

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

VYSOKÉ
UČENÍ
TECHNICKÉ
V BRNĚ



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

INTERAKCE MOBILNÍCH PRACOVNÍCH STROJŮ A POJÍŽDĚNÉHO PODLOŽÍ

INTERACTION BETWEEN MOBILE WORKING MACHINES AND ROLLED SURFACES

DOKTORSKÁ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ING. JAN POKORNÝ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

DOC. ING. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSC.

BRNO 2010

Abstrakt

Tato práce se zabývá vzájemnou interakcí jedoucího mobilního pracovního stroje s pojížděným podložím se zaměřením na chování stroje a jeho konstrukčních celků při jízdě po povrchu, přičemž v práci jsou zahrnuty i pracovní stroje, které současně s jízdou mění stav povrchu, které mění podmínky nejen pro jízdu, ale i práci stroje.

Interakce pracovního stroje a pojížděného povrchu je v této práci kategorizována a na základě těchto kategorií je navržen postup a metody k řešení jednotlivých úloh. V této práci jsou uvedeny tři případové studie. Vzhledem ke značnému využití simulačních programů je v práci uvedena také použitá metodika při vytváření simulačních modelů.

V práci uvedené tři případové studie zahrnují komplexní řešení hydraulického pohonu budiče vibrací vibračního válce, dále příklad jedoucího malého přívěsu s pracovním zařízením se zaměřením na sledování zatěžovacích účinků na rám podvozku. Třetím příkladem je řešení rámu podvozku zemědělského vozu. Tato případová studie je nejrozsáhlejší kapitolou práce díky zahrnutí průzkumu trhu na počátku vývoje i verifikace nasimulovaných dat pomocí měření na reálném prototypu na konci vývoje rámu podvozku.

Klíčová slova

simulace jízdy, Multi Body System, budič vibrací, hydraulický okruh, interakce, zemědělský návěs

Abstract

This dissertation thesis is concerning with an interaction between mobile working machines and rolled surfaces. Machines and their constructions parts behavior were observed. There are some machines that can change state of surface. And due to these change of surface the machine is in different conditions for drive and also for works.

The interaction of working machines and rolled surfaces was categorized in this work and for each category here is a methodic work flow for solution of various cases. Three examples are described in this work. Some simulating programs were used for all cases and therefore there is a methodic work flow for creating and simulating of models.

Three described examples include a complex solution of hydraulic drive for vibration exciter of vibration roller, small cleaner of canalizations with aim on load case to frame of this cart. The third example describes solution of undercarriage frames of agricultural semi-trailers. This example is the most extensive chapter from this work due to including of marketing research at the beginning of development and also verification of simulated results with results from real prototype tests at the end of development of these undercarriage frames.

Keywords

drive simulation, Multi Body System, vibration exciter, hydraulic circuit, interaction, agricultural semi-trailer

Bibliografická citace

POKORNÝ, J. *Interakce mobilních pracovních strojů a pojezděných materiálů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2007. 138 s. Vedoucí disertační práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svému školiteli Doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. a všem spolupracovníkům a přátelům z Fakulty strojního inženýrství a zvláště kolegům z Odboru transportních a stavebních strojů na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství za jejich za cenné rady a zkušenosti.

Dále děkuji odborníkům ze společností AMMANN, EUROM a ZDT za jejich podmětné připomínky a umožnění kontaktu s praxí, jakožto důležitým zdrojem informací pro tuto práci.

Poděkovat chci dále svým blízkým za jejich podporu během studia.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně na základě dostupné literatury a podkladů na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství a konzultací se svým školitelem a odborníky v daném oboru.

V Brně dne

Ing. Jan Pokorný

Obsah

1. ÚVOD	9
2. CÍL PRÁCE	11
3. SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ	12
4. KATEGORIZACE INTERAKCE JEDOUcíHO STROJE A POVRCHU	18
4.1. STROJE PŘI JÍZDĚ NEZPŮSOBUJÍ TÉMĚŘ ŽÁDNÉ ZMĚNY POVRCHU	19
4.1.1. <i>Determinace dynamických účinků na stroj</i>	20
4.1.2. <i>Optimalizace jízdních a jiných vlastností stroje</i>	21
4.1.3. <i>Sledování působení strojů na povrch</i>	21
4.2. STROJE PŘI JÍZDĚ ZPŮSOBUJÍ ZÁSADNÍ ZMĚNY POVRCHU	22
4.2.1. <i>Minimalizace hutnění povrchu</i>	22
4.2.2. <i>Maximalizace hutnění povrchu</i>	23
4.2.3. <i>Zdokonalení tvaru nástroje přetvářejícího povrch</i>	24
4.2.4. <i>Sledování změn podloží a jeho vlastností</i>	25
4.3. JEDOUcí STROJ A POVRCH NA SEBE VYVÁŽENĚ VZÁJEMNĚ PŮSOBÍ	25
4.3.1. <i>Stroj reaguje na vyvolanou změnu vlastností povrchu</i>	26
4.4. SHRNUtÍ	27
5. MODELOVÁNÍ A SIMULACE	28
5.1. MODEL	28
5.1.1. <i>Diskrétní model</i>	28
5.1.2. <i>Spojité model</i>	29
5.2. SIMULACE	29
5.3. VERIFIKACE	30
5.4. SHRNUtÍ	30
6. ZEMĚDĚLSKÝ UNIVERZÁLNÍ NÁVĚS PŘÍPOJNÝ ZA TRAKTOR	32
6.1. VÝVOJ KONCEPCE UNIVERZÁLNÍHO ZEMĚDĚLSKÉHO VOZU	35
6.1.1. <i>Průzkum trhu – preference zákazníků</i>	35
6.1.2. <i>Průzkum trhu - současné vozy na Evropském trhu</i>	37
6.1.3. <i>Koncepce nového vozu</i>	41
6.2. MATEMATICKÝ MODEL TRAKTOROVÉ SOUPRAVY S NÁVĚSEM	41
6.3. ZJEDNODUŠENÝ MODEL TRAKTOROVÉ SOUPRAVY V SYSTÉMU AMESIM	45
6.3.1. <i>Popis modelu</i>	45
6.3.2. <i>Výsledky</i>	46
6.4. SIMULACE JÍZDY PŘÍVĚSU A NÁVĚSU O STEJNÝCH PARAMETRECH	47
6.4.1. <i>Popis modelu</i>	47
6.4.2. <i>Výsledky simulace</i>	49
6.5. SIMULACE NÁVĚSŮ O CELKOVÉ HMOTNOSTI VYŠŠÍ NEŽ 21 TUN	50
6.5.1. <i>Popis modelů</i>	52
6.5.2. <i>Výsledky simulací</i>	56
6.5.3. <i>Pevnostní kontrola rámu pro bogie nápravu při extrémním zatížení</i>	63
6.5.4. <i>Pevnostní kontrola rámu tříosého návěsu při jízdě po nerovné silnici</i>	64
6.6. KONCEPCE VOZU „HIGH-TECH“	66
6.6.1. <i>Popis „High-tech“ vozu</i>	67
6.7. VERIFIKACE VYBRANÝCH SIMULAČNÍCH MODELŮ	68
6.7.1. <i>Popis prototypu, měřícího řetězce a umístění měřících členů</i>	68

6.7.2. Průběh a postup měření	70
6.7.3. Použité metody pro zpracování dat a odhad životnosti rámu	71
6.7.4. Výsledky měření	74
6.7.5. Odhad životnosti rámu podvozku	80
6.7.6. Závěr z měření	81
6.8. SHRNUTÍ	81
7. MALÝ PŘÍVĚS S PRACOVNÍM ZAŘÍZENÍM PRO TLAKOVÉ ČISTĚNÍ.....	83
7.1. SIMULACE JÍZDY PŘÍVĚSU NESOUCÍHO TLAKOVÝ ČISTIČ	84
7.1.1. Popis modelu	84
7.1.2. Výsledky simulací	86
7.2. PEVNOSTNÍ ANALÝZA RÁMU PODVOZKU	88
7.3. SHRNUTÍ	90
8. INTELIGENTNÍ VIBRAČNÍ VÁLEC S REGULAČNÍM BUDIČEM VIBRACÍ.....	91
8.1. INTELIGENTNÍ STROJ – VIBRAČNÍ VÁLEC	91
8.2. ZHUTŇOVÁNÍ POVRCHU VIBRAČNÍMI VÁLCI	92
8.3. URČENÍ MÍRY ZHUTNĚNÍ POVRCHU	93
8.3.1. Systémy založené na měření zrychlení běhounu	95
8.3.2. Systémy založené na jiném principu	96
8.4. REGULOVATELNÝ BUDIČ VIBRACÍ	96
8.4.1. Přímkový vektor vibrace	96
8.4.2. Rotující vektor vibrace	97
8.4.3. Oscilační buzení	98
8.5. MODEL REGULAČNÍHO BUDIČE VIBRACÍ	99
8.5.1. Dynamický model budiče vibrací	100
8.5.2. Model hydraulického okruhu pro pohon regulačního budiče vibrací	106
8.6. SIMULACE HUTNĚNÍ - MODEL PODLOŽÍ	115
8.7. SHRNUTÍ	119
9. ZÁVĚR.....	121

1. Úvod

Pohyb stroje po povrchu je možný díky vzájemnému působení obou subjektů. Dle definice pojmu „Interakce“ se jedná o vzájemné působení s důrazem na oboustrannou aktivitu [152]. Pojíždějící stroj tedy působí svým podvozkem nebo nástrojem na povrch a naopak povrch svými vlastnostmi ovlivňuje jízdu a chování stroje. V některých případech je interakce mezi těmito subjekty zcela zřejmá a v některých případech je nutné pohlédnout na daný vzájemný vztah z jiného úhlu.

Prvním pojíždějícím strojem v historii byly sáně. Podložením saní kulatinami byl při stavbě pyramid objeven valivý pohyb, který je základem kola. Kolo vzniklo v době přibližně 4000 let před naším letopočtem a jeho použití v současnosti je všude viditelné [53]. Už v Egyptě 1500 let před naším letopočtem existovaly vozy se dvěma koly. Vznik kola velmi lidstvu pomohl, avšak ne pro každý terén se kolo hodí. To si uvědomovala celá řada vynálezců, kteří se tento problém snažili různě řešit. Jedním z úspěšných řešení je pásový podvozek. Koncem 18. století byly první pokusy postavit pásový podvozek, avšak první stroje byly postaveny až začátkem 20. století ve Waterville v USA [158]. Hlavní rozvoj těchto podvozků byl za první světové války, kdy bylo pásového podvozku využito při výrobě tanků. Současnost nabízí už dokonce několik řešení kombinující kolo a pás.

Při vývoji podvozků a vozidel bylo s postupem času nutné uvažovat, jakým způsobem se bude chovat stroj na pojížděném povrchu, kde budou jeho limity při jízdě v různých terénech a jaká rychlost bude vhodná pro přepravu osob a různých materiálů. Velký rozmach vývoje samojízdných strojů zažila Evropa okolo 19. století. Do té doby existovaly pouze vozy tažené lidskou nebo zvířecí silou, přičemž dlouhou dobu neexistovalo jakékoliv tlumení a pružení náprav. V roce 1817 Karl Drais postavil první bicykl [153]. Bicykl prodělal silný rozvoj od doby svého vzniku, ale teprve až v roce 1887 John Boyd Dunlop vytvořil první pneumatiku pro tricykl svého syna [53]. V té době už většina vozů měla odpružení a to zejména pomocí listové pružiny. Místo pneumatik se používaly pouze pogumované obruče. První automobil na pneumatikách byl značky Peugeot a bratři Michelinové se s ním zúčastnili závodu Paříž-Bordeaux-Paříž v roce 1895. Tehdy se ke konci závodu vzdali po výměně všech 22 náhradních duší a byli terčem posměchu [53]. V současnosti je pneumatika používána na téměř všech vozidlech a plné „pneumatiky“ jsou použity jen ve výjimečných případech. Pneumatiky v dnešní době mají celou řadu vlastností, které ovlivňují jízdní vlastnosti strojů a zatížení prvků podvozků i celých jedoucích strojů a v neposlední řadě i zatížení pojížděného povrchu. Výchozími body pro řešení úlohy jednoduchého případu interakce jedoucího stroje na povrchu jsou vlastnosti pneumatiky, charakteristiky pružení s tlumením společně s hmotnostmi jednotlivých částí stroje.

Objev kola a zvláště pak později pásového podvozku umožnil rozvoj různých pracovních strojů včetně například zemědělské techniky. Zemědělství je jednou z nejstarších činností lidstva, kde se využívalo nářadí už od pravěku, avšak až s objevem kola mohlo dojít k výraznějšímu posunu ve vývoji pracovních zařízení a nástrojů. Dalším milníkem bylo uvedení do provozu parního stroje (James Watt 1765) [157] a jeho následné aplikace zvláště pak na samojízdné stroje. Avšak parní stroj se pro pohon traktorů pro svou váhu neosvědčil, protože se stroje bořily do půdy, což byl velmi nepříjemný vedlejší jev. To znamená, že už v této době byla sledována interakce těžkého traktoru s rozmáčenou půdou a podobné to bylo i v případě těžkých vozů pro dopravu na nebezpečných komunikacích. Z této problematiky vychází snaha o cílené ztuhnutí povrchů komunikací, čehož je dosahováno interakcí pracovního stroje (hutnický válec) s povrchem.

Pro další rozvoj dopravních i pracovních strojů včetně traktorů byl důležitý vznik spalovacího motoru. S počátku se jednalo o zážehové motory (1876) [156] a později i o vznětové motory (1897) [159]. První traktor postavil John Froelich v roce 1892 [22]. V současnosti jsou traktory i o několik řádů výkonnější než první modely. Traktor postupně nahrazoval koňská či jiná spřežení a vyvíjely se různé nástroje a zařízení připojitelné k traktoru. Ubíhajícím časem a rostoucími výkony traktorů se měnil tvar i počet ořebních těles, které při jízdě soupravy traktoru a pluhu v interakci s povrchem zásadně mění vlastnosti půdy.

Avšak zemědělství není jediným místem využití kolového či pásového podvozku, kde dochází k interakci stroje s povrchem. Kola jsou v dnešní době nepostradatelná pro dopravu osob, materiálů a strojů. Každý výrobce vozidel chce dosáhnout co nejlepšího komfortu, objemu a rychlosti přepravy a co nejlepších jízdních vlastností vozů. To vyžaduje zabývat se interakcí vozidla a pojezdového materiálu. Pásové podvozky jsou pro své charakteristické vlastnosti využívány mimo zemědělství také ve vojenství a stavebnictví. Avšak i při návrhu pásového podvozku je zapotřebí řešit úlohy spojené s interakcí stroje a povrchu. Stavební stroje, stejně jako některé zemědělské, působí navíc při jízdě na pojezdové podložce a tím mění jeho vlastnosti. Současné stavební stroje pak mohou umět v interakci s podloží a v závislosti na jeho aktuálním stavu měnit své vlastnosti, parametry a chování.

Při pohledu kolem nás vidíme nespočetné množství strojů, které se pohybují po povrchu a jsou s ním v interakci. Některé stroje působí na povrch pozvolna, jiné silněji a z druhé strany některé povrchy působí na stroje mírně a jiné jej ovlivňují výrazně. Je tedy nutné provést kategorizaci tohoto vzájemného působení mezi pojezdjícím a pojezdovým subjektem. Každá z kategorií má svá specifika, ke kterým je potřebné přihlížet při řešení podobné úlohy. V této disertační práci je popsán navržený způsob kategorizace i možné řešení některých kategorií vzájemného působení jedoucího stroje a povrchu.

2. Cíl práce

Cílem práce je analýza interakce jedoucího pracovního stroje s povrchem s různou mírou sledování změn vlastností povrchů i strojů. Za tímto účelem bude vytvořen systém kategorizace vzájemného působení, který pro zařazení do jednotlivých kategorií využívá sledování různých změn vlastností povrchu. Důležitým aspektem této práce bude sledování silových a i jiných účinků na stroj za účelem dalších analýz vybraných částí stroje a to pokud možno bez nutnosti jeho realizace formou drahých prototypů či modelů.

Jedním z cílů je vytvoření metodického postupu při návrhu mobilního pracovního stroje a nebo jeho jednotlivých dílčích částí jako jeho podvozek, rám či samotné pracovní zařízení a další prvky. Tato metodika by měla popsat děje v rozmezí prvního návrhu zařízení až po výrobu prototypu a verifikaci modelu.

Dalším cílem práce je sledování a rozbor silových účinků na pracovní mechanismy i jiné dílčí části strojů jako rámy, pohony či podvozky. Na základě těchto analýz, lze odvozovat další úvahy zaměřené na pevnost, životnost, požadované charakteristiky například hydraulických systémů.

V této práci budou detailně popsány tři příklady interakce jedoucího stroje a pojezdového povrchu. Tyto příklady budou prostředkem pro zobecnění navržené metodiky. Bude se jednat se o pracovní přívěs o poměrně nízké hmotnosti za osobní automobil, zemědělské návěsy za traktor o vysokých hmotnostech a vibrační válce. Všechny tyto příklady budou řešeny přístupem navrženým v této práci a budou využívat identifikace působících sil, které vznikají vlivem interakce stroje a povrchu, k navazující pevnostní analýze a nebo k analýze chování a požadavků na dílčí prvky těchto celků. Použitá metodika bude následujícího charakteru:

- kategorizace interakce stroje s povrchem
- rozbor silových i jiných účinků na stroj a povrch
- zahrnutí výsledků do navazujících analýz

3. Současný stav poznání

Problematickou interakce jedoucího stroje a povrchu se již zabývala a v současnosti zabývá celá řada velkých jmen a institucí. V nedaleké minulosti vznikl a i dnes vzniká nespočet metodických přístupů pro řešení vybraných detailů této komplexní problematiky. Bez hlubšího pohledu se může jevit interakce stroje s povrchem jednoduchá, avšak při důkladnějším prozkoumání ať už jednotlivých detailů či globálního řešení se ukáže její složitost.

Většina výzkumů je zaměřena pouze na dílčí část interakce stroje a povrchu. Velmi častým tématem je zlepšení jízdních vlastností a pohodlí pro cestující. Změnou nastavení parametrů zavěšení kol (tuhost pružin, tlumiče) se snaží docílit zlepšení mnoho výzkumných týmů [28], [36]. Někteří jdou dále a nemění jen hodnoty, ale i charakteristiky a chování těchto prvků [132]. Výsledkem nejednoho výzkumu je volba aktivních prvků, které využívají složitých algoritmů ke zlepšení jízdního komfortu i jízdní stability [37]. Na oblast komfortu jízdy přímo navazují výzkumy vlivu jízdy stroje na jeho posádku [138]. V roce 1997 se Tatsuro Muro zaměřil na rozdíl mezi 4WD, RWD a FWD pohonem vozidla, při jízdě na písčitém skloněném terénu [65]. Muro se zaměřil na jízdní vlastnosti při jízdě do i z kopce. O rok později (1998) použil stejný výpočetní model k analýze RWD pohonu [67]. Cílem navazující práce bylo najít vhodnou polohu těžiště vozu.

Kontakt pneumatiky či pásu s povrchem je často sledován ze strany povrchu, zejména jde-li o půdu v lesích či na polích. Tímto pohledem se zabývá celý vědní obor Terramechanika. J. Wong v roce 2006 provedl výzkum, kde sledoval rozdíly mezi pásovými a kolovými podvozky využívanými ve vojenství [135]. Ten samý autor v roce 1996 společně s C. Liu prezentoval využití softwaru FEM (Final Elements Methods) MSC.MARC pro simulaci interakce pneumatiky s půdou [58]. V roce 2003 H. Nakashima společně s Wongem publikovali vytvořený trojrozměrný model pneumatiky pomocí MKP s dokonalejším chováním v elastických oblastech [68].

Srovnání pásových a kolových podvozků je značně složitou záležitostí. Peter Pernis v roce 2010 publikoval rozdíly trakčních schopností stejných typů traktorů s různými typy podvozků [78]. Pernis došel k závěru, že kolové traktory mají nesporně širší využití v praxi a že pásové podvozky nesoucí šasi kolových traktorů nemají konkurenceschopné parametry v tahu. O měsíc později reagoval na Pernise Michal Krůtiš, který většinu popisovaných nevýhod pásových traktorů vyvrátil a uvedl, jak vhodně využít pásové traktory, které jsou cíleně vyvíjeny pro pásové podvozky [52].

Alexandr Grečenko v roce 2003 [32] představil svůj návrh pro hodnocení nejen zemědělských pneumatik podle vlastního parametru, který nazývá „Compaction number rating“. Metodiku pro jeho stanovení upravil a prezentoval později v roce 2009 [33]. V roce

2009 se skupina vědců (Thomas Way, Tadashi Kishimoto a kolektiv) zabývala výzkumem vlivu nahuštění pneumatik a vlivu výšky a šířky pneumatiky na sypnou hustotu poježděného povrchu [133]. Jízda stroje však nezpůsobuje pouze zhutnění poježděného materiálu. Zvláště v sypkých a nepevných materiálech zůstávají viditelné stopy v povrchu zvané koleje či rýhy. Tím se zabýval například J. Hambleton (2009) [35], který simuloval tento jev pomocí MKP ABAQUS. Navíc zkoumal i tvoření vlny materiálu před taženým a poháněným kolem. Skupina vědců z USA (Tennessee, Champaign), které vedl Kun Liu (2009) se zabývala vlivem otáčení vozidla na velikost vyjetých kolejí [59]. Výzkum prováděli na vojenských vozidlech, se kterými jezdili pomocí GPS ve spirále konstantní rychlostí.

Účinky těžké zemědělské i jiné techniky s kolovými podvozky na půdu sledovala nejedna skupina vědců z celého světa. Ve Švédsku se tímto problémem zabývali Birger Danfors [24] a Ararso Etana [29] (1994) a v roce 2001 prezentoval výsledky z několika polních experimentů J. Arvidsson [7], [8]. V Rusku se touto problematikou zabýval například V. Rusanov [100], který se snažil zavést standardy pro zemědělská vozidla s ohledem na zatížení půdy. Mezinárodní kolektiv, který vedl L. Alakukku (Finsko, Švýcarsko, Anglie, Nizozemí, Portugalsko, Německo) v roce 2003 publikoval příspěvek zabývající se strategií pro prevenci a ochranu před hutněním zemědělské půdy způsobeného vlivem provozu těžkých strojů na polích [2].

Oblastí výzkumu interakce stroje a povrchu se mimo jiné zabývá i A. Oida z Japonské univerzity v Tokiu. Oida se v roce 1995 zabýval společně s H. Itoh a M. Yamazaki měřením účinků na 4WD a 4WS traktoru, který jezdil dokola v rýžovém poli [40]. Při tomto měření sledovali rozdíl chování strojů s říditelnou jednou nebo dvěma nápravami. O čtyři roky později (1999) prezentovali numerickou simulaci 4WD a 4WS traktoru pohybujícího se v rýžovém poli [41]. Oida se však zabýval i dalšími stroji. V roce 2002 například publikoval simulaci jízdy vibračního válce s různě profilovaným běhounem [73]. Simulace byla provedena za pomoci DEM. Metoda DEM bývá však běžně užívána k jiným úlohám jako míchání, drcení, ale i manipulace s partikulárními látkami o stejné i různé zrnitosti a tvaru zrna.

Důležitým bodem výzkumu interakce stroje a povrchu je pro pohyb stroje nejčastěji využívané kolo a přesněji pneumatika. Pneumatika vznikla v roce 1887 a od té doby prošla značným vývojem. Testů vlivu pneumatik na jízdní vlastnosti je celá řada od mediálně známých testů letních či zimních pneu prováděných různými autokluby (ADAC, DEKRA, atd.) až po odborné testy v laboratorních podmínkách [69], [47]. Vzhledem k současným trendům simulací je však nutné mít k dispozici i virtuální pneumatiky. Existuje několik matematických modelů pneumatik. Tím nejjednodušším je Fiala model, který má pouhých 10 vstupních proměnných. O něco kvalitnější modely nesou označení Pacejka a byly vytvořeny na základě modelů Magic-Formula. Avšak sám Pacejka, jenž se v této oblasti

dlouho pohyboval [76], se přímo na těchto modelech nepodílel. Jedním z nejpropracovanějších modelů je F-Tire. Tento model vyvíjela automobilka Honda a k ní se později přidal i pneumatikářský koncern Continental. Model F-Tire vykazuje výsledky nejvíce odpovídající praxi, avšak pro jeho použití je zapotřebí znát velké množství parametrů simulované pneumatiky [51].

Kolové podvozky a některá jejich úskalí zkoumá Piotr Dudzinsky z Varšavy, který je zaměřený zejména na stavební stroje mimo jiné i s kloubovými rámy. Roku 1986 napsal článek zabývající se více nápravovými stroji s více hnanými nápravami a z toho vyplývajícími kinematickými neshodami mezi jednotlivými koly [26]. V roce 1983 dále uveřejnil příspěvek zaměřený na problematiku otáčení kloubových strojů [25]. Ve stejném roce a dále i v roce 1987 Oida popsal chování otáčejícího se kloubového traktoru v rýžovém poli [71], [72]. Dudzinsky roku 2005 vydal celou knihu zabývající se podvozky stavebních strojů [27]. V roce 1983 Jan Vévoda z VUT věnoval podvozkům pracovních strojů kapitolu ve svých skriptech [123]. Vévoda se v této kapitole zabývá kolovými i pásovými podvozky a jejich vlastnostmi.

Po kolových podvozcích jsou pásové podvozky další často používanou variantou řešení pojezdu stroje po povrchu. I zde je zástup výzkumných týmů, řešících průjezdnost různými typy terénů od asfaltu přes sníh [30], [136] až po zeminu. V roce 1996 sestavil D. Wyk a kolektiv matematický model interakce mezi pásovým podvozkem a povrchem [137]. Robert Grisco v roce 2006 publikoval svůj model pro určení trakčních schopností pásových podvozků [34]. Trojrozměrný model pásového podvozku s šesti stupni volnosti každého článku podvozku vytvořil a opublikoval D. Rubinstein (2004) [98]. Na tuto práci sám navázal [99] a v roce 2007 se zaměřil detailněji na interakci článku pásu s povrchem zahrnující vlastnosti jako plasticita a podobně. W. Park a kolektiv (2008) popisoval vývoj vlastního softwaru pro odhad trakčních schopností vozidel s pásovými podvozky [77]. Zvláštními terény a jejich zdoláváním pásovými vozidly se zabývali A. Falk (2004) [30] a J. Wong (2008) [136], kteří řešili jízdu převážně vojenské techniky ve sněhu. Za neobvyklý povrch lze považovat i čerstvý beton. Metodiku pro návrh stroje pro tento typ povrchu publikovali D. Tran, J. O'Brien a Tatsuro Muro (2002) [120].

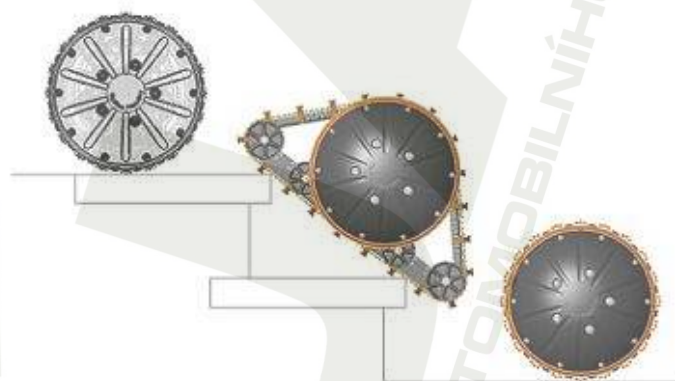
Z hlediska zeminy (povrchu) se pásovými podvozky zabývá M. Berli a kolektiv (2003) [15]. Tato skupina prováděla polní testy na různě vlhkých površích a zjišťovala míru působících vlivů na zhutnění povrchu. Gianni Ferreti v roce 1999 vytvořil model simulující zemědělské pásové vozidlo [31]. Vliv jízdy pásového vozidla na terén popsal roku 2007 kolektiv Q. Li, P. Ayers a A. Anderson [57]. Rozdíly při hutnění kompostu silničním válcem a strojem s pásovým podvozkem sledoval a popsal převážně Japonský tým, který vedl Tatsuro Muro (1998) [66]. V Itálii roku 1995 Adolfo Marsili vedl studii zaměřenou na sledování rozdílů mezi gumovými a ocelovými pásy podvozků [62].

V České republice se zabývá pásovými podvozky například Milan Chalupa z Univerzity obrany v kooperaci s českou pobočkou MSC. Software. Společně řeší rychlostní limity a omezení pásových podvozků [38], [39]. Jejich cílem je dosáhnout směrově stabilního vojenského vozidla pro jízdu v konvoji.



Obr. 1 – Galileo wheel [150]

Některé nevýhody běžných pásových podvozků lze odstranit změnou koncepce podvozku a také kombinací pásů a kol. Skupina vědců (Kenji Watanabe, Masanori Kitano, Akihiro Fugishima) se zaměřila na čtyř-pásový říditelný podvozek (4TD, 4TS, FTD, FTS, RTD, RTS) a jeho vlastnosti [131]. Watanabe a Kitano v roce 1986 uveřejnili studii schopností řízení kloubových pásových vozidel [130]. V roce 1988 uveřejnili v širší kolektivní práci na téma manévru ve vysoké rychlosti pásových vozidel [50]. Současnost dále nabízí jiná řešení jako například tzv. kolopásky, kdy na dvě nápravy s pneumatikami se připevní pásy. Objevují se nízkotlaké pneumatiky, Galileo wheel, což je „pneumatika“ s možností výrazné deformace (Obr. 1) [150]. V dnešní době dokonce již existují prototypy hybridu mezi kolem a pásem (Obr. 2) vyvinutým v Izraeli společností Galileo Mobility Instruments Ltd. [149].



Obr. 2 – Hybrid kola a pásu [149]

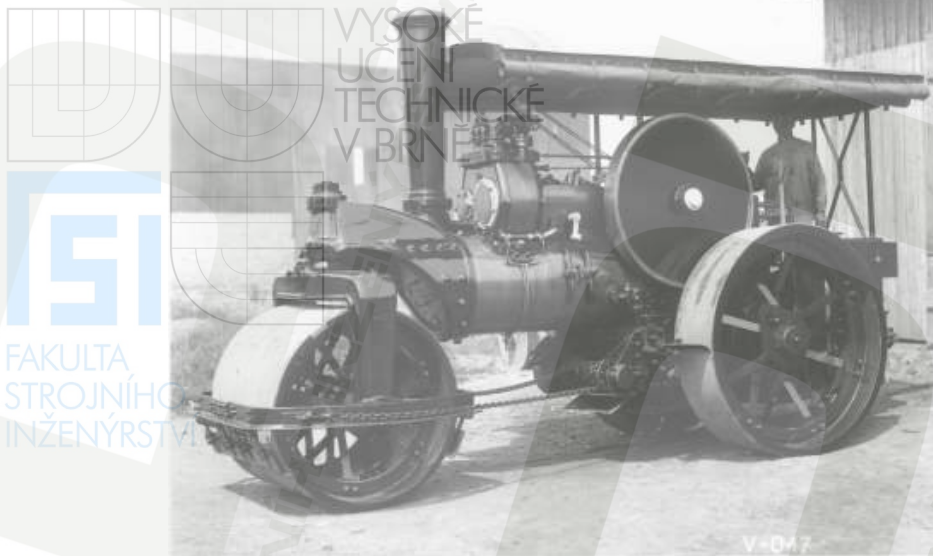
Už za druhé světové války existovalo vozidlo poháněné šnekovicí (Obr. 3). Tento způsob pojezdu a pohonu býval používán i pro obojživelná vozidla a je určen pro sněhový, ledový, bažinatý a bahntý terén a je využíván i v současnosti [54]. Chrysler corporation vyráběla vozidla pro armádu v období Vietnamské války [160].



Obr. 3 – Vozidlo s pohonem pomocí šnekovice [160]

Zejména ve stavebním průmyslu jsou případy, kdy hutnění povrchu pojíždějícím strojem je žádoucí. Za těmito účely se nejčastěji používá válců. Zhutňování povrchů pomocí válců je proces starý přes jedno století (Obr. 4). Z počátku se hutnilo statickými válci, avšak po druhé světové válce se začínalo prosazovat vibrační zhutňování povrchů. Vibračním zhutňováním a dynamickými účinky na podloží se zabývali například Uwe Bathelt [13], D. Barkan [12], V. Babkov [9], W. Lewis [55], T. Sung [111], a později se touto problematikou zabývali H. Lorenz [60], S. Moshin [64], J. Schäffner [102]. Na základě Říhových teorií [101] bylo v roce 1960 odvozeno, že míra zhutnění přímo závisí na intenzitě, kterou je daný povrch hutněn. V roce 1975 byla vytvořena rozsáhlá teoretická publikace o vibrační technice i s výsledky z terénních měření a verifikací modelů [93]. Před rokem 2000 se začínají objevovat práce Rolanda Anderegga, který zpracoval disertační práci na téma nelineární vibrace při dynamickém zhutňování zemin [3]. Na tuto práci navazuje napřed sám v roce 2000 [4] a dále v roce 2002 [5] a později v roce 2004 společně s Kuno Kaufmannem [6]. Simulacemi hutnění zemin se zabývá množství vědeckých pracovníků, mezi nimi například již zmíněný Oida z Kjótské univerzity [73] a nebo v roce 2007 C. Kelln, J. Sharma a D. Hughes [49] z Velké Británie a Kanady.

V české republice se hutněním povrchů zabýval a zabývá kolektiv dnes již bývalého podniku Stavostroj (nyní AMMANN), kde se dodnes vyrábí vibrační válce na vysoké technické úrovni. Na ČVUT se technikou vibračních válců zabývali Věra Voštová a Milan Kašpar [128]. Z VUT se v této oblasti pohyboval Blahoslav Pacas [75], který o dynamice stavebních strojů sepsal skriptu, přičemž jedna rozsáhlá kapitola je věnována vibračnímu zhutňování. Na to navázal Jaroslav Kašpárek (2008), přičemž zpracoval svou disertační práci na téma „Optimalizace procesu hutnění“ [45]. Vibračními válci se mimo jiných na VUT zabývali Miroslav Škopán [116] a Michal Vaverka [122].



Obr. 4 – Historický parní válec

Všechny zde uvedené výzkumy a práce se zabývají interakcí jedoucího stroje s podložím, avšak vždy pouze z vybraného hlediska. Málokterý výzkum je však zaměřen na sledování namáhání strojních prvků jako například nosného rámu stroje či jím neseného zařízení způsobeného jízdou stroje zejména pak po nerovném povrchu.

4. Kategorizace interakce jedoucího stroje a povrchu

Pohybující se stroj, ať už jde o vozidlo, pracovní stroj (stavební či zemědělský), vždy svým pohybem působí na pojezdový povrch, ve kterém díky tomu dojde k různě zřetelným změnám. Tyto změny povrchu zpětně působí na pojezdový stroj a opět v různé míře. Avšak vždy lze hovořit o interakci jedoucího stroje a povrchu, i když ne vždy je vzájemné působení „vyvážené“. V některých případech je působení v jednom ze směrů méně intenzivní než působení ve směru druhém (Obr. 5). Při řešení úlohy interakce těchto subjektů je vzhledem k různě velikým účinkům jedním i druhým směrem nutné zamyslet se nad možnými způsoby řešení a jejich vzájemnými rozdíly. Je zřejmé, že způsob řešení úlohy vozidla na asfaltu bude odlišný od způsobu řešení úlohy vibračního válce na zemině a to bude odlišné od způsobu řešení pracovního pojezdu skrejpru.



Obr. 5 – Vyvážená a nevyvážená interakce stroje a pojezdového povrchu

Rozdílné postupy při řešení úloh jsou nutností, protože v některých případech si vystačíme pouze s dynamikou těles, ale u mnoha dalších případů se k tomuto základnímu řešení přibírají další metody, jako mechanika sypkých látek, kapalin, nehomogenních materiálů, terramechanika a podobně. Metodiku řešení také ovlivňuje hloubka řešení problému. V případě že je nutné provést detailní řešení včetně například pohonů stroje, výrazně narůstají nároky na výpočetní a časové zpracování úkolu.

Pojem interakce jedoucího stroje a povrchu (podloží) lze vnímat hned z několika hledisek. V literatuře se lze často setkat s řešením otázky kontaktu kola a povrchu se zaměřením na vliv kola na půdu či sníh [110], [35], [56]. Další výzkumy se zabývají vlivem jízdy stroje na posádku vozidla, popřípadě na jízdní vlastnosti a nastavení parametrů vozidla. Některé výzkumy jsou zaměřeny na sledování trakčních schopností vozidel ať už kolových

či pásových. Avšak málokterý výzkum se zabývá interakcí stroje a podloží se zaměřením na vliv jízdy stroje po nerovnostech na stroj samotný, jeho konstrukci rámu a nebo nesené zařízení.

Na konstrukce vybraných strojů, zejména těch určených pro přepravu, jsou kladeny požadavky typu nízké pohotovostní hmotnosti. Vlivem tohoto požadavku dochází k odlehčování rámu, avšak s tím souvisí změna nosnosti. Proto právě v těchto případech je zapotřebí zabývat se vlivy dynamických účinků vzniklých interakcí stroje a podloží, aby mohlo dojít ke snížení hmotnosti rámu vozu. Jiný případ je u strojů, kde pohotovostní hmotnost není předmětem zájmu, ale je sledován vliv jízdy stroje na pracovní zařízení. Zvláštním příkladem může být stroj, který vykonává při jízdě pracovní úkon a jeho jízdou je ovlivňována schopnost vykonávat daný úkon. Do této oblasti spadá celá řada stavebních či zemědělských strojů, ale také vojenské techniky. V některých případech je dokonce vyšší hmotnost žádoucí z důvodů zvýšení stability či práce schopnosti stroje. Často je tento fakt řešen pomocí přidavného balastu, který zvyšuje univerzalitu stroje.

Je tedy důležité si uvědomit, jak působí pojíždějící stroj na pojížděné podloží a naopak, jak podloží působí na stroj. Vzájemná interakce mezi těmito elementy pak může být „vyvážená“ a nebo naopak „nevyvážená“ („jednostranná“). Rovnováhu vzájemných interakcí lze u některých zařízení vypořádat pohledem (automobil poskakuje na nerovné komunikaci, která se nehýbe, orající traktor se v rovině kolmé na směr jízdy téměř nehýbe zatímco povrch pole výrazně mění svůj charakter (Obr. 5). Takto lze pozorovat více strojů v interakci s povrchem. Pro přesnější zhodnocení může posloužit měření fyzikálních veličin a jejich procentuelní poměr k původnímu či ustálenému stavu sledované veličiny (například zrychlení v rovině kolmé na směr jízdy, deformace pružin, sypná hustota materiálu, plasticita zeminy, míra zhutnění apod.).

4.1. Stroje při jízdě nezpůsobují téměř žádné změny povrchu

Denně po našich silnicích projede miliony automobilů, které svým působením pozvolna mění vlastnosti vozovky. Oproti pomalým změnám vozovky je vozidlo při jízdě po nerovné komunikaci vystaveno silnému působení kinematického buzení, což způsobuje znatelné změny chování vozu. Do této kategorie však patří i další zařízení již ne tak často viditelná v městském a dálničním provozu, jakými jsou například zemědělské a stavební stroje. Kategorii interakcí s minimálními dopady na povrch lze popsat tak, že sledované veličiny na jedoucím voze se mění výrazněji než veličiny sledované na pojížděném povrchu. Takové kategorii nejlépe odpovídá jízda dopravního vozidla nebo stavebního či zemědělského stroje bez působení pracovního nástroje na povrch. Protože pokud stroj používá nástroj ke zpracování povrchu, bude to evidentně znát a vlastnosti povrchu se budou výrazněji měnit.

Důležitým předpokladem pro tuto skupinu je dostatečně pevný povrch a podloží, po kterém stroj pojezdí. V případě, že povrch není dostatečně pevný, dochází při pojezdu stroje po něm k jeho změnám, které je nutné brát v úvahu při řešení dané úlohy. Pevnost povrchu však nelze hodnotit absolutně, ale je nutné ji uvažovat v poměru ke kontaktnímu tělesu (např. pneumatika či pás podvozku). Pevnost povrchu vůči kontaktnímu prvku v základě vyjadřuje poměr tuhostí v radiálním i axiálním směru kontaktu obou subjektů. V případě nedostatečně pevného povrchu dochází k vyjetí kolejí či jiným deformacím povrchových vrstev, které už převážně nelze vnímat jako zanedbatelné změny.

4.1.1. Determinace dynamických účinků na stroj

Pohybující se stroj po nerovném povrchu musí překonávat překážky různých typů a tvarů. Za překážku lze považovat spáru mezi panely silnice, díru ve vozovce (Obr. 6), zpomalovací prahy, obrubníky a podobně. Přejetí překážky každou nápravou, kolem či kladkou pásového podvozku způsobí vzruch, který se šíří přes celou jedoucí soupravu. Tyto vzruchy se vzájemně sčítají a mohou vytvořit velmi nepříznivé stavy ať už zatěžovací či jízdní. Intenzitu jednotlivých vzruchů výrazně ovlivňuje velikost překážky a zvláště pak rychlost jízdy. Rychlost jízdy, rozměry podvozku stroje a tuhost jeho rámu a charakteristiky pružení s tlumením navíc společně mají vliv na stabilitu vozidla při jízdě.



Obr. 6 – Nerovný povrch vozovek způsobený mimo jiné i interakcí vozidel a povrchu

Při vývoji nového stroje je tedy zapotřebí určit, jakému zatížení budou vystaveny jednotlivé prvky jedoucího stroje od náprav přes ložiska až konstrukci stroje. Většina stavebních a zemědělských strojů má velmi malé možnosti pružení a tlumení. Proto je důležité navrhnout konstrukci rámu podvozku i dalších částí stroje tak, aby umožnily bezpečnou a stabilní jízdu v terénu specifickém pro daný typ stroje. Základem těchto úloh je determinace (zjištění) dynamických vlivů na podvozek, které vznikají jízdou stroje po povrchu. Na jejich základě lze následně navrhovat jednotlivé strojní celky. Pro řešení této úlohy většinou stačí sestavit matematický model založený na pohybových rovnicích, popřípadě využít některého ze simulačních prostředí, které jsou schopna řešit dynamické úlohy.

4.1.2. Optimalizace jízdních a jiných vlastností stroje

Cílem většiny výrobců vozidel pro dopravu osob a nákladů je postavit vůz, který bude mít dobré jízdní vlastnosti, co nejlepší komfort a samozřejmě bude bezpečný. Speciální vozy, jakými jsou například závodní stroje, jsou určeny do konkrétních podmínek a komfort jízdy už není předmětem zájmu, avšak jízdní vlastnosti bývají výrazně lepší než u podobných sériově vyráběných vozů pro běžné účely. Vliv na jízdní vlastnosti má celá řada parametrů a jejich vhodnými změnami lze dosáhnout zlepšení chování vozidla na povrchu. Mezi tyto parametry patří například změna polohy těžiště vozu, hmotností jednotlivých prvků, nastavení pružení a tlumení podvozku i dalších částí, nastavení brzd a v neposlední řadě vhodně volený typ kontaktu stroje a povrchu.

V této kategorii se jedná nejčastěji o kontakt pneumatiky s povrchem, kde každá pneumatika má v různé míře odlišné jízdní vlastnosti. Do této kategorie však mohou být zařazeny také pryžové i kovové pásy pásových podvozků. Zvláště ty kovové už ale vyžadují výrazně pevnější povrch, protože díky svým pevným dílům jsou agresivnější k povrchu a mohou tak způsobit výraznější změny povrchu, které mohou ovlivňovat kvalitu řešení úlohy. Při kontaktu zemědělské (záběrové, traktorové) pneumatiky může rovněž docházet k porušování povrchu a je tedy i v tomto případě nutný předpoklad pevnějších povrchů pro řazení do této kategorie.

Dále do této skupiny lze zařadit i vozidla s různými aktivními mechatronickými bezpečnostními systémy, které v závislosti na zjištěných informacích o povrchu přenastavují parametry vozidla. I když tyto „inteligentní“ vozidla reagují na změnu vlastností povrchu, nejde o změnu povrchu vyvolanou samotným vozem a tedy interakce stroj - povrch je tu rovněž nevyvážená.

4.1.3. Sledování působení strojů na povrch

Přestože se vzhledem k chování jedoucích strojů nic zásadního s povrchem neděje, s přibývajícím přejezdy vozidly dochází na povrchu k viditelným změnám. Počet přejezdů pro dosažení změn je závislý na celé řadě faktorů. Mezi ně lze zařadit hmotnost vozidla, počet náprav vozidla, rozložení hmotnosti vozidla na nápravy, ale samozřejmě i nastavení pružení a tlumení vozidla. Z hlediska poježděného povrchu je zásadní typ a složení vrstev komunikace, přičemž důležitými parametry, které ovlivňují rychlost změn povrchu vlivem interakcí povrchu s pracovními stroji a vozidly, jsou například geometrie, tuhost a elasticita horní vrstvy, tuhost podloží, homogenita použitého materiálu, granulometrické složení a v neposlední řadě teplota a vlhkost.

Hledisko povrchu a podloží je při sledování interakce jedoucího stroje po zpevněném povrchu sledováno zejména s cílem dosáhnout co nejvíce odolných komunikací za co nejvýhodnější cenu. Proto se kromě jiného do směsí pro stavbu silnic přidávají recykláty

stavebních odpadů [107]. Postupů a materiálů pro stavbu komunikací existuje několik a každý má své výhody i nevýhody. Pro daný druh pozemní komunikace (návrhovou úroveň porušení a třídu dopravního zatížení) bývá určen jak materiál tak i jeho množství a postup prací při stavbě komunikace. Základem je téměř vždy šterková drť o různé frakci popřípadě šterkopísek, obalované kamenivo a asfalt-beton.

Při studiích tohoto typu už lze řešit únosnost povrchu, popřípadě odhadnout dobu do další opravy povrchu, avšak to za předpokladů dodržování legislativních podmínek jak při stavbě tak i během provozu komunikace a nebo za pomocí statistik ze starých dat a současných trendů.

4.2. Stroje při jízdě způsobují zásadní změny povrchu

Jízda stroje může bez velkých účinků na stroj samotný značně působit na pojižděný povrch. To je v některých případech žádoucí a v jiných naopak velmi nežádoucí. V této kategorii se objevují úlohy, kde je v minimální míře sledován jedoucí stroj a jeho chování a hlavním zájmem je stav povrchu a vliv jedoucího stroje na něj. Tento přístup už vyžaduje často propojení mechaniky těles s dalšími mechanikami jako například terramechanika.

Terramechanika je vědní obor, který se zabývá sledováním podmínek a jevů vznikajících při interakci podvozku stroje se zemínou. Tento obor je velmi důležitý pro zemní, zemědělské a další stroje, které svou jízdou po nezpevněných površích ovlivňují pojižděnou půdu. Terramechanika se v detailech zajímá o vytváření stop v povrchu pohybujícím se podvozkem, možnostmi stroje v terénu a v neposlední řadě záběrovými vlastnostmi různých typů podvozků [74].

Tato kategorie postihuje případy, kdy sledované veličiny na stroji se citelně mění oproti rovnovážnému stavu, kdežto pozorované veličiny povrchu se mění výrazně. U povrchu se velmi často sleduje hloubka stop, změna sypné hustoty, či plasticita zeminy.

4.2.1. Minimalizace hutnění povrchu

V zemědělství se značný podíl kilometrů najezdí po polích. To má za následek zvýšené zhutnění povrchu a to do značné hloubky. To ale není vhodné pro růst rostlin, jak dokazují studie [10], [18], [43], [48]. Další nevýhodou je zvýšení nákladů a nároků na výkon traktoru při obdělávání půdy. Touto problematikou se zabývají například ve Švédsku Inge Håkansson a J. Arvidsson. Přestože se s půdou dějí z daných hledisek zásadní změny, tak na jedoucí soupravu to má vliv téměř zanedbatelný a stroj v závislosti na interakci s půdou nemusí měnit své parametry.

Vlivem druhu terénu dochází zvláště u současných elektronickými pomocníky řízených strojů ke změnám parametrů jedoucího stroje (prokluz – zpomalení stroje – jeho zpětné zrychlení, zvýšení valivého odporu – nárůst potřebného výkonu, atd.). Tyto parametry

stroje však nemusí být vždy sledovány a tedy z hlediska vzájemného působení lze mluvit o nevyvážené interakci.

Důležitým aspektem v této oblasti je snaha eliminovat negativní vliv pojezdu těžké techniky na úrodných polích. Jak bylo zmíněno výše, touto problematikou se zabývá řada vědců a institucí za účelem omezit tak zvané trvalé zhutnění půdy. V České republice se tímto tématem zabýval například Miloslav Javůrek [43]. V této publikaci uvádí, že v ČR bylo k roku 1999 technogenním zhutněním postiženo 30% zemědělského půdního fondu. Výnosy pak mohou poklesnout u obilovin o 10 až 20 %, brambor 20 až 25 % a u řepy cukrovky o 20 až 30 %.

Mnohé další výzkumné týmy došly také k závěru, že vlivem těžké techniky dochází ke znatelnému snižování výnosů určitých plodin a také se shodují, že toto snížení je ovlivněno hutněním i podorniční vrstvy [2], [7], [29], [100]. Nejvíce zhutnění půdy ovlivňuje hmotnost stroje, typ podvozku (pneumatik), počet náprav (kladek) a z druhé strany vlhkost půdy. Při cíleném hutnění se povrch vlhčí na optimální vlhkost, naopak při snaze co nejméně zhutnit povrch se doporučuje jezdit na pole za sucha [15]. Důraz některých výsledků je kladen na vhodné (nižší) huštění pneu, jejich vhodný výběr a snížení hmotnosti strojů.

4.2.2. Maximalizace hutnění povrchu

Stavba komunikací i budov vyžaduje dostatečně zpevněné podloží. Při zhutňování rozlehlých povrchů se v současnosti nejvíce používá vibračních, popřípadě statických (pneumatikových) válců (Obr. 7). Při řešení této úlohy je nutné brát zřetel na chování zpracovávaného materiálu. Zemina je v podstatě tvořena třemi základními složkami. Jedná se o samotná zrna zeminy (písek, kamení, hlíny) a dále jde o vodu a vzduch. Při procesu hutnění dochází k vytlačování vzduchu a vody z hutněné vrstvy. V případě vody je však důležité rozlišit vodu volnou a vázanou. Vlhkost zeminy (obsah vázané vody) významně ovlivňuje soudržnost zeminy a tedy i její maximální zhutnění. Tento vliv vlhkosti dobře popisuje metoda zvaná Proctorova zkouška [94].



Obr. 7 – Pneumatikový válec pro hutnění asfaltových povrchů [147]

Do této kategorie se řadí převážně stavební a zemědělské stroje, které nemají zpětnou vazbu od zpracovávaného materiálu. Tedy případy, kdy neexistuje žádný způsob, kromě vědomého zásahu obsluhy (člověka), kterým by změna podloží změnila nastavení parametrů stroje, které jsou sledovány ve vztahu ke zpracování povrchu. Maximální zhutnění podloží může být užitečné i v zemědělství při konzervaci pícnin pomocí silážování a senážování. Zde je zapotřebí řezanku co nejlépe zhutnit za účelem minimalizace ztrát množstevních i kvalitativních [81]. Další využití této kategorie v zemědělství je při hutnění kompostů, přičemž rozdíly mezi silničním válcem a strojem s pásovým podvozkem v této aplikaci studoval Tatsuro Muro [66].

Zvýšení zhutnění je ze strany stroje svázáno s tvarem kontaktního tělesa (ježkovy či polygonální běhoun) a s hmotností stroje nebo případně s „velikostí“ vibračního budiče. Ze strany povrchu se jedná u zemin o obsah vázané vody (vlhkost), u asfaltů o teplotu a jejich složení a v případě například řezanky pro silážování je důležitá její délka.

4.2.3. Zdokonalení tvaru nástroje přetvářejícího povrch

Mnoho strojů stavební i zemědělské techniky nese nástroj s řezným břitem. Existují stroje, které tímto nástrojem za jízdy odřezávají, rozrývají či jinak upravují povrch (Obr. 8). Na řeznou část nástroje (břit) většinou navazuje další část nástroje, která plní požadovanou funkci jako obracení, nabírání, uložení, přeprava, hrnutí a podobně. Břit samozřejmě nemusí být jen jeden, ale může jich být různě uspořádaná sada, a to například i na rotujícím nástroji. Strojem vybaveným takovým nástrojem může být kupříkladu silniční fréza nebo stabilizační zemní fréza. Úlohy, kde dochází k výrazné změně charakteristiky materiálu, se pomocí základní dynamiky těles nedají uspokojivě řešit a je nutné využít i dalších přístupů. Jedním z nejvhodnějších přístupů pro tyto typy úloh je Discrete Elements Method (DEM – Metoda diskretních prvků). Tato metoda je určena pro výpočet pohybu velkého počtu částic o velikostech řádově mikrometrů a větších. DEM je v současnosti stále častěji a efektivněji využívána pro zrnité a nespojené materiály [148].



Obr. 8 – Orba pole (výrazná změna přetvářeného materiálu bez výrazných změn stroje)

Zájmem většiny výrobců techniky patřící do této kategorie je vytvořit co nejméně energeticky náročný profil nástroje, který však bude dobře plnit svou primární funkci. Například energetická náročnost zemědělských strojů (pluhu, bran atd.) se přepočítává na hektar obdělávané půdy, přičemž u této techniky se může měnit tvar a nebo počet nástrojů [44]. Přímá interakce nástroje s povrchem může vyvolat několik různých stavů stroje a nástroje. Pokud však stroj nedokáže číst a interpretovat vliv povrchu a jeho chování či změn, nedojde k žádné změně na stroji.

4.2.4. Sledování změn podloží a jeho vlastností

Při jízdě stroje po povrchu může docházet ke znatelným změnám jeho vlastností. Mění se jeho pórovitost, uspořádání jednotlivých fragmentů, dochází k promíchávání, obracení a podobně. Tyto změny jsou buďto žádané či nikoliv. Existuje řada studií, které sledují konkrétní typy strojů a jejich interakci na vybrané typy povrchu. Tyto studie se nezabývají hlediskem stroje, neřeší, jak snížit či zvýšit zhutnění ani jak zdokonalit nástroj, ale jejich cílem je poznání změn vlastností povrchu a zvláště pak podloží. Sledovatelných vlastností povrchu je nespočet, a ve většině případů se sledují za účelem hledání souvislostí s jinými ukazateli. Existuje například studie sledující elektrickou vodivost půdy za účelem odhadu budoucích výnosů [70]. V této studii není přímo sledován okamžitý vliv jízdy stroje na elektrickou vodivost, avšak z dlouhodobého hlediska bude provoz na poli ovlivňovat tento parametr.

Tato kategorie je podstatně vzdálená předchozím kategoriím. Je stále sledována interakce stroje s povrchem, ale sledované hledisko nemá se strojem nic společného. Lze použít a používají se společně metody jako například DEM či MKP (FEM) a další. Takto sledovaná interakce stroje a povrchu bude s vysokou mírou určitosti jednostranná (nevyvážená), protože vliv sledovaných parametrů povrchu nebude výrazně měnit parametry stroje, které navíc ani v tomto případě nemusí být sledované.

4.3. Jedoucí stroj a povrch na sebe vyváženě vzájemně působí

Vývoj stavebních i zemědělských strojů je v současnosti tlačěn směrem k nižším nákladům na samotný vývoj, výrobu, provoz a údržbu. Vedle snižování nákladů existují tlaky na zvyšování výkonností strojů a kvality odvedené práce. Všechny tyto požadavky vedou ke snížení vlivu lidského faktoru a zvýšení vlivu inteligence a automatizace strojů. Stavební či zemědělský stroj s různě vyvinutou inteligencí potřebuje být zásobován vstupními daty, která musí řídicí jednotka stroje zpracovat a vyhodnotit a teprve na tomto informačním základu stroj mění své chování. Stroj tedy musí být vybaven „smysly“, kterými může sbírat informace o povrchu.

Jedoucí stroj způsobuje svým pohybem výrazné změny stavů sledovaných parametrů pojezdového povrchu a ten zpětně působí na stroj přes zpětné vazby tvořené snímači různých

fyzikálních veličin. Zpětné působení od povrchu může být buďto pomocí mechanické (hydraulické) zpětné vazby, kdy stroj reaguje kupříkladu na zátěž nástroje jeho odklonem, anebo pomocí v současnosti značně využívaného typu zpětné vazby, kterým je elektronický přenos informací od snímačů fyzikálních veličin. Zpracování těchto informací probíhá zpravidla v řídicí jednotce stroje, která zpětně upraví parametry stroje na vhodnější hodnoty. Tím je uzavřen kruh interakce stroje s povrchem (Obr. 9). Stroj se změněnými parametry působí jinak na povrch a ten zase zpětně odpovídá jinak stroji.



