VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ
INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

JÍZDNÍ DYNAMIKA TRAKTORU
DRIVING DYNAMICS OF A TRACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE Bc. Jaroslav Renza
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.
SUPERVISOR

BRNO 2016

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav soudního inženýrství
Student:	**Bc. Jaroslav Renza**
Studijní program:	Soudní inženýrství
Studijní obor:	Expertní inženýrství v dopravě
Vedoucí práce:	**Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.**
Akademický rok:	2015/16

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

Jízdní dynamika traktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem diplomové práce bude popsat jízdní dynamiku traktoru se zaměřením na kritické situace v silničním provozu. V experimentální části práce budou provedena měření jízdních parametrů traktorů při různých režimech jízdy. Při měření bude kladen důraz na dokumentaci příp. zanechaných jízdních stop, z měření budou pořízeny videozáznamy.

Cíle diplomové práce:

1. Provést rozbor konstrukcí moderních traktorů, vývojové trendy.
2. Jízdní dynamika traktoru.
3. Specifika pohybu traktoru, resp. jízdní soupravy v provozu. Rozdíl v dynamice pohybu traktoru a ostatních vozidel.
4. Experimentální měření vybraných jízdních parametrů traktorů, analýza získaných výsledků a jejich využití při znalecké činnosti v oboru doprava.
5. Návrh opatření a doporučení pro bezpečnost provozu.

Seznam literatury:

[1] BRADÁČ, Albert. Soudní inženýrství. Dot. 1. vyd. Brno: CERM, 1999, 725 s. ISBN

80-7204-133-9.

[2] Bauer, František. Traktory. Nakladatelství Profi Press, s. r. o., Praha 2006.

ISBN 80-86726-15-0

[3] VLK, František. Dynamika motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 432 s.

ISBN 80-239-0024-2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

.....

doc. Ing. Aleš Vémola, Ph.D.
ředitel

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá rozborem jízdní dynamiky traktorů v závislosti na jejich hmotnosti a stáří. V úvodní části se práce zabývá stručnou historií vývoje a teoreticky definuje základní koncepci rozboru traktoru. Dále práce obsahuje postupy při zjišťování jednotlivých veličin potřebných k určení jízdní dynamiky.

Experimentální část rozebírá průběh realizovaného měření na vybraném vzorku traktorů a interpretuje naměřené hodnoty. Závěrečná analogie se zabývá vyhodnocením provedeného měření a údajů z těchto měření zjištěných.

Abstract

This thesis analyses driving dynamics of tractors and its dependence on their weight and age. In the beginning, brief history of tractor development and definition of basic concept of the tractor analysis is described. The thesis states procedures for obtaining magnitudes necessary for determining of driving dynamics.

Experimental part describes the realized measurement on chosen sample of tractors and interprets measured values. Last part of the thesis contains evaluation of the measurement results.

Klíčová slova

Traktor, historie, konstrukce, jízdní dynamika, adheze, jízdní odpory, vyhýbací manévr, příčné přemístění, akcelerace, brzdění.

Keywords

Tractor, history, construction, driving dynamics, adhesion, rolling resistance evasive action, transverse relocation, acceleration, braking.

Bibliografická citace

RENZA, J. *Jízdní dynamika traktoru.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2016. 82 s. textu, 22 s. příloh. Vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Panáček, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci zpracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité informační zdroje.

V Brně dne ……

…….

podpis diplomanta

Poděkování

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Vladimíru Panáčkovi Ph.D. za odborné vedení, snahu a poskytnutí užitečných materiálů a rad při sestavování mé práce. Dále děkuji mému kolegovi Ing. Otakaru Duškovi za spolupráci během měření. A zvláštní poděkování patří rovněž mé rodině a přátelům za podporu v průběhu studia.

Obsah

Úvod **11**

1 Historie traktorů a vývojové trendy **12**

1.1 Jedny z prvních zemědělských strojů 12

1.2 Prvopočátky traktoru 13

1.3 Traktory na počátku 20. století 14

1.4 Vývoj traktoru během 30. let 20. století 15

1.5 Poválečné období 16

1.6 Vývoj techniky na českém území 17

1.7 Perspektiva do budoucnosti 18

2 Rozbor konstrukce traktorů **19**

2.1 Motory 19

2.2 Převodná ústrojí 21

2.3 Podvozky 24

2.4 Kabiny 25

2.5 Výbava traktoru 27

3 Rozdělení traktorů dle české legislativy **29**

4 Jízdní dynamika traktoru **30**

4.1 Síla adhezní 31

4.2 Jízdní odpory 31

4.3 Brzdění 36

4.3.1 Průběh brzdění 37

4.3.2 Legislativní požadavky na brzdění traktoru 38

4.4 Hnací ústrojí 39

4.5 Řiditelnost a stabilita 41

4.6 Hodnocení ovladatelnosti 42

5 Specifikace pohybu traktoru potažmo jízdních souprav **44**

5.1 Rozdíl v řiditelnosti 45

5.2 Stabilita jízdních souprav 50
5.3 Brzdění jízdních přívěsových souprav 51
6 Experimentální měření 52
6.1 Lokality měření 53
6.2 Měřicí přístroje 54
6.3 Měřené traktory 57
6.4 Jízdní zkoušky 59
6.4.1 Brzdné zpomalení traktoru 59
6.4.2 Příčné přemístění traktoru 64
6.4.3 Akcelerační zkoušky traktoru 68
7 Návrh opatření a doporučení pro bezpečnost provozu 74
Závěr 76
Seznam použitých zdrojů 78
Seznam použitých zkratek a symbolů 80
Seznam příloh 82

Úvod

V úvodu se tato diplomová práce bude zabývat stručnou historií a konstrukcí traktoru. Dále je pak snaha čtenáře teoreticky seznámit s jízdní dynamikou a manévry těchto strojů.

V pomyslné druhé části práce následuje obeznámení s jednotlivými traktory, které byly podrobeny testům. Další kapitolou bude samotné experimentální měření jízdních vlastností traktorů, kde byl kladen důraz na kritické situace v silničním provozu doprovázené fotografiemi a videozáznamy pořízených v průběhu testů. Výstupem této práce je soubor naměřených hodnot a zpracovaných videozáznamů.

Toto téma je obzvlášť podstatné zpracovat pro potřeby soudních znalců, kteří se v budoucnu mají zabývat řešením dopravních nehod způsobených speciálními dopravními prostředky - traktory. Potřebných informací k této problematice není mnoho známo. Součástí a výsledkem praktické části je návrh opatření ke snížení negativních jevů provozu traktorů.

Traktory jsou schopny provádět širokou škálu prací díky speciálním závěsným a přídavným zařízením, proto můžou fungovat buď jako tahače nebo nosiče. Dnešní trh nabízí široký sortiment traktorů rozdílných výkonových, designových i cenových relací.

V počátku se půda obdělávala ručně. Až s domestikací se začalo využívat zvířat, ale s neustále zvyšujícím se počtem obyvatel se potřeba vyprodukovaných surovin zvyšovala a stále ještě zvyšuje. Jak se vyvíjela lidská společnost, tak se musela ruku v ruce rozvíjet i schopnost rychlého, efektivního a plošného obdělávání půdy, která je samozřejmě klíčová.

První zemědělské stroje začaly vznikat počátkem 19. století, z důvodu nahradit práci lidskou i zvířecí. To bylo umožněno rychlým vývojem průmyslu a vynálezem parního, poté spalovacího motoru. Různé odvětví průmyslu, kde pohyb je ve vetší míře po nezpevněných plochách, klade odlišné požadavky na funkčnost pohybu těchto strojů. Jedním ze základních a nejpoužívanějších strojů je traktor. Traktor je schopen zvládnout podstatnou většinu agrárních prací v relativně krátké době.

1 Historie traktorů a vývojové trendy

Aby bylo čtenáři umožněno samotnou problematiku traktoru přiblížit, je potřeba se seznámit se stručnou historií a potřebou tohoto úžasného stroje.

Zemědělství odedávna skýtalo mnoho možností k inovacím, vylepšovaní a v prvé řadě usnadnění agrárních prací v tomto náročném odvětví, na kterém, leč si to nepřipouštíme, jsme tak závislí. [1, 2]

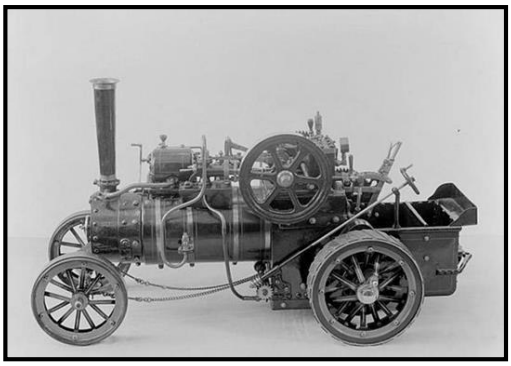
1.1 Jedny z prvních zemědělských strojů

Jedny z prvních vynálezů využívaných v zemědělství byly mlátičky, balíkovačky a žací stroje poháněné plochými koženými řemeny od parního stroje. Bohužel jednalo se pouze o stacionární stroje.

První parní stroj se stal opravdu velikým technickým pracovníkem v zemědělství. Největší podíl na jeho vývoji a sestrojení má James Watt, který dal parnímu stroji jeho obecně známou podobu. Zanedlouho, po zařazení parního stroje jako pomocníka v zemědělství, se začaly vybavovat stacionární stroje koly nebo pásy, což dalo za vznik prvnímu předchůdci novodobých traktorů. Jako první mobilní stroj je uváděna tzv. lokomobila. Jednalo se o pohyblivý komplet parního kotle a stroje sloužícího jako tahač nebo zdroj mechanické či elektrické energie.

Lokomobily se také používaly k orbě. Struktura orby byla poněkud odlišná od dnešní. Jednalo se o dvě lokomobily postavené na protilehlých stranách obdělávaného pole. Mezi lokomobily bylo napnuté lano, na kterém byl uprostřed upevněn pluh. Posléze jedna z nich lano navíjela a druhá odvíjela ze svých bubnů. Na konci oraného řádku popojely lokomobily vpřed a lano se začalo navíjet opačně.

Je velice pozoruhodné, že tento systém byl v mnoha směrech více kvalitní oproti dnešní orbě. [1, 2]



Obr. č. 1 - Lokomobila [2]

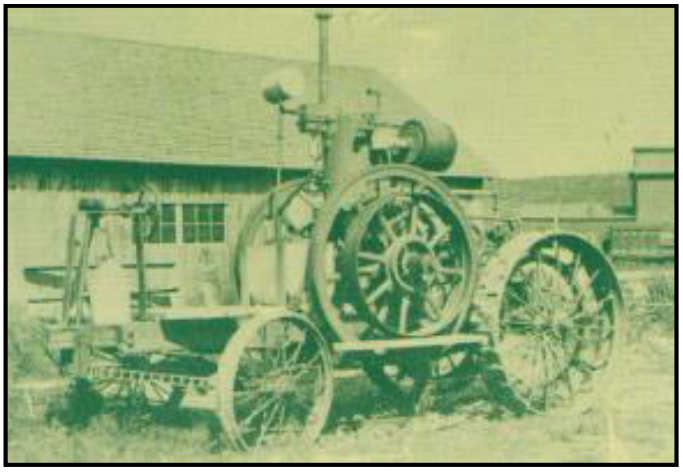
1.2 Prvopočátky traktoru

První traktory, podobné těm, které známe dnes, by nemohly být zkonstruovány bez vynálezu Nicholase Otty, který si v roce 1876 nechal patentovat motor s vnitřním spalováním tzv. Ottův motor. Tato událost dala vzniknout strojům, kde princip pohonu za pomoci páry byl nahrazen spalovacím motorem.

První traktorové vozidlo vybavené spalovacím motorem vzniklo v USA roku 1892. Zkonstruoval ho John Froelich, který žil ve Waterloo v Iowe. Opatřil stroj benzínovým motorem, vyrobeným firmou z Cincinnati. Přestože se tento vývojový model a ani jeho navazující řady nedočkaly velké obliby, stály za počátkem vývoje traktoru (Z Froelichovy společnosti Waterloo Gasoline Traction Engine Company se později stala firma John Deere Tractor Company - jeden z celosvětových výrobců traktorů)

Název „traktor“ poprvé použil roku 1906 obchodní zástupce společnosti Hart-Parr pan W. H. Williams, který psal inzerát do novin. Uvažoval, že používaný termín „traction engine“ je příliš dlouhý a složitý a proto zavedl zkrácený pojem „traktor“. Společnost Hart-Part má veliké zásluhy za rozšíření tohoto termínu a je velice zajímavé, jak se rychle rozšířil mezi výrobci i uživateli.

Je pozoruhodné, že slovo traktor se už uvádí v anglicko-oxfordském slovníku (1856) jako synonymum pro trakční motor a byl poprvé oficiálně použit v patentu č. 425 600 na trakční parní stroj. [1, 3]



Obr. č. 2 - Traktor zkonstruovaný Johnem Froelichem [1]

1.3 Traktory na počátku 20. století

První traktory, obvykle měly velice rozměrná železná kola s ostruhami k lepšímu přenesení tažné síly na povrch. S nápadem, jak snížit tlak vyvozený od těžkých strojů na povrch za pomocí konstrukce pásového podvozku, přišel až Angličan J. Boydell, patentovaného v roce 1904. Tento stroj se výrazně lišil od tehdy používaných traktorů. Jednalo se o řadový čtyřválec o výkonu 45 koní již bez hmotného setrvačníku. Chladící soustava již byla vybavena větrákem a zadní kola byla nahrazena pásovým podvozkem. Zde vyvstala největší přednost a to jest, že dokázal pracovat za podmínek, kde jiná tažná síla selhala. [3]

Obr. č. 3 - Traktor polopásové konstrukce [1]

Po vypuknutí první světové války, kdy se na mnoha zemědělských územích nedostávalo lidské pracovní síly z důvodu odvodu mladých lidí, se také zvýšil zájem o zemědělské stroje. Zde nelze opomenout Henryho Forda, který stejně jako u svého proslule známého modelu T používal metodu pásové výroby k výrobě traktoru Fordson. Tento typ byl jeden z mála prvních traktorů dostupný i pro střední třídu tehdejšího zemědělce. Jeho úspěšné zavedení do praxe roku 1917 pomohlo zajistit potravu pro ohromné masy lidí, ale také zlepšilo ve velké míře životní úroveň. [1]

Obr. č. 4 - Fordson model F [1]

Výroba strojů pro americké zemědělství se vyznačovala ohromným rozmachem, kdy v roce 1907 bylo vyrobeno asi 600 kusů. V roce 1910 už to činilo kolem 2 000 strojů ročně.

Na evropském kontinentu byl první provozuschopný traktor vyvinut Ivelem z Anglie roku 1902. Ivelův traktor měl dvouválcový motor o výkonu 24 koní, kde povrchový karburátor pracoval už na principu nasávání vzduchu motorem. Zapalování probíhalo za pomoci cívky. Místo chladiče byla do chladícího oběhu zařazena velká vodní nádrž. [1, 3]

1.4 Vývoj traktoru během 30. let 20. století

Roku 1930 se již na amerických zemědělských usedlostech používalo více než 900 000 traktorů, i navzdory stále rostoucí hospodářské krizi. Tento počet traktorů je téměř dvojnásobný oproti počtu před dvěma lety. Tyto stroje se nyní používaly v celé Evropě i v Rusku. K nejdůležitějším inovacím docházelo stále a pouze v USA.

Roku 1930 představila společnost Case Company svůj převratný model DD. Tento model měl pouze tři kola na místo běžně používaných čtyřech, což způsobilo snazší ošetřování úrody v řádcích. Tento model byl tak přizpůsobivý, že převzal úlohu univerzálního stroje. [1]

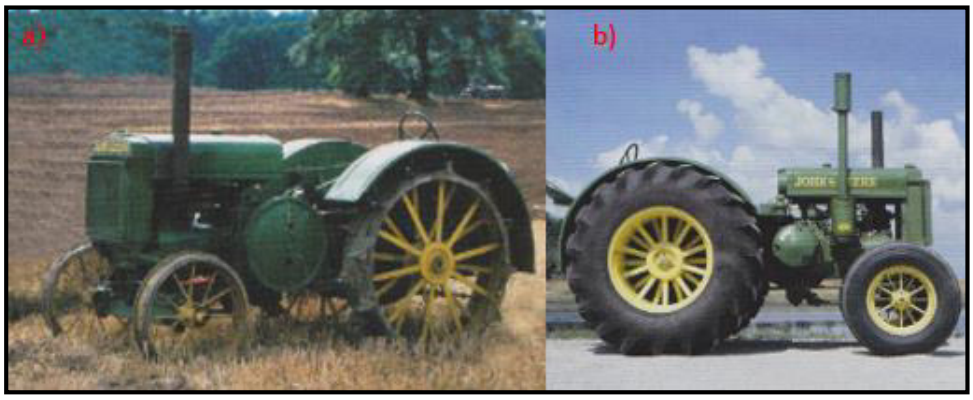
Obr. č. 5 - Tříkolý traktor od Case [1]

Posléze docházelo k dalším inovacím, jako například k používání gumových pneumatik, což způsobilo zvýšení komfortu, produktivity a také rychlosti jízdy. Základní konfigurace se třemi koly přetrvávala dalších bezmála 30 let. Občas se objevily zajímavé variace traktorů jako je například tzv. „Comfortractor“ od Minneapolis-Moline.

Hlavní myšlenka spočívala v tom, že traktor by se nemusel pouze využívat jako pracovní nástroj, ale také třeba jako vyjížďkové vozidlo. [1]

Obr. č. 6 - Minneapolis UDLX [1]

Jeden z nejdéle vyráběných traktorů byl model D od společnosti John Deere (první nesoucí tuto značku). Tento stroj poháněl vylepšený dvouválcový, ležatý, vodou chlazený motor. Dalším vylepšením byla svařovaná přední náprava, dvoustupňová převodovka a řízení vlevo. Traktor měl ohromný úspěch a zůstal ve výrobě až do března 1954, samozřejmě s drobnými úpravami jako je elektrické startování a světla. Uživatelé si ho oblíbili kvůli jednoduchosti, levným náhradním dílům i pohonných hmotám. [1]



Obr. č. 7 - a) John Deere model D rok 1923 b) John Deere model D rok 1923 [1]

1.5 Poválečné období

Během druhé světové války se většina společností zabývajících se výrobou traktorů podílela i na válečném úsilí.

Nastalo zdokonalování jako například osvětlení, zapalování a své modernizace se dočkala i převodovka. Začal se objevovat posilovač řízení a polstrovaná sedadla pro řidiče. Dále se začaly nahrazovat benzínové agregáty za turbodieselové a další vychytávky a vymoženosti s postupujícím technologickým vývojem.

