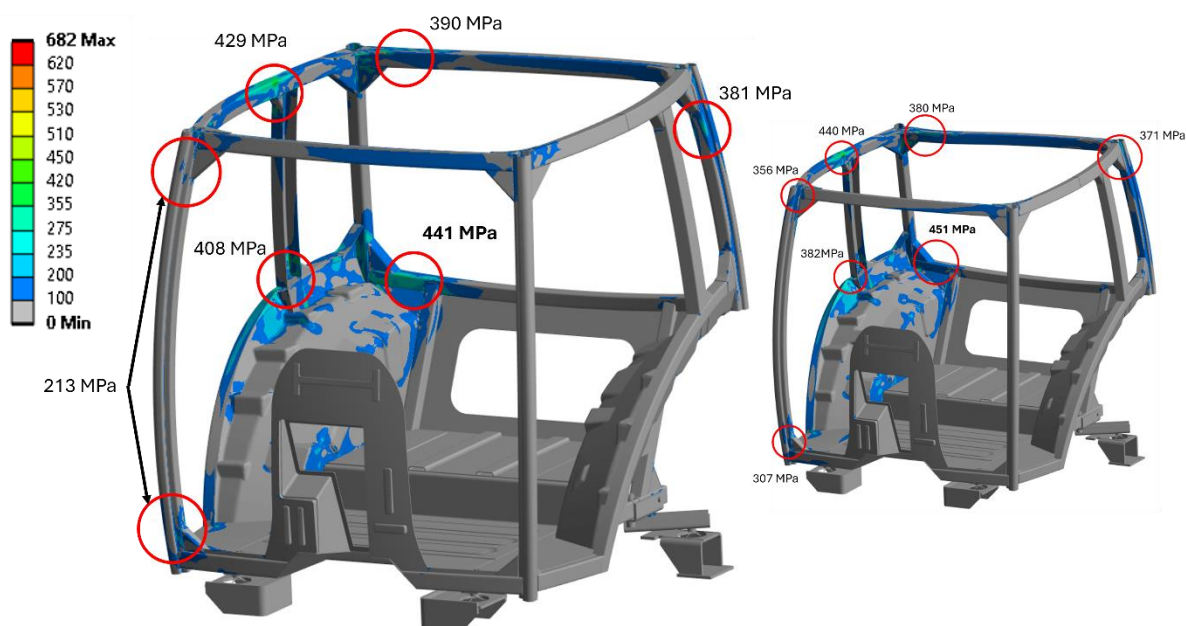


Obr. 7-29 Celková deformace kabiny [mm] – první podélné zatížení.

Jelikož bylo díky provedeným optimalizacím dosaženo minimální potřebné pohlcené energie při menším posuvu příložky (105 mm), snížila se také velikost celkové deformace rámu. Maximální posuv byl dosažen v působišti příložky a na horním konci pravého B-sloupku. Hodnoty posuvů v těchto místech dosahovaly až 117 mm.

7.6.4 PRVNÍ PODÉLNÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Po odlehčení příložky prvního podélného zatížení přetrvávala hodnota maximálního napětí ve stejném místě jako v momentě maximálního zatížení (*obr. 7-27*). Rám v této oblasti zrelaxoval na 441 MPa. Vysoké hodnoty zbytkového napětí také zůstaly na již zmiňovaném B-sloupku, kde na jeho spodním konci dosahovalo napětí 408 MPa, na jeho horním konci dokonce téměř 430 MPa. V místě působení příložky pak napětí zrelaxovalo na hodnotu 390 MPa. Zbylé vyskytující se hodnoty napětí je vidět na *obr. 7-30* vlevo. Vpravo je pro srovnání rozložení zbytkového napětí prvního samostatného podélného zatížení ještě bez optimalizací z druhého podélného zátěžného stavu. Jak je při srovnání vidět, hodnoty napětí jsou v případě pravého obrázku ve většině případů mírně vyšší, což je dáno změnou materiálu s vyšší mezí kluzu a mezí pevnosti. Součást s tímto materiálem dokáže zrelaxovat do svého původního stavu z vyšší dosažené hodnoty napětí.



Obr. 7-30 Rozložení napětí (HMH) po odlehčení příložky – první podélné zatížení. Vpravo samostatné podélné zatížení, které nezahrnuje optimalizace z druhého podélného zatížení. Vlevo včetně všech provedených úprav.

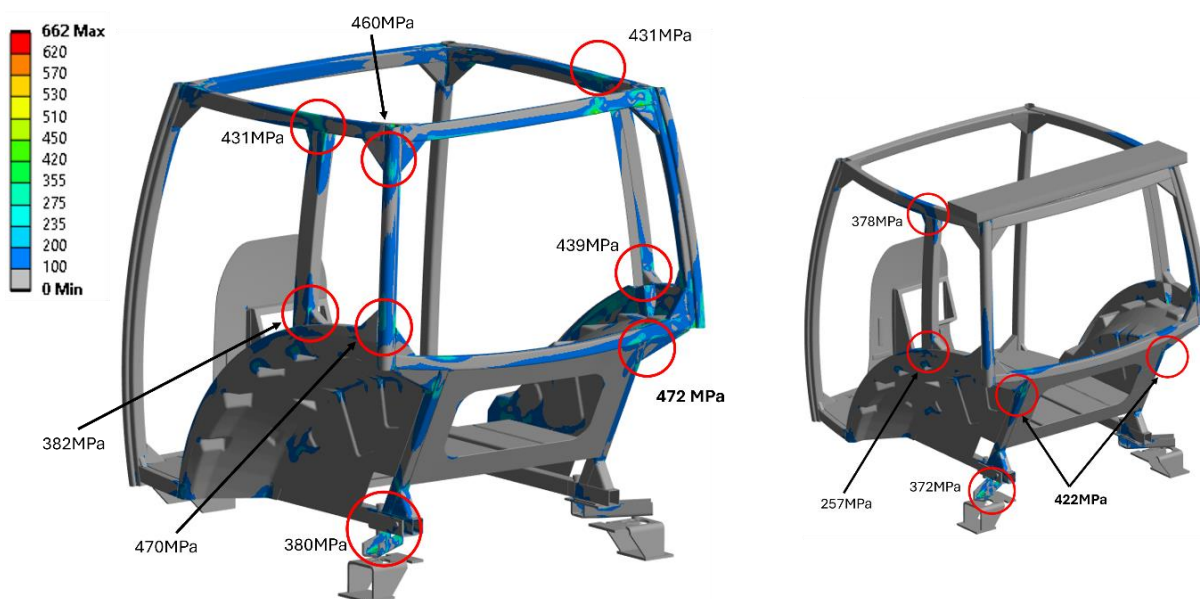
7.7 PRVNÍ SVISLÉ ZATÍŽENÍ

Při prvním svislém zatížení již vstupní model obsahoval trvalé deformace a zbytkové napětí z předchozího zátěžného stavu.

7.7.1 PRVNÍ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

V momentě dosažení minimální potřebné hodnoty reakční síly (60 000 N) dosáhl celkový posuv impaktoru 8,4 mm.

Při pohledu na *obr. 7-31* můžeme vidět porovnání stejných zátěžných stavů s tím rozdílem, že na pravé straně je rozložení napětí v případě, kdy byla kabina zatížena samostatným zátěžným stavem. Naproti tomu vlevo jsou vidět rozložení napětí již se zahrnutým předešlým prvním podélným zatížením. Jak si lze všimnout, oblasti maximálních napětí jsou stejné, avšak v případě levého obrázku jsou hodnoty mírně vyšší, a to z důvodu právě zmíněné kumulace zbytkového napětí. Maximální napětí se zvýšilo z 422 MPa na 472 MPa. V případě B-sloupků, kde napětí dosahovalo maximálních hodnot 378 MPa, došlo k nárůstu napětí přesahující hodnotu 430 MPa vlivem kumulace napětí. Podobně je tomu i u zadních konzol odpružení, kde však nárůst není tak výrazný.



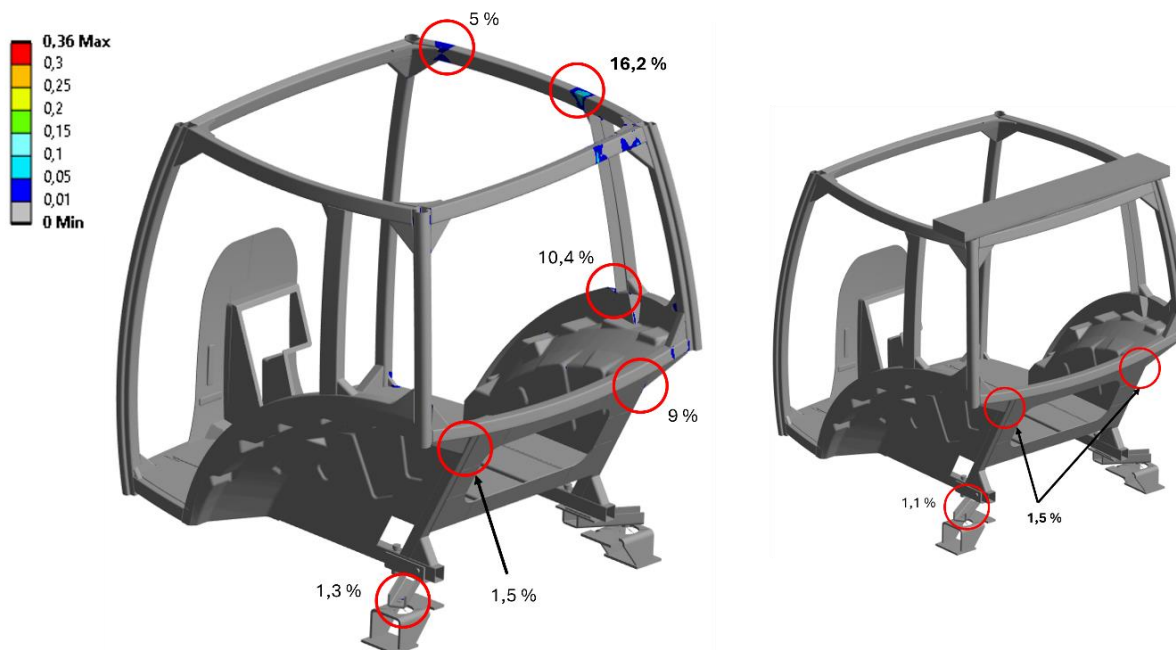
Obr. 7-31 Rozložení napětí při maximálním zatížení – první svislé zatížení. Vpravo samostatný zátěžný stav. Vlevo včetně vlivu předchozího prvního podélného zatížení.

Obrázek vlevo také ukazuje nově vzniklá místa s vyskytující se vysokým napětím. Nárůst napětí oproti prvnímu svislému zátěžnému stavu vykazuje například levý zadní horní roh a spodní roh. Zde napětí stoupl z hodnoty 450 MPa přibližně o 20 MPa.

7.7.2 PRVNÍ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

Při prvním svislém zatížení nedošlo k rozsáhlému nárůstu nových oblastí s trvalými deformacemi, což lze vidět na *obr. 7-32* vlevo. Namísto toho se spíše rozšířila místa, kde již určitá deformace byla. Maximální přetvoření tak zůstává okolo 16 % v místě pravého B-sloupku. Mírný nárůst přetvoření je zaznamenán na pravém B-sloupku v místě spojení s blatníkem a na druhém konci B-sloupku. Přetvoření se zde z 10 % zvýšila přibližně o půl procenta. V poslední řadě si lze všimnout zvýšeného přetvoření na pravé zadní straně u stěny kabiny. V případě samostatného svislého zatížení se hodnoty přetvoření pohybují okolo 1,5 %

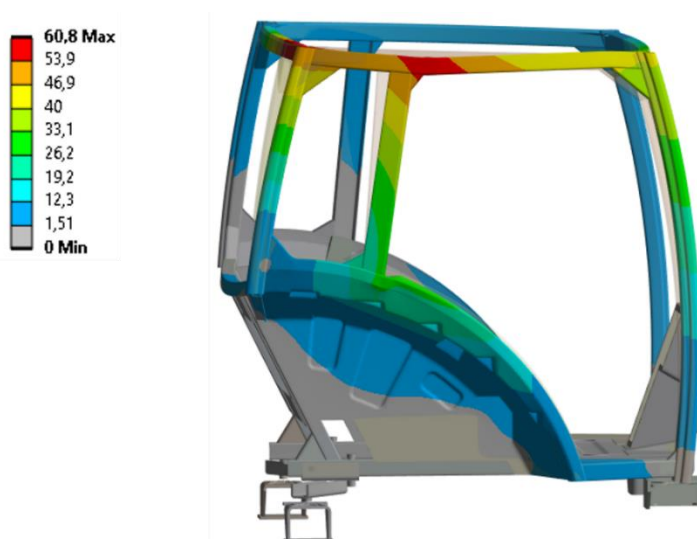
(obr. 7-32 vpravo). V případě zahrnutého prvního podélného zatížení je zde 9% deformace. Tohle přetvoření si však rám nese ještě z minulého zátěžného stavu.



Obr. 7-32 Vznik trvalých deformací. Vpravo samostatné první svislé zatížení. Vpravo s vlivem od prvního podélného zatížení. Maximální hodnoty jsou zvýrazněny.

7.7.3 PRVNÍ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

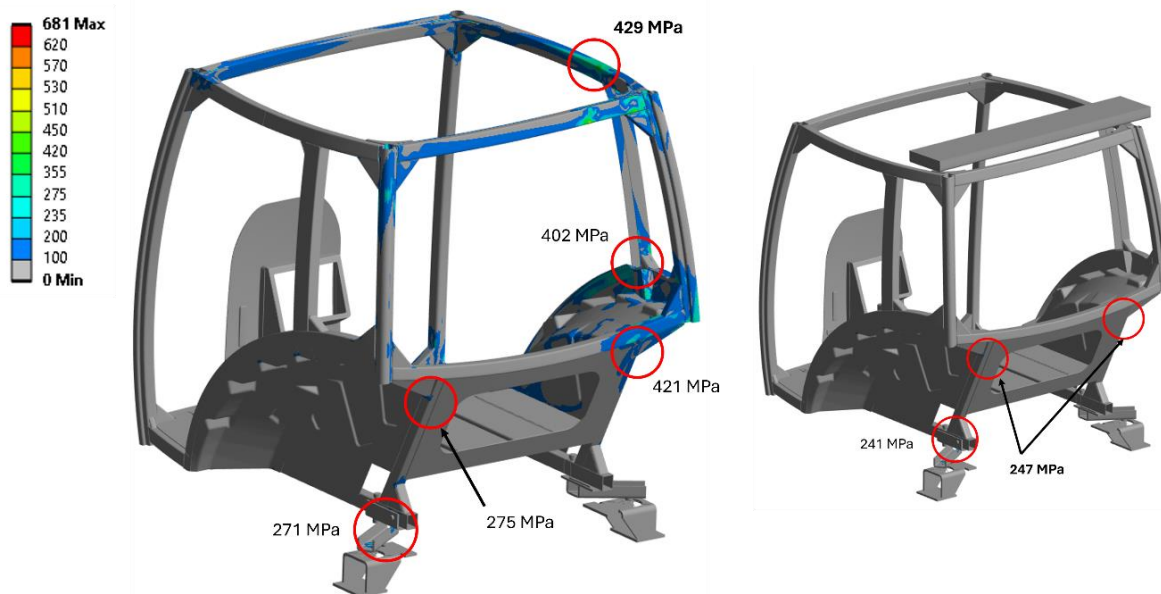
Splnění podmínek pro první svislé zatížení nastalo při malém posuvu 8,4 mm. Největší deformace jsou tak nadále ty, které vznikly v předchozím zátěžném stavu. O této skutečnosti se lze přesvědčit z obr. 7-33.



Obr. 7-33 Celková deformace kabiny [mm] – první svislé zatížení.

7.7.4 PRVNÍ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Rozdíl rozložení zbytkového napětí na konstrukci je oproti předchozímu podélnému zátěžnému stavu zanedbatelný. Tato skutečnost je dána tím, že silové podmínky byly splněny již při velmi malé deformaci. Na *obr. 7-34* je možné porovnat rozložení napětí prvního samostatného zátěžného stavu (vpravo) a zbytkové napětí s historií zatížení (vlevo). Při porovnání stejných míst je vidět, že v těchto oblastech jsou hodnoty zbytkového napětí vyšší. Napětí ve zbytku rámu je pak shodný s prvním podélným zatížením.



Obr. 7-34 Rozložení zbytkového napětí – První svislé zatížení. Vpravo samostatné zatížení. Vlevo s historií zatížení. Maximální hodnoty jsou zvýrazněny.

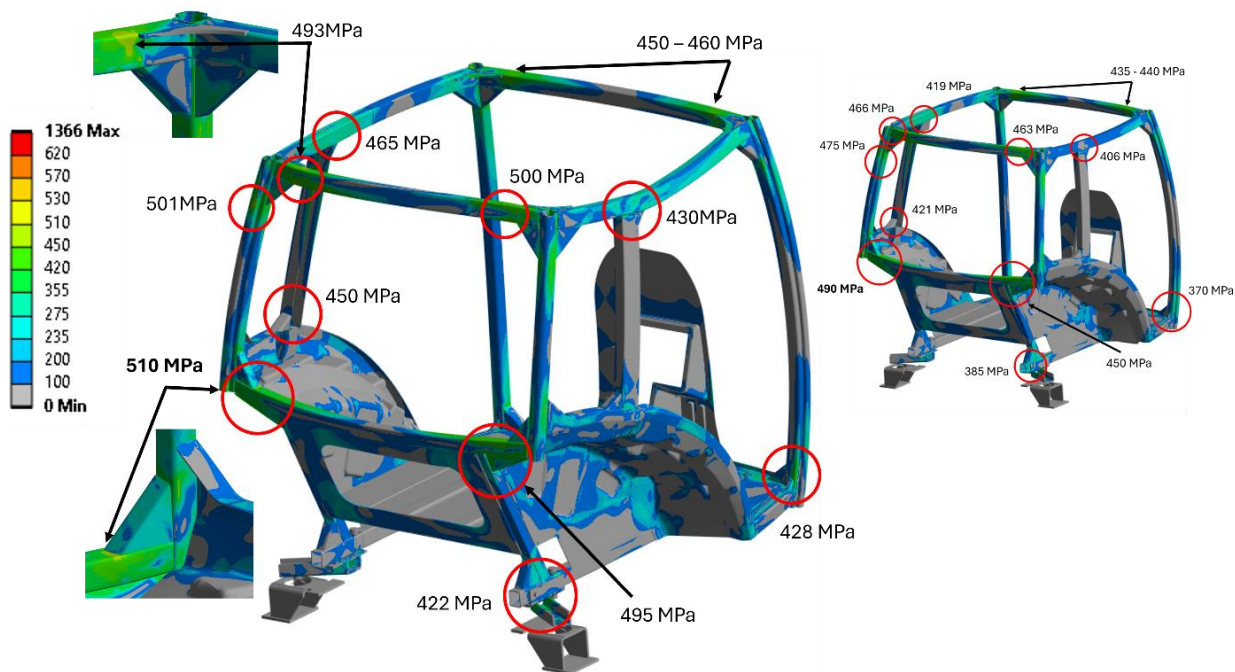
7.8 BOČNÍ (PŘÍČNÉ) ZATÍŽENÍ

Po prvním svislém zatížení následovalo příčné zatížení s příložkou působící na levé straně kabiny v oblasti B-sloupku.

7.8.1 BOČNÍ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Při pohledu na vzniklé napětí ve chvíli dosažení minimální požadované energie (posuv příložky o 123 mm) bylo zjištěno, že v porovnání se samostatným bočním zatížením bylo nalezeno celkově vyšších hodnot napětí. O této skutečnosti se lze přesvědčit z *obr. 7-35*, kde na pravé straně je napětí samostatného bočního zatížení, na straně levé pak napětí zahrnující vliv předchozích dvou zatížení. Jak již bylo popsáno u samostatného bočního zatížení, nejvíce namáhanou oblastí je především levá zadní část kabiny traktoru, kde se napětí koncentrovalo nejvíce. Vysoké napětí také vykazuje zadní pravá strana, kde jsou hodnoty pouze mírně nižší oproti straně levé. Při tomto typu zatížení jsou také velmi namáhány všechny horní rohy konstrukce, především jde o vzpěry, které tyto rohy vyztužují. Oblast s maximálním napětím zůstává opět stejná (levá zadní výztuha spojená s příčným rámem u stěny), avšak napětí vzrostlo z původních 490 MPa na 510 MPa. Stejně tak tomu bylo v levém a pravém zadním horním rohu. Zde napětí přesahuje hodnotu 500 MPa, v porovnání s původními 475 MPa. Při

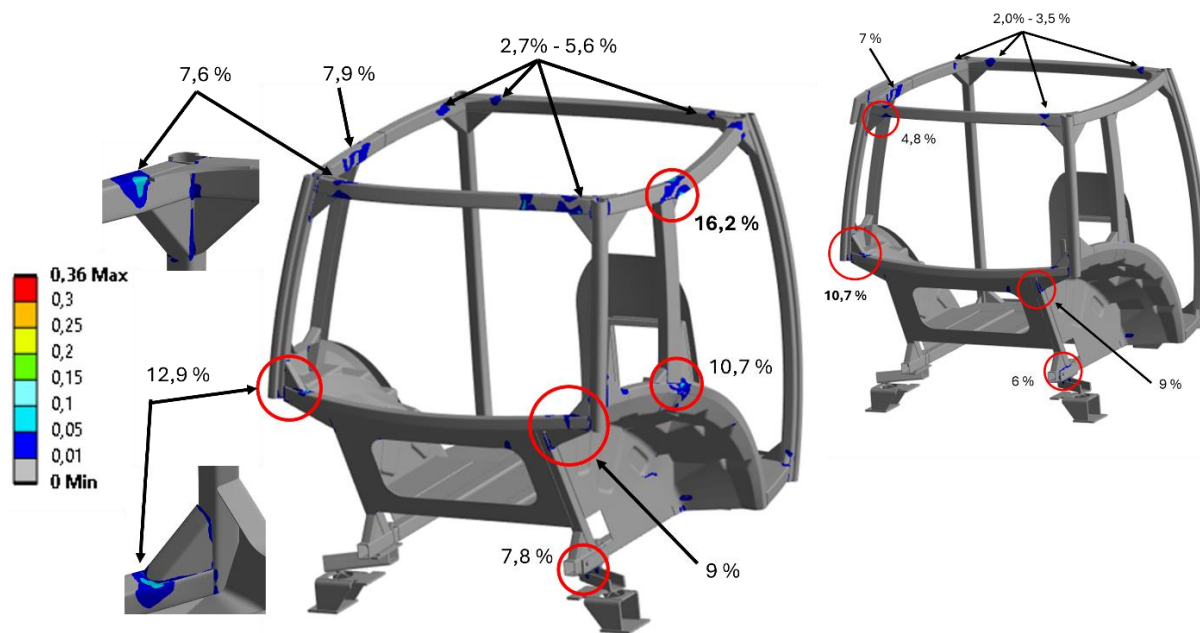
pohledu na výztuhy horních rohů konstrukce lze vidět, že se napětí zvýšilo přibližně o 20 MPa, přičemž nejvíce byl namáhám právě zadní levý horní roh, který se nachází v blízkosti působení přílohy. Zde bylo dosaženo napětí s hodnotou blízkí se 500 MPa (oproti původním 466 MPa). Podobný nárůst je možné zaznamenat na dvojici B-sloupcích nebo spodních výztuhách, které se nacházejí na předních stranách rámu (podlaha).