Obr. 9 – Regulační smyčka potřebná pro „komunikaci“ povrchu se strojem

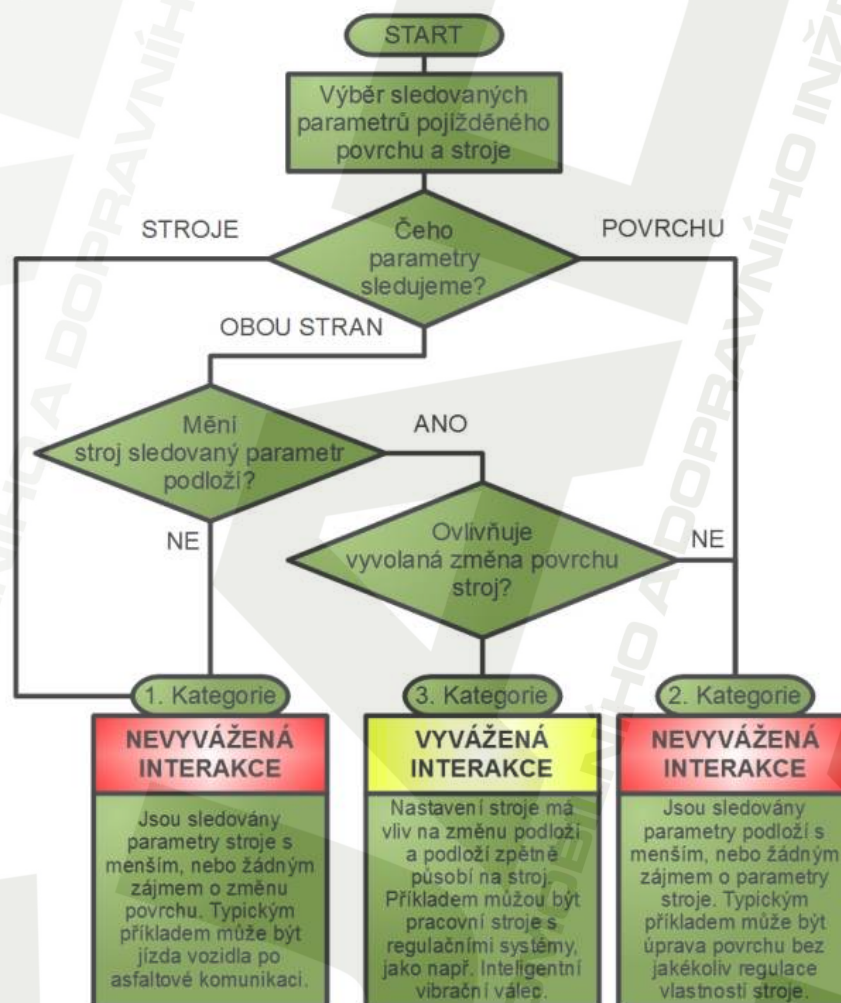
4.3.1. Stroj reaguje na vyvolanou změnu vlastností povrchu

V dnešní době je všudypřítomný trend zavádění automatizace a různě vyvinuté inteligence do strojů. Stroje díky tomu dokáží pracovat efektivněji, hospodárněji a odvedená práce má známky vyšší kvality, která bývá prokazatelná různými metodami a to i zpětně ze záznamu. K tomu je zapotřebí, aby stroj byl schopen vnímat své okolí a zvláště pak stav a vlastnosti zpracovávané vrstvy materiálu povrchu.

Pojem interakce, jak bylo zmíněno v úvodu, interpretujeme jako vzájemné působení dvou subjektů s důrazem na oboustrannou aktivitu. U všech předchozích případů byla aktivita z jedné strany nižší oproti straně druhé a to přinejmenším co se týče sledovaných parametrů. Avšak v této kategorii je aktivita výrazná u obou subjektů. Jedoucí stroj znatelně mění vlastnosti povrchu a ten přes sadu snímačů umístěných na stroji mu odpovídá. Stroj pak v závislosti na vlastnostech povrchu znatelně mění své vlastnosti. Příkladem této kategorie jsou například inteligentní vibrační válce, které mění parametry vibrace v závislosti na stavu podloží.

4.4. Shrnutí

Vyvážená interakce není nutnou podmínkou pro tvrzení, že při jízdě pracovního stroje po povrchu jsou tyto dva subjekty v interakci. Pravdou je, že i když přímo při není sledován stav jednoho z nich, vždy se vzájemně ovlivňují. Detailnější studie problému naznačují, že interakce jedoucího stroje a podloží lze „hodnotit“ nebo také „klasifikovat“ a je závislá na míře změn sledovaných stavů či veličin na obou stranách, které vznikly vlivem působení opačné strany. Klasifikaci interakce je možné provést například zde navrženým způsobem (Obr. 10). Všeobecně obtížnost řešení problému i složitost následujících simulačních modelů je vyšší u úloh s vyváženou regulací než u modelů zaměřených na problémy s nevyváženou interakcí. Složitost modelu je však závislá i na jeho detailnosti (viz následující kapitola).



Obr. 10 – Vývojový diagram postupu rozdělení interakce pracovního stroje a povrchu

V této práci jsou popsány dva případy nevyvážené interakce jedoucího stroje a povrchu o různých složitostech a detailnostech simulačních modelů. Jako poslední je v této práci uveden případ vyvážené interakce, kde je složitost celé úlohy ze zde uvedených nejvyšší a její podrobné zpracování by vydalo na jednu i více rozsáhlých prací.

5. Modelování a simulace

V dnešní době nelze z ekonomických důvodů každou myšlenku převést do reálného modelu (prototypu), na kterém by byly odladěny všechny nepříznivé stavy. Co se týče dynamických, mechatronických, hydraulických ale i jiných soustav, je jasné, že zvláště ty složitější soustavy je jednodušší převést do roviny simulací. Za pomoci výpočetní techniky je možné se vyvarovat celé řady možných nepříznivých nastavení mechanických, hydraulických nebo i elektrických a dalších systémů či jejich spojení.

5.1. Model

Model je reprezentace určitého objektu nebo systému, pojatá z určitého úhlu pohledu, přičemž se jedná o zjednodušený stav oproti modelované skutečnosti. Model je sestaven na základě nashromážděných doposud známých informací a měl by ověřit správnost doposud známých faktů, provádět předpovědi, umožnit verifikaci předpovědí.

Výpočtové modely jsou prvním krokem v abstrakci skutečných soustav a přípravou pro sestavení matematického modelu stroje. Každý stroj lze posuzovat jako celek nebo jako systém tvořený význačnými skupinami dílců nebo samostatnými dílci [115].

Za model můžeme považovat cokoliv, čím se snažíme napodobit reálnou soustavu. Modelem tak může být hmotný celek (součást) vyrobený v měřítku ale také virtuální celek v podobě provedené simulace. Účel těchto „napodobenin“ je ukázat a ověřit schopnost celku (součásti) plnit konkrétní funkci při daných požadavcích na něj kladených.

5.1.1. Diskrétní model

Diskrétní modely systémů vytváříme například v případech, kdy jde o studium jízdních vlastností zemních strojů nebo o zjištění vnějších sil působících na pracovní zařízení (nakladač při nájezdu do materiálu a jeho nabírání). Typickými stavebními stroji, které lze nahradit diskretními soustavami, jsou např. zemní stroje, úpravárenské stroje, dopravní a manipulační zařízení, ale i zemědělské a další stroje (Obr. 11) [115].



Obr. 11 – Diskrétní modelování

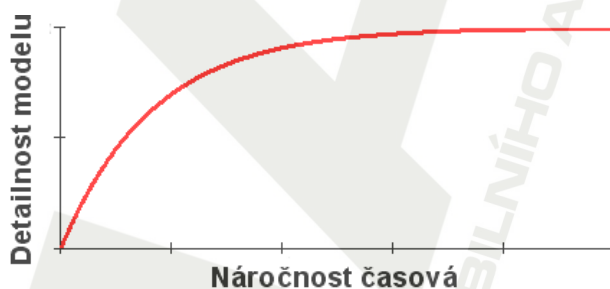
Diskrétní modely jsou v dnešní době nejčastěji používány. Na diskretizaci je postavena analýza MKP (Metoda konečných prvků) stejně jako celá řada dalších simulačních přístupů včetně DEM, MBS. Výsledky diskrétních modelů jsou přirozeně rovněž diskrétní a při požadavku spojitěho výsledku se provádí různě sofistikované matematické úpravy výsledků.

5.1.2. Spojitý model

Za spojitě systémy považujeme obvykle ty konstrukční části strojů, jejichž hmotnost je spojitě rozložena po délce a převažuje nad jinými připojenými hmotnostmi. Mezi takové dílce lze zařadit např. výložník rypadla či jiného zemního stroje. Samostatnou skupinu úloh dynamiky strojů představují soustavy se spojitě rozloženou hmotností, které pro zjednodušení výpočtů nahrazujeme buď obdobně jako u prismatických prutů se spojitě rozloženou hmotností nebo diskretizovanými soustavami, resp. se řeší metodami MKP [115].

5.2. Simulace

Počítačová simulace je experiment s počítačovým modelem. Napřed je tedy nutné vytvořit model (nejčastěji diskrétní), do tohoto modelu dosadit počáteční podmínky a následně s těmito hodnotami provést experiment ve virtuální realitě. Úspěšnost simulace je tedy závislá na kvalitě zpracování modelu a na kvalitě vstupních dat a mimo to také na použitém softwaru a jeho nastavení. Úroveň detailnosti modelu lze zvyšovat (Obr. 12) avšak je nutné mít na paměti, že s vyšší úrovní detailnosti rostou nejen časové nároky na vypracování modelu a následný výpočet, ale rovněž možnost zanesení chyby nepřesnými vstupními daty.



Obr. 12 – Časová náročnost při tvorbě modelu

Složitější modely jsou časově náročné samy o sobě. Modelování méně podstatných detailů může mít výsledný přínos velmi malý a nebo být dokonce i kontraproduktivní. Není opodstatněné začínat složitými modely a zejména drobnými detaily, které v přípravné fázi zaberou drahocenný čas a ve výsledku nelze jejich výpočet z důvodu nedostatečného hardwaru provést. Naproti tomuto přístupu se dobře jeví vytváření jednodušších, avšak lehce rozšiřitelných modelů. Tyto jednodušší modely lze buďto pouze rozšiřovat o vybrané detaily a nebo je lze vzájemně propojovat. Vzájemné propojování menších modelů má další výhodu

v podobě možného odzkoušení jejich funkcí. Tento přístup byl ukázkově aplikován na více příkladech v této práci.

Nejvíce viditelný je tento přístup na modelu hydraulického okruhu budiče vibrací. Zmíněný model obsahoval původně pouze základní hydraulický okruh spojený s mechanickými prvky. Model byl postupně doplněn o tři menší modely a následně i o další detaily. Tento postup byl mimo jiné kombinován s přístupem navrženým v této práci v oblasti interakce pracovního stroje a povrchu.

V této práci jsou zahrnuty tři příklady, které ukazují výsledky již zmíněného druhého postupu při tvorbě modelů. Jde o značně rozličné soustavy, které interpretují pouze malou část z běžně simulovaných celků. Téměř ve všech případech byl zpočátku využit i první přístup, který se však nikdy neosvědčil. Výsledkem těchto pokusů byl například kompletní jedoucí vibrační válec s regulovatelnými vibrátory, který nebyl matematicky řešitelný pro výpočetní software a nebo traktor s pohonem všech kol včetně zařazených diferenciálů, který však nebyl schopen jízdy díky typu použitého modelu pneumatiky.

5.3. Verifikace

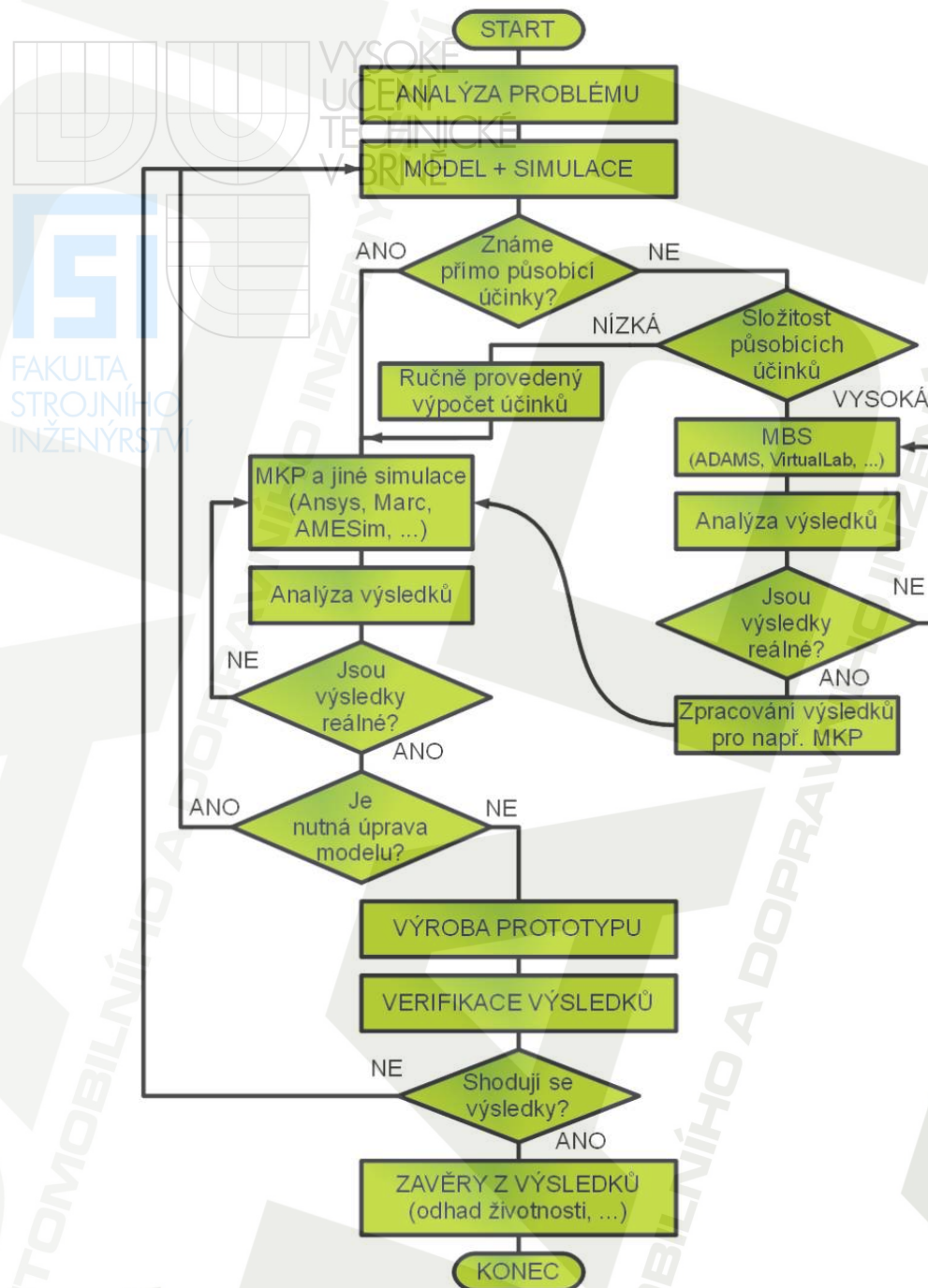
Mnoho reálných systémů je zhotoveno na základě simulací. Simulace mohou být více či méně úspěšné v závislosti na různých, výše zmíněných vlivech. Z důvodu možných „nereálných“ výsledků je nutná verifikace, nebo-li ověření simulovaných výsledků a to nejlépe na reálných prototypech apod. Bez tohoto ověření není vhodné na výsledcích simulací zakládat důležité a zásadní předpoklady například o životnosti zařízení či jeho funkceschopnosti při neznámých provozních podmínkách.

Verifikovat simulované výsledky lze přímo měřením stejné veličiny, která je výsledkem i konkrétní simulace a nebo nepřímo, kdy pouze zkontrolujeme předpoklady pro konkrétní simulace. Nejvhodnější je při zkoušce prototypu ověřit jak předpoklady a očekávané vstupní hodnoty tak i konečné výsledky.

Rozdílnost simulovaných a naměřených výsledků nemusí vždy znamenat chybu modelu. Vždy je nutné provést kritické zhodnocení jak výsledků ze simulace tak i výsledků z měření, kde je možné zanést celou řadu chyb.

5.4. Shrnutí

Modelování a simulace se v dnešní době běžně využívá. Nejčastěji je však využíváno aplikací typu MKP a pouze specializované podniky využívají i jiných softwarů, které jsou určeny například pro simulace hydraulických, elektrických a jiných obvodů. V případě obvodů, které způsobují pohyb předmětů a součástí, je za vyšší složitosti systému vhodné využít i „podpurné“ simulace pohybů daných prvků v tomto systému a to například v systému ADAMS, VirtualLAB a jiných (Obr. 13).



Obr. 13 – Metodika postupu při využití MBS k určení působících účinků

Je však nutné mít na paměti fakt, že s touto „podpůrnou“ simulací vstupuje do řešení problému další zdroj možných chyb a je tedy nutné i zde analyzovat výsledky, posoudit jejich vypovídající schopnost a reálnost s ohledem na očekávané výsledky. A samozřejmě je vhodné i tyto výsledky verifikovat na konečném prototypu. Rozhodující pro využití této metodiky je složitost účinků působících na sledovaný prvek stroje.

6. Zemědělský univerzální návěs přípojný za traktor

Jízda zemědělské techniky po jakémkoliv povrchu je značně specifická hned z několika hledisek. Ve valné většině případů se jedná o značně těžké stroje. Ty dopravní navíc mohou převážet tuny materiálu. Rychlost zemědělských souprav není nijak extrémní a maximum se pohybuje okolo 60 km/h, avšak při hmotnostech těchto strojů je z hlediska kinetické energie ekvivalentem sportovní vůz jedoucí přibližně rychlostí 300 km/h. Rozložení této velké hmotnosti na jednotlivé nápravy při jízdě po asfaltových komunikacích je řešen legislativou pro schvalování způsobilosti vozidla pro silniční provoz. Ta stanovuje maximální zatížení od nápravy a tím v závislosti na hmotnosti vozu i počet náprav. U větších a hlavně těžších návěsů se často používá dvou, nebo dokonce třínápravová konstrukce podvozku [126]. Avšak rozložení účinků na povrch je důležité pro samotné zemědělce při jízdě po polích. Je zde evidentní snaha o co nejnižší tlak kol na půdu, protože zhutnění povrchu častým provozem techniky je nepříznivé pro růst rostlin a projeví se to i při obdělávání půdy na zvýšeném požadovaném výkonu a tedy i spotřebě paliva. Tento nepříjemný vliv pneumatik na povrch je často řešen volbou širších (tzv. balónových) pneumatik.

Problematickou zhutňování zemědělské půdy jízdou těžkých vozidel se zabývá nespočet vědeckých institucí a týmů. Alexandr Grečenko v roce 2009 zdokonalil metodu testování pneumatik za účelem jejich značení. Tato metodika byla vyvinuta zejména pro zemědělství a byla založena na laboratorním testování [33]. Obecněji se touto oblastí zabýval dále Thomas Way, který nesledoval konkrétní pneumatiky, ale pozoroval vliv pneumatik stejných rozměrů. V jeho experimentu figurovaly dvě různé traktorové pneumatiky (580/70R38 a 650/75R32) s dvěma tlaky huštění (40 kPa a 120 kPa) a pozorován byl vliv rozměrů pneumatik a jejich nahuštění na hutnění zemědělské půdy. Míra zhutnění při jednotlivých pokusech byla stanovena dvěma parametry. Prvním byl „Bulk density“, což je dle způsobu výpočtu ekvivalentem sypné hustoty. Druhý způsob srovnání zhutnění byl postaven na stanovení plastické pevnosti pomocí kuželového plastometru [133]. Hutnění zeminy při jízdě sklízecí řepy pozoroval Švédský tým z univerzity zemědělských věd vedený J. Arvidssonem [7], [8]. Na stejné univerzitě řešili Švédi Ararso Etana a Inge Håkansson otázku trvalého zhutnění zeminy způsobené zemědělskými vozy. Zjistili, že zhutnění je znatelné do hloubky i přes 50 cm [29], což potvrzují i jiné studie [24], [100]. Avšak do hloubky přes 50 cm už nezasahují orební tělesa (hluboká orba cca 25 až 30 cm) díky čemuž nedochází k prokypření takto zhutněné vrstvy.

Specifický je z druhé strany i terén, po kterém se technika pohybuje. Jde o celou řadu typů nerovností, přes které tyto stroje přejíždí. V agronomické oblasti nejsou výjimkou prudká stoupání či klesání, příkopy, větší schodky, periodicky se opakující nerovnosti jako ornice a celá řada dalších stochastických nerovností na polních cestách. Na běžných komunikacích, kde tyto stroje jezdí rychlostmi i přes 50 km/h, jsou překážky typů

zpomalovacích prahů či náhodně uspořádaných výmolů. Všechny tyto překážky musí celá souprava dokázat překonat a nesmí při tom dojít k mezním stavům, jakými jsou plastické deformace či dokonce porušení konstrukce jednotlivých částí zařízení.

Posledních několik let je patrný trend rostoucích přepravních objemů a s tím souvisejících hmotností souprav. Celý svět je v současnosti tlačěn ke snižování nákladů, kterého je možné v dopravě zemědělských komodit dosáhnout několika způsoby. Všeobecně platí několik zásad pro snížení nákladů na provoz techniky v zemědělství. Těmi jsou pro techniku pojízdnou na kolech například udržování techniky v čistém stavu (zejména chladiče a sací otvory), správné huštění pneumatik [113]. Avšak základem je správná volba velikosti traktorové soupravy. Je vhodnější mít jeden větší návěs více využívaný (časově i nákladem) s vyšší konstrukční rychlostí v kombinaci s traktorem o odpovídajícím výkonu než více menších, které nejsou často využívány. Překročení vhodné hmotnosti soupravy nebo použití příliš výkonného traktoru má za následek naopak opětovné zvýšení nákladů na dopravu. V neposlední řadě je pro dopravní soupravy doporučováno využívat dopravních systémů s výměnnými účelovými nástavbami (Obr. 14), které dle výzkumného ústavu zemědělské techniky mohou snížit náklady až o 42 % [112].

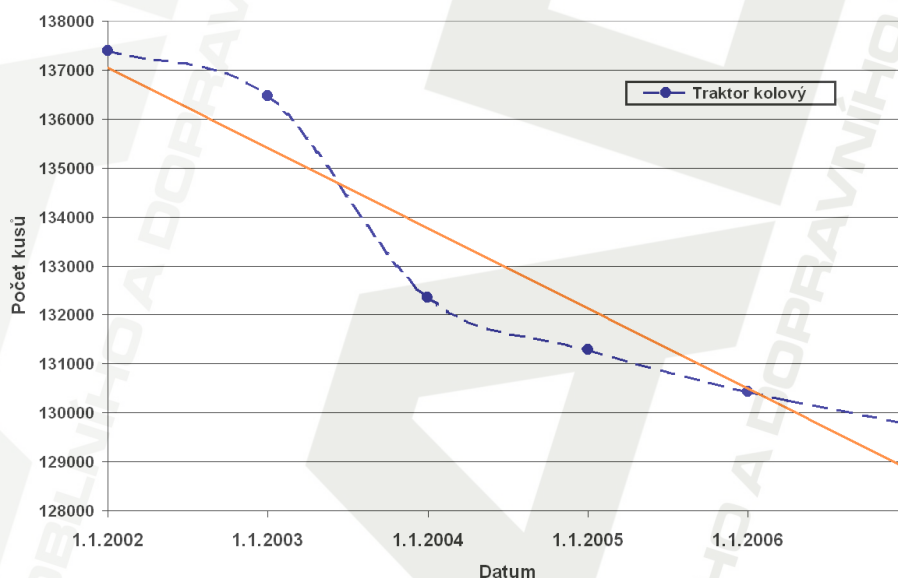


Obr. 14 – Výměnný systém Strom (staženo z [161] a upraveno autorem)

Z hlediska interakce soupravy s povrchem, které zahrnuje i jízdní vlastnosti, má vysoká hmotnost soupravy spíše nežádoucí účinky, protože se zhoršuje dynamika vozidla (soupravy) a zvyšuje se tlak na pojízdnou půdu. Vyšší hmotnost samotného tažného vozidla

soupravy (traktoru) zlepšuje trakční schopnosti a dle legislativy roste s hmotností traktoru také maximální hmotnost připojeného vozidla. V konečném součtu, zvláště pak u tažených strojů (např. návěs), je účelné snížit hmotnost prázdného vozu a zvýšit jeho přepravní objem s užitečnou hmotností. Podmínkou je však dostatečná pevnost jednotlivých konstrukčních prvků.

Výběr velikosti (hmotnosti) traktoru a jeho výkonu bývá v mnoha podnicích ovlivněn stávajícím vozovým a technickým parkem. S trendem rostoucích objemů přepravovaných nákladů souvisí trend nárůstu hmotností potažmo výkonů traktorů. Z provedených studií VÚZT (Výzkumný ústav zemědělské techniky) lze vypožorovat trend snižování celkového počtu traktorů [1], čehož si lze povšimnout i ve statistikách evidence vozidel pro ČR (Obr. 15) [154]. Tento pokles je zapříčiněn náhradou většího množství méně výkonných strojů právě těmi výkonnějšími.



Obr. 15 – Počet traktorů v ČR vedený v evidenci vozidel ČR (Zdroj [154])

S výkonem související hmotnost strojů roste mimo jiné i z důvodu legislativní podmínky (vyhl. č. 341/2002 Sb.), která stanovuje, že okamžitá hmotnost přípojného vozidla smí být u souprav s maximální konstrukční rychlostí do 40 km/h maximálně 2,5 násobek okamžité hmotnosti tažného vozidla (traktoru). Pro soupravy s konstrukční rychlostí nad 40 km/h je tento poměr stanoven na pouhých 1,5. U souprav traktoru a traktorového návěsu se okamžitou hmotností každého z vozidel rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru, respektive návěsu [129], [139]. Maximální hmotnost návěsu lze tedy určit dle [139] pomocí rovnic (1) a (2) a minimální hmotnost traktoru k danému návěsu pomocí rovnic (3). Pro splnění těchto hmotnostních požadavků je nutné vybírat odpovídající traktory, které mnohdy mají vyšší výkon, než je nutný pro „pouhou“ přepravu materiálu.

$$m_t = \frac{m_n + m_o}{k_r} - m_o \quad (1)$$

$$m_{n\max} = (m_t + m_o) \cdot k_r \quad (2)$$

$$m_t = \frac{m_n + m_o}{k_r} - m_o \quad (3)$$

Návrh konstrukce zemědělského vozu je na rozmezí dvou v této práci popisovaných kategorií. Při prvním pohledu je chování povrchu v pozadí a požadujeme stroj, který je schopen odolávat zatížení při jízdě po zejména nerovném povrchu. To zahrnuje návrh rámu podvozku a podobně. Při druhém pohledu je v pozadí stroj a zjišťujeme, jak bude povrch reagovat na jízdu stroje. Ideální je tyto pohledy v tomto případě skloubit do jednoho. To však není zcela jednoduché, protože stroj bude jezdit po řadě různých povrchů a je nutné najít vhodný kompromis. Pro řešení první části této úlohy vystačí použití dynamiky těles, avšak pro řešení druhé části je nutné využít znalosti z oboru terramechaniky.

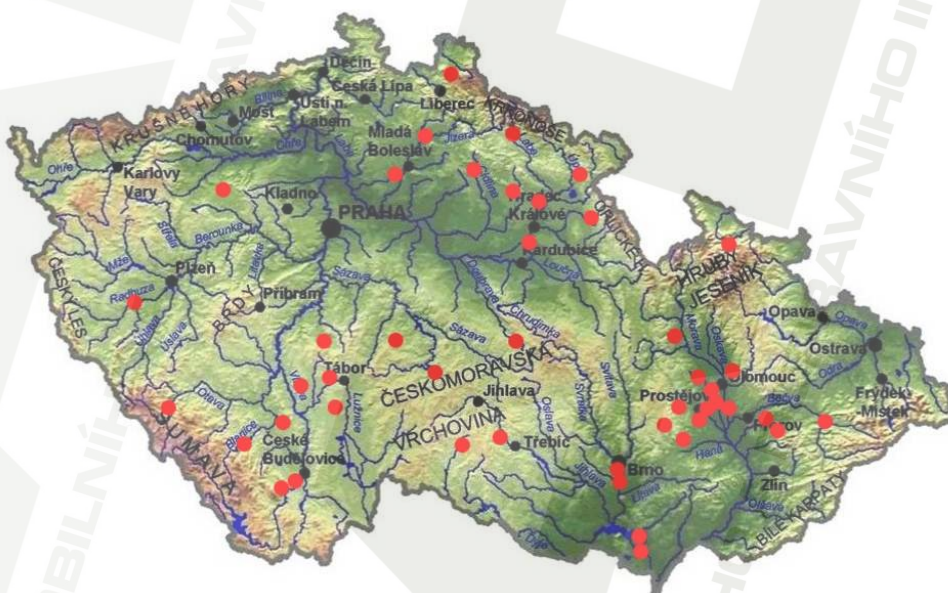
6.1. Vývoj koncepce univerzálního zemědělského vozu

Použití výměnných nástaveb na univerzálním zemědělském podvozku může významně snížit vynaložené náklady agropodniků za účelem přepravy materiálů [112]. V praxi to znamená, že agronom zaplatí poplatky, pojištění a servis pouze u jednoho více využívaného podvozku a nemusí vynakládat finance na více vozidel. Na tento univerzální podvozek lze dle potřeby umístit jednostranně nebo i vícestranně sklápěcí korbu, rozmetadlo statkových či průmyslových hnojiv, cisternu z různých materiálů s aplikátorem nebo bez aplikátoru. Teoretických možností využití je samozřejmě více, avšak v současnosti nejsou využívány a dokonce ani příliš často vyráběny [90]. Využití by se jistě našlo při sběru a stohování sena a slámy či balíků z těchto materiálů. Rovněž by bylo možné rozšíření o přesýpací zařízení s využitím při sklizni obilovin.

6.1.1. Průzkum trhu – preference zákazníků

V rámci projektu MPO FI-IM4/091 „Nová generace traktorových nosičů nástaveb s výměnnými nástavbami“, měl podnik ZDT s r.o. Nové Veselí ve spolupráci s ÚADI (Ústav automobilního a dopravního inženýrství) vytvořit nový univerzální podvozek pro výměnný systém nástaveb. Před zahájením vývoje bylo nutné zjistit požadavky uživatelů obdobné techniky a dotázat se jich na jejich preference nabízených vlastností vozu. Za tímto účelem byl využit telefonický kontakt, jakožto rychlý způsob, který příliš časově neomezuje dotazované. Navíc telefonní čísla jsou veřejně přístupná v elektronických seznamech. Nevýhoda této metody je nižší srozumitelnost některých pojmů a jejich interpretace [90].

Během celého průzkumu bylo úspěšně osloveno 46 náhodně vybraných zemědělských společností, podniků a soukromých agronomů, tedy uživatelů zemědělské techniky po celé České republice (Obr. 16). Výměra obhospodařovaných pozemků všech dotázaných podniků byla 84 412 ha polí, sadů, vinic, chmelnic a pastvin. Dle údajů z ministerstva zemědělství se v současnosti v ČR hospodaří přibližně na rozloze 4 264 tis. ha orné půdy [155]. To znamená, že provedený průzkum zahrnul necelé 2 %. Dotázané podniky měly v době průzkumu k dispozici přibližně 767 přípojných přepravních vozidel. To ve vztahu k údajům evidence vozidel ministerstva vnitra z roku 2005 znamená, že jsme oslovili majitele pouhých 0,8 % vozů v ČR. V případě vztažení tohoto ukazatele k šetření provedeného VÚZT v roce 1999 by to znamenalo, že jsme oslovili majitele 1 % z celkového počtu takto zjištěného v Českém zemědělství. Snahou bylo zhustit počet dotázaných v oblastech s vyšší zemědělskou produkcí jakou je například oblast Hané, avšak výběr konkrétních respondentů byl již náhodný [90].



Obr. 16 – Rozložení respondentů po ČR

Získaná data byla zpracována do rozsáhlého datového souboru, na kterém kromě standardních statistických ukazatelů jako rozptyl, medián, modus byly otestovány hypotézy typu: Alespoň X procentní podíl respondentů uvedl právě odpověď Y. Za X bylo dosazováno postupně několik hodnot v rozmezí 100 až 0. Pro ilustraci jednou z testovaných hypotéz bylo, že například alespoň 65 % respondentů má zájem o hydraulickou ruku na voze a hned další test hypotézy byl, že alespoň 65 % dotázaných nemá zájem o hydraulickou ruku na voze. V některých případech tedy byly potvrzeny obě hypotézy, zvláště pokud se procentuální podíl nastaví na 50 % a méně. Hypotézy byly testovány podle binomického rozdělení (rovnice (4)) na hladině významnosti $\alpha = 0,05$. Vzhledem k vysoké různorodosti získaných dat i výsledků testů všech hypotéz byly vytvořeny shluky, kde jednotlivé podniky byly rozřazeny podle

výměry do čtyř skupin. V těchto skupinách dávaly výsledky výrazně průkaznější informace. Díky tomu bylo možné vytvořit koncepci ideálního vozu pro malý, střední, velký a velmi velký podnik [90].

$$t = \frac{\frac{x}{n} - p_0}{\sqrt{\frac{p_0(1-p_0)}{n}}} \quad (4)$$

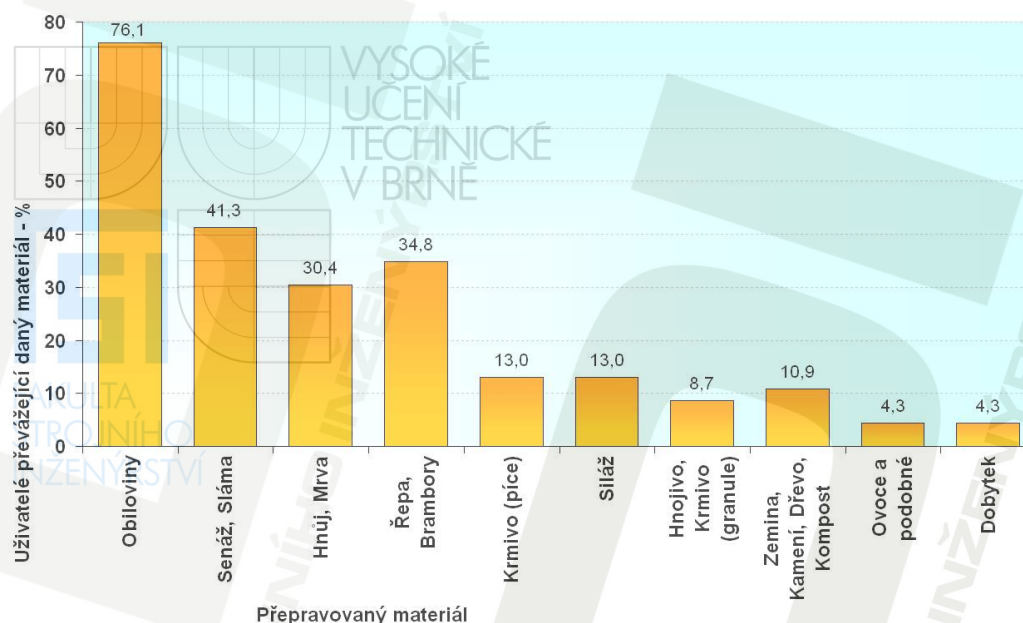
Profil ideálního přípojného vozidla (návěsu) je v základu dle nastavení požadovaného procentuálního podílu přibližně následující. 90 % ze všech uživatelů vyžaduje korbu vícestranně sklápěnou s plachtou, 80 % by uvítalo výměnnou nástavbu v podobě rozmetadla statkového hnojiva a řiditelnou nápravu, 70 % by chtělo i korbu vanovou a 60 % dotázaných chce i cisternu. Při detailnějším pohledu na jednotlivé kategorie podniků dle výměry je možné detailněji určit ideální vůz pro daný segment trhu. Nejvýraznější závislost na rozměru podniku je u tonáže vozu. S rostoucím podnikem se zvyšuje požadovaná nosnost vozu a o menší tonáže není ze strany větších agropodniků zájem. Větší podniky mají zájem i o sofistikovanější vozy umožňující rychlou změnu nastavení pro různé druhy a velikosti traktorů. Naopak menší podniky zajímá zabezpečení techniky a vlastnosti, které odstraňují potřebu použití dalších strojů, jakými jsou jeřáby, váhy a podobně (Tab. 1) [90].

Tab. 1 - Struktura požadavků dle výměry podniků

		do 13 t	do 18 t	do 21 t	nad 21 t	Nuceně řízená náprava	Zdvíhací náprava:	Výškově stavitelná oj	Vlastní čerpadlo oleje	Vážící zařízení	Zámek proti zcizení	Výtláčné čelo
Malý	do 800 ha	✓	✗	✗	✗	✓	✗	Mech.	✓	✓	✓	✓
Střední	do 1800 ha	✓	✓	✗	✗	✗	✓	Ne	✗	✗	✗	✗
Velký	do 3200 ha	✓	✓	✓	✗	✗	✓	Mech., Hydr.	✓	✗	✗	✗
Velmi velký	nad 3200 ha	✗	✓	✓	✓	✓	✗	Hydr.	✓	✗	✗	✓

6.1.2. Průzkum trhu - současné vozy na Evropském trhu

Na celém světě se vyrábí nespočetné množství přepravních zemědělských vozů od specializovaných na balíky slámy, přes senážní a silážní vozy až po vozy určené pro přepravu živých zvířat. Nejvíce využitelné jsou vozy s korbou vanovou či vícestranně sklápěnou, protože mohou dopravovat širší paletu materiálů. Dle autorem provedeného průzkumu (v rámci projektu MPO FI-IM4/091) jsou nejčastěji přepravovanými materiály (Obr. 17) obiloviny (76,1 % uživatelů přepravuje obiloviny), senáž a sláma (41,3 %), řepa a brambory (34,8 %) a v neposlední řadě hnůj a chlévská mrva (30,4 %) [91].



Obr. 17 – Počty respondentů přepravující dané materiály

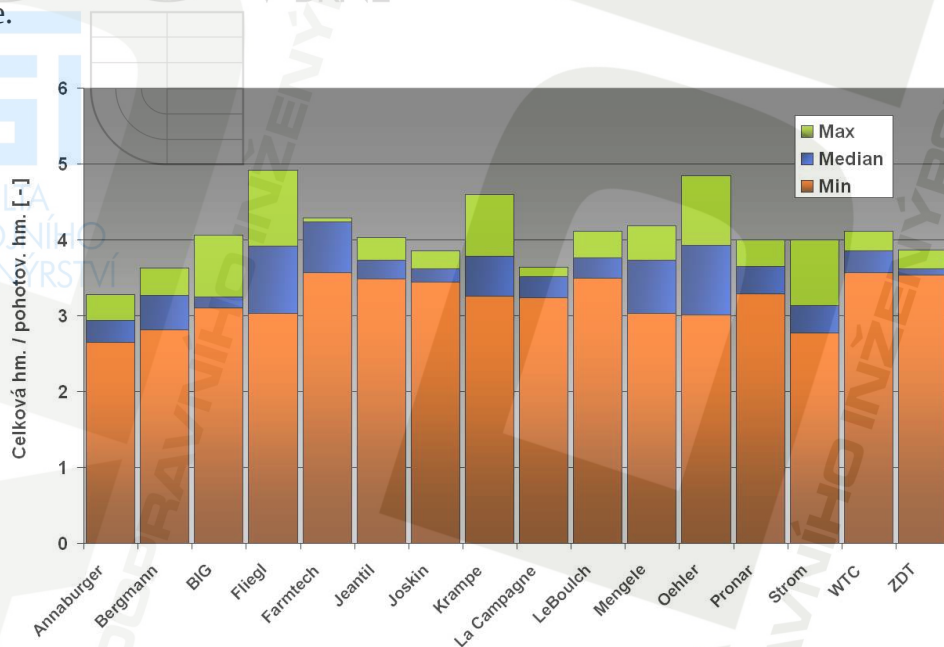
V Evropě vyráběné vozy jsou přizpůsobeny pro zdejší provoz po stránce technické i legislativní. Celkem na Evropském trhu figuruje přibližně dvacítka větších výrobců traktorových návěsů určených pro přepravu sypkých zemědělských materiálů. Někteří z těchto výrobců vyvíjí nastavbové výměnné systémy, které umožňují zvýšit využitelnost podvozků. Těchto výrobců je v Evropě necelá desítka. Mezi nimi jsou výrobci celých nástaveb určených pro danou funkci, které se nasazují na univerzální podvozek. Jiní výrobci zvyšují využitelnost svých vozů tak, že připevňují zařízení pro rozšíření o danou funkci na vůz s výtlačným štítem [91].

Celkem bylo porovnáno 173 vozů od 16 výrobců o celkové hmotnosti vyšší než 10 tun. Mezi hlavní výrobce zahrnuté v průzkumu patří například Annaburger, Fliegl, Joskin, Krampe a z českých producentů například WTC Písečná a ZDT Nové Veselí [91].

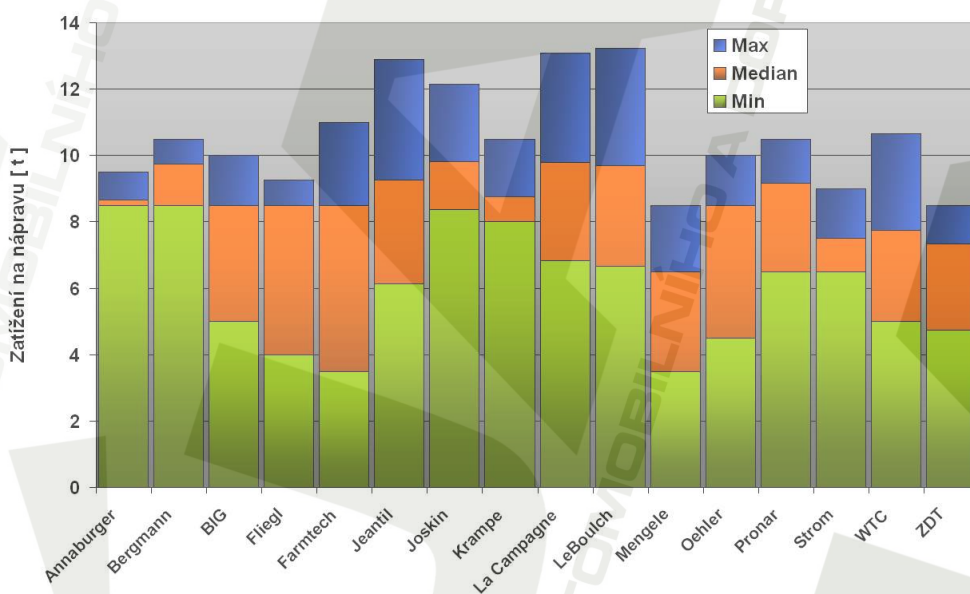
U všech přepravních vozů je vždy velmi důležitý poměr hmotností prázdného a plně naloženého vozu (popřípadě pohotovostní a užitečné hmotnosti [114]). Z průzkumu vyplývá, že většina zemědělských návěsů má celkovou hmotnost v rozmezí tří až čtyřnásobku pohotovostní hmotnosti (Obr. 18). Všeobecně nelze hovořit o závislosti tohoto poměru na tonáži vozu. Je to dáno růzností konstrukcí vozů a koreb a to i od stejného výrobce [91].

Legislativa v ČR [139] povoluje u zemědělských traktorových návěsů používaných pro provoz na pozemních komunikacích 8 tun na nápravu (při rozvoru náprav do 1300 mm u dvounápravových a od 1300 mm u třínápravových vozů) a 3 tuny na závěs traktoru. Tuto podmínku však splňují pouze některé vozy a ze 173 vozů jich 156 tuto podmínku nesplňuje. Přesněji z 31 tříosých vozů nesplňuje uvedenou podmínku 26 vozů. Ze sledovaných 173 vozů jich má 58 více než 9 tun na nápravě (9 tun na nápravu je povoleny pro dvounápravové vozy

s rozvorem od 1300 do 1800 mm). Vzhledem k maximální hmotnosti vozu při daném počtu náprav (21 tun - dvouosý, 27 tun - tříosý) je dle [139] při zahrnutí zatížení oje třemi tunami 9 tun na nápravu limitní pro dvouosé a 8 tun pro tříosé vozy. Avšak existují dvouosé vozy s rozvory nad 1800 mm, které mohou mít až 10 tun na nápravě. i tuto podmínku však 26 vozů překračuje.



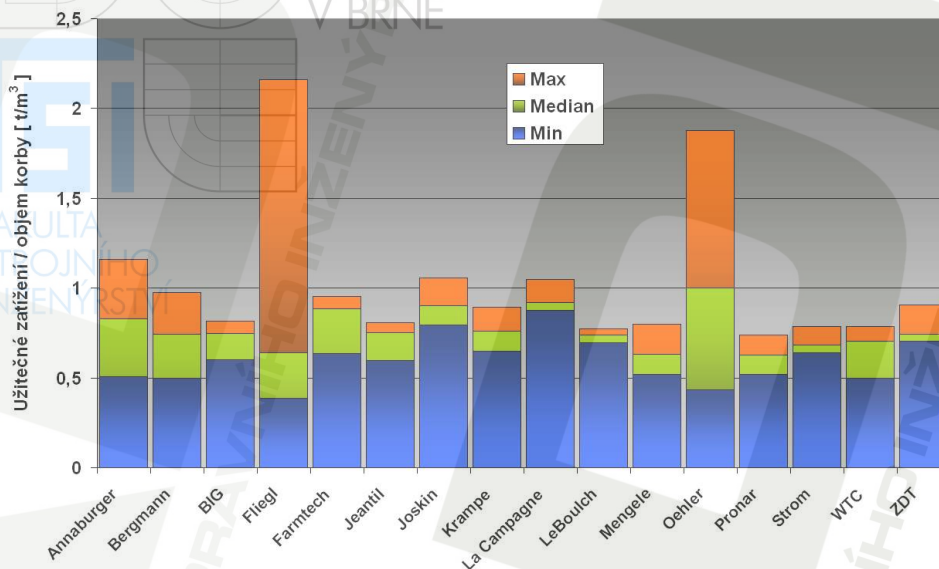
Obr. 18 – Poměr celkové a pohotovostní hmotnosti [91]



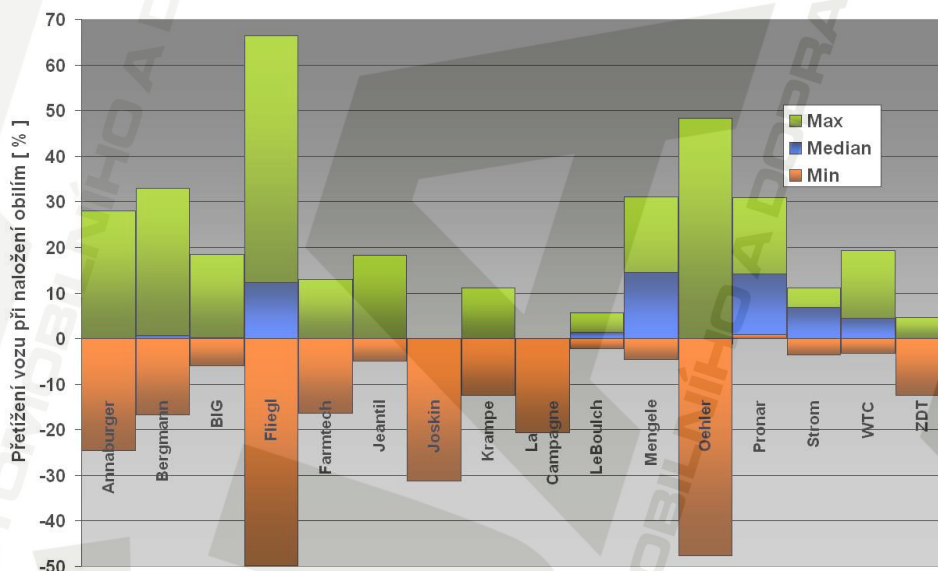
Obr. 19 – Zatížení na nápravu [91]

Často je u těžších vozů poznámka, že pro provoz na pozemních komunikacích musí být zatížení vozu nižší. Avšak pro provoz na poli, kde zhutnění zemědělské půdy značně ovlivňuje výnosy i energetickou náročnost na pozdější obdělání půdy, jsou tyto vozy taktéž nevhodné. Je třeba si uvědomit, že na půdě postižené technogenním trvalým zhutněním je

snížení výnosů u obilnin až o 20 %, u brambor až o 25 % a u řepy až o 30 % [43]. Nejvíce zatížené nápravy mají vozy Francouzských výrobců LeBoulch, La Campagne a Jeantil. Naopak nejnižší zatížení náprav vykazují stroje Fliegl, ZDT a Mengele (Obr. 19) [91].



Obr. 20 – Ideální objemová hmotnost převážených materiálů [91]



Obr. 21 – Přetížitelnost vozů [91]

Objem nesené korby je dalším důležitým parametrem pro uživatele. Na jednu stranu se zdá být výhodné mít co korbu s velkým objemem, avšak v konečném důsledku by objem korby měl být přizpůsoben nosnosti vozu. Výsledný objem by měl odpovídat zemědělským účelům a transportu nejčastěji převážených zemědělských komodit (Obr. 20), které mají sypnou hustotu okolo 750 kg/m^3 (obilí - 740 kg/m^3 , brambory - 750 kg/m^3 , řepa - 750 kg/m^3). Vozy pro lehčí materiály jako traviny a podobně by měly být opatřeny korbou odlišné konstrukce popřípadě nástavky [91].

Následkem plného naložení vozu materiálem o sypné hustotě 750 kg/m^3 je v mnoha případech přetížený vůz (Obr. 21). Například v portfoliu značky Fliegl jsou dva 20tunové vozy přetížitelné o cca 60 %. Naproti tomu výrobce Fliegl má ve své široké nabídce i speciální řadu vozů, které jsou svou konstrukcí určeny pro těžší materiály ($1,2$ až $2,1 \text{ t/m}^3$). Oehler nabízí jeden vůz přetížitelný o 48 % a dále 7 vozů s příliš malou korbou, které uvezou výrazně těžší materiály, než jsou typické pro zemědělství (objemové hmotnosti $1,5$ až $1,8 \text{ t/m}^3$). Poměrně vhodné korby z hlediska objemu nesou vozy značek LeBoulch, ZDT, LaCampagne a Krampe [91].

6.1.3. Koncepce nového vozu

Z provedeného průzkumu byl sestaven profil ideálního podvozku včetně nástaveb. Avšak ve skutečnosti je v předvýrobním procesu pouze několik vybraných variant ze všech požadovaných. Je to dáno zaměřením výrobce na větší podniky. Proto i přes zájem menších podniků o přípravu pro hydraulickou ruku není tato varianta pro další výrobu uvažována. Výsledná cena vozu navíc omezuje i použití sofistikovanějších prvků, které by umožnily širší použití stroje a snížení nákladů nejen na provoz vozu samotného. Z hlediska měrných tlaků kol na půdu by bylo výrazně prospěšnější použití třínápravových podvozků už u nižších tonáží. Z hlediska opotřebení pneu by bylo výhodnější využít zdvihací nápravy. A vzhledem k oběma těmto hlediskům by bylo výrazně přínosné použití centrálního řízení tlaku v pneumatikách. Kombinace těchto tří prvků by výrazně snížila tlaky na půdu při jízdě po polích a také by došlo ke snížení nákladů na 1 km jízdy po zpevněných komunikacích.

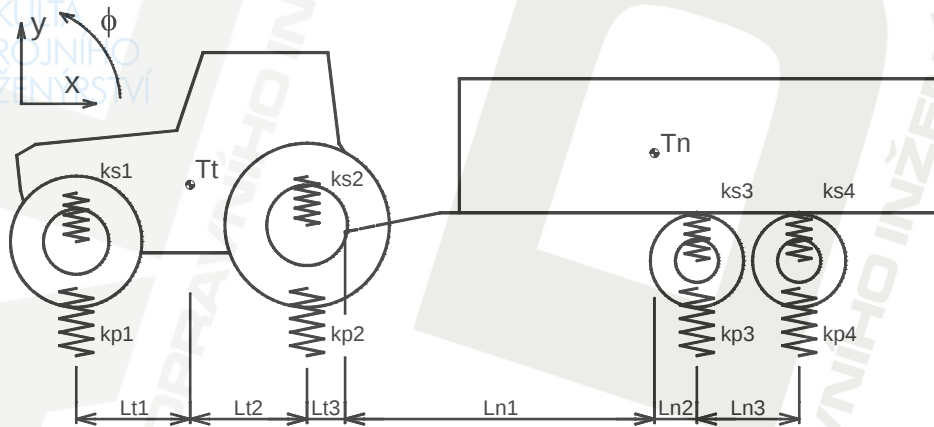
Koncepce nového vozu vychází z předchozích řešení podniku ZDT a jeho konstrukce je upravena na základě provedených simulací, výpočtů a měření. Základem je vždy svařovaný žebřinový rám umístěný na kompletu zavěšení náprav. Ten se mění dle požadavků konkrétního zákazníka, avšak nejčastěji se jedná tzv. bogie nápravu, což je v podstatě pružné vahadlo. Dalšími možnostmi jsou komplety typů tandem a tridem. Na rámu je nejčastěji umístěna dvoustranně sklápěná korba. Další často používanou nástavbou je rozmetadlo hnoje.

6.2. Matematický model traktorové soupravy s návěsem

Řešit úlohu jízdy stroje po povrchu lze několika způsoby. Tím základním je sestavení pohybových rovnic a to například pomocí metodiky založené na Lagrangeově pohybové rovnici druhého druhu – rovnice (5). Tato metodika vyžaduje určení kinetické (pohybové) energie soustavy, dále potenciální energie soustavy a v případě tlumených soustav i disipativní energie. Na základě těchto funkcí jsou vytvořeny matice hmotnosti, tlumení a tuhosti, které po znásobení vektorem zrychlení, rychlosti a výchylky se rovnají vektoru vnějších účinků. Velikost matic je závislá na počtu stupňů volnosti a tím je samozřejmě ovlivněna i složitost a časová náročnost celého řešení úkolu.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial q_j} + \frac{\partial E_P}{\partial q_j} = Q_j \quad (5)$$

Aplikace Lagrangeho přístupu na zjednodušený model traktorové soupravy znamená vytvoření matic o rozměrech 7 na 7. Zjednodušení spočívá v promítnutí celé soupravy do 2D (Obr. 22) a dále jsou odstraněny momenty setrvačnosti kol (kola jsou brána jako hmoty s pohybem pouze ve vertikální přímce), a rovněž je zanedbán pohyb soupravy v podélném směru. Vyšetřován je tedy svislý pohyb soupravy a natočení traktoru a návěsu.