Dnešní stroje jsou vybaveny například pneumatickým zavěšením kabin, aby hladina hluku v kabině nepřesáhla 71 decibelů a dále velice komplikovanou a sofistikovanou elektronikou řízenou počítači, což je pro obyčejného uživatele velice složité. [1]

Obr. č. 8 - Ukázka moderního traktoru Massey-Ferguson 7480 [1]

1.6 Vývoj techniky na českém území

Traktory mají na našem území rozsáhlou historii. Na konci 19. století byl v Židlochovicích představen parní motorový pruh, který byl složitý, nespolehlivý a nedotažený do konce, proto upadl k zapomnění.

První automobilový pluh v roce 1911 představil na výstavě v Praze Václav Snětina. O rok později se představil „Excelsior“, pluh od společnosti Laurin a Klement.

Prvním traktorem v takové podobě, jaké je známe dnes, se stal výrobek ze Škodových závodů v Plzni tzv. Škoda HT 30 (Hospodářský traktor). O rok později to byla Praga AT 25 z Kolbenky Praha. V 30. letech nastupují konstruktéři Wichterle s Kovaříkem a vzniká WIKOV Diesel. [1, 4]

Obr. č. 9 - a) Traktor Excelsior b) Traktor Škoda HT 30 [4]

Po druhé světové válce byly výrobní závody dosti vysílené a poznamenané válkou. Nové výrobky začaly vznikat v brněnské Zbrojovce. Zde už vznikaly traktory pod značkou Zetor. Název Zetor vznikl spojením dvou slov „ZEmědělský“ + „trakTOR“.

V roce 1946 měla značka Zetor své vlastní vývojové a výzkumné středisko. V roce 1957 představil nové nadčasové pojetí v koncepci stavby traktorů tzv. unifikovanou řadu. Důvtip spočívá v tom, že unifikace vede k zúžení nabídky sortimentu náhradních dílů. [1, 4]

Obr. č. 10 - Traktor Zetor 6911 [4]

1.7 Perspektiva do budoucnosti

V současné době je kladen opravdu velký důraz na ekologii. Fosilní paliva se stávají stále více nedostupná, ať z důvodu politických, nebo protože jich začíná být nedostatek. Konstruktéři jsou tlačeni k vývoji stále nových typů pohonů.

Proto vývoj směřuje k zavedení alternativních druhů pohonů s využitím hybridních způsobů nebo zcela plně elektrického pohonu.

Příkladem by se mohl stát traktor od společnosti New Holland NH2, který pohání elektromotor a jako zdroj energie slouží vodíkový článek (vodíkový článek je elektrochemické zařízení, které produkuje elektrický proud a teplo z paliva a kyslíku). Tento koncept by mohl mít pozitivní ohlas z důvodu získávání vodíku přímo na farmách.

Vodík je nejvíce se vyskytujícím prvkem na světě. Nicméně je vždy vázaný na něco jiného. Vodík je všude kolem nás, ale pro jeho využití ho musíme nejdříve oddělit z jeho vazeb. Jednou z výhod vodíku je, že je ho možné vyrobit z různých místních zdrojů jako je např. voda, rostliny, uhlí, zemní plyn a dokonce i řasy. [5]

Obr. č. 11 - a) Traktor NH2 [5] b) Vize traktoru budoucnosti [6]

2 Rozbor konstrukce traktorů

Tato kapitola přibližuje pouze stručnou konstrukci moderních traktorů *(motor, převodná ústrojí, podvozky, kabiny, výbava traktoru)* z důvodu velice obsáhlé problematiky, která by sama o sobě byla bezmála na několik knih.

Dnešní moderní traktory jsou v porovnání s jejich předchůdci velice vyspělé a sofistikované a jejich obsluze umožnují velmi dobrý komfort. [7]

2.1 Motory

Spalovací motor od svého objevení urazil dlouhou cestu a stále je ve velkém zájmu konstruktérů.

V dnešní době musí splňovat rostoucí nároky jak mezinárodních norem, tak i uživatelů, kde je kladen důraz na snížení paliva, ztrátové výkony, tepelné namáhání, opotřebení, náročnost údržby a také v neposlední řadě emisní požadavky. Dále, aby byl motor vhodný do všech modelových řad, se v některých případech stane základní koncepcí výrobního programu. Největší modernizace se objevuje nejčastěji v přípravě palivové směsi a aplikace elektroniky v řízení a ovládání motoru.

V současné době jsou téměř výhradně používány čtyřdobé vznětové motory (výjimku tvoří některé malotraktory). Jsou to pístové motory s vnitřním spalováním (termochemickým), u nichž se mechanická energie přenáší z pístu a ojnice na klikový hřídel. [7]

Obr. č. 12 - Moderní traktorový motor [7]

Požadavky na traktorový motor

Na traktorový motor jsou kladeny kromě obecných požadavků (*Tab. č. 1*) také požadavky speciální, které vychází z podmínek provozu motoru:

- Trvalý provoz při maximálním výkonu.
- Provoz při velkém kolísání zatížení (výkonnostní regulátor).
- Vysoké převýšení točivého momentu motoru.
- Práce motoru v širokém rozmezí otáček s konstantním výkonem.
- Nízká spotřeba paliva v provozní oblasti motoru.
- Motor musí plnit předpisy EHK a směrnic ES/EHS a jejich aplikace na kategorie vozidel T podle požadavků zákonů a vyhlášek.
    - Kouřivost vznětových motorů.
    - Regulátor otáček.
- Hladina vnějšího hluku traktorů.
- Možnost automatické regulace výkonu v závislosti na provozních parametrech traktoru.
- Startovatelnost při nízkých teplotách.
- Vysoká spolehlivost.
- Snadná a rychlá diagnostika poruch.

- Dlouhé servisní intervaly.
- Vysoká životnost motoru. [7]

Tab. č. 1 - Obecné požadavky na spalovací motor podle různých hledisek [7]

Legislativa	Zákazník	Výrobce
výfukové emise	spotřeba paliva	nenáročnost výroby
spotřeba paliva a emise CO_2	životnost	kvalita
hluk	výkon	výrobní náklady
recyklovatelnost	spolehlivost	zisk
bezpečnost	údržba	trh a konkurence
	cena	sériovost výroby

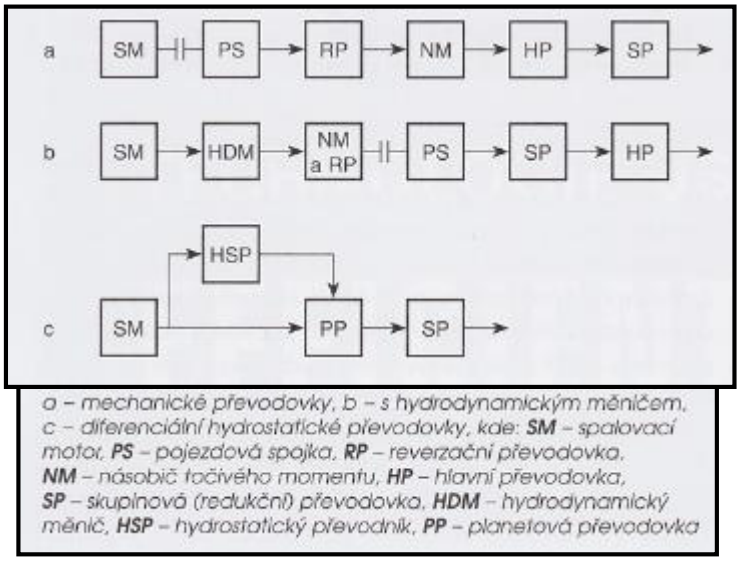
2.2 Převodná ústrojí

Pod výrazem převodná ústrojí se dají chápat všechna ústrojí spojující motor s koly a vývodovým hřídelem.

Dnešní převodná ustrojí lze zařadit mezi automatizované systémy komunikující přes CAN-BUS sběrnici a ostatními uzly. Ústrojí jsou buď spojeny do celku, nebo uloženy samostatně do rámu a ovládány mechanicky nebo elektrohydraulicky. Dnes se už používají automatické řadící systémy, které ulehčují obsluhu a také splňují požadavky na optimalizaci od výrobce. Dle způsobu přenosu točivého momentu lze rozdělit převodná ústrojí:

- Krátkodobé přerušení točivého momentu (spojka).
- Stálé spojení (kloubové a spojovací hřídele).
- Změnu velikosti a smyslu točivého momentu (převodovky).
- Rozdělení hnacího momentu na levé a pravé kolo (rozvodovka a diferenciál).
- Zvýšení převodového poměru na hnaném kole (koncové převody).

Převodná ústrojí umístěná mezi koly a motorem nelze popsat univerzálním schématem, ale určitou schodu lze nalézt u traktorů stejných výkonových tříd. [7]



Obr. č. 13 - Blokové schéma [7]

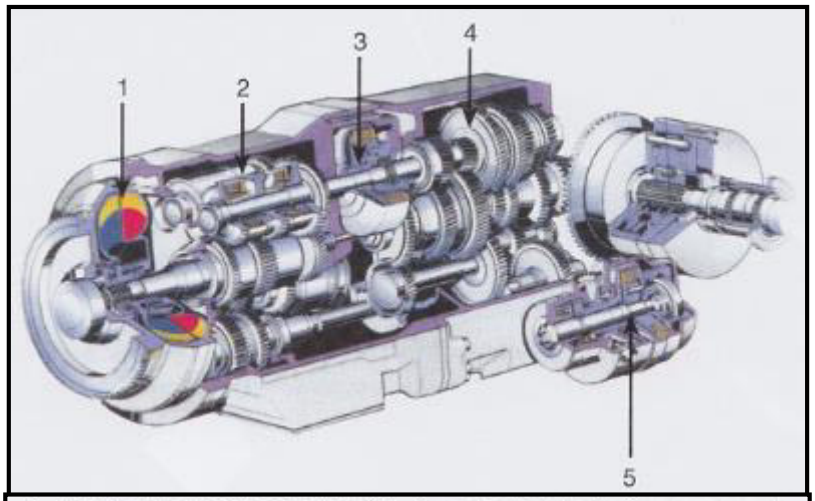
Mechanické převody

Mechanické převody jsou stále nejrozšířenější. Jejich výhoda je ve vysoké účinnosti, provozní spolehlivosti a dobré ceně. Naopak jejich nevýhoda je omezení využití výkonu motoru. [7]

Obr. č. 14 - Převodovka 16/4 u traktoru Steiger [7]

Hydrodynamické převodovky

Největší rozvoj nastal v 80. a 90. letech 20. století, z důvodu rostoucího stupně převodů při zatížení, kdy nebyl tolik závislý na řídicí elektronice. Výhodou je plynulý rozjezd a možnost zvýšení točivého momentu se zvyšujícím se zatížením. [7]

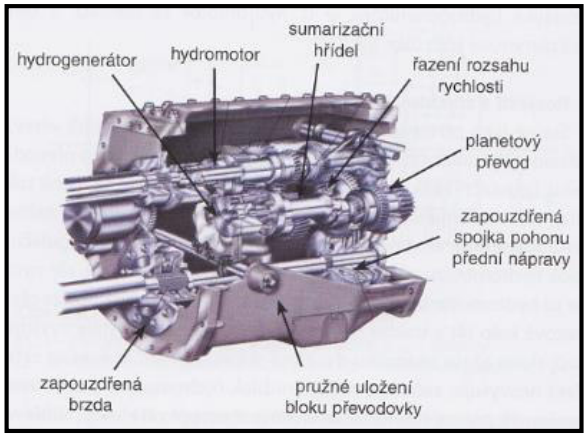


1 – hydrodynamická spojka (a), 2 – násobič točivého momentu a reverzační převod (b), 3 – hlavní pojezdová spojka (c), 4 – skupinová a hlavní převodovka (d, e), 5 – pohon přední nápravy, S_{1-6} – lamelové spojky

Obr. č. 15 - Schéma převodovky Tubomatik 44/44 [7]

Hydromechanické převodovky

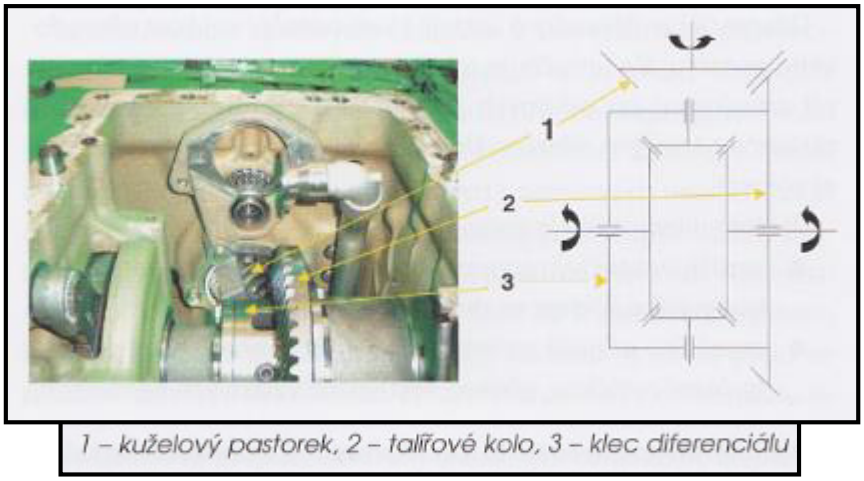
Převodovka disponuje ideálním rozložením hnací síly v závislosti na rychlosti. Když spojíme tuto skutečnost s elektronickým řízením, vznikne možnost plynulého rozjezdu a dva regulační parametry tzn. otáčky motoru a pojezdová rychlost. Mají svou historii až do roku 1942. [7]



Obr. č. 16 - Převodovka Vario [7]

Rozvodovka

Rozvodovka se skládá ze stálého převodu a diferenciálu. [7]



Obr. č. 17 - Schéma stálého převodu a diferenciálu [7]

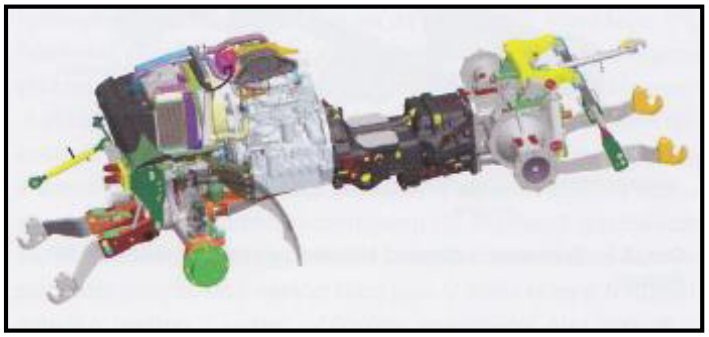
2.3 Podvozky

Podvozek je nedílnou součástí každého stroje. V základě rozeznáváme 3 druhy konstrukcí:

- Bezrámová konstrukce.
- Polorámová konstrukce.
- Rámová konstrukce. [7]

Bezrámová konstrukce

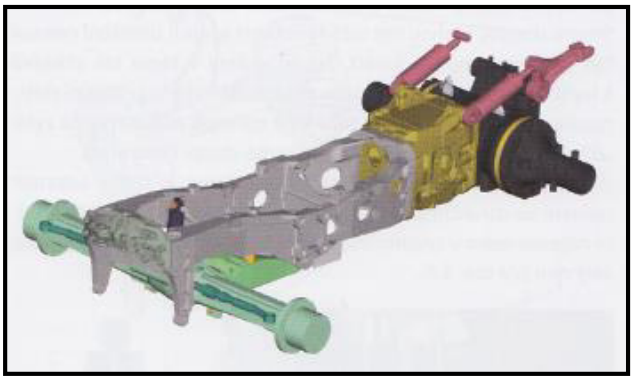
Zde jsou jednotlivé části (jako je motor, převodovka) spojeny v jeden celek a tím tvoří nosnou konstrukci traktoru. Vzhledem k tomu musí být jednotlivé části dosti předimenzovány, protože musí odolávat velkému mechanickému namáhání při pohybu na nerovném podkladu. Z toho plyne i nevýhoda veliké hmotnosti a její nepříliš šikovné rozdělení. [7]



Obr. č. 18 - Bezrámová konstrukce [7]

Polorámová konstrukce

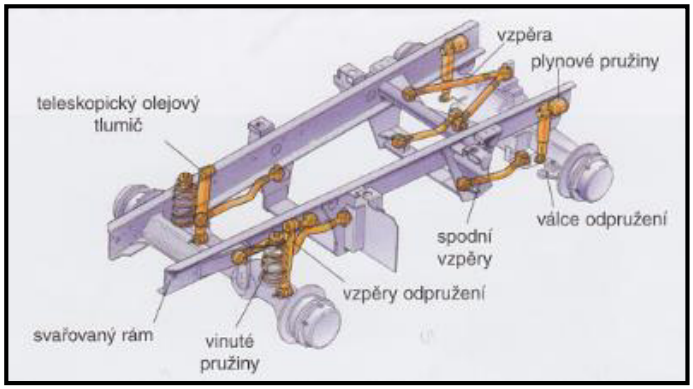
Zde nemusí skříň motoru a převodovka plnit nosnou funkci (protože jsou na částečném rámu). Rám je přidělán k zadní nápravě s rozvodovkou. Důležité je to, že umístění v rámu umožňuje vhodné rozložení hmotnosti a tím ovlivnit trakční schopnosti traktoru. [7]



Obr. č. 19 - Polorámová konstrukce [7]

Rámová konstrukce

Strojní skupiny (převodovka, skříň motoru) mohou mít výrazně nižší hmotnost, protože nejsou závislé na plnění nosné funkce. Z toho vyplývá lepší rozložení hmotností a tedy i zvýšení trakční schopnosti traktoru. Zvýšila se i pracovní rychlost, proto je snaha odpružit některé části jako je například kabina. [7]



Obr. č. 20 - Rámová konstrukce systém Fastrac [7]

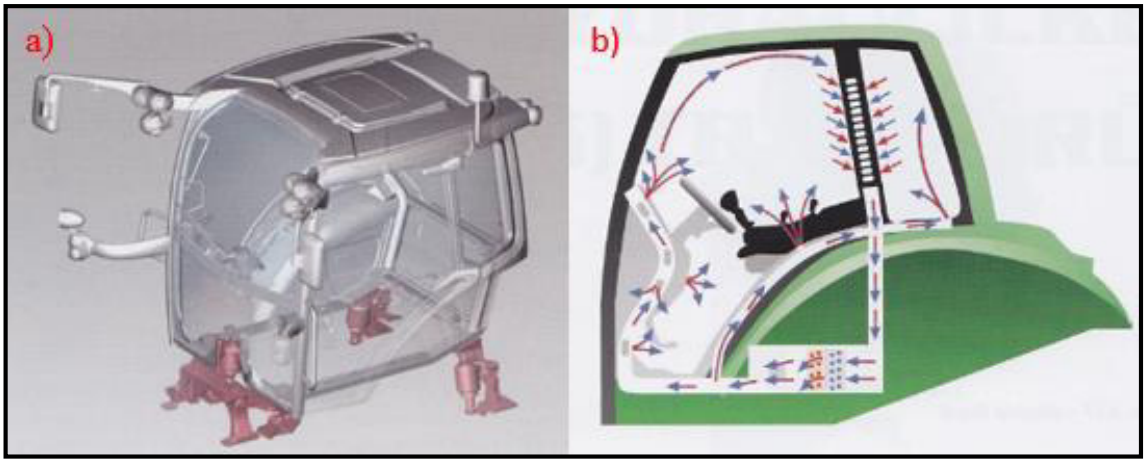
2.4 Kabiny

Kabiny dnešního typu traktoru se nedají ani zdaleka srovnávat s kabinami prvních traktorů. Výkonost vozidel je do značné míry ovlivněno obsluhou strojů. Kabiny moderních vozidel jsou vybaveny výkonnou klimatizací, pneumatickými sedačkami a dalšími prvky, které usnadňují obsluhu a zvyšují jízdní komfort. [7]

Obr. č. 21 - Komfortní kabina [8]

Velikým problémem při práci s traktorem jsou vibrace. Ty vznikají od provozu motoru a také pohybu po nezpevněných a ne příliš rovných plochách. Akustické a i mechanické vibrace dobře procházejí lidskou lebkou. Prokázalo se, že nejvíce jsou vibracemi zasaženy ze smyslových orgánů sluch a zrak a mají negativní vliv na psychickou stránku obsluhy. Povolené hladiny hluku dle směrnice EHK/ES (74/151 hladina vnějšího hluku) nesmí překročit v denní pětihodinové expoziční době N 85. Při překročení se musí expoziční doba zkrátit. Pro schválení ES typu, který se týká hladiny akustického tlaku, musí být splněn limit 90 dB.