Obr. 7-35 Rozložení napětí (HMH) při maximálním zatížení – druhé podélné zatížení. Vpravo samostatný zátěžný stav. Vlevo včetně vlivu předchozích dvou zatížení.

7.8.2 BOČNÍ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

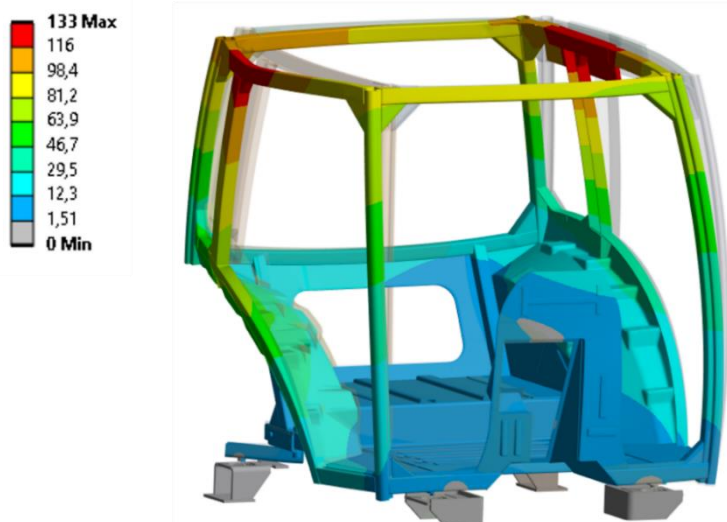
Vlivem bočního zatížení se rám nejvíce deformoval především na zadní straně kabiny. Při pohledu na obr. 7-36 (na další straně) vlevo jde vidět, že se v porovnání s pravým obrázkem buď hodnoty přetvoření zvýšily nebo došlo k rozšíření oblastí s plastickou deformací. V porovnání se samostatným bočním zatížením (vpravo) došlo k nárůstu přetvoření téměř ve všech pozorovaných oblastech. Původní maximální přetvoření s 10 % (oblast zadní stěny vlevo) se navýšilo téměř o 3 procenta. Na protější straně došlo k rozšíření oblasti 9% plastického přetvoření. Maximální hodnota trvalé deformace v místě pravého B-sloupku od prvního podélného zatížení zůstává stejná, avšak v tomto okolí došlo k rozšíření deformací s hodnotami nad 10 %. To ukazuje na skutečnost, že se v této oblasti kumuluje velké množství napětí v průběhu jednotlivých zatížení. Vysoké hodnoty plastických deformací (7,6 %) vykazuje také levý B-sloupek, což je zapříčiněno tím, že je zde působí příloha. Boční zátěžný stav, stejně jako první podélné zatížení, má tendenci nadměrně namáhat okolí výztuh horních rohů konstrukce. Zde došlo k nárůstu přetvoření z maximálních hodnot okolo 3,5 % až na 6,5 %. Taktéž se tyto oblasti mají tendenci rozrůstat do větších ploch. Nejvíce namáhanou výztuhou z této čtveřice je opět ta, která se nachází v blízkosti působí přílohy (levý zadní horní roh). Přetvoření zde vzrostlo z 4,8 % (samostatné boční zatížení) až na 7,6 %. Detailní zobrazení je taktéž vidět na obr. 7-36 vlevo. V poslední řadě si lze také všimnout 1,8% nárůstu deformace na pravé zadní konzoli, kde taktéž dochází k postupné kumulaci v průběhu jednotlivých zátěžných stavů.



Obr. 7-36 Vznik trvalých deformací. Vpravo samostatné druhé podélné zatížení. Vlevo s vlivem od předešlých zatížení. Maximální hodnoty jsou zvýrazněny.

7.8.3 BOČNÍ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

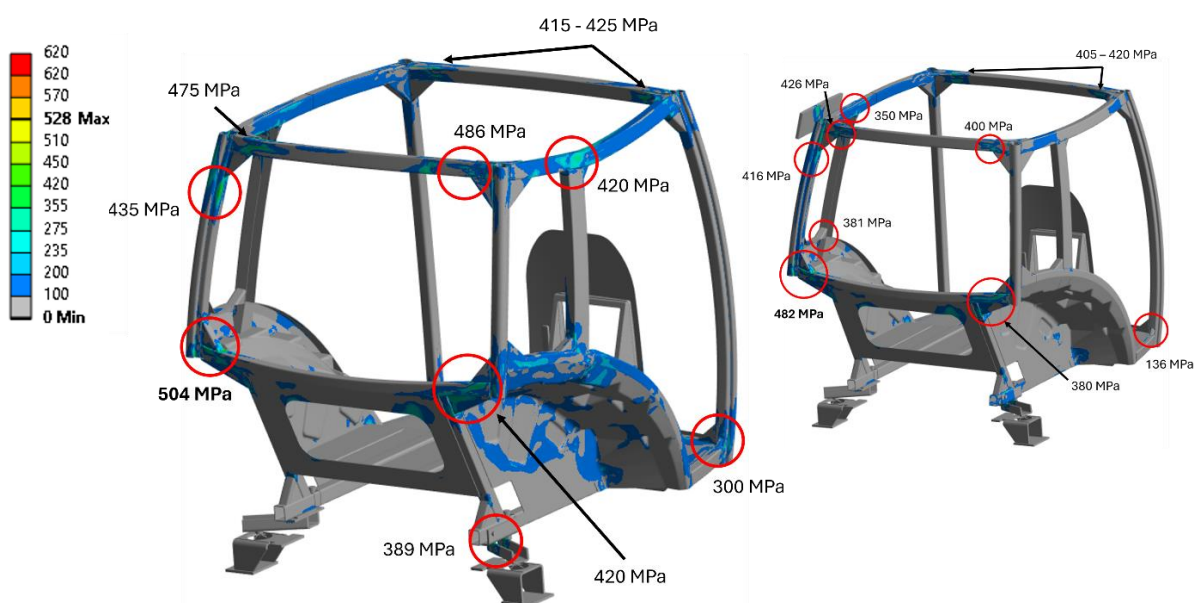
Největší posuv je zaznamenán na horních koncích obou B-sloupků (obr. 7-37). Deformace oblasti levého B-sloupku se přímo odvíjí od posuvu příložky pro boční zatížení. Deformace okolí pravého středového sloupku je pak především reakcí na první podélné zatížení, u kterého došlo vlivem ztráty vzpěrné stability k překročení elasticity podélníku, se kterým je B-sloupek spojen. Takto zdeformovaný podélník už nebyl schopen zrelaxovat do původní polohy.



Obr. 7-37 Celková deformace kabiny [mm] – druhé podélné zatížení.

7.8.4 BOČNÍ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Zbytkové napětí se opět v největší míře zdržuje v zadní části kabiny, s maximální hodnotou 504 MPa (levá vzpěra), což je o více jak 20 MPa vyšší napětí oproti samostatnému bočním zatížení. Hodnoty napětí přibližující se 500 MPa je také možné spatřit v pravém zadním rohu. Konkrétně v oblasti výztuhy tohoto rohu. Velmi podobné napětí je pak v rohu levém, kde jsou hodnoty mírně nižší, protože se zde tolik nekumulovalo napětí z prvního podélného zatížení. V místě maximálního přetvoření se pak koncentrovalo zbytkové napětí s hodnotou 420 MPa. V okolí předních výztuh pro zvýšení tuhosti horních rohů došlo k mírnému rozšíření oblasti s vyšším napětím a maximální hodnoty vzrostly až na 425 MPa. Podrobnější popis je možné vidět na obr. 7-38, kde na pravé straně je samostatné boční zatížení, na straně levé pak boční zatížení s historií předešlých zátěžných stavů. Lze si také všimnout, že jak v případě napětí při maximálním zatížení, tak při odlehčení je dosaženo doposud nejvyšších hodnot napětí.



Obr. 7-38 Rozložení zbytkového napětí (HMH) – Druhé podélné zatížení. Vpravo samostatné zatížení. Vlevo s historií zatížení. Maximální hodnoty jsou zvýrazněny.

7.9 DRUHÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ

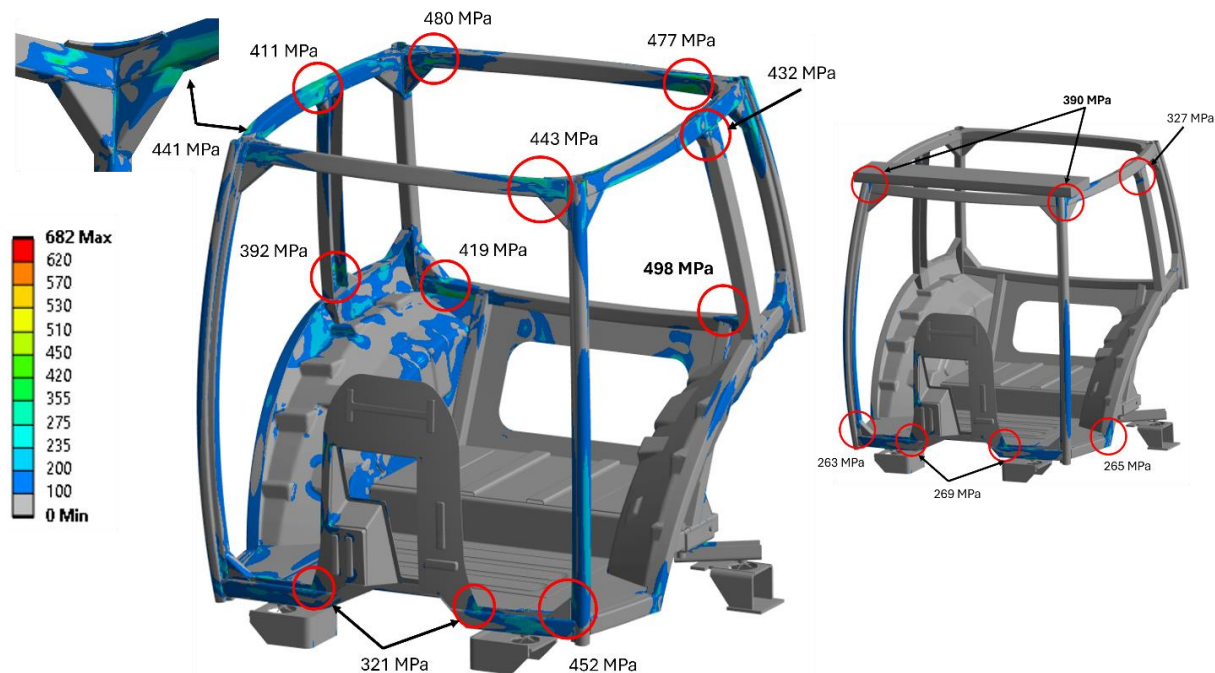
Minimální potřebná reakční síla o velikosti 60 000 N byla dosažena při posuvu příložky o 7 mm. Tato příložka se, stejně jako v případě samostatného druhého svislého zátěžného stavu, nacházela na přední straně rámu kabiny, přičemž směr působení byl ze shora.

7.9.1 DRUHÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

V kapitole 7.5, kde bylo vyhodnocováno samostatné druhé svislé zatížení, se všechna vzniklá napětí pohybovala do meze kluzu daných materiálů, a tudíž všechny deformace v konstrukci byly elastického charakteru. Naproti tomu druhé svislé zatížení s vlivem předešlých zátěžných stavů již vykazuje napětí za mezí kluzu, a to i v místech, kde konstrukce dokonale zrelaxovala do svého původního stavu. To může být dáno především tím, že po předchozích zátěžných stavech je rám deformovaný, není tak symetrický a jednotlivé prvky jsou nerovnoměrně zatíženy. Druhou příčinou je o jeden milimetr zvětšený posuv příložky pro toto zatížení oproti

samostatnému zátěžnému stavu. Tento posuv byl zvětšen na základě toho, že při původních 6 mm nebyla v tomto případě dosažena minimální potřebná reakční síla o velikosti 60 000 N.

Oblast s maximálním napětím se v průběhu posledního zátěžného stavu nezměnila a zůstala tak stejná z předchozích zatížení. Hodnoty zde však mírně poklesly z 504 MPa na 498 MPa (levá zadní část kabiny). Obdobně to bylo u zbylých kritických oblastí, jež byly popsány v předchozích zátěžných stavech.



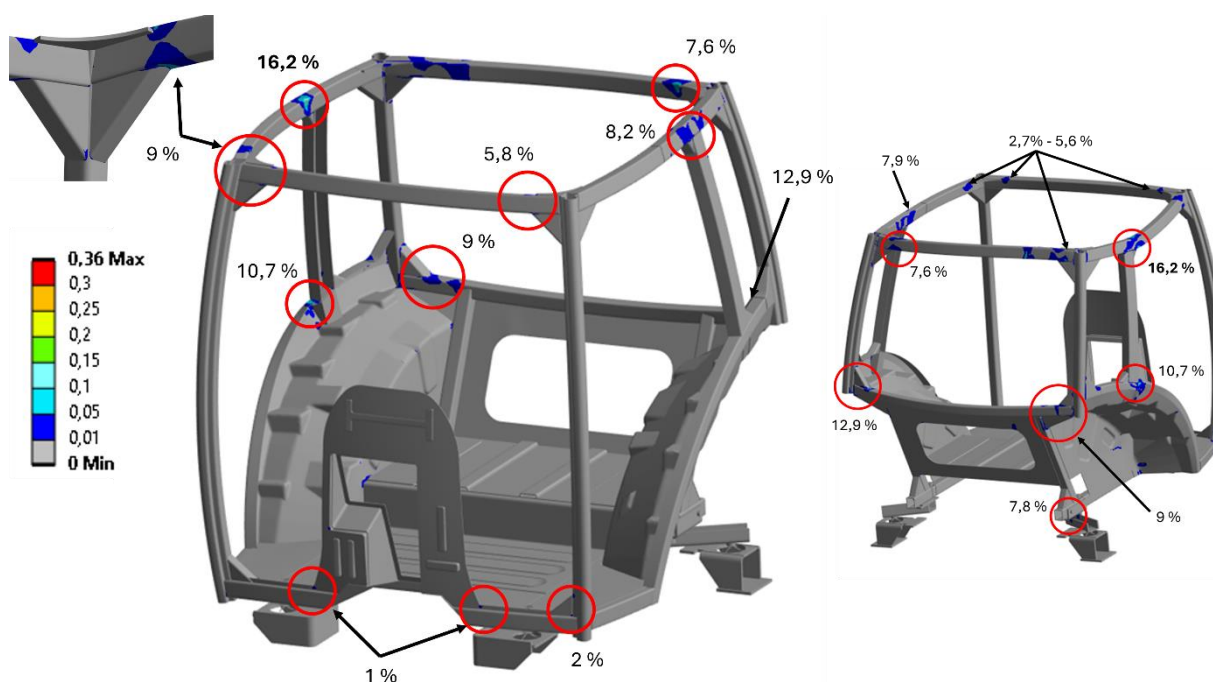
Obr. 7-39 Rozložení napětí (HMH) při maximálním zatížení – druhé svislé zatížení. Vpravo samostatný zátěžný stav. Vlevo včetně vlivu předchozích zatížení.

Velký nárůst napětí byl však zjištěn na přední straně rámu kabiny, přičemž největší rozdíl oproti samostatnému zátěžnému stavu byl v místech spojení horních podélných rámců kabiny. Detail na tuto oblast je potom vidět na obr. 7-39 vlevo, kde se koncentruje napětí o velikosti 441 MPa u spoje výztuky s podélným rámem. Na straně levé se sice taktéž koncentrovala vyšší napětí, avšak v porovnání se zmíněným místem bylo nižší. Příčinou této asymetričnosti je první podélné zatížení, které vneslo do této oblasti počáteční plasticitu a zbytkové napětí. Při následném druhém svislém zatížení pak došlo k navýšení napětí na současnou hodnotu. V reakci na poslední zátěžný stav jsou taktéž výrazně vyšší hodnoty napětí v oblasti předních rohů v blízkosti již několikrát zmiňovaných výztuh. Zde napětí vzrostlo oproti předešlému zátěžnému stavu po odlehčení z 425 MPa až na 443 MPa. Nově přibývalo napětí za mezí kluzu v místech kulisy řízení. Zde se napětí vyskytovalo také u samostatného zátěžného stavu, avšak nepřesáhlo hranici plasticity (obr. 7-39 vpravo). Dále je znatelný nárůst napětí na obou předních spodních rozích, kde jsou umístěny výztuky. Hodnota napětí zde přesahovala 450 MPa (vlevo). Za takto vysoké hodnoty napětí však nemůže pouze poslední zátěžný stav, nýbrž se zde kumulovalo napětí již vlivem prvního a druhého podélného zatížení. V poslední řadě je vidět nárůst na obou B-sloupcích, konkrétně v místě přidaných výztuh. Nejvyšší hodnoty však byly dosaženy na levém B-sloupcu, kde se hodnoty napětí vyšplhaly až na 432 MPa. Příčinou nižšího napětí na pravém B-sloupcu je jeho dosavadní deformace z předchozích zátěžných stavů. Vlivem prvního zatížení na pravý B-sloupek působil ohybový moment, který tento díl

zdeformoval. Při dalším zatížení tak dále nevykazoval takovou tuhost, jako sloupek na protější straně. Celá pravá strana se tak více propadla směrem dolů. Při posledním zátěžném stavu tak příložka dominantněji působila na stranu levou, která se v počátku zatížení nacházela výš a vykazovala vyšší tuhost.

7.9.2 DRUHÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: TRVALÁ PŘETVOŘENÍ

Při pohledu na obr. 7-40 je možné vidět vzniklé plastické deformace kabiny. Na levé straně se nachází rozložení plastických deformací po posledním zátěžném stavu včetně vlivu z minulých zatížení. Pro porovnání změn je na straně pravé zachycen předchozí zátěžný stav. Poslední svislé zatížení není porovnáváno se samostatným druhým svislým zatížením z toho důvodu, že veškeré deformace u samostatného zatížení byly elastického charakteru. Zároveň se jedná o konečný stav kabiny po aplikování všech zátěžných stavů. Největší plasticita se stále nachází na pravé straně kabiny v místě uchycení B-sloupku s podélným nosníkem. Hodnota zde dosahuje 16,2 %, z čehož plyne, že konkrétní místo nebylo dále ovlivněno posledním zátěžným stavem. Stejně tak nebyla ovlivněna zadní část kabiny, kde se hodnoty plastických deformací ustálily na levé straně s hodnotou 12,9 % a na straně pravé potom na 9 %.



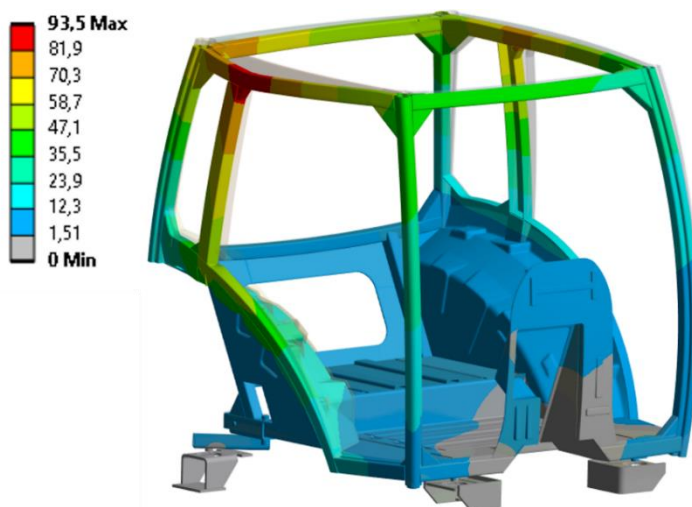
Obr. 7-40 Vznik trvalých deformací. Vpravo předešlé zatížení. Vlevo druhé svislé zatížení s historií deformací. Maximální hodnoty jsou zvýrazněny.