Obr. 22 – Schéma trakt. soupravy pro sestavení pohybových rovnic

Kinetická energie je obecně dána pohybující se hmotou a funkcí její rychlosti. Pro zjednodušený model traktorové soupravy lze určit kinetická energie dle rovnice (6).

$$E_K = \frac{1}{2} (m_{p1} \dot{y}_{p1}^2 + m_{p2} \dot{y}_{p2}^2 + m_{p3} \dot{y}_{p3}^2 + m_{p4} \dot{y}_{p4}^2 + m_t \dot{y}_t^2 + m_n \dot{y}_n^2 + J_t \dot{\phi}_t^2 + J_n \dot{\phi}_n^2) \quad (6)$$

Avšak pohyb návěsu je provázaný s pohybem traktoru díky spojení v závěsu. Vzájemný vliv obou částí soupravy lze vyjádřit vztahy (7) a (8).

$$\dot{\phi}_n = \frac{\dot{y}_t + \dot{\phi}_t (L_{T3} + L_{T2}) - \dot{y}_n}{-L_{N1}} \quad (7)$$

$$\phi_n = \frac{y_t + \phi_t (L_{T3} + L_{T2}) - y_n}{-L_{N1}} \quad (8)$$

Potenciální energie vyjadřuje energii potřebnou k vychýlení soustavy z rovnovážné polohy, kde je tato energie nulová. K vychýlení modelované soustavy traktoru s návěsem z rovnovážné polohy je nutné deformovat některou z pružin. Potenciální energii soupravy lze určit ze vztahu (9).

$$E_P = \frac{1}{2} [k_{p1} y_{p1}^2 + k_{p2} y_{p2}^2 + k_{p3} y_{p3}^2 + k_{p4} y_{p4}^2 + k_{s1} (y_{p1} - y_t - \phi_t \cdot L_{T1})^2 + k_{s2} (y_{p2} - y_t - \phi_t \cdot L_{T2})^2 + k_{s3} (y_{p3} - y_n - \phi_n \cdot L_{N2})^2 + k_{s4} (y_{p4} - y_n - \phi_n \cdot L_{N3})^2] \quad (9)$$

$$+ k_{s4} (y_{p4} - y_n - \varphi_n \cdot (L_{N2} + L_{N2}))^2]$$

Na základě uvedené kinetické a potenciální energie je sestavena matice hmotnosti M (10) a matice tuhosti K (11). Tyto matice jsou symetrické o rozměrech 7 na 7. Vzhledem ke složitosti matice tuhosti jsou jednotlivé prvky této matice rozepsány dále v rovnicích (12) až (22).

$$M = \begin{bmatrix} m_{p1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{p2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{p3} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{p4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_t + \frac{J_n}{L_{n1}^2} & \frac{-2J_n}{L_{n1}^2} & \frac{2J_n \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-2J_n}{L_{n1}^2} & m_n + \frac{J_n}{L_{n1}^2} & \frac{-2J_n \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{2J_n \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}^2} & \frac{-2J_n \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}^2} & J_t + \frac{J_n \cdot (L_{t2} + L_{t3})^2}{L_{n1}^2} \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$K = \begin{bmatrix} k_{p1} + k_{s1} & 0 & 0 & 0 & -2k_{s1} & 0 & -2L_{t1} \cdot k_{s1} \\ 0 & k_{p2} + k_{s2} & 0 & 0 & -2k_{s2} & 0 & 2L_{t2} \cdot k_{s2} \\ 0 & 0 & k_{p3} + k_{s3} & 0 & \frac{2 \cdot L_{n2} \cdot k_{s3}}{L_{n1}} & c_{63} & c_{73} \\ 0 & 0 & 0 & k_{p4} + k_{s4} & c_{54} & c_{64} & c_{74} \\ -2k_{s1} & -2k_{s2} & \frac{2 \cdot L_{n2} \cdot k_{s3}}{L_{n1}} & c_{45} & c_{55} & c_{65} & c_{75} \\ 0 & 0 & c_{36} & c_{46} & c_{56} & c_{66} & c_{76} \\ -2L_{t1} \cdot k_{s1} & 2L_{t2} \cdot k_{s2} & c_{37} & c_{47} & c_{57} & c_{67} & c_{77} \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$c_{36} = c_{63} = -k_{s3} \cdot \left(\frac{2 \cdot L_{n2}}{L_{n1}} + 2 \right) \quad (12)$$

$$c_{37} = c_{73} = \frac{2 \cdot L_{n2} \cdot k_{s3} \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}} \quad (13)$$

$$c_{45} = c_{54} = \frac{2 \cdot k_{s4} \cdot (L_{n2} + L_{n3})}{L_{n1}} \quad (14)$$

$$c_{47} = c_{74} = \frac{2 \cdot k_{s4} \cdot (L_{n2} + L_{n3}) \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}} \quad (15)$$

$$c_{55} = k_{s1} + k_{s2} + \frac{k_{s4} \cdot (L_{n2} + L_{n3})^2}{L_{n1}^2} + \frac{L_{n2}^2 \cdot k_{s3}}{L_{n1}^2} \quad (16)$$

$$c_{57} = c_{75} = \frac{2 \cdot k_{s4} \cdot (L_{n2} + L_{n3})^2 \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}^2} + (2 \cdot L_{t1} \cdot k_{s1} - 2 \cdot L_{t2} \cdot k_{s2}) + \frac{2 \cdot L_{n2}^2 \cdot k_{s3} \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}^2} \quad (17)$$

$$c_{64} = c_{46} = -k_{s4} \cdot \left[\frac{2 \cdot (L_{n2} + L_{n3})}{L_{n1}} + 2 \right] \quad (18)$$

$$c_{65} = c_{56} = -\frac{2 \cdot k_{s4} \cdot \left(\frac{L_{n2} + L_{n3}}{L_{n1}} + 1 \right) \cdot (L_{n2} + L_{n3})}{L_{n1}} + \frac{2 \cdot L_{n2} \cdot k_{s3} \cdot \left(\frac{L_{n2}}{L_{n1}} + 1 \right)}{L_{n1}} \quad (19)$$

$$c_{66} = k_{s4} \cdot \left(\frac{L_{n2} + L_{n3}}{L_{n1}} + 1 \right)^2 + k_{s3} \cdot \left(\frac{L_{n2}}{L_{n1}} + 1 \right)^2 \quad (20)$$

$$c_{67} = c_{76} = -\frac{2 \cdot k_{s4} \cdot \left(\frac{L_{n2} + L_{n3}}{L_{n1}} + 1 \right) \cdot (L_{n2} + L_{n3}) \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}} + \frac{2 \cdot L_{n2} \cdot k_{s3} \cdot \left(\frac{L_{n2}}{L_{n1}} + 1 \right) \cdot (L_{t2} + L_{t3})}{L_{n1}} \quad (21)$$

$$c_{77} = \frac{k_{s4} \cdot (L_{n2} + L_{n3})^2 \cdot (L_{t2} + L_{t3})^2}{L_{n1}^2} + k_{s1} \cdot L_{t1}^2 + k_{s2} \cdot L_{t2}^2 + \frac{L_{n2}^2 \cdot k_{s3} \cdot (L_{t2} + L_{t3})^2}{L_{n1}^2} \quad (22)$$

Dosazením matic do základní pohybové rovnice v maticovém zápisu (23) dostaneme soustavu diferenciálních rovnic. Na základě těchto rovnic lze vytvořit tzv. frekvenční determinant, přičemž úpravou na polynom získáme frekvenční rovnici. Z té pak lze určit vlastní frekvence soustavy pro volné netlumené kmitání.

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{B} \cdot \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K} \cdot \mathbf{q} = \mathbf{Q} \quad (23)$$

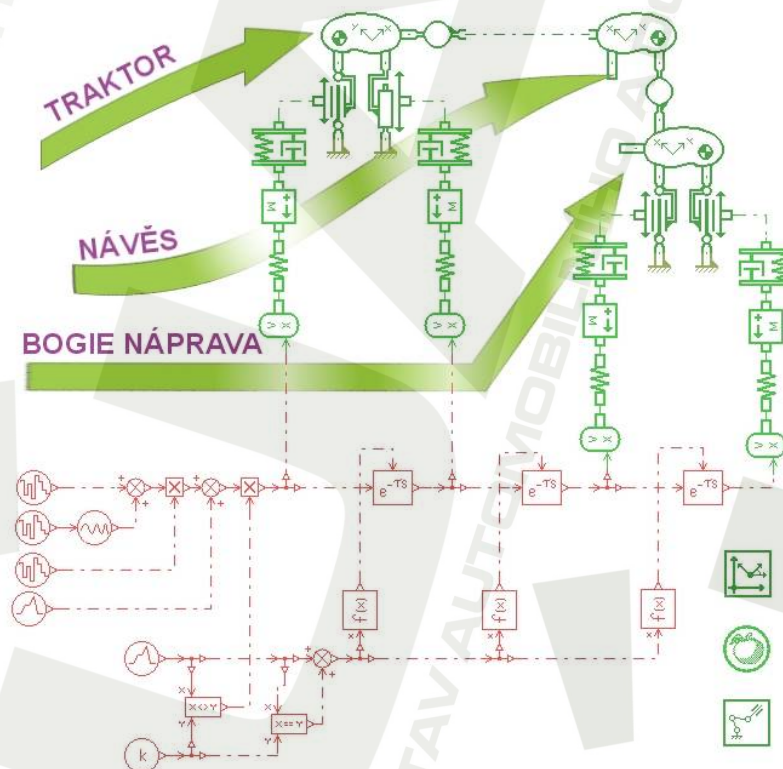
Touto metodou je samozřejmě možné řešit i rozsáhlejší úlohy, avšak přesnost výsledku značně závisí na správném zpracování rovnic kinetické a potenciální energie (případně i disipativní energie) a v neposlední řadě i kvalita modelu samotného. V řadě případů je nutné brát v úvahu některá zjednodušení, která mohou výrazně snížit vypovídající hodnotu modelu a tím způsobit nekorektnost výsledků. Je tedy vhodné využít simulačního softwaru, který je schopen významně zjednodušit a urychlit práci i při vyšší složitosti modelu.

6.3. Zjednodušený model traktorové soupravy v systému AMESim

Využití simulačních softwarů je velice často všestranné, avšak ne vždy je cesta k výsledkům jednoduchá a mnohdy je nutné model opět zjednodušit. Nezřídka je nutné přenést prostorovou úlohu na rovinnou, jako je tomu zapotřebí například v prostředí AMESim. Tento software je určen k řešení rozsáhlé oblasti technických záležitostí od simulací automatizačních okruhů přes jednodušší mechanické soustavy i propojené s hydraulickými či pneumatickými obvody, elektrické či vzduchotechnické obvody až po řešení složitých celků motorových vozidel.

6.3.1. Popis modelu

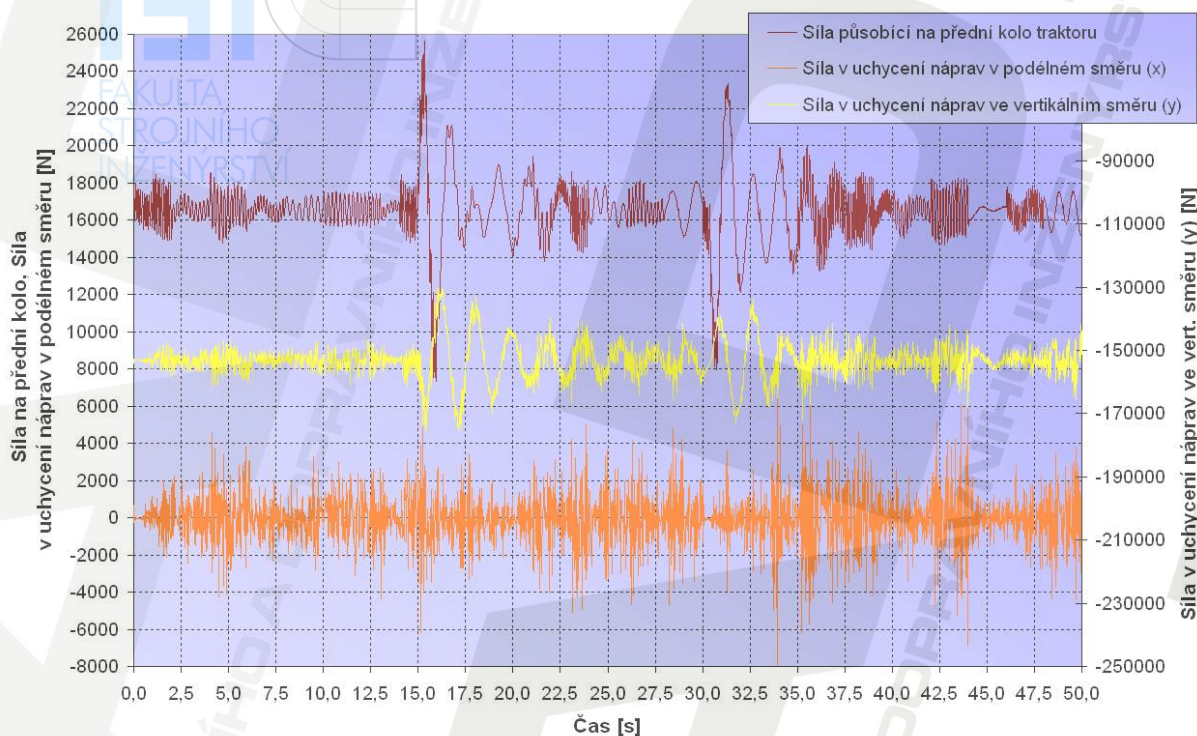
Model traktorové soupravy (Obr. 23) je pro výpočet v systému AMESim zjednodušen na rovinnou úlohu a návěs má pro jednoduchost pevnou oj. Traktor v tomto případě představuje těleso o zadaných parametrech hmotnosti, momentu setrvačnosti a polohách jednotlivých přípojných bodů. Na jeden z těchto bodů navazuje závěs traktoru, ke kterému je připojeno těleso návěsu, které je nadefinováno obdobně jako těleso traktoru. K tělesu návěsu je pomocí rotační vazby připojeno těleso bogie nápravy, které je přes „kola“ v kontaktu s podložím. Podloží je zde simulováno pomocí buzení výchylkou, které je náhodně generováno. Signál udávající výchylku se postupně s časovým odstupem dostává od předních kol traktoru až k zadní nápravě návěsu. Časový odstup je závislý na vzdálenosti mezi koly a rychlosti.



Obr. 23 – Schéma modelu traktorové soupravy v softwaru AMESim

6.3.2. Výsledky

Výsledky vypočtené tímto modelem jsou využitelné pouze za předpokladu rovinné úlohy. Tedy přesněji za předpokladu, že levá i pravá strana traktorové soupravy pojíždí po naprosto identickém terénu i povrchu. To je však významně omezující faktor, protože právě nerovnoměrné zatížení rámových konstrukcí, které způsobuje jejich kroucení, značně ovlivňuje namáhání spojů (svarů) i základních nosníků celé konstrukce.



Obr. 24 – Výsledky získané ze simulace v systému AMESim

Získané výsledky z tohoto modelu vypovídají o značně namáhaném uchycení bogie nápravy k rámu. Získanou sílu je pro výpočet nutné podělit dvěma. Z grafu (Obr. 24) je viditelné, že síla působící vertikálně v tomto úchyty odpovídá přenášené části z 18tunového návěsu. Rozkmitání sil je způsobeno najetím na schodek a sjetím ze schodku. Nájezd i sjezd je zadán jako pozvolný a proto nejsou změny působících sil nijak extrémní.

Model traktorové soupravy v systému AMESim umožňuje jednodušeji a podrobněji simulovat děje při přejezdu přes překážky, než v případě výpočtu pomocí jednoduchého matematického modelu. Avšak ani v tomto případě nejsou výsledky dostačující pro detailnější analýzu chování stroje při jízdě a zejména pro analýzu pomocí MKP, protože v tomto modelu není zachycen vliv nerovnoměrného stranového zatížení. Vzhledem k tomu je vhodné vytvořit trojrozměrný model.

6.4. Simulace jízdy přívěsu a návěsu o stejných parametrech

Během průzkumu trhu byly zjištěny nesrovnalosti užívané terminologie. Samotná vyhláška 341/2002 Sb. používá termíny přípojné vozidlo a přívěs pro označení traktorového přívěsu i návěsu. Mimo jiné i na základě těchto nesrovnalostí bylo rozhodnuto o simulaci obou zařízení za účelem jejich srovnání. Byly sledovány rozdíly jízdních vlastností traktorových návěsů a přívěsů za různých podmínek (průjezd zatáčkou, brzdění v zatáčce, akcelerace, akcelerace při sklopené korbě s vlhkým nalepeným materiálem, přejezd nerovnosti terénu, jízda po nakloněné rovině). Některé z vybraných stavů mohou způsobit při nešetrném zacházení majetkové i jiné škody. Velice častým případem je deformace rámu podvozku nebo například zničení nápravy. Je tedy užitečné tyto stavy nasimulovat a výsledky použít pro úpravu stávajících koncepcí přípojných vozidel [46].

6.4.1. Popis modelu

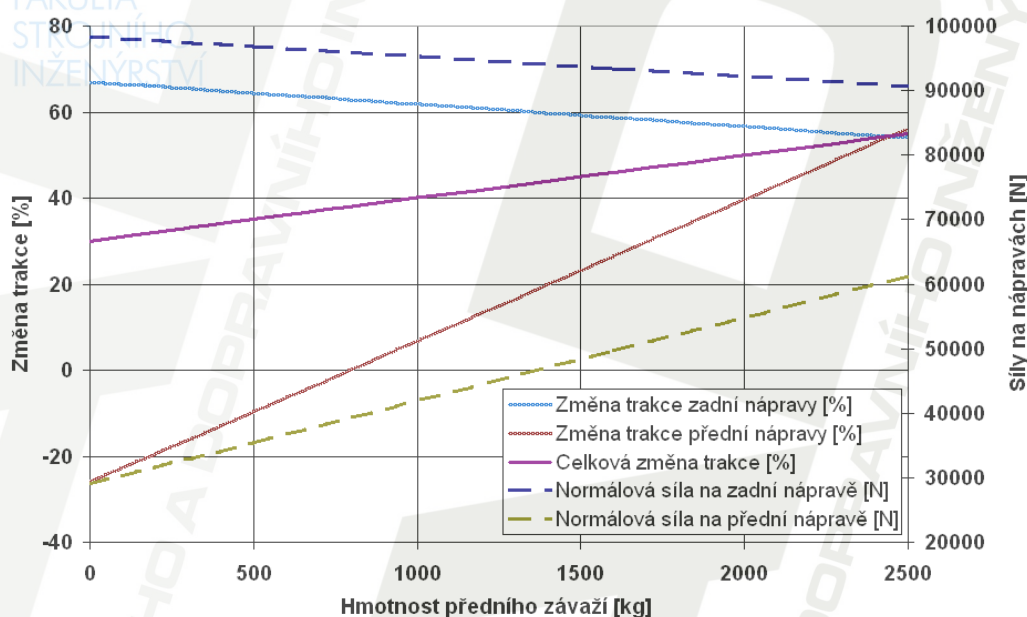
Modely obou souprav (Obr. 25) byly sestaveny v prostředí ADAMS View. 3D modely valníků, traktoru a rámu byly zhotoveny v prostředí softwaru Inventor. Pro tuto simulaci šlo pouze o vizuální podobu, doplněnou o pomocné body, které byly využity při sestavování modelů v systému ADAMS. Jako předloha traktoru pro 3D model a zvláště pak pro určení dynamických vlastností modelu byl vybrán FENDT 936. Tento traktor byl zvolen vzhledem k navazujícím simulacím, které měly být zaměřeny na těžší návěsy (21 a více tun). Předlohou pro model přívěsu byl vybrán vůz PS 9,3 od výrobce ZDT s nosností 9 tun. Návěs byl modelován podle vozu MEGA 13 taktéž od výrobce ZDT s nosností 10 tun. Oba vozy mají navíc identické pneumatiky (14,5/80x18 12 PR).



Obr. 25 – Simulační modely přívěsu a návěsu [46]

Model traktoru není odpružený a celá souprava je poháněna řízenými silami, které mají působíště ve středu zadní nápravy a dále v těžištích předních kol. Důvodem pro toto rozdělení bylo správnost řešení při jízdě zatáčkou. Směr síly v zadní nápravě byl nastaven

do podélné osy traktoru, kdežto směry sil v předních kolech jsou svázány s polohou kol (řízení). Hnací síly jsou rozloženy v konkrétním poměru 60/20/20 % z maximální možné tažné síly traktoru, která byla stanovena vzhledem k hmotnosti traktoru a součiniteli tření mezi pneumatikou a podložím. Tím je simulováno rozložení 60/40 % s uzavřenými diferenciály. Chybou u prvních modelů soupravy s návěsem bylo nezvýšení maximálních sil vlivem přenesení části hmotnosti na traktor. Přitom zvýšení trakčních schopností může dosahovat pro traktor FENDT 936 při použití předního závaží o hmotnosti 2500 kg až 55 % (Obr. 26).



Obr. 26 – Změna trakce v závislosti na hmotnosti závaží na předním závěsu

Změna trakčních schopností traktoru je jednou z hlavních předností návěsu. Změny normálových sil na podložku od jednotlivých náprav lze popsat rovnicemi (24), (25) a celkovou změnu trakce vyjádřenou v procentech lze získat z rovnice (26). V těchto rovnicích a grafu (Obr. 27) jsou použity veličiny odpovídající traktoru Fendt 936.

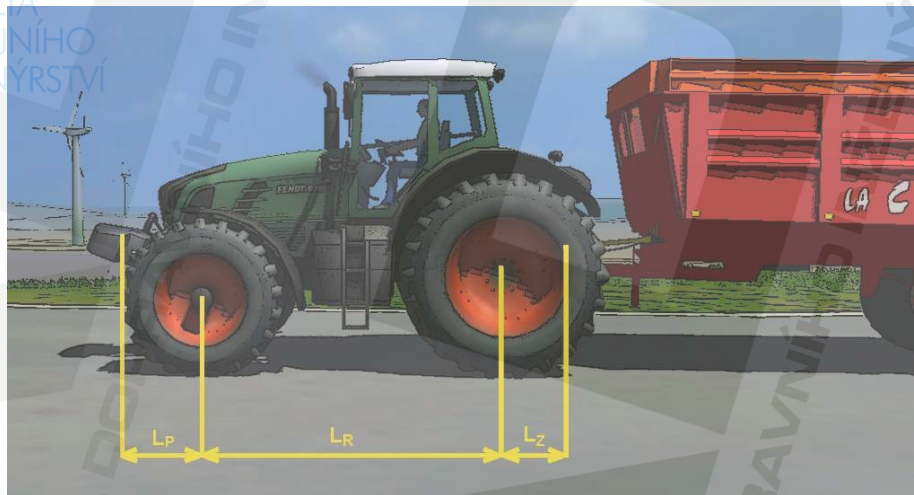
$$F_{NZxy} = \frac{-m_{PZ} \cdot g \cdot L_P + m_{ZZ} \cdot g \cdot (L_R + L_Z) + F_{NZ00} \cdot L_R}{L_R} \quad (24)$$

$$F_{NPxy} = \frac{m_{PZ} \cdot g \cdot (L_P + L_R) - m_{ZZ} \cdot g \cdot L_Z + F_{NP00} \cdot L_R}{L_R} \quad (25)$$

$$\Delta T_{xy} = \frac{F_{NZxy} + F_{NPxy}}{(F_{NZ00} + F_{NP00}) \cdot 100} - 100 \quad (26)$$

Hmotnostní parametry jednotlivých prvků simulovaného modelu byly nastaveny dle předloh. Modely obou přípojných vozidel jsou vytvořeny podle náskresů uveřejněných

výrobce předloh [162] a [163]. Podvozek návěsu je upevněn na nápravy s vahadlovým zavěšením. Tato vahadla nejsou pružná stejně jako u reálného vozu a odpružená je pouze o návěsu. Oba vozy mají na korbě naložený náklad s hmotností rovné cca užitečnému zatížení vozu, tedy konkrétně 9 t u přívěsu a 10 t u návěsu. V obou případech je převáženým materiálem obilovina o sypné objemové hmotnosti 800 kg/m^3 . Tato hodnota objemové hmotnosti odpovídá podle ČSN 73 0035 [142] i mnoha dalším zemědělským komoditám jako např. hnůj, len, luštěniny nebo pícniny s obsahem sušiny cca 25 %. Výše nákladu je přizpůsobena maximálnímu užitečnému zatížení vozu a tím jsou určeny i polohy těžišť.



Obr. 27 – Nákres traktoru pro určení změny trakce

Použitý matematický model pneumatik je pro všechny kola stejný a v programu ADAMS nese název „Fiala tire model“. Tento model má řadu omezení a nevýhod. Avšak pro potřeby této simulace je tento matematický model poměrně dostačující. Každý typ pneumatiky má nastavenou jinou tuhost i tlumení. Mimo těchto parametrů má každý typ pneumatiky odlišné momenty setrvačnosti a hmotnost, která byla odhadována na základě informací prodejců zemědělských pneumatik. Přejížděný povrch je v jednom případě rovný pro test jízdy do zatáčky a v druhém případě s překážkami pro test stability soupravy při jízdě po nerovnosti. Mimo tyto testy je vytvořen povrch členitého terénu, ve kterém je testována stabilita v náklonu při jízdě v kopci po vrstevnici apod. [46].

6.4.2. Výsledky simulace

Výsledky těchto simulací jsou určeny pro maximální rychlost do 50 km/h. Avšak tato rychlost není pro tonáže modelovaných vozů limitující. K pohonu traktoru, jak bylo zmíněno výše, je využito třech sil v daných působíších. Tyto síly byly řízeny dle rovnic (27). Tím je zaručeno že souprava do kopce nebude příliš zpomalovat. Naopak při brzdění se síly řídí rovnicí s logickým „IF“ (28). Ovládání rychlosti soupravy pomocí hnacích a brzdících sil je závislé na použitých rovnicích, avšak jako výhodnější se jeví varianta tažení soupravy pomocí táhla.

$$F_H = F_{\max} \cdot \left(\frac{v_{\max} - v_M}{v_{\max}} \right)^2 \quad (27)$$

$$F_B = IF(v_M - v_{B\max}) : 0,1000, F_{B\max} \cdot \left(\frac{v_M - v_{B\max}}{v_{B\max}} \right)^2 \quad (28)$$

Přestože mají modelované soupravy velmi podobné vlastnosti, ve výsledcích jsou dle očekávání viditelné rozdíly. Nejvýraznější rozdíl mezi přívěsem a návěsem je pozorovatelný při testu průjezdu zatáčkou, kdy návěs měl tendenci se držet v přímém směru a traktor se dostával do smyku. Další z testů ukázal, že přestože návěs nebyl odpružený, pohyb jeho korby nemá tak velké výchylky jako je tomu v případě přívěsu. Test brzdění prokázal značný rozdíl mezi různě rozloženými brzdícími účinky na nápravách soupravy. Z výsledků v některých testech lépe vychází přívěs (průjezd zatáčkou). Nižší je v tomto případě i zatížení tažného bodu ve vertikálním a příčném směru. Návěs však zatěžuje ve vertikálním směru závěsu více zadní nápravu traktoru a tím traktor získává lepší trakční schopnosti. Důsledkem připojení návěsu při špatně dotíženém traktoru je odlehčení přední nápravy, což dle vyhlášky 341/2002 Sb. [139] nesmí klesnout pod 20 % okamžité hmotnosti traktoru.

6.5. Simulace návěsů o celkové hmotnosti vyšší než 21 tun

V současnosti je stále patrnější trend rostoucích výkonů tažných strojů (v zemědělství traktorů), což mimo jiné umožňuje redukovat jejich počet. Z hlediska přepravy materiálu, čím silnější jsou traktory, tím více materiálu mohou převážet a tím rychleji mohou jezdit. Z těchto výhod silných traktorů vyplývají potíže při konstrukci přípojné techniky. Problém rychlosti je o to horší, že současné kabiny řidičů traktorů jsou daleko pohodlnější než ty z minulých desetiletí a proto řidič nepozná, že by měl zpomalit. Důsledkem toho je vyšší rychlost celé soupravy i na velmi nerovném terénu a na rám přípojné techniky tak mohou působit značné zatěžující účinky. Další problém způsobovaný pohodlností řidičů traktorů je ovládání pomocí joysticku. Dle průzkumů jednoho výrobce traktorů obsluha nevyužívá k brzdění brzdící pedál (brzdí soustavu soupravy), ale z pohodlnosti brzdí joystickem (motorem přes převodovku a kola traktoru) [63]. Brzděná jsou tedy jen kola traktoru, za kterým se pohybuje několikátunový kolos. To způsobuje značné namáhání oje, závěsu a také v některých případech potíže se stabilitou jízdy [87].

Determinace zatížení rámu konstrukce podvozku pro výpočet pomocí MKP (Metoda konečných prvků) je závislá na znalosti stavů, které nastávají v reálných podmínkách. Bohužel ne všechny stavy a podmínky lze dopředu odhadnout či vůbec vymyslet. Základním předpokladem bývá správné zacházení s technikou. V současnosti jsou farmáři tlačeni okolnostmi k využívání techniky až na hranici jejích možností a mnohdy i za tuto hranici. V oblasti zemědělské přepravy to znamená značné přetěžování vozů a jízdu často vyšší

než povolenou či dokonce konstrukční rychlostí vozu. Tyto způsoby nevhodného používání techniky jsou špatně prokazatelné při reklamacích u výrobců a ti se tedy snaží jim předejít zvýšenou odolností vozu.

Mimo přetížení a nadměrné rychlosti vozu mohou nastat i jiné mnohdy již ne provozní stavy, které mohou vést k mezním stavům použitelnosti podvozku. Vzhledem k tomu, že je téměř nemožné vymyslet, co vše lze s přívěsnou technikou provádět, nelze jednoduše ani jednoznačně určit zatěžující stavy. Navíc pro navrhování přípojné zemědělské techniky neexistují normy. Konstrukce vozu je omezen pouze legislativou (Vyhláška č. 341/2002 Sb. [139]) a bezpečnostními normami [140]. Nic z toho se však netýká konstrukce rámu vozu ani následných testů zaměřených na odolnost konstrukce. Pro návrh rámu podvozku je vhodné provést simulaci jízdy po různém terénu a za různých podmínek za účelem zjištění zatěžujících sil a teprve na základě těchto simulací je možné provést analýzu pomocí MKP [87].

Další možností je ověřit konstrukci rámu podvozku při reálných testech v přirozeném pracovním prostředí a zatížení. Tyto bývají založeny na výrobě prototypu, jeho přípravě pro měření fyzikálních veličin a posléze provedení samotného měření. V tomto případě je vhodné měřit zrychlení konkrétních bodů v různých směrech a také povrchové napětí na rámu. Nejvýhodnější pro návrh a vývoj konstrukce rámu je kombinace simulací i následného měření prvního vzorku, který je vytvořen právě na základě zmíněných simulací (Obr. 28).



Obr. 28 – Ideální kombinace: virtuální simulace a ověření na reálném vozu [89]

Jestliže předchozí simulace byly zaměřeny na vozy o nosnostech okolo 10 tun, v tomto případě je soustředěn zájem na výrazně těžší vozy. Konkrétně jde o vozy o celkových hmotnostech 21 až 32 tun. Takto těžké vozy jsou nejčastěji dvounápravové a ty těžší z nich dokonce třínápravové. Dvounápravové vozy mohou mít osy tandemového uspořádání

a nebo na vahadlech. Vozy jsou nejčastěji odpruženy pomocí listových, potažmo parabolických pružin. To přináší celou řadu složitostí a potíží pro simulaci. Při sestavování modelů bylo nahrazení listových pružin a jejich uchycení ještě složitější díky vzájemnému propojení dvou nebo dokonce tří náprav [87].

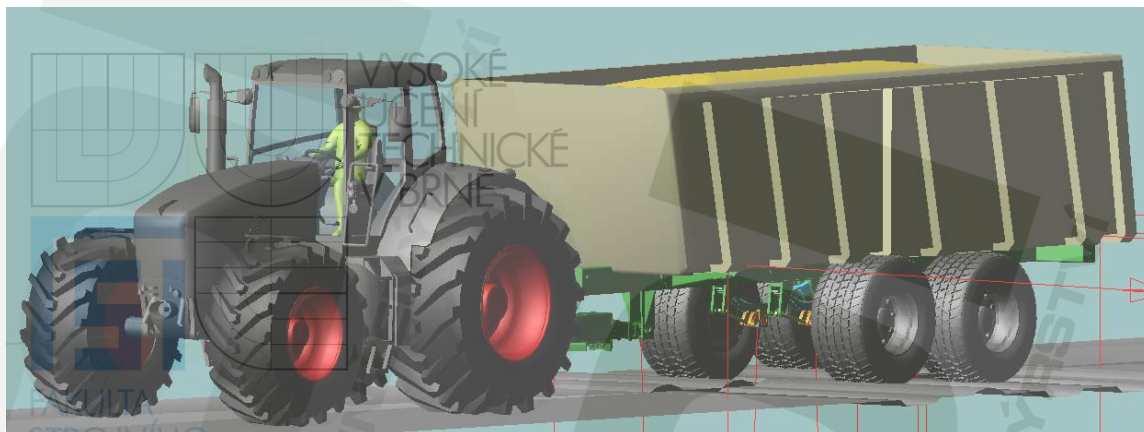
6.5.1. Popis modelů

Modely jednotlivých vozidel byly vytvářeny dle reálných předloh. Traktor zůstal z předchozích simulací přípojných vozidel o přibližně stejných nosnostech (FENDT 936). Rozdíl doznal pouze jeho vzhled, avšak hmotnost i další parametry zůstaly zcela stejné. Vzhled modelu traktoru byl vylepšen díky importu volně dostupného 3D modelu pro počítačovou hru „Landwirtschafts simulator 2009“ [164]. Pro použití v simulačním prostředí ADAMS View byl původní 3D model upraven pomocí freeware editoru [165]. Avšak ve skutečnosti při odborném pohledu jde pouze o hmotný bod se svými dynamickými vlastnostmi.

Konstrukce návěsů byly napřed vytvořeny na základě zkušeností spolupracujícího výrobce ZDT. Tyto konstrukce rámu byly poté z 3D modeláře importovány k traktoru do prostředí ADAMS View. Na tento rám pak byly pomocí vazeb uchyceny další prvky jako korba, oje, zavěšení náprav a podobně. Detailnost modelu lze odvodit od celkového počtu vazeb či stupňů volnosti soustavy. Pro simulaci soupravy s třínápravovým vozem (tridem - Obr. 29) byla vytvořena soustava s 36 stupni volnosti a v případě dvounápravového vozu (tandem - Obr. 30) se jedná o soustavu se 34 stupňů volnosti. Nejsložitější oblastí modelů je (už od pohledu i na reálný vůz) podvozková část. Všechna kola jsou k rámu přichycena pomocí 8 vazeb. Tedy u třínápravového vozu se jedná 48 vazeb plus ještě 4 vazby mezinápravových vahadélek a 4 kontaktní oblasti simulující dorazy pro pohyb již zmíněných vahadélek.

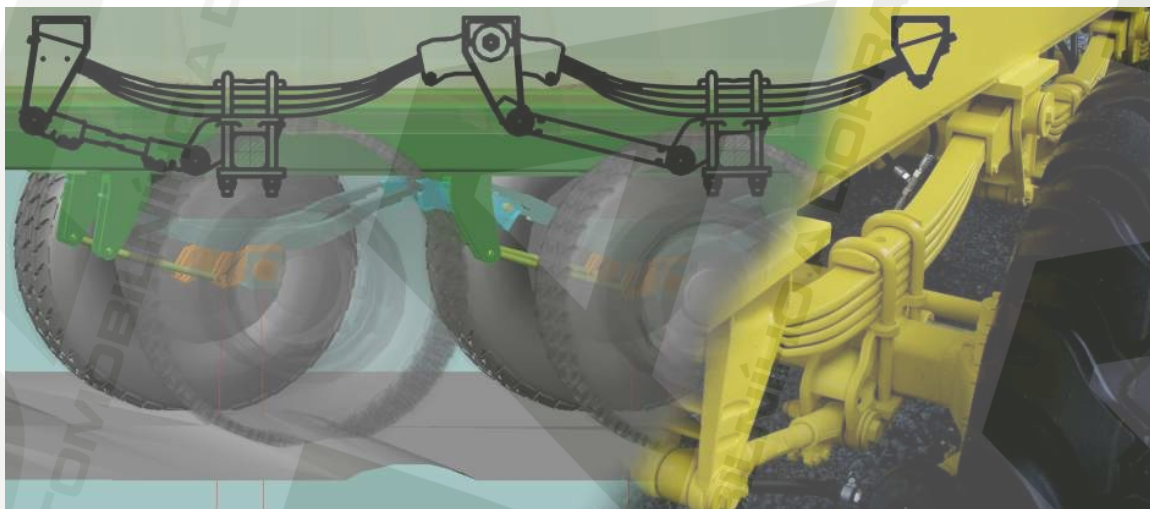


Obr. 29 – Model soupravy s tříosým návěsem o celkové hmotnosti 27 tun [89]



Obr. 30 – Model soupravy s dvounápravovým návěsem o celkové hmotnosti 21 tun

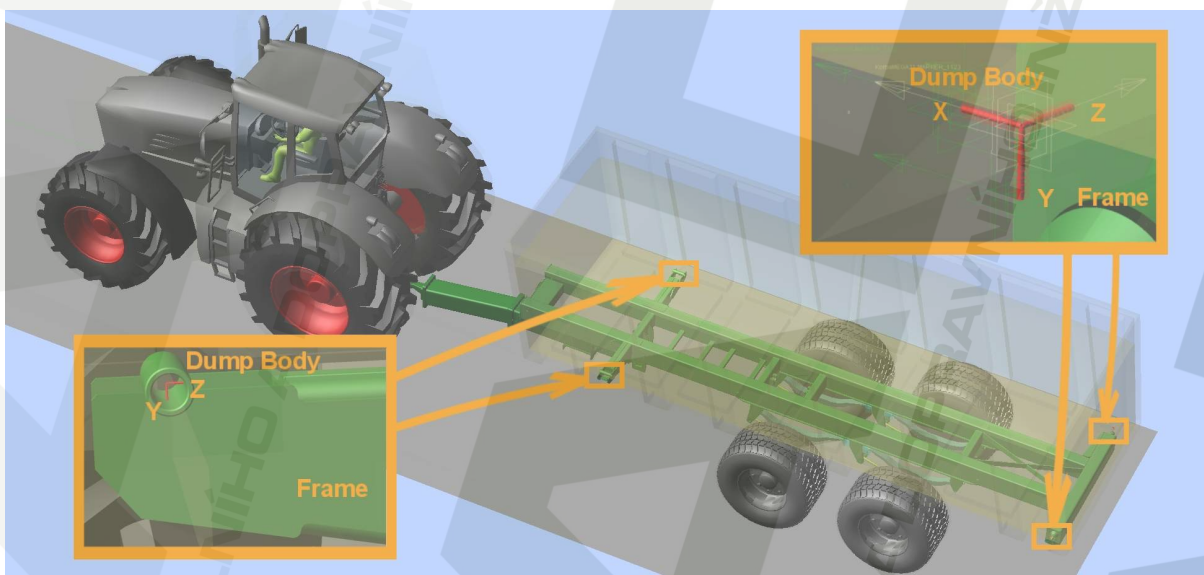
Složitost podvozkové části (Obr. 31) je dána detailním propracováním tohoto prvku. Ve skutečnosti jsou listová pera pouze opřena o rám a při pružení mají tak možnost se vůči rámu pohybovat. Polohu náprav vůči rámu zajišťují táhla, kterými je každá náprava přichycena k rámu. Aby byl zajištěn volný pohyb listových pružin v modelu, bylo nutné uchytit každou stranu listového pera přes rotační respektive kulovou a posuvnou vazbu. Model podvozkové části byl vytvořen s ohledem na stabilitu a korektnost výpočtu bez nadbytečných vazeb, které simulačním softwarům často vadí.



Obr. 31 – Srovnání reálného zavěšení se simulovaným [89]

Svůj díl na složitosti celku zavěšení má i náhrada listových per vinutými. Každé listové (parabolické) pero bylo nahrazeno dvěma prvky svázanými vzájemně vinutou pružinou a konstantní tuhostí. Avšak lineární průběh zde nelze předpokládat, protože parabolická pera jsou značně nelineární. Další důležitá odlišnost podvozku simulovaného od reálného je v nezávislém zavěšení obou stran návěsu. Ve skutečnosti jsou obě strany spojeny nápravou, což ale není vhodné pro simulaci z důvodu použitého modelu pneumatiky. Všechny 8 respektive 10 kol je simulováno pomocí matematického Fiala modelu.

Korba s materiálem je k podvozku přichycena pomocí deformovatelných vazeb. To není pro simulační prostředí ADAMS zcela běžné, protože tento systém nabízí zejména vazby nedeformovatelné, které jsou při nadbytečném počtu odebíraných stupňů volnosti redukovány celé nebo alespoň ve vybraných směrech. Jinými slovy vazby jsou ořezány tak, aby soustava byla staticky určitá. Tento zásah softwaru je často nevhodně proveden a snižuje tak kvalitu modelu. Softwaru často umožňují použití pružných vazeb (tzv. bushing), ale stabilita výpočtu při použití více těchto vazeb je velice nízká. Proto byla korba s materiálem k rámu upevněna pomocí vlastních deformovatelných vazeb (Obr. 32), které jsou tvořeny malými (do 3 cm), ale značně tuhými pružinami. Každá pružina nahrazuje jeden směr působení dané vazby (x, y, z). Korba je tedy uchycena na podvozku pomocí 10 pružin. To umožňuje sledovat účinky korby na rám ve čtyřech vzájemných bodech.

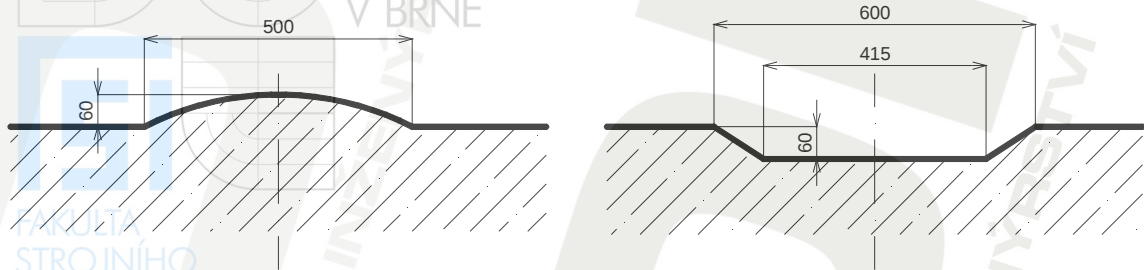


Obr. 32 – Znázornění deformovatelných vazeb použitých na modelu [89]

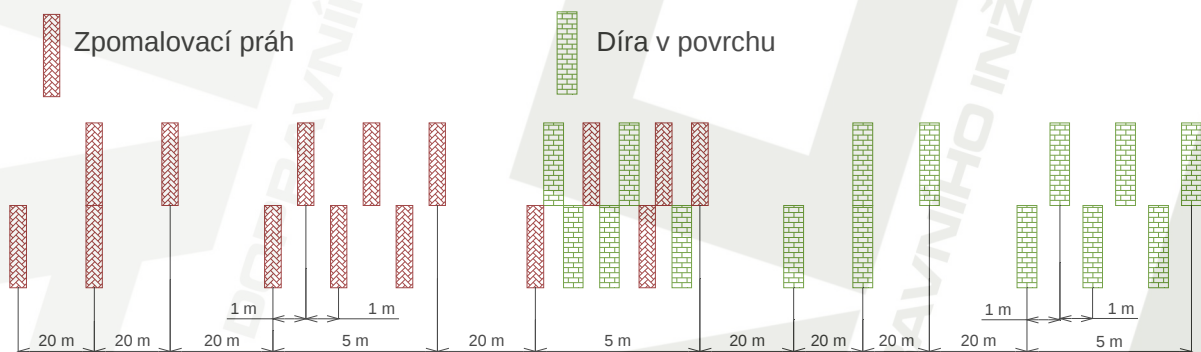
S modelovanými soupravami byly simulovány různé testy a v závislosti na nich byly použity rozdílné terény a popřípadě překážky na nich. Nejjednodušší podklad je tvaru čtverce bez překážek a je určen pro simulaci rozjezdu zalomené soupravy. Složitější model podloží obsahuje terénní nerovnosti, které lze předpokládat v zemědělství jakými je schod nahoru a dolů a dále příkop. Další podloží obsahuje periodicky se opakující nerovnosti tvaru pilového signálu. Povrch napodobuje orané poli či jiné periodicky se opakující nerovnosti.

Avšak zemědělská technika smí jezdit i po komunikacích, na kterých bývají rovněž nerovnosti, avšak řidiči zde jezdí výrazně rychleji. Testovací trať byla sestavena z dvou druhů překážek (Obr. 33). Jde o překážky tvaru zpomalovacího prahu a tvaru díry. Přesný tvar definuje norma ČSN 30 0560 [141] a ON 30 0562 [143]. Tyto normy jsou však určeny k jinému účelu a proto již neupřesňují například rozteče a uspořádání překážek. Například norma ČSN 30 0560 slouží k měření dynamických součinitelů při jízdě vozidla přes překážky, což spočívá v přejetí pouze jediné překážky. Pro zjištění účinků na rám návěsu byla sestavena

náročnější dráha. Uspořádání překážek (Obr. 34) bylo zvoleno na základě teoretických předpokladů a jiných reálných testovacích polygonů (např. polygon pro testování trolejbusů plzeňské společnosti ŠKODA HOLDING a.s. [92], [106]) [89].



Obr. 33 – Profil překážek pro simulaci jízdy na vozovce [89]



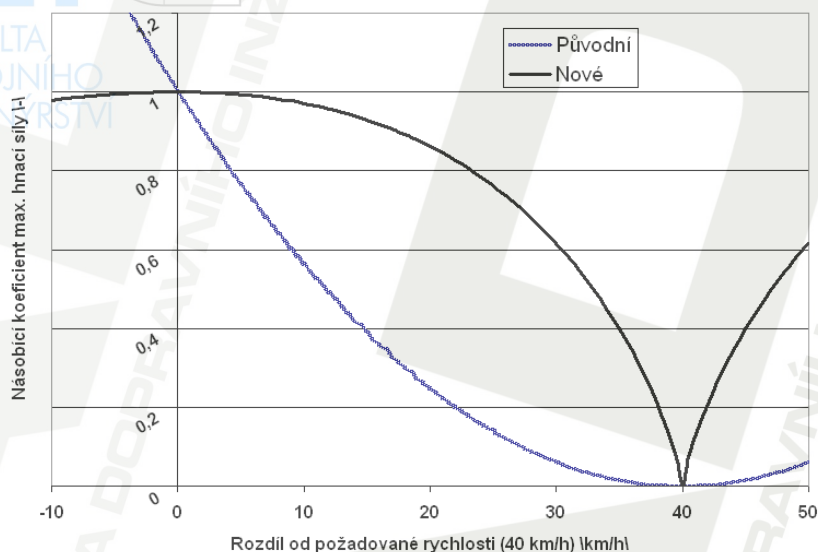
Obr. 34 – Schéma uspořádání překážek na dráze pro simulaci jízdy po silnici [89]

Podloží se pro MBS (Multi body system) ADAMS zadává formou souboru psaného v textovém editoru. V počátku jsou definovány polohy uzlů a následně jsou pomocí těchto uzlů definovány elementy, které jsou trojúhelníkového tvaru. Nejsložitější testovací dráha obsahuje 354 uzlů a 503 elementů. To je hlavní důvod pro použití v tomto případě MS Excel, kde všechny náročnější typy testovacích drah jsou vytvářeny parametricky. Díky tomu stačí změnit hodnoty roztečí, délek, hloubek, sklonů, stoupání či klesání pro rychlou a kompletní změnu rozměrů povrchu podloží.

Pojezdové rychlosti souprav a dokonce i způsob pohonu se liší v závislosti na typu terénu. Pro terény simulující typické zemědělské podmínky byl model poháněn silami. Maximální rychlost byla nastavena na 15, 30 a 50 km/h. Působíště sil bylo shodné jako u simulací stejně těžkých přípojných vozidel (předchozí kapitola). Avšak rovnice hnacích sil se výrazně změnily (Obr. 35) z důvodu zvýšení přesnosti požadované rychlosti (29). Podobnou úpravou prošly i brzdící síly (30). Navíc rychlosti jsou v rovnicích silových účinků rozlišeny na minimální (do této rychlosti je traktor hnán) a maximální (od této rychlosti je traktor brzděn). Díky tomu se souprava rozjíždí s vyšší plynulostí a přitom dříve dosáhne požadované rychlosti. Funkce v systému ADAMS obsahují navíc podmínku IF, která při překročení hranice požadované rychlosti vypíná nepotřebnou složku sil.

$$F_H = F_{\max} \cdot \left[0,5 - \cos \left[\left(\sqrt{\left(\frac{v_{T \min} - v_T}{v_{T \min}} \right)^2} \right)^{0,4} \cdot \pi \right] \cdot 0,5 \right] \quad (29)$$

$$F_B = F_{\max} \cdot \left(\sqrt{\left(\frac{v_{T \max} - v_T}{v_{T \max}} \right)^2} \right)^{0,25} \quad (30)$$



Obr. 35 – Hnací síly pro rychlost 40 km/h dle rovnic (27) a (29)

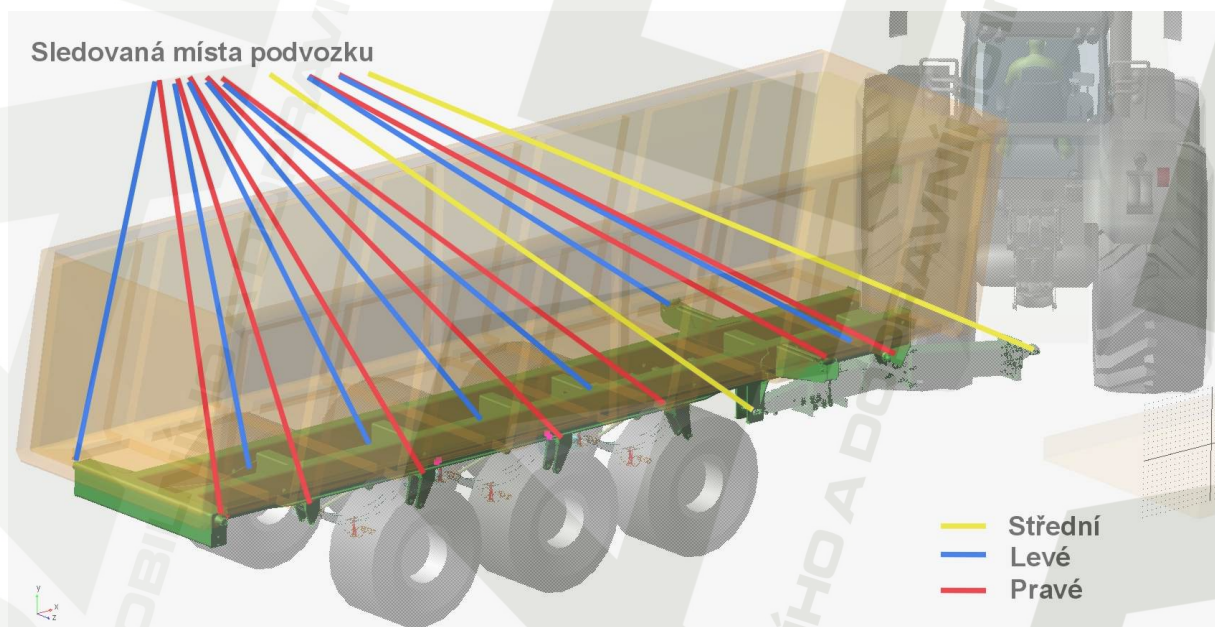
Rychlost jízdy souprav při testech na komunikacích byla stanovena jednak na legislativou stanovených 40 km/h při odpovídajících hmotnostech vozidel soupravy a dále byly provedeny simulace při rychlostech 60 km/h se stejnými hmotnostmi vozidel. Nelze totiž spoléhat na dodržování pravidel ze strany obsluhy a provozovatelů techniky. Praxe naopak potvrzuje časté přetěžování vozů a vyšší rychlost jízdy, než je povolená. Není výjimkou vůz o celkové povolené hmotnosti 25 tun naložený 25 tunami materiálu jedoucí z kopce rychlostí téměř 70 km/h. Modely pro simulace jízdy po komunikacích jsou poháněny zcela odlišnou koncepcí. Na rozdíl od předchozích simulací je zde traktor tažen tyčí, přičemž její druhý konec se pohybuje konkrétní rychlostí, která se mění v závislosti na poloze traktoru na trati.

6.5.2. Výsledky simulací

Všechny simulace byly prováděny za účelem determinace zatěžujících účinků na rám konkrétního návěsu. Takto získané zatěžující účinky jsou dále vyhodnoceny a ověřeny na základě zkušeností, předpokladů, analytických výpočtů a reálných stavů a teprve pak jsou implementovány do modelu pro analýzu pomocí MKP. Pro implementaci výsledků do softwaru využívající MKP je nutné znát nejnepríznivější a třeba i výrobcem zakázaný, avšak fyzikálně možný zatěžující stav. Za tímto účelem je vhodné využít zkušenosti reklamačního a servisního oddělení výrobce daného produktu.

V podniku ZDT například často řeší oprávněnost reklamací, kdy vůz byl nadměrně přetěžován (nadměrně opotřeбенé ložiska, prasklé nápravy a podobně). Nejednou v servisu řešili ohnuté podélníky rámu v zadní části vozu. Tyto deformace nastaly téměř vždy díky prudkým rozjezdům s korbou nahoře (poloha při vysypávání materiálu) a přilepeným (přimrzlým) větším množstvím materiálu v korbě. Na základě získaných informací byly vytvořeny testy, které simulovaly i tyto nepříjemné a zakázané stavy.

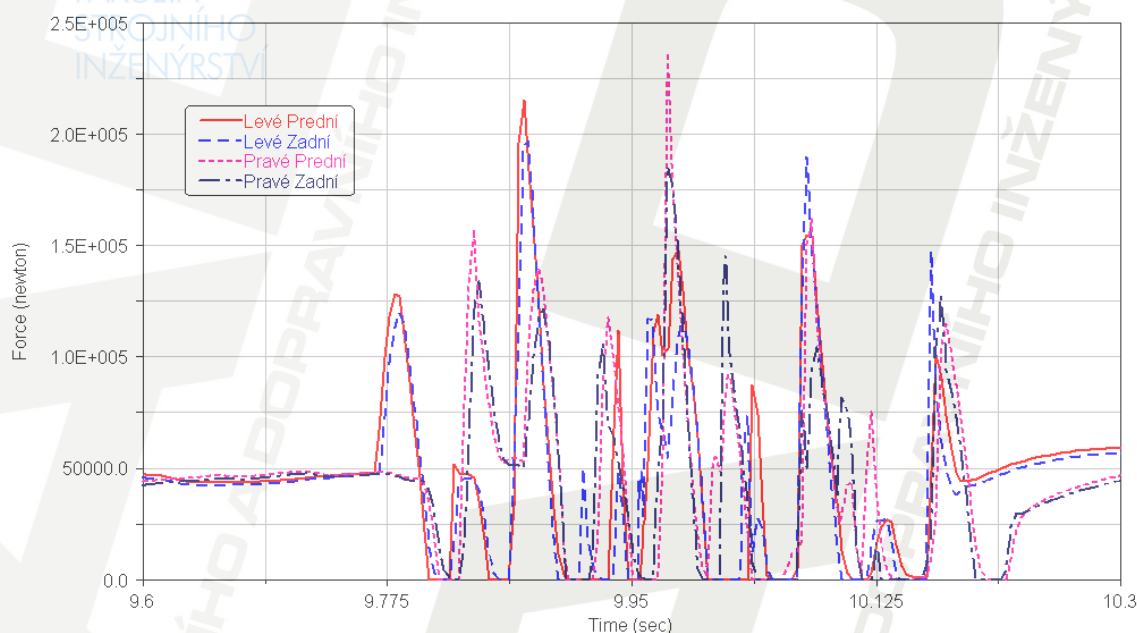
Výsledkem všech simulací jsou zjištěné silové účinky ve vybraných místech (Obr. 36) na rámech návěsů, které na konstrukci působí. Mezi sledovaná místa uvnitř vozu patří body uchycení korby s materiálem k rámu podvozku, místa pro uchycení oje k rámu a v neposlední řadě jsou pozorovány účinky v místech spojení rámu a zavěšení náprav. K těmto bodům patří dále externí místa, jakým je například závěsný bod návěsu k traktoru a také jsou zaznamenávány silové účinky mezi koly návěsu a podložím.