Dalším problémem byla prašnost a teplota v kabině. Dnes se nedílnou součástí moderních traktorů stala klimatizace, která umožnuje nastavení optimální teploty. Nasávaný vzduch je nejdříve zbaven nečistot a poté se za pomoci výparníků odvede teplo. [7]



Obr. č. 22 - a) Uložení kabiny b) Proudění vzduchu v kabině [7]

2.5 Výbava traktoru

Výbavu traktoru lze členit do dvou základních soustav (*elektrohydraulické systémy, elektrické a elektronické vybavení*)

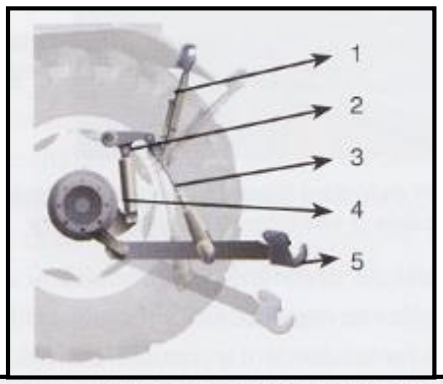
Elektrohydraulické systémy

Potřeba větší efektivnosti, výkonnosti a automatizace vede ke změně v konstrukci, která sebou přináší zavádění elektrohydraulických systémů (EHS) pro traktor. Hydraulické systémy u traktoru nižších výkonových tříd pracují v koordinaci s mechanickou vazbou. Traktory vyšších tříd jsou vybaveny EHS. Tyto systémy jsou dnes nejrozšířenější pro ovládání tříbodového závěsu a vnější hydrauliky. V hydraulice se běžně používají regulační pístové hydrogenerátory, které dosahují průtoku 150 l/min. a při maximálním zatížení je tlak 22 MPa (u nejvyšších tříd traktoru může být i vyšší). Hydraulické systémy můžeme rozdělit na vnitřní a vnější. [7]

Vnitřní:

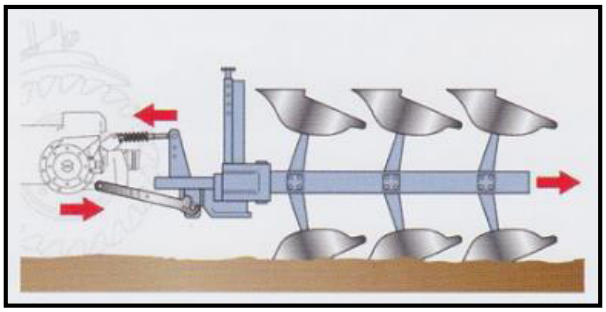
Vnitřní slouží k ovládání tříbodového závěsu a je označován za regulační hydrauliku. S tímto nápadem přišla v roce 1920 firma Massey Ferguson. Dnešní výbava tříbodového závěsu neplní jenom funkci zvedání a spouštění přípojných zařízení, ale reguluje i pracovní činnost těchto strojů. Převážná většina traktorů je vybavena regulačními systémy:

- Polohovým - regulace na konstantní polohu.
- Silovým - regulace na konstantní sílu.
- Smíšený - kombinace dvou předchozích. [7]



1 – horní táhlo, 2 – ramena zvedacího ústrojí, 3 – zvedací táhla, 4 – přímočarý hydromotor (zvedací válec), 5 – dolní táhla

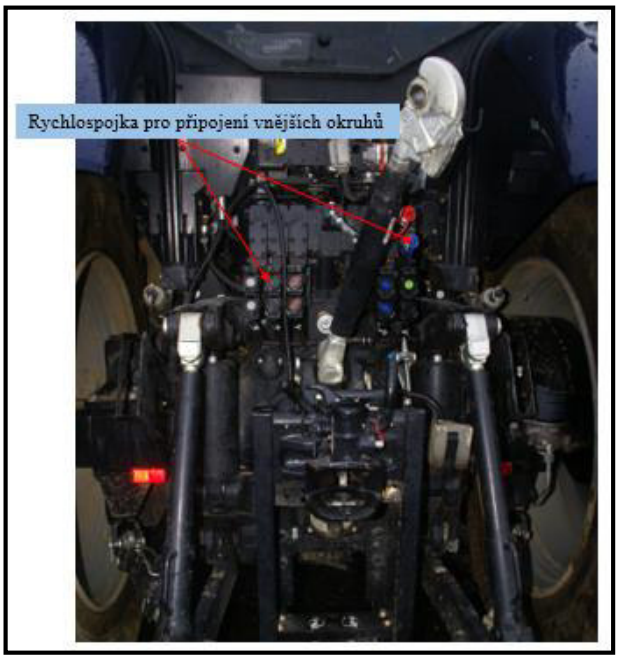
Obr. č. 23 - Tříbodový závěs traktoru [7]



Obr. č. 24 - Schéma sil tříbodového závěsu [7]

Vnější:

Vnější okruh byl zkonstruován za účelem pohonu hydraulických motorů, které se nacházejí na přípojných zařízeních u traktoru. Jde například o přímočaré motory (hydraulických válců) a rotační hydraulické motory. V základním vybavení bývají tři samostatné okruhy hydrauliky, samozřejmě jich může být i více. [7]



Obr. č. 25 - Vývod pro připojení vnější hydrauliky [vlastní]

Elektrické a elektronické vybavení

Moderní trend je spojen s rostoucím stupněm diagnostických, regulačních nebo naváděcích zásahů prováděných za pomocí elektroniky se zpětnou vazbou. Ať už jde o různé senzory, elektronické řídící jednotky nebo komunikační sítě traktorů (CAN-Bus). [7]

Řídící jednotka:

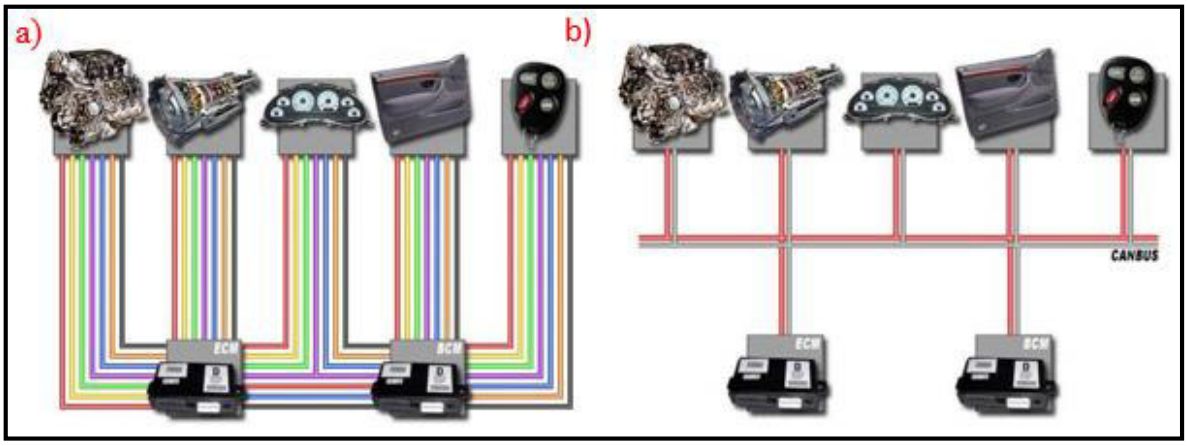
Často bývá členěna na tři primární části:

- Vstupní obvody pro senzor, stavové členy a komunikační rozhraní.
- Vlastní procesorová část obsahující algoritmy regulace.
- Výstupní obvody pro akční členy (aktuátory), zobrazení a komunikační rozhraní. [7]

Obr. č. 26 - Elektronická řídící jednotka [9]

Can - Bus:

Historie sahá až do roku 1983, kdy společnost BOSH začala s vývojem. Z důvodu, že množství elektroniky řízených komponentů se zvyšuje, dochází ke zvýšení počtu výstupních veličin. Často je potřeba jednu stejnou informaci zajistit pro různé řídící jednotky a použití dvou snímačů je neekonomické, značně složité a naráží na úskalí spolehlivosti. [7, 10]



Obr. č. 27 - a) Kabeláž bez CAN - Bus b) Kabeláž s CAN - Bus [10]

3 Rozdělení traktorů dle české legislativy

V České republice se kategorie vozidel řídí zákonem č. 56/2001 Sb., o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Některá upřesnění obsahuje vyhláška č. 341/2014 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel

na pozemních komunikacích. V našem případě je traktor určen jako motorové vozidlo patřící do kategorie T, C.

KATEGORIE T

Traktorem je motorové kolové nebo pásové zemědělské nebo lesnické vozidlo s nejméně dvěma nápravami a s maximální konstrukční rychlostí vyšší než 6 km/h. Je speciálně konstruováno, a jeho hlavní funkcí je vyvíjet tažnou sílu k tažení, tlačení, nesení a k pohonu určitých výměnných zařízení konstruovaných k vykonávání zemědělských nebo lesnických prací a dále k tažení přípojných vozidel.

Může být přizpůsobeno k tomu, aby při zemědělských nebo lesnických pracích neslo náklad nebo může být vybaveno sedadly pro spolujezdce.

- Kategorie T1: kolové traktory, mající minimální rozchod kol větší než 1150 mm, s hmotností větší než 600 kg a se světlou výškou menší než 1000 mm.
- Kategorie T2: minimální rozchod menší než 1150 mm, hmotnost vyšší než 600 kg, světlá výška menší než 600 mm (s eventualitou omezení rychlosti na 30 km/h při posouzení těžiště podle ČSN ISO 789-6).
- Kategorie T3: kolové traktory s hmotností v provozním stavu menší než 600 kg.
- Kategorie T4: kolové traktory pro zvláštní účely podle definice níže:
  - Kategorie T4.1: světlá výška větší než 1000 mm (s eventualitou omezení rychlosti na 30 km/h při posouzení těžiště podle ČSN ISO 789-6).
  - Kategorie T4.2: zvláště široké traktory.
  - Kategorie T4.3: traktory s nízkou světlou výškou.
- Kategorie T5: kolové traktory s maximální konstrukční rychlostí vyšší než 40 km/h.

KATEGORIE C

Pásové traktory jsou poháněny a řízeny nekonečnými pásy a jejich kategorie C1 až C5 jsou definovány analogicky ke kategoriím T1 až T5. [11]

4 Jízdní dynamika traktoru

Na každé těleso, které se pohybuje za pomoci jednoho nebo více zdrojů hnacích sil, působí také síly proti tomuto pohybu. Zpravidla bývá hlavním činitelem pohybu spalovací motor, který musí překonat negativní síly vůči zamýšlenému pohybu.

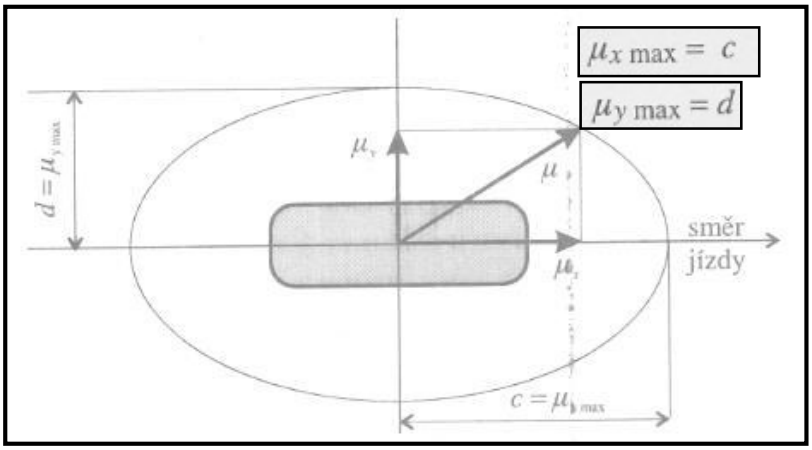
Na samotný traktor působí vždy síla tíhová, kterou uvažujeme v těžišti stroje. Při pohybu traktoru ve směrovém oblouku na stroj působí ještě síla odstředivá, která vyvozuje klopný moment a má za následek odlehčení vnitřních kol a přitížení vnějších kol.

Je zapotřebí všechny vlivy, které působí na pohyb dobře znát, pokud chceme posuzovat chovaní traktoru [12, 13]

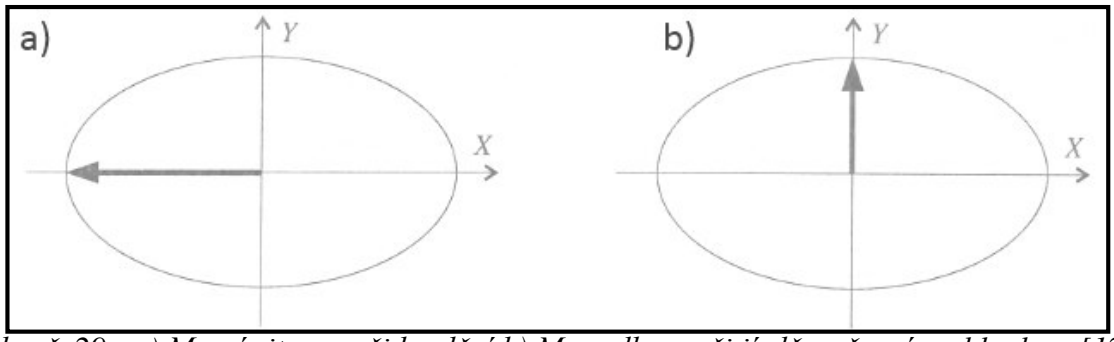
4.1 Síla adhezní

Adhezní síla je využívána v podélném směru na rozjezd a brzdění, ve směru kolmém pak na boční vedení kola. Její rozdělení na podélnou a příčnou složku definuje tzv. *adhezní elipsa, Obr. č. 28.* Ta určuje maximální využitelnou součtovou adhezi v těchto směrech.

Brzdění na mezi adheze na *Obr. č. 29 a),* kdy vektorovým součtem nezbývá adheze v příčném směru na brzdění. Jízda zatáčkou na mezi adheze na *Obr. 29 b).* Zde nezbývá adheze vektorovým součtem v podélném směru na eventuální brzdění. [12]



Obr. č. 28 - Adhezní elipsa [12]



Obr. č. 29 - a) Mezní situace při brzdění b) Mez adheze při jízdě směrovým obloukem [12]

4.2 Jízdní odpory

Jízdními odpory se rozumí síly, které negativně ovlivňují traktory v pohybu. Část jízdních odporů, jako jsou odpor valivý a vzdušný působí vždy při pohybu traktoru. Při

akceleraci vzniká odpor zrychlení a pohybuje-li se vozidlo do svahu, jde o odpor stoupání (vztah 1). Zapojením přívěsu za traktor lze hovořit o odporu přívěsu. [12, 13, 14]

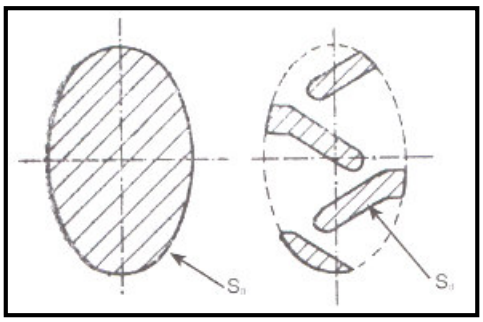
$$F_k = O_f + O_v + O_s + O_z \qquad [N] \qquad (1)$$

Odpor valivý (O_f)

Tento odpor vzniká při deformaci pneumatiky a vozovky. Kontaktní místo pneumatiky a povrchu se nazývá stopa. Stopa je dána výstupkem dezénu pneumatiky a přijde do styku s podložkou, viz *Obr. 30*.