Zatímco pravý B-sloupek nevykazoval ani v jednom z kritických míst (oblasti 16,2 % a 10,7 %) změnu v průběhu tohoto zátěžného stavu, v případě levého středového sloupku k nárůstu plastických deformací došlo, a to z příčin, které byly popsány již v odstavci o maximálním napětí (kapitola 7.9.1). Zde je vidět zvýšené plastické přetvoření z původních 7,9 % (předchozí zátěžný stav) na 8,2 %. Taktéž se plastické deformace rozšířily v místě, kde se tento B-sloupek spojuje s lemem blatníku. Konkrétně se plastické přetvoření vyskytovalo na vnitřní straně, která na obrázku sice vidět není, avšak hodnoty zde dosahují maxima 2,5 %, což je v porovnání s horní oblastí několikanásobně menší.

Hlavní změny byly zpozorovány na přední straně kabiny, především na pravé straně, v místě uložení výztuhy pro podélný rám (popsáno v kapitole 7.9.1). Zde se sice doposud plastické přetvoření vyskytovalo, avšak v porovnání s jeho okolím, jako jsou například často zmiňované výztuhy rohů, byly hodnoty daleko nižší (do 2 %). V případě posledního zátěžného stavu nastal v této oblasti nárůst až na 9 %. Zvýšení hodnot plastických deformací a celkového rozšíření deformované oblasti je možné zaznamenat také v okolí horních výztuh předních dvou rohů. V těchto oblastech byla doposud nalezena maxima o hodnotě 5,6 %, ve většině míst však byla plasticita okolo 3 %. Po posledním zátěžném procesu vzrostlo plastické přetvoření na 5,8 % a oblasti výskytu byly značně větší. V poslední řadě si lze všimnout malých deformací v místě kulisy řízení nebo v oblastech předních spodních rohů kabiny. Hodnoty jsou však velmi nízké (do 2 %) a nejedná se tak o potenciálně nebezpečná místa.

7.9.3 DRUHÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: DEFORMACE PŘI MAXIMÁLNÍM POSUVU PŘÍLOŽKY

Z vykreslených celkových posuvů konstrukce (*obr. 7-41*) je patrné, že poslední zátěžný stav nezpůsobil nijak zvlášť výrazné deformace v porovnání s prvním a druhým podélným zátěžným stavem. Největší posuv je dosažen v místě pravého B-sloupku, kde se kumulovala plastická deformace především z prvního a druhého podélného zatížení. Celkově se více deformovala zadní polovina kabiny, což odpovídá místům působení přílozek pro nejdominantnější zátěžné stavy.

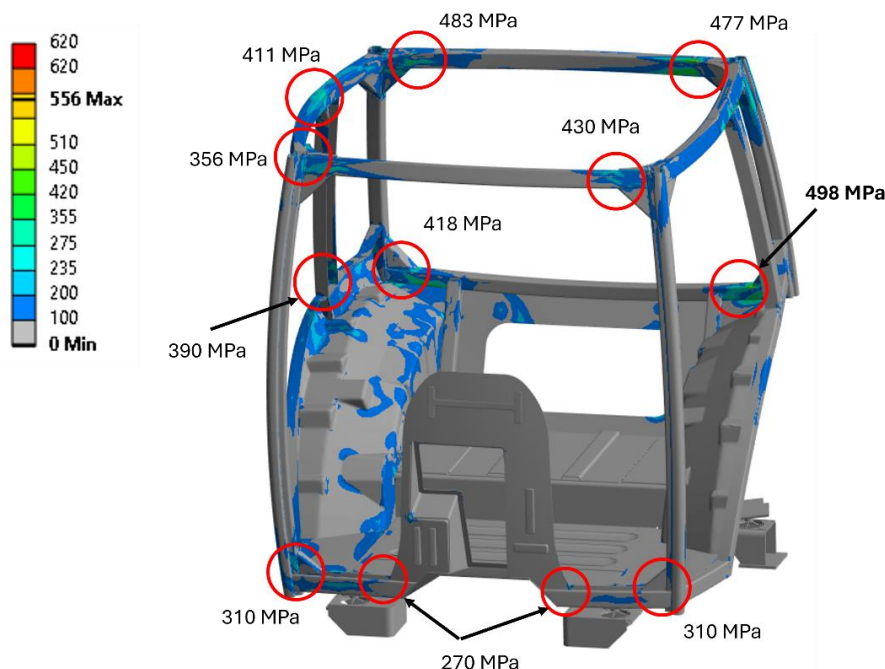


Obr. 7-41 Celková deformace kabiny [mm] – druhé svislé zatížení.

7.9.4 DRUHÉ SVISLÉ ZATÍŽENÍ: NAPĚTÍ PO ODLEHČENÍ

Výsledný průběh napětí po odlehčení přílohy a s vlivem všech předchozích zátěžných stavů je zobrazen na *obr. 7-42*. Nejvíce se zbytkové napětí koncentrovalo na zadní polovině kabiny s maximální hodnotou 498 MPa v oblasti levé výztuhy u zadní stěny. Jedná se o jednu z kritických oblastí, která byla opakovaně namáhána, čímž došlo ke kumulaci napětí a trvalých deformací. Z toho důvodu zde mimo jiné byla provedena optimalizace ve smyslu úpravy materiálu s vyšší mezí kluzu a mezí pevnosti. Vyšší napětí vykazovala i strana pravá v tentýž oblasti, avšak zde bylo napětí o poznání nižší (418 MPa).

Mezi další nejvíce namáhaná místa patří levý a pravý zadní roh kabiny, kde hodnoty napětí dosahovaly až 483 MPa. V případě zadní poloviny kabiny se potom napětí koncentrovalo ještě na B-sloupcích, dominantně na pravém B-sloupcu, kde se v místě maximálního přetvoření (16,2 %) vyskytovalo napětí o hodnotě 411 MPa. I přesto, že při posledním zátěžném stavu byl více zatížen především levý B-sloupek, vyskytovalo se zde napětí nižší (do 390 MPa).



Obr. 7-42 Rozložení zbytkového (HMH) napětí po aplikování všech zátěžných stavů.

Vlivem druhého svislého zatížení došlo k nárůstu napětí primárně na přední straně kabiny. Nejvyšší hodnoty byly zjištěny na předním pravém horním rohu v okolí horní vzpěry. Napětí zde vzrostlo přibližně o 10 MPa oproti předešlému zátěžnému stavu. Lze si všimnout protějšího rohu, kde byl zaznamenán prudký nárůst napětí a plastického přetvoření. Hodnoty zbytkového napětí zde dosahovaly více jak 350 MPa. V poslední řadě lze na obrázku spatřit vyšší napětí na přední spodní straně kabiny. Hodnoty zde jsou však o poznání nižší v porovnání s popisovanými oblastmi.

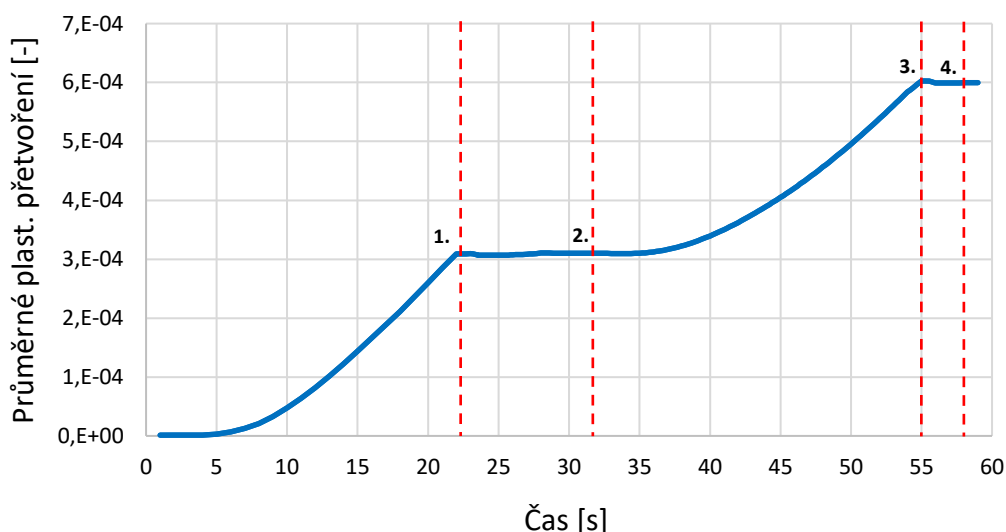
7.10 SHRNUTÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Na základě vyhodnocení výsledků numerické simulace zkoušky *ROPS* bylo zjištěno, že mezi nejkritičtější s ohledem na vznik maximálního napětí a plastických deformací se jeví především podélné a příčné zatížení. Příčinou je orientace působiště příložek pro tato zatížení, které na rozdíl od svislých zátěžných stavů není uloženo symetricky vzhledem k rámu kabiny. V reakci na to není zatížení čistě tlakového charakteru, ale dochází ke vzniku smykových, a především ohybových napětí. Tato skutečnost se projevila především v horní oblasti rámu a zadní části kabiny, kde se koncentrovalo největší napětí a plastické deformace zde dosahovaly nejvyšších hodnot. Největšího plastického přetvoření bylo dosaženo již v průběhu prvního podélného zatížení, u kterého došlo ke ztrátě vzpěrné stability pravého horního podélného rámu a v blízkosti spoje s B-sloupkem došlo k jeho vybočení. Hodnota trvalého přetvoření zde přesáhla 16 %. V případě druhého příčného (bočního) zátěžného stavu bylo dosaženo

nejvyššího napětí v porovnání se všemi ostatními zátěžnými stavy. Nejvyšší hodnota se koncentrovala na levé zadní straně rámu, konkrétně v blízkosti výztuhy mezi horizontálním a vertikálním nosníkem. Napětí zde dosáhlo hodnoty 510 MPa, což koreluje se vznikem trvalé deformace o hodnotě 12,9 %. Podélný i příčný zátěžný stav také prověřily odolnost všech horních rohů konstrukce na torzní tuhost. Vzhledem ke vzniku trvalých deformací až o velikosti 7,6 % (levý zadní roh) je zřejmé, že vložené výztuhy v těchto oblastech plní svůj účel navýšení tuhosti rámu pro tento typ zatížení. Vysoké hodnoty trvalého přetvoření vykazují mimo jiné spoje B-sloupků s lemy blatníků, kde hodnoty přesahují 10 %. Je třeba dodat, že právě v těchto místech bylo provedeno hned několik optimalizací z důvodu přílišné deformace rámu.

Skutečnost, že nekritičtějšími zátěžnými stavy jsou právě podélné a příčné zatížení potvrzují mimo jiné provedené optimalizace. Zatímco na základě dvojice svislých zatížení nebylo nutné provádět žádné optimalizace pro splnění cílů daného zátěžného stavu, v případě podélného a bočního musela být konstrukce upravována hned několikrát, a to na různých místech rámu kabiny. Je však pravda, že ani jedno ze svislých zatížení nebylo uskutečněno na úplně původním modelu kabiny, protože každému svislému zatížení předcházelo podélné nebo boční zatížení, v rámci kterých již byly provedeny určité optimalizace nutné pro splnění podmínek zkoušky. Nicméně to, že největší vliv na kabinu traktoru mají právě dvojice těchto zatížení, jasně ukazuje *graf 7-5*. Zde je vidět vývoj průměrného trvalého přetvoření v závislosti na čase v celém rámu kabiny napříč všemi zátěžnými stavy. V tomto grafu jsou navíc červenou barvou zvýrazněna místa, kde bylo v průběhu daného zátěžného stavu dosaženo minimálních požadovaných parametrů, ať už šlo o množství pohlcené energie nebo velikost reakčních sil. Jedná se tedy o místa s maximálním dosaženým napětím. Při pohledu na vývoj přetvoření je následně jasně vidět, že k největším změnám došlo v průběhu 1. a 3. zátěžného stavu (zaznačeno v grafu), což odpovídá podélnému a příčnému zatížení. Tento graf tak potvrzuje, proč byly všechny optimalizace provedeny právě na základě těchto zátěžných stavů.

Vývoj průměrného plastického přetvoření



Graf 7-5 Průběh vzniku průměrných trvalých deformací napříč všemi zátěžnými stavy v čase. Červeně jsou vyznačeny úseky, kdy bylo u daného zátěžného stavu dosaženo požadovaných cílů.

V případě svislých zatížení nedošlo v porovnání s podélnými zátěžnými stavy ke vzniku tak vysokých hodnot napětí. Co se trvalých deformací týče, reakcí na tyto zátěžné stavy bylo

rozšíření oblastí s přetvořením do 5 %, a to především v místech horních rohů konstrukce. V případě posledního svislého zatížení, u kterého se působíště příložky nalézalo na přední straně kabiny, došlo mimo jiné k nárůstu plastických přetvoření v oblasti B-sloupku a na předních horních vzpěrách nacházejících se pod dvojicí rohů rámu kabiny. Takto zvýšené hodnoty plastického přetvoření (9 %) korelovaly s vyšším napětím (440 MPa) a příčinou bylo právě působíště příložky, které se nacházelo nad těmito rohy.

8 MODÁLNÍ ANALÝZA KABINY

Modální analýza je základním kamenem při řešení dynamických dějů, předchází každé harmonické analýze a nejčastěji navazuje na strukturální výpočty. Cílem modální analýzy je především nalezení vlastních frekvencí dané konstrukce a tvarů, jakými tato konstrukce bude kmitat. Pomocí této analýzy je také možné zjistit, jak velké množství hmoty je při dané vlastní frekvenci rozkmitáno, což pomáhá identifikovat vliv a dominanci jednotlivých módů. Dalším sledovaným parametrem pak může být například tzv. *Strain Energy*. Pomocí tohoto parametru jsme schopni nalézt ta místa konstrukce, kde se pro daný mód koncentruje největší množství energie, což může ukazovat na potenciálně slabá místa konstrukce. Hlavním důvodem nalezení vlastních frekvencí jakékoli struktury je zjištění, zda se vlastní frekvence neshodují s tzv. budicími frekvencemi, což by mělo za následek vybuzení dané struktury. To, jakou intenzitou bude vybuzená struktura ve výsledku kmitat, závisí především na tom, jakým tlumením struktura disponuje. Se snižující se konstantou tlumení dochází ke zvýšení amplitudy frekvencí, kterou daná soustava kmitá. Přičemž teoreticky se velikost amplitudy blíží k nekonečnu v případě, že je konstanta tlumení nulová. Intenzita vibrační takto vybuzené struktury dále závisí na tom, do jaké míry jsou vlastní frekvence vybuzeny. Je nutno dodat, že při buzení struktury nedochází ve většině případů k vybuzení pouze jednoho módu. Na výsledné vybuzení struktury se tak podílí hned několik módů, často frekvenčně vzdálených od frekvence buzení. Z toho důvodu se doporučuje při řešení harmonické analýzy definovat alespoň dvakrát větší frekvenční rozsah pro hledání vlastních frekvencí, než je frekvenční výskyt buzení. Nejvíce vybuzené módy jsou pak nejčastěji právě ty, jejichž tvary kmitání souhlasí se směrem působícího buzení.

Znalost výskytu vlastních frekvencí je velmi důležitá při navrhování konstrukce samotné kabiny. Z toho důvodu se provádí numerická simulace vytvořeného modelu skeletu, aby byly tyto vlastní frekvence spočteny a nalezeny. Dále jsou oblasti vlastních frekvencí porovnávány s charakteristickým buzením, což jsou nejčastěji vibrace vznikající vlivem chodu pohonné jednotky, zdoláváním nerovností terénu a mnoho dalších. Následně je snahou upravit konstrukci takovým způsobem, aby se posunula oblast vlastních frekvencí skeletu co nejdál od dominantních budících frekvencí, a tím došlo do jisté míry k zamezení vybuzení vlastních frekvencí kabiny. Mezi nejčastější úpravy konstrukce patří například změna materiálu, vložení dodatečných výztuh, příček, prolisů a podobně. Tímto způsobem dojde ke změně tuhosti dané části konstrukce. Výsledkem je menší množství vybuzené hmoty daného módu nebo změna frekvence jeho výskytu. Jedním z důvodů, proč se tato problematika řeší často právě skrze numerické simulace je, že není zapotřebí v rámci optimalizace vyrábět jednotlivé koncepční modely, což je cenově a časově velmi náročné. Namísto toho se provede simulace jednotlivých návrhů a následně se vyrobí ten návrh, který nejlépe vyhovuje daným požadavkům. Následně je provedeno experimentální měření, pomocí kterého jsou získána reálná data, jež slouží jako podklad pro drobnější úpravy hotové konstrukce (přidání vzpěr, žebrování a podobně).

8.1 NASTAVENÍ VÝPOČTŮ

Prvním krokem při nastavení modální analýzy bylo definování hledaného rozsahu, ve kterém budou vlastní módy sledovány. V rámci této problematiky bylo čerpáno ze znalostí získaných v průběhu tvorby rešeršní části diplomové práce. V citovaných studiích byla velmi často prováděna měření, ve kterých se testovala účinnost různých typů odpružení vzhledem k vibracím, která na tato odpružení působila. Ať už se jednalo o laboratorní měření nebo reálné zkoušky, ve většině případů byla odpružení testována ve frekvenčním spektru vibrační do 50 Hz.

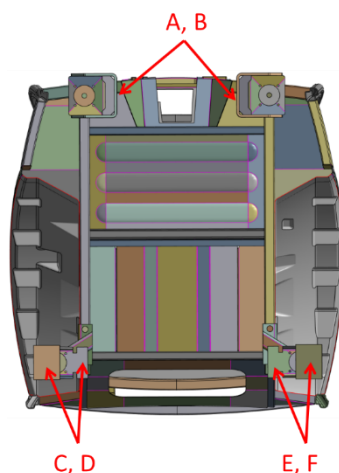
Je to z toho důvodu, že v této oblasti působí vibrace na traktor nejdominantněji, tedy intenzita vibrací je v tomto frekvenčním spektru často nejvyšší. Proč se vibrace v této oblasti vyskytují v takové míře, je dáno především pracovním a jízdním režimem samotného stroje, jehož pracovní otáčky motoru se pohybují nejčastěji mezi 800 až 2500 min⁻¹. Dále vibrace, které jsou generovány vlivem zdolávání nerovností terénu, se vzhledem k pracovní rychlosti (do 40 km/h) pohybují ve frekvenčních oblastech do 10 Hz, přičemž nejdominantnější je jejich působení přibližně v oblasti mezi 0,1 až 5 Hz ([3], [5], [6], [7], [9], [10], [4]). Vzhledem k těmto skutečnostem byl nejprve stanoven rozsah frekvencí pro hledání jednotlivých módů kmitání do 40 Hz s tím, že bylo vycházeno mimo jiné z parametrů stroje, na kterém bylo prováděno experimentální měření v rámci diplomové práce. V rámci tohoto experimentu byl traktor testován v oblasti otáček mezi 825 až 2400 min⁻¹, což činí frekvence právě o rozsahu 13,75 až 40 Hz. Následně však bylo zohledněno možné buzení kabiny vlivem chodu konkrétního typu motoru, přičemž pro experiment byl traktor vybaven čtyřválcovým motorem. S ohledem na tuto skutečnost byl proveden přepočten prvních tří řádů harmonických složek vibrací (rezonančních otáček) pro minimální pracovní otáčky a v případě maximálních pracovních otáček byl přepočten pouze řád první, jelikož se vyšší řády frekvenčně pohybují v dostatečné vzdálenosti od očekávaných vlastních kmitů kabiny. Výpočet jednotlivých řádů harmonických složek v případě čtyřválcového motoru, který byl použit v experimentu, byl proveden dle vztahu:

$$f = i\kappa n, \quad (6)$$

kde i je počet válců motoru, κ řád harmonické složky a n počet otáček na výstupu klikové hřídele za sekundu.

V případě minimálních testovacích otáček motoru se první řád rezonančních otáček motoru pohyboval v oblastech 55, 110 a 165 Hz. Pro maximální měřené otáčky se potom první řád nacházel v hodnotách 160 Hz. Na základě těchto údajů byl definován rozsah pro hledání módů od 0 Hz do 360 Hz, což je více jak dvojnásobný rozsah v porovnání s maximálním možným výskytem buzení (důvod vysvětlen o stranu výš).

Pro řešení modální analýzy byl použit výsledný a zoptimalizovaný model na základě provedené simulace zkoušky *ROPS*. Pouze byly virtuální pružiny nahrazeny původními silentbloky i se šroubovými spoji. V dalším kroku byly definovány okrajové podmínky pro provedení analýzy. V této souvislosti byly zvoleny okrajové podmínky typu *Fixed Support*. Tato podmínka zamezuje pro definované uzly všech 6 stupňů volnosti a prvních šest vlastních frekvencí tak bude nenulových. Podmínka *Fixed Support* byla aplikována na plochy, kde se v původní geometrii systému odpružení nacházely šrouby připravené pro spojení jednotlivých konzolí odpružení a hlavní bezrámové konstrukce traktoru. Tyto oblasti jsou na *obr. 8-1* označeny písmeny *A, B, C, D* a *F*.



Obr. 8-1 Oblasti definovaných okrajových podmínek *Fixed Support*.

Po definování okrajových podmínek byl nastaven typ řešiče, pomocí kterého bude simulace počítána. Jako typ řešiče modální analýzy byla zvolena metoda přímá (*Direct*), která byla použita pro případ, kdyby byla následně prováděna harmonická analýza. V případě harmonické analýzy by tak mohla být sledována odezva systému právě v oblastech, ve kterých byly nalezeny vlastní kmity kabiny. Toho je docíleno tím způsobem, že řešič využije výsledků z modální analýzy, přičemž namísto toho, aby byla řešena odezva systému po určitých předem stanovených intervalech, je tato odezva počítána pro konkrétní body vlastních tvarů kabiny traktoru.