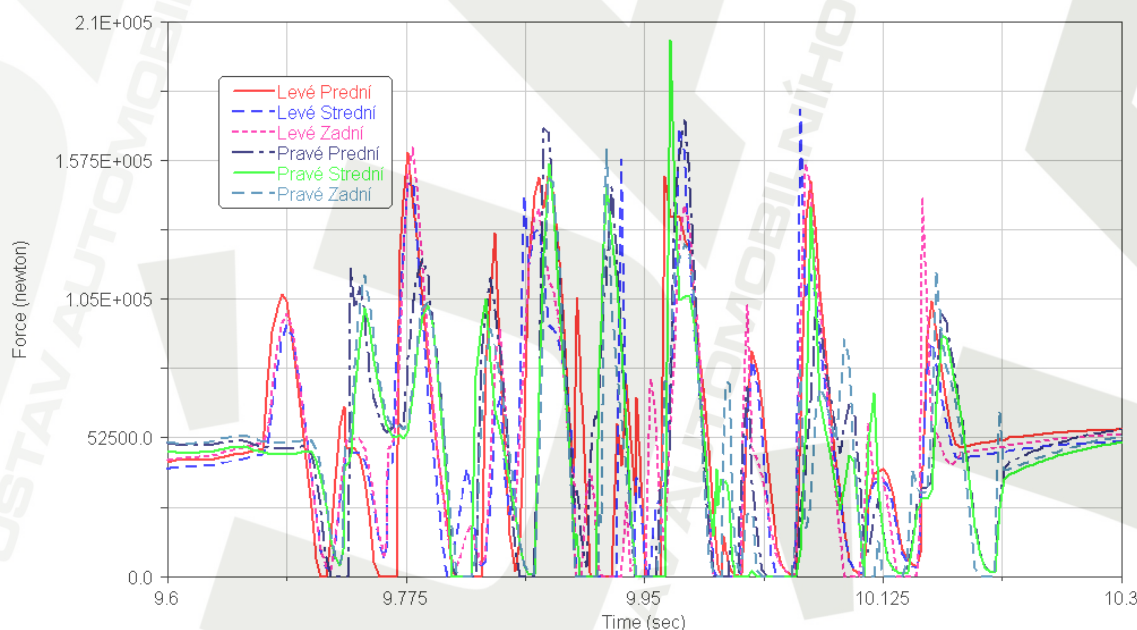
Obr. 36 – Sledovaná místa na podvozku při simulacích [87]

Z výsledků testů na stejných podložích při různých rychlostech je evidentní, že rychlost jízdy má zcela zásadní vliv na síly působící na rám návěsu. V případě tridemu dokonce rychlost značně koreluje s působícími silami ve vertikálním směru (korelační koeficient vyšší než 0,98). V případě tandemu jsou lineární závislosti o něco slabší. Výsledky potvrzují kromě vlivu rychlosti i další všeobecně známý fakt a to vliv hmotnosti vozu. Z výsledků je viditelný rozdíl mezi cca 21 tunovým tandemem a cca 29 tunovým tridemem hlavně v místech uchycení korby k rámu podvozku. V dalších místech už nejsou výsledky tak jednoznačné. Například vertikální zatížení závěsu traktoru je vyšší u tandemu. To je však ovlivnitelné rozměry vozů a zejména polohami těžišť koreb s materiálem [87].

Více namáhanými prvky tandemu jsou přední kola návěsu (ložiska, celá náprava). To je jednoduše vysvětlitelné nižším počtem náprav. Zajímavé je, že působící síly na rám podvozku, přepočtené na jednu tunu návěsu s materiálem, vycházejí výrazně horší u tandemového systému pružení. K podobným závěrům lze dojít i po přepočtení na jednu nápravu podvozku. Avšak srovnání absolutních výsledných čísel jednoznačně tvrdí o výraznějším namáhání třínápravového podvozku. Naopak při přejíždění nerovností typických pro zpevněné komunikace vykazuje třínápravový vůz výrazně nižší špičkové namáhání prvků závěsů náprav, než je tomu u dvounápravových vozů (Obr. 37, Obr. 38) [87].

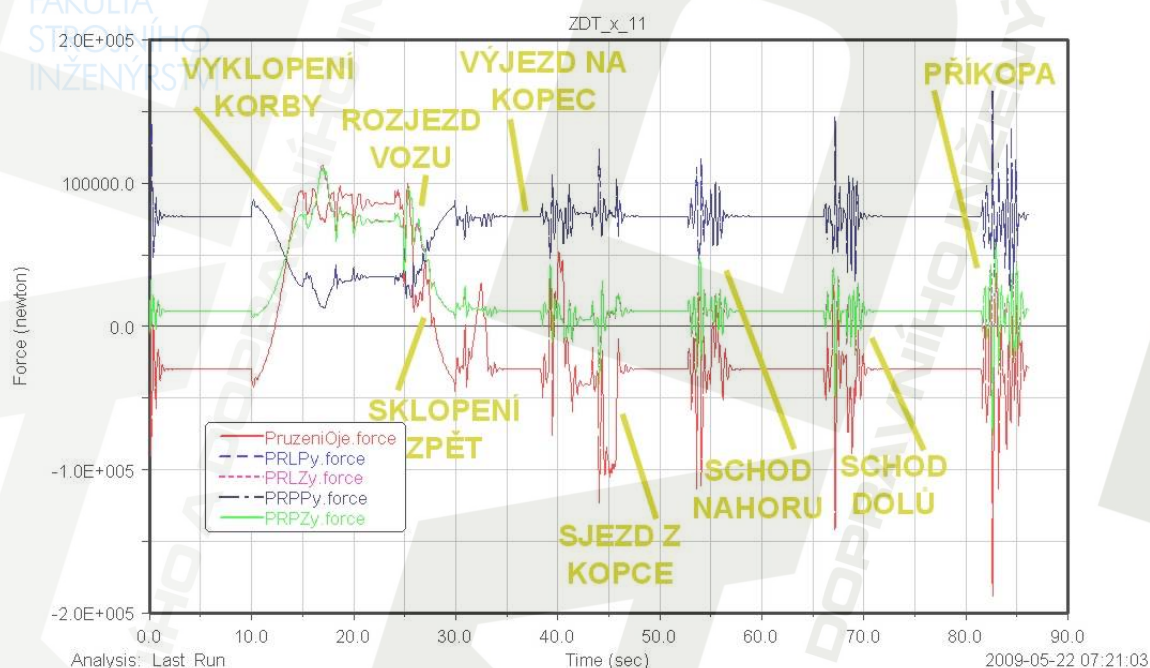


Obr. 37 – Síly působící na kola tandemu na trati pro test jízdy po silnici [89]

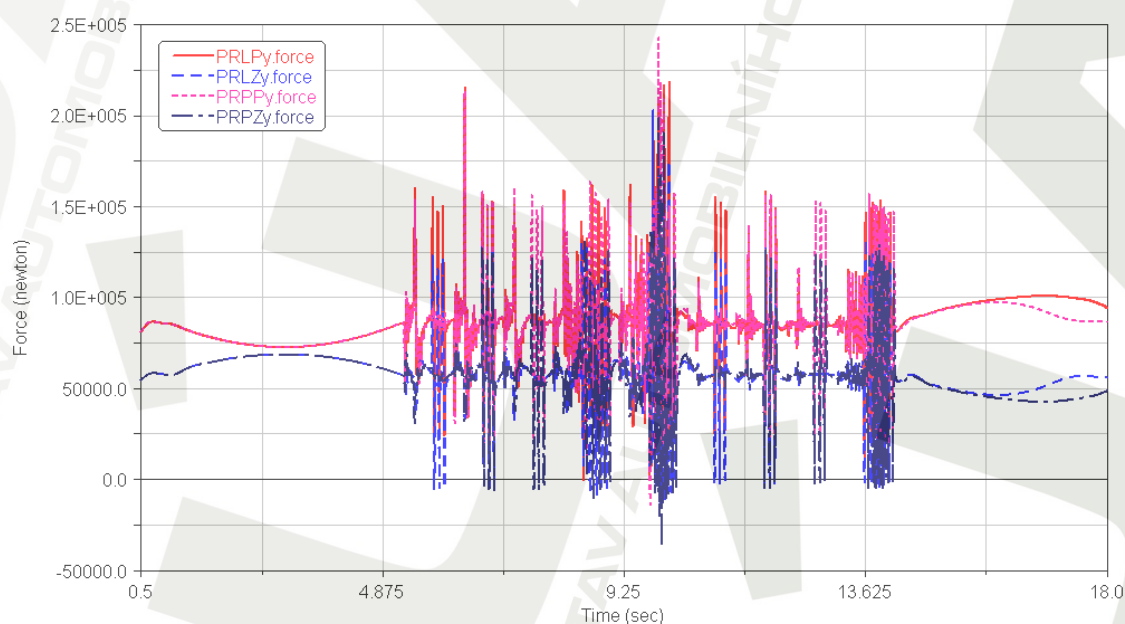


Obr. 38 – Síly působící na kola tridemu na trati pro test jízdy po silnici [89]

Značný vliv na velikost působících sil a tedy i na zjištěné výsledky má typ pojezdného terénu (Obr. 39, Obr. 40). V případě předpokládaných zemědělských překážek (schody a příkop) se vždy jedná o zatížení, které se neopakuje. Jakmile se přední kolo traktorové soupravy setká s překážkou, zvýší se rozruch na „snímačích“ po celé soupravě. Tento rozruch je v danou dobu nejsilnější v místě změny tvaru podloží a směrem dále od tohoto místa se vše utlumuje. Celý přejezd překážky pak lze popsat jako vlnu rozruchů, která jde skrz celou soupravu. Původce vlny se však nehýbe a hýbe se pouze souprava. Po přejetí překážky dojde k utlumení rozruchu na počáteční hodnoty před překážkou [87].



Obr. 39 – Vybrané síly působící na rám podvozku tridemu - trať zemědělských př. [87]



Obr. 40 – Vybrané síly působící na rám podvozku tridemu - trať silničních překážek [89]

Test simulující jízdu po pravidelně se opakujícím nerovném povrchu, jakým může být například oraná půda, ukazuje, že podvozek zatížený tímto způsobem je více namáhán. Málokterý zemědělec by jezdil po zoraném poli, ale fyzikálně je to možné. Navíc polní cesty i některé silnice se svým charakterem značně podobají testovanému podloží. Bylo zjištěno, že pro periodické překážky jsou důležitými faktory rozteč nerovností, rychlost a hmotnost soupravy. Pokud jede traktor rychlostí, která při dané rozteči nerovností stimuluje střídavý pohyb kol (náprav) ve vlastní frekvenci soupravy či samotného vozu, dojde k výraznému nárůstu působících sil, jak se ukázalo v jednom z testů. Simulace ukázaly, že i menší a pozvolnější překážky mohou být nebezpečné, pokud se pravidelně opakují. Silové účinky při stejných rychlostech jsou v průměru až o 60 % vyšší než u náhodných překážek [87].

Dalším testem byl prudký rozjezd soupravy, která není v přímce (Obr. 41). Cílem bylo určit síly působící na uchycení oje k rámu. Výsledky však nenaznačují nijak nepříjemné zatížení rámu návěsu. Důvodem byl nejspíše malý uhel odklonu od přímky. Větší však technicky není možný vzhledem k poloze závěsného bodu a rozměrům kol traktoru. Vyšší nebezpečí by mohlo nastat při bočním nárazu těžkého objektu (traktoru) do oje. To však již testováno nebylo, protože se nejedná o provozní stav, nýbrž o stav havarijní [87].



Obr. 41 – Rozjezd zalomené soupravy

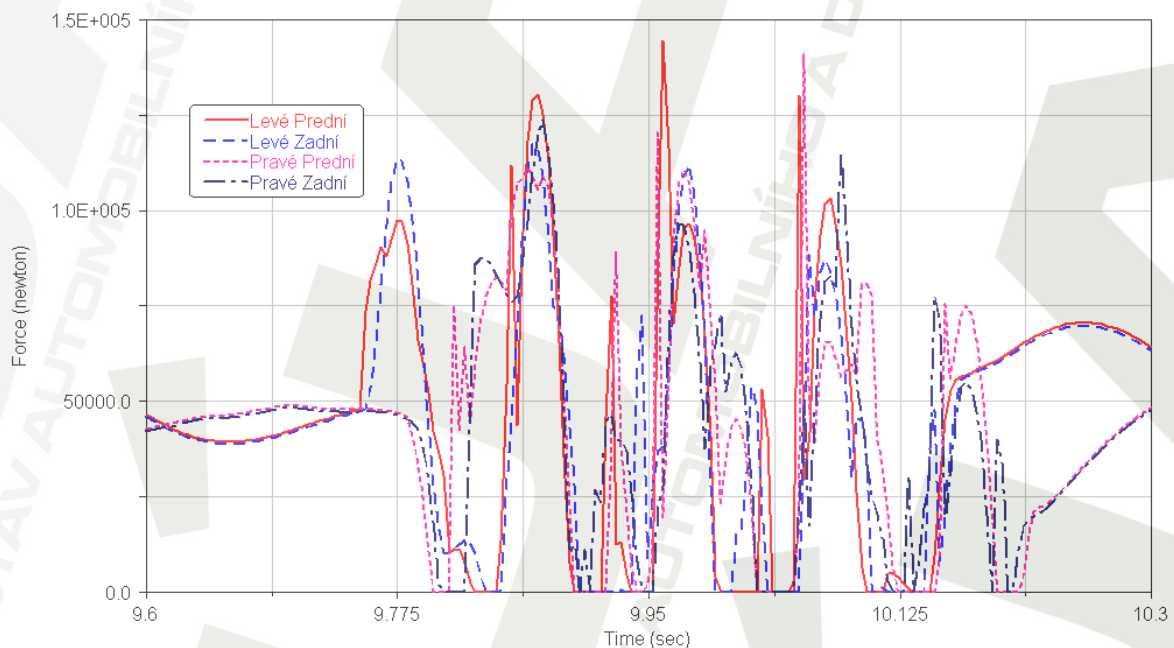
Zemědělská technika se velice často pohybuje i na běžných komunikacích, které skýtají nástrahy špatně viditelných výmolů či v obytné zástavbě zpomalovacích prahů. Neopatrná jízda přes tyto nerovnosti může způsobit dokonce i havarijní stav (převrácení vozu a podobně). Na základě provedených simulací byly srovnávány třínápravové vozy (tridem - Obr. 38, Obr. 46), dvounápravové vozy (tandem - Obr. 31, Obr. 37, Obr. 45) a dvounápravové vozy (bogíe - Obr. 42, Obr. 43, Obr. 44). Ve výsledcích je dobře patrná nejnáročnější část překážkové dráhy, kterou je dle očekávání soustava děr a prahů, jenž je umístěna přibližně v polovině dráhy. Dle maximálních hodnot silových účinků mezi korbou a rámem je zřetelný rozdíl mezi těžším 31 tunovým a lehčím 21 tunovým návěsem, přičemž dle očekávání účinky na těžším návěsu jsou výraznější. Naproti tomu síly působící od kol do náprav mají výraznější maxima u soupravy s dvounápravovým vozem. Tyto síly se přímo

přenáší do ložisek náprav a odtud dále přes listové pružiny a jejich uchycení do rámu. Výsledky také potvrzují lepší rozložení působících sil od kol na podloží u třínápravového vozu i při přibližně stejném statickém zatížení na kolo (cca 50000 N). Zajímavé, avšak logické, je nejvyšší zatížení střední nápravy u třínápravového vozu.

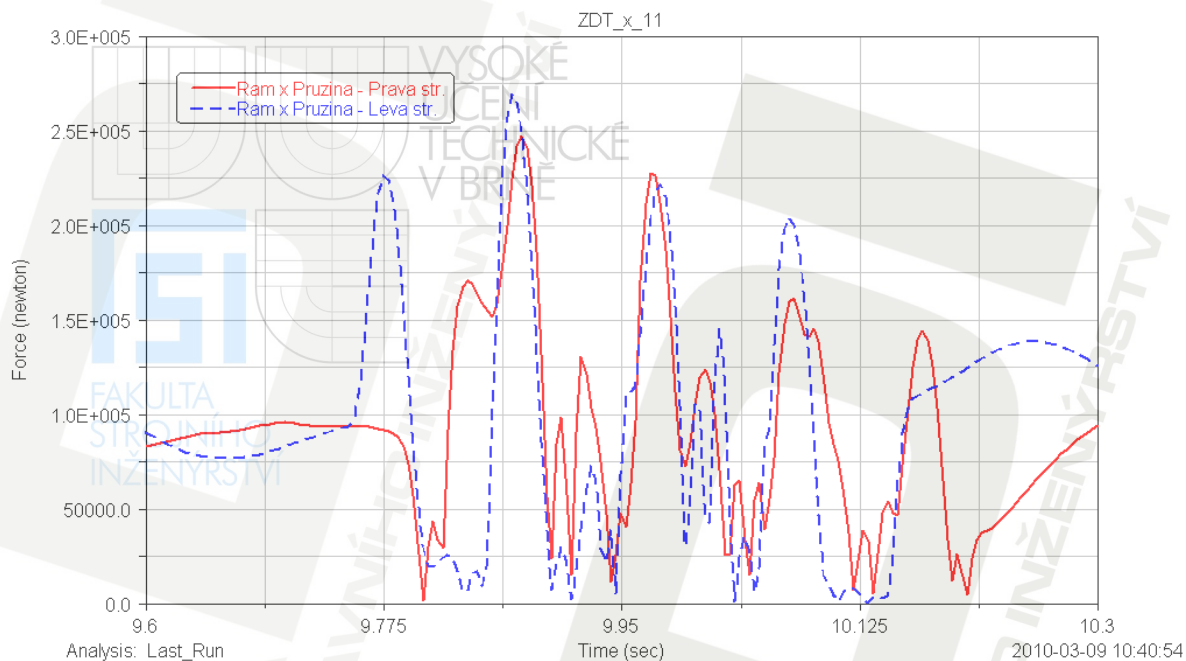


Obr. 42 – Simulační model soupravy s dvounápravovým návěsem se zavěšením bogie

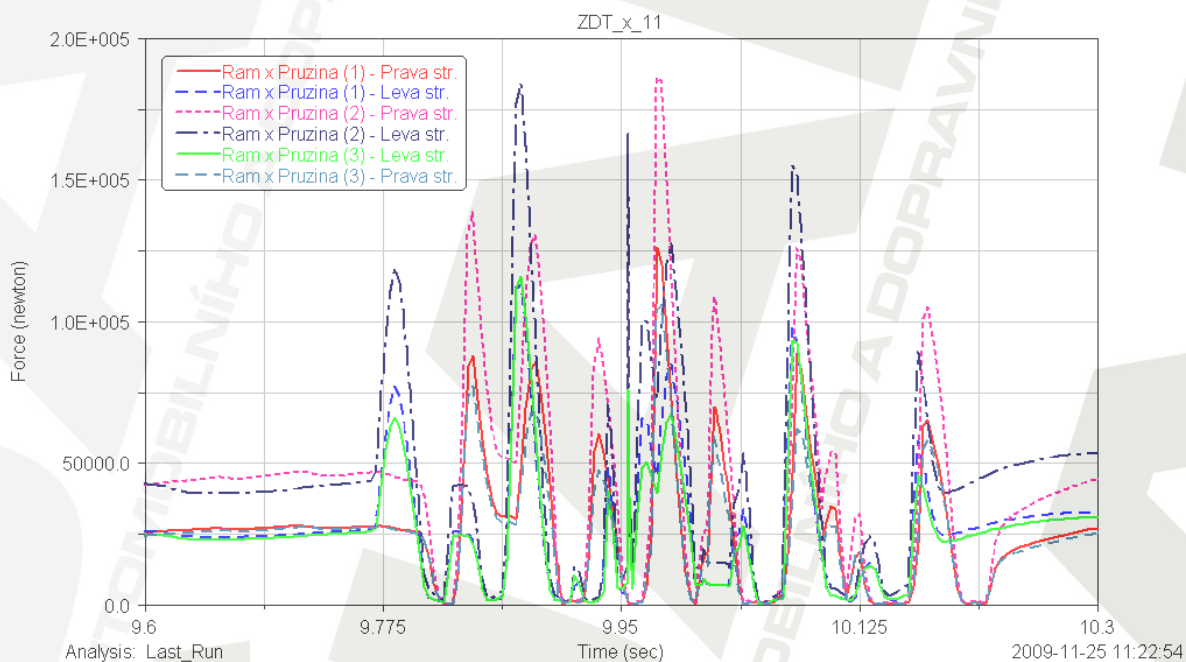
Při srovnávání dvounápravových vozů jsou patrné rozdíly mezi způsoby zavěšení náprav. Zavěšení typu bogie vykazuje výrazně nižší zatížení povrchu od kol a tedy i v opačném směru je nižší zatížení ložisek náprav a náprav samotných. Avšak síly působící na rám jsou v případě bogie zavěšení ztlačně méně příznivé. U tandemového uspořádání se síly rozloží na tři body, kdežto u bogie zavěšení jsou obě nápravy připevněny k rámu pouze v jednom bodě.



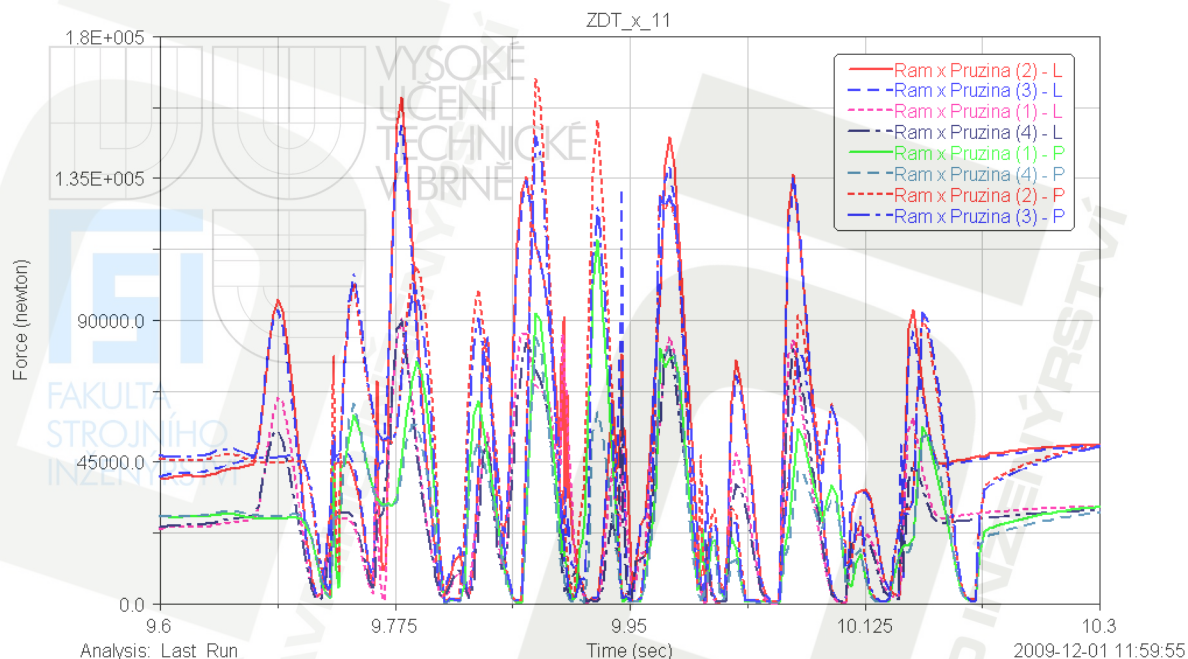
Obr. 43 – Síly působící na kola bogie zavěšení náprav na trati pro test jízdy po silnici



Obr. 44 – Síly působící od zavěšení bogie na rám podvozku



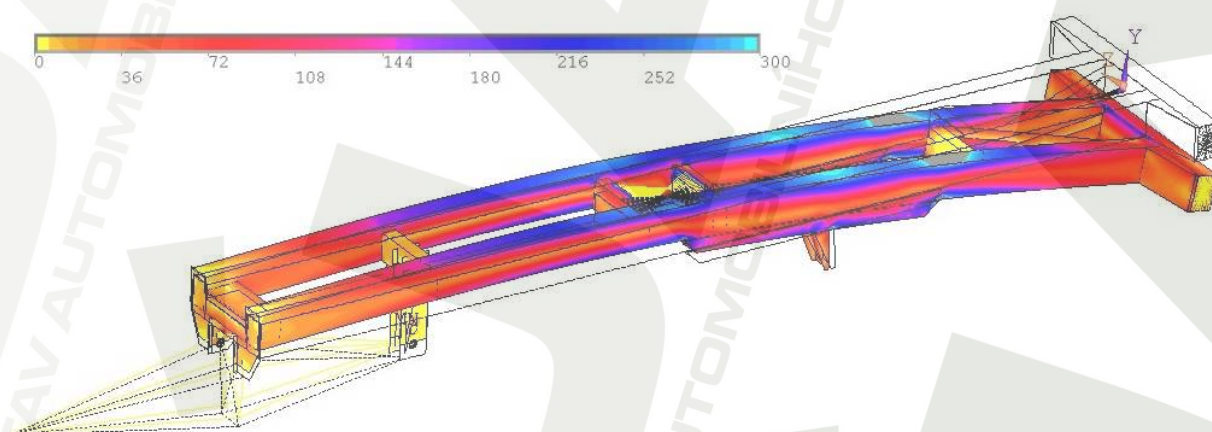
Obr. 45 – Síly působící od zavěšení tandem na rám podvozku



Obr. 46 – Síly působící od zavěšení tridem na rám podvozku

6.5.3. Pevnostní kontrola rámu pro bogie nápravu při extrémním zatížení

Simulace jízdy vozu byla prováděna za účelem zjištění zatěžujících účinků na rám podvozku. Z celé řady testů byl za nejextrémnější vybrán rozjezd s vyklopenou korbou a nalepeným či přimrzlým materiálem uvnitř korby. Tento stav je nejvíce nebezpečný pro rám se zavěšením náprav typu bogie, protože přemislený konec (vzdálenost uchycení náprav od výklopné osy) je největší. Proto byla provedena pevnostní kontrola právě pro výsledky tohoto testu a tohoto rámu (Obr. 47).



Obr. 47 – Výsledek MKP výpočtu rámu vozu zatíženého rozjezdem s vyklopenou korbou

Model byl vytvořen a otestován pomocí softwaru ANSYS. Na celém modelu byly využity plošné lineární prvky Shell 93 a pro simulaci oje byly použity přímkové lineární prvky Link 8 a Link 180. Celkem je na tomto modelu 58640 elementů a 176595 nodů. Model

je otočně upevněn v místě připojení k traktoru a podepřen v místě upevnění náprav. Zatížení vnějšími silovými účinky je v místech zadního uchycení korby a dále v místě působíště hydraulického heveru. Velikost těchto sil byla převzata ze simulace v systému ADAMS.

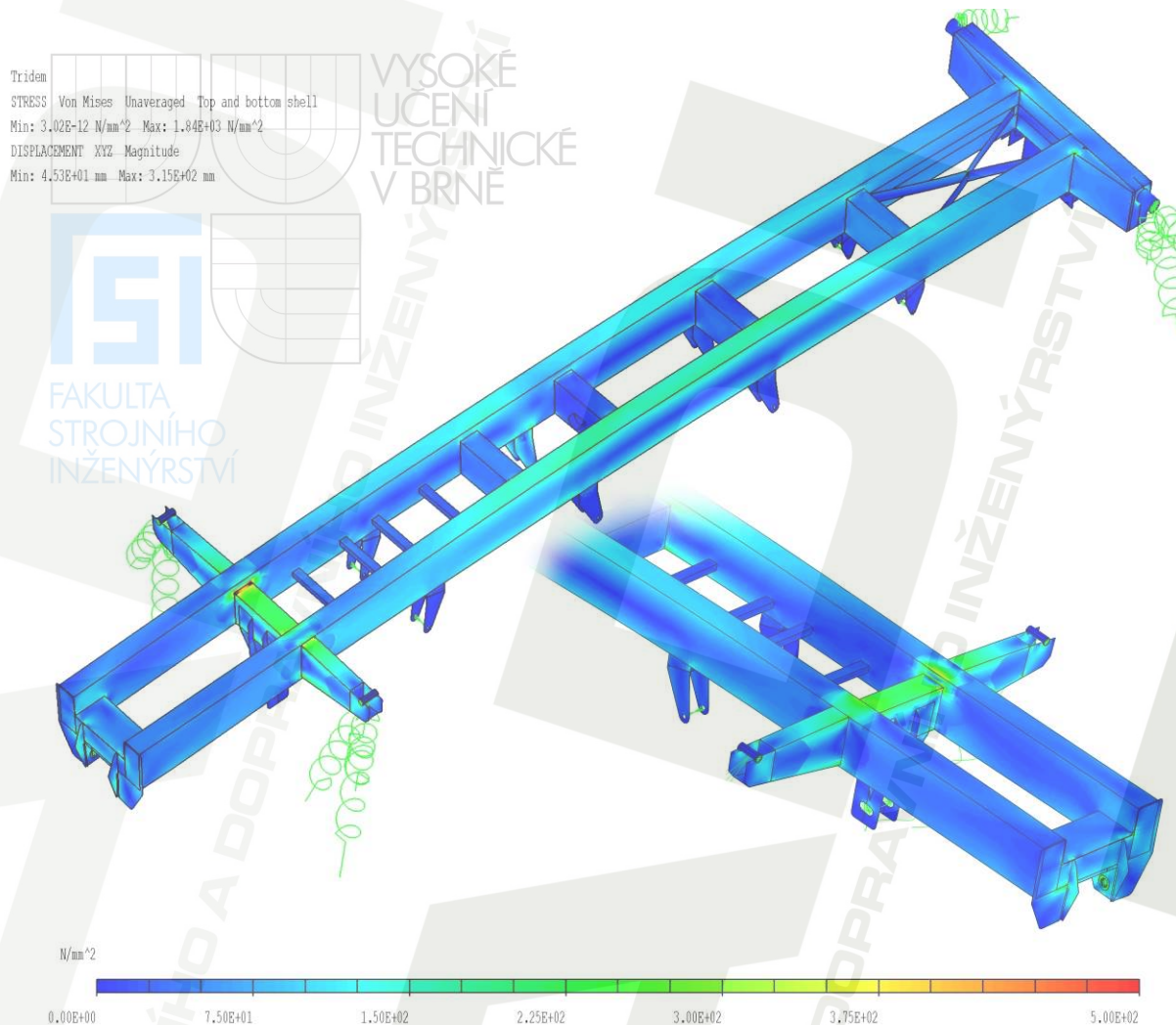
Z výsledků je zřetelné vysoké napětí v horní části podélných nosníků návěsu. Všechna šedá místa jsou nad mezí kluzu, a tedy bude v těchto místech docházet k plastickým deformacím. V tomto případě díky symetrii zatížení není zcela patrný vliv přímého napojení příčníků na podélné nosníky. Avšak je možné, že při nesouměrném zatížení bude tento způsob napojení profilů způsobovat plastické deformace na podélných nosnících.

6.5.4. Pevnostní kontrola rámu tříosého návěsu při jízdě po nerovné silnici

V případě rámu pro bogie zavěšení náprav je možné využít jednodušších přístupů spočívající ve vynechání simulace jízdy po nerovnostech a nahrazení tohoto kroku například zkušenostmi či jednoduchými výpočty vycházející z maximálního zrychlení soupravy. V případě složitějších úloh jako tříosého návěsu už není toto zjednodušení dost dobře možné, protože MKP model by pak nebyl dostatečně přesně zatížen vnějšími účinky bez neúměrně náročného modelování v tomto případě mechanismů zavěšení všech tří náprav. Zde se tedy naplno uplatňuje předcházející simulace jízdy i dalších (mimo)provozních stavů. Všechny vnější silové účinky jsou zaznamenány a mohou být uplatněny při zadávání zatížení konstrukce rámu podvozku.

Tato metodika má hlavní nevýhodu v případě, že se jedná o velmi rychlé děje. Mezi ty však patří velká část působících účinků, neboť přejezd nerovnosti způsobí pouze krátkodobý vzruch v soustavě. Tento fakt způsobuje, že v ocelové konstrukci rámu podvozku nestihne dojít k plnému zatížení konstrukce vlivem deformace její i okolních částí. V případě řešení takovéto úlohy je nutné sledovat i čas po který zatížení působí. Pokusíme-li se zadat maximální zatížení zjištěné pomocí MBS do lineárního MKP modelu, bude velmi pravděpodobně výsledkem značně vysoké maximum napětí v konstrukci. Proto je vhodné využít nelineárních řešičů s možností zadat celý průběh silového působení zahrnující transientní chování ocelových konstrukcí.

Výsledek lineární FEM analýzy však nemusí být vždy nepoužitelný a i v tomto případě je možné při přihlédnutí k časové ose zatížení výsledky interpretovat do dalších úprav stávajícího konstrukčního návrhu rámu podvozku. Ve spolupráci s Jaroslavem Kašpárkem (Ústav automobilního a dopravního inženýrství - FSI - VUT) byla provedena FEM analýza rámu tříosého návěsu pomocí lineárního systému IDEAS (Obr. 48).

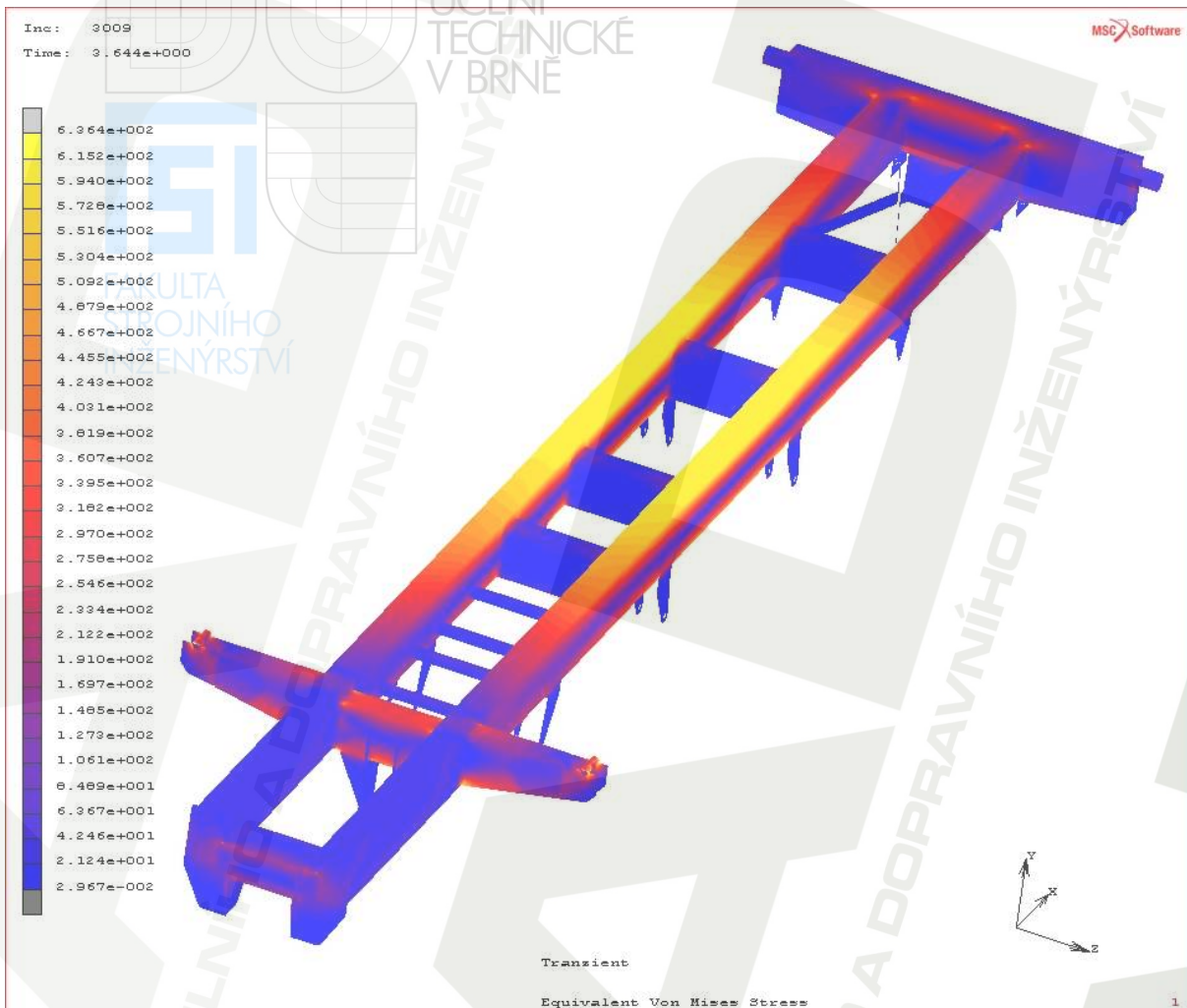


Obr. 48 – Výsledek MKP výpočtu rámu tridemu při jízdě po nerovnostech

Tento model obsahuje 58247 uzlů a 58125 lineárních prvků a to zejména typu Shell (čtyř-uzlové) a Link. Model rámu je narozdíl od předchozího (Bogie) uchycen pružinami o tuhosti rovné tuhosti rámu samotného v místech, kde je přichycena korba (4 body). Proti tomu působí 17 sil mnohdy skládaných z vektorových složek x, y, z. Výsledky ukazují nevhodné napojení příčných profilů přičemž zejména v přední části může časem dojít k lomům.

Stejný model byl vyexportován do systému MSC MARC. V tomto prostředí lze řešit nelineární úlohy včetně zahrnutí transientního charakteru zatížení. Podmínkou je zadání průběhu zatížení jednotlivými vnějšími účinky. Tyto účinky je vhodné získat právě z podpůrné simulace provedené například v MSC ADAMS, kde byly tyto vozy simulovány při jízdě po nerovném povrchu. Je však nutné při výběru zatížení brát v úvahu následnou délku výpočtu a také potřebnou kapacitu disku pro ukládání vypočtených dat. Příkladem může být autorem provedený výpočet v MSC MARC (Obr. 49). Pro MKP výpočet bylo vybráno 4,36 sekundy rozdělené do 3600 kroků. Výpočet tohoto modelu zabral více jak 3 dny a 50 GB

na pevném disku. Zpracování těchto výsledků vyžádalo dalších 50 GB. Je tedy evidentní, že náročnost těchto nelineárních výpočtů je značná.



Obr. 49 – Výsledek MKP výpočtu rámu tridemu při jízdě po nerovnostech (MSC MARC)

Výsledky nelineárního výpočtu ukazují nižší napěťové špičky, avšak maxima jsou stále dosti vysoká (cca 600 MPa). To je z nejvyšší pravděpodobností způsobeno tvrdšími a navíc pouze lineárními pružinami a také lineárním modelem pneumatik s tuhostí odhadnutou na základě deformací skutečné pneu při známém zatížení.

6.6. Koncepce vozu „High-tech“

Jak již bylo zmíněno, potenciál univerzálního vozu sahá mnohem dále, než je v současnosti využíván. Drtivá většina uživatelů využívá univerzálního podvozku jako nosiče korby jedno či vícestranně sklápěné, rozmetadla a nebo cisterny. Někteří výrobci nabízí i nástavbu pro objemové materiály. Na tyto nástavby je často možné přidat podsestavy, jako například aplikátor kejdy, rameno se šnekovým dopravníkem pro přestavbu na přesýpací vůz a podobně. Tím však využití těchto strojů v dnešní době končí. Vize ideálního univerzálního vozu dle autora této práce však sahají mnohem dále. Některé prvky již bývají využity

v silniční dopravě, jiné v současné době nejsou rozšířeny, ale již existují a další jsou zcela inovativní. Uživatele lze všeobecně rozdělit na dva hlavní typy. První typ uživatele vyžaduje co nejjednodušší vozy (pouze mechanika bez elektroniky) a co nejnižší cenu. Druhý typ od vozu žádá více schopností a je ochoten za ně i více zaplatit. A právě pro druhý typ uživatelů je vhodné poohlížet se po podobném voze jako je zde autorem navržený.

6.6.1. Popis „High-tech“ vozu

Na konstrukci high-tech podvozků a nástaveb jsou použity materiály jako například vysokopevnostní plechy DOMEX apod., které umožňují snížit hmotnost podvozku i nástaveb. Pro vyšší části bočnic koreb je využito materiálů méně pevných a lehčích (hliník) [21]. Díky úspoře hmotnosti může vůz převážet více nákladu a jízda s prázdným vozem je méně náročná na spotřebu paliva a jsou lepší i jízdní vlastnosti.

Návěs je uložen na vzduchových vacích, které zajišťují proměnlivé pružení návěsu, umožňují zvedání náprav a také jsou využitelné pro vážicí a kontrolní systémy návěsu. U dvouosých vozů je zvedací jedna z náprav a u tříosých návěsů jsou zvedací přední a zadní náprava. Nápravy jsou vybaveny systémem pro centrální ovládání tlaku v pneumatikách, který je ovládán z kabiny traktoru. Za tímto a dalšími účely je vůz vybaven elektronickým řídicím prvkem, který je připojen k traktoru přes ISOBUS konektor [14]. Díky tomu je možné vůz vybavit i dalšími elektronickými systémy, jako systém vážení nákladu, systém kódované parkovací brzdy a nebo systém sledování přetěžování.

Paleta nástaveb je velmi široká a zahrnuje ze základních nástaveb korby, výtlačné štíty, cisterny a rozmetadla. Ve výběru nástaveb však je i korba pro objemové materiály s možností přidání sběracího ústrojí, nástavba pro sběr a stohování balíků a v neposlední řadě je k dispozici rovná ložná plocha s možným rozšířením o hydraulickou ruku. Všechny tyto nástavby jsou v nejnižší možné poloze z důvodu snížení těžiště a zvýšení stability vozu.

Podvozek je vybaven kompresorem poháněným elektricky a v případě nedostatečného hydraulického okruhu traktoru i zubovým čerpadlem pro pohon nesených zařízení. Podvozek i vybrané nástavby jsou vybaveny světly pro práci v nočních podmínkách. Nástavby jsou opatřeny obslužnými lávkami pro snadnější manipulaci a kontrolu zařízení. Korby jsou doplnitelné o z kabiny ovládatelný mechanismus zastřešení převáženého materiálu.

Celková přípustná hmotnost návěsů pro Českou republiku je 21 tun u dvounápravového vozu a 27 tun u vozu třínápravového. V nabídce výrobce jsou proto k dispozici tři třínápravové vozy o tonážích v rozmezí 19 až 27 tun a tři dvounápravové vozy o tonážích v rozmezí 15 až 21 tun. Rychlost zaznačená v technickém průkazu je vzhledem k předpisům v ČR 40 km/h, avšak podvozek je navržen a vybaven pro rychlost 65 km/h.

6.7. Verifikace vybraných simulačních modelů

Výrobě prototypu dvounápravového a třínápravového vozu předcházely průzkumy trhu a následně dlouhá řada simulací, které byly zaměřeny na různé provozní a mimo-provozní (nedovolené) stavy. Během těchto simulací bylo zjištěno zatížení ocelové konstrukce rámu podvozku, které bylo pomocí MKP analýzy prověřeno ve virtuální realitě. Na základě provedených simulací a MKP analýz byly vytipovány provozní stavy, kterým by měl být reálný prototyp podroben za účelem ověření správnosti nasimulovaných výsledků a také za účelem ověření předpokládaných vlastností konstrukce podvozku i celého vozu.

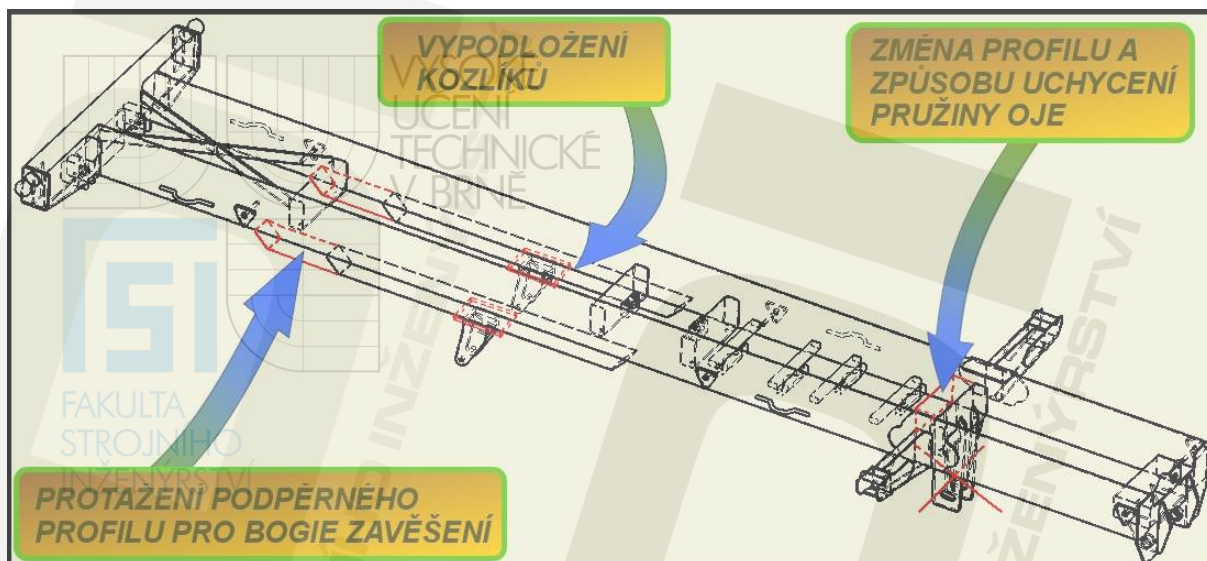
6.7.1. Popis prototypu, měřicího řetězce a umístění měřících členů

Prototyp byl vytvořen v rámci projektu MPO FI-IM4/091 „Nová generace traktorových nosičů nástaveb s výměnnými nástavbami“ v podniku ZDT Nové Veselí a následně byl předán do testovacího užívání zemědělskému podniku v Novém Městě na Moravě s testovací státní poznávací značkou F 44-71. Pro reálné testy a zkoušky byl jako první vytvořen prototyp dvounápravového vozu se zavěšením náprav typu bogie (Obr. 50). Návěs byl agregován s traktorem Fendt 822 o výkonu 220 koní (164 kW).



Obr. 50 – Prototyp návěsu s bogie zavěšením náprav

Vzhledem k doporučením na základě analýzy MKP bylo přijato velmi omezené množství opatření s ohledem na dlouholeté zkušenosti při návrhu vozů (Obr. 51). Rám vozu tedy přibližně odpovídá původnímu rámu, pro který byla na základě simulací jízdy provedena MKP analýza. Podvozek byl snížen díky použití nové koncepce bogie zavěšení náprav. Oje není oproti původnímu návrhu šroubovaná, ale je vyrobena z jednoho profilu, což přináší výhody při výrobě a i z dalších hledisek.

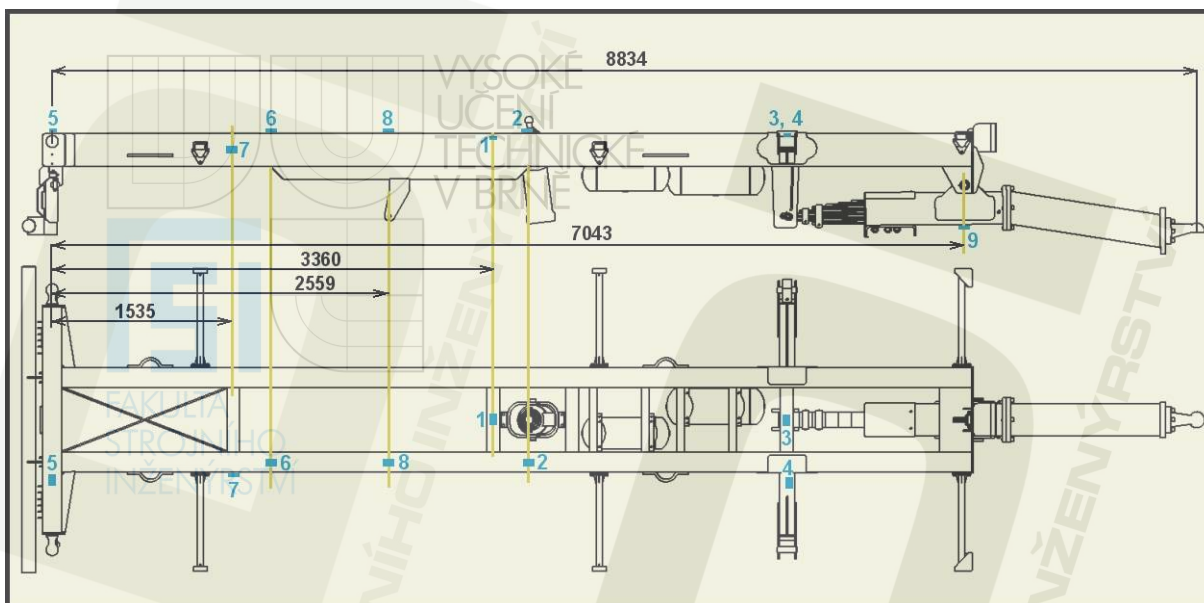


Obr. 51 – Náskres úprav rámu (rozdíly mezi modelovaným a vyrobeným rámem)

Během testů prototypu byly prováděny tři druhy měření zároveň za použití dvou různých měřících systémů. Jednalo se o tenzometrické měření napjatosti na rámu podvozku v 9 místech (tenzometry HBM 6/120LY11 lepené lepidlem Z70), měření zrychlení pomocí tenzometrických akcelerometrů (akcelerometry HBM 1-B12/500) v podélném a vertikálním směru a dále byla souprava osazena GPS stanicí (MicroSAT R20) pro přesné měření rychlosti (Obr. 52). GPS souprava obsahovala vlastní paměť. Tenzometry byly připojeny přes kabely s koncovkami RJ45 do distribučního panelu VT810/815i a ty byly připojeny společně s akcelerometry k analyzátoru HBM MGC Plus. V tomto analyzátoru byla paměťová karta, ze které byla data pravidelně stahována do počítače. Tenzometry byly rozmístěny (Obr. 53) mimo jiné na základě zjištěných průběhů napětí z MKP.



Obr. 52 – Umístění měřících členů



Obr. 53 – Umístění tenzometrů na rámu podvozku

6.7.2. Průběh a postup měření

Měření bylo prováděno v okolí Nového Města na Moravě, kde je vůz v testovacím provozu místního zemědělského podniku. Předem byla vytipována trasa jízd a po dohodě s podnikem ZDT bylo stanoveno i zatížení vozu. Trasa jízd vedla po veřejných a obslužných zpevněných, avšak neudržovaných komunikacích a byl do trasy zahrnut i úsek s polní nezpevněnou cestou. Rychlost jízdy byla jedním směrem omezena na legislativou stanovených 40 km/h a druhým směrem nebyla rychlost omezována. Naměřená maximální rychlost de GPS byla 53,94 km/h s prázdným návěsem, 52,43 km/h s maximální předepsanou hodnotou zatížení návěsu a 43,18 km/h s přetíženým návěsem (i zde byla rychlost okolo 50 km/h, avšak tu již nezaznamenala GPS z důvodu nedostatečné paměti). Trasa mimo jiné zahrnovala průjezd dezinfekční jámou rychlostí ponechanou na zkušenostech řidiče.

Zmíněná trasa byla projeta celkem 3x s různými hmotnostmi soupravy. V prvním případě byl vůz prázdný (pouze elektrocentrála) a jelo se s ním přes polní úseky i zpevněné komunikace k váze. Zde bylo provedeno vážení celé soupravy (17260 kg), celého vozu (8580 kg), a náprav vozu (7830 kg). Na základě těchto údajů byla stanovena hmotnost traktoru (8680 kg) a hmotnost vozu ležící na oji (750 kg). Po té byl vůz naložen na hmotnost 22560 kg. Celá souprava vážila 31240 kg, nápravy vozu nesly 19620 kg a z toho vyplývá 2940 kg na oji. Tato souprava projela celou trasu včetně dezinfekční jámy a na zpáteční cestě byl proveden test silného brzdění. Souprava z rychlosti 50 km/h zastavila během 4 sekund. Následně byl vůz naložen na 28720 kg celkové hmotnosti. Celá souprava vážila 37560 kg, nápravy vozu nesly 25700 kg a z toho vyplývá 3020 kg na oji. Při tomto plnění nebyl již materiál rozmístěn rovnoměrně jednak s ohledem na závěs na traktor a také z důvodu

umístěné elektrocentrály v korbě vozu. I s touto soupravou byl projet celý okruh včetně dezinfekční jamy a bylo zkoušeno i prudké brzdění.

V závěru byly zkoušeny stavy související s vyprazdňováním korby (Obr. 54). Korba byla postupně nadzvednuta do všech tří stran a nakonec byla po vyjmutí elektrocentrály vyklopena. S vyklopenou korbou se souprava prudce rozjela pro uvolnění zbývajících materiálu v korbě.

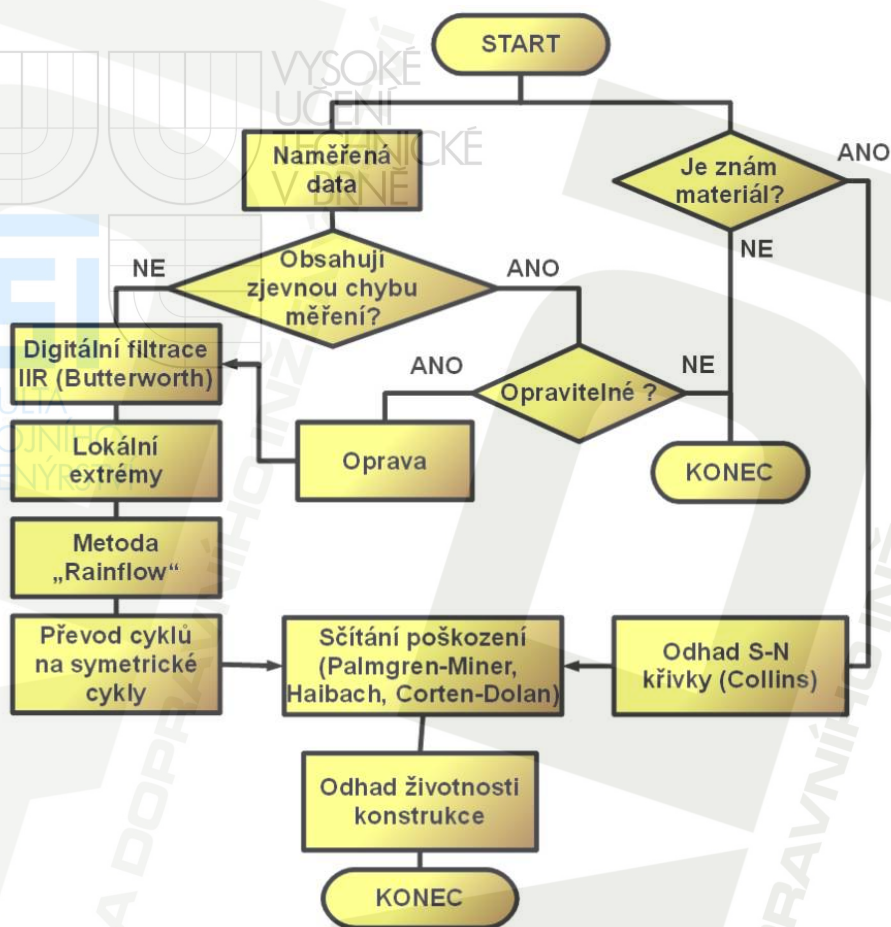


Obr. 54 – Vyklápění 20 tun písku

6.7.3. Použité metody pro zpracování dat a odhad životnosti rámu

Celkem bylo zaznamenáno přibližně 5 720 sekund záznamu při frekvenci 300 Hz, z čehož vyplývá matice 12 x přibližně 1 716 000 čísel. Celý tento záznam lze rozdělit na 45 různých částí, které lze definovat dle testu (jízda, brzdění, vyklápění, průjezd dezinfekční jamou, atd.), typu povrchu (zpevněná komunikace, polní cesta), rychlosti (do 40 km/h, dle schopností řidiče) a zatížení vozu (prázdný, plný, přeplněný).

Pro analýzu a prognózu životnosti byla vyhodnocena všechna data. Avšak s ohledem na největší zatížení konstrukce při jejím přetížení (při celkové hmotnosti vozu 29 tun) byla primárně využita tato série dat. Průběh analýzy lze popsat metodickým postupem (Obr. 55). Naměřené diskrétní řady jednotlivých kanálů vzorkované frekvencí 300 Hz byly pomocí softwaru LabView přefiltrovány Butterworthovým filtrem s dolní propustí od frekvence 35 Hz. Tím byly částečně odstraněny drobné kmity, ale zejména šum vzniklý ve vedení. Takto upravený diskrétní signál byl dále analyzován. Pomocí softwaru MathCAD byly nalezeny lokální minima a maxima s podmínkou extrému v oblasti ± 20 okolních vzorků. Tyto lokální extrémy byly následně použity jako vstupní hodnoty do algoritmu metody stékajícího deště (Rainflow).