Pakliže je vozovka tuhá (tedy nedeformuje se nebo velice málo), dochází pouze k deformaci pneumatiky. Mezi nejdůležitější vlivy patří deformace a rychlost kola. Součinitel valivého odporu závisí zvláště na pojížděném povrchu (vztah 2). [12, 13]

$$O_f = f * \Sigma Z_{ki} = f * \cos \alpha \qquad [N] \qquad (2)$$



Obr. č. 30 - Dosedací plocha pneumatiky (stopa) [7]

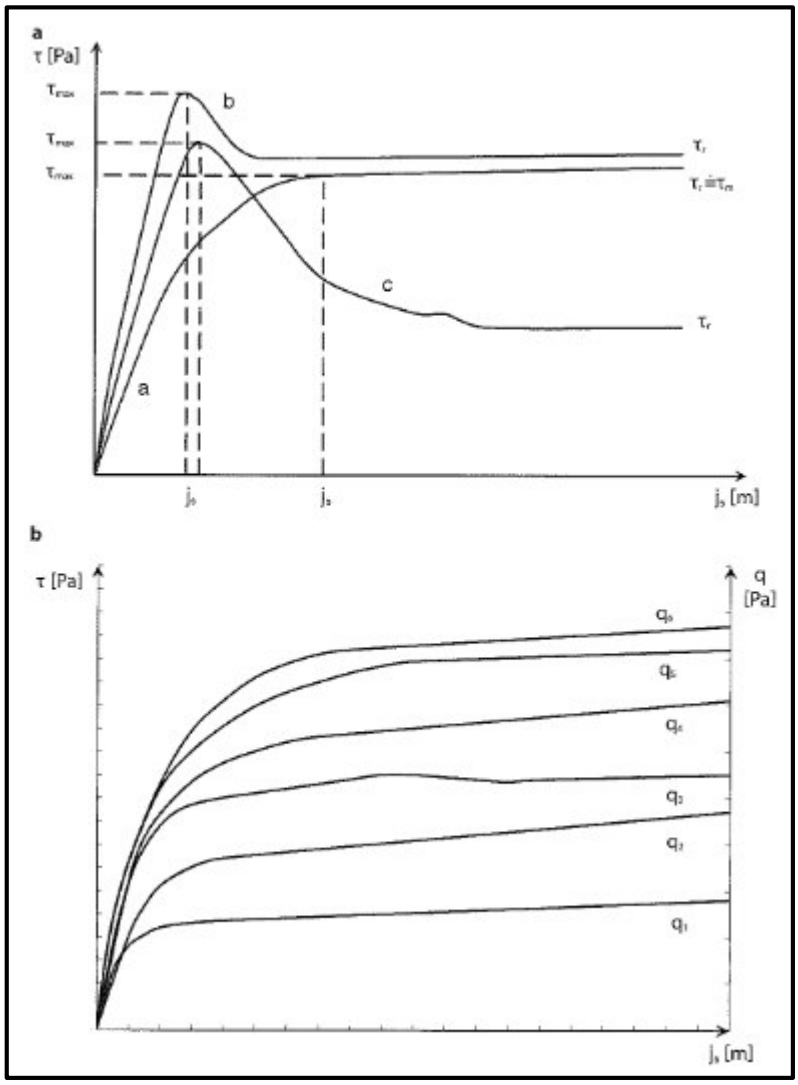
Tab. č. 2 - Hodnota součinitele odporu valení na různém povrchu [7]

Druh a stav podložky	Součinitel odporu valení [f]	
	Kolový podvozek	Pásový podvozek
Asfalt	0,018 - 0,02	-
Suchá polní cesta	0,03 - 0,05	0,05 - 0,07
Strniště	0,10 - 0,12	0,07 - 0,08
Poorané pole	0,12 - 0,18	0,08 - 0,12
Posečená louka	0,08 - 0,10	0,08

U traktorů se uvažuje pohyb ve vetší míře po nezpevněných plochách, tedy zeminách a půdách. Kde půda se v mechanice zemin rozumí hmota přirozeně uložená, kdežto zemina je část půdy odebrané, nebo rozrušené nářadím. Půda je po stránce smykových vlastností definována soudržností (kohezí) c, úhlem vnitřního tření φ a průběhem poměrů $\tau:\tau_{max}$ jako funkce posuvu půd j_s. Maximální smykové napětí získáme ze vzorce (vztah 3).

$$\tau_{max} = c + q * tg\ \varphi \qquad [Pa] \qquad (3)$$

Hodnoty c a φ jsou závislé na měrné hmotnosti a vlhkosti půdy. Nejvyšší koheze je u jílovité půdy viz *Tab. č. 3.* [7]



Obr. č. 31 - Závislost smykového napětí na posuvu zeminy a) Na různých půdách b) Na jednom druhu půdy při různých tlacích [7]

Z *Obr. č. 31* je patrné, že při dosažení smykové pevnosti nastane pokles smykového napětí, který se s dalším zvětšováním posuvů již nemění. [7]

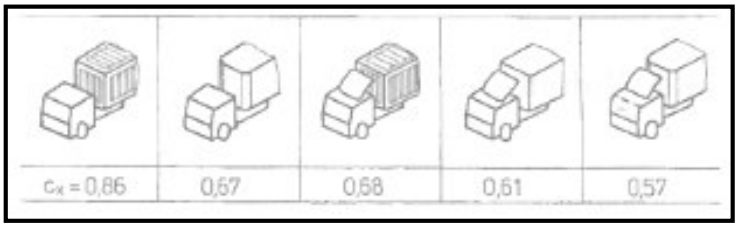
Tab. č. 3 - Hodnoty v závislosti na koheze a úhlu vnitřního tření [7]

Druh půdy	Koheze c [kPa]	Úhel vnitřního tření φ [°]
Jílovitá	60 - 100	20 - 25
Jílovitohlinitá	40 - 60	25 - 28
Hlinitá	25 - 40	28 - 32
Písčitohlinitá	10 - 25	32 - 35
Písčitá	0 - 10	34 - 36

Odpor vzduchu (O_v)

Je-li vozidlo v pohybu, proudí okolo něho v horní části karoserie volně vzduch, leč v dolní části se musí protlačit mezi vozovkou a spodní částí vozidla. Tím se nad vozidlem vyvíjí veliký podtlak a pod ním zase mírný, to způsobuje víření (vztah 4). [12, 13]

$$O_v = (c_x * \rho * S_x * v_r^2) * 0{,}5 \qquad [N] \qquad (4)$$

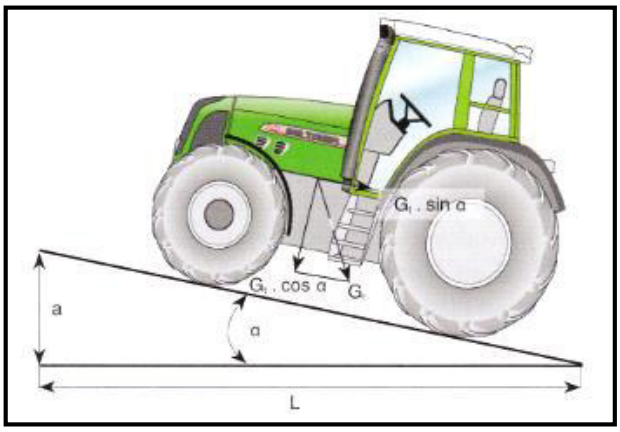


Obr. č. 32 - Vliv tvaru na součinitel vzdušného odporu [14]

Odpor stoupání (O_s)

Odpor stoupání je závislý na složce tíhy vozidla a úhlem s vodorovným povrchem. Úhel stoupání se znaménkem plus značí jízdu do kopce a mínus z kopce (vztah 5). [12, 13]

$$O_s = \pm G * \sin \alpha \qquad [N] \qquad (5)$$



Obr. č. 33 - Síla odporu stoupání [7]

Odpor zrychlení (O_z)

Odpor zrychlení vyvolává setrvačná síla, která vzniká při akceleraci vozidla opačným směrem. Samotný odpor se vypočítá součtem odpor zrychlení posuvné části o hmotnosti a odpor zrychlení otáčejících se části (vztah 6). [12, 13]

$$Oz = O_{zp} + O_{zr} \qquad [N] \qquad (6)$$

$$O_{zp} = m * a,\ O_{zv} = M_r/r_d \qquad [N] \qquad (7)$$

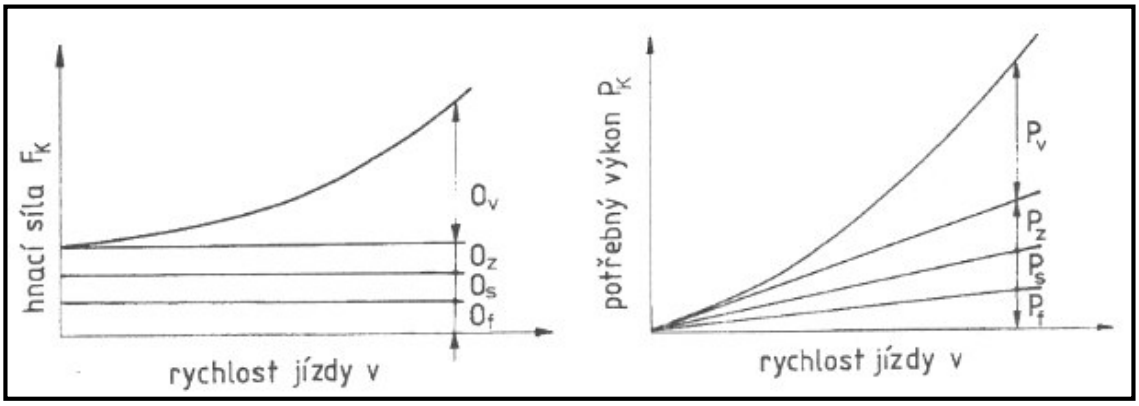
Odpor přívěsu (O_p)

Odpor přívěsu je opět součet sil, které musí tažné vozidlo vyvinout, aby překonalo jízdní odpory přívěsu. Odpor vzduchu se neurčuje samostatně pro přípojné vozidlo ale pro celou jízdní soustavu. [12]

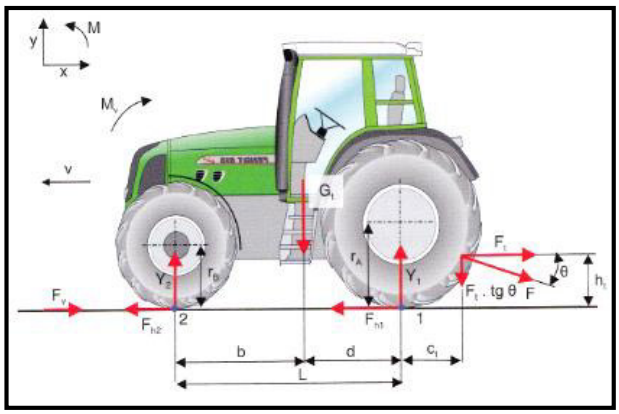
Celkový jízdní odpor

Sečtením jednotlivých jízdních odporů (vztah 1) je dán celkový jízdní odpor, který musíme překonat. Výkon přiváděný na kola při požadované rychlosti a překonáním celkových odporů se spočítá (vztah 8). Závislost rychlosti na jízdních odporech a potřebné hnací síly je patrný na *Obr. č. 34.* [12, 13, 14]

$$P_k = F_k * v \qquad [N] \qquad (8)$$



Obr. č. 34 - Závislost hnací síly F_k a výkonu P_k na rychlosti [12]



Obr. č. 35 - Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru, jízdou konstantní rychlostí (odpor vzduchu se zanedbává) [7]

4.3 Brzdění

Brzdění je stav, při kterém řidič traktoru snižuje rychlost tak, že se pomocí brzdné soustavy (především vzducho-tlaké) snaží přemáhat setrvační pohyb stroje a dosáhnout zvolnění nebo úplného zastavení (případně zabránit nežádoucímu rozjetí).

Rozeznáváme podle účelu čtyři druhy brzdění:

provozní, nouzové, parkovací, odlehčovací

Provozní brzdění

Při použití této brzdy musí být umožněno ovládání vozidla při všech možných zatíženích, rychlostech a na všech eventuálních svazích. Vliv provozní brzdy musí působit na všechny kola (výjimku tvoří výkonově slabší stroje, kde brzdí pouze zadní hnací náprava) a být regulovatelný. Provozní brzda musí být řidičem dobře ovladatelná. [12, 14]

Nouzové brzdění

Nouzová brzda je zkonstruována za účelem zastavení vozidla v případě poškození provozní brzdy. Takto může sloužit i jeden okruh z více okruhových soustav provozních brzd, nebo tak i parkovací brzda. Při použití nouzového brzdění musí brzdit alespoň jedno kolo na každé straně vozidla. [12, 14]

Parkovací brzdění

Parkovací brzda plní funkci proti samovolnému pohybu vozidla především na svahu (i při nepřítomnosti řidiče). Ovládání bývá většinou mechanické. [12, 14]

Odlehčovací brzdění

Slouží k omezení rychlosti nebo její udržení při jízdě ze svahu. Jak už napovídá název, umožnuje odlehčit provozní brzdě při sjíždění dlouhých svahů. Při používání nedochází z pravidla ke tření, tudíž není opotřebováno brzdné ústrojí. Asi nejpoužívanějším typem odlehčovací brzdy je tzv. motorová brzda. Ta uzavře přívod paliva a také výfukové potrubí. [12, 14]

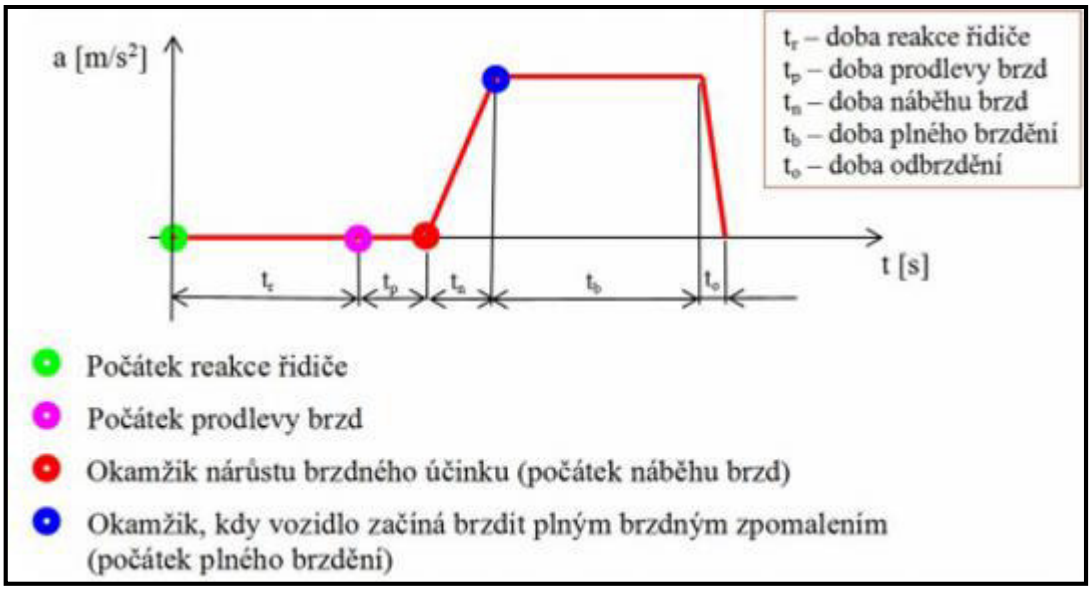
4.3.1 Průběh brzdění

Samotné brzdění vozidla podstupuje několik fází, viz *Obr. č. 36*. Od zaregistrování překážky po vyvození síly na brzdový pedál uplyne tzv. reakční doba t_r, což je doba reakce řidiče na překážku a čas potřebný na přeložení nohy z akceleračního pedálu na brzdový.

Další fázi nazýváme prodleva brzd t_p. Jde o dobu, kdy řidič začne působit na brzdový pedál a momentem projevu následného účinku. Zde je zahrnuta prodleva mezi překonáním různých vůlí v kloubech, ložiscích a dále dosednutí brzdového obložení na třecí plochu brzd.

Následnou fází je doba náběhu brzd t_n. Je to čas od okamžiku projevení brzdného účinku po moment dosažení maximálního účinku brzdění.

Doba, kdy brzdění dosahuje svého plného účinku, se nazývá doba plného brzdění t_b. Pakliže vůz nezpomaluje až do svého zastavení, nastane z důvodu hystereze brzdné soustavy ještě doba odbrzdění t_o. [12, 15]



Obr. č. 36 - Závislost zpomalení na čase před zastavením vozidla [15]

Brzdné síly

Začne-li vozidlo brzdit, je zrychlení záporné, tudíž i obvodové síly na kolech jsou se záporným znaménkem. Obvodové síly na kolech označíme jako brzdné síly.

Působí-li ve stopě mimo obvodové síly ještě boční síla, nesmí překročit jejich součet určitou hodnotu, aby nedošlo ke smyku. Tato hodnota závisí na přilnavosti (předpokládáme, že přilnavost je v podélném směru stejná jako v příčném).

Z pohledu směrové stability, je rozumné správně zvolit rozdělování brzdných sil na nápravy. Je nežádoucí přebrzdit zadní nápravu, protože blokující zadní kola mohou způsobit rotaci kolem svislé osy, která je pro standartního řidiče těžko zvládnutelná.

Maximální brzdné síly, které se dají přenést na vozovku, jsou tzv. **ideálními brzdnými silami.** [12, 14]

4.3.2 Legislativní požadavky na brzdění traktoru

Traktory musí splnit směrnici Evropského parlamentu a rady o brzdových zařízeních kolových zemědělských a lesnických traktorů. Jde o směrnice 76/432/EHS a 96/63/ES. Směrnice je závazná pro všechny členy Evropské unie. Směrnice se zabývá konstrukčními podmínkami, které musí stroj splňovat, aby byl schválen pro provoz na pozemních komunikacích. Směrnice se zabývá požadavky na konstrukci a montáž a podmínky zkoušky brzdného systému. [16]

- ZKOUŠKA TYPU 0

Teplota naměřená na kotouči nebo na vnějšku bubnu musí být nižší než 100 °C. U úplně zakrytých brzd, včetně brzd ponořených v oleji, musí být teplota na vnějšku krytu nižší než 50 °C. Brzdy musí být mimo činnost po dobu minimálně jedné hodiny. Zkoušený povrch musí být vodorovný. [16]

- ZKOUŠKA TYPU I

Zkouška funguje tak, že se při naloženém traktoru pohlcuje v brzdách tatáž energie, jaká vzniká za stejnou dobu u naloženého traktoru udržovaného na ustálené rychlosti 80 ± 5 % rychlostí stanovené pro zkoušky typu 0 na klesání 10 % na vzdálenosti 1 km, s odpojeným motorem. [16]

Účinky brzdových systémů

Za podmínek zkoušky 0 musí traktor dosáhnout minimálně brzdné dráhy (vztah 9). Systém provozního brzdění musí po zkoušce I dosahovat 75 % předepsaného účinku a minimálně 60 % účinku zaznamenaného při zkoušce typu 0. [16]

$$S_{max} \leq 0{,}15 * v + \frac{v^2}{116} \qquad [m] \qquad (9)$$

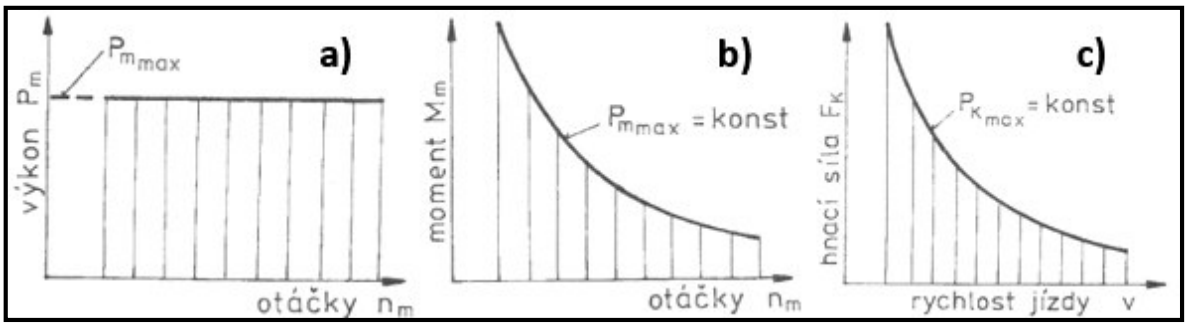
4.4 Hnací ústrojí

Pokud známe všechny jízdní odpory, dokážeme tím pádem zjistit potřebné síly a momenty k jejich následnému překonání. Také je zapotřebí zjistit, jaké výkony a momenty máme k dispozici. Za tímto účelem je potřeba znát rychlostní charakteristiky motoru a také porozumět spolupráci převodového ústrojí s motorem. [13, 15]

Ideální charakteristika hnacího motoru

Výkon P_m je přímo závislý na otáčkách motoru n_m. Ideální průběh výkonu u motoru by nastal, kdyby výkon motoru, byl konstantní v celém rozsahu otáček ($P_m = P_{m\ max}$) viz *Obr. č. 37 a).* V takovém případě by v závislosti s poklesem otáček začal vzrůstat točivý moment motoru dle hyperbolické závislosti viz. *Obr. č. 37 b).*

Tzv. ideální hyperbolu hnací síly *Obr. č. 37 c)* můžeme nakreslit, protože hnací síla na kolech je přímo úměrná jak točivému momentu a rychlosti, tak i otáčkám motoru. Hnací síla F_k, kterou můžeme převádět na kola vozidla, je limitována přilnavostí k povrchu. [12, 14]



Obr. č. 37 - Ideální charakteristika a) Výkonu b) Točivého momentu c) Hnací síly [12]

Meze přilnavosti, skluz a prokluz

Obvodová síla, která je maximálně přenositelná mezi kola a povrch je určena z experimentálních výsledků (vztah 10), kde μ_v je tzv. součinitel valivé přilnavosti kola v podélném směru.

$$H_{Kmax} = \mu_v * Z_k \quad [N] \quad (10)$$

Přesáhne-li hnací moment kola M_k určitou mez, pak dochází ve stopě pneumatiky k prokluzování.