V rámci modální analýzy byl spolu s hledáním vlastních frekvencí skeletu kabiny zkoumán vliv předepnutých šroubů právě na oblasti výskytu těchto vlastních frekvencí. Tento možný vliv byl zkoumán mimo jiné z toho důvodu, že v případě, kdy by výsledky byly v obou případech shodné nebo jejich rozdíl byl zanedbatelný, bylo by časově méně náročnější řešit model bez uvážení předepnutí jednotlivých šroubů. S ohledem na tuto problematiku byly vytvořeny dva výpočtové modely. Oba modely disponovaly shodnými okrajovými podmínkami, a stejně definovanými kontakty v rámci celé sestavy a totožnou sítí. Jediným rozdílem bylo pouze to, že v prvním modelu nedošlo k předepnutí šroubů (viz kapitola 6.2.2), zatímco u modelu druhého šrouby předepnuty byly. Aby však mohl být vliv předepnutí šroubů zahrnut do výpočtu vlastních kmitů, bylo nutné nejprve provést strukturální analýzu, ve které se tato předepnutí aplikovala. V této souvislosti byla strukturální analýza řešena pouze s vlivem gravitačního zrychlení, které na kabinu traktoru působilo. Následně byla u modální analýzy pro daný model v sekci *Pre-Stress Environment* nastavena tato strukturální analýza jako vstup pro řešení problematiky předepnutí, ze kterého následně řešič bude vycházet. Nakonec bylo jako výstup nastaveno sledování celkové deformace v závislosti na vlastních frekvencích kabiny, aby bylo možné vidět tvar jednotlivých vlastních módů kmitání.

8.2 VÝSLEDKY MODÁLNÍ ANALÝZY

V souvislosti s problematikou vlastních frekvencí kabiny traktoru byly řešeny celkem tři varianty. První dvě varianty vycházely z již zoptimalizovaného rámu kabiny na základě výsledků zkoušky *ROPS*, přičemž jedna varianta nezahrnovala problematiku předepnutých šroubů, naproti tomu varianta druhá byla řešena s předepnutím. Pro třetí variantu byl použit původní model rámu kabiny traktoru, ve kterém ještě nebyly zahrnuty jednotlivé optimalizace. Tato varianta byla řešena z toho důvodu, aby bylo možné porovnat vliv provedených úprav dle *ROPS* na dynamické chování struktury (výskyt vlastních frekvencí).

8.2.1 KONTROLA ROZSAHU HLEDANÝCH MÓDŮ

Ještě před samotným vyhodnocením vlastních frekvencí bylo zapotřebí ověřit, zda byl zvolen dostatečně široký rozsah pro hledání módů. Jinými slovy, zda byly nalezeny všechny dominantní módy, které budou mít výrazný vliv na chování struktury. V souvislosti s touto problematikou byl sledován tzv. hmotnostní poměr. Jedná se o sumu poměrů vybuzečné hmoty pro daný směr, ve kterém módy kmitají vůči celkové hmotnosti struktury. Tento parametr je sledován pro všech šest směrů kmitání. Jedná se tedy o posuvy ve směrech x , y , z a rotace kolem těchto os. Hmotnostní poměr je vypsán v textovém výsledkovém souboru, který lze v programu *Ansys Workbench* nalézt pod názvem *Solution Information*. Důležitým údajem je právě suma těchto hodnot, která by v ideálním případě byla rovna jedné, což by znamenalo, že došlo k vybuzečné veškeré hmoty dané konstrukce. V případě vázané modální analýzy (struktura je zavazbena a prvních 6 módů je nulových) však tato skutečnost není dosažitelná, jelikož je část struktury zavazbena, a tudíž nemůže být plně vybuzečna. S ohledem na vázanou modální analýzu je cílem dosáhnout alespoň poměrného faktoru o velikosti 0,8 a to pro každý z šesti směrů [58]. Tento údaj je především nutné splňovat pro následnou harmonickou analýzu, v opačném případě by výsledky nemohly být považovány za přesné.

V případě modální analýzy skeletu kabiny traktoru bylo dosaženo ve všech směrech poměru o hodnotě nejméně 0,88 (v případě rotací přibližně 0,95). Lze tedy konstatovat, že byly nalezeny všechny módy, které mají signifikantní vliv na chování kabiny.

8.2.2 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Nejprve byl pozorován vliv předepnutí šroubů na výskyt vlastních frekvencí. S ohledem na tuto problematiku byly porovnány dva totožné modely zoptimalizované verze kabiny traktoru (na základě simulace zkoušky *ROPS*). V prvním modelu nebyly šrouby předepnuty, model druhý naopak předepnutí šroubů zahrnoval, přičemž tato předepnutí byla definována dle kapitoly 6.2.2.

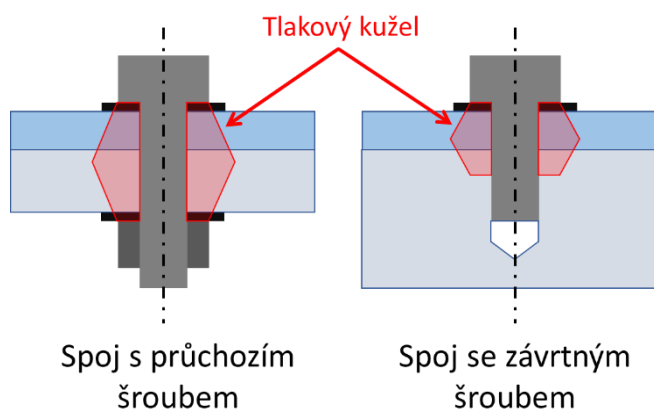
Při porovnání výskytu prvních deseti vlastních frekvencí bylo zjištěno, že u modelu s předepnutými šrouby se módy vyskytovaly v nižších frekvenčních hodnotách v porovnání s modelem, který problematiku předepnutí nezahrnoval. Důkazem je *tab. 8-1*, ve které je prvních deset módů vypsáno. V této tabulce je také vidět rozdíl hodnot, přičemž největší diference nastává u 7., 6., 4. a 3. módu (tyto módy budou zkoumány později). Vzhledem k tomu, že v případě traktorů bývají nejčastěji kritické právě vibrace o nízkých frekvencích (jednotky až desítky hertz), jsou tyto rozdíly hodnot vlastních frekvencí příliš velké. Z toho

plyne, že vliv předepnutí šroubů nelze při výpočtu zanedbat. Vyhodnocování modální analýzy bude tedy nadále vycházet z modelu s předepnutými šrouby.

Tab. 8-1 Porovnání prvních deseti módů kmitání kabiny v případě předepnutých a nepředepnutých šroubů.

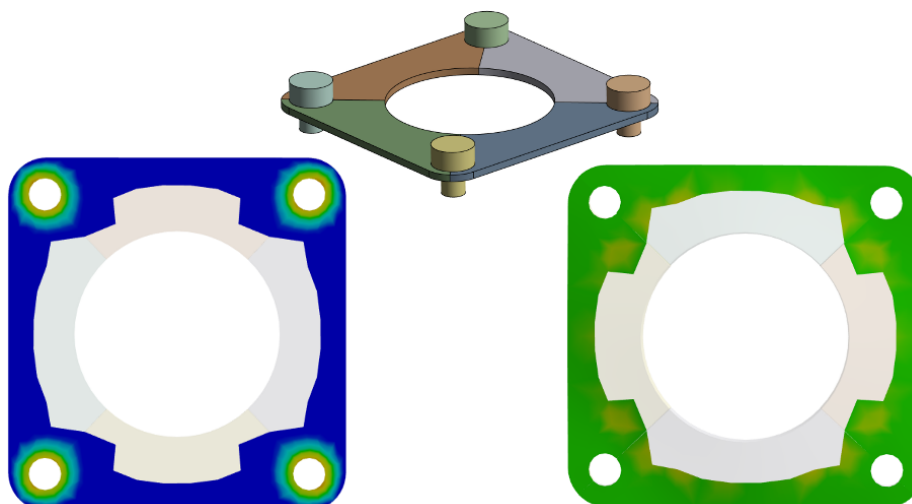
Mód [-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Frekvence [Hz]	11,2	13,3	20,5	21,1	27,7	28,7	31,3	39,4	39,5	51,7	Předepnutí
	15,8	18,3	28,1	28,6	31,3	36,8	40,5	42,9	46,3	53,7	Bez předepnutí
	4,6	5,0	7,6	7,5	3,6	8,1	9,2	3,4	6,8	2,0	Rozdíl hodnot

Skutečnost, že mají předepnuté šrouby výrazný vliv na výskyt vlastních frekvencí lze vysvětlit tak, že vlivem předepnutí dochází k působení tlaku mezi šroubem a spojenými součástmi. Vzniklé tlakové pole mezi spojenými díly je vzhledem k tvaru této oblasti popisováno pomocí tzv. tlakového kužele. V případě průchozího šroubu vede kužel směrem od hlavy šroubu až k pojistné matici. U závrtného šroubu tento kužel působí až na prvních několik závitů díry protikusu. Oba z případů lze vidět na *obr. 8-2*, který pouze schematicky zobrazuje jednotlivé situace. V oblasti vzniklého tlakového kužele následně dochází ke změně tuhosti celého spoje. Spojené součásti se ve výsledku chovají rozdílně, než je tomu v případě spojených součástí bez aplikovaného předepnutí.



Obr. 8-2 Schematické zobrazení tlakového kužele v případě šroubového spoje s průchozím a závrtným šroubem.

Pro lepší názornost jsou na *obr. 8-3* zachyceny kontaktní tlaky plochy vložky pro jednu z pružících jednotek. Tato vložka je z části zalisována do pryžového pružícího elementu a skrze čtveřici šroubů spojena s ocelovou konzolí systému odpružení. Obrázek vlevo zachycuje kontaktní oblast při aplikaci osově síly na šrouby. V tomto případě se kontaktní tlak vyskytuje v okolí šroubových spojů, což odpovídá tlakovému kuželu z *obr. 8-2*, a právě takto se chová předepnutá součást ve skutečnosti. Na obrázku vpravo je pro porovnání stejná kontaktní plocha, avšak bez předepnutých šroubů. V tomto případě je možné vidět, že kontaktní tlak působí téměř rovnoměrně po celé ploše (u středu je vyšší tlak, protože se tudy přenáší zatížení skrze silentblok).



Obr. 8-3 Vliv předepnutých šroubů na kontaktní spoj mezi ocelovou vložkou pro uchycení pryže a konzolí odpružení kabiny traktoru. Vlevo případ s předepnutím, vpravo bez předepnutých šroubů.

Jak již bylo řečeno, v případě, kdy model zahrnoval předepnuté šrouby, došlo k snížení výskytu vlastních frekvencí v porovnání s modelem bez zahrnutého předepnutí. Bude-li vycházeno ze vztahu pro výpočet vlastní frekvence:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (7)$$

kde k zastupuje tuhost systému a m jeho hmotnost. Víme, že oba modely kabiny jsou totožné, včetně materiálů a hmotností. Jediná změna je právě v předpětí ve šroubech. To znamená, že v modelu, který zahrnuje předepnuté šrouby muselo nastat ke snížení tuhosti systému. Jednou z příčin může být velikost kontaktní plochy. Zatímco s předepnutými šrouby jsou kontaktní plochy spojeny pouze v okolí šroubů, v případě bez předepnutí je spoj po celé ploše vložky.

Rozdíl může být způsoben také samotným řešičem. Jelikož modální a harmonická analýza jsou lineárního charakteru, nemohou být do výpočtu vneseny nelinearity. Mezi tyto nelinearity se řadí také veškeré kontakty, v tomto případě třecí kontakty. Řešič tyto kontakty změní na lineární okrajovou podmínku typu *Bonded*. To znamená, že v případě bez předepnutí se kontaktní plochy po celé ploše spojí a chovají jako jedno těleso, což vnáší dodatečnou tuhost do systému. Celkem bylo v sestavě předepnuto 24 šroubů a tedy 24 odlišně definovaných oblastí, což je reálným důvodem pro tak rozdílné hodnoty vlastních frekvencí u dvojice modelů.

V dalším kroku bylo sledováno, jaký vliv mají optimalizace provedené na základě výsledků strukturální analýzy na výskyt vlastních frekvencí rámu kabiny. Pro tyto účely byl použit původní konstrukční návrh kabiny (respektive byly odstraněny provedené úpravy), pro který byla provedena modální analýza. Okrajové podmínky, rozsah sledovaných módů a síť modelu byly totožné s porovnávacím modelem zahrnující optimalizace. Srovnání výsledků pro prvních deset módů je následně zobrazeno v tab. 8-2. Jak je vidět, v případě optimalizované kabiny je frekvenční výskyt vlastních tvarů ve většině případů nižší v porovnání s původní konstrukcí. Největší pokles je zaznamenán u 4., 2. a 1. módu. Naopak výskyt 8. a 10. módu je v případě optimalizovaného rámu mírně vyšší, avšak rozdíl je v rámci desetin procent. Příčinou může být především navýšená hmotnost vlivem přidání několika vzpěr a především zvětšením tloušťky plechového dílce tvořící zadní stěnu, což vedlo na zvýšení hmotnosti. Jelikož jsou ale odchylky

porovnaných hodnot tak malé, lze tedy konstatovat, že vliv optimalizací na rám kabiny je vzhledem k výskytu vlastních frekvencí zanedbatelný.

Tab. 8-2 Srovnání výskytu vlastních frekvencí mezi původní a zoptimalizovanou variantou kabiny.

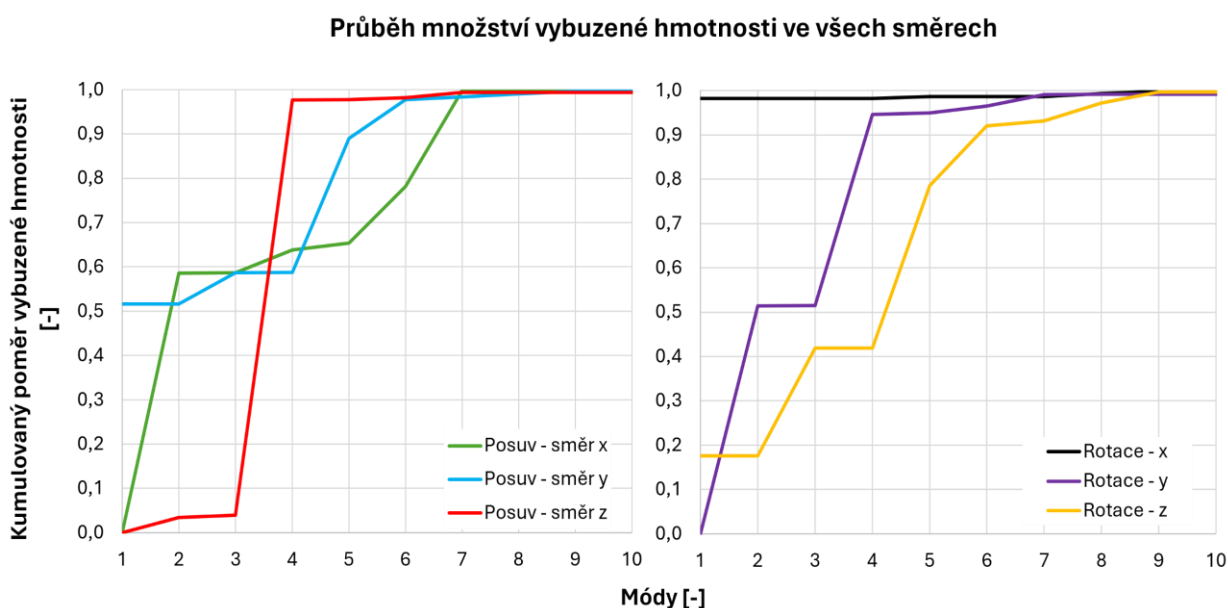
Mód [-]	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Frekvence [Hz]	11,2	13,3	20,5	21,1	27,7	28,7	31,3	39,4	39,5	51,7	Optimalizace
	11,8	14,0	20,6	22,7	27,9	28,8	31,7	39,2	39,7	51,5	Původní model
	0,6	0,7	0,1	1,6	0,2	0,1	0,4	0,2	0,2	0,2	Rozdíl hodnot

8.2.3 VYHODNOCENÍ VLASTNÍCH FREKVENCÍ

V předešlé kapitole bylo zdůvodněno, proč musí být v rámci modální analýzy zahrnuto předepnutí šroubů. Při vyhodnocování vlastních frekvencí tedy bylo dále vycházeno z modelu, který obsahoval všechny optimalizace dle kapitoly 7 a navíc zahrnoval problematiku předepnutí šroubů.

Následně bylo zapotřebí zjistit, které módy jsou dominantní, a tedy potenciálně nebezpečné v případě působícího buzení na strukturu. Velmi účinnou metodou pro nalezení důležitých módů je sledování kumulace množství vybuze hmoty při jednotlivých vlastních frekvencích. Tento parametr je opět možné nalézt ve výsledkovém souboru modální analýzy *Solution Information* pod názvem *Participation Factor Calculation – Cumulative Mass Fraction*.

Z hodnot kumulativní vybuze hmoty v závislosti na módech byl vytvořen *graf 8-1*, respektive dvojice grafů se všemi směry (celkem 6 směřů). Díky takto sestrojenému grafu bylo možné jednoduše rozpoznat, které módy nejvíce přispívají k vybuze nejvíce množství hmoty struktury. V grafu vlevo je zachycen vývoj rozkmitané hmoty pro posuvy ve směru x, y a z. Graf vpravo pak zobrazuje rotace v těchto směrech.



Graf 8-1 Kumulace množství rozkmitané hmotnosti kabiny traktoru. Vlevo posuvy ve všech směrech, vpravo rotace ve všech směrech.

Na první pohled je z dvojice grafů patrné, že v posuvných směrech bylo vybuzeno více jak 90 % hmoty již při prvních 7 módech. V případě rotací tomu tak bylo již po 6 módech. Při dosažení 10. módu byla v obou případech vybuzena naprostá většina hmotnosti kabiny traktoru. Znamená to tedy, že prvních deset módů mělo nejdominantnější vliv na chování kabiny, a právě těmto módům bude třeba věnovat pozornost.

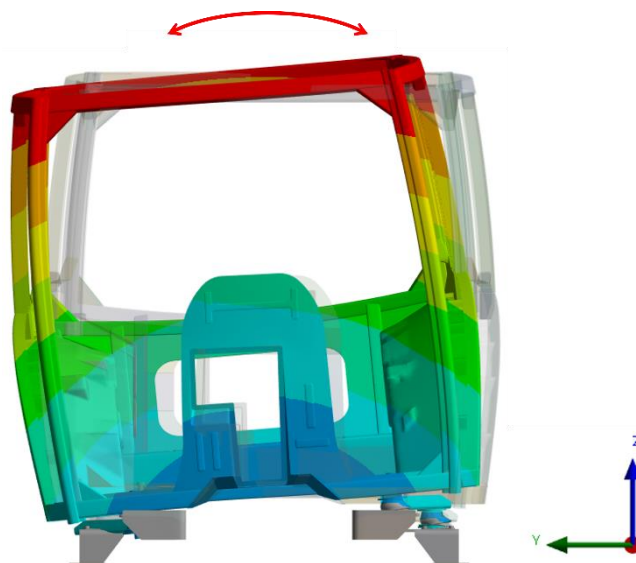
Z dvojice grafů je dále vidět následující: Největší vliv na posuv ve směru x má 2. mód, který vybudí téměř 60 % z celkové hmoty. Pro směr y je nejdominantnější již 1. mód. V případě směru z dochází k největší změně při čtvrté vlastní frekvenci. Vlivem tohoto módu vzrostlo množství rozkmitané hmoty téměř z nulových hodnot až na více jak 95 %. Právě tento mód by mohl být potenciálně velmi nebezpečný, protože jeho směr působení je totožný například se směrem kmitání kabiny v případě buzení od nerovností povrchu. V případě rotace okolo osy x byla většina hmoty vybuzena již při prvním módu. U rotace okolo y jsou nejdominantnější 2. a 4. mód. Tyto vlastní frekvence mohou být stejně tak velmi kritické, protože se jedná o módy, u kterých se kabina bude naklápět buďto ze strany na stranu nebo směrem zepředu dozadu. Jak již bylo v této práci vysvětleno, právě náklony kabiny mohou být taktéž velmi nebezpečné, protože při náklonech je často dosaženo vysokých zrychlení a výchylek kabiny traktoru. Tyto náklony vznikají například jízdou po nerovném povrchu, což je typické prostředí, ve kterém se traktory pohybují. Tato naklápění kabiny je poměrně složité účinně potlačit.

V případě rotace okolo osy z je nejvlivnější 5. mód, dále mód druhý. Pomocí sledování kumulované rozkmitané hmoty (*graf 8-1*) v průběhu vlastních frekvencí byly nalezeny potenciálně nebezpečné módy vzhledem k tomu, jaké množství hmoty dokázaly vybudit. Bylo zjištěno, že největší vliv na strukturu má první desítka vlastních frekvencí (respektive mód 1, 2, 4 a 5), což odpovídá frekvenčním rozsahu od 11,2 Hz do 51,7 Hz. V následující části bude proveden detailnější rozbor těchto vlastních frekvencí.