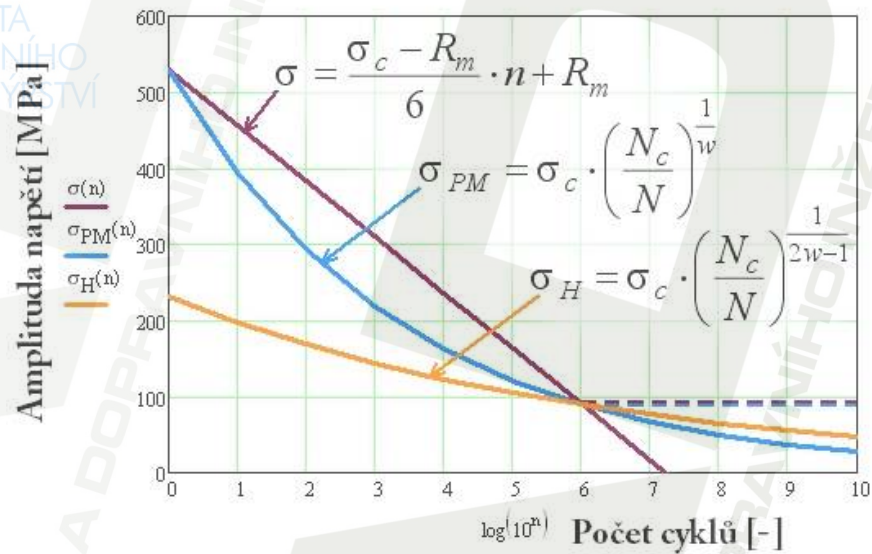


Obr. 55 – Postup při odhadování životnosti konstrukce rámu podvozku

Metodu stékajícího deště vyvinul Tatsuo Endo a Matsuiski v roce 1968. Jde o metodiku pro určení počtu zatěžujících cyklů při dané střední hodnotě a amplitudě respektive rozkmitu kmitu. Algoritmus „Rainflow“ má tedy výstup v podobě tří sloupců (počet kmitů, střední hodnota kmitu, amplituda kmitu). Na základě střední hodnoty a amplitudy kmitu lze při daných vlastnostech použitého materiálu v konstrukci určit odpovídající amplitudu kmitu s nulovou střední hodnotou dle vzorce (31) [125]. Tyto cykly se následně sčítají pomocí Palmgren-Minerova pravidla. Avšak existují i jiné metodické přístupy a to jak pro samotný odhad životnosti konstrukce, tak i pro případné sčítání cyklů po použití metody stékajícího deště. Vzhledem k nízkým rozkmitům započtených cyklů je pro odhad životnosti konstrukce rámu podvozku využito Haibachova přístupu. Corten-Dolan je další možná hypotéza určená k odhadu kumulace poškození, ta se však jeví ze zde uvedených metod jako nejkonzervativnější [11].

$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{R_m}} \quad (31)$$

Haibachův přístup je založen na principu sčítání cyklů dle Palmgren-Minera. V oblasti vysokocyklové únavy jsou tyto přístupy dokonce shodné. Rozdíl je až v oblasti s nižšími hodnotami rozkmitů, kde se dle přístupu Haibacha tyto cykly stále započítávají jako poškozující, avšak klesání Wohlerovy křivky je v této oblasti výrazně menší (Obr. 56). Počet cyklů do porušení se stanoví dle rovnice (32) pro amplitudy nad mez únavy σ_c (do daného počtu cyklů N_c) a dle rovnice (33) pro amplitudy nižšími než je mez únavy σ_c (od daného počtu cyklů N_c) [11], [96].



Obr. 56 – Haibachova hypotéza ($N_c = 10^6$ cyklů)

$$N = N_c \cdot \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{ar}}\right)^w \quad (32)$$

$$N = N_c \cdot \left(\frac{\sigma_c}{\sigma_{ar}}\right)^{2w-1} \quad (33)$$

Základem pro odhad životnosti konstrukce dle Palmgren-Minera i Haibacha je znalost průběhu Wöhlerovy křivky. Tato křivka, označovaná také jako S-N křivka, udává závislost počtu cyklů do porušení při dané amplitudě cyklu s většinou nulovou střední hodnotou. Za účelem zjištění S-N křivky jsou laboratorně prováděny zkoušky na tvarově definovaných vzorcích při definovaném způsobu zatěžování. Z těchto vzorků však nelze reálně přepočítat S-N křivku pro konstrukci rámu podvozku a proto je nutné S-N křivku zjistit jinou metodou. Tou může být opět laboratorní postupné zatěžování a sledování stavu konstrukce. Avšak ani tento případ není vždy například z finančních důvodů reálný a tak nezbyvá než S-N křivku odhadnout. Pro tento účel je možné využít například metodických postupů podle Collinse nebo Juvinala či Shigleyho [124].

S-N křivka pro testovaný rám podvozku byla odhadnuta dle Collinse [23] (rovnice (34)), přičemž základem pro tento odhad byla mez pevnosti materiálu, zohlednění použitého svařování na konstrukci, její velikost a také kvalita zpracování povrchu. Navíc byla do tohoto odhadu zanesena i pravděpodobnost neporušení konstrukce. Možných faktorů, které mohou ovlivnit životnost konstrukce je však mnohem více. Navíc hodnoty byly voleny na základě doporučených hodnot dle literatury [23]. Je nutné mít také na paměti, že z podstaty slova „odhad“ vyplývá, že vypovídající hodnota takto získané životnosti je vskutku pouze orientační.

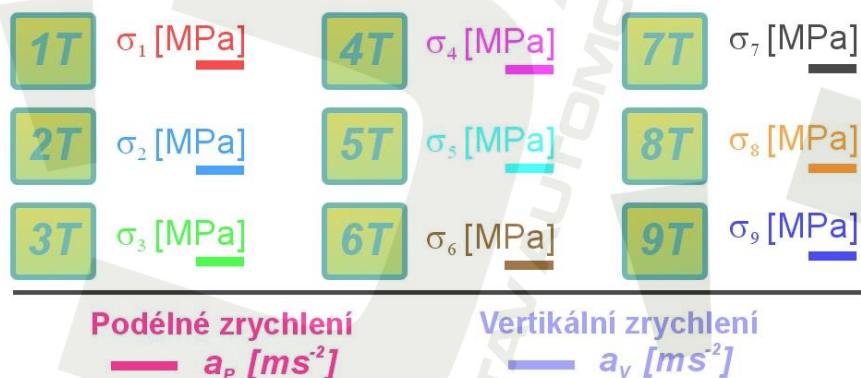
$$\sigma_c = 0,5 \cdot R_m \cdot k = 0,5 \cdot R_m \cdot (k_{we} \cdot k_{su} \cdot k_{vz} \cdot k_r)$$

$$\sigma_c = 0,5 \cdot 530 \cdot (0,7 \cdot 0,7 \cdot 0,85 \cdot 0,81) = 89,4 \text{ MPa}$$
(34)

Přestože životnost konstrukce rámu podvozku byla odhadnuta dle uvedeného postupu, je vysoce pravděpodobné, že dojde k trhlinám například v oblasti svarů, kde nebylo měřeno napětí pomocí tenzometrů, avšak simulace ukazovaly vyšší koncentrace napětí právě v některých „nečistých“ přechodech jednotlivých profilů. Životnost hlavních podélníků však lze očekávat poměrně vysokou (blíže kapitola 6.7.5).

6.7.4. Výsledky měření

Měření potvrdilo celou škálu předpokladů a také ukázalo několik problematických prvků vozu. Jedněmi z nich, které nelze z naměřených dat potvrdit, avšak byly dobře viditelné, byly špatná směrová i příčná stabilita vozu. Vůz měl neustále tendenci uhýbat na levou stranu (Obr. 58), což bylo zapříčiněno buďto špatně fungující vlečné řiditelnou nápravou, anebo brzdami. Problém s brzdami se mimo jiné projevuje po celou dobu testovacího provozu v zemědělském podniku Nové Město na Moravě a po měsíci provozu byly měněny některé prvky brzdného okruhu. Dalším viditelným problémem bylo značné kolébání vozu do stran, což je buďto zapříčiněno měkkými pružinami (jsou použity nejtvrďší od vybraného výrobce), nebo příliš úzkým rámem, který je však nutný pro řiditelnou nápravu. Všechny tyto problémy můžou mít příčinu v méně kvalitních závěsech náprav, které byly pro vůz vybírány zejména z důvodu ceny těchto dílů.

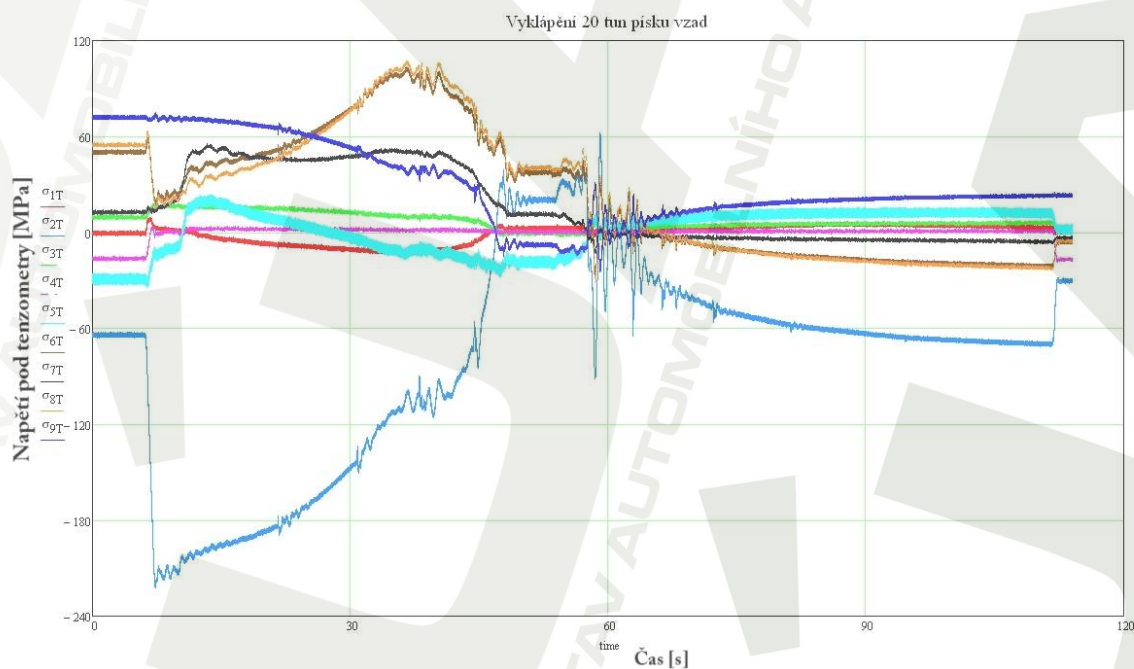


Obr. 57 – Vysvětlivky ke grafům: Obr. 59, Obr. 60, Obr. 61, Obr. 64



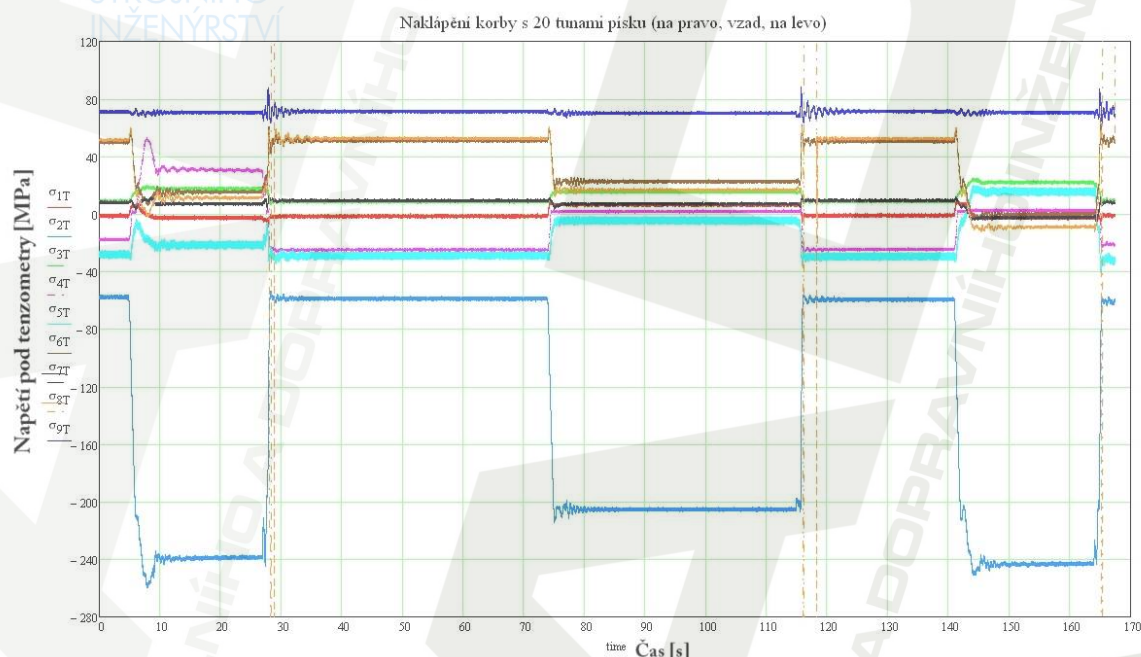
Obr. 58 – Jízda po polní cestě (vůz neдрží směr jízdy)

Naměřené výsledky z velké části korespondují se simulovanými výsledky při vyklápění vzad, které byly získány FEM analýzou, zejména co se týče průběhu napjatostí. Velikost jednotlivých naměřených napětí je nižší oproti simulaci zjištěným hodnotám. Simulace vykazovaly hodnoty vyšší, protože při nich bylo uvažováno s plným objemem přilepeného zemědělského materiálu. Nutno poznamenat, že tento stav v běžném provozu téměř nenastane, avšak může nastat při přimrznutí, přilepení (hnůj), a nebo při vytvoření klenby vysypávaného materiálu. Tvorba klenby je však často omezena kónickým tvarem korby.



Obr. 59 – Průběh naměřených napětí při vyklápění 20 tun písku vzad

Zátěžný stav při vyklápění korby (Obr. 59) společně se stavy během nakládání korby (Obr. 60) potvrdily nevhodně provedený přechod tuhostí konstrukce v oblasti ukončení podpěrného profilu pro bogie zavěšení nápravy. V tomto přechodu tuhostí dochází k dosti vysokým špičkám napětí. Avšak na rozdíl od předpokladu dle MKP (po FEM analýze došlo k mírnému prodloužení podpěrného profilu (Obr. 51)) vzniká napětí v místech blíže ke středu vozu a to až 220 MPa při sklápění vzad a až 260 MPa při sklápění na stranu a to navíc tlakové. To je možné vysvětlit působením přímočarého hydromotoru zvedajícího téměř celou hmotnost korby i s materiálem. Je tedy pravděpodobné, že na opačné straně nosníku, přímo v místě svaru mezi podélníkem a podpěrným profilem, vzniká značně vysoké tahové napětí.

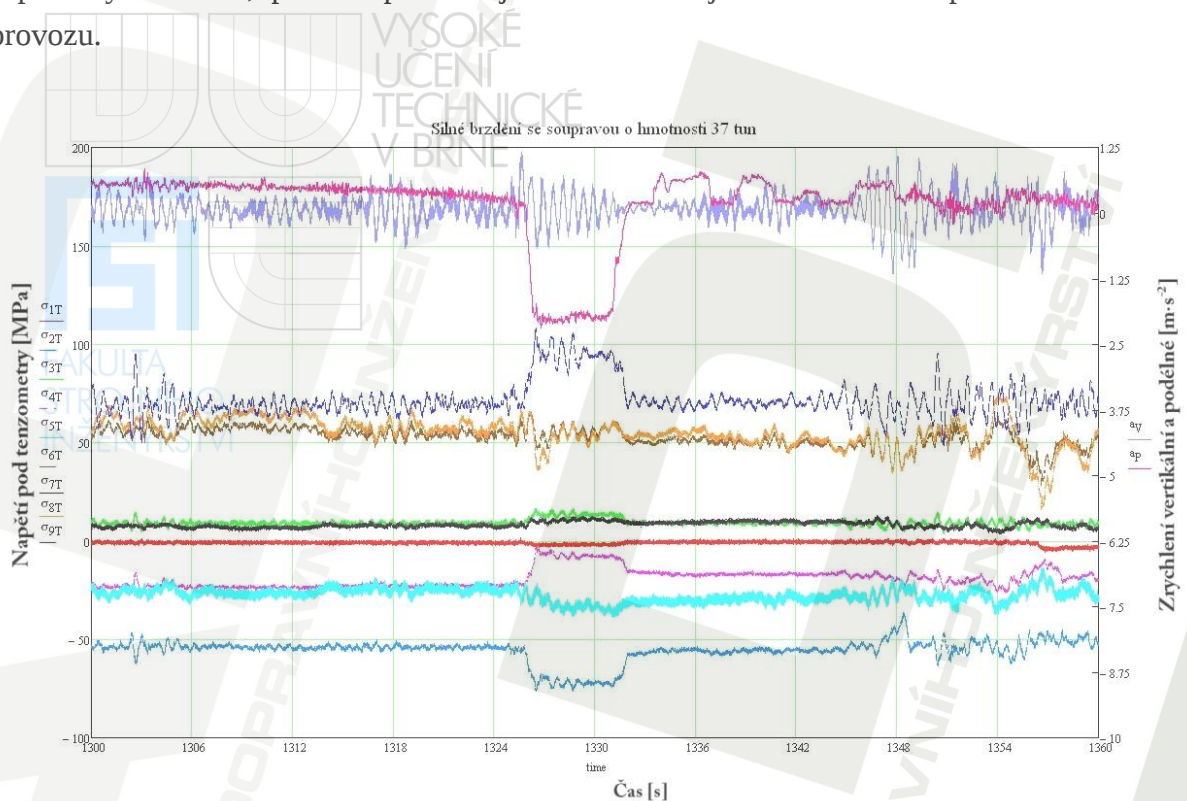


Obr. 60 – Naměřená napětí při nakládání korby s 20 tunami písku (pravá st., vzad, levá st.)

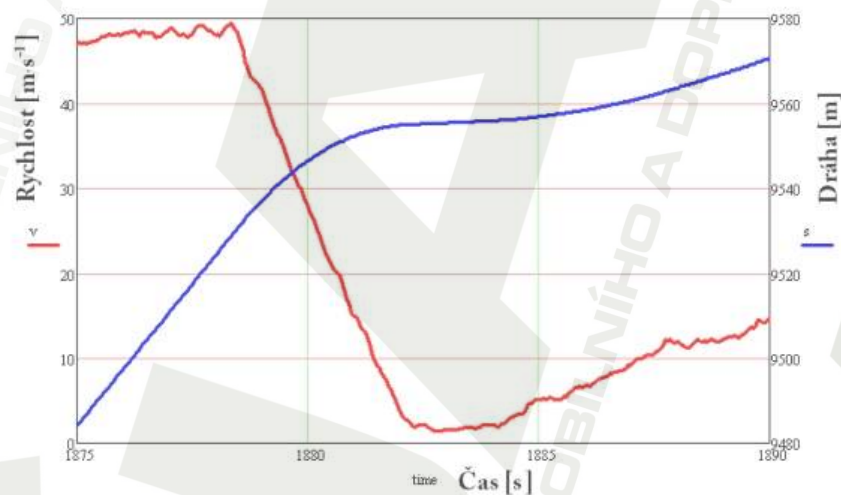
Přímočarý hydromotor má při počátku vyklápění (první nadzvednutí) vektor působící síly velmi blízko k těžišti korby s nákladem. To znamená, že v tomto okamžiku je přenášena téměř celá hmotnost korby i s materiálem do uchycení tohoto hydromotoru na rámu podvozku. To způsobuje značné namáhání rámu podvozku, korby a hydromotoru samotného.

Prudké brzdění bývá jedním z nejnáročnějších provozních stavů. To dokazují i naměřená data (Obr. 61), kdy dle očekávání je nejvíce namáhána oj (tenzometr číslo 9 - tmavě modrá), na kterou při brzdění „padá“ celá hmotnost vozu. Z průběhu podélného zrychlení lze snadno zjistit, že souprava při celkové hmotnosti 37 tun zastavila během cca 6 sekund na dráze cca 42 metrů z počáteční rychlosti cca 48 km·h⁻¹. Tyto údaje vybízí ke srovnání brzdných drah správně naložené a přetížené soupravy (celková hmotnosti 31 a 37 tun). Brzdná dráha nepřetížené soupravy je pouze 26,5 m při počáteční rychlosti cca 49,5 km·h⁻¹ (Obr. 62). Bohužel není možné srovnat tyto údaje i s naměřenými daty z jízdy

s prázdným vozem, protože při této jízdě mohlo dojít k ohrožení bezpečnosti silničního provozu.



Obr. 61 – Průběh měřených veličin během silného brzdění (souprava 37 t, čas 1326 až 1332 s)

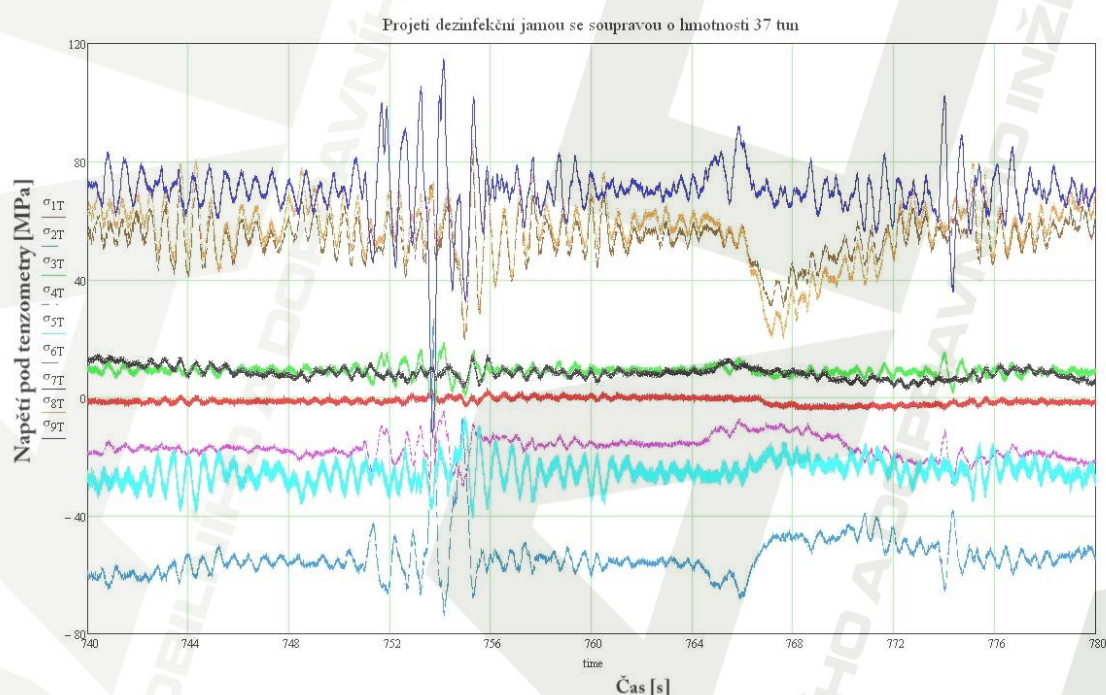


Obr. 62 – Záznam z GPS (brzdění soupravy o celkové hmotnosti 31 tun)

Dalším velmi nepříznivým provozním stavem byl průjezd dezinfekční jámy (Obr. 63). Při nešetrné jízdě dochází ke značnému namáhání oje i hlavních podélníků konstrukce rámu podvozku (Obr. 64). Avšak ani při tomto zatěžovacím stavu nedojde k rozkmitu napětí, které by znamenalo významné přesáhnutí meze únavy (po proběhnutí algoritmu rainflow a přepočtu na symetrické cykly nedosahují takto zjištěné hodnoty meze únavy). Jáma byla během prvních dvou jízd projeta ze spodu nahoru a při poslední jízdě (přetížený vůz), byla projeta z hora dolů (Obr. 65).

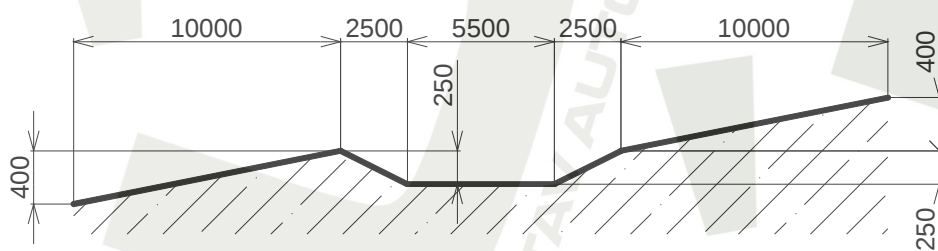


Obr. 63 – Průjezd dezinfekční jámou



Obr. 64 – Průběh naměřených napětí při průjezdu dezinfekční jámou (souprava 37 tun)

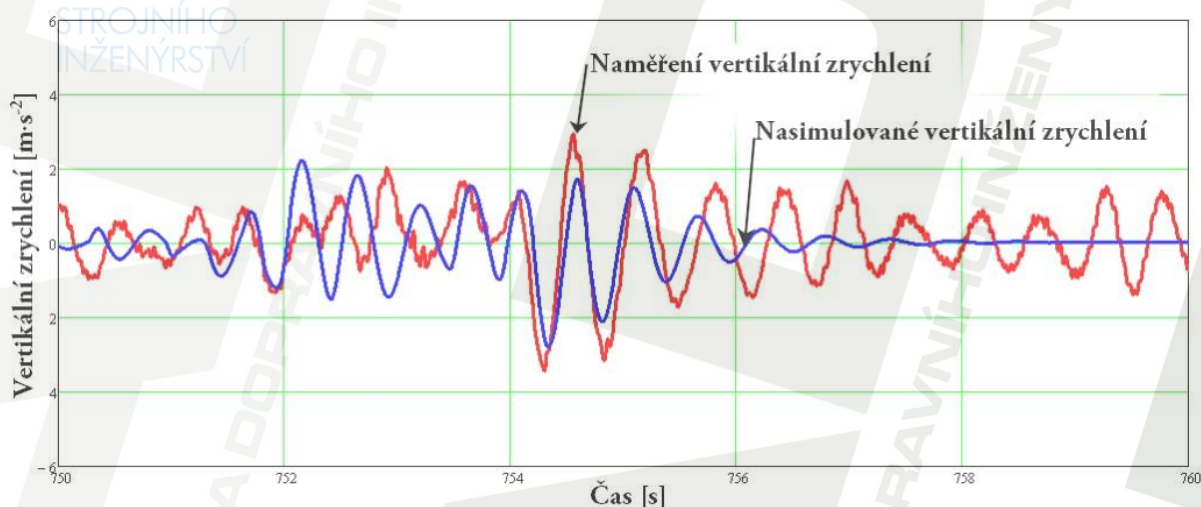
Vzhledem k tomu, že dezinfekční jáma má relativně jednoduše změřitelné rozměry (Obr. 65), bylo možné ji namodelovat a nechat projet touto jámou i soupravu ve virtuální realitě (Obr. 66). Výsledky této simulace ukázaly, že skutečný vůz má mírně odlišné parametry od původně předpokládaných parametrů návěsu pro provádění simulace.



Obr. 65 – Průřez dezinfekční jámou



Obr. 66 – Simulace průjezdu dezinfekční jámou



Obr. 67 – Porovnání naměřených a nasimulovaných vertikálních zrychlení návěsu

Mezi naměřenými a nasimulovanými hodnotami jsou evidentní rozdíly (Obr. 67). Ty však mohly vzniknout hned z více příčin jako například vůle v čepích vozu, neideálně rovný terén (v simulaci je hladký pouze s nerovností jámy), další již nesimulované nerovnosti, jiné pružení a zejména tlumení pneumatik a pružin a tak dále.

Z naměřených hodnot (Tabulka 2) během tří jízd (prázdný, plný, přetížený) je viditelný nárůst maximálních hodnot napětí pod některými tenzometry (například 9, 8, 7, 3). Tenzometr číslo 6 během jízdy s prázdným a plným vozem naměřil nereálná čísla (v řádech 10^{22}). V oblasti tenzometru číslo 5 s rostoucí zátěží docházelo k nárůstu tlakové hodnoty napětí. Dále je patrné, že s rostoucí zátěží narůstá rozkmit napětí. Nejvíce je tento jev patrný například u tenzometru číslo 9 (spodní strana oje). K velkým rozkmitům docházelo v tomto místě při přejezdu dezinfekční jámy a také při brzdění. Během jízdy a to ani s přetíženým vozem nedochází k překročení meze kluzu a pouze výjimečně dojde k překročení meze únavy stanovené dle Collinse (kapitola 6.7.3). Průměrné hodnoty (popřípadě median hodnot) se pohybuje od -55 MPa až do 70 MPa. Tabulka 2 dále obsahuje maximální rozkmit na daném tenzometru při dané střední hodnotě tohoto rozkmitu. Tyto údaje jsou stanoveny na základě metody „Rainflow“.

Tab. 2 – Naměřené hodnoty (statistické údaje)

	Tenzo- metr	Napětí [MPa]					Max. rozkmit / střední hodnota (Rainflow)	
		Maximum	Minimum	Průměr	Median	Směr. odchylk		
Prázdný	1	3,30	-1,31	-0,33	-0,33	0,36	4,61	1,00
	2	6,72	-100,41	-32,18	-31,93	8,49	107,13	-46,85
	3	15,72	-2,30	0,57	0,41	0,99	18,02	6,71
	4	2,21	-28,25	-15,25	-16,61	4,17	30,46	-13,02
	5	16,45	-11,64	0,91	0,70	2,35	28,08	2,40
	6	-	-	-	-	-	-	-
	7	5,72	-7,85	-0,84	-0,67	1,26	13,57	-1,07
	8	18,52	-49,47	-9,87	-9,43	5,25	67,99	-15,48
	9	83,77	-3,83	25,31	25,82	5,26	87,59	39,98
Plný	1	2,87	-4,19	-0,86	-0,80	0,64	7,06	-0,66
	2	0,00	-87,87	-51,73	-51,33	3,80	87,87	-43,94
	3	19,87	-2,29	7,55	7,55	1,26	22,16	8,79
	4	1,05	-35,17	-17,62	-17,69	3,47	36,22	-17,06
	5	8,89	-33,41	-13,34	-13,12	3,22	42,30	-12,26
	6	-	-	-	-	-	-	-
	7	14,69	-6,23	5,60	5,65	1,70	20,92	4,23
	8	69,85	-30,98	27,11	27,20	7,70	99,83	18,94
	9	130,05	0,01	67,12	66,85	6,65	130,05	65,03
Přeplněný	1	6,19	-5,13	-1,13	-1,11	0,75	11,32	0,53
	2	26,26	-96,30	-54,82	-54,53	4,40	122,56	-35,02
	3	23,96	-2,92	9,07	9,01	1,39	26,88	10,52
	4	1,24	-34,39	-19,21	-19,27	3,42	35,63	-16,58
	5	0,87	-55,35	-26,24	-26,06	4,00	56,22	-27,24
	6	112,91	0,00	54,88	54,90	6,33	112,91	56,45
	7	18,56	-1,28	7,94	7,96	1,75	19,84	8,64
	8	122,46	-16,94	58,32	58,26	9,42	139,40	52,76
	9	146,31	-13,06	70,24	70,08	7,46	159,37	66,63

6.7.5. Odhad životnosti rámu podvozku

Na základě naměřených dat lze předpokládat životnost rámu podvozku. Uvažujeme-li pouhou jízdu i po značně nerovném terénu, pohybuje se životnost této konstrukce řádově v desítkách let a to i při značném přetěžování. Vlivem přetížení však mnohem dříve dojde k poškození například náprav a brzd. Životnost rámu však byla posuzována vzhledem k naměřenému napětí v konstrukci. Skutečnou délku života rámu ale výrazně zkrátí kupříkladu v zemědělství často převážené agresivní materiály (hnůj a další) nebo nekryté stání (povětrnostní podmínky). Za předpokladu nepřetíženého vozu bude životnost rámu podvozku tak vysoká, že mnohem dříve dojde k technickému zastarání vozu.

Vzhledem k účelu vozu lze předpokládat konkrétní pracovní cyklus (jízda s naloženou korbou, vyklápění, jízda s prázdnou korbou). Za podmínek přetížení vozu, rychlé agresivní jízdy v kombinaci s jízdou dle předpisů (cca 60/40) a přepravní vzdálenosti cca 8 km bude

počet těchto pracovních cyklů do poškození rámu podvozku přibližně 130 000. Počet těchto cyklů samozřejmě bude opět klesat s okolními podmínkami (převážený materiál, vliv počasí) působícími na vůz.

Ze všech sledovaných míst na voze byl nejvíce exponován tenzometr na spodní straně oje pod čepem. V těchto místech je tedy vhodné průběžně kontrolovat stav laku (popraskání). Další značně namáhané místo je v oblasti předního konce podpěry bogie zavěšení. Zejména ve spodní straně nosníku (ve svaru) může docházet k porušení rámu. K porušení však může dojít i v jiných místech. Zvláště pak například v oblastech, kam může zatéci voda či kapalná složka hnojiv či postřiků (chemické roztoky, močůvka, hnojůvka). V takovém případě bude vlivem proražení životnost vozu zásadně kratší.

6.7.6. Závěr z měření

Měření i přes řadu technických obtíží proběhlo úspěšně a naměřené výsledky jsou z hlediska evidentních chyb měření velmi dobré. Jednoznačně nereálné hodnoty byly naměřeny pouze během 4. měření na 8. tenzometru a dále během prvního a druhého měření na 6. tenzometru. Všechny tyto extrémní odchylky (v řádech až 10^{22}) jsou pouze krátkodobé a při vynechání těchto hodnot lze pracovat i s výsledky těchto tenzometrů.

Na základě provedených testů dojde k několika úpravám. Je nutné řešit kolébání vozu například pomocí použití jiného systému zavěšení náprav (tandem), avšak tím vůz ztratí na průchodnosti terénem. Dále je důležité se zabývat směrovou stabilitou vozu a brzdami. Konstrukce rámu podvozku obsahuje několik míst, které mohou být vlivem svarů náchylné k únavovým lomům.

Verifikací výsledků naměřených a nasimulovaných byly zjištěny místy i značné rozdíly. Tento fakt ovlivňují stochastické vlastnosti chování celého vozu (vůle v čepích), stochasticky proměnlivý pojížděný terén a v neposlední řadě odlišné nastavení parametrů modelu od reálné soupravy. Existují však místa, kde simulace poměrně uspokojivě předpovídá skutečný stav.

6.8. Shrnutí

Na tomto příkladu lze vyznívat využití metodických postupů navržených nejen v této práci ale i dalších všeobecně známých. Na začátku je úloha kategorizována a podle toho je navržen postup řešení. V tomto případě bylo z důvodu složitosti zejména podvozkové části přistoupeno k „podpurné“ simulaci pomocí MBS (ADAMS). Tento krok se nejvíce osvědčil při řešení tandemového a tridemového zavěšení náprav. V návaznosti na simulace jízdy a i dalších provozních stavů byly rámy analyzovány pomocí MKP s využitím působících účinků zjištěných v MBS (ADAMS).

Následně po virtuálním testování byl postaven prototyp, na kterém byly verifikovány výsledky jednak z MKP, ale také ze simulací MBS. Výsledky potvrdily některé domněnky založené na výsledcích počítačových simulací (například velké zatížení oje, silné působící účinky při vyklápění vzad, značné rozkmity veličin při přejezdu větších nerovností jako schody, jámy a podobně), avšak rovněž dle předpokladu ukázaly celou řadu dalších různě nebezpečných stavů, které je vhodné mít na paměti při úpravách a korekcích výpočtových modelů (například vyklápění na stranu, otáčení na malém poloměru).

Tento příklad potvrdil i další všeobecné teorie z kapitoly 5 zabývající se modelováním a simulacemi. Zejména pak tento příklad prokázal převahu diskrétních modelů, postupné rozšiřování jednodušších modelů jako lepší přístup při modelování a také potřebu verifikace virtuálně získaných dat pomocí těch reálně naměřených. Srovnání nasimulovaných a naměřených výsledků v tomto případě ukazuje na lehké nadhodnocení působících účinků při simulování (simulace byly prováděny v náročnějších podmínkách než reálné testy).

7. Malý přívěs s pracovním zařízením pro tlakové čištění

Čištění tlakovou vodou je v dnešní době využíváno stále častěji. Tímto způsobem lze čistit odpadní potrubí, různé plochy od chodníků přes ploty až po zdi. Některé z těchto pracovních zařízení jsou vybaveny pro čištění olejových úkapů na vozovkách. Řadu zde popsaných služeb zajišťují i menší společnosti, které nemají zdroje a ani využití pro běžně vídané velké stroje, které bývají umístěny na nákladních vozech. To je důvod proč vyvíjet tyto pracovní zařízení i v menším měřítku. Nosičem takového zařízení pak bývá speciálně navržený podvozek, který nese pohonnou jednotku s vysokotlakým čerpadlem, nádrž a další nutné vybavení pro práci zařízení. Velikostí tento přívěs nesmí překročit stanovené hodnoty pro přívěsy za osobní automobily do 3,5 tuny.

Vývoj malého přípojného čističe byl cílem projektu MPO FR-TI1/500 „Vývoj přívěsu pro tlakové čištění odpadů, kanalizací a prostor (vozovek) kontaminovaných olejovými úkapy“. Na tomto projektu spolupracoval ústav automobilního a dopravního inženýrství se společností EUROM, přičemž úkolem pracovníků ÚADI bylo provést potřebné simulace a analýzy pro vývoj zejména rámu podvozku tohoto přívěsu. Úkolem bylo navrhnout a modifikovat rám přívěsu tak, aby byl co nejlehčí z důvodu potřebného zvýšení objemu nádrže pro vodu na čištění na maximální hodnotu.

Jízda malých a lehkých přívěsů tažených osobním či jiným lehkým vozem (pod 3,5 tuny) je typická kromě jiného tím, že přívěs se pohybuje vyšší rychlostí, má většinou jen jednu nápravu a snadno se stane nestabilní. Stabilitu v tomto případě dále snižuje nádrž s kapalinou, která se při jízdě chová odlišně od pevných materiálů. Hlavním problémem je i nižší hmotnost tažného vozidla, kde v případě nebrzděných přívěsů mohou nastat problémy se stabilitou celé soupravy. U tohoto stroje se nepředpokládá jízda v náročném terénu, avšak je téměř jisté, že bude jezdit v běžném provozu, který je plný specifických překážek typu zpomalovacích prahů či výmolů. Zvláště výmoly jsou nebezpečné tím, že jsou vidět mnohdy až na poslední chvíli a souprava jimi tak projíždí ve vysoké rychlosti. Při porovnání účinků těchto nerovností na rámové konstrukce s přecházejícím případem zemědělského vozu je evidentní, že menší průměr kol tohoto čističe bude mít vliv na změnu dynamického zatížení oproti statickému.

Zařazení této úlohy spadá do kategorie, kdy jízda stroje způsobuje minimální změny povrchu. K řešení úlohy při zjednodušení nádrže na vodu postačí znalosti dynamiky těles, avšak bez tohoto zjednodušení je zapotřebí uvažovat o adekvátní náhradě cisterny, kdy je nutné využít vztahy z oblasti hydromechaniky [118]. Obtížnost zahrnutí kapaliny v nádrži je značně závislé na tvaru nádrže, která je u tohoto stroje díky maximalizaci využití prostoru velmi členitá.

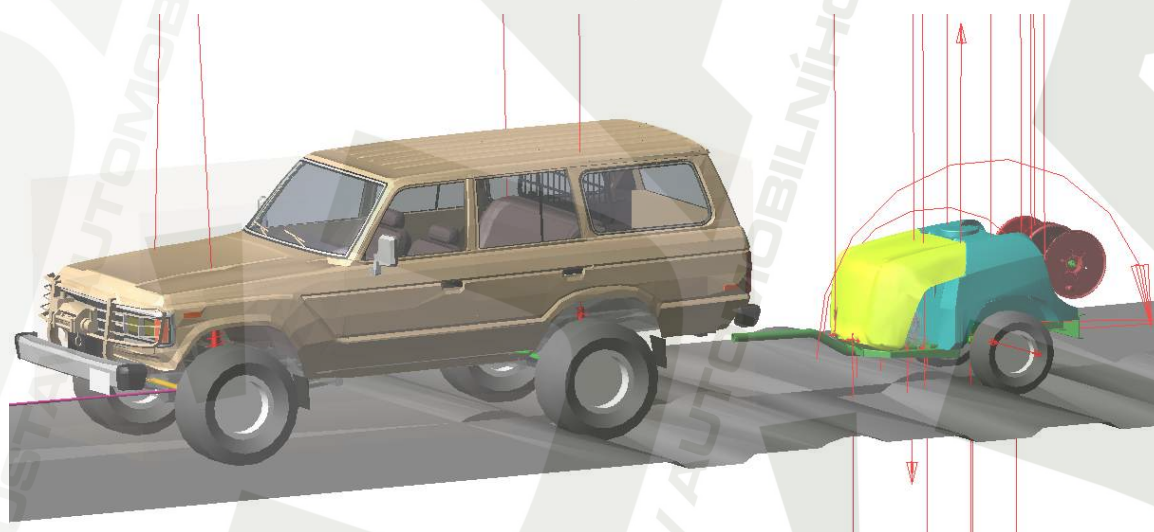
7.1. Simulace jízdy přívěsu nesoucího tlakový čistič

Rám tohoto zařízení není během provozu stroje nikterak silně namáhán a naopak dochází k jeho odlehčování vlivem úbytku kapaliny v nádrži na vodu pro čištění. Při provozu tak mohou nastat nepříznivé zatěžující stavy pouze vlivem neodborné manipulace se zařízením, jako například vytahování tlakové hadice z čištěného potrubí pojezdem přívěsu za automobilem. Základní rám tohoto zařízení je namáhán dynamickými účinky od hmotností na rámu uložených zejména při jízdě po nerovném povrchu. Ke konstrukci je upevněna deska nesoucí hmotnost spalovacího motoru, vysokotlakého čerpadla a dále je na rám položena a upevněna nádrž na vodu. Na zadní části konstrukce jsou přes ložiska upevněny navíjecí bubny na tlakové hadice. Určující pro zatížení rámu je tak jeho jízda za tažným vozidlem po komunikaci.

7.1.1. Popis modelu

Na celý návěs lze pohlížet jako na dynamickou soustavu o n stupních volnosti s kinematickým buzením, které tvoří překážky (nerovnosti) na vozovce. Při zjednodušení celku nádrže na hmotné těleso bez proměnlivého těžiště, což odpovídá po okraj naplněné nádrži, se simulace výrazně zjednoduší. Avšak i po tomto zjednodušení je nutné se pro navazující práce podrobně zabývat vybranými detaily, jako uchycení náprav a motorové desky k rámu a v neposlední řadě rozložení hmotnosti nádrže na opěrné plochy rámu.

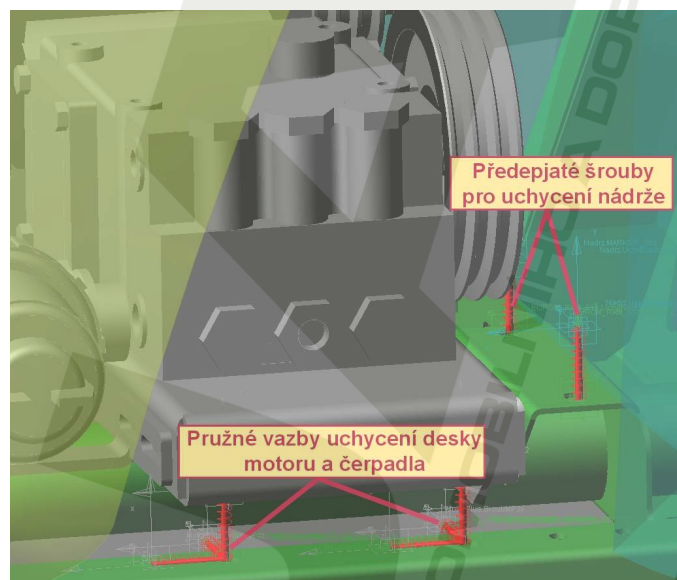
Model pro simulaci jízdy byl vytvořený v simulačním prostředí ADAMS. Model čističe byl zapřáhnut za větší osobní automobil a s celou soupravou (Obr. 68) byla projeta překážková dráha různými rychlostmi. Simulovaná souprava včetně jednoduchého tažného vozidla má 49 stupňů volnosti, 29 vazeb a obsahuje 48 pružin, z nichž většina tvoří tzv. pružné vazby.



Obr. 68 – Model soupravy terénního vozu s čističem SMART

Testovací dráha (Obr. 34) pro tuto simulaci byla sestavena s ohledem na typické překážky na silnicích. Stejná dráha byla použita i pro simulace jízdy zemědělského vozu po komunikacích. Základem jsou dva druhy překážek s profily zpomalovacího prahu a výmolu (Obr. 33). Rychlosti jízdy byly nastaveny přesně dle normy ČSN 30 0560 [141], která také definuje přesný tvar překážek. Zmíněná norma je ale primárně určena k jinému účelu a to k měření dynamických součinitelů při jízdě vozidla přes překážky. Na rozdíl od normou stanovené dráhy jsou na simulační trati překážky i jednostranné a je jich více. Dráha byla sestavena na základě teoretických předpokladů a jiných reálných testovacích polygonů (např. polygon pro testování trolejbusů plzeňské společnosti ŠKODA HOLDING a.s. [92], [106]).

Simulační model samotného čističe se skládá z 11 součástí. Ty jsou vzájemně propojeny pomocí ideálních a nebo pružných vazeb (Obr. 69). Použití pružných vazeb je výhodné u staticky neurčitě uložených prvků na rámu, kde je důležité znát působení daného prvku na rám podvozku. Souvisejícím důvodem pro použití pružných vazeb je omezení systému ADAMS řešit staticky přeuročené úlohy. ADAMS v takovém případě eliminuje některé směry a nebo dokonce i celé vazby. Pružné vazby umožňují obejítí problému staticky přeuročených soustav a z toho vyplývající obdélníkové matice. Díky pružným vazbám mohou být tělesa uchycena na více místech, aniž by výpočetní software detekoval problémy se statickou neurčitostí a snižovala se tak stabilita výpočtu.



Obr. 69 – Pružné vazby uchycení motorové desky a předepjaté šrouby uchycení cisterny

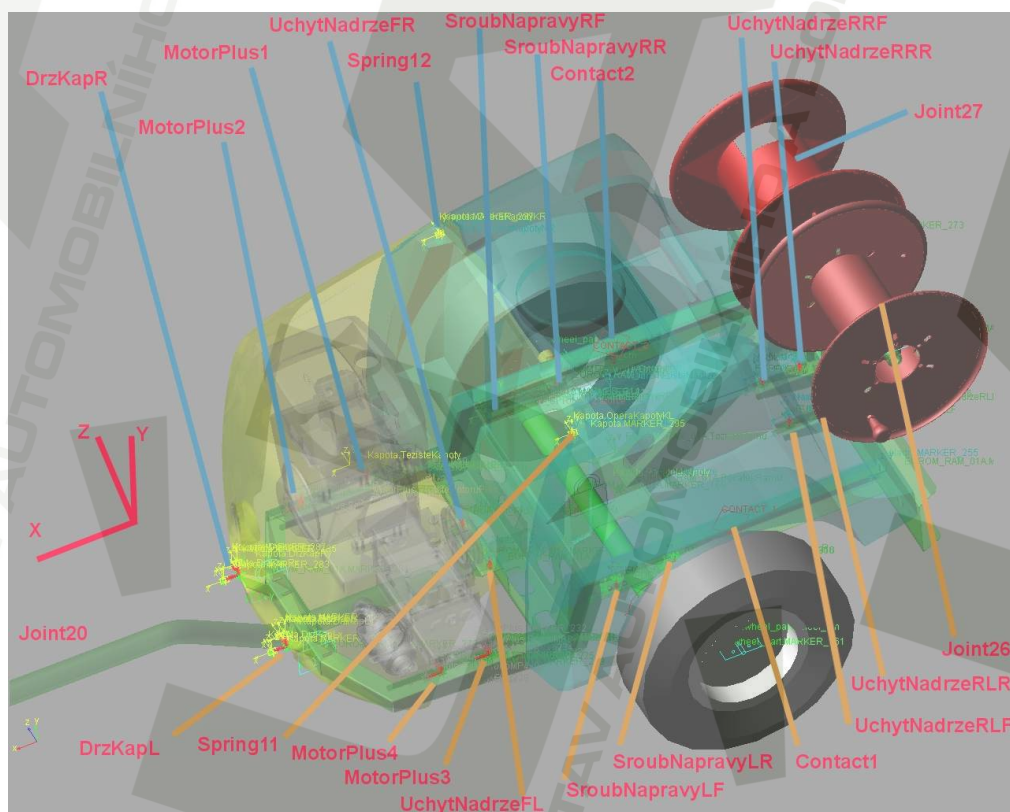
Model obsahuje mimo spojů těles pomocí vazeb i uložení tělesa vodní nádrže na rám podvozku pomocí vzájemného kontaktu a jejich tření mezi nimi. Skutečná nádrž je na rámu položena a je přichycena předepjatými „U“ šrouby. V simulačním modelu je nádrž rovněž položena na rám (kontakt) a je přidržována předepjatými pružinami (Obr. 69) o tuhostech šroubů. Rozdíl tohoto modelu od reality je nejmarkantnější v rovnoměrném rozložení

kontaktní síly nádrž-rám, k čemuž ve skutečnosti nedojde už jen díky složitému tvarování nádrže vlivem jejího naplnění. Avšak zahrnutí tohoto faktu do modelu by výrazně zvýšilo náročnost modelu a neúměrně by vzrostl čas na přípravu modelu i čas výpočetní potřebný k řešení tohoto úkolu.

Celá souprava je v kontaktu s podložím přes pneumatiky. Pro simulace tohoto druhu byl vybrán matematický model pneumatiky s názvem „Fiala tyre model“ [146]. Tento matematický model reprezentuje lineární tuhost a tlumení pneumatiky, což v jistém rozmezí provozních parametrů lze považovat za reálné [127]. Ve výsledku model obsahuje řadu lineárních prvků. Avšak použití pneumatik, tření a kontaktu z této úlohy tvoří nelineární úlohu.

7.1.2. Výsledky simulací

Na rám podvozku působí dynamické účinky od jednotlivých prvků uchycených na tomto rámu. Tyto účinky je nutné začlenit do navazujícího výpočtu pomocí metody konečných prvků. Pro tyto účely navazujícího výpočtu je v systému ADAMS sledováno celkem 61 veličin rozmístěných na 23 místech na zařízení (Obr. 70). V některých místech jsou sledovány působící síly pouze v jednom směru, dále jsou v některých místech sledovány síly ve směrech x, y, z a ve čtyřech případech je kromě sil dokonce sledován působící moment kolem všech tří os. Většina ze zmíněných 61 sledovaných účinků působí přímo na rám podvozku a pouze 14 z nich působí na rám nepřímo přes jiný prvek.

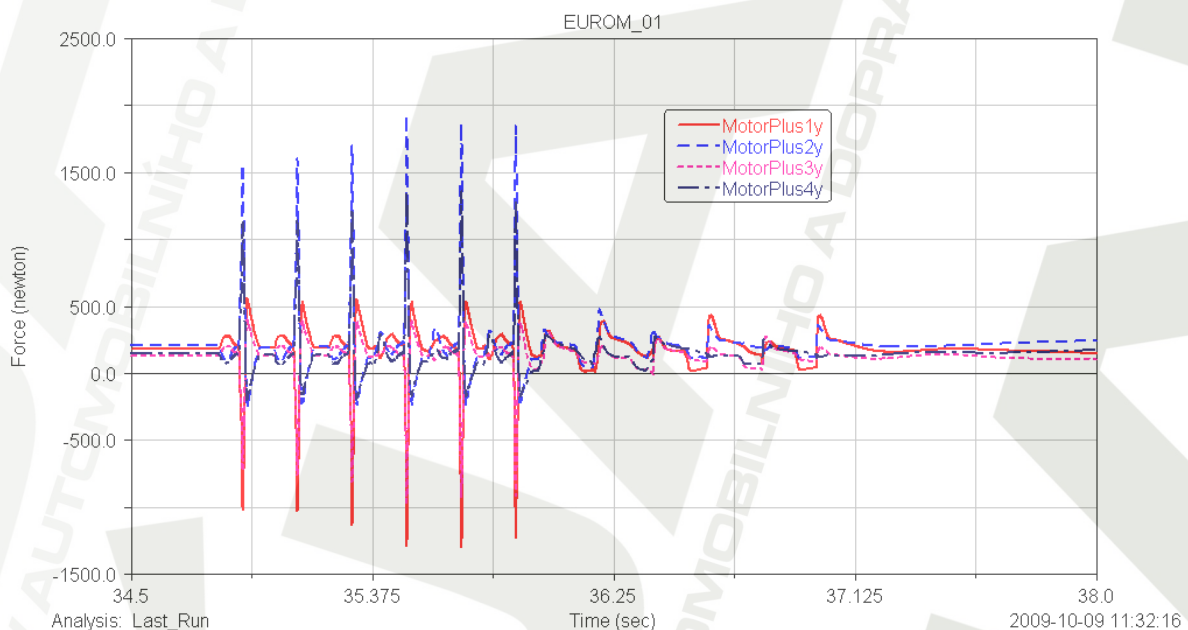


Obr. 70 – Rozmístění sledovaných pozic na čističi SMART

Výsledkem každé simulace (pro různé rychlosti) je matice o 62 sloupcích a řádově tisících řádcích. Počet řádků se mění v závislosti na rychlosti jízdy. Bylo provedeno celkem 8 simulací jízdy různými rychlostmi. Jednalo se o rychlosti od 20 km/h až po 90 km/h. Jednotlivé rychlosti jízdy byly odstupňovány po 10 km/h. Získané průběhy jednotlivých účinků jsou dále vyhodnoceny a následně dosazeny do výpočtu MKP.

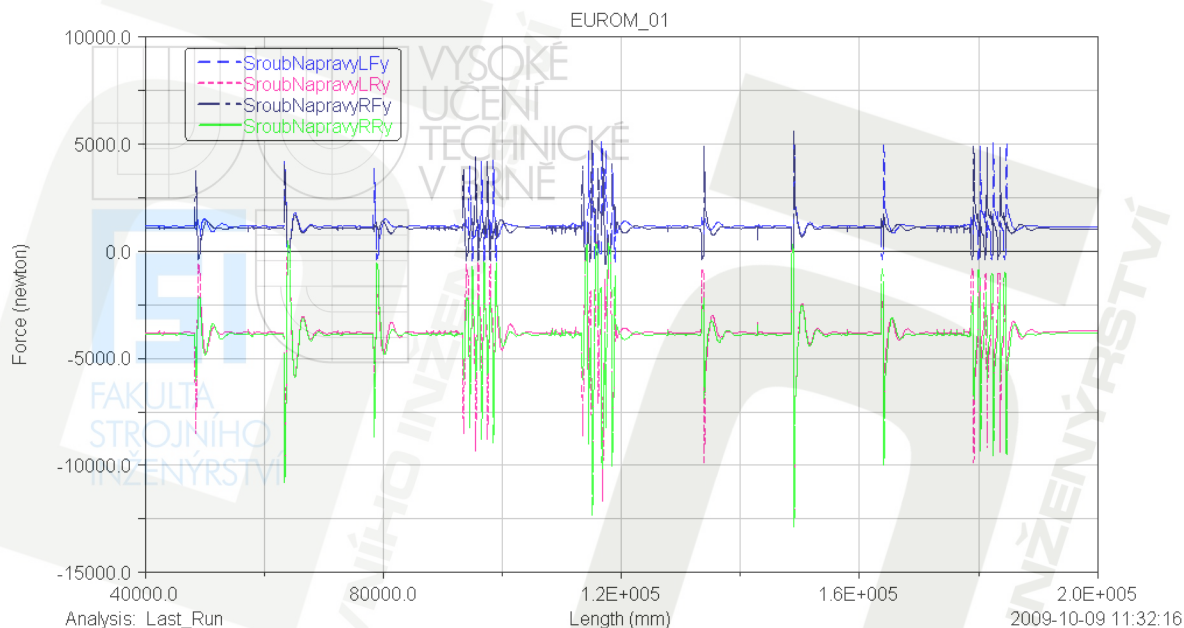
Pro každou rychlost tedy existuje sada průběhů zatížení daného místa, které pak budou dosazeny do výpočtového modelu pevnostního analýzy. Na základě takto definovaného zatížení bude možné dále upravovat (odlehčovat) rám podvozku a zvyšovat tak možný objem nádrže na vodu.

V místech, kde je uchycena náprava k rámu podvozku (Obr. 72) a dále kde je připevněna motorová deska nesoucí spalovací motor s vysokotlakým čerpadlem (Obr. 71), dochází k významným silovým účinkům. Díky odpruženým ramenům, na kterých jsou uchycena kola, je na konstrukci rámu podvozku vyvozen v těchto místech moment. Ten se projevuje namáháním na tah předních šroubů uchycení a zvýšeným tlakem v zadní části spojení nápravy s rámem podvozku. Deska se spalovacím motorem a vysokotlakým čerpadlem působí na rám menšími silami (nápravy drží i hmotnost cisterny), avšak při brzdění se výrazně zvyšuje vliv hmotnosti těchto komponent na namáhání závěsu vozíku a tedy i oje.



Obr. 71 – Vertikální složky sil působící od motorové desky na rám podvozku

Náročnost profilu překážek vzhledem k zatížení rámu podvozku v globálním měřítku je dobře viditelná už na vertikálním zatížení pneumatik. Je patrné, že nenáročnější pro rám podvozku je přejetí soustavy děr, které hrozí i při vyšších rychlostech.