Abychom zajistili co nejideálnější přenos sil mezi kolem a povrchem, musíme zajistit, aby přiváděné síly nepřekročily prokluzování, popřípadě blokování kol.

Maximální hnací síla

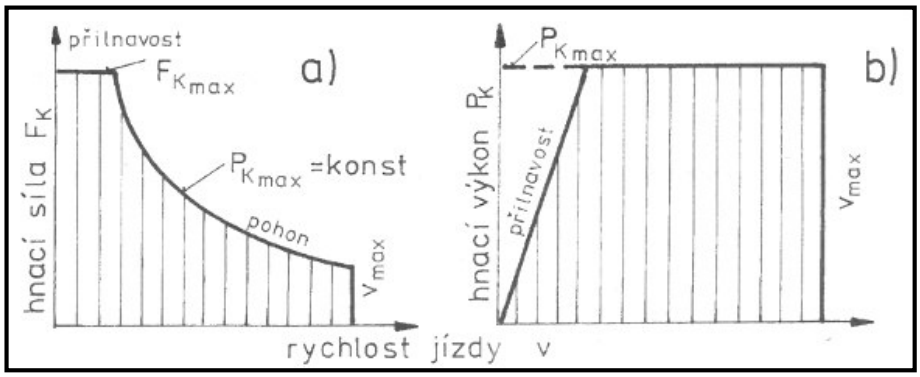
$$F_{kmax} = \mu_v \Sigma Z_{Ki} = \mu_v * G * \cos \alpha \quad [N] \quad (11)$$

Maximální točivý moment

$$M_{kmax} = \mu_v * F_{Kmax} * r_d \quad [N*m] \quad (12)$$

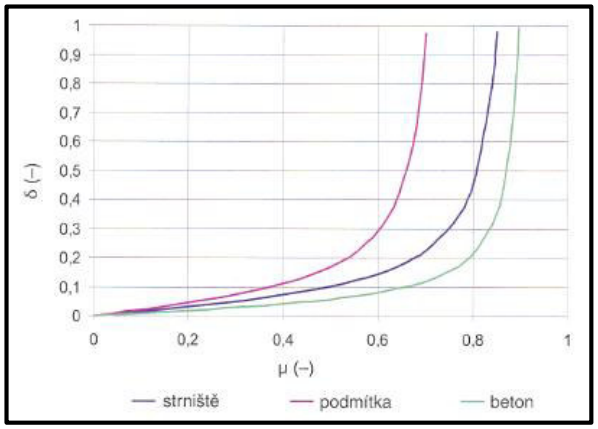
Maximálně využitelný hnací výkon

$$P_{Kmax} = F_{Kmax} \approx M_{Kmax} * v \quad [W] \quad (13)$$



Obr. č. 38 - Ideální rychlostní charakteristika pohonu omezená přilnavostí, maximálním výkonem a rychlostí a) Pro hnací sílu b) Pro hnací výkon [12]

Mez hnacího motoru nepředstavuje přilnavost vozovky, ale pouze vyjadřuje poměry mezi nimi. Meze M_{kmax} a P_{Kmax} nemá smysl překračovat, nýbrž dochází k prokluzování kol. [12, 14]



Obr. č. 39 - Průběhy standardních prokluzů kol traktoru na různých podložkách [7]

4.5 Řiditelnost a stabilita

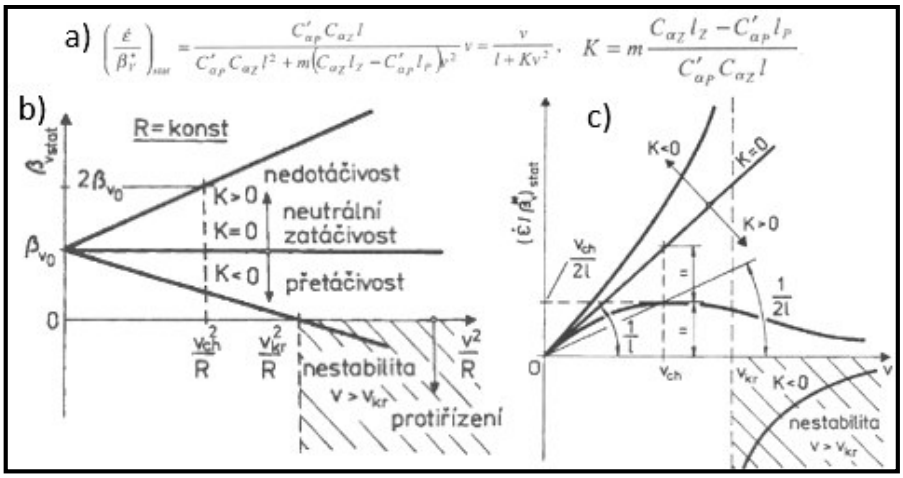
Při změně polohy volantu při stálé rychlosti pohybu zjišťujeme odezvy vozidla, což nazýváme *řiditelnost automobilu*. Natočením volantu o určitou hodnotu odpovídá úhlové rychlosti otáčením vozidla kolem svislé osy ε, tzv. stáčivá rychlost. Pokud je vozidlo řízeno fyzickou osobou (řidičem), lze tento fakt nazvat tzv. subjektivní řiditelností. Jestliže vyloučíme všechny vlivy způsobené řidičem, lze pak hovořit o tzv. objektivní řiditelnosti, tu lze charakterizovat ustálenými (statickými) a neustálenými (dynamickými) odezvami. [12, 14]

Statická řiditelnost

Statická řiditelnost vozidla je dána charakteristickými odezvami vozidlového systému na určité natočení volantu při stabilizované jízdě po kruhové dráze. Vozidlo se pohybuje po oblouku s konstantním poloměrem *R*. Pokud, se zvýší hodnota rychlosti jízdy, změní se dostředivé zrychlení těžiště.

Z rovnic pro stabilizovanou jízdu v kruhu při konstantní rychlosti, získáme statický zisk stáčivé rychlosti (jde o poměr úhlu natočení volantu a statické odezvy) viz *Obr. č. 40*.

V podstatě na faktoru stability *K* rozhodneme, o jaký typ vozidla se jedná. [12]



K = 0 jedná se o neutrální vozidlo

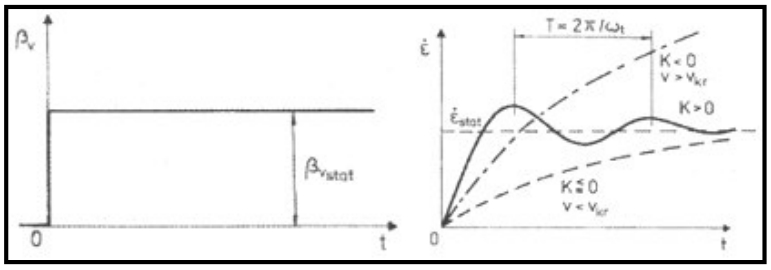
K > 0 hovoříme o nedotáčivém vozidle

K < 0 jde o přetáčivé

Obr. č. 40 - a) Výpočet statického zisku stáčivé rychlosti b) Charakteristika zatáčivosti c) Rychlostní charakteristika statického zisku stáčivé rychlosti [12]

Dynamická řiditelnost

Neustálené (dynamické) odezvy vozidla na definované řídicí vstupy při stabilní rychlosti jízdy je dána tzv. dynamická řiditelnost. Je-li námi přiveden na vstup soustavy budící signál, tak výstupní pojmenováváme *odezvou soustavy.* Častým budícím signálem v čase $t = 0$ je skokem natočen volant na hodnotu označovanou jako $\beta_{v\,stat}$. Jestliže je systém v rovnovážném stavu v okamžiku přivedení skokového signálu, pak ho tedy nazýváme *přechodovou funkcí*. [14]



Obr. č. 41 - Přechodová charakteristika stáčivé rychlosti [14]

4.6 Hodnocení ovladatelnosti

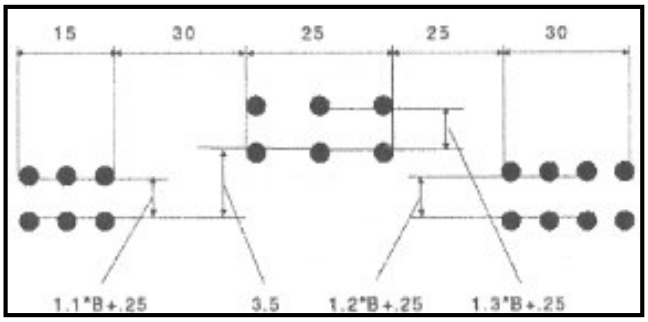
V zásadě se využívají tři základní metody při zjišťování ovladatelnosti vozidel. [14]

Čistě subjektivní hodnocení

Tato metoda je založena na faktu, že jízdní vlastnosti vozidla posuzuje sám řidič, který slouží jako „*měřicí přístroj*“. Tedy zde nelze zcela vůbec hovořit o objektivním měření. [14]

Subjektivní zkoušky ovladatelnosti

Metoda funguje tak, že zkušební řidič projíždí předem vytyčenou dráhu vodícími kužely, z kterých nesmí vybočit. Princip posouzení je založen na hodnocení rychlosti jízdy, vzdálenosti značek a dalších aspektech. Jde například o předjížděcí manévr podle normy ISO /TR 3888 (Technical Report), jak je patrné na *Obr. č. 42*. [14]



Obr. č. 42 - Rozměry dráhy dle ISO TR 3888 [14]

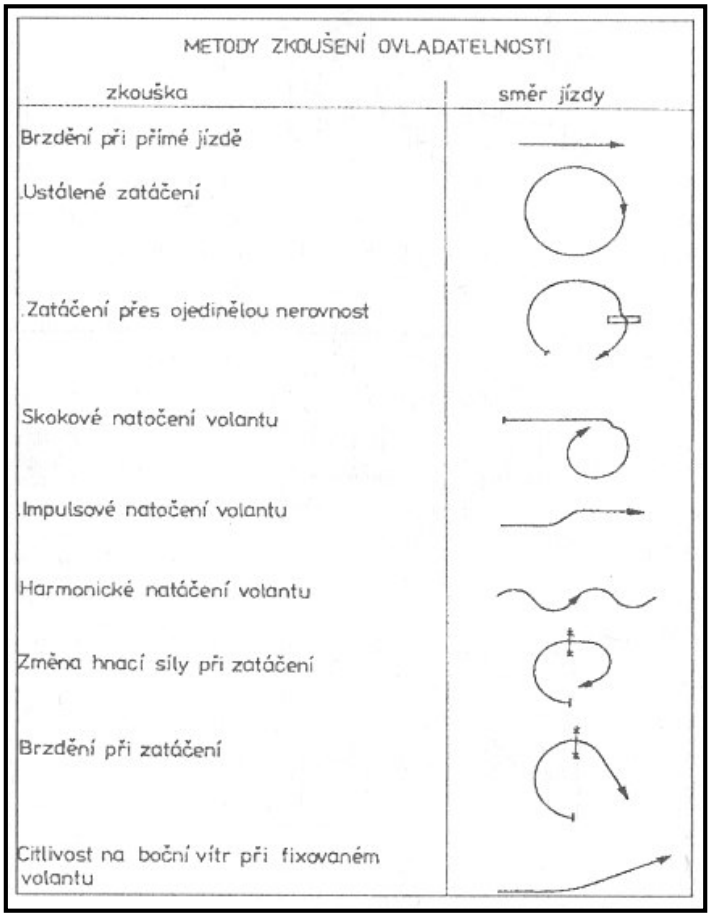
Objektivní zkoušky ovladatelnosti

Metoda se snaží vyloučit vliv řidiče jako rušivého a neobjektivního elementu (rozpojený regulační obvod řidič - vozidlo - okolí). Aby byly úkony reprodukovatelné, nahrazuje se řidič „řídicím strojem“. Měřením odezvy na vymezené ovládací úkony se měří vlastnosti vozidla.

Objektivní zkoušky mají veliký význam pro posouzení systému řidič - vozidlo - okolí, respektive korelace mezi objektivní ovladatelností a subjektivní ovladatelností. [14]

Často používané zkoušky

- Brzdění při přímé jízdě.
- Ustálená jízda po kruhové dráze s konstantním natočením volantu.
- Přejezd nerovností při ustálené jízdě po kruhové dráze.
- Impulsové natočení volantu.
- Sinusové natáčení volantu.
- Změna zatížení motoru při ustálené jízdě po kruhové dráze.
- Brzdění při jízdě po kruhové dráze.
- Citlivost na boční vítr při nulovém natočení volantu. [14]



Obr. č. 43 - Objektivní metody zkoušení ovladatelnosti [14]

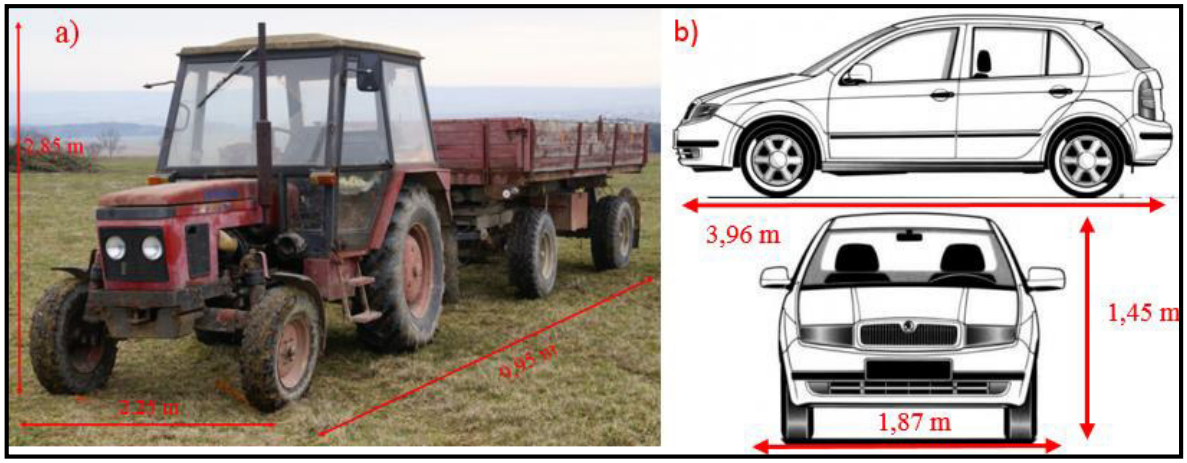
5 Specifikace pohybu traktoru potažmo jízdních souprav

Situace pohybu je značně rozdílná už na první pohled. A dále se změní ještě víc v okamžiku, kdy za traktor připojíme přívěs. Vznikne tzv. *jízdní souprava*, která mění jízdní vlastnosti celé nově vytvořené skupiny. Traktor s přívěsem mají dvě roviny otáčení tj. v závěsu traktoru a v přední nápravě přípojného vozidla.

Rozdíl v rychlosti, rozměrech a hmotnosti

Traktor byl určen jako prostředek pro práci se stroji poháněnými vývodovým hřídelem. V současně době výrobci vybavují tyto stroje převodovkami, které umožňuji vyvinout pojezdovou rychlost na 40 až 65 km/h i vyšší. To je oproti běžně provozovaným vozidlům na pozemní komunikaci (pohybujících se rychlostí 90 km/h) téměř skoro poloviční rychlost. Uvážíme-li, že jízdní souprava je plně naložena, a tím pádem i hůře ovladatelná v krizových situacích, pak tedy těchto vyšších rychlostí nedosahuje.

Traktorová souprava musí splňovat vyhlášku ministerstva dopravy č. 341/2014 o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích. Zde je uvedeno, že rozměry traktoru nesmějí překročit hodnoty: Š = 2,55 m (2,60), V = 4,00 m, délka jednotlivého vozidla je 12,00 m, jízdní soupravy je 22,00 m. Rozdíl v potřebném průjezdném profilu nám přiblíží *Obr. č. 44*, kde jsou porovnány rozměry běžně používaného automobilu s traktorem.



Obr. č. 44 - Rozdílné průjezdné profily a) Traktor [vlastní] b) Osobní automobil [18]

Nejvyšší okamžitá hmotnost přípojného vozidla se určuje dle konstrukční rychlosti. Do 40 km/h platí, že přípojné vozidlo musí mít okamžitou hmotnost do 2,5 násobku okamžité hmotnosti tažného vozidla. Pro traktory vyšších rychlostí je tento násobek hmotnosti tažného vozidla roven 1,5.

Okamžitou hmotností se rozumí součet hmotností připadajících na jednotlivé nápravy traktoru, respektive přívěsu. [11, 7]

5.1 Rozdíl v řiditelnosti

K porovnání jízdních vlastností jízdních souprav a ostatních vozidel jsou využity *reálné a virtuální testy*.