1. MÓD

První mód se vyskytuje při frekvenci 11,2 Hz a na *obr. 8-4* je zachycen směr, jakým se daný mód pohybuje. Na obrázku nejsou znázorněny velikosti deformací, protože modální analýzy při výpočtu neuvažují vlivy zatížení, tudíž veškeré vyskytující se deformace, rozložení napětí a přetvoření jsou relativní. Nelze tedy požadovat číselné hodnoty za reálné.

Z přiloženého obrázku je vidět, že se kabina při první vlastní frekvenci naklápí ze strany na stranu, respektive kmitá ve směru y (dle souřadnicového systému z obrázku) a zároveň vykonává rotaci okolo osy x . Tvar vlastní frekvence tak odpovídá *graf 8-1*, jenž popisoval množství vybuzené hmoty v daných směrech a kde je vidět prudký nárůst množství rozkmitané hmoty právě v posuvném směru osy y a při rotaci okolo osy x . Na základě tvaru kmitání této vlastní frekvence lze usoudit, že se může jednat o jeden z módů, který bude vybuzen například v případě jízdy po nerovné vozovce. Konkrétně po najetí na nerovnost ve smyslu díry, hroudy a podobně, což má za následek právě tento houpavý pohyb kabiny do stran. Většina studií použitých pro tvorbu rešeršní části práce se shoduje v tom, že typický frekvenční rozsah vibrací, které vznikají právě jízdou po nerovné vozovce se nalézá mezi 2 Hz a 7 Hz ([3], [5], [6], [7], [9], [10], [4]). Výskyt těchto vibrací se tak nachází v nižších frekvenčních oblastech v porovnání s výskytem prvního módu konstrukce kabiny.

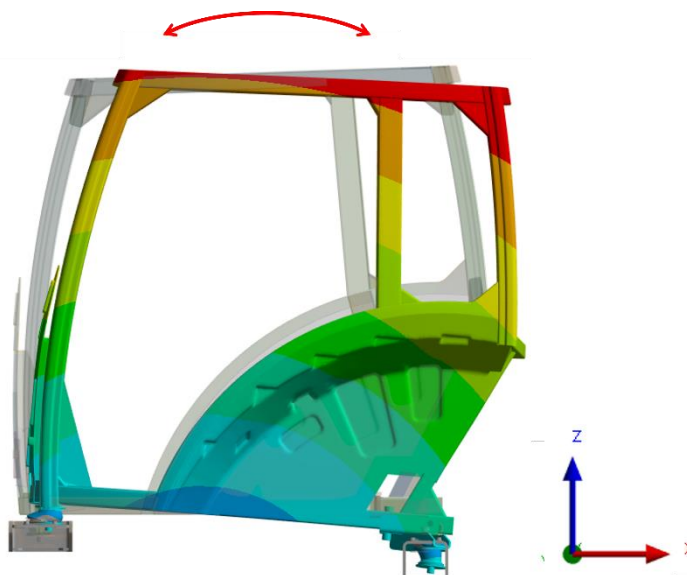


1. mód - 11,2 Hz

Obr. 8-4 Tvar prvního módu kabiny. Frekvenční výskyt 11,2 Hz. (měřítko deformace zvětšeno 49x).

2. MÓD

Frekvenční výskyt druhé vlastní frekvence se nalézá při 13,3 Hz a tvarově je velmi podobná prvnímu módu, o čemž se lze přesvědčit z obr. 8-5. Kabina se však v tomto případě naklápí ve směru osy x , respektive vykonává pohyb směrem zepředu dozadu. Dochází tedy k rotaci kabiny okolo osy y .



2. mód - 13,3 Hz

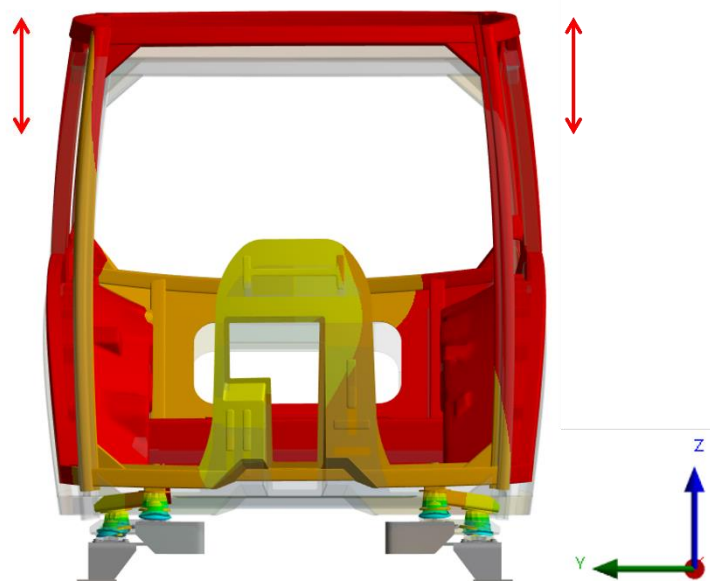
Obr. 8-5 Tvar druhého módu kabiny. Frekvenční výskyt 13,3 Hz. (měřítko deformace zvětšeno 49x).

Směr kmitání kabiny v případě druhého módu opět odpovídá směru kmitání při jízdě po nerovné vozovce. Rozkmitání kabiny v tomto směru může nastat například při snaze přejetí

brázdy oběma předními/zadními koly zároveň. V reakci na to dojde k prudkému posuvu (zdvihu) dvojice předních/zadních kol, což může způsobit naklápění kabiny v tomto směru. Vibrace takto vzniklé se však vyskytují, jak již bylo zmíněno, maximálně do 7 Hz, což je téměř o polovinu nižší frekvenční oblast v porovnání s výskytem druhého módu kabiny. Obr. 8-5 mimo jiné potvrzuje směry kmitajících hmot v graf 8-1.

4. MÓD

Výskyt čtvrté vlastní frekvence se nachází při 21,1 Hz a v případě tohoto módu kmitá kabina nejdominantněji ve směru osy z , tedy ve směru vertikálním. Právě vlivem tvaru, kterým celá soustava kmitá, lze poměrně s jistotou říct, že v této oblasti frekvencí dojde k výraznému buzení celé soustavy, ne-li dokonce k nejkritičtější oblasti, co se buzení týče. V případě vybuzení této vlastní frekvence tak lze očekávat, že dojde k dosažení nejvyššího zrychlení právě ve směru této osy. Tento předpoklad vychází téměř ze všech studií zmíněných v této práci, přičemž všechny tyto studie se shodovaly na tom, že právě vertikální směr je v případě buzení nejdominantnějším. Kabina v tomto směru dosahuje nejvyšších hodnot zrychlení a výchylek. Dominantnost tohoto módu potvrzuje mimo jiné již dříve zmíněný graf 8-1. Detail tvaru kmitání kabiny v případě dosažení 4. módu je zobrazen na obr. 8-6.



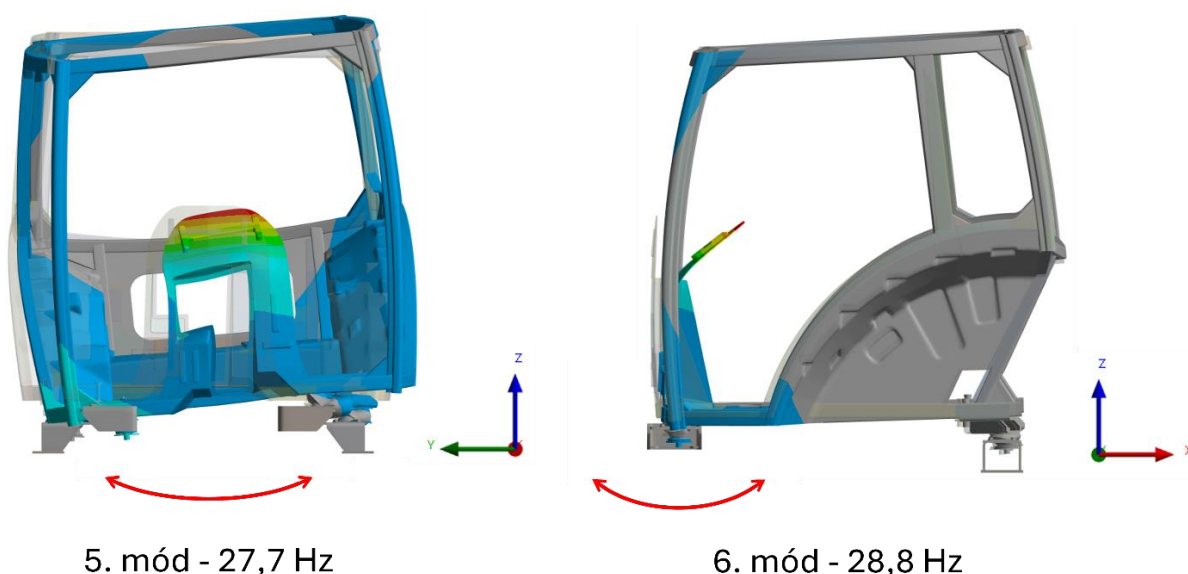
4. mód - 21,1 Hz

Obr. 8-6 Tvar čtvrtého módu kabiny. Frekvenční výskyt 21,1 Hz. (měřítko deformace zvětšeno 49x).

5. A 6. MÓD

U pátého a šestého módu kabina nejvíce kmitá v oblasti silentbloků a připomíná jakoby houpavý pohyb. Zatímco u 5. módu nastává tento pohyb ve všech silentblocích primárně směrem zleva doprava (směr osy y) a frekvenčně se nalézá při 27,7 Hz, v případě 6. módu je pohyb vykonáván pouze v předních silentblocích. Dominantní pohyb je ve směru osy x (zepředu dozadu) a jeho frekvenční výskyt je o 1 Hz (28,7 Hz) vyšší oproti módu pátému.

Vzhledem k tomu, že jsou tyto módy frekvenčně velmi vzdálené od možného buzení vlivem nerovnosti vozovky, nepředpokládá se, že dojde k vybuzení těchto módů. Na druhou stranu vzhledem k pohybu vycházejícího ze čtveřice silentbloků a frekvenčnímu výskytu těchto módů může dojít k jejich vybuzení vlivem působení vibrační vycházejících z pohonné jednotky. Při srovnání provozních otáček motoru pohybujících se od 825 min^{-1} do 2400 min^{-1} (od $13,75 \text{ Hz}$ do 40 Hz) s výskytem 5. a 6. módu je vidět shoda frekvencí. Při dosažení otáček motoru o konkrétních hodnotách $1\,662 \text{ min}^{-1}$ a $1\,772 \text{ min}^{-1}$ tak mohou být do jisté míry oba z módů vybuzeny. Dvojice zmiňovaných módů je zachycena na *obr. 8-7*, přičemž vlevo je tvar 5. vlastní frekvence, na straně pravé pak 6. vlastní frekvence. Na základě pozorování relativní deformace z obrázků lze očekávat, že v případě vybuzení těchto módů se budou vibrace šířit primárně do oblasti uložení volantu, dále skrze volant do rukou řidiče. To by potvrdzovalo studie o tom, že právě volant je jeden z dominantních médií pro přenos vibrační na člověka.

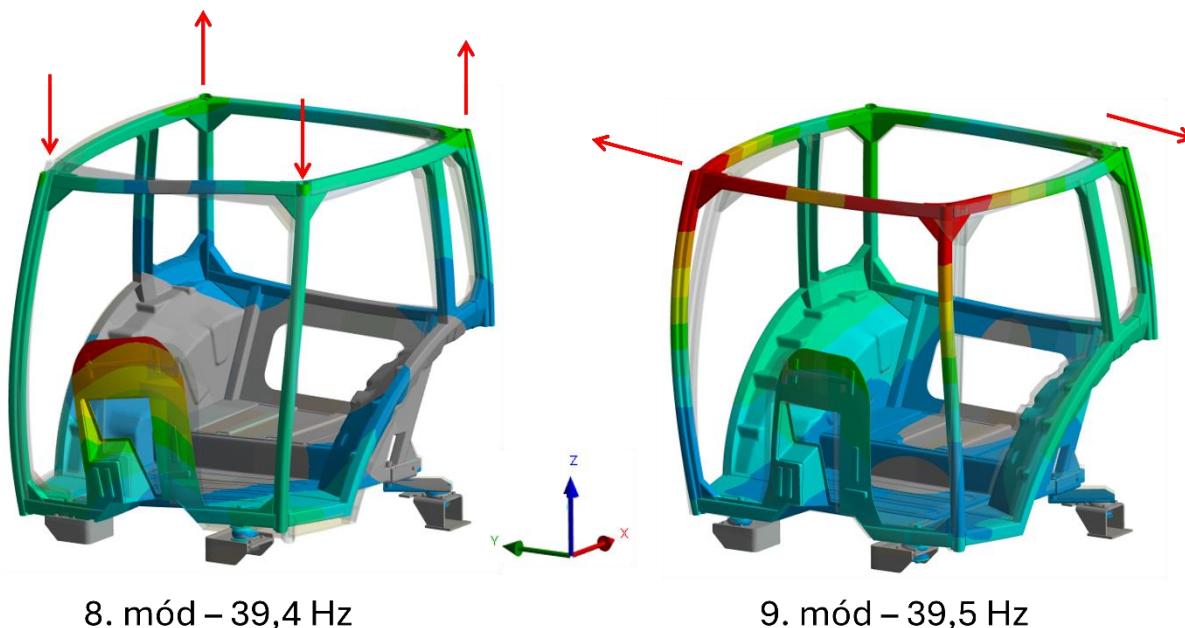


Obr. 8-7 Tvary 5. ($27,7 \text{ Hz}$) a 6. módu ($28,8 \text{ Hz}$) kabiny. (měřítko deformace zvětšeno 20x).

8. A 9. MÓD

I když z pohledu na *graf 8-1* popisující průběh vybuzené hmoty napříč jednotlivými módy nevypadá, že by šlo o dominantní módy, při pohledu na deformaci rámu pro 8. a 9. mód se zdají být poměrně důležité. Oba z módů se nachází frekvenčně velmi blízko sebe. 8. vlastní frekvence je možné vybudit při dosažení frekvence $39,4 \text{ Hz}$, v případě 9. módu je to při $39,5 \text{ Hz}$. Ačkoli tyto módy pravděpodobně nebudou vybuzeny vlivem zdolávání nerovností povrchu vozovky, může dojít k jejich vybuzení od pohonné jednotky, která v těchto frekvencích dosahuje často svých maximálních pracovních otáček (2400 min^{-1} a tomu odpovídajících 40 Hz). Jelikož je při těchto vlastních frekvencích nejvíce namáhána horní oblast konstrukce, především horní rohy kabiny, vybuzení těchto módů může být příčinou k rozkmitání okenic kabiny traktoru. Tvar obou z módů také připomíná torzi horních dílů kabiny. Jak bylo dle simulace zkoušky *ROPS* zjištěno, při tomto typu zatížení horních dílců dochází k přílišnému namáhání všech horních rohů kabiny, především oblastí svarových spojů výztuh. Vybuzení 8. a 9. vlastní frekvence kabiny by mohlo mít vliv například na životnost těchto svarových spojů.

Na obr. 8-8 je možné vidět oba z popisovaných módů s šipkami vyjadřující dominantní směr kmitání. Z dvojice obrázků je mimo jiné zřejmé, že už se jedná o kombinaci několika módů. Směry kmitání jsou tak mnohem komplexnější a je poměrně složité definovat jejich tvary. Z toho důvodu je vhodné sledovat nejen animace deformace, ale také výsledkové soubory množství kmitající hmoty v jednotlivých směrech, které napoví, který směr kmitání je dominantní. V případě 8. módu kabina dominantně kmitá ve směru osy z. Naopak při 9. vlastní frekvenci je kmitavý pohyb ve směru osy y.



Obr. 8-8 Tvary 8. (39,4 Hz) a 9. módu (39,5 Hz) kabiny. (měřítko deformace zvětšeno 20x).

8.2.4 SHRUTÍ VÝSLEDKŮ MODÁLNÍ ANALÝZY

Z výsledků modální analýzy bylo zjištěno, že módy, které by v případě buzené struktury mohly mít největší vliv na kabinu traktoru, se nalézají ve frekvenčním spektru od 11,2 Hz do 40 Hz. Jedná se zároveň o ty vlastní frekvence, které se nachází v první desítce nalezených módů. Vzhledem k frekvenčnímu výskytu a tvaru, jakým dané vlastní frekvence kmitají, lze považovat za nejkritičtější právě 4. mód. Tento mód lze vybudit dosažením frekvence 21,1 Hz a kmitání je ve směru vertikálním (osa z), což je mimo jiné směr, který bývá nejdominantnější vzhledem k intenzitě vibrací (velká zrychlení v tomto směru, velké amplitudy kmitání).

Mezi další kritické vlastní frekvence se dále řadí 1. (11,2 Hz) a 2. mód (13,3 Hz), při kterých se kabina naklání do stran, popřípadě směrem zepředu dozadu. Tento pohyb je tak souhlasný s náklony kabiny v případech zdolávání překážek terénu, například při najetí na nerovnost jedním kolem, popřípadě dvěma koly zároveň.

Potenciálně nebezpečnými mohou být také 5. (27,7 Hz) a 6. mód (28,7 Hz). K jejich vybudení může dojít především vlivem chodu motorové jednotky, jelikož se pracovní rozsah otáček traktoru kryje s výskytem těchto vlastních frekvencí. Takto vzniklé vibrace se pak budou pravděpodobně šířit především prostřednictvím konzole pro uložení volantu. Následně skrze samotný volant do rukou řidiče, což může být například příčinou vzniku onemocnění karpálních tunelů. Na druhou stranu je nutné dodat, že tento díl bude v provozu navíc vyztužen nejčastěji

pomocí plastových dílů, které jsou součástí palubní desky. Dílec tak nebude mít tendenci v takové míře přenášet působící vibrace.

V poslední řadě lze očekávat, že na odezvu systému budou mít výrazný vliv i 8. (39,4 Hz) a 9. mód (39,5 Hz). To především z toho důvodu, že je jejich frekvenční výskyt totožný s maximálními pracovními otáčkami, při kterých bývají vibrace intenzivnější.

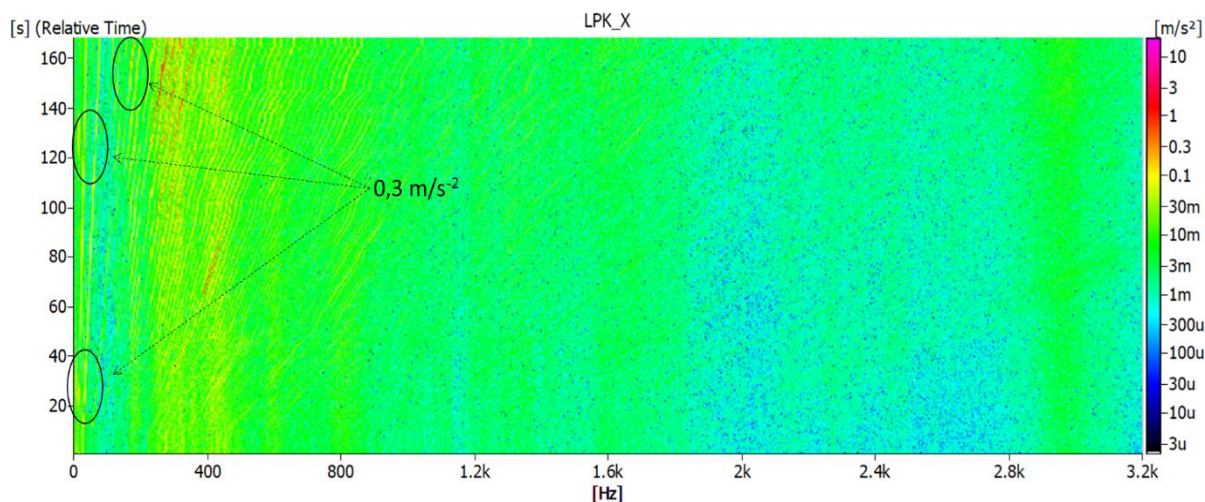
V případě 3., 7. a 10. módu se nepředpokládá výrazný vliv na odezvu struktury při jejím buzení. Důvodem jsou především směry kmitání a velmi malé množství rozkmitané hmoty. Přehled všech nalezených módů a jejich frekvenční výskyt je možné vidět v seznamu příloh (*Příloha 3*).

9 HARMONICKÁ ANALÝZA

Hlavní podstatou harmonické analýzy je získání odezvy systému na základě určité formy buzení. Na takto vybuzené struktuře lze poté pozorovat chování struktury, a to například z hlediska deformace, zrychlení nebo co se problematiky napětí týče. V případě harmonické analýzy je daná struktura buzena nejčastěji za pomoci silového působení, tlaku, zrychlení nebo například posuvu. Veškeré buzení má vždy harmonický průběh a celá problematika je proto lineární, a to i včetně materiálových charakteristik.