Obr. 72 – Vertikální složky sil působící od uchycení nápravy na rám podvozku

V simulačním prostředí ADAMS je mimo zatěžujících účinků možné sledovat další parametry jako například zrychlení těles v daném místě a nebo i absolutní polohy vybraných těles. Rozdílem absolutní polohy nádrže a rámu podvozku je možné získat posunutí těchto dvou těles vůči sobě, pomocí kterého lze překontrolovat funkci modelu uchycení cisterny.

7.2. Pevnostní analýza rámu podvozku

Obdobně jako u rámu zemědělského návěsu byly v návaznosti na simulace jízdy v předpokládaném provozním terénu (městské a příměstské pozemní komunikace) provedeny pevnostní analýzy pomocí MKP. FEM analýza byla provedena ve spolupráci s Martinem Kubínem (Ústav automobilního a dopravního inženýrství - FSI - VUT). Výsledky první verze rámu ukázaly nepřiměřené zatížení rámu (Obr. 73), které je do jisté míry chybné z důvodu krátkodobého (transientního) zatížení konstrukce vysokou silou. Tento problém by mohl být řešen pomocí nelineárního řešiče (solver), který je schopen uvažovat i takto krátkodobé zatížení konstrukce.

Obdobně jako v případě analýzy zemědělského návěsu se zavěšením náprav typu bogie bylo i zde možné uchytit model za oj, podepřít jej v místě nápravy a zatěžovat jej silami od nesených zařízení. Vzhledem k vysokému krátkodobému přetížení působícího na návěs během jízdy po nerovnostech byly přehodnoceny maximální působící zrychlení dle [95]. Výsledkem bylo zjednodušení MKP analýz na pouhé čtyři stavy (zrychlení, brzdění, průjezd zatáčkou, statický stav), přičemž působící hodnoty zrychlení byly nižší a vzhledem k délce trvání jednotlivých akcí (zrychlování, zpomalování jízda zatáčkou) je lze uvažovat ve statickém MKP výpočtu.



I přes snížení zatížení konstrukce se zejména v oblasti přechodu oje do rámu podvozku vyskytovaly značně vysoké špičky napětí. Tyto i další špičky potvrdilo praktické poškození rámu v daných oblastech, což bylo důvodem k přepracování zvláště přední části konstrukce. Výsledky vzniklého modelu SMART II (Obr. 74), který obsahuje 317182 uzlů a 98238 skořepinových nelineárních (osmi-uzlových) elementů, vypovídají o zlepšení konstrukce rámu podvozku.

7.3. Shrnutí

Z příkladu je patrné, že bez zahrnutí efektu krátkodobého zatížení není možné vždy brát v úvahu dosažené výsledky. V každém případě je nutné přihlédnout k době, po kterou sledované síly působí a také k odchylce těchto sil od ustáleného (ne nutně statického) stavu. Rovněž je důležité srovnat výsledky, zvláště při použití krátkodobě působícího zatížení, s jinými výsledky vycházejících z předpokládaných či výpočtem získaných zatížení konstrukce.

Studie rovněž využila metodického přístupu, který je navržen v této práci. Na začátku byly provedeny simulace v předpokládaném (mezi)pracovním prostředí, na základě kterých byly vytvořeny zatěžující stavy konstrukce. Ta byla následně testována pomocí MKP, přičemž po přihlédnutí ke krátkodobému zatížení konstrukce těmito stavy a po srovnání se zatěžujícími stavy navrženými na základě literatury byl tento přístup opuštěn. Jedním z dalších důvodů k tomuto kroku byla relativní jednoduchost namodelování vnějších účinků oproti například modelu tříosého návěsu z předchozí kapitoly.

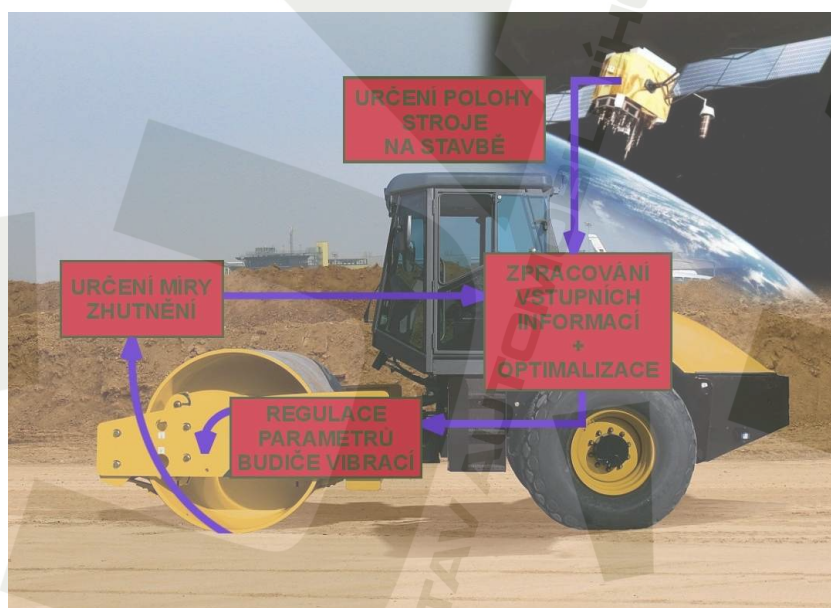
Je tedy patrné, že v této práci navržený přístup je výhodný zvláště pro složitější modely a to hlavně z pohledu počtu vnějších působících účinků. S rostoucí složitostí modelu a započítávaného vnějšího působení významně narůstá využitelnost navrženého přístupu.

8. Inteligentní vibrační válec s regulačním budičem vibrací

Prudký rozvoj stavitelství a dopravy v současné době způsobil, že stavební stroje pracují všude kolem nás. V průběhu posledních let je patrný silný zájem o vyloučení lidského faktoru jako zdroje možných chyb při různých stavebních procesech. Proto v dnešní době mají stavební stroje různě vyvinutou inteligenci, díky které zvyšují svou spolehlivost, kvalitu a kvantitu provedené práce. Drtivá většina těchto strojů již dnes používá různé technologie, které mají za cíl optimalizovat pracovní proces a snížit náklady na provoz stroje. Díky těmto technologiím směřuje vývoj zemních strojů k automatickým či poloautomatickým strojům, které přizpůsobí své chování v závislosti na interakci pracovního nástroje a přetvářeného materiálu. Stroje vybavené těmito pokrokovými technologiemi dnes nazýváme inteligentními stavebními stroji.

8.1. Inteligentní stroj – vibrační válec

Pro svou funkci potřebuje inteligentní vibrační válec spojit celou řadu technologií, které jednotlivě neovlivní jeho vlastnosti, ale v součinnosti mohou výrazně snížit provozní náklady a zvýšit kvalitu práce. V současnosti bývá kladen důraz na nízkou spotřebu, vysokou produktivitu a vysokou životnost stroje. Inteligentní stroj proto potřebuje moci řídit své parametry a tím ovlivňovat i své chování. V případě kontinuálně pracujících strojů, jako jsou stroje pro stavbu komunikací (hutnicí stroje, grejdry, skrejpry a finišery [121]), bývá řízení pracovních parametrů závislé na vlivech, které se kontinuálně mění při práci. U těchto strojů je důležité sledovat parametry stroje i okolí pomocí senzorů a na základě jejich měření přizpůsobit působící sílu, polohu nástroje, výkon motoru apod. Sem patří i sledování polohy stroje vůči stavebnímu dílu a vytvářet na základě těchto údajů mapy zpracování stavby jako např. virtuální mapa zhutnění povrchu či mapa odchylek od plánované trasy terénu [88].



Obr. 75 – Potřebné vykonávané procesy inteligentního vibračního válce [88]

Inteligentní hutnící vibrační válce (Obr. 75) přizpůsobují intenzitu a frekvenci hutnící síly, popřípadě i její směr v závislosti na stavu hutněného podloží. Tím je eliminována možnost nedostatečného zpracování nebo naopak přehutnění podloží. Měnit parametry působící síly vibračního válce je možné pouze u strojů, které jsou k tomu uzpůsobeny. Inteligentní vibrační válec musí obsahovat celou řadu vzájemně propojených technologií [88].

Stroj musí být schopen zjistit informace o stavu zhutnění povrchu. To je v současnosti možné určit několika způsoby, avšak žádný z nich nelze považovat za stoprocentní. V této oblasti vyvstává problematika nehomogenity podloží, která má zásadní vliv na naměřenou hodnotu zhutnění. Avšak existují metody měření, které na základě testů lze považovat za dostačující. Dalším prvkem inteligentního stroje je výpočetní jednotka, která je schopna údaj o zhutnění vyhodnotit a to pokud možno v kombinaci s aktuální polohou stroje na staveništi. Inteligentní stroj musí na základě těchto vstupních informací zoptimalizovat hutnící proces. V případě použití stroje bez možnosti určení jeho polohy na stavbě je proces optimalizován na základě naměřených dat a dochází ke korekci nastavení nástroje ve zpoždění. Zpoždění změny nastavení parametru nástroje zapříčiňuje, že stroj se už může pohybovat na podloží s odlišnými vlastnostmi. Použijí-li se však informace o míře zhutnění v daném místě stavby (virtuální mapa zhutnění), je možné využít tzv. predikce a korekce. Tedy systém na základě mapy zhutnění ví, že se blíží k místu nedostatečně zhutněnému, a může tak přizpůsobit své vlastnosti předem a na základě naměřených dat provést korekci [88].

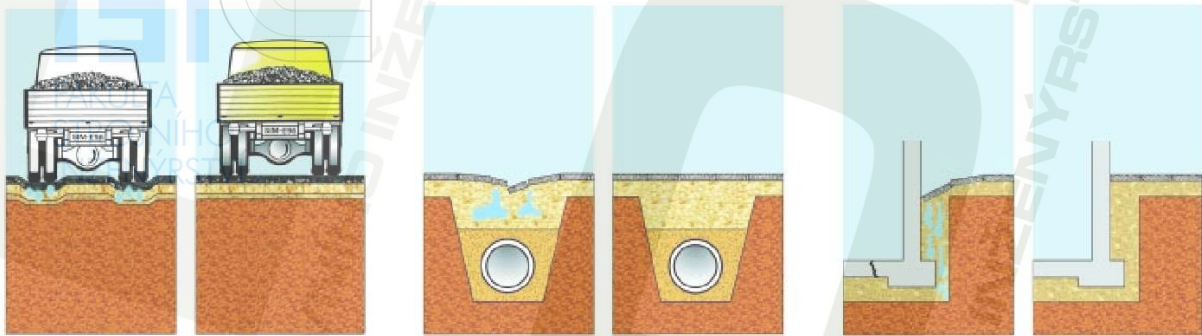
Základním „hardwarem“ inteligentního vibračního válce je budič vibrací s možností regulace působící síly. To umožňuje řízený budič vibrací s dvěma rotujícími nevývažky. Takovýto budič vibrací může být s přímkovým nebo kruhovým vektorem vibrace tj. s nesousledným či sousledným vzájemným otáčením nevývažků. Řízený budič vibrací se vyznačuje vyšší konstrukční složitostí a mimo jiné pohon obou nevývažků v potřebné přesnosti vůči sobě je sám o sobě dosti komplikovaný.

8.2. Zhutňování povrchu vibračními válci

Účelem zhutňování je zamezit pozdějšímu pohybu materiálu, který by mohl narušit stavbu či jen její funkci (Obr. 76). Z tohoto důvodu je nutné zvýšit únosnost zeminy při zakládání staveb budov a nebo při vytváření podloží vozovek a také zvýšit únosnost samotných živičných povrchů při stavbě komunikací.

Zhutňování je technologický proces, při kterém dochází ke zvyšování objemové hustoty materiálu vytlačováním vody a vzduchu z prostoru mezi jednotlivými zrny. Hutnění může být prováděno statickým zatížením (statické válce) a nebo stroji s vibrujícími nástroji (vibrační válce, vibrační pěchy apod.). Vibrační způsob hutnění má prokázané výhody [12]. Jednou z nich je, že díky vibracím lze dosáhnout vyššího stupně zhutnění i s lehčími stroji

a menším zatížením. Mimo to díky vibracím dochází u nesoudržných zemin ke snížení vnitřního tření a to zejména pro nízké frekvence (do 30 Hz) a k největšímu zhutnění dochází u těchto zemin při rezonanční frekvenci materiálu. Princip vibračního hutnění spočívá v neuspořádaném pohybu jednotlivých zrn materiálu, která se díky gravitaci a působení vibrací snaží zaujmout co nejstabilnější pozici vůči sobě. Měřením bylo prokázáno [12], že s rostoucí amplitudou zrychlení vibrace se snižuje tlumící schopnost zeminy.



Obr. 76 – Rozdíl mezi špatně a dobře zhutněnými základy stavby [145]

Vibrační zhutňování je možné provádět povrchově a nebo hloubkově. Povrchové hutnění je způsobeno harmonicky proměnným tlakem nástroje na materiál. Tohoto harmonického tlaku je dosaženo pomocí budiče vibrací, jenž může být několika konstrukčních provedení. V každém z nich je ale charakteristickými veličinami frekvence buzení (Hz - počet úderů za sekundu) a amplituda (mm) (amplituda výchylky běhounu). Dále je nutné specifikovat druh působení při vibračním zhutňování (dle druhu vibračního zařízení a velikosti setrvačné síly) a to buďto s vibro-úderným účinkem a nebo s vibro-tlakovým účinkem. V poslední době dochází k rozvoji prvního způsobu a k vyhodnocování míry zhutnění dle právě velikosti odskoků běhounu.

8.3. Určení míry zhutnění povrchu

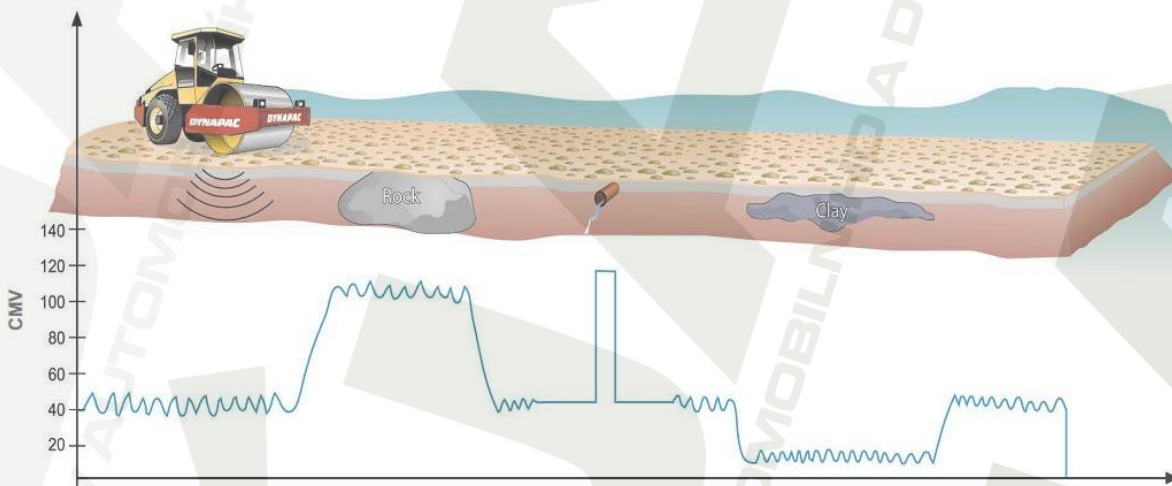
Má-li být stroj adaptibilní a má-li reagovat a pracovat korektně, musí pracovat na základě správných informací o přetvářeném materiálu a svém současném nastavení. Nejinak je tomu u vibračních válců. Jedná se o stroje, u kterých vývoj optimalizačních technologií a metod závisí zejména na kontinuálním určení míry zhutnění zpracovávaného povrchu.

Jedním z cílů kontinuálního měření míry zhutnění je pomocí spolupráce s pozičním systémem (například GPS, lokální stanice apod.) vytvořit mapu zhutnění povrchu (Obr. 77). Díky této mapě může obsluha či stroj sám poznat, kde je ještě zapotřebí pokračovat v hutnění a nebo kde naopak už nesmí dále pracovat.



Obr. 77 – Vytváření mapy hutnění s pomocí GPS navigace [151]

Pojem kontinuální měření míry zhutnění je velmi důležitý, k vytvoření inteligentního stroje, který operativně reaguje na hutněné podloží, se kterým je v interakci. Rozumí se tím použití odpovídající metody měření on-line, která je rychlá a přesná bez vlivu okolních podmínek. Podstatným problémem je pro jakoukoliv hutnicí techniku včetně vibračních válců správné determinování aktuální míry zhutnění podloží. Tato problematika je patrná nejvíce u nehomogenních materiálů jako jsou zeminy pro jejich různorodé vlastnosti. Tento problém se přenáší i do hutnění asfaltových povrchů, protože naměřené hodnoty jsou výrazně ovlivněny podkladovou vrstvou skládající se právě z nehomogenních materiálů jako je zemina a podobně [88].



Obr. 78 – Vliv typu podloží na zjištěnou hodnotu zhutnění pomocí CMV [104]

U současných strojů se používají různé metody pro určení aktuální míry zhutnění povrchu. Většina z nich je závislá na měření zrychlení běhounu v rovině kolmé na osu jeho otáčení. Problémem této metodiky je měnící se tuhost podloží. V případě že je podloží pod hutněným povrchem homogenní a vykazuje stejné mechanické vlastnosti po celé své

ploše, je tato metoda dostačující. Avšak v případě, že se pod hutněným povrchem nachází například skála či naopak ložisko jílovité zeminy, nejsou hodnoty takto determinované dostatečně přesné (Obr. 78).

Každý z výrobců má svůj vlastní způsob, pomocí kterého zjišťuje aktuální míru zhutnění povrchu. Většina těchto metod je však založena na měření absolutního zrychlení běhounu v rovině kolmé k jeho otáčení. Jedná se o jednu z nejvíce používaných on-line metod pro určení míry zhutnění materiálu. Avšak ani tato metoda nemusí být vždy zcela korektní. Zvláště pak při stavbě komunikací a staveb na značně pružném podloží.

8.3.1. Systémy založené na měření zrychlení běhounu

ACE – AMMANN Compaction Expert

Tento systém reguluje velikost amplitudy a frekvence vibrace v závislosti na informacích o hutněném podloží. Jeho vlastnosti jsou determinovány na základě tuhosti přejížděného materiálu, která je určena porovnáním zrychlení běhounu s parametry vibrací.

BVC – BOMAC VarioControl

Toto automaticky regulační zařízení přizpůsobuje polohu vibrátoru s přímkovým vektorem vibrací. Provozním kritériem se zde používá tzv. „Double Jump“ neboli dvojitý skok. Dojde-li k tomuto stavu, stroj přizpůsobí polohu vibrátoru. Pohyb běhounu zaznamenávají dva akcelerometry. Díky nim, parametrům stroje (hmotnosti atd.) a nastaveným parametrům vibrací je v centrální jednotce vypočtena kontaktní síla, dodaná energie do zeminy a pohyb běhounu [20].

CMV – Compaction Meter Value

Tato metodika byla vyvinuta firmou GEODYNAMIK. Bylo zjištěno, že poměr mezi první harmonickou amplitudou zrychlení a amplitudou zrychlení dvojnásobné frekvence je závislý na dosaženém stupni zhutnění. Z tohoto předpokladu vychází CMV a na podobném předpokladu je založeno i RMV [20].

RMV – Resonanc Meter Value

Tento systém pracuje obdobně jako CMV. Slouží pak zejména k determinaci nežádoucích pohybů (odskoků) vibračního běhounu v závislosti na skokové změně typu podloží (skála, potrubí apod.) [20].

OMV – Oscillo Meter Value

Hodnoty zrychlení vycházející z oscilometru jsou měřeny v horizontálním směru kmitání běhounu [45].

ECM - Electronic Compaction Meter

Centrální jednotka zpracovává signál ze snímače vibrací, který je umístěn na rámu stroje. Na základě změn signálu vlivem interakce běhounu válce se zhutňovaným materiálem vyhodnocuje centrální jednotka stav zhutnění. Řada měření na různých sypaninách prokázala velmi těsný vztah mezi stavem zhutnění indikovaným systémem ECM a standardně měřenými parametry sypaniny [128].

8.3.2. Systémy založené na jiném principu

CAT Compaction Monitoring Systém

Caterpillar přistoupil k řešení tohoto problému zcela odlišně. Základem pro determinaci stavu podloží je u těchto strojů mechanická energie potřebná k pohonu válce. Ta se mění v závislosti na výšce vlny materiálu pod běhounem, která je závislá na stavu zhutnění materiálu [134].

8.4. Regulovatelný budič vibrací

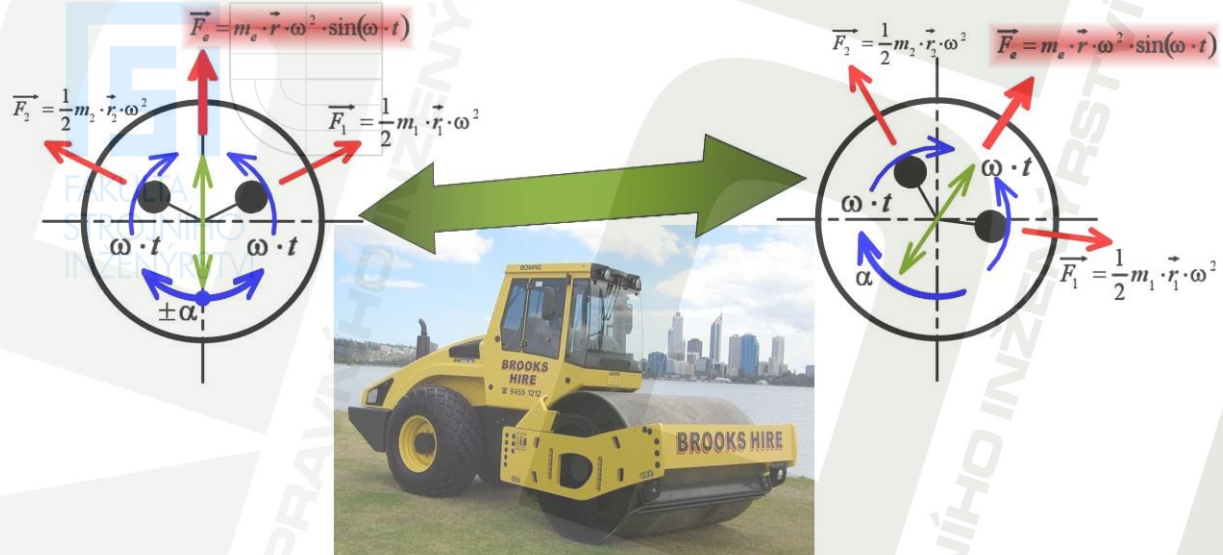
Proces vibračního hutnění podloží je z fyzikálního hlediska v důsledku heterogenního charakteru materiálu velmi složitý. K hutnění rozsáhlejších povrchů se využívají výhradně válce s vibračními běhouny, ve kterých je dosaženo hutněního účinku pomocí setrvačných hmot otáčejících se nevývažků. Výjimku tvoří pouze vybrané asfaltové povrchy, kde bývá využito pneumatikových válců. Vibrační běhouny mají uvnitř rotující nevývažek, který vyvolává odstředivou sílu. Vlivem této síly dochází k výraznému zvýšení efektivity stroje. Velikost odstředivé síly ovlivňuje hmotnost nevývažku a vzdálenost jeho těžiště od osy otáčení. Hmotnost nevývažku i jeho poloha vůči ose otáčení je převážně neměnná. Frekvence otáčení nevývažku je v ideálním případě svázána s druhem hutněních prací, protože na základě dosavadních poznatků je prokázáno [117], že pro různé povrchy a jejich stavy zpracování jsou vhodné různé frekvence vibrací, různá intenzita vibrací a v případě některých budičů dokonce i směr vibrací. Z toho vyplývá, že pro optimální využití možností stroje je nutné regulovat otáčky nevývažku a výslednou odstředivou sílu od nevývažku nezávisle na sobě.

V dnešní době existuje více možností jak toho dosáhnout. Jednou z nich je regulace směru vektoru vibrací a další možností je regulace velikosti vektoru vibrací. V prvním případě se nevývažky otáčejí proti sobě a pootáčením celého systému se určuje směr vibrací (přímkový vektor vibrací). V druhém případě se otáčejí nevývažky společně (kruhový vektor vibrací) a mění se jejich fázové posunutí.

8.4.1. Přímkový vektor vibrace

Princip tohoto systému (Obr. 79) je založen na nesousledném otáčení dvou nevývažků stejnou frekvencí. Tím je dosaženo toho, že výsledná budící síla působí pouze v přísmce. Tento systém buzení u vibračních válců je využíván především firmou BOMAG. Jeho

charakteristickým znakem je, že směr budícího vektoru je přímkový, s měnitelným sklonem. Změny velikosti vektoru budící síly lze tedy dosáhnout pouze změnou budící frekvence. Je zde ale možné měnit směr působení natáčením celého budiče ve vibračním běhounu. Tím dochází ke změně směru výsledné síly působící do podloží.

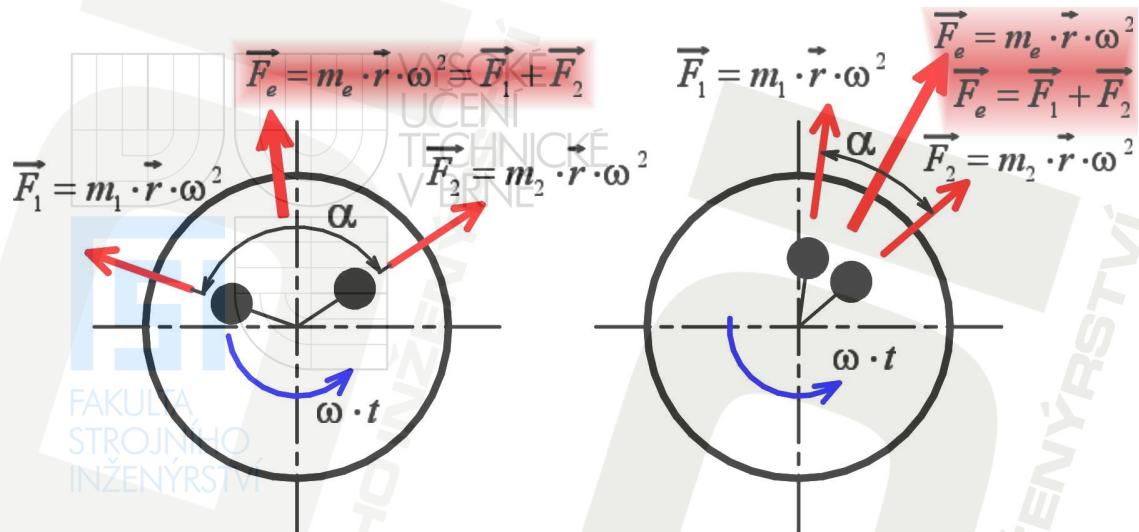


Obr. 79 – Princip budiče s přímkovým vektorem vibrace

Zkoušky tohoto systému [116] však prokázaly řadu základních nevýhod. Na základě provedených měření bylo zjištěno, že pro následné rozšíření budiče o inteligentní systémy řízení buzení je při nízkých hodnotách úhlu vektoru vibrace (blíživých se horizontální poloze) velmi obtížné stanovit korektně míru zhutnění na základě odezvy akcelerometrů, umístěných na běhounu. Hlavní příčinou je skutečnost, že běhoun v tomto provozním režimu vykazuje značné horizontální vibrace, ve směru vertikálním jsou tyto hodnoty malé a s ohledem na nízké dynamické účinky přenášené do hutněného podloží nelze korektně změřit průběh jeho odezvy a provést následnou analýzu [117].

8.4.2. Rotující vektor vibrace

Tento systém je založen na dvou souosých rotujících nevyvážkách, kdy každý rotuje na své vlastní hřídeli (Obr. 80). V tomto typu budiče rotují oba nevyvážky stejným směrem a při konstantní budící síle i stejnými otáčkami. Vzájemná nezávislost obou hřídelí s nevyvážky umožňuje měnit fázový posun mezi oběma nevyvážky. Díky tomu je možná plynulá a rychlá změna výsledné velikosti amplitudy budící síly. Při změně vzájemné polohy nevyvážek (fázového posunu mezi nimi) dojde ke změně výsledného silového účinku. V nynějších strojích je pro změnu fázového posunu mezi nevyvážky použito buďto mechanického nebo hydraulického prvku. Tento systém využívá většina hlavních světových výrobců vibračních válců (AMMANN, CATERPILLAR, Ingersoll Rand, DYNAPAC) [82].

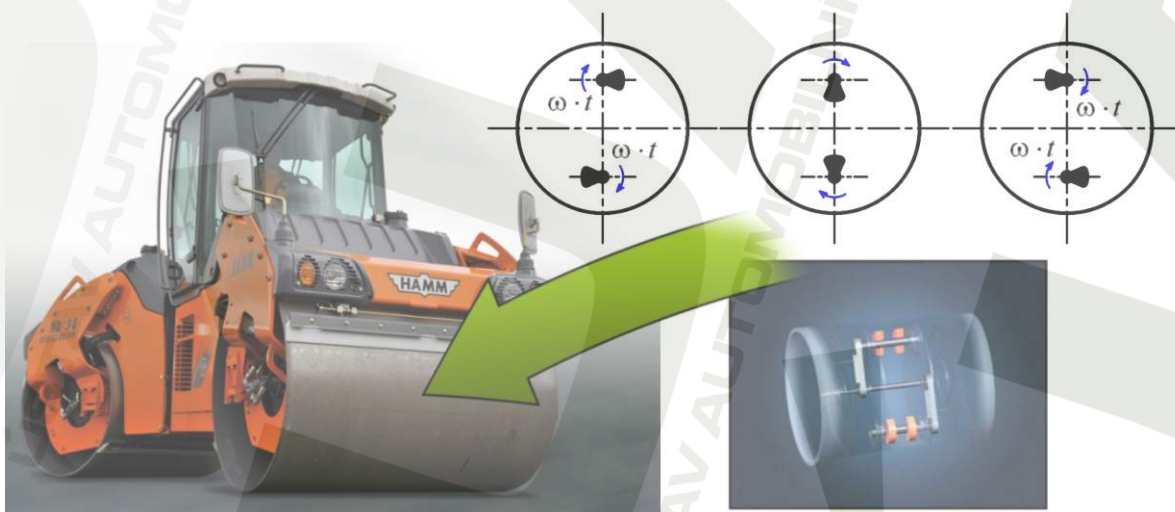


Obr. 80 – Princip budiče s kruhovým vektorem vibrace

Série provedených měření [19] prokázaly, že účinky tohoto systému buzení vibrací při velkých amplitudách dosahují vysoké míry zhutnění a do značných hloubek podloží. Se snížením výsledného $m_e \cdot r_e$ se obvykle zvyšuje budící frekvence pro intenzivní dohutnění svrchní vrstvy. Důležité také je, že při všech provozních režimech je dosahováno trajektorie vibračního běhounu, která umožňuje přiměřenou identifikaci stavu zhutnění podloží.

8.4.3. Oscilační buzení

Tento systém buzení vibrací je pod patentovou ochranou značky HAMM (Obr. 81). Budič v tomto případě vytváří kývavý pohyb běhounu, díky čemuž je možné relativně kvalitní hutnění zvláště pak asfaltových povrchových vrstev, přičemž vibrace se pouze v minimální míře přenášejí do okolí. To je výhodné například při hutnění v obytných zástavbách, na mostech apod. Hutnění účinky již však nepronikají do takové hloubky, jako u obou předchozích zmiňovaných způsobů [117].



Obr. 81 – Válec s oscilačním systémem buzení

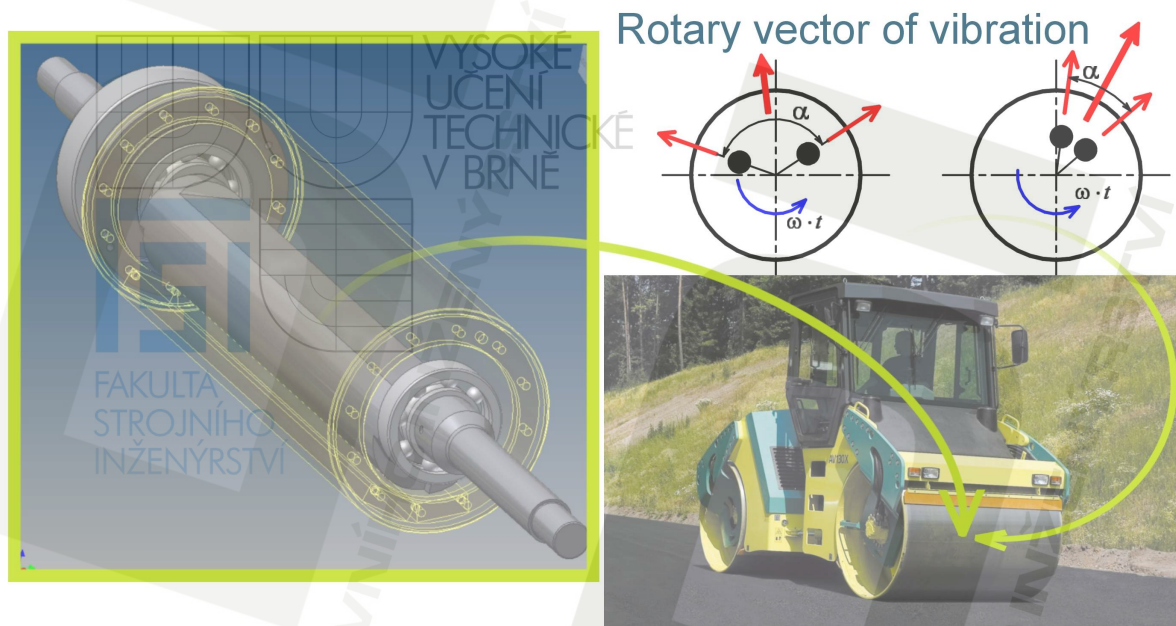
8.5. Model regulačního budiče vibrací

Samostatný pohon budiče vibrací je v současnosti realizován výhradně hydraulicky. Rozdílně však bývá řešen vzájemný posun nevývažků mezi sebou. Zde se často využívá mechanických převodů. Ty jsou díky výrobní náročnosti ozubených kol, promítající se do ceny tohoto řešení, neoblíbené. Navíc ozubení je v prostředí takto silných vibrací značně namáháno. Avšak hlavními výhodami tohoto řešení jsou jednoduchost a přesnost regulace. Přesnost mechanické regulace (řízení) závisí na geometrické přesnosti mechanismu a navíc mechanické systémy působí bez zpoždění [61], [103], [119].

Vzhledem ke snahám téměř všech výrobních podniků snižovat náklady na výrobu a materiál je vhodné se u řešení vzájemného posunu nevývažků zamyslet nad další alternativou. Tou je využití hydrauliky i k tomuto účelu. Mezi všeobecné základní vlastnosti hydraulických systémů patří jednoduchá ochrana před přetížením, ale také náchylnost ke kmitání a nestabilitě okruhu. A právě v případě budiče vibrací dochází vlivem periodického zatěžování a častých změn požadavků na fázový posun mezi nevývažky k silnému rozkmitávání obvodu. Na nevývažky otáčející se frekvencí od 20 do 70 Hz působí značné setrvačné síly (při frekvenci 35Hz se jedná o síly 29400 N na vnitřní a 26900 N na vnější nevývažek u jednoho ze strojů značky AMMANN).

Celý tento mechatronický systém je vzájemně propojen několika zpětnými vazbami a jako celek pak musí reagovat na hutněný povrch opět přes zpětné vazby v přijatelně krátkém čase. Pojezdová rychlost při práci vibračního válce je cca 0,5 až 1 m.s⁻¹. Běžná reakční doba (čas od změření odezvy hutněného podloží do přestavení parametrů budiče) dnes užívaných systémů je několik sekund (cca 2 až 6). Během této doby je však vibrační běhoun již 1 až 6 m vzdálen od měřeného bodu. Je tedy nutné přestavit nevývažky v co nejkratším čase, ale zároveň s požadovanou přesností, což je za daných podmínek velmi obtížné.

Mechanická stránka regulovatelného budiče vibrací (Obr. 82) je konstrukčně relativně jednoduchá. Ale po stránce dynamiky pohybujících se hmot se jedná o značně komplexní systém. Působí zde na sebe setrvačné hmoty obou nevývažků a ty pak ovlivňují pohyb celého běhounu válce, který je v interakci s povrchem, jenž je velmi obtížně definovatelný pro svou značně nehomogenní strukturu. Ve výsledku je každý úder běhounu do podloží promítnut do špičky kroutícího momentu na hřídelích nevývažků a ty jsou pak přenášeny přes moment setrvačnosti nevývažků, hřídelí a hydromotorů do tlakových špiček v hydraulickém systému. Na jednu stranu je tedy pro hydraulický systém vhodné zvýšit moment setrvačnosti nevývažku třeba pomocí setrvačníku, který ale na druhou stranu bude činit potíže při rozběhu, při změně frekvence otáčení a samozřejmě i při změně vzájemné polohy nevývažků.



Obr. 82 – 3D model budiče vibrací s rotujícím vektorem vibrace [86]

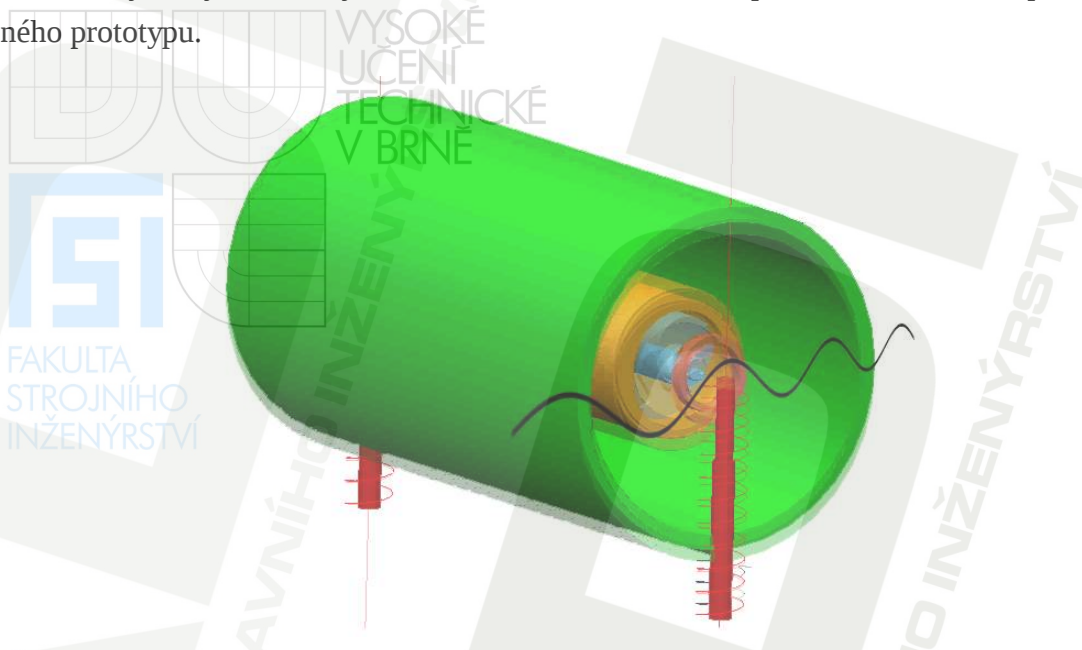
Vzájemná poloha nevývažků má zásadní vliv nejen na výslednou hutnící sílu, ale také se projevuje změnou dynamických účinků na nevývažky samotné a mimo jiné se změní i příkon budiče. V určité fázi dokonce jeden z nevývažků energii do okruhu dodává. Pro návrh hydraulického okruhu je tedy nutné znát do detailu vstupy a výstupy na jednotlivých hřídelích pro různé pracovní režimy a podmínky. To znamená vytvořit dynamický model budiče vibrací i s celým běhounem.

8.5.1. Dynamický model budiče vibrací

Konstrukce budiče vibrací je poměrně jednoduchou záležitostí, avšak z hlediska dynamiky se jedná o značně komplikovanou záležitost. První komplikací je vliv změn parametrů vibrace a stroje všeobecně na chování hydraulického okruhu. Druhou je vliv změn charakteristik poježděného podloží a hutněných povrchů. Pro dostatečně přesnou simulaci hydraulického obvodu je zjištění těchto vlivů nutností. Je možné provést měření, což je nákladné, a nebo simulovat budič vibrací ve virtuální realitě stejně jako navrhovaný hydraulický obvod.

Jedním z prvních modelů tohoto zaměření byl jednoduchý systém budiče, hmoty běhounu a pružin imitující tuhost silentbloků. Běhoun se mohl v tomto případě pohybovat pouze po přímce (Obr. 83). Budič vibrací byl vytvořen na základě výkresové dokumentace reálného a používaného budiče (Obr. 82). Avšak skutečnost, že v něm není zahrnuta interakce běhounu s povrchem, omezuje jeho využití. Model simuloval testovací stav vibračního válce, kdy je jeho rám pevně uchycený a běhoun visí. Tento model velmi dobře simuloval změnu amplitudy v závislosti na fázovém posunu mezi nevývažky. Mimo jiné také ukázal, že skutečně dochází k odsazení střední hodnoty kroutícího momentu při přechodu přes úhel

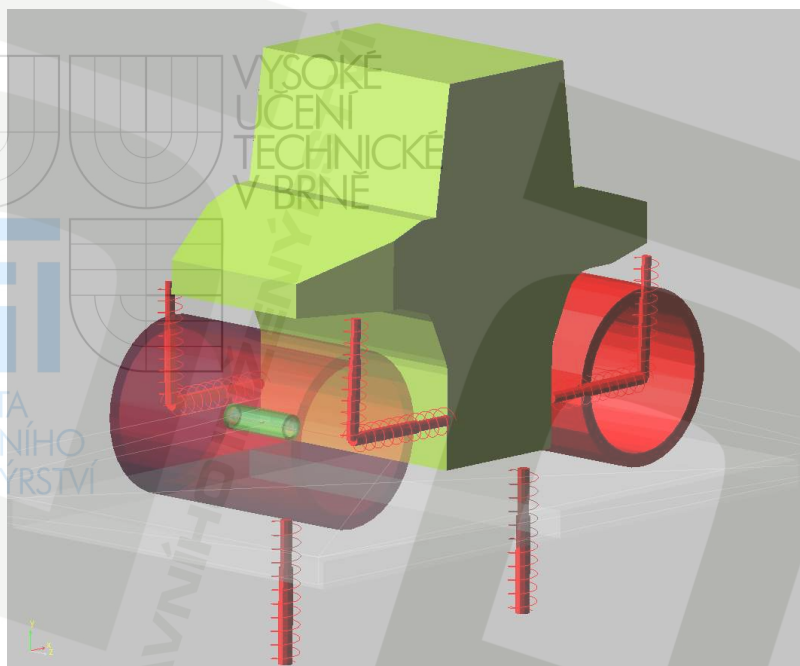
90° mezi nevývažky. S tímto jevem se setkali i konstruktéři podniku AMMANN při testech reálného prototypu.



Obr. 83 – První verze modelu budiče vibrací [82]

Druhá varianta již umožňovala pohyb soustavy v rovině kolmé na osu rotace nevývažků. Jde opět o stav, kdy rám válce s běhounem je pevně uchycen k stolici a běhoun visí v prostoru. Při rozběhnutí budiče vibrací dojde ke kruhové vibraci běhounu. Změna fázového posunu mezi nevývažky pak způsobuje mimo požadované změny výsledné síly také změnu průběhu krouticího momentu na hřídelích nevývažků. Tento průběh krouticího momentu lze popsat složením čtyř sinusových signálů. Pro výpočty hydraulického pohonu je však tento stav zavěšeného běhounu nedostačující a je nutné brát v úvahu stav, kdy je běhoun v interakci s podložím.

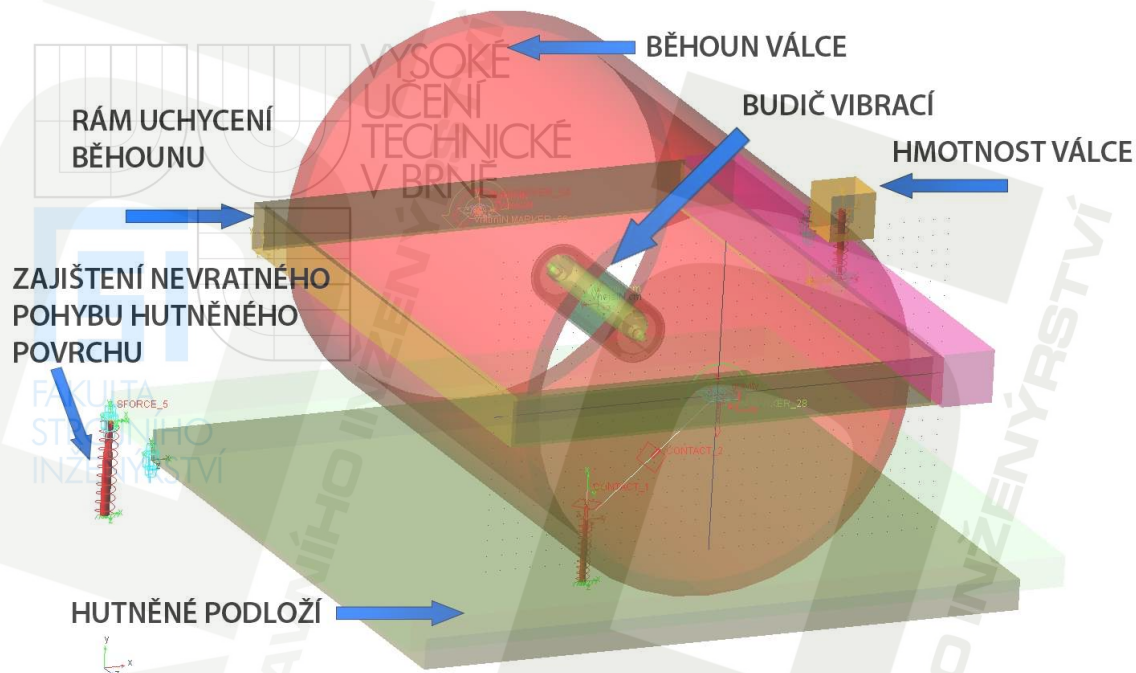
Bylo tedy nutné vytvořit model ukazující průběh kroutících momentů na nevývažcích, které vznikají vzájemnou interakcí dynamických (setrvačných a odstředivých) účinků celého systému. To vedlo k vytvoření modelu vibračního válce v kontaktu s vybraným povrchem (Obr. 84). Vytvořený model zahrnuje model samotného stroje i zjednodušeného Batheltova modelu zeminy. Model vibračního válce se skládá z tělesa stroje, běhounů a nevývažků v předním běhounu. Všechna tato tělesa mají přiřazenou danou hmotnost pro daný typ vibračního válce. Běhouny jsou k tělesu stroje přichyceny osmi pružinami, simulující silentbloky. Určení jejich tuhostí je založeno na výsledcích z výpočtu pohybové rovnice, kde známým parametrem byla amplituda pohybu běhounu. Běhouny jsou mimo toto spojení se strojem v kontaktu s podložím. Podloží zde představují dva téměř nehmotné kvádry, které jsou drženy v rovnovážné poloze. Tu zajišťují pružiny s předpětím a z druhé strany je rovnováha udržována pomocí dorazů, které působí proti tomuto předpětí. Pružiny držící podloží mají tuhost vycházející z Batheltova modelu zeminy [74] a jejich tuhost je ekvivalentní k celkové tuhosti tohoto modelu zeminy.



Obr. 84 – Simulační model celého válce

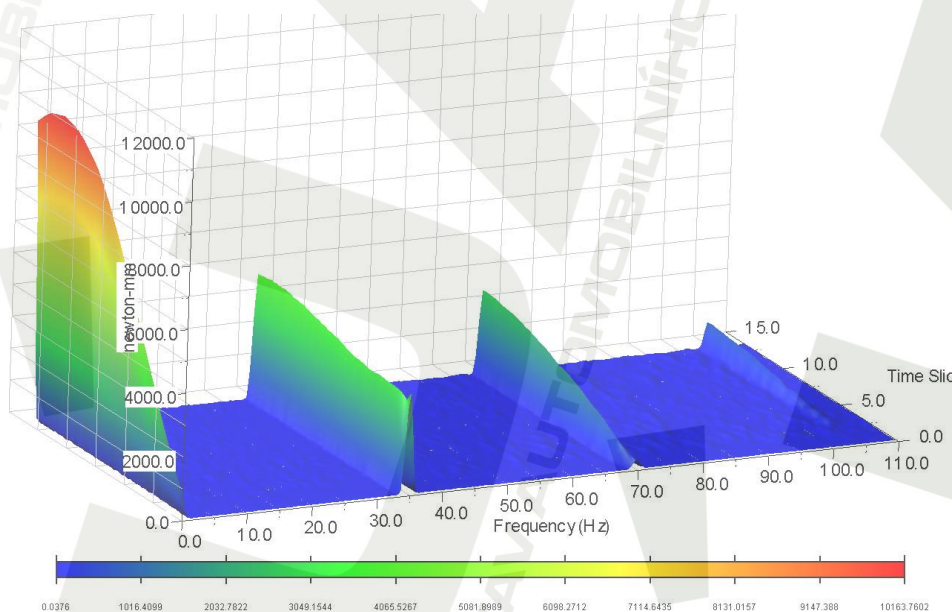
Model vibračního válce pracujícího v kontaktu s podloží je velmi závislý na nastavení parametrů kontaktu běhounů a podloží a dále na vlastnostech celého podloží. Nejvýraznějším problémem modelu bylo najít optimální nastavení nejen některých parametrů hlavně v oblasti kontaktu běhounů s podloží, ale mimo to také optimální integrátor a jeho nastavení. Pro nepatrně odlišné nastavení obou problematických skupin existují diametrálně různé výsledky. Výsledky takto získané většinou vykazovaly jednoznačné chyby v podobě nesmyslných, velmi odchýlených hodnot od normálu. K vyřešení výše zmíněných potíží přispělo použití integrátoru HHT a jeho vhodné nastavení (časový krok velmi malý, atd.). Výsledky s těmito nastaveními vykazují v zásadních partikulárních výsledcích shodu s logickými úvahami a předpoklady. Z výsledků je viditelné, že kontaktní síla pod běhounem na začátku naroste od hmotnosti válce, dále je viditelný nárůst síly při rozběhu a další větší nárůst je viditelný při změně amplitudy. Důležité je, že kontaktní síla periodicky klesá až na 0 N, což znamená odskočení běhounu od podkladu [84].

Kompletní model vibračního válce v kontaktu s povrchem vykazoval nepřesnosti výsledků a i přes shodu s některými teoriemi, praktickými výsledky a poznatky se neshodoval s očekávaným průběhem kroutících momentů. Byl tedy vytvořen nový zjednodušený model, který zahrnoval zabrzděný stroj a pouze jeden běhoun v interakci s podloží (Obr. 85). Smyková tuhost silentbloků do tohoto modelu byla určena z katalogu daných silentbloků. Podloží u tohoto modelu bylo simulováno podobně jako u předchozího modelu. Avšak v tomto případě již dochází k jeho „hutnění“. Toho je dosaženo pomocí pohyblivého dorazu, který mění svou polohu v závislosti na max. stlačení hutněného povrchu.

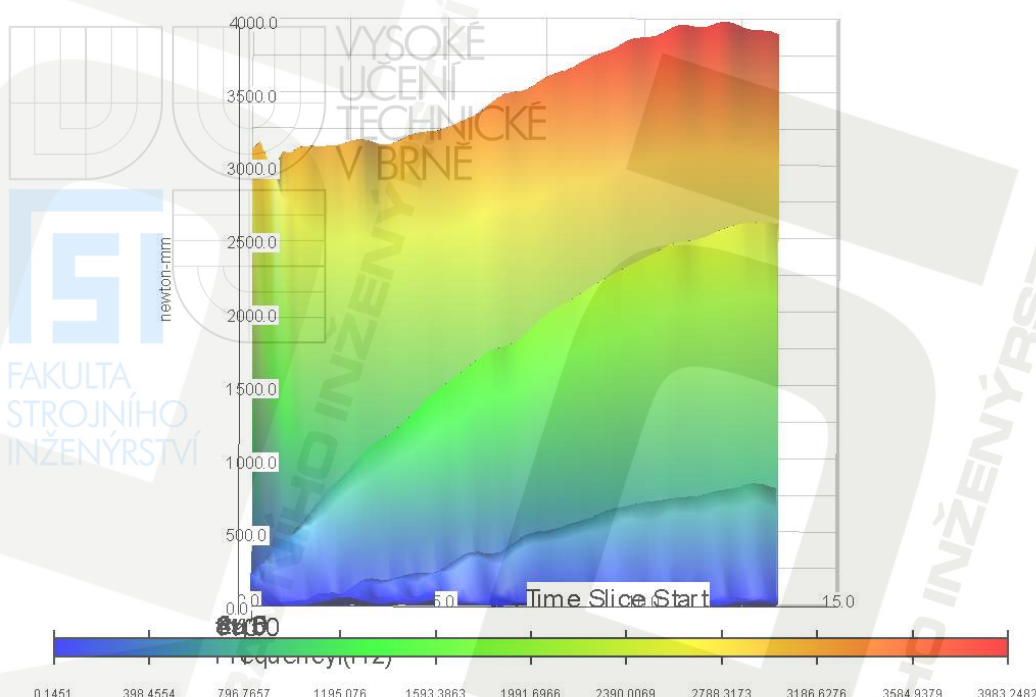


Obr. 85 – Model budiče vibrací s běhounem válce v interakci se stlačitelným podložím

S přibližujícími se nevývažky a s tím související rostoucí působící silou jsou nárazy do podloží intenzivnější. Intenzita nárazu ovlivňuje průběhy kroutících momentů. Všechny tyto předpoklady potvrdila simulace v prostředí ADAMS. V postprocesoru systému ADAMS byla provedena trojrozměrná FFT analýza ze získaných průběhů momentů (Obr. 86, Obr. 87). Tou je myšleno vytvoření sady FFT analýz s posouvajícím se (plovoucím) počátkem při stálém počtu analyzovaných vzorků (4096 vzorků). Ze systému ADAMS byly vyexportovány průběhy kroutících momentů do MS Excel, kde byly data dále zpracována a kde byla pomocí numerických metod vytvořena rovnice průběhu kroutících momentů.



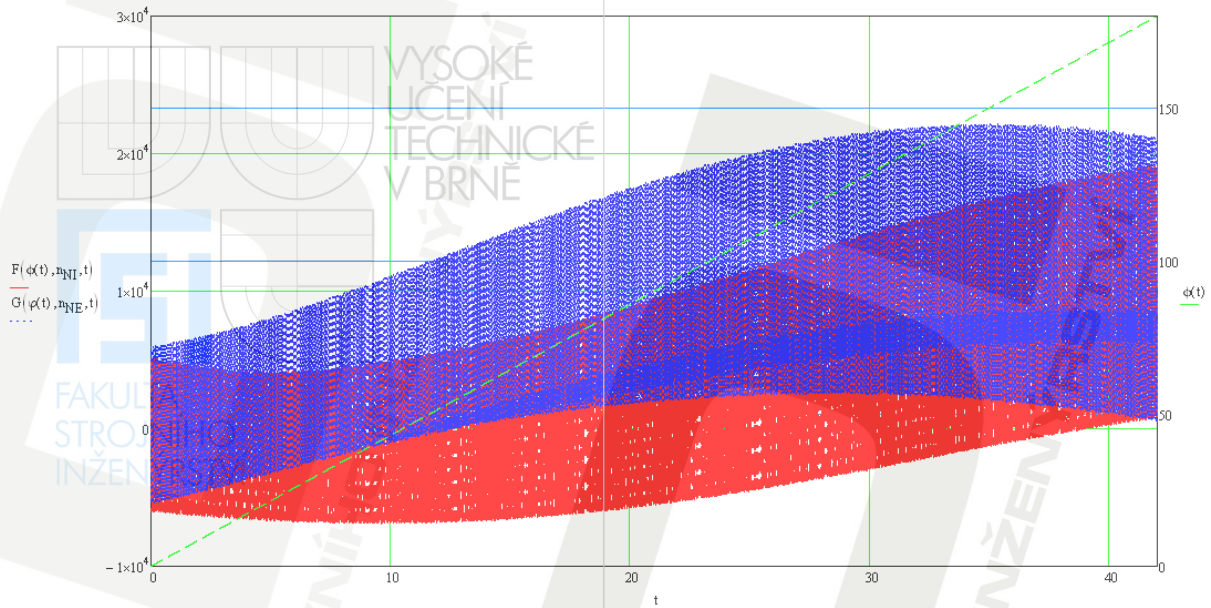
Obr. 86 – FFT s plovoucím počátkem (moment od vnnějšího nevývažku)



Obr. 87 – FFT s plovoucím počátkem (moment od vnitřního nevývažku)

Z postupné FFT analýzy je patrné, že s rostoucí výslednou působící silou významně narůstá vliv dvojnásobku a i trojnásobku pracovní frekvence. Další násobky už nemají zásadní vliv. Změny vlivu dvojnásobné a i trojnásobné pracovní frekvence jsou přibližně sinusového průběhu s různou polohou maxim. Při provedení této postupné FFT analýzy je viditelná i lehká změna vlivu samotné pracovní frekvence. I tato změna má přibližně podobu sinusového průběhu. Kromě změny amplitudy jednotlivých frekvencí bylo při bližším pozorování zjištěno, že v závislosti na úhlu mezi nevývažky dochází ke změnám fázových posunů jednotlivých složek. Nejvýraznější je změna odsazení středu funkce v závislosti na fázovém posunu mezi nevývažky. Tuto změnu lze poměrně dobře popsat polynomem 4. stupně. Koeficienty nejen tohoto polynomu, ale i polynomů změny fázových posunů jednotlivých frekvenčních složek a hodnoty maximálních amplitud všech složek byly určeny pomocí numerických metod v MS Excelu. Počáteční hodnoty byly nastaveny na odhadované parametry na základě již zmiňované FFT analýzy. Numericky zpřesněné hodnoty pak už jen zvýšily shodnost původní a nové funkce (Obr. 88).