Virtuální testy

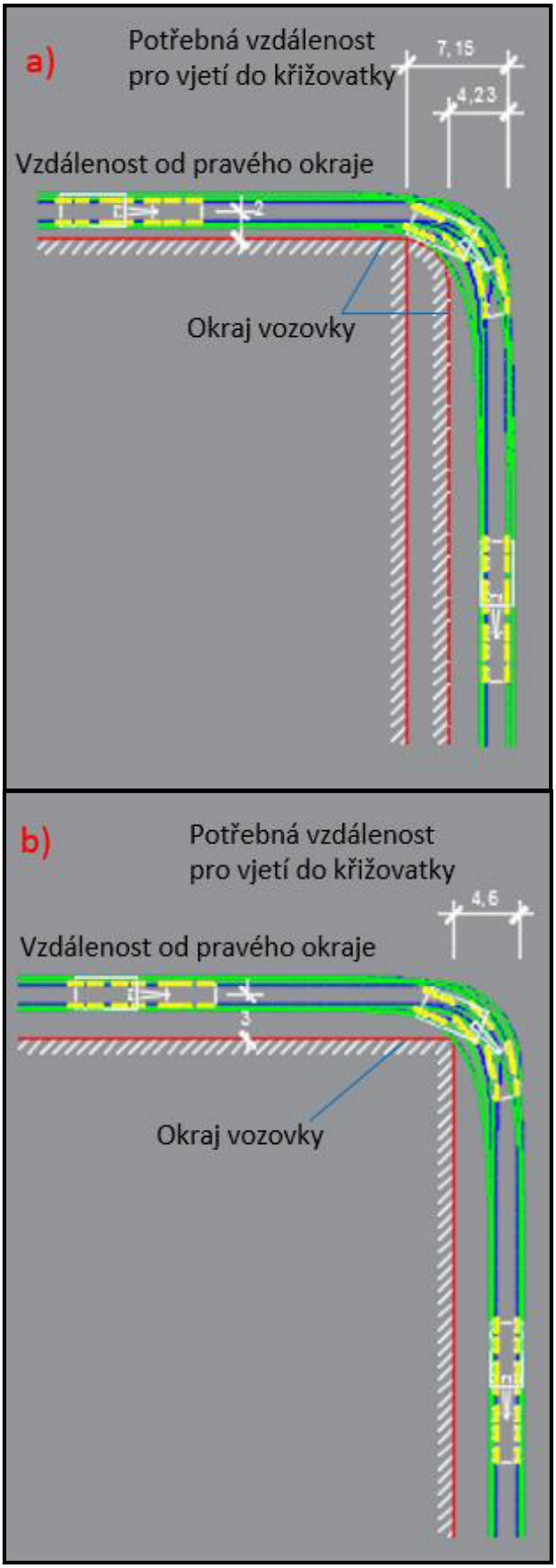
Virtuální testy představují druh zkoušek, kde uměle vytvořené situace vyřeší výpočetní technika. Tato metoda se používá spíše jako teoretická příprava na reálné testy. V našem případě byl jako simulační program zvolen AutoCad s nástavbou CadTools . Ten pracuje na principu vytvoření tzv. *vlečných křivek.*

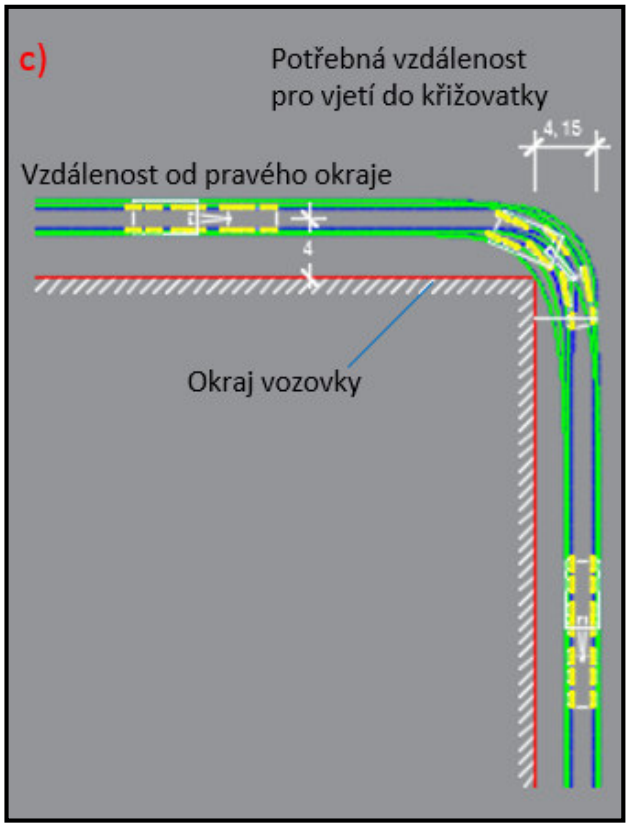
Problematikou vlečných křivek se zabývají technické podmínky TP 171 „Vlečné křivky pro ověřování průjezdnosti směrových prvků pozemních komunikací“, které vydalo Ministerstvo dopravy České republiky a dále zpracovalo Centrum dopravního výzkumu Brno. Použití vlečných křivek má význam zejména u malých rychlostí a poloměrů směrových oblouků (menší než 20 m), a to na návrh a kontrolu průjezdu křižovatek, směrových oblouků, parkovišť, vjezdů a výjezdů, obratiště atd. [17]

Kontrolní simulační zkouška

Nýbrž nám jde o naměření *nejnepříznivějšího* stavu nadjíždění jízdní soupravy do křižovatky. Logicky tedy byla stanovena hodnota křížení komunikací na úhel 90° bez směrového zaoblení. V našem případě byly vytvořeny 4 typy možností vjetí jízdní soupravy do křižovatky. A tj. jízda při pravém okraji vozovky s poloměrem směrového zakružovacího oblouku 5 m a poté bez zaoblení, tedy úhel 90° jak je patrné na *Obr. č. 45 a)*. Dále bylo vyzkoušeno křížení kolmé s nadjetím 3 m a následně 4 m *Obr. č. 45 a), b).*

Nejedná se o profesionální program, tedy není možnost některé parametry měnit (jako například počet náprav), ale našim potřebám postačí.


a)
Potřebná vzdálenost
pro vjetí do křižovatky
7,15
4,23
Vzdálenost od pravého okraje
2
Okraj vozovky
b)
Potřebná vzdálenost
pro vjetí do křižovatky
4,6
Vzdálenost od pravého okraje
3
Okraj vozovky



Obr. č. 45 - Výstup z AutoCadu a) Vzdálenost příčná 2 m, tvar kolmý a se zaoblením 5m b) Vzdálenost příčná 3 m, kolmý stav c) Vzdálenost příčná 4 m, kolmý stav [vlastní]

Tab. č. 4 - Výsledky ze simulačního programu [vlastní]

Styková křižovatka						
Tvar křižovatky	Vzdálenost od pravého okraje [m]	Potřebná vzdálenost na manévr [m]	Rozměry		Traktor	Přívěs
Poloměr oblouku 5 m	2	4,23	Délka [m]		3,5	4,50 (s oji 6,45)
Pravý úhel	2	7,15	Šířka [m]		1,85	2,25
Pravý úhel	3	4,60	Rozchod [m]	Přední	1,5	1,8
				Zadní	1,46	
Pravý úhel	4	4,15	Rozvor [m]		2,27	3,04

Dílčí analýza výsledků měření provedených za pomocí simulačního programu

Ze simulačního programu je patrné, že by traktorová souprava v nejnepříznivějším momentě potřebovala k projetí prostor o minimální vzdálenosti čítajíc 7,15 m od okraje.

Reálné simulační testy

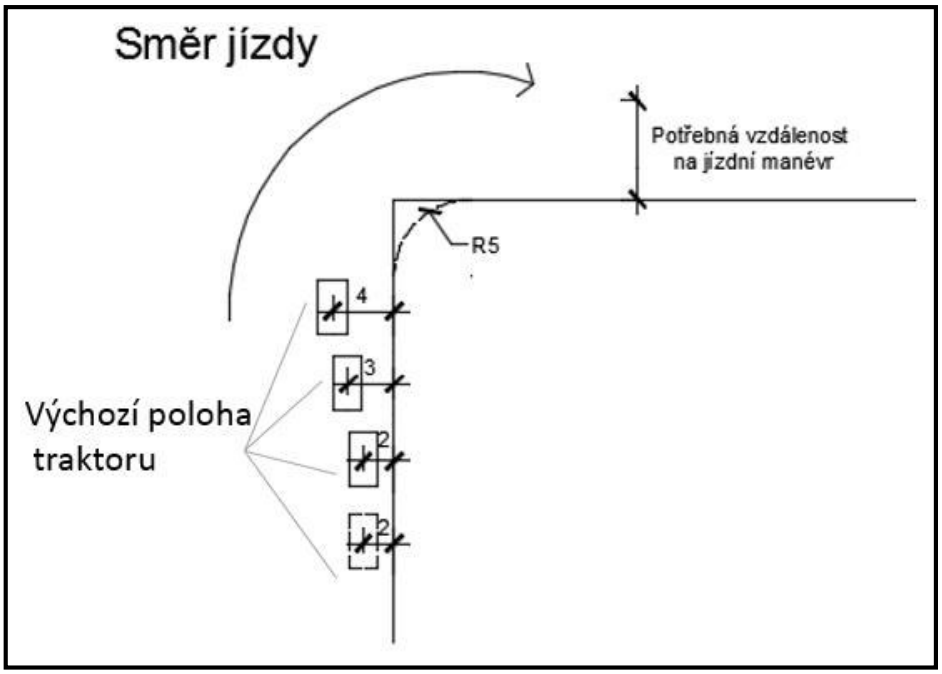
Reálnými testy se rozumí testy prováděné na zkušebních tratích nebo za provozu (zde nutno zdůraznit a dbát na bezpečnost všech účastníků). Většina měření se proto odehrává na uzavřených místech, kam běžně veřejnost nemá přístup.

Kontrolní jízdní zkouška

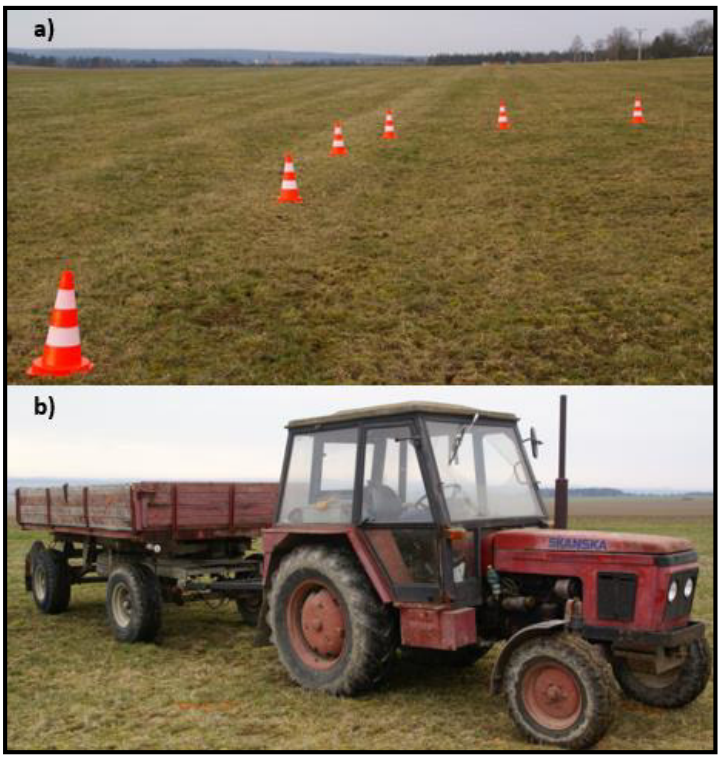
V našem případě jsme ověřili průjezdnost křižovatky jízdní zkouškou, která byla provedena jako doplňující. Samotné měření proběhlo dne 25. 3. 2016, teplota vzduchu 6 °C, polojasné počasí. Jízdní soupravu řídil zpracovatel diplomové práce Jaroslav Renza za asistence kolegyně Lenky Tomanové. Metodika měření je znázorněna na *Obr. č. 46*.

Řidič si dráhu nejprve několikrát zkušebně projel, aby se co nejvíce redukovalo subjektivní chování řidiče v prostoru křižovatky a také, aby zvolil vhodný způsob najetí.

Jako měřící plocha byla vybrána nezpevněná plocha v blízkosti setrvání měřené jízdní soupravy viz *Obr. č. 47 a).* K měření byl zapůjčen traktor značky ZETOR 6911 od společnosti SKANSKA a. s. viz *Obr. č. 47 b).*



Obr. č. 46 - Metodika měření [vlastní]



Obr. č. 47 - a) Místo měření b) Měřená jízdní souprava [vlastní]

Tab. č. 5 - Výsledky z reálného testu [vlastní]

Styková křižovatka						
Tvar křižovatky	Vzdálenost od pravého okraje [m]	Potřebná vzdálenost na manévr [m]	Rozměry		Traktor	Přívěs
Poloměr oblouku 5 m	2	4,20	Délka [m]		3,5	4,50 (s oji 6,45)
Pravý úhel	2	7,05	Šířka [m]		1,85	2,25
Pravý úhel	3	4,60	Rozchod [m]	Přední	1,5	1,8
				Zadní	1,46	
Pravý úhel	4	4,15	Rozvor [m]		2,27	3,04

Poloměr otáčení je 5,80 m

Dílčí analýza z experimentálního měření potřebného prostoru na projetí jízdní soupravy

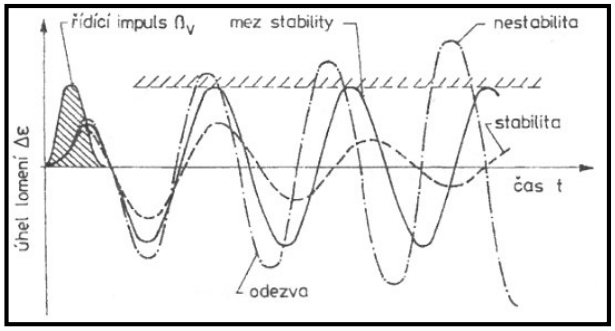
Je zde zřetelně vidět, že aby traktorová souprava projela kolmou křižovatkou a nenajížděla si od pravého okraje jízdního pruhu, potřebuje prostor o hodnotě 7,05 m od pravého okraje vozovky.

Porovnání výsledků

Porovnáním výsledků obou metod zjistíme, že se příliš neliší. Rozdíl je nejspíše způsobený řidičem, který si podle uvážení a zkušeností zvolí jízdní stopu.

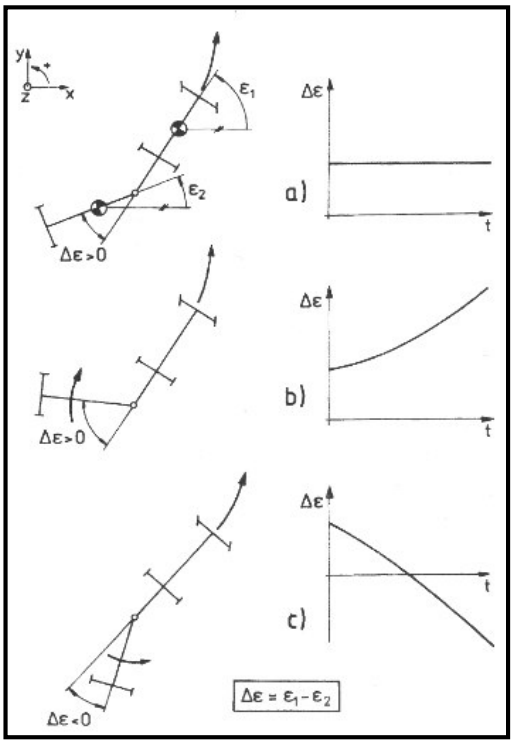
5.2 Stabilita jízdních souprav

Z rovnovážného stavu může být vozidlový systém vybuzen například impulzním natočením volantu. Tak vznikne boční kmitání jízdní soupravy, které můžeme vyjádřit časovým průběhem úhlu zalomení, jak je patrné na *Obr. č. 48*. Amplituda pří nízkých jízdních rychlostech kmitání rychle odezní a celá jízdní souprava se chová stabilně. Naopak při velkých rychlostech se kmitání neustále zvyšuje a stáčivé pohyby se již už neustálí. Kritickou rychlostí se značí oblast mezi těmito rychlostmi. Po vybuzení systému jsou amplitudy kmitání stejné v závislosti na čase, vozidlo se pohybuje na mezi stability. [12]



Obr. č. 48 - Posuzování stability jízdní soupravy [14]

Na *Obr. č. 49* jsou vyobrazeny tři základní průběhy odezvy úhlu lomení jízdních souprav. [12]

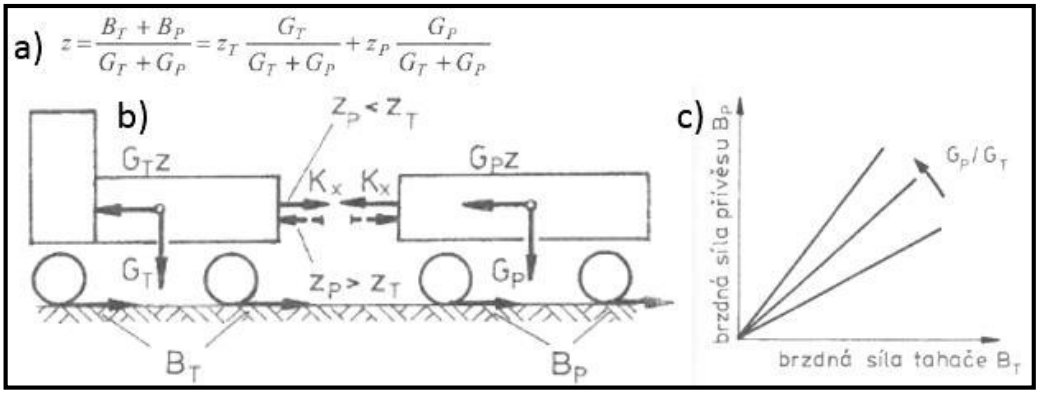


Obr. č. 49 - Odezva úhlu lomení pro vozidlo s jednonápravovým přívěsem a) Stabilní pohyb b) Zlomení (jackkniffing) c) Vylomení [12]

5.3 Brzdění jízdních přívěsových souprav

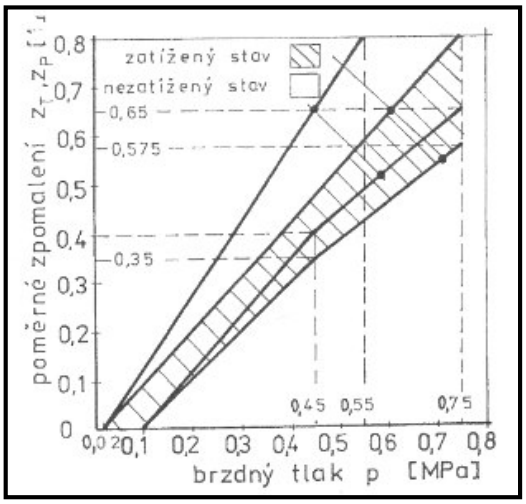
Ve výše uvedených kapitolách je vysvětlena problematika rozdělování sil na dvě nápravy jednoho vozidla. Přípojné vozidlo (v našem případě přívěs) s tahačem by měly mít stejné poměrné zpomalení ($z_t = z_p$) a to proto, aby nemusel přebírat tahač část brzdných sil přívěsu a naopak. To totiž vede ke vzniku síly K_x v tažné tyči. Je-li přívěs méně brzděn, síla K_x tlačí tahač, například v jízdě obloukem směrem pryč z vnějšího okraje a celá souprava má sklon k tzv. zlomení. Z toho vyplývá, že mezi brzdnou silou tahače a přívěsu musí být proporcionální závislost (se změnou nákladu se musí přerozdělit i brzdné síly). [12]

Poměrné zpomalení přívěsové soupravy je na *Obr. č. 50 a).*

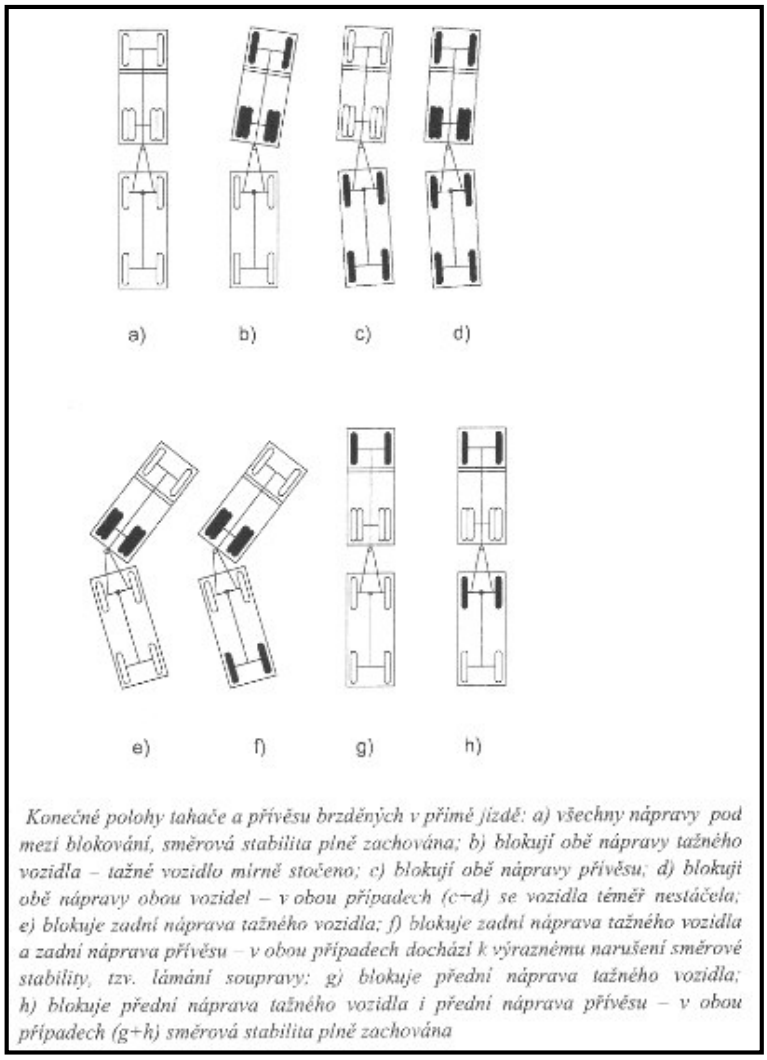


Obr. č. 50 - a) Poměrné zpomalení jízdní soupravy b) Odvození sil v oji při brzdění jízdní soupravy c) Ideální rozdělení brzdných sil [12]

Dle předpisu EHK č. 13 se stanoví toleranční pole u z_p a z_t se vzduchotlakou soustavou v místě spojkové hlavice ovládací větvě potrubí *Obr. č. 51*.