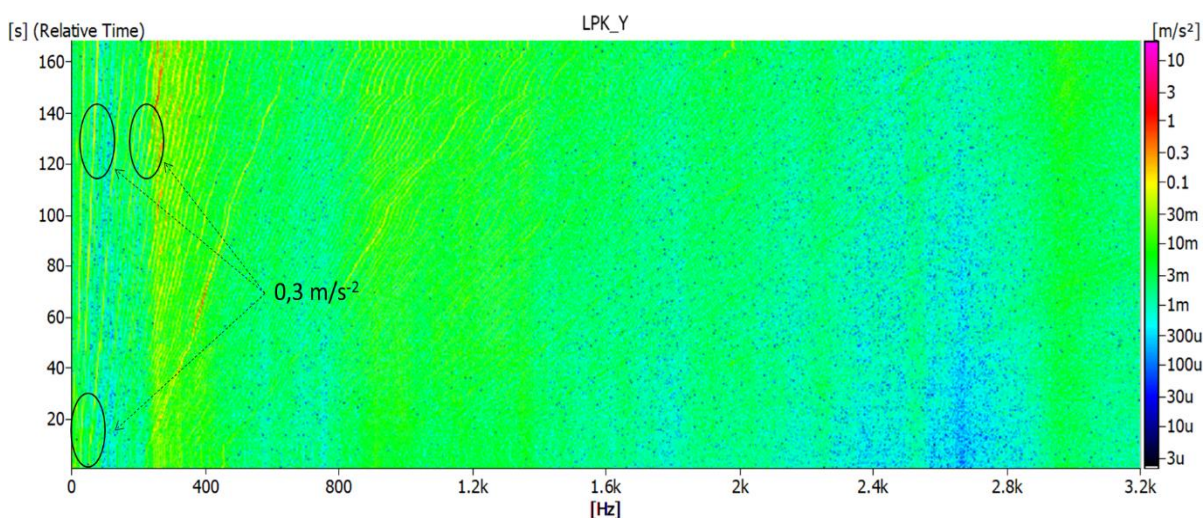
Při přípravě modelu kabiny traktoru pro harmonickou analýzu bylo nejprve zapotřebí určit způsob, jakým bude kabina traktoru buzena. V souvislosti s touto problematikou se do jisté míry vycházelo z provedeného experimentálního měření, které bylo uskutečněno spolu s výzkumníky VUT. Jako zdroj buzení bylo použito zrychlení a pro získání konkrétních hodnot zrychlení byla využita data z akcelerometrů. Toto měření bylo provedeno na traktoru, jehož kabina byla koncipována podobným způsobem, jako model kabiny, pro kterou jsou prováděny tyto numerické simulace. Nejedná se však o stejnou kabinu ani o traktor, na který by kabina měla být v budoucnu implementována. Co se získaných hodnot z měření týče, jednalo se konkrétně o naměřené údaje z dvojice tříosých akcelerometrů nacházejících se na přední straně rámu kabiny traktoru. Oba z akcelerometrů byly nalepeny vždy za pružicími elementy (levý a pravý systém odpružení), a to z toho důvodu, aby mohly být měřeny pouze hodnoty zrychlení, které působí na kabinu traktoru po tom, co část tohoto zrychlení již bude utlumena vlivem odpružení kabiny traktoru. Tato dvojice tříosých akcelerometrů snímala zrychlení kabiny při buzení otáčkami motoru v rozsahu od 825 min^{-1} do 2400 min^{-1} . Vzhledem k tomu, že akcelerometr nacházející se právě v blízkosti levé pružicí jednotky vykazoval mírně vyšší zrychlení oproti akcelerometru, který se nacházel na pravé pružicí jednotce, byly z toho důvodu pro stanovení zrychlení pro numerickou simulaci využity právě hodnoty ze snímače zrychlení nacházejícím se na levé straně.

GRAF 9-2 zobrazuje multispektrum signálů zrychlení ve směru osy x . Toto multispektrum na vodorovné ose zachycuje rozsah frekvencí, ve kterém bylo dané zrychlení naměřeno. Na svislé ose na pravé straně je potom barevné spektrum, které znázorňuje hodnoty těchto zrychlení a na svislé ose v levé části je časová stupnice zachycující dobu, po kterou bylo měření prováděno. V rámci problematiky vibrací byla věnována pozornost především vyskytujícím se zrychlením v rozsahu do 200 Hz. V tomto frekvenčním spektru se právě vyskytují vlastní módy kabiny traktoru, které byly nalezeny v rámci simulace modální analýzy. Jak si lze v tomto grafu všimnout, maximální hodnoty zrychlení se ve sledovaném frekvenčním rozmezí pohybují s maximem přibližně s hodnotou do $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Právě tahle hodnota byla následně použita v harmonické analýze pro buzení zrychlením ve směru osy x .



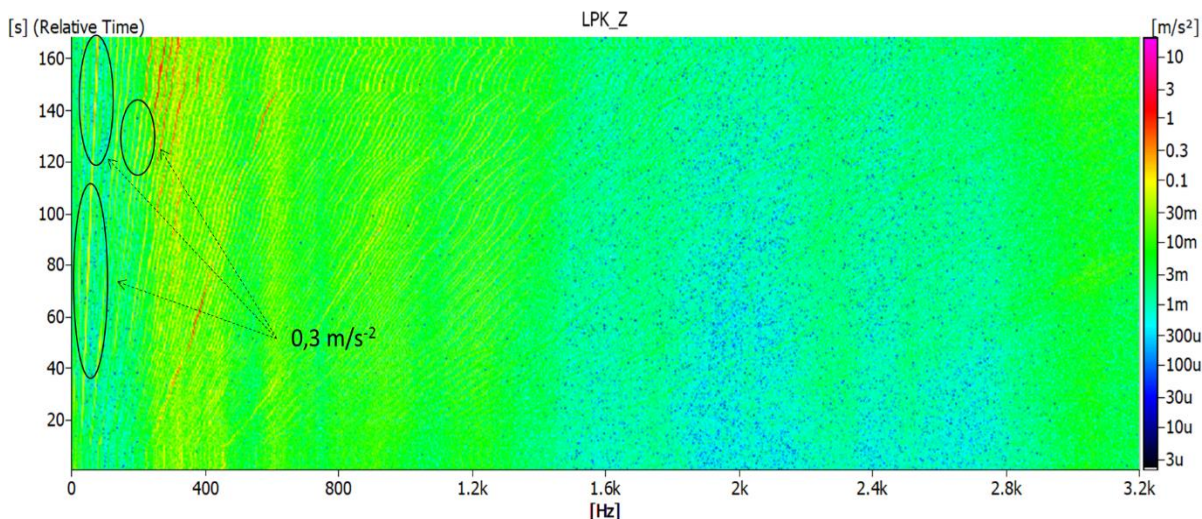
Graf 9-2 Multispektrum signálů zrychlení za levým předním pružicím prvkem (osa x).

V případě stanovení zrychlení pro buzení ve směru osy y bylo obdobným způsobem využito multispektra signálů zrychlení ze stejného snímače, avšak ve směru y . V tomto případě se hodnoty zrychlení v oblasti do 200 Hz vyskytují taktéž s maximem do $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Naměřená data zrychlení lze vidět v grafu níže (graf 9-1), kde jsou mimo jiné zaznačeny sledované maximální oblasti zrychlení pro požadovaný frekvenční rozsah.



Graf 9-1 Multispektrum signálů zrychlení za levým předním pružicím prvkem (osa y).

V poslední řadě byly získány hodnoty pro zrychlení ve směru osy z . Jak si lze z graf 9-3 všimnout, právě v tomto směru dochází celkově k vyšší míře zrychlení. I když je ve sledované oblasti (0 Hz–200 Hz) dosaženo maximálního zrychlení o hodnotě $0,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, tato zrychlení se zde vyskytují v poměrně větší míře. Dále se ve sledovaných hodnotách rozšířila oblast zvláště žlutou barvou, která zastupuje zrychlení o hodnotě $0,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Tato skutečnost tímto potvrzuje výsledky výzkumů, které byly studovány v rámci rešeršní části. Tyto provedené výzkumy se shodují na tom, že právě vibrace působící ve směru osy z jsou nejintenzivnější, což má mimo jiné za následek vznik vyšších hodnot zrychlení, a to i v případě, že je kabina buzena pouze otáčkami motoru, nikoli vibracemi vzniklými jízdou po nerovném terénu.



Graf 9-3 Multispektrum signálů zrychlení za levým předním pružicím prvem (osa z).

Jak si lze všimnout, pro hodnoty buzení v rámci harmonické analýzy byly vybrány maximální hodnoty zrychlení v jednotlivých směrech (x , y , z). Z grafů je však patrné, že se tato maximální zrychlení nachází pouze v určitých oblastech. Ve zbylém frekvenčním rozsahu se vyskytuje zrychlení nižší. Z toho plyne, že i v případě numerické simulace by měly být v tomto frekvenčním spektru zvoleny proměnné hodnoty zrychlení, nikoli konstantní. Vzhledem ke skutečnosti, že je harmonická analýza lineárního charakteru, budou i jednotlivé vztahy lineární. V případě, kdy by byl tento výpočtový model v budoucnu použit, lze díky lineárním závislostem danou oblast frekvencí jednoduše přepočítat pro aktuální hodnoty zrychlení, které v dané oblasti působí. V tomto případě bylo počítáno s maximálními naměřenými hodnotami zrychlení pro kritický pohled na celou problematiku.

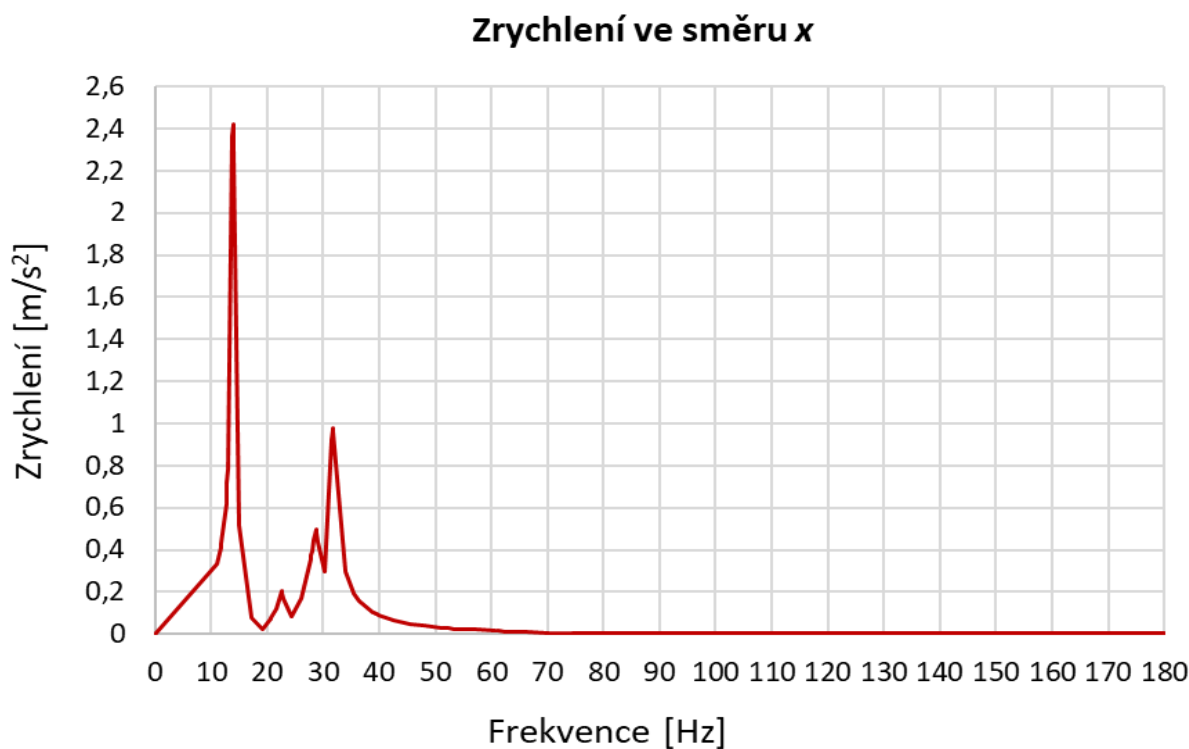
Takto získaná data zrychlení byla následně aplikována na připravený model pro harmonickou analýzu. Jako oblast působení těchto zrychlení byly zvoleny přední konzole systému odpružení, a to konkrétně v místech, kde se v původní geometrii nacházely šrouby sloužící pro spojení konzol odpružení s bezrámovou nosnou konstrukcí traktoru. Všem konzolám bylo následně pomocí podmínky *Fixed Support* odebráno všech šest stupňů volnosti.

Aby mohla být sledována odezva systému pro buzení pomocí definovaného zrychlení v jednotlivých směrech jeho působení, byly vytvořeny celkem tři harmonické analýzy. Pro každou z těchto analýz bylo definováno zrychlení právě v jednom směru (x , y , z) s hodnotami, které byly získány z experimentálního měření. V dalším kroku bylo v sekci *Definition/Modal Environment* vybrána možnost *Modal*. Toto nastavení umožnilo při řešení harmonické analýzy vycházet z předem provedené modální analýzy. Spolu s tímto byl následně v *Analysis Settings* nastaven sledovaný frekvenční rozsah od 0 Hz do 180 Hz, čímž byly pokryty všechny dominantní vlastní frekvence kabiny traktoru. Aby nedošlo ke zkreslení výsledků v místech, kde se nachází vlastní frekvence kabiny, bylo nutné pro tyto oblasti zjemnit frekvenční stupnici, se kterou bude následně řešič počítat. Jelikož je harmonická analýza počítána pro velký počet vlastních kmitů, bylo by příliš pracné vypracovat tabulku s adekvátními rozestupy frekvencí pro tyto oblasti. Z toho důvodu byla v sekci *Analysis Settings* vybrána možnost *Cluster Results*. Tato funkce využívá výsledků z předchozí modální analýzy a pro oblasti vlastních tvarů automaticky zjemní frekvenční stupnici.

9.1.1 VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY PRO ZRYCHLENÍ VE SMĚRU OSY X

Při vyhodnocování výsledků bylo postupováno podobně, jako v případě experimentálního měření, kde bylo sledováno zrychlení kabiny v jednotlivých směrech zvlášť. Díky tomu, že jsou sledovány jednotlivé směry nezávisle, je tak možné zjistit, ve kterém ze směrů působení zrychlení je odezva největší.

Průběh zrychlení ve směru x (podélný směr) je zachycen v *graf 9-4*, kde na vodorovné ose je frekvenční rozsah a na svislé ose je velikost dosaženého zrychlení. Jak si lze v tomto grafu všimnout, nachází se zde tři oblasti s vyšším zrychlením, než je velikost budicího zrychlení. Jedná se o oblasti s frekvencemi o hodnotách 14 Hz, 28 Hz a 31 Hz, což odpovídá druhému, šestému a sedmému módu. Nejvyšší odezva v případě zrychlení ve směru osy x je dosažena při druhém vlastním tvaru kabiny. Zrychlení v tomto místě dosahuje hodnoty $2,42 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, což znamená, že odezva systému na budicí zrychlení je více jak osmkrát vyšší než samotné budicí



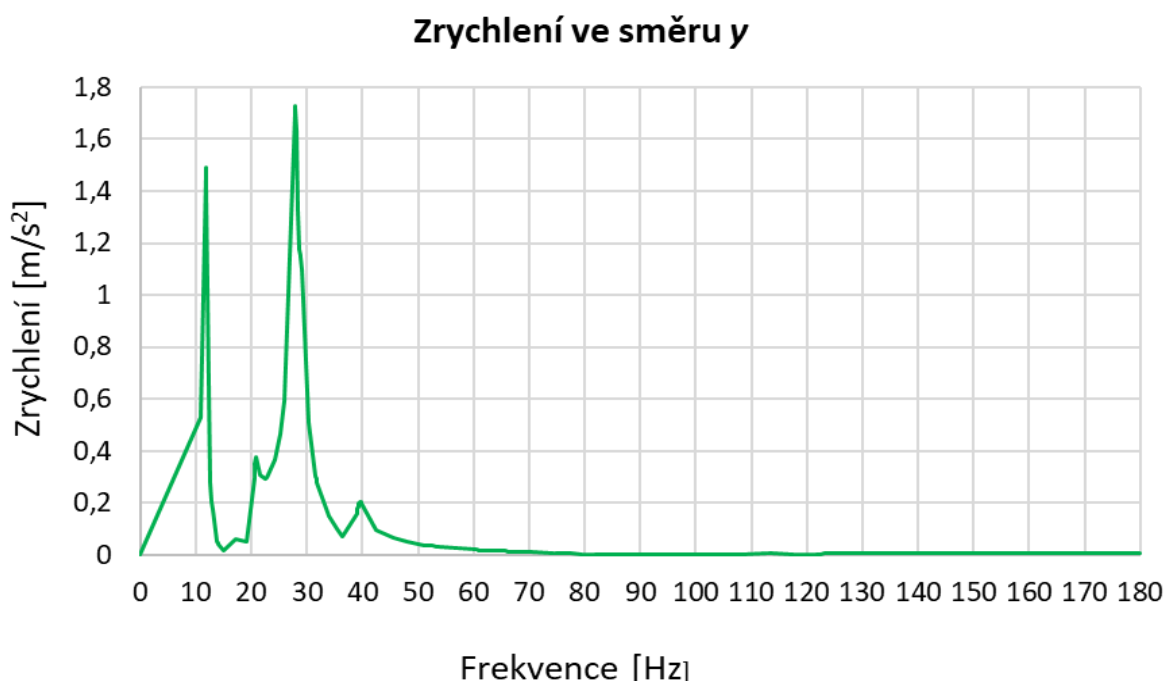
Graf 9-4 Zrychlení kabiny ve směru osy x .

zrychlení. Důvodem tak prudkého nárůstu zrychlení je právě směr, kterým kabina v tomto vlastním tvaru kmitá, protože se jedná o souhlasný směr, ve kterém působí budicí zrychlení, což má za následek nárůst zrychlení. Druhá nejdominantnější oblast se vyskytuje při frekvenci 31 Hz s hodnotou zrychlení $0,96 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

Bylo taktéž sledováno, jakým způsobem se projeví jednotlivé harmonické řády v případě uvážení, že jsou vibrace generovány čtyřválcovým motorem. Jak si je z grafu možné všimnout, zrychlení je v rozmezí od 50 Hz do 180 Hz téměř konstantní se zanedbatelnou hodnotou zrychlení v porovnání s oblastí do 50 Hz. Lze tedy říct, že se jednotlivé harmonické řády nijak výrazně neprojevíly.

9.1.2 VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY PRO ZRYCHLENÍ VE SMĚRU OSY Y

Obdobným způsobem, jako tomu bylo v případě buzení ve směru osy x , bylo postupováno i u harmonické analýzy s definovaným zrychlením ve směru y , tedy ve směru příčném. Při detailním zkoumání zrychlení kabiny v průběhu sledovaných frekvencí byly nalezeny dvě dominantní oblasti. Jedná se o oblasti frekvencí 11 Hz a 27 Hz, což odpovídá první a páté vlastní frekvenci kabiny. Nejkritičtější oblastí je v tomto případě oblast pátého módu, ve kterém kabina při vybuzení definovaným zrychlením dosahuje zrychlení $1,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Hodnoty zrychlení jsou nejvyšší v oblasti 27 Hz právě z toho důvodu, že dojde k vybuzení pátého módu, při kterém kabina kmitá ve shodném směru, jako budící zrychlení. Vysokých hodnot zrychlení však dosahuje kabina také při frekvenci 11 Hz. Jedná se o oblast prvního módu, při kterém kabina taktéž kmitá ve směru osy y . Zde jsou však hodnoty zrychlení poněkud nižší, a to s hodnotou $1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. V graf 9-5 zachycující průběh zrychlení kabiny je také vidět, že v oblasti od 50 Hz opět dochází k poklesu zrychlení, a to téměř na nulovou hodnotu. Stejně jako ve směru osy x ani zde se neprojeví jednotlivé harmonické řady od buzení motoru.



Graf 9-5 Zrychlení kabiny ve směru osy y .

9.1.3 VÝSLEDKY HARMONICKÉ ANALÝZY PRO ZRYCHLENÍ VE SMĚRU OSY Z

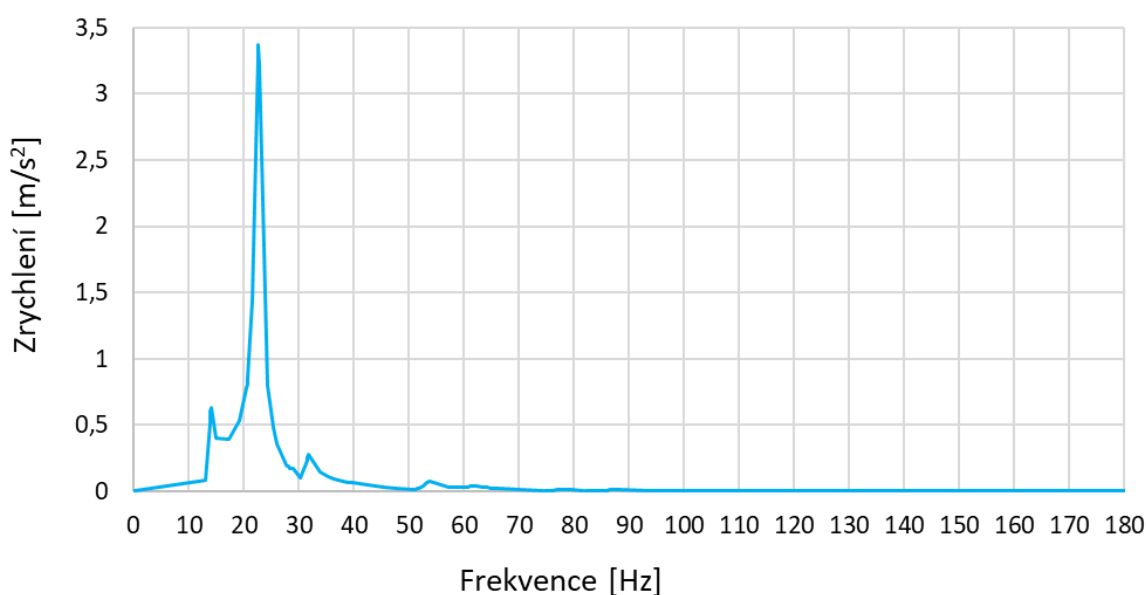
Jako poslední, avšak zároveň nejkritičtější z hlediska sledovaných parametrů, byla odezva ve směru osy z (svislý směr). I když byly pro všechny směry použity stejné hodnoty buzeného zrychlení, právě v tomto směru působení docházelo k výskytu nejvyšších hodnot zrychlení.