Omezení výše popsané simulace za účelem determinace účinků uvnitř budiče vibrací spočívá v různorodosti charakteristik hutněných povrchů a tedy v různorodosti výsledků. Tato simulace popisuje pouze jeden případ s nastavenou tuhostí zeminy dle Batheltova modelu tlumením voleným pro dostatečnou stabilitu výpočtu. Navíc v závislosti na změně pracovní frekvence se budou měnit jednotlivé frekvence, jejich amplitudy a pravděpodobně i jejich závislost na změně fázového posunu mezi nevývažky.



Obr. 88 – Průběh kroutících momentů dle zjištěných funkcí

Pro pracovní frekvenci 35 Hz a zjednodušený plasticky deformovatelný model zeminy dle Bathelta se rovnice popisující průběh kroutících momentů na nevývažcích skládají ze tří signálů sinusového průběhu a z jednoho polynomu 4. stupně (viz rovnice (35), (36), (37), (38) a (39) pro vnitřní nevývažek a (40), (41), (42), (43) a (44) pro vnější nevývažek).

$$F(\phi, n_{NI}, t) = f1(\phi) + f2(\phi, n_{NI}, t) + f3(\phi, n_{NI}, t) + f4(\phi, n_{NI}, t) \quad (35)$$

$$f1(\phi) = -0.18540 \left(\frac{\phi}{12} \right)^4 + 0.93434 \left(\frac{\phi}{12} \right)^3 + 96.39322 \left(\frac{\phi}{12} \right)^2 - 490.06807 \frac{\phi}{12} - 436.8751 \quad (36)$$

$$f2(\phi, n_{NI}, t) = \sin[2 \cdot \pi \cdot n_{NI}(t - 0.00056)] \cdot \left[\frac{6630.43 + 5095.31}{2} - \cos\left[(\phi \cdot 1.2 - 70) \cdot \frac{\pi}{180}\right] \cdot \frac{6630.43 - 5095.31}{2} \right] \quad (37)$$

$$f3(\phi, n_{NI}, t) = \sin\left[2 \cdot \pi \cdot n_{NI} \cdot 2 \left[t + \left(\frac{\phi}{180} \cdot 3.12 \cdot 10^{-3} - 9.09 \cdot 10^{-3} \right) \right]\right] \cdot \sin\left(\phi \cdot \frac{90}{170} \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 4518.58 \quad (38)$$

$$f4(\phi, n_{NI}, t) = \sin\left[2 \cdot \pi \cdot n_{NI} \cdot 3 \left[t + \left(\frac{\phi}{180} \cdot 4.59 \cdot 10^{-3} - 1.05 \cdot 10^{-2} \right) \right]\right] \cdot \sin\left(\phi \cdot \frac{90}{150} \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 1059.77 \quad (39)$$

$$G(\phi, n_{NE}, t) = g1(\phi) + g2(\phi, n_{NE}, t) + g3(\phi, n_{NE}, t) + g4(\phi, n_{NE}, t) \quad (40)$$

$$g1(\phi) = 0.36671 \left(\frac{\phi}{12} \right)^4 - 16.18485 \left(\frac{\phi}{12} \right)^3 + 163.65579 \left(\frac{\phi}{12} \right)^2 + 494.53006 \frac{\phi}{12} + 264.7805 \quad (41)$$

$$g2(\phi, n_{NE}, t) = \sin[2 \cdot \pi \cdot n_{NE}(t - 0.014158 + t_{FP}(\phi))] \cdot \left[\frac{7284.3 + 5711.3}{2} - \cos\left[(\phi \cdot 1.2 - 10) \cdot \frac{\pi}{180}\right] \cdot \frac{7284.3 - 5711.3}{2} \right] \quad (42)$$

$$g3(\phi, n_{NE}, t) = \sin\left[2 \cdot \pi \cdot n_{NE} \cdot 2 \left[t + \left[\frac{\phi}{180} \cdot (-4.1 \cdot 10^{-3}) + 1.41 \cdot 10^{-1} \right] + t_{FP}(\phi) \right]\right] \cdot \sin\left(\phi \cdot \frac{90}{175} \cdot \frac{\pi}{180}\right) \cdot 4822.00 \quad (43)$$

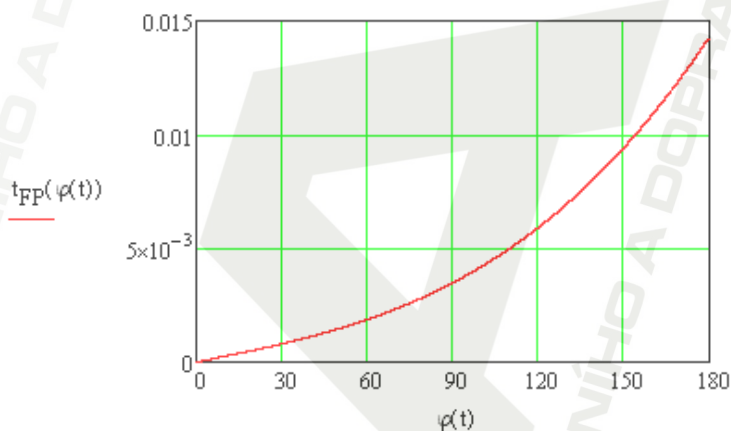
$$g_4(\varphi, n_{NE}, t) = \sin \left[2 \cdot \pi \cdot n_{NE} \cdot 3 \cdot \left[t + \frac{\varphi}{180} \cdot (-5.75 \cdot 10^{-3}) - 9.08 \cdot 10^{-2} + t_{FP}(\varphi) \right] \right] \cdot \sin \left(\varphi \cdot \frac{90}{240} \cdot \frac{\pi}{180} \right) \cdot 1680.46 \quad (44)$$

V rovnicích průběhu krouticího momentu vnějšího nevývažku se vyskytuje $t_{FP}(\varphi)$, což je fázové zpoždění průběhu krouticího momentu daného nevývažku vůči druhému nevývažku v závislosti na fázovém posunu mezi samotnými nevývažky. Pozorováním a testy bylo zjištěno, že hodnota zmíněného fázového zpoždění není přímo úměrná fázovému posunu mezi nevývažky. Průběh tohoto fázového zpoždění (Obr. 89) je popsán rovnicí (45).

$$t_{FP}(\varphi) = \frac{\left(\frac{\varphi}{12}\right)^3}{\frac{15^3}{0.01429 - 0.0001 - 0.0045}} + \frac{\left(\frac{\varphi}{12}\right)^2}{\frac{15^2}{0.0001}} + \frac{\left(\frac{\varphi}{12}\right)}{\frac{15}{0.0045}} \quad (45)$$

V rovnicích (35) až (45) vystupuje ϕ a φ , přičemž v obou případech se jedná o fázový posun mezi nevývažky. V těchto rovnicích je dále n_{NI} (otáčky vnitřního nevývažku) a n_{NE} (otáčky vnějšího nevývažku). Číselné hodnoty v rovnicích jsou již po zpřesnění pomocí numerického řešitele v MS Excelu.

Pozn.: Zde uvedené rovnice (35) až (45) jsou převzaty ze softwaru MathCAD, díky čemuž jsou desetinná místa oddělena tečkou.



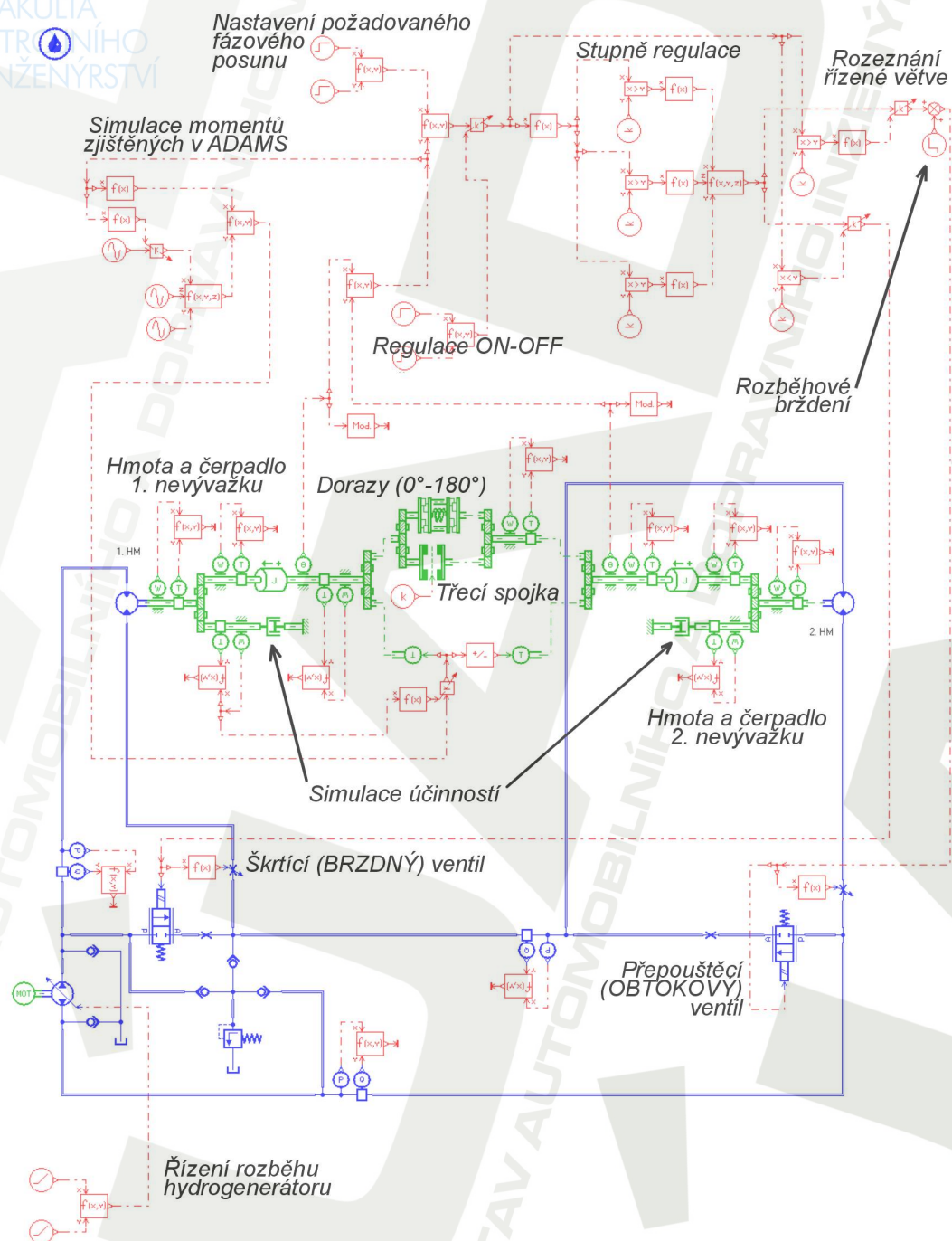
Obr. 89 – Průběh $t_{FP}(\varphi)$ v závislosti na fázovém posunu mezi nevývažky φ

8.5.2. Model hydraulického okruhu pro pohon regulačního budiče vibrací

Hydraulických systému se u stavebních strojů používá velmi často. Vibrační válce jich využívají k řízení, pojezdu, pohybu přídatných zařízení a v neposlední řadě k pohonu budiče vibrací. Do části okruhu sloužící k pohonu budiče však vstupují od nevývažku pro hydraulický obvod nepříjemné vibrace a tedy pulsace tlaků v kapalině. Tyto pulsace se projevují snížením stability regulační smyčky a nepřesností regulace samotné.

Vývojové fáze řešení budiče vibrací šly od původních návrhů pracovníků AMMANN až k současným vlastním hydraulickým systémům. Jedním z prvních a funkčních systémů je

okruh se sériově zapojenými hydromotry a řízením pomocí přiškrcování (Obr. 90). Protože na skutečném prototypu předcházejících verzí docházelo k nevyžádanému samovolnému vzájemnému fázovému posunu nevývažků, byla do některých vývojových verzí přidána třecí spojka mezi oba nevývažky. Tím se zvýšila stabilita při otáčení excentrů stejnými otáčkami, protože spojka zastavila nežádoucí vzájemný přesun nevývažků. Avšak při regulaci vzájemné polohy excentrů je rozdíl mezi statickým a dynamickým součinitelem tření na obtíž a způsobuje špatně kontrolovatelný vzájemný prokluz obou nevývažků.



Obr. 90 – Model původního hydraulického pohonu budiče vibrací - návrh AMMANN [82]

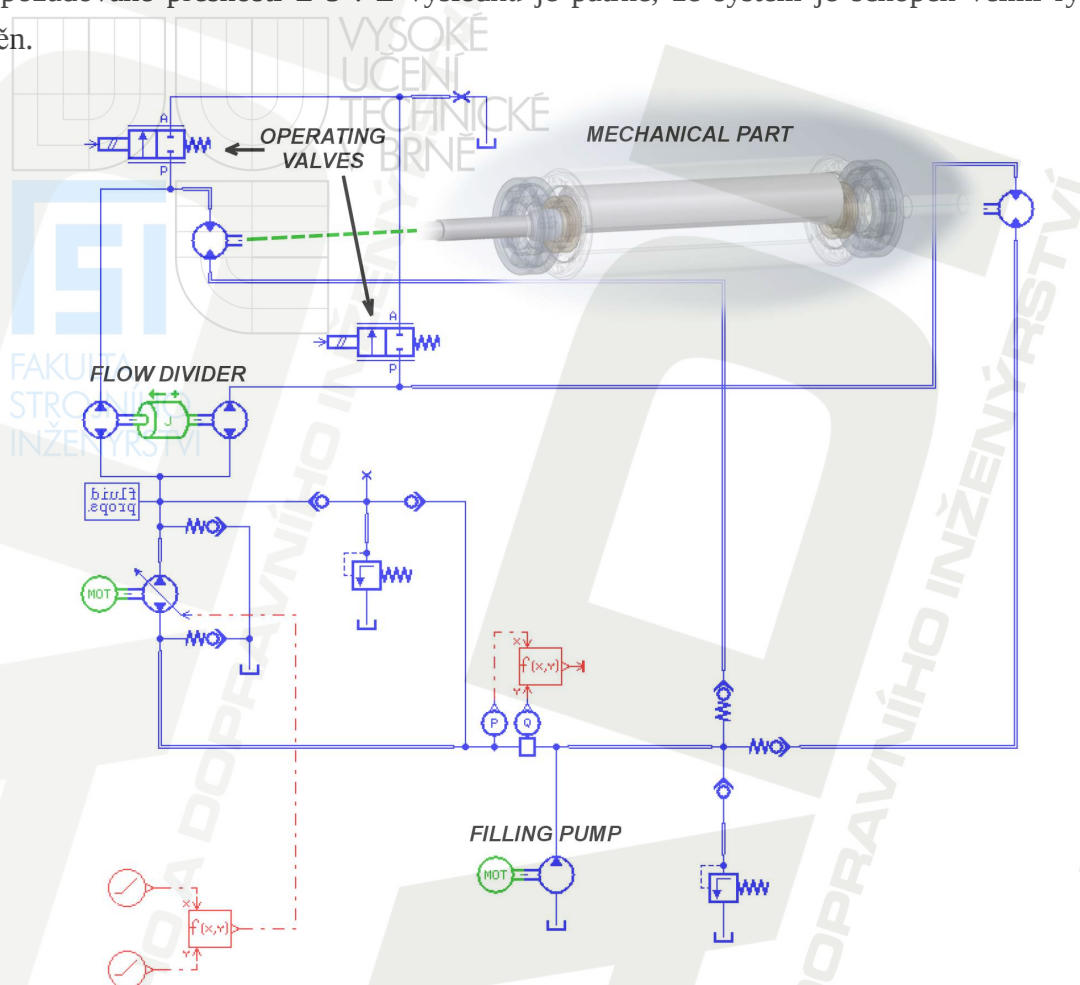
Model se zařazenou spojkou byl prvním simulovaným a rovněž byl dlouho výchozím pro další mutace modelů. První simulovaný model se sériovým zapojením hydromotorů pracoval na principu přiškrcení odtoku jednoho z hydromotorů a otevření obtoku tohoto hydromotoru. Řešením celého modelu a testováním jeho různých nastavení bylo dosaženo rychlé a přesné regulace. Naopak potíže nastávaly při požadavku pomalejší regulace a to díky vlastnostem třecí spojky. Rychlost přesunu u tohoto řešení je nejvíce závislá na seškracení brzděné větve. Seškracení musí být dostatečné pro překonání statického momentu na třecí spojce. To má ale za následek po překonání tohoto momentu skokovou změnu velikosti odporu na spojce, a to až o 30%. Problémem tohoto systému je regulace založená na škracení. Vzhledem k tomu, že bylo nutné škrtnout silně, je v celku logické, že zhotovený prototyp, přestože fungoval a dobře reguloval, nebylo možné uchladiť. Tato nepříznivá energetická bilance tohoto hydraulického obvodu byla zřejmá už i ze simulací, které pro AMMANN byly provedeny autorem na FSI.

Pozn.: Díky nepříznivé energetické bilanci nebyl tento návrh pocházející ze společnosti AMMANN dále rozvíjen a dokonce bylo upuštěno od vývoje řešení vzájemného posunu nevyvážek pomocí hydrauliky v podniku samotném. Avšak stávající spolupráce podniku AMMANN a FSI umožnila vést vývoj tohoto systému přímo na FSI. Díky tomu vznikla řada autorem navržených nových koncepcí tohoto pohonu.

Po řadě neúspěšných simulací se sériovým zapojením obou hydromotorů byla vytvořena nová koncepce, kde jsou hydromotory zapojeny paralelně. V této koncepci je zapojený dělič průtoku v podobě spráhnutých dvou reverzačních zubových čerpadel. Z jednotlivých větví před hydromotory je dle potřeby regulace upouštěna kapalina (max. cca 1,5 l/min z celkových 70 l/min) přes proporcionálně řízené ventily do atmosférické nádrže a tím dochází ke změně vzájemné polohy nevyvážek (Obr. 91). Tato koncepce ale vyžaduje snížení maximálního tlaku v systému z důvodu maximálních provozních tlaků zubového děliče průtoku. U tohoto řešení je zapotřebí použít malého plnicího čerpadla, které ve zpětném vedení hydraulického okruhu (prostor za hydromotory a před hydrogenerátorem) udržuje tlak cca 15 bar. Oba nevyvážky se mohou vzájemně pohybovat pouze mezi dorazy 0° až 180°. Rozběh je tedy možný s naplno otevřeným ventilem na jedné straně a ve chvíli dosednutí na doraz dojde k roztočení celého budiče vibrací.

Problémem této simulace bylo, že za běhu vibrátoru docházelo k rozdílnému otáčení nevyvážek a to při stejném tlaku, průtoku a geometrickém objemu hydromotorů. Příčinou toho je numerická neshoda použitých komponentů v softwaru. Tento úkaz je nereálný pro ideální svět simulací, nicméně v reálném systému lze očekávat jiné příčiny rozdílů otáček. Těmi můžou být nepřesné dělení průtoku, různé míry opotřebení hydromotorů (průsaky kapaliny do ležáky) apod. Avšak tato koncepce je schopná reagovat i na tyto velmi malé změny vzniklé nepatrně odlišnými otáčkami hydromotorů a pravidelně je systém usměrňován

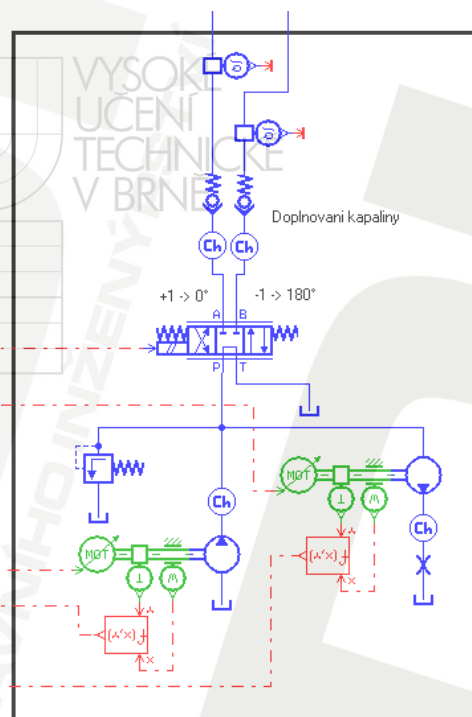
do požadované přesnosti $\pm 5^\circ$. Z výsledků je patrné, že systém je schopen velmi rychlých změn.



Obr. 91 – Koncepte pohonu Nové generace s upouštěním malého množství kapaliny [84]

Prvních několik verzí bylo s paralelním zapojením hydromotorů bylo založeno na principu odpouštění minimálního množství kapaliny. To se ve virtuální realitě jeví jako vhodné, avšak pro skutečný uzavřený hydraulický obvod je upouštění kapaliny nebezpečné. Při chybě v řízení může dojít k většímu upuštění kapaliny a následnému poklesu tlaku před hydromotory, což může způsobit jejich poškození. To byl důvod pro hledání jiného řešení.

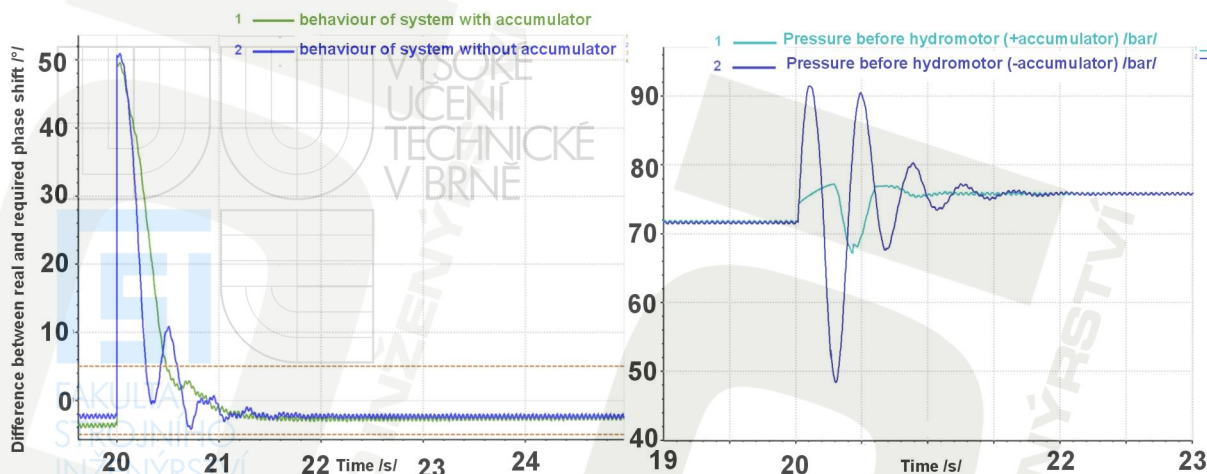
Pohon označený NG IV (New Generation IV) byl vyvinut na základě tří předchozích řešení. Za NG I byl dodatečně označen systém s paralelním zapojením hydromotorů a regulací pomocí upouštění z větví. NG IV byl tedy rovněž založený na paralelním zapojení hydromotorů. Avšak regulace je u tohoto systému řešena pomocí „plnicího obvodu“ (Obr. 92). Další významnou odlišností od všech předcházejících simulací je použití jiných funkcí kroutících momentů. Zatímco pro řešení předešlých simulací byl uvažován stav zavěšeného běhounu (viz kapitola 8.5.1), u NG IV byly použity výsledky simulace běhounu v interakci s podložím.



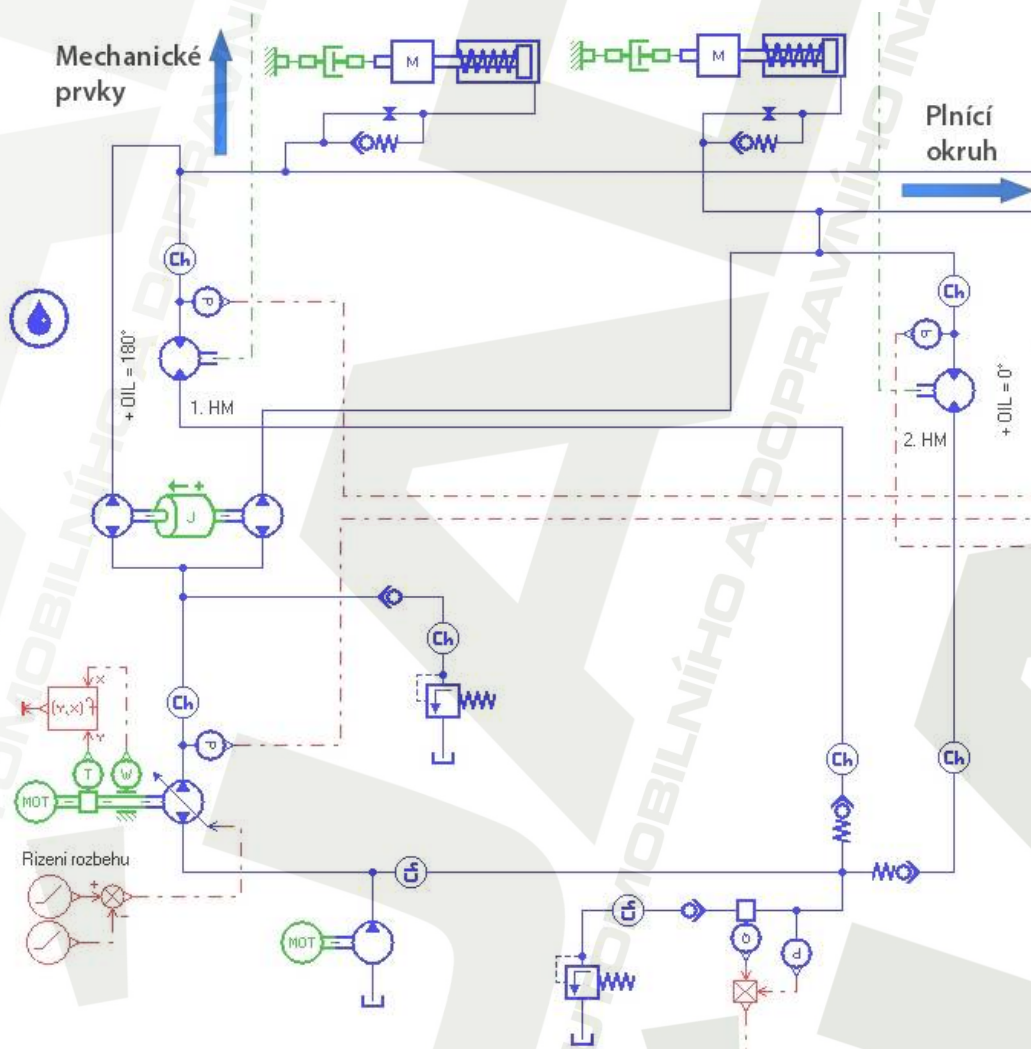
Obr. 92 – Plnicí obvod zajišťující regulaci fázového posunu nevývažků

Plnicí okruh byl během posledních tří generací progresivně vyvíjen a upravován, protože stabilní a dobře ovladatelný řídicí člen je důležitým stavebním kamenem pro stabilní regulační smyčky. Plnicí okruh se skládá z obyčejného čtyřcestného třípolohového rozvaděče s volným průtokem pumpa - nádrž v nulové poloze. Dalšími základními komponentami jsou dvě zubová čerpadla o velmi malých rozměrech. Malé rozměry čerpadel jsou dostačující, protože je nutné si uvědomit, že doplněním 0,0125 litru se při daných rozměrech hydromotorů změni fázový posun mezi nevývažky o 180°. Za těmito účely byly zvoleny zubové čerpadla s geometrickým objemem 0,8 ccm. První hydrogenerátor je řízený elektromotorkem a mění se u něj otáčky. Druhý hydrogenerátor běží na konstantních otáčkách a odčerpává kapalinu prvnímu hydrogenerátoru tak, aby při stejných otáčkách obou hydrogenerátorů nedoplňoval okruh kapalinu do hlavního systému.

V návaznosti na změnu funkcí kroutících momentů došlo ke kompletní změně schématu v této oblasti. Tato podstatná změna vnějších účinků vstupujících do hydraulického obvodu způsobila dle očekávání problémy s regulací okruhu. Částečným řešením je zvýšení protitlaku v systému, což výrazně zvýší stabilitu celého okruhu, aniž by došlo k výraznému nárůstu potřebného příkonu. Avšak ani takto upravený systém i s přesnějším plnicím okruhem není snadné uregulovat, protože kmitání nevývažků vlivem dynamických účinků je velmi silné a způsobuje silné pulsace tlaků v celém okruhu (Obr. 93).



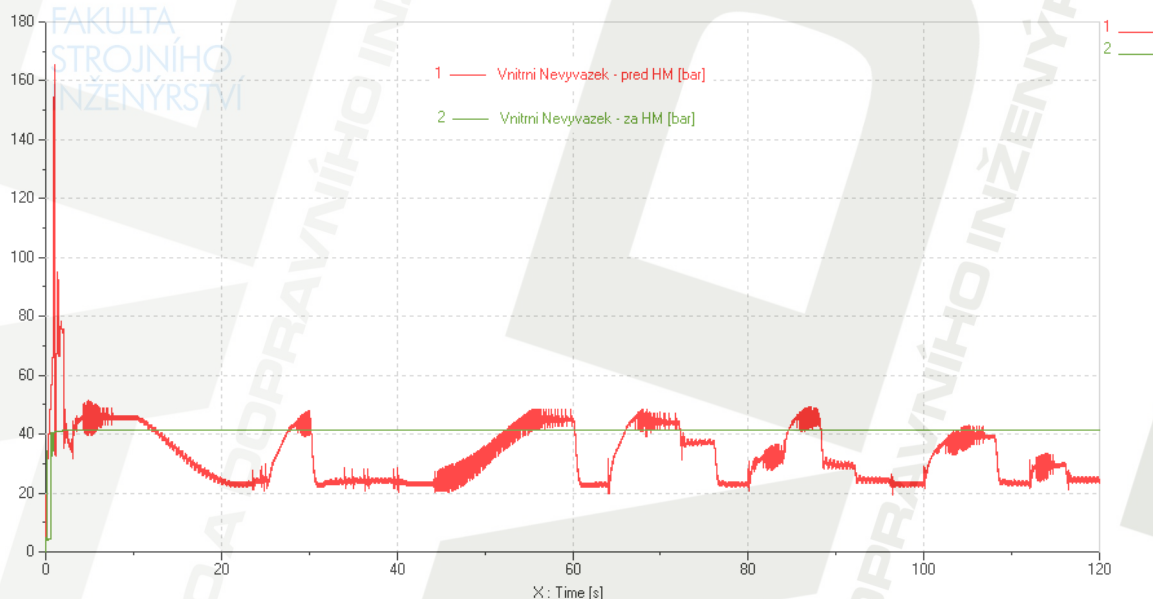
Obr. 93 – Pulsace tlaků a průběh regulace s a bez zapojeného akumulátoru [86]



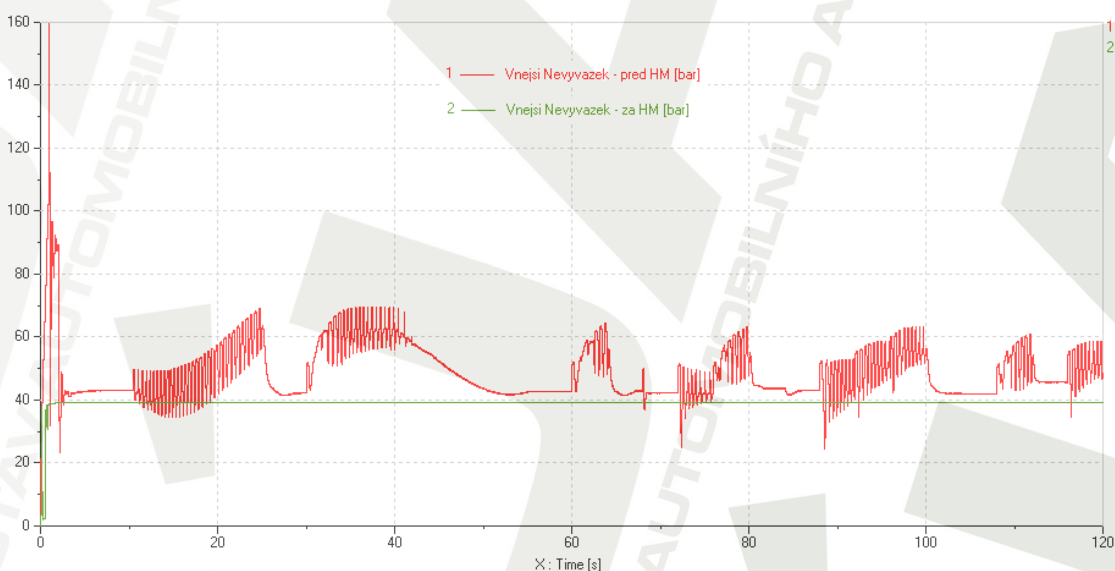
Obr. 94 – Schéma hydraulického pohonu budiče vibrací

Pulsace tlaků v tlakové kapalině od vnějších dynamických účinků lze minimalizovat buďto zvýšením předpětí okruhu (zvýšení protitlaku ve vratné větvi), nebo vhodným zapojením akumulátorů (Obr. 94). Minimální předpětí je vyvozeno pomocí malého plnicího

čerpadla v základním okruhu a je nastaveno na tlak 35 bar. Na první pohled vysoký tlak je však nutný pro bezpečný chod hydromotorů. Takto vysoký protitlak zajišťuje dostatečný tlak kapaliny na hydromotorech za všech okolností (Obr. 95, Obr. 96). Další zmíněnou možností je zapojení akumulátorů. Ty pro jednodušší nastavitelnost mohou být pružinové, ale je zapotřebí je doplnit o tlumení. Ve výpočetním modelu však není uvažováno tření kapaliny v hadicích a potrubí, takže je pravděpodobné, že část nutného zatlumení soustavy toto tření nahradí.



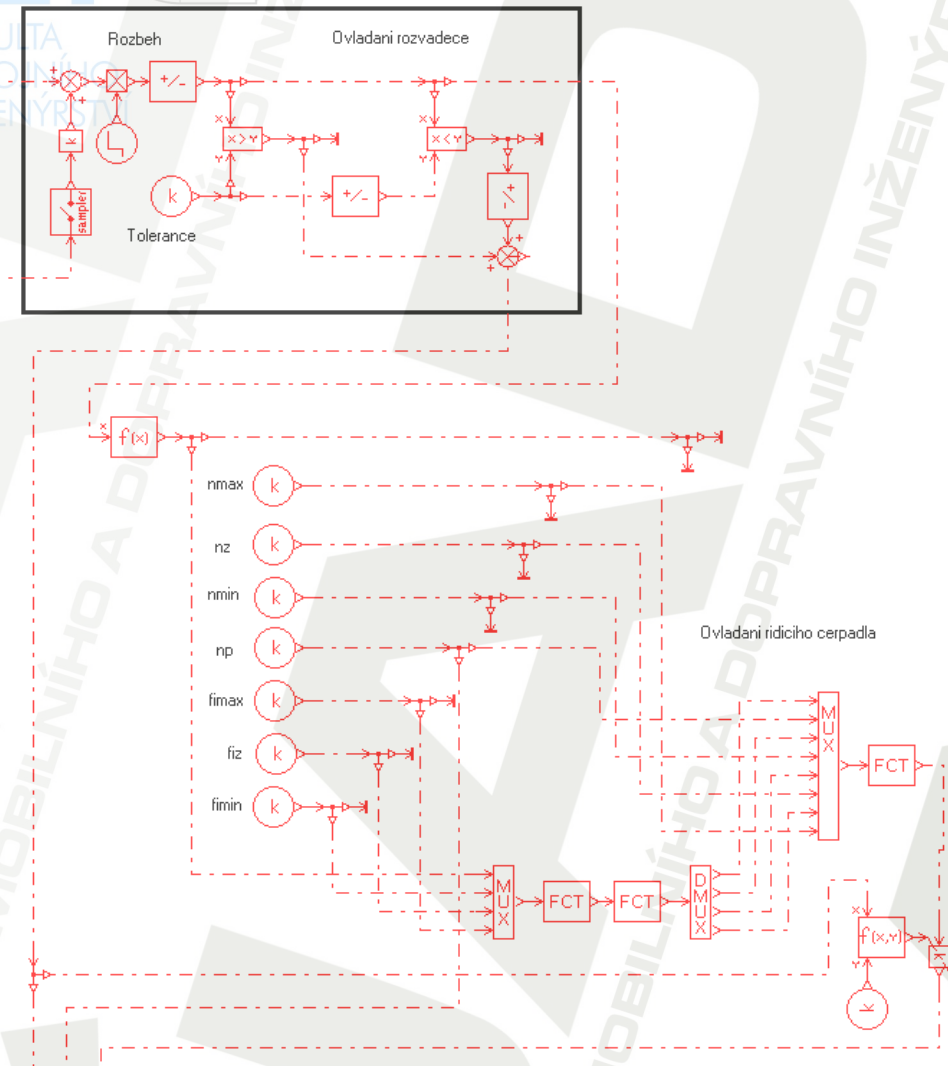
Obr. 95 – Tlak před a za hydromotorem vnitřního nevývážku



Obr. 96 – Tlak před a za hydromotorem vnějšího nevývážku

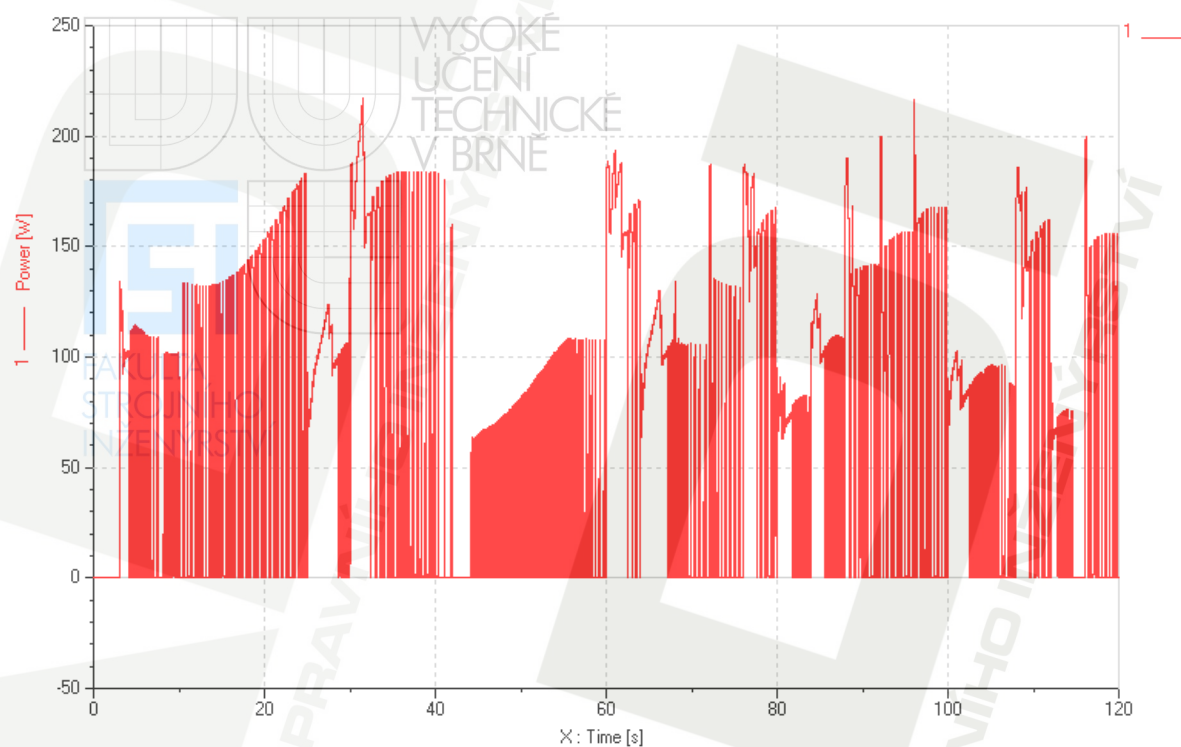
Funkce plnicího okruhu je řízena logickým obvodem (Obr. 97), který vybere doplňovanou stranu změnou polohy rozvaděče a pomocí tří-pásmové regulace řídí otáčky

elektromotoru připojeného na jedno ze dvou zubových čerpadel. Tím dojde ke změně průtoku v daném hydromotoru v základním okruhu. Ve výsledku dojde k požadované regulaci s požadovanou přesností do 5° . K pohonu malých zubových čerpadel není zapotřebí nijak vysoký příkon. Ovládaný hydrogenerátor ve špičce potřebuje cca 220 W (Obr. 98) a druhý hydrogenerátor dokonce převážně energii vyrábí a to maximálně cca 110 W. Průběh regulace na požadovanou hodnotu je dostatečně rychlý (cca do 3 sekund při změně o 180°). Systém dobře reaguje na změnu skokovou i plynulou.

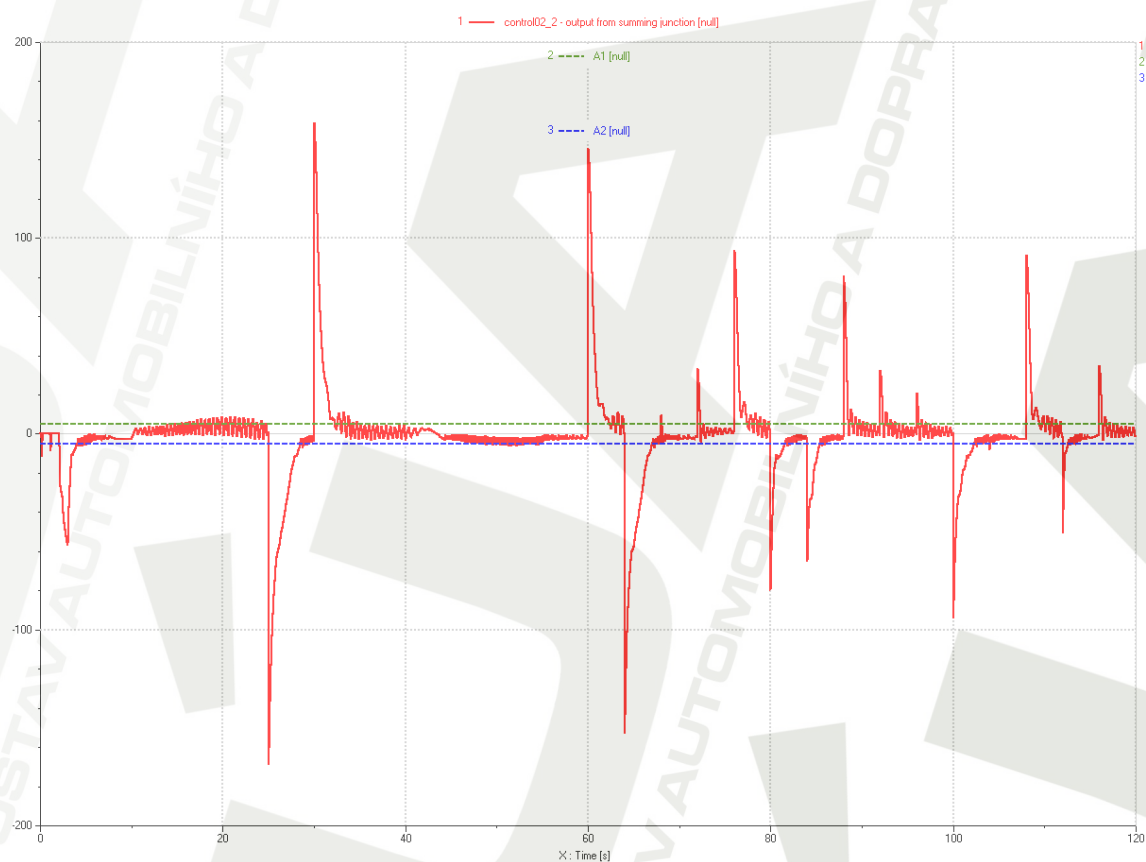


Obr. 97 – Schéma logického obvodu řídicího průběhu regulace

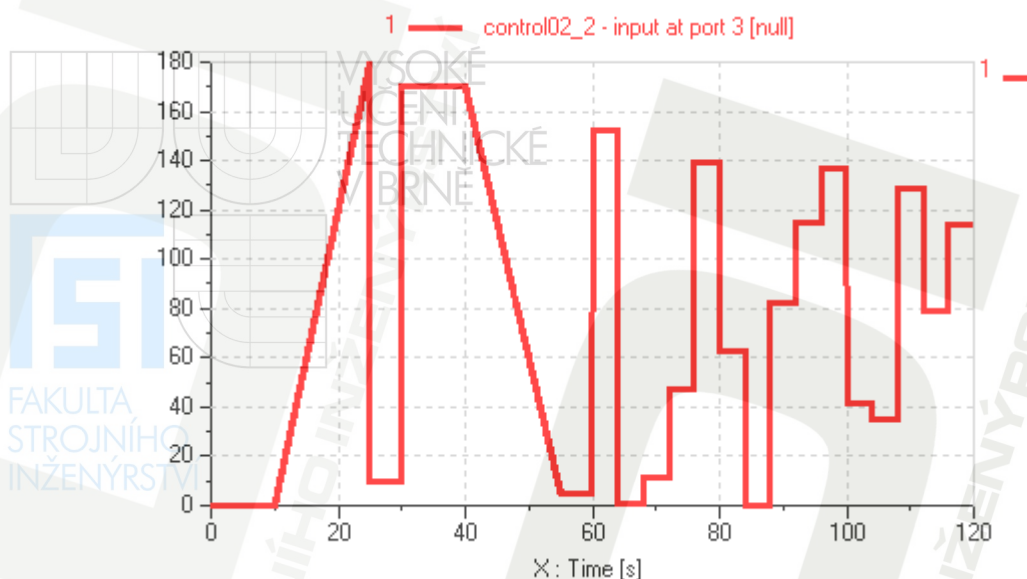
Průběh regulace při plynulých i skokových a náhodně velkých změnách ukazuje Obr. 99. Z grafu je patrné, že regulace je dostatečně rychlá a velmi rychle se přibližuje přesnost požadované hranici $\pm 5^\circ$. V grafu (Obr. 99) je znázorněn rozdíl reálné hodnoty fázového posunu mezi nevývažky od požadované hodnoty, která má pro zde uvedené obrázky (Obr. 95, Obr. 96, Obr. 98, Obr. 99) stejný průběh (Obr. 100). Záměrně nejsou testovány skoky o 180° , protože v té chvíli by přesnost regulace příznivě ovlivnily mechanické dorazy a tím by byly výsledky simulace funkce samotného hydraulického obvodu zkresleny.



Obr. 98 – Příkon regulovaného zubového hydrogenerátoru v plnicím obvodu



Obr. 99 – Průběh regulace při zadávaném požadavku Obr. 100



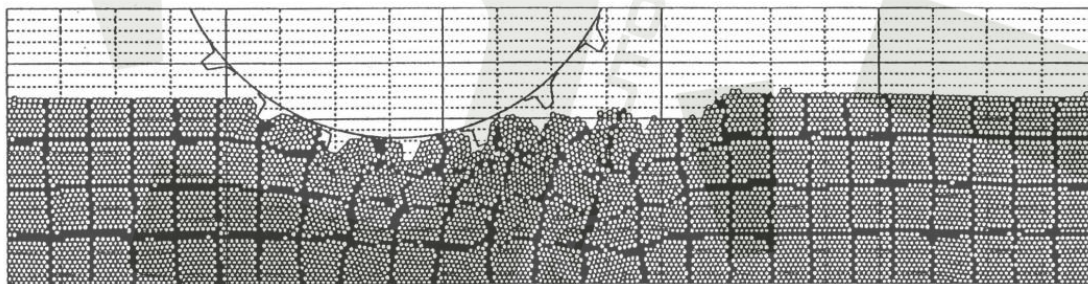
Obr. 100 – Požadovaný fázový posun mezi nevývažky pro simulaci z Obr. 99 a dalších

Pozn.: Některé detaily již III. generace pohonu byly vyhodnoceny švýcarským vedením podniku AMMANN jako přínosné a měly být mezinárodně patentovány. Avšak z důvodu nedostatku financí vlivem ekonomické krize bylo rozhodnuto pozastavit veškeré patentovací řízení včetně těch navrhovaných samotným podnikem. Ze stejných důvodů byla zastavena i stavba prototypu.

8.6. Simulace hutnění - model podloží

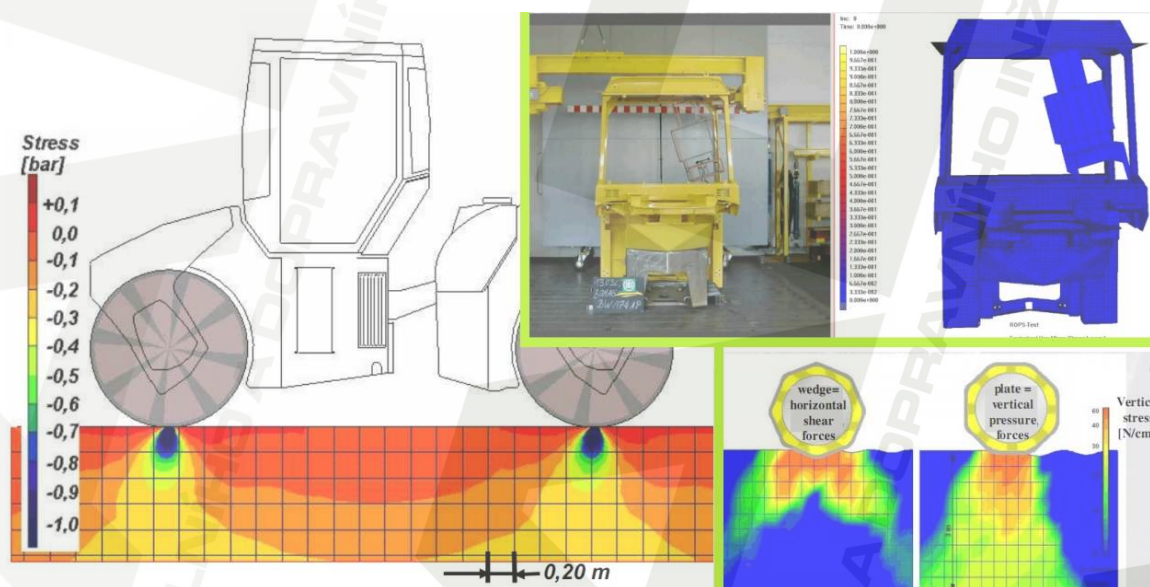
Hutnění je děj, při kterém dochází k těsnějšímu uspořádání jednotlivých částic zpracovávaného materiálu. K tomu dochází vlivem vytlačování vzduchu a vody z mezer mezi zrny a uspořádáním zrn zpracovávaného materiálu. Důsledkem zhutnění povrchu je jeho stlačení – plastická deformace.

Plastická deformace podloží je klíčovou oblastí při simulacích hutnění. Hutnění lze simulovat pomocí více možných metod. Je možné využívat výpočetních systémů DEM (Discrete element method), které jsou vhodné pro simulaci chování skupiny pevných nebo i deformovatelných objektů [109]. Metodu diskretních elementů pro simulaci hutnění využil A. Oida a M. Momozu z Kjótské Univerzity [73]. Na této univerzitě zkoumali za pomoci této metody rozdíl mezi různými tvary výstupků na profilového běhounu (Obr. 101).



Obr. 101 – Simulace hutnění pomocí DEM [73]

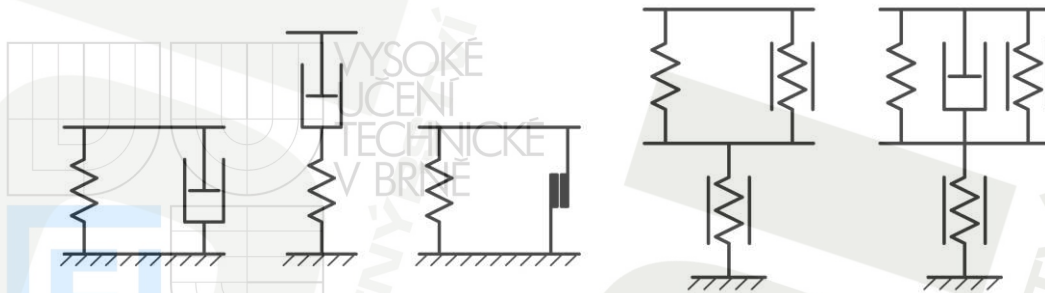
Metody konečných prvků bylo za účelem simulace hutnění použito v mnoha výzkumech a pracích. MSC ve spolupráci s firmou BOMAG [144] v softwaru MSC MARC provedli výzkum zaměřený na šíření tlaků a rázů v podloží (Obr. 102). BOMAG mimo tohoto účelu využívá softwaru MSC MARC i pro simulace zkoušky ROPS apod. Díky těmto a dalším simulacím mohl podnik BOMAG uvést nový typ běhounu (Polygonal Drum). MKP (Metoda Konečných Prvků) využívají Curtis Kelln, Jitendra Sharma a David Hughes z Královské Univerzity v Belfastu ve Velké Británii pro elasticko-viskoplastický model zeminy [49]. Na naší fakultě (FSI) použil MKP pro simulaci hutnění Jaroslav Kašpárek [45]. Ten zjišťoval účinky vibračního běhounu na podloží rovněž pomocí softwaru MSC Marc. Ten je díky schopnosti řešit nelineární úlohy a zahrnutí zemin do materiálové knihovny pro tuto úlohu jedním z nejpoužitelnějších.



Obr. 102 – Využití MSC Marc výrobcem BOMAG [144]

Za účelem modelování hutněného povrchu předcházely metodám diskretních a konečných prvků přibližné mechanické modely zemin a asfaltů. Ty se skládaly z pružin, tlumení a třecích či visko-elastických prvků. Mechanické modely (Obr. 103), jež přibližně nahrazují model zeminy při simulacích hutnění, mohou být elastické a nebo i plastické a to v závislosti na použitých mechanických prvcích. Při postupném stlačování (hutnění) povrchu dochází k zvyšování jeho únosnosti a to díky postupnému zvyšování předpětí virtuální pružiny představující hutněný povrch. Proto je zapotřebí, aby modely dokázaly simulovat i plasticitu podloží.

Nejznámější z modelů zeminy, který velmi dobře reprezentuje zeminu, sestavil a prezentoval již v roce 1956 Uwe Bathelt (Obr. 104). Jeho model byl mimo jiné testován a prověřován měřeními [13], které potvrdily jeho využitelnost při simulacích. Tento model předpokládá částečně dvoustranou vazbu mezi základem a hutnicím členem (běhounem).