Obr. č. 51 - Požadované hodnoty zpomalení v závislosti na brzdném tlaku [12]



Obr. č. 52 - Případy blokování kol [12]

Na *Obr. č. 52* jsou znázorněny různé typy blokování náprav u přívěsových souprav. [12]

6 Experimentální měření

Na začátek této kapitoly bych rád podotkl, že vlastní měření proběhlo ve dvou termínech (20. 11. 2015 a 4. 12. 2015), protože při vyhodnocování výsledků z prvního měření bylo zjištěno, že vypadávalo napájení měřících přístrojů.

A dále bych poukázal na skutečnost, že ke zpracování této diplomové práce byla z archivu Ústavu soudního inženýrství (ÚSI) poskytnuta část dat z měření, které provedl Ing. Zdeněk Sádlo za spolupráce kolegů Ing. et Ing. Martina Bilíka a Ing. Stanislava Tokaře z ÚSI. Část těchto dat byla zpracována Ing. Zdeňkem Sádlem k vyhotovení závěrečné práce v kurzu znalectví na ÚSI.

6.1 Lokality měření

Pro samotné měření je velice důležité zvolit vhodnou lokalitu, která musí splňovat určitá kritéria. Jako je například dostatečná délka a šířka, homogenita povrchu, přibližně vodorovný sklon povrchu, omezení přístupu veřejnosti a v neposlední řadě dostatečný prostor pro zastavení v případě nouze. V našem případě se jedná o dvě lokality.

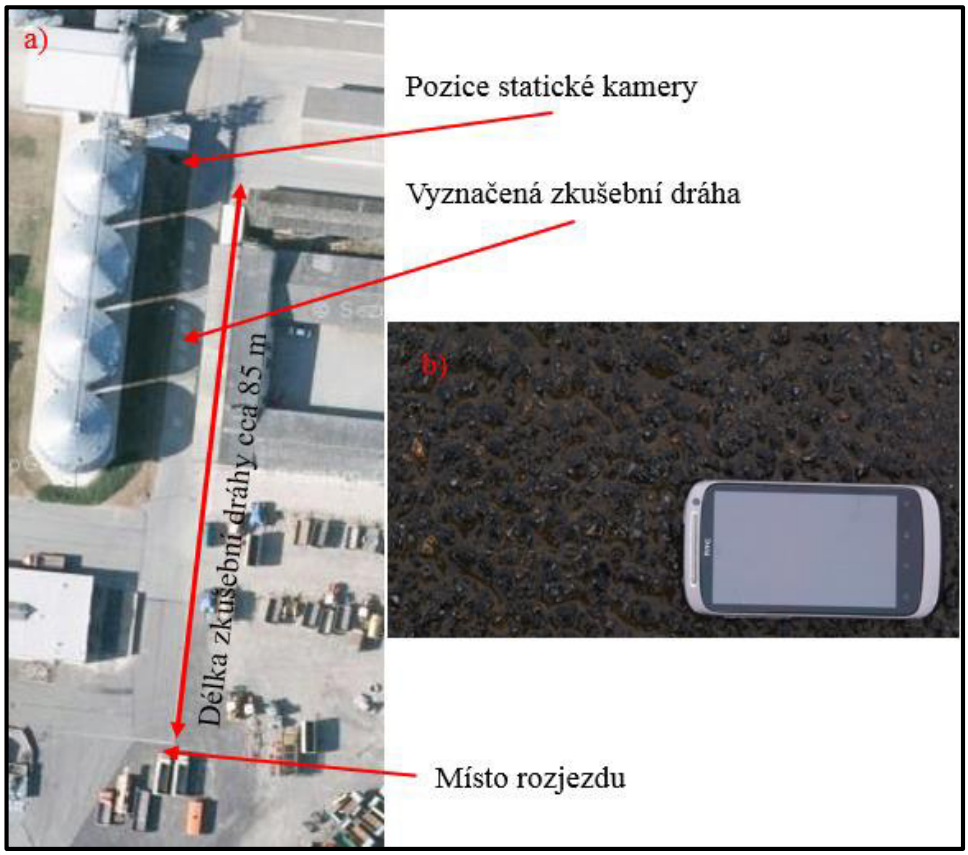
Lokalita Dolní Újezd

Z výše uvedených skutečností a také kvůli složitému přemístění měřené techniky, byla zvolena jako nejideálnější lokalita část plochy ZD Dolní Újezd (zapůjčení strojů), jak je patrné na *Obr. č. 53 a)*. Zde proběhlo měření třech traktorů značky Zetor.

Podmínky měření

Měření proběhlo dne 4. 12. 2015 v areálu ZD Dolní Újezd od 8:00.

- Polojasné počasí, teplota 6,4 °C, relativní vlhkost 54 % a tlak vzduchu 981 hPa.
- Povrch v době měření suchý.



Obr. č. 53 - a) Zkušební polygon v Dolním Újezdě [19] b) Detail povrchu [vlastní]

Lokalita Kostelec nad Vltavou

Měření proběhlo ve spolupráci se společností HZT Technik-Servis, a.s. Jako nejideálnější lokalita v tomto případě se jevila část uzavřené silnice č. 19 u Kostelce nad Vltavou, jak je patrné na *Obr. č. 54*. O délce cca 1 000 m s klesáním a stoupáním do 10 m (dle GPS). Zde proběhlo měření traktorů Značky Steyr, Case IH a Hattat.

Podmínky měření

Měření proběhlo dne 20. 11. 2015 na uzavřené silnici č. 19.

- Zatažené počasí za občasného deště.
- Povrch v době měření mokrý.

Obr. č. 54 - Zkušební polygon u Kostelce nad Vltavou [19]

6.2 Měřicí přístroje

Pro záznam o provedení a vyhodnocení jízdních zkoušek bylo použito několik měřících a záznamových zařízení. Použité přístroje budou podrobněji dále popsány.

XL Meter^{TM100}

XL Meter^{TM100} je složen ze tří hlavních částí: vakuové přísavky, kloubového stavitelného ramene a elektronickou částí. Přístroj je založen na jednom akcelerometrickém čipu a umožňuje měření pozitivního i negativního zrychlení až do úrovně ± 2g. Primárně měří

zrychlení čí zpomalení ve dvou na sebe kolmých osách a tyto výsledky zobrazuje na alfanumerickém LCD display, který je napájen bateriově. Spolu s přístrojem je dodáván vyhodnocovací software, který slouží ke zpracování výstupu z přístroje, jako jsou hodnoty podélného a příčného zrychlení či zpomalení.

Racelogic PerformanceBox

Tento přístroj je převážně určen ke sběru a analýze dat na okruhu a skládá se z přísavky na okno a samotného elektronického měřicího přístroje. Měří za pomocí technologie GPS (Global Positioning System) a hodnoty zaznamenává na paměťovou kartu SD. Primárně měří akceleraci, deceleraci, ideální jízdní stopu, maximální rychlost, časy jednotlivých kol nebo čas na 400 metrů. Data z měření se mohou pak snadno přenést z paměťové karty do počítače. Výhoda tohoto zařízení spočívá v tom, že přístroj se nemusí ustavovat do nulové (výchozí) pozice, ale ohromnou nevýhodou je nepřítomnost vlastního zdroje napájení.

Hodnoty z přístroje nebyly dále zpracovávány, jednotka byla použita jen jako záložní.

Obr. č. 55 - a) Racelogic PerformanceBox [vlastní] b)Xl Meter [vlastní] c) Pozice přístrojů při měření [7] d) Kolečkový dálkoměr Nedo 100 Profi plus [vlastní]

Digitální záznamové zařízení (fotoaparáty a kamery)

Při zkouškách bylo využito několik záznamových zařízeních. Jako statická kamera na stativu byla použita Panasonic nv-gs120, která se umísťuje dle potřeby. Dále kamera značky Panasonic HDD sdr-h50, která plnila funkci dynamické (akční) kamery. A na závěr byla do

kabiny traktoru umístěna na čelní sklo sportovní kamera Lenco Sportcam 300. Fotografie ze zkoušek byly pořízeny fotoaparátem značky Sony Alpha 100.

Obr. č. 56 - a) Panasonic HDD sdr-h50 b) Panasonic nv-gs120 c) Sony Alpha 100 d) Lenco Sportcam 300 [vlastní]

Rozmístění přístrojů

Na *Obr. č. 57* je znázorněno umístění přístrojů, které bylo obdobné u všech měřených traktorů.

Řidič Marek Kusý - hmotnost 85 kg.

Spolujezdec a zároveň obsluha přístrojů Bc. Jan Doseděl - hmotnost 75 kg.

Obr. č. 57 - Rozmístění měřících a záznamových zařízeních v traktoru [vlastní]

6.3 Měřené traktory

K experimentální části této diplomové práce byla vybrána traktorová mechanizace různých hmotnostní, stáří a továrních značek, aby se co možná nejlépe obsáhla běžná užívaná zemědělská vozidla, viz *Tab. č. 6.*

Tab. č. 6 - Parametry měřených traktorů [vlastní]

Typ traktoru	ZETOR FORTERRA 140 HSX	ZETOR CRYSTAL 16145	ZETOR 7711	HATTAT A 110	STEYR CVT 6130	STEYR CVT 6230	CASE IH 110 MAXXUM	CASE IH 160 PUMA	CASE IH 230 CVX PUMA	CASE IH 315 CVX MAGNUM
Rok výroby	2013	1984	1987	2014	2012	2012	2014	2013	2014	2014
Motor	Čtyřválcový přeplňovaný	Šestiválcový přeplňovaný s turbodmýchadlem	Čtyřválcový	Turbokompresorem s chladičem přeplňovaného vzduchu	Přeplňovaný s mezichladičem stlačeného vzduchu	Přeplňovaný s mezichladičem stlačeného vzduchu	Přeplňovaný, turbodmychadlo s mezichladičem a EGR/TIER III	Přeplňovaný s mezichladičem	S turbem a mezichladičem, technologie Efficient Power	Přeplňovaný vznětový motor se 24 ventily
Objem (cm^3) /počet válců	4 156/4	6 812/6	3 922/4	4 400/4	6 728/6	6 728/6	4 485/4	6 700/6	6 700/6	8 700/6
Maximální výkon (kW)	100,2	111,5	50	74,9	109	183	82	149	183	255
Převodovka	Reverzační 5° s 3° automatickým násobičem	3° pomaloběžná	10/2° (vpřed/vzad)	Plně synchronizovaná, reverzní, 12/12° (vpřed/vzad)	plynulé převodové ústrojí	plynulé převodové ústrojí	2° Powershift, 4° ve 3 skupinách, Powershuttle	18x6 Semi-/Full, Powershuttle	CVT převodovka s plynulou změnou převodového poměru	Převodové ústrojí CVX s 19° Full Powershiftem
Maximální rychlost (Km/h)	40	25	30	40 (50)	40 (50)	40 (50)	40 (50)	40	43	40
Objem palivové nádrže (l)	240	195	95	115	270	395	176	330	395	575
Rozměry:										
Celková délka (mm)	5 200	4 780	3 765	3 985	4 719	5 017	4 292	4 719	5 017	6 070
Celková šířka (mm)	2 430	2 190 (při rozchodu 1 725)	1 841	2 220	2 470	2 682	1 873	2 470	2 682	2 550
Celková výška (mm)	2 775	2 730	2 854	2 882	3 070	3 090	2 694	3 070	3 090	3 375
Rozchod:										
přední (mm)	1 575 - 1 800	1 700 a 1 800	1 350 - 1 800	1 780	1 325 - 2 285	1 538 - 2 260	1 560 - 2 256	1 325 - 2 285	1 538 - 2 260	1 560 - 2 256
zadní (mm)	1 575 - 1 800	1 725 - 1 875	1 425 - 1 800	1 595 - 1 795	1 430 - 2 230	1 530 - 2 230	1 530 - 2 134	1 430 - 2 230	1 530 - 2 230	1 470 - 2 294
Rozvor	2 590	2 700	2 257	2 300	2 789	2 884	2 412	2 789	2 884	3 105
Minimální hmotnost (kg)	4 900	6 350	3 400	3 740	5 800	7 300	9 000	10 500	7 300	11 490
Brzdy	Mokré diskové, hydraulicky ovládané	Vzduchotlaké	Vzduchotlaké	Více diskové olejové, hydraulicky ovládané	Hydraulické, kotoučové v olejové lázni, mechanicky ovládané na zadní nápravě. Přední nápravy Opti-Stop	Hydraulické, kotoučové v olejové lázni, mechanicky ovládané na zadní nápravě. Přední nápravy Opti-Stop	Bezúdržbové, diskové brzdy	Hydraulicky ovládané vícekotoučové brzdy, samostavitelné	Hydraulicky ovládané vícekotoučové brzdy, samostavitelné	Hydraulicky ovládané vícekotoučové brzdy, samostavitelné
Pneumatiky:										
přední (mm)	380/85 R24 (14,9 R24)	14,9 - 24	7,5 - 16	380/70 R24	480/70 R28	600/65 R28	13,6 R24	480/70 R28	600/65 R28	600/70 R30
zadní (mm)	600/65 R38	18,4 - 38	16,9 - 30	480/70 R34	580/70 R38	650/65 R42	16,9 R34	580/70 R38	650/65 R42	710/70 R42

Obr. č. 58 - Traktory ZETOR a) Forttera 140 HSX b) Crystal 16145 c) 7711 [vlastní]

Obr. č. 59 - Traktor a) STEYR CVT 6130 b) STEYR CVT 6230 c) HATTAT A 110 [20]

Obr. č. 60 - Traktory CASE IH a) 110 MAXXUM b) 160 PUMA c) 230 CVX PUMA d) 315 CVX MAGNUM [20]

6.4 Jízdní zkoušky

Jak již bylo předesláno v kapitole *6.1 Lokality měření*, jízdní zkoušky byly uskutečněny v areálu ZD Dolní Újezd a na silnici č. 19 u Kostelce nad Vltavou. Obě lokality mají nový asfaltový povrch. Zkoušky byly provedeny dne 20. 11. 2015 a 4. 12. 2015. Cílem jízdních zkoušek bylo posouzení jízdní dynamiky traktoru.

Při měření na silnici č. 19, byly učiněny zkoušky zaměřené na brzdění a především na akceleraci.

Při měření v areálu ZD Dolní Újezd byly provedeny celkem tři různé jízdní zkoušky. Brzdná zkouška pro zjištění brzdného zpomalení a dosahované adheze, a dále byla provedena akcelerační zkouška. Nakonec byl proveden vyhýbací manévr pro posouzení vlivu pohybu traktoru v kritických situacích.

6.4.1 Brzdné zpomalení traktoru

Brzdná zkouška byla provedena z důvodu zjištění brzdných zpomalení a také k vyšetření součinitele adheze na daném povrchu. K tomuto měření byly využity dvě metody. První a přesnější metoda měření s decelerometrem (XL Meter), viz *Obr č. 56 b)*. Dále pak pro kontrolu bylo provedeno měření brzdných stop za pomocí měřícího kolečkového dálkoměru, viz *Obr. č. 56 d)*. Samotná zkouška byla provedena se všemi traktory ve stavu, kdy byl traktor zatížen pouze řidičem a spolujezdcem.

Měření brzdných stop pomocí kolečkového dálkoměru

Pro měření brzdných stop bylo použito kolečkového dálkoměru, ale pouze u třech traktorů značky ZETOR. Ze zaměřených stop lze pak (vztah 13) určit velikost brzdného zpomalení. Pokud známe brzdné zpomalení, lze posléze (vztah 14) určit součinitel adheze. Při samotném brzdění je vnášena jistá chyba (opožděné sešlápnutí pedálu, nevýrazná stopa, atd.), a proto je tato metoda spíše kontrolní.