Maximálních hodnot zrychlení bylo dosaženo při frekvenci 22 Hz s hodnotou $3,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Při porovnání zrychlení s ostatními sledovanými směry, je toto zrychlení nejdominantnější. Jak si lze všimnout, k této odezvě systému dochází při dosažení čtvrté vlastní frekvence kabiny. V případě tohoto módu skelet kabiny kmitá pouze ve směru působení budícího zrychlení (osa z). Jak si lze v graf 9-6 všimnout, oblast čtvrtého vlastního tvaru je v případě

vybuzeného zrychlení jednoznačně nejdominantnější také vzhledem k ostatním vlastním frekvencím, ve kterém se zrychlení projevuje. Přesněji řečeno, druhou oblastí, ve které se nachází vyšší míra zrychlení, je již známý druhý vlastní tvar kabiny. Avšak ani v této oblasti zdaleka nedosahuje zrychlení tak vysokých hodnot, jako je tomu právě v případě čtvrtého módu.

I když právě ve svislém směru dosahují zrychlení nejkritičtějších hodnot, ani v tomto směru však nedošlo k vybuzení ve vyšším frekvenčním sledovaném spektru. Tedy ani v tomto případě nedošlo k vybuzení struktury skrze harmonické řady motoru.

Zrychlení ve směru z



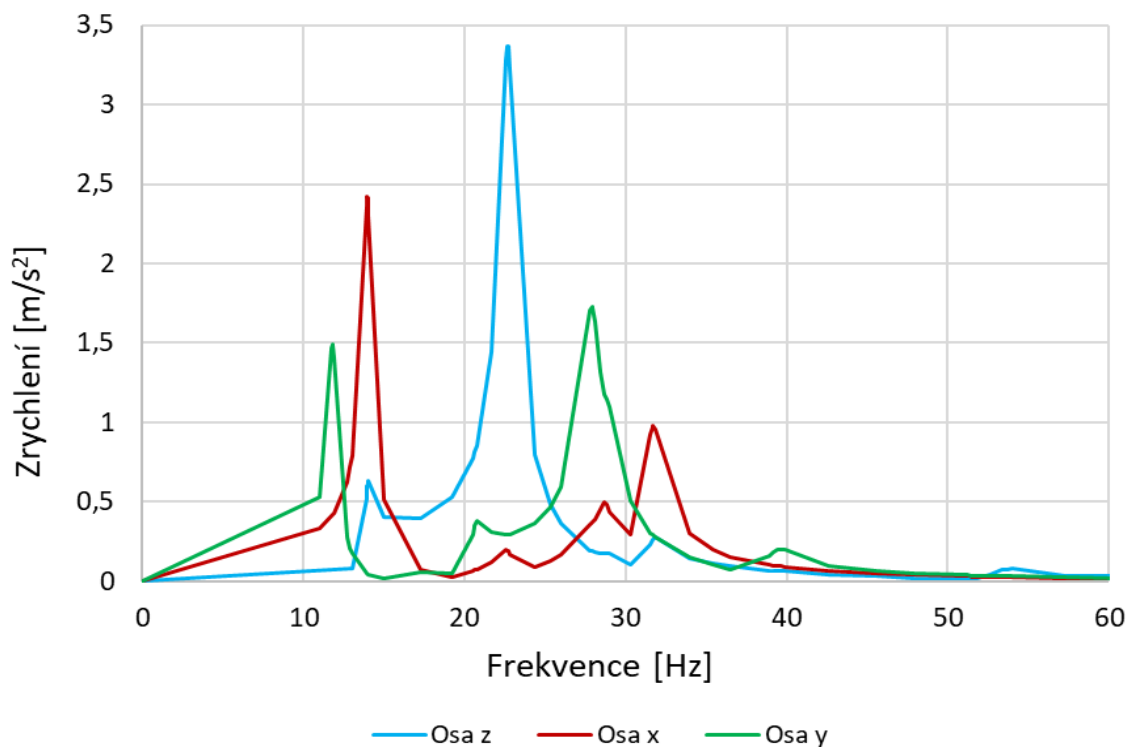
Graf 9-6 Zrychlení kabiny ve směru osy z.

9.1.4 SHRNUÍ VÝSLEDKŮ HARMONICKÉ ANALÝZY

Z výsledků numerické simulace harmonických analýz při buzení pomocí zrychlení v jednotlivých směrech bylo zjištěno následující.

Největší odezva systému v případě zrychlení kabiny byla ve svislém směru (osa z), přičemž maximální hodnoty zrychlení bylo dosaženo při frekvenci 22 Hz (čtvrtá vlastní frekvence) s hodnotou $3,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$. Jedná se tedy o hodnotu více jak jedenáctkrát vyšší, než je budící zrychlení použité v této analýze. Tímto byl potvrzen předběžný odhad, že se bude jednat o nejkritičtější oblast celkově. Zároveň tímto bylo dokázáno, že je zrychlení nejkritičtější právě ve svislém směru, na čemž se shodují všechny výzkumy zmíněné v rešeršní části. Nelze však opomenout také oblast 14 Hz, kde se sice nenachází nejvyšší hodnoty zrychlení, avšak právě při dosažení tohoto módu a jeho blízkého okolí dochází ke vzniku vysokého zrychlení ve všech směrech působení (viz graf 9-7). V této oblasti tak lze předpokládat velmi intenzivní vibrace. Jak si lze také v tomto grafu všimnout, zrychlení jsou ve všech směrech nejdominantnější ve frekvenčním rozmezí od 0 Hz do 50 Hz, což se opět shoduje se závěry z použitých studií v rámci rešeršní části. Dále pak v oblasti od 10 Hz do 35 Hz musí řidič odolávat vibracím a zrychlením neustále,

není zde totiž jediná frekvenční oblast, ve které by zrychlení nepůsobilo. Právě v tomto rozmezí pak nejnižší zrychlení dosahuje hodnot přibližně $0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, což je hodnota vyšší než v případě samotného buzení. *Graf 9-7* následně zobrazuje frekvenční oblast, ve které kabina traktoru dosahovala nejvyšších hodnot zrychlení ve všech sledovaných směrech.



Graf 9-7 Dominantní oblasti zrychlení kabiny v případě buzení ve všech směrech.

V poslední řadě je třeba zdůraznit, že se jedná pouze o numerickou simulaci skeletu kabiny. Ve skutečnosti budou získané hodnoty do určité míry rozdílné. Je to dáno především tím, že se součástí reálné kabiny je mimo jiné například střecha, plastové krycí díly, sedadlo řidiče nebo různé hluk pohlcující materiály. To bude mít především vliv na celkovou hmotnost kabiny, a tedy i na výskyt vlastních kmitů. Taktéž je třeba počítat s tím, že může navíc dojít k vybuzení vlastních kmitů skelných dílů, které se pak stávají zdrojem poměrně intenzivních vibrací a hluků.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provedení optimalizace skeletu kabiny traktoru na základě výsledků deformační zkoušky *ROPS*. Tato zkouška se skládala celkem ze čtyř zátěžných stavů, přičemž každý simuloval skutečný průběh překlopení traktoru. V minulosti docházelo k nejčastějšímu vzniku vážných nehod právě vlivem převrácení traktoru, z toho důvodu byla organizací *OECD* zavedena zkouška *ROPS* s cílem minimalizovat nehodovost v souvislosti s touto problematikou. Tato zkouška tak prověřuje odolnost rámu, čímž zajišťuje pasivní bezpečnost pro posádku traktoru v případě, že by k podobné situaci došlo při práci se strojem. Jelikož se jedná o destruktivní typ zkoušky, který je velmi nákladný, využívá se často numerických simulací, díky kterým lze v dnešní době pomocí výkonných výpočetních serverů poměrně rychle daný rám otestovat a nalézt potenciálně slabá místa konstrukce. Pro tato místa je poté provedena optimalizace a ve chvíli, kdy je dosaženo požadovaných výsledků simulace, je tento rám vyroben a následně podroben skutečnému testu *ROPS*. Tento proces testování je mnohonásobně rychlejší a cenově méně nákladnější, protože se každý z optimalizovaných prototypů nemusí vyrábět a následně testovat.

V rámci této práce byl metodou konečných prvků otestován rám kabiny uložený na čtveřici obecně definovaných silentbloků, jenž byl určen pro traktor střední výkonnostní třídy. Jelikož kromě geometrie rámu nebyly k dispozici žádné další parametry jako materiálové charakteristiky rámové konstrukce, vlastnosti pryžových silentbloků nebo například technické údaje traktoru, byly tyto potřebné parametry získány na základě nabytých znalostí z vytvořené rešeršní části. Stejně tak byly získány potřebné informace o průběhu zkoušky *ROPS* pro tento typ konstrukce. V rámci simulací byla nejprve na kabinu aplikována dvojice podélných a svislých zátěžných stavů samostatně za účelem zjištění, zda rám kabiny úspěšně odolá každému zátěžnému stavu nezávisle na sobě. Na základě výsledků získaných z jednotlivých zátěžných stavů bylo zjištěno, že v případě podélného zadního a příčného zatížení nedokázal skelet kabiny úspěšně absorbovat minimální stanovené množství energie. Příčinou bylo nejčastěji překročení meze pevnosti některých z dílů konstrukce nebo ztráta vzpěrné stability nosných částí rámu, což následně vedlo k narušení bezpečné zóny posádky traktoru. Z toho důvodu byly pro nalezená nejslabší místa konstrukce provedeny optimalizace nejčastěji za pomoci implementovaných výztuh, změny tloušťky materiálu nebo změny materiálu některých z dílů za účelem zvýšení tuhosti nosných prvků konstrukce. V případě svislého zadního a svislého předního zatížení původní rám kabiny splnil požadované podmínky pro toto zatížení. V rámci těchto zátěžných stavů tak nebylo zapotřebí nijak zasahovat do konstrukce za účelem zvýšení odolnosti rámu.

Po provedených úpravách na základě výsledků samostatných zátěžných stavů byla uskutečněna simulace zkoušky *ROPS* se všemi zátěžnými stavy jdoucími za sebou. Vzhledem ke kumulaci napětí a plastických přetvoření v průběhu jednotlivých zatížení byly maximální hodnoty napětí a plastických deformací vyšší než v případě samostatně provedených zátěžných stavů. Maximální hodnoty napětí však při žádném ze zátěžných stavů ani po dokončení všech zátěžných stavů zkoušky *ROPS* nedosáhlo hodnot meze pevnosti daných materiálů a nedošlo tak k porušení celistvosti konstrukce. Vzhledem ke vzniku maximálních hodnot plastických přetvoření bylo shledáno jako nejkritičtější první podélné zatížení, při kterém byla vlivem umístění příločky zatěžována dominantně pravá polovina kabiny. Ohybový moment působící na pravý podélník zapříčinil vybočení tohoto dílu v blízkosti svarového spoje s B-sloupkem. Maximální hodnoty napětí v rámci celé zkoušky *ROPS* byly naopak dosaženy v průběhu levého příčného zatížení. Působíště zatížení se v tomto případě nacházelo na spojnicí levého B-sloupku s podélníkem. Nejvyšší hodnoty napětí se tak koncentrovaly v blízkosti zadní vzpěry

vyztužující levý spodní roh konstrukce. Vyšší hodnoty napětí vyskytující se v důsledku bočního zatížení korelují s vyššími nároky na množství rámem pohlcené energie při tomto zátěžném stavu. Vyšší nároky na boční zatížení jsou kladeny zejména kvůli vyšší pravděpodobnosti překlopení vozidla na stranu. Ani jedno ze svislých zátěžných stavů nebylo vzhledem k výskytu napětí a deformací dominantní a minimální požadované reakční síly bylo v obou případech dosaženo při poměrně malých posuvech příložky. To bylo způsobeno nadměrným zvýšením tuhosti rámu především v důsledku přidání vzpěr a použitého materiálu s vyšší mezí kluzu a mezí pevnosti.

Vzhledem k tomu, že pro simulaci zkoušky *ROPS* nebyly dodány skutečné materiálové charakteristiky, byly jednotlivé materiály definovány za pomoci bilineárního modelu. Jedná se o zjednodušený model popisující chování materiálu, který sice zkrátil celkový výpočtový čas, zároveň však vnesl do výpočtu chybu především kvůli poněkud nepřesnému popisu chování materiálu za mezí kluzu. Výsledky simulací jsou tak především užitečné pro pochopení toho, jak se bude rám kabiny chovat v případě jednotlivých zátěžných stavů, jaká jsou nejslabší místa konstrukce a zda mají provedené optimalizace pozitivní nebo naopak negativní dopad na chování rámu kabiny. Není však vhodné řídit se konkrétními hodnotami napětí a deformací získaných z těchto simulací.

V poslední řadě byla provedena modální analýza již zoptimalizovaného rámu kabiny traktoru, které předcházela rešerše týkající se typů odpružení kabiny a jejich vlivů na tlumení vibrací, náklonů a rázů. Nalezené módy byly sledovány především vzhledem k jejich tvaru a frekvenčnímu výskytu. Kritické módy byly odhadnuty na základě možných zdrojů buzení, mezi které patří především buzení jízdou po nerovné vozovce nebo například chodem motoru traktoru. Jednotlivé módy byly analyzovány také vzhledem k množství hmoty struktury, kterou jsou schopny vybudit. Z výsledků modální analýzy bylo zjištěno, že naprostá většina hmoty konstrukce byla vybudena již skrze prvních deset módů a tvary některých těchto vlastních frekvencí dokonce odpovídaly buzení vlivem zdolávání nerovností. Frekvence jejich výskytu se však nacházela výš v porovnání s typickým rozsahem budících frekvencí jízdou po nerovnostech. Některé z těchto módů však mohou být naopak vybudeny od motorové jednotky. Tuto skutečnost potvrdila provedená harmonická analýza, v rámci které byla sledována odezva rámu kabiny na buzení od chodu motoru v jeho typickém pracovním režimu. Výsledky harmonické analýzy ukázaly, že některé z dominantních módů mají zásadní vliv na odezvu rámu kabiny, a to především v nízkých pracovních otáčkách motoru, při kterých byla intenzita vibrací největší. Vybuděný rám kabiny následně dosahoval nejvyšších hodnot zrychlení především ve svislém směru. Obě tyto skutečnosti taktéž souhlasí s výsledky experimentálního měření, v rámci kterých bylo zjištěno, že zrychlení nabývá vysokých hodnot právě mimo jiné v nízkých frekvencích. Dominantnost zrychlení ve svislém směru také potvrzuje ty studie, které byly použity pro tvorbu rešeršní části práce, a ze kterých byly čerpány vědomosti.

BIBLIOGRAFIE

- [1] QIN, Jiahao, Anbo WU, Zhansheng SONG, Zhizhu HE, Chiider S. SUH, Zhongxiang ZHU a Zhen LI. Recovering tractor stability from an intensive rollover with a momentum flywheel and active steering: System formulation and scale-model verification. *Computers and Electronics in Agriculture* [online]. 2021, **2021**(190), 11 [cit. 2024-04-27]. ISSN 0168-1699. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106458>.
- [2] LOUTRIDIS, S., Th. GIALAMAS, I. GRAVALOS, D. MOSHOU, D. KATERIS, P. XYRADAKIS a Z. TSIROPOULOS. A study on the effect of electronic engine speed regulator on agricultural tractor ride vibration behavior. *Journal of Terramechanics* [online]. 2011, **48**(2), 139-147 [cit. 2022-10-05]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:[10.1016/j.jterra.2010.10.002](https://doi.org/10.1016/j.jterra.2010.10.002)
- [3] SHUTTLEWORTH, Kevin, Lancelot BUTTERS a Ian TAYLOR. AN INVESTIGATION REGARDING THE EFFECTS OF ACCELERATION PRODUCED BY CABIN SUSPENSION SYSTEMS FITTED TO AGRICULTURAL TRACTORS UPON THE OPERATOR, IN TERMS OF OPERATOR HEALTH. *Scientific Papers. Series A- Agronomy*. Romania: UNIV AGRICULTURAL SCIENCES & VETERINARY MEDICINE BUCHAREST, 2019, **62**(1), 557-566. ISSN 2285-5785.
- [4] CAFFARO, Federica, Margherita Micheletti CREMASCO, Christian PRETI a Eugenio CAVALLO. Ergonomic analysis of the effects of a telehandler's active suspended cab on whole body vibration level and operator comfort. *International Journal of Industrial Ergonomics* [online]. 2016, **53**(53), 19-26 [cit. 2022-10-20]. ISSN 01698141. Dostupné z: doi:[10.1016/j.ergon.2015.10.009](https://doi.org/10.1016/j.ergon.2015.10.009)
- [5] ZEHSAZ, M., M.H. SADEGHI, M.M. ETTEFAGH a F. SHAMS. Tractor cabin's passive suspension parameters optimization via experimental and numerical methods. *Journal of Terramechanics* [online]. 2011, **48**(6), 439-450 [cit. 2022-09-27]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:[10.1016/j.jterra.2011.09.005](https://doi.org/10.1016/j.jterra.2011.09.005)
- [6] TAGHIZADEH-ALISARAEI, Ahmad. Analysis of annoying shocks transferred from tractor seat using vibration signals and statistical methods. *Computers and Electronics in Agriculture* [online]. 2017, **141**, 160-170 [cit. 2022-11-03]. ISSN 01681699. Dostupné z: doi:[10.1016/j.compag.2017.07.020](https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.07.020)
- [7] HANSSON, Per-Anders. Optimization of agricultural tractor cab suspension using the evolution method. *Computers and Electronics in Agriculture* [online]. 1995, **12**(1), 35-49 [cit. 2022-10-06]. ISSN 01681699. Dostupné z: doi:[10.1016/0168-1699\(94\)00036-P](https://doi.org/10.1016/0168-1699(94)00036-P)
- [8] AYBEK, Ali, H. Atil KAMER a Selçuk ARSLAN. Personal noise exposures of operators of agricultural tractors. *Applied Ergonomics* [online]. 2010, **41**(2), 274-281 [cit. 2022-09-27]. ISSN 00036870. Dostupné z: doi:[10.1016/j.apergo.2009.07.006](https://doi.org/10.1016/j.apergo.2009.07.006)

- [9] BILSKI, Bartosz. Exposure to audible and infrasonic noise by modern agricultural tractors operators. *Applied Ergonomics* [online]. 2013, **44**(2), 210-214 [cit. 2022-09-26]. ISSN 00036870. Dostupné z: doi:10.1016/j.apergo.2012.07.002
- [10] EVERS, Willem-Jan. *Improving driver comfort in commercial vehicles : modeling and control of a low-power active cabin suspension system*. 1st. Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2010. ISBN 978-90-386-2225-5. Dostupné z: doi:10.6100/IR673075
- [11] ONESTO, L., M. CORNO a S. SAVARESI. Pitch Dynamics Analysis for an Agricultural Tractor with Image Processing Validation through an Off-Board Camera. *IFAC-PapersOnLine* [online]. 2019, **52**(5), 492-497 [cit. 2022-10-13]. ISSN 24058963. Dostupné z: doi:10.1016/j.ifacol.2019.09.078
- [12] ZHENG, Enlai, Xinyu ZHONG, Rui ZHU, Jinlin XUE, Song CUI, Huisong GAO a Xiangze LIN. Investigation into the vibration characteristics of agricultural wheeled tractor-implement system with hydro-pneumatic suspension on the front axle. *Biosystems Engineering* [online]. 2019, **186**, 14-33 [cit. 2022-10-04]. ISSN 15375110. Dostupné z: doi:10.1016/j.biosystemseng.2019.05.004
- [13] HILTON, D. J. a P. MORAN. Experiments in Improving Tractor Operator Ride by Means of a Cab Suspension. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1975, **20**(4), 433-448. ISSN 0021-8634.
- [14] SIM, Kyuhyun, Hwayoung LEE, Ji Won YOON, Chanho CHOI a Sung-Ho HWANG. Effectiveness evaluation of hydro-pneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors. *Journal of Terramechanics* [online]. 2017, **69**, 23-32 [cit. 2022-10-13]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2016.10.003
- [15] PADDAN, G.S. a M.J. GRIFFIN. EVALUATION OF WHOLE-BODY VIBRATION IN VEHICLES. *Journal of Sound and Vibration* [online]. 2002, **253**(1), 195-213 [cit. 2022-11-04]. ISSN 0022460X. Dostupné z: doi:10.1006/jsvi.2001.4256
- [16] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. ISBN 80-86726-15-0.
- [17] OH, Jooseon, Woo-Jin CHUNG, Hyun-Woo HAN, Ji-Tae KIM, Gwan-Hee SON a Young-Jun PARK. Evaluation of Tractor Ride Vibrations by Cab Suspension System. *Transactions of the ASABE* [online]. 2020, **63**(5), 1465-1476 [cit. 2022-10-13]. ISSN 2151-0040. Dostupné z: doi:10.13031/trans.13795
- [18] LYASHENKO, M.V., A.V. POBEDIN a P.V. POTAPOV. Analysis of Possible Dynamic Vibration Dampers Uses in Tractor Cabins Suspensions. *Procedia Engineering* [online]. 2016, **150**, 1245-1251 [cit. 2022-10-01]. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2016.07.132