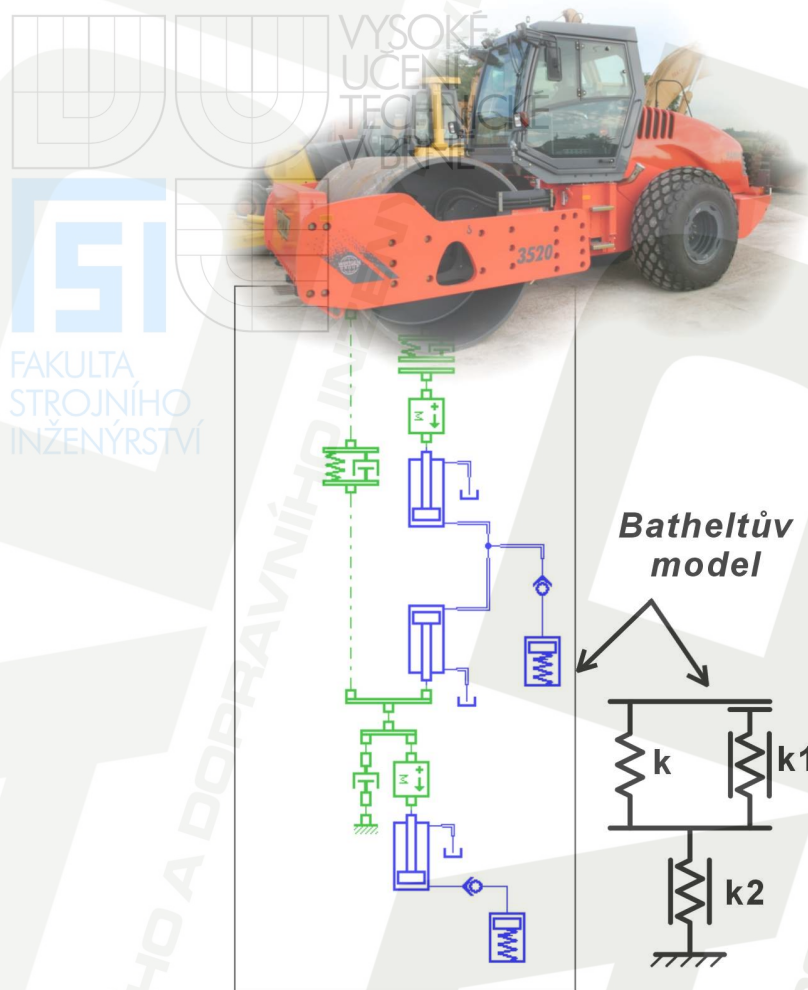


Obr. 103 – Vybrané mechanické modely zeminy (převzato z [74] a upraveno)

V současné době už je prokázáno [74], že zeminy mají i své tlumící účinky a i proto bývají některé materiály obtížně zhutnitelné. Je-li takový materiál v podloží, dochází k útlumu vibrací a výsledných účinků, což původní Batheltův model neumožňuje. Pro simulaci interakce vibračního válce se zeminou byl vytvořen model založený na Batheltově modelu, avšak doplněný právě o tlumení jednotlivých pružin. Tlumení má navíc efekt zvýšení stability výpočtu řešeného pomocí softwaru. Vlastnosti mechanického modelu zeminy a zejména hodnoty tlumících účinků jsou velmi závislé na vlastnostech zeminy a mimo jiné také na poměru jednotlivých složek zeminy (vzduch, voda, zrna vlastní zeminy). Značná rozmanitost těchto mechanických vlastností zemin, které je nutné implementovat do modelu, je příčinou mnoha obtíží. Už na první pohled je zřejmé, že veliký rozdíl bude mezi jílovitou a písčitou zeminou či dokonce šterkem.

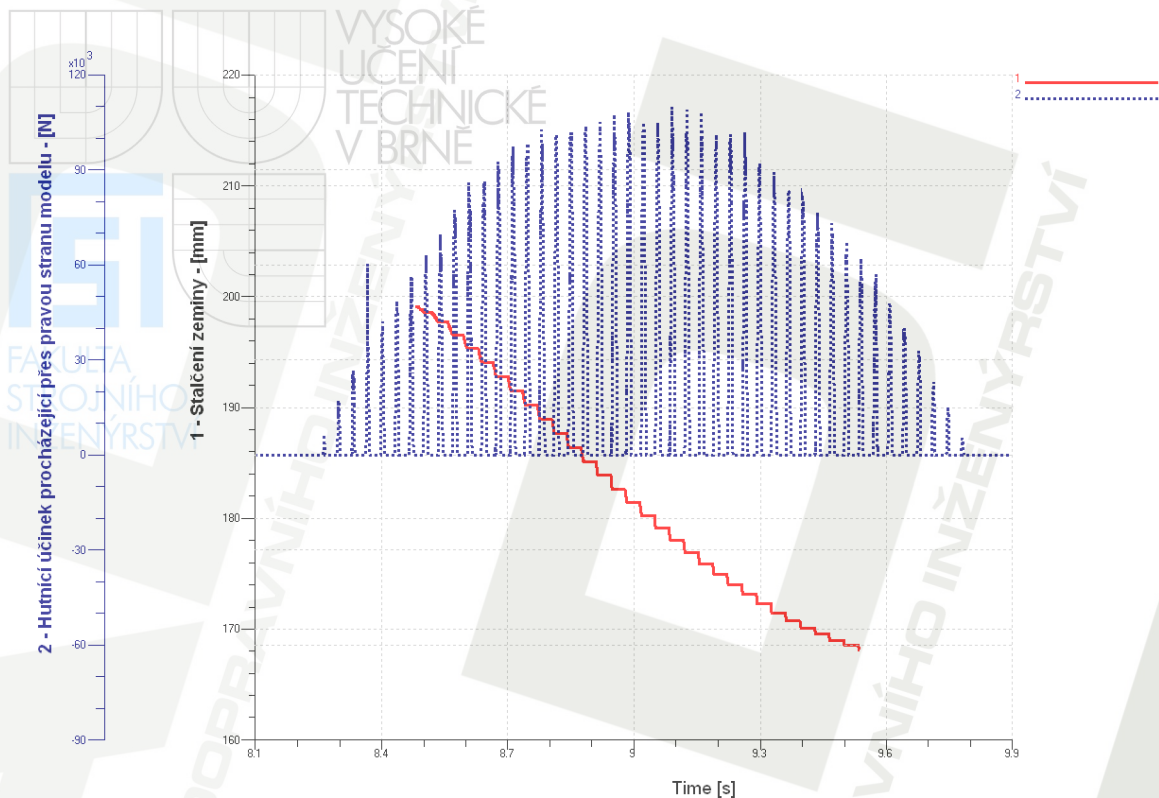
Batheltův model je principálně založen na dvou pružných, ale nevratných elementech (k_1 a k_2) a jednom pružném elementu k . Výrazným problémem nevratných prvků jsou nespojitosti, které vedou k nestabilitám výpočtu a vysoké náročnosti na výpočetní techniku. Řešení problému nevratných prvků se nabízí v podobě hydraulických komponentů s ideálními charakteristikami (nehmotná a nestlačitelná kapalina, žádné ztráty, tuhý celý hydraulický systém). Požadované plasticity lze při použití hydraulických prvků dosáhnout pomocí jednosměrných ventilů (Obr. 104). V modelu jsou vedle pružných prvků převzatých z Batheltova modelu použity tlumící elementy. Jejich použití zvyšuje stabilitu výpočtu už při velmi nízkých hodnotách.

Simulační model (Obr. 104) zeminy byl vytvořen v programu AMESim. Bylo simulováno několik různých provozních stavů. Jedním z nich jsou dva stejné přejezdy jednoho bodu s časovou prodlevou několika vteřin z důvodu uklidnění předchozího pohybu. Běhoun působí na zeminu silou od budiče vibrací se střední hodnotou posunutou o tíhu části stroje (běhoun + část rámu). Tato síla má své maximum s nárůstem a klesáním sinusového průběhu v závislosti na čase, čímž je simulován přejezd vibračního válce po jednom bodě.



Obr. 104 – Batheltův model zeminy převedený do simulačního prostředí AMESim

Simulované stlačení zpracovávaného materiálu (zeminy) a tedy i její zhutnění je v tomto modelu v první fázi větší než reálné. To je způsobeno malým předpětím hutněného povrchu (velmi nakypřený materiál). Toto předpětí a předhutnění lze nastavit změnou předpětí pružinových akumulátorů. Z výsledků je však zřejmé, že po prvotním zhutnění (předhutnění) už dochází ke stlačení povrchu s hodnotami blížíícími se praxi. Rovněž je také viditelné, že ke stlačení dochází při úderu běhounu na povrch a také že v okolí maximální hutnící síly roste velikost stlačení. Mimo to je patrné, že na počátku přejezdu hutněného místa bylo stlačení při stejné síle větší, než stlačení při stejné síle na konci přejezdu. To svědčí o zvýšení míry zhutnění zeminy (Obr. 105).



Obr. 105 – Stlačení modelované zeminy při přejezdu vibrujícím válcem [85]

Většina používaných metod pro měření míry zhutnění je založena na měření zrychlení běhounu (jeho odskočení od povrchu) pomocí akcelerometrů. Na méně zhutněném povrchu nedochází k tak výraznému odskoku jako u toho více zhutněného. To potvrzují výsledky, ze kterých je viditelné, že maximální odskok při prvním přejezdu vibračním válcem je menší než při druhém přejezdu. Ve skutečnosti není odskok běhounu tak značný a naopak rozdíl odskoků mezi jednotlivými přejezdy je výraznější. To však lze ovlivnit nastavením jednotlivých parametrů modelu. Taktéž lze nastavit, jak bylo zmíněno výše, předhutnění zeminy zvýšením předpětí hydraulických akumulátorů.

8.7. Shrnutí

Na této úloze si lze povšimnout, že ne vždy musí na rozbor působících sil navazovat analýza FEM. V této konkrétní úloze nebyl dokonce zpočátku rozbor působících sil požadován. Počátečním cílem byla pouhá simulace hydraulického pohonu navrženého ve společnosti AMMANN. Během procesu vývoje simulačního modelu se prokázalo jako naprosto nevyhovující zanedbání vlivu úderu běhounu do podloží. Z tohoto a i dalších důvodů byly vyvíjeny modely hutnění a následně také modely zahrnující vzájemný kontakt hutněného povrchu a běhounu včetně budičem vibrací. Z těchto modelů byly použity zjištěné poznatky ohledně chování jednotlivých dílů i některé veličiny, zejména pak kroutící momenty,

které vznikají vlivem setrvačných hmot nevývažků. Tyto kroutící momenty, jenž se přenáší přes hřídele do hydraulického okruhu, způsobují značné potíže se stabilitou okruhu a jeho regulace.

Důležitou roli při řešení úlohy sehrál postup prvotní identifikace působících účinků pomocí MBS simulace a následná implementace výsledků do dalších simulací zaměřených na dílčí cíle úlohy. Těmi v součtu bylo vytvoření funkčního hydraulického pohonu budiče vibrací s možností vzájemného posunu mezi nevývažky, který bude reagovat na stav podloží. Vize budoucnosti je tedy virtuální model, který bude simulovat celý proces hutnění včetně reakcí stroje na povrch, pozici i vlastní parametry a jejich změny.

9. Závěr

Práce měla za cíl analyzovat vliv interakce jedoucího pracovního stroje po povrchu na dílčí části stroje jako například konstrukci rámu stroje samotného a nebo jeho pohon či podvozek a nebo nesené pracovní zařízení. Tímto zaměřením se tato práce zásadně odlišuje od řady provedených výzkumů zabývajících se interakcí jedoucího stroje a pojížděného povrchu. Je zde mimo jiné pojednáno o pojmu interakce z globálního pohledu, kdy vzájemná interakce dvou subjektů je popsána jako jejich vzájemné působení na sebe. Při jízdě stroje po povrchu lze vždy hovořit o interakci mezi strojem a povrchem, avšak vzájemné působení není vždy vyvážené z hlediska sledovaných vlastností obou subjektů. Na základě této úvahy je v práci definován pojem „vyvážená“ interakce, přičemž je nastíněn možný způsob náhledu na tuto problematiku. Vyvážení interakce dvou subjektů je závislé na velikosti změn pozorovaných vlastností daných subjektů. Tyto vlastnosti mohou být vyjádřeny fyzikálními veličinami, ale i jinými, dokonce i subjektivními názory na stav sledovaných vlastností. Avšak vzhledem k vysokým nárokům na člověka při subjektivním hodnocení sledovaných vlastností je evidentní celosvětová snaha snížit vliv lidského faktoru a využít v co nejvyšší míře hodnocení dle měřitelných veličin.

V návaznosti na problematiku vyvážené interakce je v práci uvedeno několik případových studií, které patří do různých navrhovaných oblastí interakcí. V případě nevyvážené interakce s minimální změnou pojížděného povrchu je v této práci popsána studie vlivu jízdy na rám zemědělského návěsu. V této rozsáhlé kapitole je mimo jiné popsán i samotný průběh návrhu takového vozu. Návrh začínal průzkumem trhu se zaměřením na současný stav nabízených vozů i se zaměřením na požadavky potenciálních zákazníků. Od toho se odvíjel návrh konstrukce vozu a jeho vyměnitelných nástaveb. V návaznosti na návrh konstrukce byly provedeny simulace jízd, přičemž výstupy z těchto simulací sloužily jako podklady pro MKP analýzy. Na závěr byly výsledky ověřeny zde popsaným měřením napjatosti a zrychlení na reálném prototypu. Podobně byl navrhován i rám pro tažený čistič odpadů a olejových úkapů.

Výrazně odlišný přístup je možné pozorovat u poslední studie. Její podstatou je návrhnutí hydraulického obvodu pro pohon budiče vibrací vibračního válce. Na první pohled tento pohon není nijak pevně mechanicky spjat s pojížděným podložím. Opak je však pravdou, protože díky dynamickým účinkům od sledovaného budiče dochází k vibracím pojíždějícího běhounu (celého stroje), který díky těmto vibracím výrazně zvyšuje efektivitu hutnění. Vibrační pohyb běhounu a jeho „úder“ do podloží zpětně působí na budič vibrací, který při hydraulickém způsobu pohonu způsobuje v hydraulické kapalině silné pulsace. U této studie je hlavním kritériem schopnost regulace budící síly změnou fázového posunu mezi nevývažky. Díky silným pulsacím v hydraulickém okruhu je tato regulace velmi obtížná. Navíc je pro potřeby provedení simulací nutný model povrchu. Proto je v této kapitole mimo

jiné popsán i Batheltův model zeminy a jeho úpravy pro využití v simulacích hutnění v návaznosti na simulace hydraulického pohonu budiče vibrací.

Vzhledem k faktu, že obsah této práce se ve všech zde uvedených případových studiích opírá o simulace a modelování, zahrnuje práce i kapitolu stručně vysvětlující zmíněnou problematiku. V této kapitole jsou také popsány některé poznatky získané během vytváření zde obsažených i jiných výpočetních modelů. Mezi ně patří zvážení potřebné složitosti modelu, postup modelování a v neposlední řadě zvážení použití podpůrných simulací pomocí např. MBS. Jak je ukázáno na případových studiích, ne vždy je přikročení k podpůrné simulaci přínosné a často vyžaduje další specifické přístupy v návazných FEM analýzách.

Výsledkem této práce je zhodnocení a rozbor interakce jedoucího stroje po povrchu dle vybraných sledovaných hledisek. Jsou vytvořeny kategorie, do kterých lze daný případ interakce pracovního stroje a poježděného povrchu zařadit a podle kterých pak lze dále přistupovat k řešení vybrané úlohy. Dalším výsledkem této práce je postup modelování a simulování soustav zvláště složitěji provázaných pomocí mechanických, hydraulických a nebo elektrických vazeb. Tento postup spolu s kategorizací interakce pracovních strojů s povrchem byl využit na třech případových studiích, které jsou taktéž výsledkem a obsahem této práce.

Přínos této práce pro teorii je zejména v oblasti rozčlenění a identifikace interakcí stroje s povrchem a nastínění možných přístupů, k dané úloze. Dále je to návrh a popis metodiky při modelování složitějších soustav s využitím podpůrných simulací. Konkrétní příklady a jejich zde uvedené výsledky jsou značným přínosem pro praxi a zejména pro konstrukční a vývojová pracoviště zabývající se danou problematikou.

Použitá literatura

- [1] ABRHAM, Zdeněk; KOVÁŘOVÁ, Marie; VEVERKA, Vladimír. *Strategie technického rozvoje českého zemědělství – ekonomika I – ekonomika* [online]. VÚZT Praha, 2008 [cit. 2010-03-29]. 14 s. Dostupné z WWW: <<http://www.vuzt.cz/doc/rocenka2007/techzab.pdf>>.
- [2] ALAKUKKU, L., et al. Prevention strategies for field traffic-induced subsoil compaction: a review Part 1. Machine/soil interactions. *Soil & Tillage Research*. 2003, s. 145-160. ISSN 0167-1987.
- [3] ANDEREGG, Roland. *Nichtlineare Schwingungen bei dynamischen Bodenverdichtern*. VDI Fortschrittberichte, Reihe 4: Bauingenieurwesen Nr. 146. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf, 1998.
- [4] ANDEREGG, Roland. ACE Ammann Compaction Expert – Automatic Control of the Compaction. *Le Compactage des Sols et des Materiaux granulaires*. Proceedings, Presses de l'école nationale des ponts et des chaussees. Paris, 2000, pp. 83-89.
- [5] ANDEREGG, Roland. Automatic Compaction and Compaction Control on Asphalt and Earthwork. *Strassen- und Tiefbau* Nr. 1/2000. Giesel Verlag. Isernhagen, 2000, pp. 6-10.
- [6] ANDEREGG Roland – KAUFMANN Kuno. Feedback control systems in automatic compaction and compaction control. *Transportation Research Board*, 2004
- [7] ARVIDSSON, J. Subsoil compaction caused by heavy sugarbeet harvesters in southern Sweden : I. Soil physical properties and crop yield in six field experiments. *Soil & Tillage Research*. 2001, 1, s. 67-78. ISSN 0167-1987.
- [8] ARVIDSSON, J., et al. Subsoil compaction caused by heavy sugarbeet harvesters in southern Sweden : II. Soil displacement during wheeling and model computations of compaction. *Soil & Tillage Research*. 2001, 1, s. 79-89. ISSN 0167-1987.
- [9] BABKOV, V. F., et al. *Nauka o zeminách a mechanika zemin*. Praha : SNTL, 1954.
- [10] BAKKEN, A. K., et al. Effect of tractor weight, depth of ploughing and wheel placement during ploughing in an organic cereal rotation on contrasting soils. *Soil & Tillage Research*. 2009, s. 433-441. ISSN 0167-1987.
- [11] BALDA, Miroslav Softwarové zajištění únavových zkoušek. In *Diagnostika a aktivní řízení 2000*. Praha - Ústav termomechaniky AV ČR, 2000. s. 1-8. ISBN 80-214-1665-3.
- [12] BARKAN D.D. Application of the vibratory method in the construction of sand and concrete piles, *Proc.Sci. Res.Inst. Foundations* No.22
- [13] BATHELT, Uwe. Das Arbeitsverhalten des Rüttelverdichters auf plastisch-elastischem Untergrund, *Bautechnik Archiv*, 1956, Heft 12, Verlag Wilhelm Ernst & Sohn Berlin

- [14] BAUER, František; SEDLÁK, Pavel; ŠMERDA, Tomáš. *Traktory*. 1. vydání. Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně : ProfiPress, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- [15] BERLI, M., et al. Modelling compaction of agricultural subsoils by tracked heavy construction machinery under various moisture conditions in Switzerland. *Soil & Tillage Research*. 2003, 1, s. 57-66. ISSN 0167-1987.
- [16] BLEKTA, Jiří; MEVALD, Josef Možné problémy při multibody simulacích. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2007 : Sborník přednášek ze V. mezinárodní konference*. První. Praha : Ediční oddělení ČVUT, 2007. s. 282. ISBN 978-80-7044-914-1.
- [17] BLUNDELL, Mike; HARTY, Damian. *The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics*. First. Oxford : Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. 518 s. ISBN 0-7506-5112-1.
- [18] BRAUNACK, M. V.; ARVIDSSON, J.; HÅKANSSON, I. Effect of harvest traffic position on soil conditions and sugarcane (*Saccharum officinarum*) response to enviromental conditions in Queensland, Australia. *Soil & Tillage Research*. 2006, s. 103-121. ISSN 0167-1987.
- [19] BRANDL, H.; DIETMAR, A. *Flächendeckende Dynamische Verdichtungskontrolle (FDVK) mit Vibrationswalzen*. Wien : Bundesministerium für Verkehr, 2000.
- [20] BRIAUD, J. L.; JEONGBOK, S. *Intelligent compaction overview and research needs*. Texas A&M University, 2003. 84 s.
- [21] BUREŠ, Zdeněk. Speciální sklápěcí návěsy a přívěsy CARNEHL. *Stavební technika*. 2009, 3, s. 22-23. ISSN 1214-6188.
- [22] CET, Mirco De. *Encyklopedie traktory od A do Z*. Karel Kopicčka. 4. vydání. Čestlice : Levné knihy KMa s. r. o., 2008. 299 s. ISBN 978-80-255-0122-1.
- [23] COLLINS, Jack A.; BUSBY, Henry R.; STAAB, George H. *Mechanical Design of Machine Elements and Machines : A Failure Prevention Perspective*. Second Edition. Ohio, 2009. 900 s. ISBN 978-0-470-41303-6.
- [24] DANFORS, Birger. Changes in subsoil porosity caused by heavy vehicles. *Soil & Tillage Research*. 1994, s. 135-144. ISSN 0167-1987.
- [25] DUDZIŃSKI, Piotr. Problems of turning process in articulated terrain vehicles. *Journal of Terramechanics*. 1983, 19, 4, s. 243-256. ISSN 0022-4898.
- [26] DUDZIŃSKI, Piotr. The problems of multi-axle vehicle drives. *Journal of Terramechanics*. 1986, 23, 2, s. 85-93. ISSN 0022-4898.

- [27] DUDZIŃSKI, Piotr. *Lenksysteme für Nutzfahrzeuge*. Berlin : Springer, 2005. 202 s. ISBN 3-540-22788-1.
- [28] ELS, P.S., et al. The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles. *Journal of Terramechanics*. 2007, 44, 6, s. 303-317. ISSN 0022-4898.
- [29] ETANA, Ararso; HÅKANSSON, Inge. Swedish experiments on the persistence of subsoil compaction caused by vehicles with high axle load. *Soil & Tillage Research*. 1994, s. 167-172. ISSN 0167-1987.
- [30] FALK, A. Advanced mobility in difficult terrain. *Journal of Terramechanics*. 2004, 41, s. 101-111. ISSN 0022-4898.
- [31] FERRETTI, Gianni; GIERELLI, Roberto. Modelling and simulation of an agricultural tracked vehicle. *Journal of Terramechanics*. 1999, 36, s. 139-158. ISSN 0022-4898.
- [32] GREČENKO, Alexandr. Tire load rating to reduce soil compaction. *Journal of Terramechanics*. 2003, 40, s. 97-115. ISSN 0022-4898.
- [33] GREČENKO, Alexandr; PRIKNER, Patrik. Progress in tire rating based on soil compaction potential. *Journal of Terramechanics*. 2009, 46, 5, s. 211-216. ISSN 0022-4898.
- [34] GRISCO, Robert; PERUMPRAL, John; ZOZ, Frank. An empirical model for tractive performance of rubber-tracks in agricultural soils. *Journal of Terramechanics*. 2006, 43, s. 225-236. ISSN 0022-4898.
- [35] HAMBLETON, J.P.; DRESCHER, A. Modeling wheel-induced rutting in soils: Rolling. *Journal of Terramechanics*. 2009, 46, 4, s. 35-47. ISSN 0022-4898.
- [36] HANSSON, Per-Anders. Rear axle suspensions with controlled damping on agricultural tractors. *Computer and electronics in agriculture*. 1996, 15, s. 123-147. ISSN 0168-1699.
- [37] HUANG, Chiou-Jye; LIN, Jung-Shan; CHEN, Chung-Cheng. Road-adaptive algorithm design of half-car active suspension system. *Expert Systems with Applications*. 2009, 10, ISSN 0957-4174.
- [38] CHALUPA, Milan; VEVERKA, Josef. Počítačová simulace dynamických dějů na vozidlovém pásu. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2008 : Sborník přednášek ze VI. mezinárodní konference*. První. Praha : Ediční oddělení ČVUT, 2008. s. 233. ISBN 978-80-7414-030-3.
- [39] CHALUPA, Milan; VEVERKA, Josef; VLACH, Radek. Počítačové modelování dynamických dějů na vozidlovém pásu. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2009 : Sborník přednášek ze VII. mezinárodní konference*. 1. vydání. Ústí nad Labem : Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, 2009. s. 200. ISBN 978-80-7414-153-9.

- [40] ITOH, H.; OIDA, A.; YAMAZAKI, M. Measurement of forces acting on 4WD-4WS tractor tires during steady-state circular turning in a rice field. *Journal of Terramechanics*. 1995, 32, 5, s. 263-283. ISSN 0022-4898.
- [41] ITOH, H.; OIDA, A.; YAMAZAKI, M. Numerical simulation of a 4WD-4WS tractor turning in a rice field. *Journal of Terramechanics*. 1999, 36, s. 91-115. ISSN 0022-4898.
- [42] JAVOREK, Filip. Technologie a výbava eliminují vlivy počasí. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 3, s. 40-44. ISSN 0373-6776.
- [43] JAVŮREK, Miloslav; VACH, Milan. *Negativní vlivy zhutnění půd a soustava opatření k jejich odstranění*. Výzkumný ústav rostlinné výroby, v.v.i. Praha : [s.n.], 2008. 26 s. ISBN 978-80-87011-57-7.
- [44] JUREN, Jiří. David a Goliáš aneb 3 x 4 m nebo 1 x 12 m. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 3, s. 25-25. ISSN 0373-6776.
- [45] KAŠPÁREK, Jaroslav. *Optimalizace hutnících účinků vibračních válců*. Brno, 2008. 124 s. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [46] KAŠPÁREK, Jaroslav; POKORNÝ, Jan Simulace jízdy traktorové soupravy s návěsem a přívěsem. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2008 : Sborník přednášek ze VI. mezinárodní konference*. První. Ústí nad Labem : Ediční oddělení ČVUT, 2008. s. 233. ISBN 978-80-7414-030-3.
- [47] KAWASE, Yoshiyuki; NAKASHIMA, Hiroshi; OIDA, Akira. An indoor traction measurement system for agricultural tires. *Journal of Terramechanics*. 2006, 43, 3, s. 317-327. ISSN 0022-4898.
- [48] KELLER, Thomas; HÅKANSSON, Inge. Estimation of reference bulk density from soil particle size distribution and soil organic matter content. *Geoderma*. 2010, s. 398-406. ISSN 0016-7061.
- [49] KELLN, Curtis; SHARMA, Jitendra; HUGHES, David. A finite element solution scheme for an elastic-viscoplastic soil model. *Computer and Geotechnics*. 2008, 35, 4, s. 524-536. ISSN 0266-352X.
- [50] KITANO, Masanori, et al. Lane-change maneuver of high speed tracked vehicles. *Journal of Terramechanics*. 1988, 25, 2, s. 91-102. ISSN 0022-4898.
- [51] KLEGER, Ondřej. *Současný stav výzkumu pneumatiky s podložím*. Brno, 2010. 44 s. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce: Ing. Jan Pokorný.
- [52] KRŮTIŠ, Michal. Kola versus pásy II. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 2, s. 22-25. ISSN 0373-6776.

- [53] KUBA, Adolf. *Jak přišli koně pod kapotu*. Vydání I. Praha : Nakladatelství dopravy a spojů, 1988. 192 s. 31-003-88-05-109.
- [54] Leonov et al. *Screw drive vehicle*. Inventors: Vladimir Leonov, Ong Kenlip. US 2005/0118903 A1, USA. Patent no.: US 6,966,807 B2.
- [55] LEWIS, W. A. *A Study of some of the Factors Likely to Affect the Performance of Impact Compactors on Soil*. London, 1957.
- [56] LI, Lin, et al. Stochastic modelling of tire-snow interaction using a polynomial chaos approach. *Journal of Terramechanics*. 2009, 46, s. 165-188. ISSN 0022-4898.
- [57] LI, Q.; AYERS, P. D.; ANDERSON, A. B. Modelling of terrain impact caused by tracked vehicles. *Journal of Terramechanics*. 2007, 44, s. 395-410. ISSN 0022-4898.
- [58] LIU, C.H.; WONG, J.Y. Numerical simulations of tire-soil interaction based on critical state soil mechanics. *Journal of Terramechanics*. 1996, 33, 5, s. 209-221. ISSN 0022-4898.
- [59] LIU, Kun, et al. Influence of turning radius on wheeled military vehicle induced rut formation. *Journal of Terramechanics*. 2009, 46, 4, s. 49-55. ISSN 0022-4898.
- [60] LORENZ, H.: *Grundbau – Dynamik*. Ed. Springer-Verlag Berlin, 1966
- [61] MAIXNER, Ladislav, et al. *Mechatronika*. Vít Šebor. Vydání první. Brno : Computer Press, 2006. 280 s. ISBN 80-251-1299-3.
- [62] MARSILI, Adolfo; SERVADIO, Pieranna. Compaction effects of rubber or metal-tracked tractor passes on agricultural soils. *Soil & Tillage Research*. 1996, s. 37-45. ISSN 0167-1987.
- [63] MIKULIČ, Miroslav. S traktorem po okruhu. *Mechanizace zemědělství*. 2009, 59, 5, s. 12-14. ISSN 0373-6776.
- [64] MOSHIN, S. H. Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Stampfsystemen. *Baumaschine und Bautechnik*. 1967, 14, 1, s. 11-17.
- [65] MURO, Tatsuro. Comparison of the traffic performance of a two-axle four wheel drive (4WD), rear wheel drive (RWD), and front wheel drive (FWD) vehicle on loose sandy sloped terrain. *Journal of Terramechanics*. 1997, 34, 1, s. 37-55. ISSN 0022-4898.
- [66] MURO, Tatsuro; HE, Tingji; MIYOSHI, Munehito. Effects of a roller and a tracked vehicle on the compaction of a high lifted decomposed granite sandy soil. *Journal of Terramechanics*. 1998, 35, s. 265-293. ISSN 0022-4898.

- [67] MURO, T.; SHIGEMATSU, T. Automatic control system of a rear-wheel drive vehicle moving on a sloped weak sandy terrain. *Journal of Terramechanics*. 1998, 35, 7, s. 239-263. ISSN 0022-4898.
- [68] NAKASHIMA, H.; WONG, J.Y. A three-dimensional tire model by the finite element method. *Journal of Terramechanics*. 1993, 30, 1, s. 21-34. Available online 13 February 2003. ISSN 0022-4898.
- [69] NEVES, R. R. V.; MICHELI, G. B.; ALVES, M. An experimental and numerical investigation on tyre impact. *International Journal of Impact Engineering*. 2010, 37, 6, s. 685-693. ISSN 0734-743X.
- [70] NIMRA, Miroslav; KROULÍK, Milan. Použití elektrické vodivosti pro mapování pozemků. *Mechanizace zemědělství*. 2009, 14, 5, s. 38-40. ISSN 0373-6776.
- [71] OIDA, A. Turning behavior of articulated frame steering tractor — I. Motion of tractor without traction. *Journal of Terramechanics*. 1983, 20, 3, s. 153-165. ISSN 0022-4898.
- [72] OIDA, A. Turning behavior of articulated-frame-steering tractors—part 2. Motion of tractors with drawbar pull. *Journal of Terramechanics*. 1987, 24, 1, s. 57-73. ISSN 0022-4898.
- [73] OIDA, A.; MOMOZU, M. Simulation of soil behavior and reaction by machine part by means of DEM. *Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development*. 2002, IV., ISSN 2070-0237.
- [74] PACAS, Blahoslav, et al. *Teorie stavebních strojů*. 2. nezměněné. Praha : SNTL, 1986. 244 s. 411 - 33725.
- [75] PACAS, Blahoslav. *Dynamika stavebních a zemědělských strojů*. první. Praha : SNTL, 1987. 194 s. 411 - 33768.
- [76] PACEJKA, Hans B. *Tyre and Vehicle Dynamics*. [s.l.] : Butterworth-Heinemann Ltd, 2002. 627 s. ISBN 9780750651417.
- [77] PARK, W. Y., et al. Prediction of the tractive performance of a flexible tracked vehicle. *Journal of Terramechanics*. 2008, 45, s. 13-23. ISSN 0022-4898.
- [78] PERNIS, Peter. Kola versus pásy. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 1, s. 44-50. ISSN 0373-6776.
- [79] PERNIS, Peter. Traktory jako bílá technika?. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 2, s. 22-25. ISSN 0373-6776.
- [80] PERNIS, Peter. Energetická účinnost traktorů prodávaných ve Španělsku. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 3, s. 70-73. ISSN 0373-6776.

- [81] PETERKA, Alois; PETERKA, Bohuslav. Základní technologické podmínky konzervace pícnin. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 15, 3, s. 62-63. ISSN 0373-6776.
- [82] POKORNÝ, Jan Dynamika budiče vibračního běhounu s řízeným vektorem vibrací. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2007 : Sborník přednášek ze V. mezinárodní konference*. První. Praha : Ediční oddělení ČVUT, 2007. s. 282. ISBN 978-80-7044-914-1.
- [83] POKORNÝ, Jan; VAVERKA, Michal; KAŠPÁREK, Jaroslav. Regulace a automatizované systémy řízení hutnicí techniky. *Stavební technika*. 2007, 6, 4, s. 14-16. ISSN 1214-6188.
- [84] POKORNÝ, Jan Modelování hydraulického systému řízeného pohonu budiče vibrací ve vibračním tandemovém válci. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2008 : Sborník přednášek ze VI. mezinárodní konference*. První. Praha : Ediční oddělení ČVUT, 2008. s. 233. ISBN 978-80-7414-030-3.
- [85] POKORNÝ, Jan. Simulace hutnění podloží v interakci s běhounem vibračního válce. *Stavební technika*. 2008, 7, 4, s. 14-15. ISSN 1214-6188.
- [86] POKORNÝ, Jan; ŠKOPÁN, Miroslav Design of hydraulic drive for controlled vibration exciter. In *Baumaschinentechnik 2009 : Energie, Ressourcen, Umwelt*. Heft Nr. 37. Dresden : Technische Univesität Dresden, 2009. s. 301.
- [87] POKORNÝ, Jan Silové účinky na rám zemědělského vozu. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2009 : Sborník přednášek ze VII. mezinárodní konference*. 1. vydání. Ústí nad Labem : Univerzita J. E. Purkyně v Ústí nad Labem, 2009. s. 200. ISBN 978-80-7414-153-9.
- [88] POKORNÝ, Jan; VAVERKA, Michal; KAŠPÁREK, Jaroslav. Technologie inteligentních vibračních válců a jejich využití a propojení. *Stavební technika*. 2009, 8, 1, s. 42-45. ISSN 1214-6188.
- [89] POKORNÝ, Jan, et al. Simulace jízdy traktorové soupravy po nerovné silnici. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 15, 4, s. 69-72. ISSN 0373-6776.
- [90] POKORNÝ, Jan; KAŠPÁREK, Jaroslav Průzkum zákaznických preferencí předcházející vývoji zemědělských přípojných vozidel. In *Mezinárodní Baťova konference : 6. ročník*. Zlín, 2010. s. 1-6. ISBN 978-80-7318-922-8.
- [91] POKORNÝ, Jan. Porovnání užitných vlastností traktorových návěsů. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 15, 6, s. 60-64. ISSN 0373-6776.

- [92] POLACH, Pavel; HAJŽMAN, Michal The investigation of trolleybus vertical dynamics using advanced multibody model. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2008 : Sborník přednášek ze VI. mezinárodní konference*. První. Praha : Ediční oddělení ČVUT, 2008. s. 161-170. ISBN 978-80-7414-030-3.
- [93] PÖSCH, H.; IKES, W. *Verdichtungstechnik und Verdichtungsgeräte im Erdbau*. Ed. Verlag Ernst u. Sohn, Berlin, 1975
- [94] PROCTOR, R. R. Fundamental Principles of Soil Compaction. *Engineering News Record*. 1933, 9, s. 245-248.
- [95] PTÁČEK, Petr; KAPLÁNEK, Aleš. *Přeprava nákladu v silniční nákladní dopravě*. Brno : CERM, 2002. 111 s. ISBN 80-7204-257-2.
- [96] REPETSKIY, O.; RYZHIKOV, I. *Numerical method for fatigue life estimation of power plants rotors with operating damages*. Irkutsk State Technical University, 2009. 7 s.
- [97] REZA, N. Jazar. *Vehicle Dynamics: Theory and Applications*. New York : Springer, 2008. 1015 s. ISBN 978-0-387-74243-4.
- [98] RUBINSTEIN, D.; HITRON, R. A detailed multi-body model for dynamic simulation of off-road tracked vehicles. *Journal of Terramechanics*. 2004, 41, s. 163-273. ISSN 0022-4898.
- [99] RUBINSTEIN, D.; COPPOCK, J. L. A detailed single-link track model multi-body dynamic simulation of crawlers. *Journal of Terramechanics*. 2007, 44, s. 355-364. ISSN 0022-4898.
- [100] RUSANOV, V. A. USSR standarts for agricultural mobile machinery: permissible influences on soil and methods to estimate contact pressure and stress at a depth of 0.5 m. *Soil & Tillage Research*. 1994, s. 249-252. ISSN 0167-1987.
- [101] ŘÍHA, J. *Technologie stavebních dílců - technologické subsystémy*. Brno, 1978.
- [102] SCHÄFFNER, J. H. Zeitlicher Verlauf und Klassifizierung dynamischer Verdichtungsvorgänge. In *Hinblick auf bodenmechanische und baupraktische Probleme*. Berlin, 1964.
- [103] SCHMID, Dietmar, et al. *Řízení a regulace pro strojírenství a mechatroniku*. Jiří Handlíř. 9. vydání. Praha : Sobotáles, 2005. 420 s. ISBN 80-86706-10-9.
- [104] SIEKMEIER, John. *Intelligent Compaction : Mn/DOT Demonstrations 2005* [online]. Iowa Geotechnical Workshop : [s.n.], 2005 [cit. 2010-08-22]. Dostupné z WWW: <http://www.mrr.dot.state.mn.us/research/mnpave/Iowa_Geotech_JohnS_revised.pdf>.

- [105] SKOČILAS, Jan; SKOČILASOVÁ, Blanka Vertikální kmitání kinematiky buzeného modelu vozidla. In *Dynamika tuhých a deformovatelných těles 2008 : Sborník přednášek ze VI. mezinárodní konference*. První. Praha : Ediční oddělení ČVUT, 2008. s. 233. ISBN 978-80-7414-030-3.
- [106] SOUKUP, Josef, et al. *Kmitání mechanických soustav - Vozidel*. první. Ústí nad Labem : PrintActive s.r.o., 2008. 274 s. ISBN 978-80-7414-020-4.
- [107] STEHLÍK, Dušan TP 210 recyklovaných stavebně demoličních materiálů do pozemních komunikací. In *Recycling 2010 "Možnosti a perspektivy recyklace stavebních odpadů jako zdroje plnohodnotných surovin" : sborník přednášek 15. ročníku konference*. Brno, 2010. s. 86-92. ISBN 978-80-214-4061-6.
- [108] STEHNO, Luboš. Podzimní setkání s dopravní technikou. *Mechanizace zemědělství*. 2010, 60, 2, s. 16-18. ISSN 0373-6776.
- [109] STEIN, Erwin; BORST, René de; HUGHES, Thomas J. R. *Encyclopedia of Computational Mechanics : Volume 1: Fundamentals*. Barcelona, Spain : Grafos SA, 2004. 798 s. ISBN 0-470-84699-2.
- [110] SUN, Lu. Optimum design of "road-friendly" vehicle suspension systems subjected to rough pavement surfaces. *Applied Mathematical Modelling*. 2002, s. 635-652. ISSN 0307-904X.
- [111] SUNG, T. Y. Vibrations in Semi-infinite Solids due to Periodic Surface Loading. In *Symposium on Dynamic Testing of Soils*. Atlantic City, 1953. ASTM Special Tech. Publ. No. 156.
- [112] SYROVÝ, Otakar. *Jak uspořít na dopravě* [online]. VÚZT Praha, 2006 [cit. 2010-03-29]. 12 s. Dostupné z WWW: <<http://www.vuzt.cz/doc/energetika/doprava.pdf?menuid=185>>.
- [113] SYROVÝ, Otakar. *Vliv technických opatření na úsporu energie* [online]. VÚZT Praha, 2008 [cit. 2010-03-29]. 7 s. Dostupné z WWW: <<http://www.vuzt.cz/doc/rocenka2007/vliv.pdf>>.
- [114] SYROVÝ, Otakar, et al. *Doprava v zemědělství*. Praha : ProfiPress, s.r.o., 2008. 248 s. ISBN 978-80-867-26-30-4.
- [115] ŠKOPÁN, Miroslav. *Aplikovaná mechanika stavebních a transportních strojů*. Brno, 2003. 117 s.
- [116] ŠKOPÁN, Miroslav; KAŠPÁREK, Jaroslav Analyse von Verdichtungseffekten bei veränderlichem Vibrationsvektor. In *Baumaschinentechnik 2004 : Forschung, Entwicklung, Innovation*. 2004. s. 315-322.

- [117] ŠKOPÁN, Miroslav; POKORNÝ, Jan Modelling of drive for vibration exciter. In *33rd international conference of departments of transport, handling, building and agricultural machines 2007*. 2007. ISBN 978-80-227-2709-9.
- [118] ŠOB, František. *Hydromechanika*, druhé. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2008. 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [119] ŠVARC, Ivan; ŠEDA, Miloš; VÍTEČKOVÁ, Miluše. *Automatické řízení*. první. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2007. 324 s. ISBN 978-80-214-3491-2.
- [120] TRAN, D. T.; O'BRIEN, J.; MURO, T. An optimal method for the design of a robotic tracked vehicle to operate over fresh concrete under steering motion. *Journal of Terramechanics*. 2002, 39, s. 1-22. ISSN 0022-4898.
- [121] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce*. 2. vyd. Praha : Sobotáles, 1999. 304 s. ISBN 80-85920-61-1.
- [122] VAVERKA, Michal; POKORNÝ, Jan Positioning and controlling methods of continuously working construction machines. In *Současnost a perspektiva těžby a úpravy nerudných surovin IV*. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2007. s. 189-193. ISBN 978-80-248-1396-7.
- [123] VÉVODA, Jan. *Zemní stroje*. první. Brno : Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1983. 196 s. 914.
- [124] VLACH, Bohumil. *Napětový přístup k únavě materiálu - součást s vruby*. VUT Brno, 2007. 17 s. Dostupné z WWW: <<http://ime.fme.vutbr.cz/files/vyuka/GS0/08b%20-%20unava2.doc>>.
- [125] VLACH, Bohumil. *Únava materiálu - úvod*. VUT Brno, 2007. 14 s. Dostupné z WWW: <<http://ime.fme.vutbr.cz/files/vyuka/GS0/08a%20-%20unava1.doc>>.
- [126] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel : Pneumatiky a kola, Zavěšení kol, Nápravy, Odpružení, Řídící ústrojí, Brzdové soustavy*. 1. vydání. Brno : Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. 392 s. ISBN 80-238-0025-0.
- [127] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vydání. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [128] VOŠTOVÁ, Věra; KAŠPAR, Milan; VONDRÁČKOVÁ, Terezie. Moderní prvky ve zhutňování zemin. *Stavební technika*. 2004, 3, 1, s. 4-7. ISSN 1214-6188.
- [129] VÚZT. *Zemědělská doprava a legislativa v ČR a EU* [online]. VÚZT Praha, 2006 [cit. 2010-03-29]. 12 s. Dostupné z WWW: <http://www.vuzt.cz/doc/energetika/leg_dop.pdf?menuid=186>.

- [130] WATANABE, Keiji; KITANO, Masanori. Study on steerability of articulated tracked vehicles : Part 1. Theoretical and experimental analysis. *Journal of Terramechanics*. 1986, 23, 2, s. 69-83. ISSN 0022-4898.
- [131] WATANABE, Keiji; KITANO, Masanori; FUGISHIMA, Akihiro. Handling and stability performance of four-track steering vehicles. *Journal of Terramechanics*. 1996, 32, s. 285-302. ISSN 0022-4898.
- [132] WATANABE, Kotaro, et al. Development of a new-type suspension spring for rally cars. *Journal of Materials Processing Technology*. 2001, 1, s. 132-134. ISSN 0924-0136.
- [133] WAY, Thomas R., et al. Tractor tire aspect ratio effects on soil bulk density and cone index. *Journal of Terramechanics*. 2009, 46, 5, s. 27-34. ISSN 0022-4898.
- [134] WHITE, M. L., et al. *Field evaluation of compaction monitoring technology*. Iowa State University : [s.n.], 2004. 188 s.
- [135] WONG, J.Y.; HUANG, Wei. "Wheels vs. tracks" - A fundamental evaluation from the traction perspective. *Journal of Terramechanics*. 2006, 43, 9, s. 27-42. Available online 18 October 2004. ISSN 0022-4898.
- [136] WONG, J. Y. Development of high-mobility tracked vehicles for over snow operations. *Journal of Terramechanics*. 2009, 46, s. 141-155. ISSN 0022-4898.
- [137] WYK, D. J.; SPOELSTRA, J.; KLERK, J. H. Mathematical modelling of the interaction between a tracked vehicle and the terrain. *Appl. Math. Modelling*. 1996, 20, 11, s. 838-846. ISSN 0307-904X
- [138] YU, Ke; LUO, Albert C.J. The periodic impact responses and stability of a human body in a vehicle traveling on rough terrain. *Journal of Sound and Vibration*. 2003, 3, s. 267-286. ISSN 0022-460X.
- [139] Česká republika. Vyhláška Ministerstva dopravy a spojů ze dne 11. července 2002 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. In 341/2002. 2002, s. 151.
- [140] ČSN EN 1853. *Zemědělské stroje - Přípojná vozidla se sklápěcí karoserií - Bezpečnost*. Brusel : Evropský výbor pro normalizaci, 1999. 17 s.
- [141] ČSN 30 0560. *Pérování vozidel : Měření dynamických součinitelů při jízdě vozidla přes překážky*. Praha : Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1971. 19 s.
- [142] ČSN 73 0035. *Zatížení stavebních konstrukcí*. Praha : Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1988. 168 s.
- [143] ON 30 0562. *Silniční motorová vozidla : Dynamické účinky jízdy silničních vozidel na přepravovaný náklad*. Praha : Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 1977. 16 s.

- [144] BOMAG; MSCSoftware. *Finite element analyses in the product development process at BOMAG* [online]. 2007 [cit. 2010-03-31]. Dostupné z WWW: <<http://www.mssoftware.com/events/vpd2007/emea/presentations/Session-2C-BOMAG-Erdmann.pdf>>.
- [145] BOMAG : *Soil and asphalt compaction* [online]. 25. 3. 2004 [cit. 2010-07-17]. Dostupné z WWW: <http://www.bomag.com/media/editor/WM9703_0403_rdr.pdf>.
- [146] MSC.Software. *ADAMS : Using ADAMS/Tire*. Michigan, 2002. 342 s. 120TIRG-01.
- [147] AMMANN Group [online]. [cit. 2010-07-17]. AMMANN Group. Dostupné z WWW: <http://www.ammann-group.com/fileadmin/ammann/syncfiles/International/images/AP240_f45_nl.jpg>.
- [148] Discrete element method. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 17.6.2010, last modified on 2.8.2010 [cit. 2010-08-02]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Discrete_element_method>.
- [149] *Galileo Mobility* [online]. [cit. 2010-04-09]. Galileo Mobility. Dostupné z WWW: <http://www.galileomobility.com/?page_id=115>.
- [150] *Galileo Wheel* [online]. [cit. 2010-04-09]. Galileo Wheel. Dostupné z WWW: <<http://www.galileowheel.com/>>.
- [151] HAMM [online]. [cit. 2010-07-17]. HAMM compaction quality. Dostupné z WWW: <<http://www.hamm.eu/en/technologien/hcq/index.html>>.
- [152] Interakce. In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 30.6.2010, last modified on 17.7.2010 [cit. 2010-07-17]. Dostupné z WWW: <<http://cs.wikipedia.org/wiki/Interakce>>.
- [153] Jízdní kolo In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 30. 3. 2010, 31. 3. 2010 [cit. 2010-03-31]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Jízdní_kolo>.
- [154] Ministerstvo vnitra ČR. *Ministerstvo vnitra ČR* [online]. 2009 [cit. 2009-07-09]. Centrální registr vozidel. Dostupné z WWW: <<http://www.mvcr.cz/clanek/centralni-registr-vozidel-676625.aspx>>.
- [155] Ministerstvo zemědělství ČR. *EAgri : Zemědělství* [online]. 2008 [cit. 2008-02-15]. Zemědělská výroba. Dostupné z WWW: <<http://eagri.cz/public/eagri/zemedelstvi/>>.
- [156] Nicolaus Otto In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 8. 12. 2009, 31. 3. 2010 [cit. 2010-03-31]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Nicolaus_Otto>.

- [157] Parní stroj In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 30. 3. 2010, 31. 3. 2010 [cit. 2010-03-31]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Parní_stroj>.
- [158] Pásový traktor In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 8. 2. 2010, 31. 3. 2010 [cit. 2010-03-31]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Pásový_traktor>.
- [159] Rudolf Diesel In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 16. 3. 2010, 31. 3. 2010 [cit. 2010-03-31]. Dostupné z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Rudolf_Diesel>.
- [160] Screw propelled vehicle In *Wikipedia : the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida) : Wikipedia Foundation, 1.3.2010, 7.4.2010 [cit. 2010-04-07]. Dostupné z WWW: <http://en.wikipedia.org/wiki/Screw_propelled_vehicle>.
- [161] *Strom Export* [online]. [cit. 2010-07-17]. Výměnný systém TC. Dostupné z WWW: <<http://www.stromexport.com/index.php?idx=2195>>.
- [162] ZDT Nové Veselí. *Přívěs PS 9.3* [online]. 2005 [cit. 2009-07-05]. Dostupné z WWW: <http://www.zdt.cz/pdf/17_0.pdf>.
- [163] ZDT Nové Veselí. *Mega 13* [online]. 2005 [cit. 2009-07-05]. Dostupné z WWW: <http://www.zdt.cz/pdf/37_0.pdf>.
- [164] *Fendt 936 Vario : Model traktoru* [online]. 2009 [cit. 2009-03-11]. Dostupné z WWW: <<http://www.lss2009.wbs.cz/Traktory.html>>.
- [165] *Giants editor*. Ver. 4.1.2. Počítačový program pro editaci 3D modelů. Freeware, Dostupné z WWW: <<http://gdn.giants.ch/editor.php>>.

Přehled použitých symbolů a jednotek

6. Kapitola

6.0.

k_r	-	koeficient maximální rychlosti
$m_{n(max)}$	t	hmotnost návěsu (maximální)
m_o	t	hmotnost ležící na oji
m_t	t	hmotnost traktoru

6.1.

n	-	počet vybraných prvků ze základního souboru
p_0	-	podíl prvků v základním souboru
t	-	pozorovaná hodnota testového kritéria
x	-	náhodná veličina

6.2.

B	$N \cdot m^{-1} \cdot s$	čtvercová matice tlumení
c_{ij}	$N \cdot m^{-1}$	prvek matice tuhosti
E_K	J	kinetická energie
E_P	J	potenciální energie
J_n	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti návěsu
J_t	$kg \cdot m^2$	moment setrvačnosti traktoru
K	$N \cdot m^{-1}$	čtvercová matice tuhosti
k_{pi}	$N \cdot m^{-1}$	tuhost i-té pneumatiky
k_{si}	$N \cdot m^{-1}$	tuhost i-té pružiny
L_{N1}	m	vzdálenost závěsu traktoru od těžiště návěsu
L_{N2}	m	vzdálenost přední nápravy návěsu od těžiště návěsu
L_{N3}	m	vzdálenost přední nápravy návěsu od zadní nápravy návěsu
L_{T1}	m	vzdálenost přední nápravy traktoru od těžiště traktoru
L_{T2}	m	vzdálenost zadní nápravy traktoru od těžiště traktoru
L_{T3}	m	vzdálenost zadní nápravy traktoru od závěsu traktoru
M	kg	čtvercová matice hmotnosti
m_n	kg	hmotnost návěsu
m_{pi}	kg	hmotnost i-té pneumatiky
m_t	kg	hmotnost traktoru
q	m	sloupcový vektor polohy
Q_j	N	budící síly působící na j-tý člen
q_j	m	poloha j-tého členu (zobecnělé souřadnice)
y_n	m	vertikální poloha návěsu
y_{pi}	m	vertikální poloha i-té pneumatiky
y_t	m	vertikální poloha traktoru
φ_n	rad	natočení návěsu
φ_t	rad	natočení traktoru

6.4.

F_B	N	brzdná síla
F_{Bmax}	N	maximální brzdná síla
F_H	N	hnací síla
F_{max}	N	maximální hnací síla
F_{NP00}	N	norm. síla na přední nápravě traktoru bez návěsu a závaží
F_{NPxy}	N	normálová síla na přední nápravě traktoru
F_{NZ00}	N	norm. síla na zadní nápravě traktoru bez návěsu a závaží
F_{NZxy}	N	normálová síla na zadní nápravě traktoru
g	$m \cdot s^{-2}$	gravitační zrychlení
L_P	m	vzdálenost přední nápravy tr. od těžiště předního závaží
L_R	m	rozvor náprav traktoru
L_Z	m	vzdálenost zadní nápravy tr. od zadního závěsu tr.
m_{pZ}	kg	hmotnost předního závaží
m_{ZZ}	kg	hmotnost ležící na zadním závěsu
ΔT_{xy}	N	výsledná změna trakce
v_{Bmax}	$m \cdot s^{-1}$	maximální dovolená rychlost (od této rychlosti působí F_B)
v_M	$m \cdot s^{-1}$	okamžitá rychlost traktoru
v_{max}	$m \cdot s^{-1}$	cílová rychlost (do této rychlosti působí F_H)

6.5.

F_B	N	brzdná síla
F_H	N	hnací síla
F_{max}	N	maximální hnací síla
F_{max}	N	maximální brzdná síla
v_T	$m \cdot s^{-1}$	okamžitá rychlost traktoru
v_{Tmax}	$m \cdot s^{-1}$	maximální (cílová) rychlost (od této rychlosti působí F_B)
v_{Tmin}	$m \cdot s^{-1}$	minimální (cílová) rychlost (do této rychlosti působí F_H)

6.7

k_r	-	koeficient pravděpodobnosti
k_{su}	-	koeficient vlivu kvality povrchu
k_{vz}	-	koeficient vlivu velikosti součásti
k_{we}	-	koeficient vlivu svařování
R_m	MPa	mez pevnosti materiálu
w	-	koeficient Wöhlerovy křivky
N	-	počet cyklů do porušení při dané amplitudě sym. cyklu
N_c	-	počet cyklů do porušení při mezi únavy
σ_a	MPa	amplituda nesymetrického (původního) cyklu
σ_{ar}	MPa	amplituda symetrického cyklu
σ_c	MPa	mez únavy (vypočtená dle Collinse)
σ_m	MPa	střední hodnota nesymetrického (původního) cyklu

8. Kapitola

8.4.

F_1	N	odstředivá síla 1. nevývažku
F_2	N	odstředivá síla 2. nevývažku
F_e	N	ekvivalentní odstředivá síla
m_1	kg	hmotnost 1. nevývažku
m_2	kg	hmotnost 2. nevývažku
m_e	kg	ekvivalentní hmotnost
r	mm	vzdálenost těžiště nevývažku od středu otáčení
t	s	čas
α	°	natočení vibrátoru, fázový posun
ω	rad·s ⁻¹	úhlová rychlost

8.5.

$F(\phi, n_{NI}, t)$	Nm	funkce kroutícího momentu vnitřního nevývažku
$f1(\phi)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnitřního nevývažku
$f2(\phi, n_{NI}, t)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnitřního nevývažku
$f3(\phi, n_{NI}, t)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnitřního nevývažku
$f4(\phi, n_{NI}, t)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnitřního nevývažku
$G(\phi, n_{NE}, t)$	Nm	funkce kroutícího momentu vnějšího nevývažku
$g1(\phi)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnějšího nevývažku
$g2(\phi, n_{NE}, t)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnějšího nevývažku
$g3(\phi, n_{NE}, t)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnějšího nevývažku
$g4(\phi, n_{NE}, t)$	Nm	dílčí funkce kroutícího momentu vnějšího nevývažku
n_{NE}	min ⁻¹	otáčky vnitřního nevývažku
n_{NI}	min ⁻¹	otáčky vnějšího nevývažku
t	s	čas
$t_{FP}(\phi)$	s	fázový posun mezi vnitřním a vnějším nevývažkem
ϕ	°	poloha vnitřního nevývažku
φ	°	poloha vnějšího nevývažku