- [19] POBEDIN, A.V., A.A. DOLOTOV a V.V. SHEKHOVTSOV. Decrease of the Vibration Load Level on the Tractor Operator Working Place by Means of Using of Vibrations Dynamic Dampers in the Cabin Suspension. *Procedia Engineering* [online]. 2016, **150**, 1252-1257 [cit. 2022-10-05]. ISSN 18777058. Dostupné z: doi:10.1016/j.proeng.2016.07.136
- [20] CHOI, Kyujeong, Jooseon OH, Heung-Sub KIM, Hyun-Woo HAN, Jung-Ho PARK, Geun-Ho LEE, Jaho SEO a Young-Jun PARK. Experimental Study on the Dynamic Characteristics of Hydro-Pneumatic Semi-Active Suspensions for Agricultural Tractor Cabins. *Applied Sciences* [online]. 2020, **10**(24) [cit. 2022-10-14]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app10248992
- [21] PROKOP, Aleš. *Odpružení kabiny traktoru*. Brno:, 2010. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. David Kollhammer, Ph.D.
- [22] ACHEN, Albert, James TOSCANO, Robert MARJORAM, Ken St CLAIR, Bill MCMAHON, Alexander GOELZ a Shigeru SHUTTO. SEMI-ACTIVE VEHICLE CAB SUSPENSION USING MAGNETORHEOLOGICAL (MR) TECHNOLOGY. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power* [online]. 2008, **2008**(7-2), 561-564 [cit. 2022-10-15]. ISSN 2185-6303. Dostupné z: doi:10.5739/isfp.2008.561
- [23] OŽANA, Štěpán. *Navrhování a realizace regulátorů: učební text*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2605-9.
- [24] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.
- [25] SIRETEANU, Tudor, Dan STANCIOIU a C. W. STAMMERS. *Use of magnetorheological fluid dampers in semi-active driver seat vibration control*. Southampton, UK, 2002. Conference paper. ISVR.
- [26] ESHGARF, Hamed, Afshin AHMADI NADOOSHAN a Afrasiab RAISI. An overview on properties and applications of magnetorheological fluids: Dampers, batteries, valves and brakes. *Journal of Energy Storage* [online]. 2022, **50** [cit. 2022-10-16]. ISSN 2352152X. Dostupné z: doi:10.1016/j.est.2022.104648
- [27] HANSSON, P.-A. Control Algorithms for Active Cab Suspensions on Agricultural Tractors. *Vehicle System Dynamics* [online]. 2007, **25**(6), 431-461 [cit. 2022-10-25]. ISSN 0042-3114. Dostupné z: doi:10.1080/00423119608968975
- [28] ADRIANI, Sergio David, Rafael VIEIRA DE SOUSA, Carlos Alberto VALENTIM, Rubens Andre TABILE a José António Teneiro MACHADO. Fractional PID controller in an active image stabilization system for mitigating vibration effects in agricultural tractors. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2016, **2016**(131), 1-9. ISSN 0168-1699. Dostupné také z: <https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.11.001>

- [29] CAFFARO, Federica, Christian PRETI, Margherita MICHELETTI CREMASCO a Eugenio CAVALLO. Three-axial evaluation of whole-body vibration in agricultural telehandlers: The effects of an active cab-suspension system. *Journal of Occupational and Environmental Hygiene* [online]. 2017, **14**(10), 758-770 [cit. 2022-10-25]. ISSN 1545-9624. Dostupné z: doi:10.1080/15459624.2017.1334899
- [30] DEBOLI, Roberto, Angela CALVO a Christian PRETI. Whole-body vibration: Measurement of horizontal and vertical transmissibility of an agricultural tractor seat. *International Journal of Industrial Ergonomics* [online]. 2017, **58**, 69-78 [cit. 2022-11-05]. ISSN 01698141. Dostupné z: doi:10.1016/j.ergon.2017.02.002
- [31] SCARLETT, A.J., J.S. PRICE a R.M. STAYNER. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. *Journal of Terramechanics* [online]. 2007, **44**(1), 65-73 [cit. 2022-11-05]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2006.01.006
- [32] CORBRIDGE, C. a M. J. GRIFFITH. Vibration and comfort: vertical and lateral motion in the range 0.5 to 5.0 Hz. *Ergonomics* [online]. 1986, **29**(2), 249-272 [cit. 2022-11-05]. ISSN 0014-0139. Dostupné z: doi:10.1080/00140138608968263
- [33] SEIDEL, Helmut. On the Relationship between Whole-body Vibration Exposure and Spinal Health Risk. *Industrial Health* [online]. 2005, **43**(3), 361-377 [cit. 2022-11-05]. ISSN 0019-8366. Dostupné z: doi:10.2486/indhealth.43.361
- [34] DUKE, M. a G. GOSS. Investigation of Tractor Driver Seat Performance with Non-linear Stiffness and On-off Damper. *Biosystems Engineering* [online]. 2007, **96**(4), 477-486 [cit. 2022-11-09]. ISSN 15375110. Dostupné z: doi:10.1016/j.biosystemseng.2007.01.005
- [35] HOSTENS, I., K. DEPRez a H. RAMON. An improved design of air suspension for seats of mobile agricultural machines. *Journal of Sound and Vibration* [online]. 2004, **276**(1-2), 141-156 [cit. 2022-11-06]. ISSN 0022460X. Dostupné z: doi:10.1016/j.jsv.2003.07.018
- [36] STILES, M. A., J. A. LINES a R. T. WHYTE. A farmer's daily dose, part II: result of the tractor ride vibration survey. *Informal Group Meeting on Human Response to Vibration*, . Gosport: INM, 1994, 19-21.
- [37] STAYNER, R. M., D. J. HILTON a P. MORAN. *Protecting the tractor driver from low frequency ride vibration*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers CP, 1975.
- [38] BURDORF, A. a P. SWUSTE. The effect of seat suspension on exposure to whole body vibrations of professional drivers. *Annals of Occupational Hygiene*. 1993, **37**(1), 45-55.

- [39] HEIDARIAN, Alireza a Xu WANG. Review on Seat Suspension System Technology Development. *Applied Sciences* [online]. 2019, **9**(14) [cit. 2022-11-25]. ISSN 2076-3417. Dostupné z: doi:10.3390/app9142834
- [40] MACIEJEWSKI, Igor, Andrzej BLAZEJEWSKI, Sebastian PECOLT a Tomasz KRZYZYNSKI. A sliding mode control strategy for active horizontal seat suspension under realistic input vibration. *Journal of Vibration and Control* [online]. [cit. 2022-11-25]. ISSN 1077-5463. Dostupné z: doi:10.1177/10775463221082716
- [41] POLIVAEV, O I, A V LOSCHENKO, R G BELYANSKY a A N KUZNETSOV. Upgrading seat suspension of tractor Belarus 1221. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* [online]. 2019, **632**(1) [cit. 2022-11-25]. ISSN 1757-8981. Dostupné z: doi:10.1088/1757-899X/632/1/012051
- [42] ZHANG, Xiaolu, Yi QIU a Michael J. GRIFFIN. Transmission of vertical vibration through a seat: Effect of thickness of foam cushions at the seat pan and the backrest. *International Journal of Industrial Ergonomics* [online]. 2015, **48**, 36-45 [cit. 2022-12-07]. ISSN 01698141. Dostupné z: doi:10.1016/j.ergon.2015.03.006
- [43] ADAM, S.A., N.A. ABDUL JALIL, K.A. MD. REZALI a Y.G. NG. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International Journal of Industrial Ergonomics* [online]. 2020, **80** [cit. 2022-11-28]. ISSN 01698141. Dostupné z: doi:10.1016/j.ergon.2020.103014
- [44] LEE, Jung-Hwan, Hak-Jin KIM, Bong-Jin CHO, Jin-Ha CHOI a Young-Joo KIM. Road Bump Detection Using LiDAR sensor for Semi-Active Control of Front Axle Suspension in an Agricultural Tractor. *IFAC-PapersOnLine* [online]. 2018, **51**(17), 124-129 [cit. 2023-02-09]. ISSN 24058963. Dostupné z: doi:10.1016/j.ifacol.2018.08.074
- [45] CUONG, Do Minh, Sihong ZHU a Yue ZHU. Effects of tyre inflation pressure and forward speed on vibration of an unsuspended tractor. *Journal of Terramechanics* [online]. 2013, **50**(3), 185-198 [cit. 2023-02-11]. ISSN 00224898. Dostupné z: doi:10.1016/j.jterra.2013.05.001
- [46] *OECD STANDARD CODE FOR THE OFFICIAL TESTING OF PROTECTIVE STRUCTURES ON AGRICULTURAL AND FORESTRY TRACTORS: Code 4 - Static test*. OECD, 2023. Dostupné také z: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/04-oecd-tractor-codes-code-04.pdf>
- [47] OECD. OECD Agricultural Codes and Schemes. In: OECD. *Www.oecd.org* [online]. 2016 [cit. 2024-05-08]. Dostupné z: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/>
- [48] KARLIŃSKI, Jacek, Eugeniusz RUSIŃSKI a Tadeusz SMOLNICKI. Protective structures for construction and mining machine operators. In: *Automation in Construction 17 (2008) 232–244* [online]. 17. Wrocław University of Technology — Institute of Machines Design and Operation, Lukasiewiczza 7/9, 50-371 Wrocław, Poland:

Automation in Construction, 2008, s. 232–244 [cit. 2024-05-08]. ISSN 0926-5805. Dostupné z: doi:10.1016/j.autcon.2007.05.008

- [49] CLARK, Brian. *The Behaviour of Rollover Protective Structures subjected to Static and Dynamic Loading Conditions: Ph.D. Thesis* [online]. In: . Queensland University Of Technology, 2005, s. 60-92 [cit. 2024-05-08]. Dostupné z: https://eprints.qut.edu.au/16292/1/Brian_Clark_Thesis.pdf
- [50] PESSINA, Domenico a Davide FACCHINETTI. Fitting and testing roll-over protective structures on self-propelled agricultural machinery. In: *Journal of Agricultural Engineering* [online]. 44. 2013, s. 1-13 [cit. 2024-05-10]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.4081/jae.2013.390>
- [51] GONZALEZ, D. Ojados, B. Martin GORRIZ, I. Ibarra BERROCAL, B. Miguel HERNANDEZ, F. Caro GARCIA a P. Morales SANCHEZ. Development of an automatically deployable roll over protective structure for agricultural tractors based on hydraulic power: Prototype and first tests. In: *Computers and Electronics in Agriculture* [online]. 124. 2016, s. 46-54 [cit. 2024-05-11]. ISBN 0168-1699. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.compag.2016.03.027>
- [52] REKEM, Jakub. *Konstrukční návrh uložení kabiny traktoru*. Brno, 2020, 87 s. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121695>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [53] UCAR, H a I BASDOGAN. Dynamic characterization and modeling of rubber shock absorbers: A comprehensive case study. In: *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* [online]. 37 (3). Turkey: SAGE Publications, 2017, s. 509-518 [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1177/1461348417725954>
- [54] Materiál pro speciální použití – NBR. In: *Gumex* [online]. 2024 [cit. 2024-05-12]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/blog/material-pro-specialni-pouziti-nbr-221>
- [55] In: *The Engineering ToolBox: Friction-Friction Coefficients and Calculator* [online]. 2004 [cit. 2023-02-27]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [56] Utahovací momenty šroubů. In: *Briol: Spojovací materiály* [online]. CZECHGROUP.cz, 2013 [cit. 2023-02-24]. Dostupné z: <https://www.briol.cz/technicke-informace/utahovaci-momenty-sroubu>
- [57] ZETOR TRACTORS A.S. *Zetor* [online]. 2024 [cit. 2024-03-04]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-major>
- [58] ANSYS, INC. Mode Participation Factor and Effective Mass: Modal Analysis – Lesson 4. In: ANSYS, INC. <https://www.ansys.com/> [online]. 2020 [cit. 2024-03-31]. Dostupné

- z: https://courses.ansys.com/wp-content/uploads/2020/10/Lesson4_ModeParticipationFactorAndEffectiveMass.pdf
- [59] PASCHOLD, Helmud W a Alan G MAYTON. Whole-Body Vibration: Building Awareness in SH&E. *Professional Safety*. Silverchair, 2011, **54**(4), 30-35.
- [60] REHM, Bill, Arash HAGHSHENAS, Amir Saman PAKNEJAD, Abdullah AL-YAMI a Jim HUGHES. *Underbalanced Drilling: Limits and Extremes*. 1st. Texas: Gulf Publishing Company, 2012. ISBN 9780127999807.
- [61] HÖHERE BUNDESLEHR- UND FORSCHUNGSANSTALT FRANCISCO JOSEPHINUM. ROPS– Was steckt dahinter?. In: LAMPEL, Herbert. HÖHERE BUNDESLEHR- UND FORSCHUNGSANSTALT FRANCISCO JOSEPHINUM. *HBLFA Francisco Josephinum Wieselburg* [online]. josephinum.at - Alle Rechte vorbehalten, 2024 [cit. 2024-05-01]. Dostupné z: <https://www.josephinum.at/dam/jcr:335e0c4e-a7a0-4453-b7a1-3662260a1557/1156.pdf>
- [62] TROYANOVSKAYA, Irina a Anton KALUGIN. Certification tests of a protective device such as ROPS to ensure safe usage of tractors. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2018, (224), 6 [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402061](https://doi.org/10.1051/mateconf/201822402061)
- [63] Tractor & Construction Plant Wiki: Cab. In: *Www.tractors.fandom.com* [online]. 2024 [cit. 2024-05-18]. Dostupné z: <https://tractors.fandom.com/wiki/Cab>

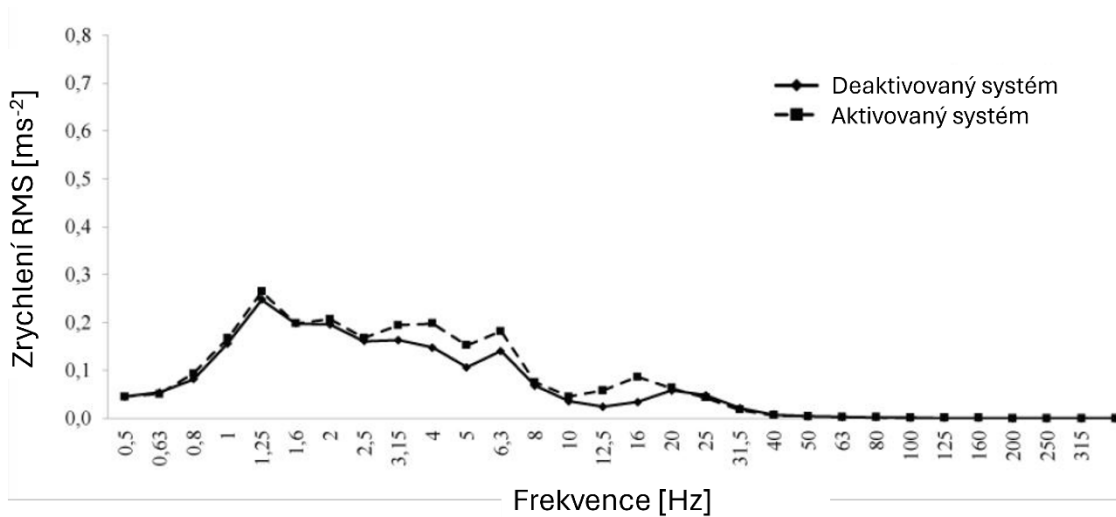
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	Zrychlení systému
<i>CAD</i>		Počítačem podporované kreslení
<i>CAN bus</i>		Standardní sběrnice systém vozidel
c_{semi}		Semi-aktivní člen
<i>ECU</i>		Řídicí jednotka
E_{IL1}	[J]	Množství pohlcené energie prvního podélného zatížení
E_{IL2}	[J]	Množství pohlcené energie druhého podélného zatížení
E_{IS}	[J]	Množství pohlcené energie bočního zatížení
f	[Hz]	Frekvence
F	[N]	Síla
F'	[N]	Reakční síla
<i>FFT</i>		Rychlá Fourierova transformace
F_{max}	[N]	Maximální reakční síla
<i>FOPS</i>		Systém ochrany před padajícím předmětem
<i>GPS</i>		Satelitní navigační systém
<i>HMH</i>		Redukovaného napětí von-Mises
i	[-]	Počet válců motoru
<i>IMU</i>		Snímač pro měření zrychlení, magnetického pole a úhlové rychlosti
<i>ISO</i>		Mezinárodní organizace pro normalizaci
k	[N·m ⁻¹]	Tuhost systému
<i>LiDAR</i>		Světelná detekce a měření rozsahu
<i>LQG</i>		Lineární kvadratický Gaussův regulátor
<i>LVDT</i>		Snímač určený pro malé posuvy
<i>SPM</i>		Samojízdný zemědělský stroj
<i>LQR</i>		Lineární kvadratický regulátor
M	[kg]	Referenční hmotnost
M_b	[kg]	Hmotnost bezrámové konstrukce
M_c	[kg]	Hmotnost kabiny
<i>MKP, FEM</i>		Metoda konečných prvků
<i>MR</i>		Magnetoreologická technologie
M_{se}	[kg]	Hmotnost sedadla
n_{1rez}	[min ⁻¹]	Rezonanční otáčky 1. tvaru kmitání

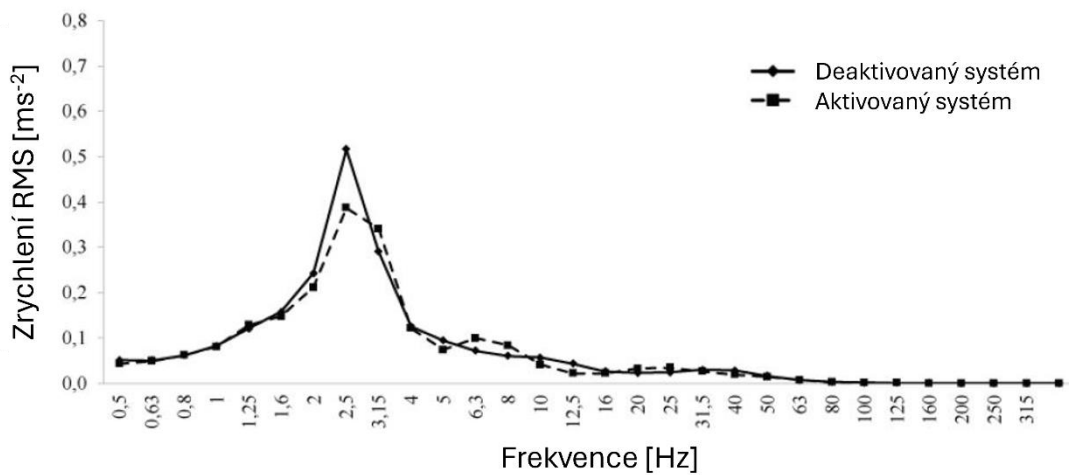
$n_{2\text{rez}}$	$[\text{min}^{-1}]$	Rezonanční otáčky 2. tvaru kmitání
<i>OECD</i>		Organizace pro hospodářskou spolupráci a rozvoj
<i>PID</i>		Proporcionální, Integrovaný a Derivační regulátor
<i>RBE2, RBE3</i>		Typy tuhých prvků
<i>RMS</i>		Efektivní hodnota
<i>ROPS</i>		System ochrany při převrácení
<i>SMC</i>		System kontroly posuvu
t	$[\text{s}]$	Čas
v_0	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$	Rychlost proudu nestlačitelné tekutiny
Δp	$[\text{Pa}]$	Tlaková ztráta proudu
κ	$[-]$	Řád harmonické složky
ρ	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$	Hustota tekutiny
Ω		Vlastní frekvence
<i>UTV</i>		Užitkové terénní vozidlo
<i>ROV</i>		Rekreační terénní vozidlo

SEZNAM PŘÍLOH

příloha 1 Frekvenční spektrum v 1/3 oktávovém spektru sedadla řidiče v ose x (*porovnání mezi aktivovaným a deaktivovaným systémem zvýrazněno o hodnotu ,05, **porovnání mezi aktivovaným a deaktivovaným systémem zvýrazněno o hodnotu ,01) [29] (upraveno).



příloha 2 Frekvenční spektrum v 1/3 oktávovém spektru sedadla řidiče v ose x (*porovnání mezi aktivovaným a deaktivovaným systémem zvýrazněno o hodnotu ,05, **porovnání mezi aktivovaným a deaktivovaným systémem zvýrazněno o hodnotu ,01) [29] (upraveno).



Příloha 3 Přehled všech nalezených módů

Módy [-]	Frekvence [Hz]	Módy [-]	Frekvence [Hz]	Módy [-]	Frekvence [Hz]	Módy [-]	Frekvence [Hz]
1	11,2	21	112,5	41	194,1	61	268,5
2	13,3	22	118,8	42	198,0	62	269,5
3	20,5	23	123,3	43	205,1	63	271,8
4	21,1	24	127,5	44	209,2	64	276,8
5	27,7	25	130,9	45	213,7	65	279,2
6	28,7	26	136,1	46	221,9	66	281,2
7	31,3	27	140,4	47	224,1	67	282,5
8	39,4	28	141,4	48	226,2	68	284,2
9	39,5	29	142,3	49	232,6	69	299,1
10	51,7	30	144,3	50	235,5	70	302,6
11	57,5	31	152,8	51	239,1	71	303,4
12	62,9	32	153,5	52	241,0	72	305,2
13	70,7	33	158,5	53	241,8	73	307,2
14	73,9	34	163,7	54	246,7	74	308,4
15	77,3	35	165,9	55	248,0	75	312,8
16	80,4	36	175,5	56	253,5	76	315,1
17	84,0	37	178,7	57	253,6	77	316,7
18	87,2	38	183,7	58	256,7		
19	90,0	39	184,6	59	257,8		
20	102,8	40	191,9	60	265,2		