Výpočet brzdných zpomalení

$$a = \frac{v^2}{2*\mathrm{Sb}} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \qquad (13)$$

Výpočet součinitele adheze (z brzdného zpomalení)

$$\mu = \frac{a}{\mathrm{g}} \qquad [-] \qquad (14)$$

Tab. č. 7 - Experimentální měření za pomocí kolečkového dálkoměru [vlastní]

Traktor	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Výpočet brzdného zpomalení (vztah 13) [m/s²]	Výpočet součinitele adheze (vztah 14)	Průměrné brzdné zpomalení [m/s²]	Rozsah součinitele adheze [-]
ZETOR FORTERRA 140 HSX	20	2,9	5,32	0,54	**6,05**	0,54 ÷ 0,69
	30	5,7	6,09	0,62		
	45	11,6	6,73	0,69		
ZETOR CRYSTAL 16145	20	6,3	2,45	0,25	**2,82**	0,25 ÷ 0,32
	30	10,9	3,19	0,32		
ZETOR 7711	20	9,9	1,56	0,16	**1,59**	0,16 ÷ 0,17
	25	15,5	2,24	0,17		

Měření pomocí decelerometru XL Meter

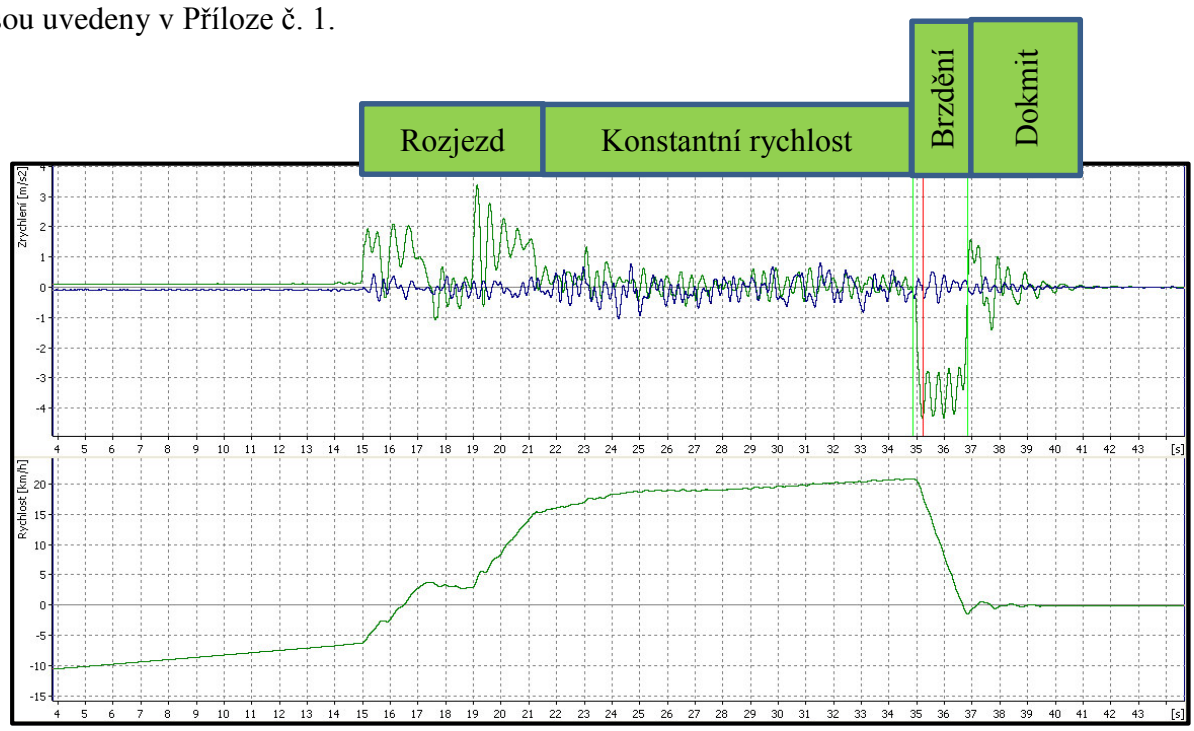
Hodnoty brzdného zpomalení naměřené přístrojem XL Meter jsou uvedeny v *Tab. č. 8* i se součinitelem adheze, který se následně vypočítá (vztah 14).

Tab. č. 8 - Experimentální měření za pomocí XL METER [vlastní]

Traktor	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Střední brzdné zpomalení z XL Meter [m/s²]	Výpočet součinitele adheze (vztah 14) [-]	Poznámka
ZETOR FORTERRA 140 HSX	23,9	3,79	7,79	0,79	-
	30,8	5,36	7,05	0,72	-
	44,5	15,15	5,71	0,58	-
ZETOR CRYSTAL 16145	22,3	6,20	3,46	0,35	-
	31,1	11,72	3,48	0,35	-
ZETOR 7711	22,9	10,12	2,09	0,21	-
	24,9	16,36	1,73	0,18	-
HATTAT A 110	37,1	11,43	6,11	0,62	-
STEYR CVT 6130	45,0	11,60	6,63	0,68	-
STEYR CVT 6230	58,7	22,38	6,66	0,68	-

Traktor	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Střední brzdné zpomalení z XL Meter [m/s²]	Výpočet součinitele adheze (vztah 14) [-]	Poznámka
CASE IH 110 MAXXUM	53,1	20,95	7,81	0,80	-
CASE IH 160 PUMA	46,5	12,40	8,23	0,84	-
CASE IH 230 CVX PUMA	32,3	9,43	6,17	0,63	Prázdný přívěs
	50,3	22,59	5,43	0,55	Plný přívěs
CASE IH 315 CVX MAGNUM	50,6	21,64	5,91	0,60	-

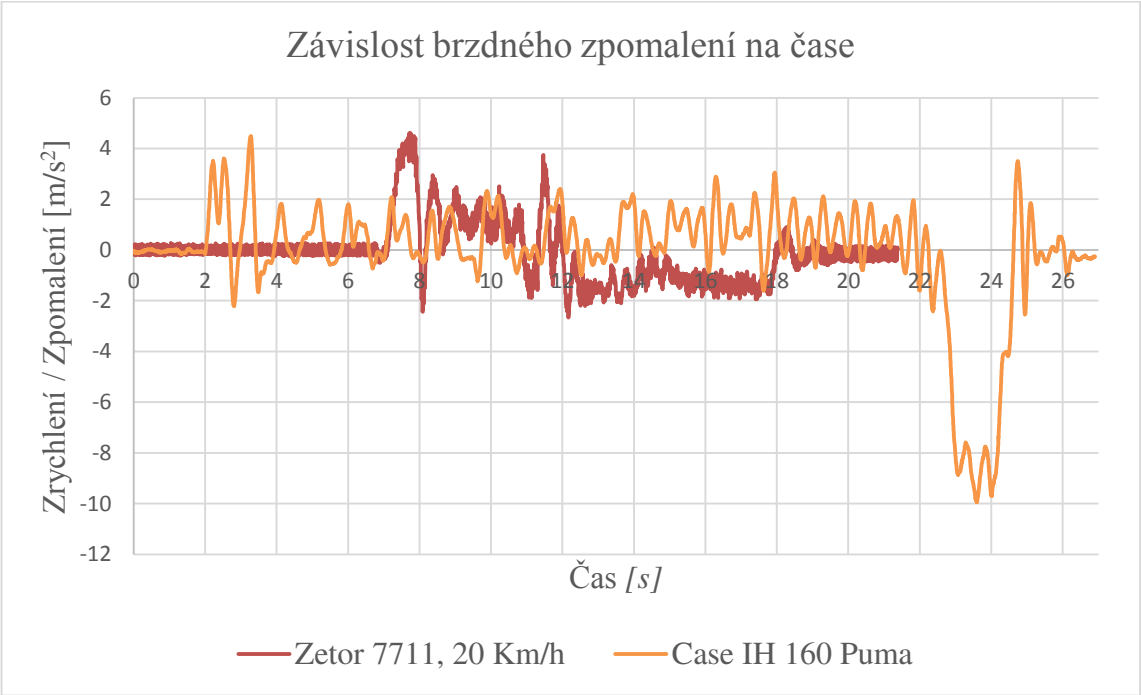
Průběh jedné z brzdných zkoušek (traktoru Zetor Crystal 16145) je patrný na *Obr. č. 61,* zde je vidět podélné zrychlení, které je zobrazeno zelenou barvou (boční zrychlení modrou). Kde se vozidlo rozjíždělo z nulové rychlosti na požadovanou rychlost (v tomto případě na 20 km/h). Po dosažení výchozí rychlosti traktor krátkou dobu udržoval konstantní rychlost. Po dojetí na vyznačenou oblast následovalo intenzivní brzdění až do úplného zastavení s viditelným zanecháním stop *Obr. č. 62 a), b).* Jednotlivé průběhy brzdění každého traktoru jsou uvedeny v Příloze č. 1.



Obr. č. 61 - Průběh rychlosti a podélného zrychlení v závislosti na čase [vlastní]

Obr. č. 62 - a) Konečná poloha traktoru b) Brzdné stopy [vlastní]

Pro kontrolu bylo brzdné zpomalení měřeno dvěma různými metodami, a to jen u traktoru značky Zetor. Souhrnný přehled výsledků z brzdných zkoušek je znázorněna v *Tab. 9*. Dále jsou vyneseny v grafu na *Obr. č. 63* hodnoty brzdného zpomalení v závislosti na čase nejvíce a nejméně brzděného traktoru. Při porovnání zjištěných výsledků je patrné, že je mezi výsledky jednotlivých metod patrná odchylka. Ta je zapříčiněna pravděpodobně nepřesným odečtem délky brzdných stop z důvodu jejich nevýrazných hranic. Z tohoto důvodu je měření pomocí měřícího kolečka méně přesné a metoda je především určena pro orientační zjištění hodnot. Pomocí přesnější metody měření decelerometrem (XL Meter), byly zjištěny hodnoty brzdných zpomalení všech traktorů.



Obr. č. 63 - Porovnání nevyššího a nejnižšího brzdného zpomalení traktorů [vlastní]

Tab. č. 9 - Souhrnná tabulka výsledků brzdných zkoušek [vlastní]

	XL Meter				Kolečkový dálkoměr			
Traktor	**Výchozí rychlost [km/h]**	**Brzdná dráha [m]**	**Brzdné zpomalení [m/s²]**	**Součinitel adheze**	**Výchozí rychlost [km/h]**	**Brzdná dráha [m]**	**Brzdné zpomalení [m/s²]**	**Součinitel adheze**
ZETOR FORTERRA 140 HSX	23,9	3,79	7,79	0,79	20	2,9	5,32	0,54
	30,8	5,36	7,05	0,72	30	5,7	6,09	0,62
	44,5	15,15	5,71	0,58	45	11,6	6,73	0,69
ZETOR CRYSTAL 16145	22,3	6,20	3,46	0,35	20	6,3	2,45	0,25
	31,1	11,72	3,48	0,35	30	10,9	3,19	0,32
ZETOR 7711	22,9	10,12	2,09	0,21	20	9,9	1,56	0,16
	24,9	16,36	1,73	0,18	25	14,8	1,63	0,17
HATTAT A 110	37,1	11,43	6,11	0,62	-	-	-	-
STEYR CVT 6130	45,0	11,60	6,63	0,68	-	-	-	-
STEYR CVT 6230	58,7	22,38	6,66	0,68	-	-	-	-
CASE IH 110 MAXXUM	53,1	20,95	7,81	0,80	-	-	-	-
CASE IH 160 PUMA	46,5	12,40	8,23	0,84	-	-	-	-
CASE IH 230 CVX PUMA	32,3	9,43	6,17	0,63	Prázdný přívěs	-	-	-
	50,3	22,59	5,43	0,55	Plný přívěs	-	-	-
CASE IH 315 CVX MAGNUM	50,6	21,64	5,91	0,60	-	-	-	-

Dílčí analýza výsledků z experimentálního měření průměrného brzdného zpomalení

Všechny traktory, až tedy na jeden starší Zetor 7711, splnily zákonné požadavky, které jsou uvedeny v kapitole *4.3.2 Legislativní požadavky na brzdění traktoru*, jak je uvedeno v následující tabulce (*Tab. č. 10*). V této tabulce je také vidět, že řidič traktoru udržoval jízdní rychlost ± 3,7 km/h. Řidič sám podotkl, že horší bylo udržet požadovanou rychlost u měření s nižšími rychlostmi.

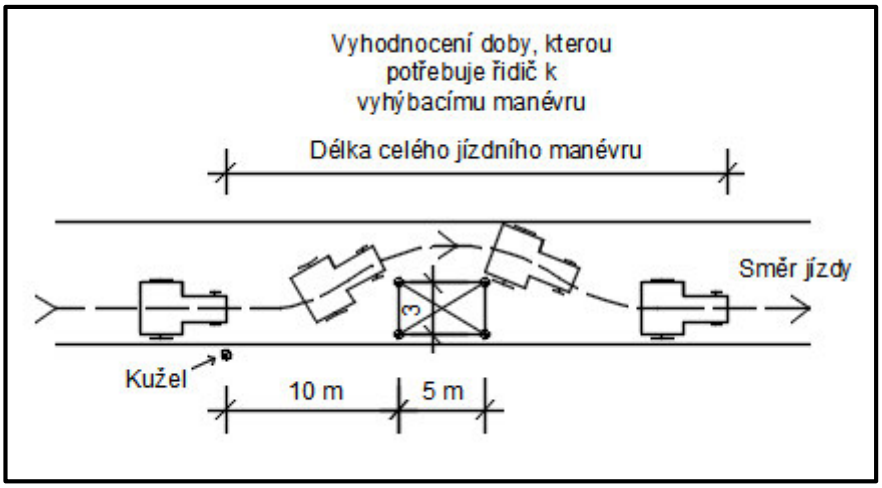
Tab. č. 10 - Legislativní požadavky na brzdění traktoru

Traktor	Výchozí rychlost [km/h]	Brzdná dráha [m]	Požadavky na brzdnou dráhu v závislosti na rychlosti dle legislativy (vztah 9) [m]
ZETOR FORTERRA 140 HSX	23,9	3,79	< 8,51
	30,8	5,36	< 12,80
	44,5	15,15	< 23,75
ZETOR CRYSTAL 16145	22,3	6,20	< 7,63
	31,1	11,72	< 13,00
ZETOR 7711	22,9	**10,12**	**> 7,96**
	24,9	**16,36**	**> 9,08**
HATTAT A 110	37,1	11,43	< 17,43
STEYR CVT 6130	45,0	11,60	< 24,21
STEYR CVT 6230	58,7	22,38	< 38,51
CASE IH 110 MAXXUM	53,1	20,95	< 32,27
CASE IH 160 PUMA	46,5	12,40	< 25,62
CASE IH 230 CVX PUMA	32,3	9,43	< 13,84
	50,3	22,59	< 29,36
CASE IH 315 CVX MAGNUM	50,6	21,64	< 29,66

6.4.2 Příčné přemístění traktoru

Řidič se s traktorem rozjíždí po dráze až na požadovanou rychlost. Touto rychlostí přijíždí na výjezdovou čáru, ze které začíná provádět vyhýbací manévr. Řidič v tuto chvíli sešlápne spojkový pedál a plně se věnuje řízení. Jedná se tedy o vyhýbací manévr, kde nejde pouze o vyhnutí se překážce bez další kontroly jízdy. Prvotní přemístění se skládá ze samotného vyhýbacího manévru a manévru, po kterém je možná jízda rovnoběžně s původním směrem jízdy.

A dále se vyhodnocuje následný manévr opět dvěma oblouky, se snahou zařadit se zpět do původního jízdního pruhu a zastavit, jak je patrné na *Obr. č. 64*. Jako výchozí bod pro určení potřebné vzdálenosti pro jízdní manévr je nechán kužel, u kterého začne řidič vyhýbací manévr.



Obr. č. 64 - Metodika měření příčného přemístění [vlastní]

Měření příčného přemístění pomocí kolečkového dálkoměru a stopek

Samotné měření bohužel proběhlo pouze u třech traktorů značky Zetor. Jako kontrolní měření bylo využito kolečkového dálkoměru a stopek k určení času a potřebné dráhy na celý manévr. Čas za pomocí stopek měřili dva, a to vždy z jiného místa pohledu, aby došlo k vyloučení subjektivního měření jednotlivce.

Obr. č. 65 - Pohled na traktor provádějící jízdní manévr příčného přemístění [vlastní]

Tab. č. 11 - Naměřené hodnoty z experimentálního měření příčného přemístění za pomocí kolečkového dálkoměru a stopek [vlastní]

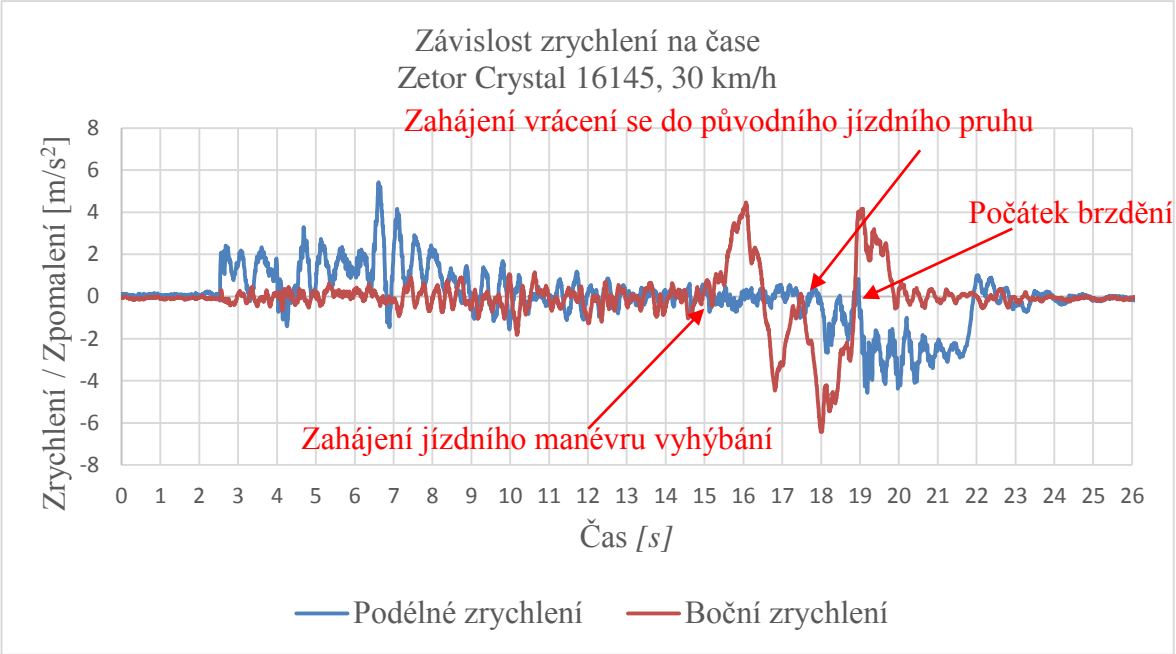
Traktor	Výchozí rychlosti [km/h]								
	20			30			45		
Zetor Forterra 140 HSX	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]
	4,01	4,34	23,9	3,83	3,78	24,3	3,75	3,95	27,2
	4,67			3,72			4,15		
Zetor Crystal 16145	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]	čas [s]	průměr	dráha
	4,37	4,55	26,6	3,56	4,27	31,3	-	-	-
	4,72			4,97			-		
Zetor 7711	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]	čas [s]	průměr [s]	dráha [m]
	4,60	4,98	27,1	3,63	3,71	31,2	-	-	-
	5,35			3,78			-		

Měření příčného přemístění pomocí XL Meter

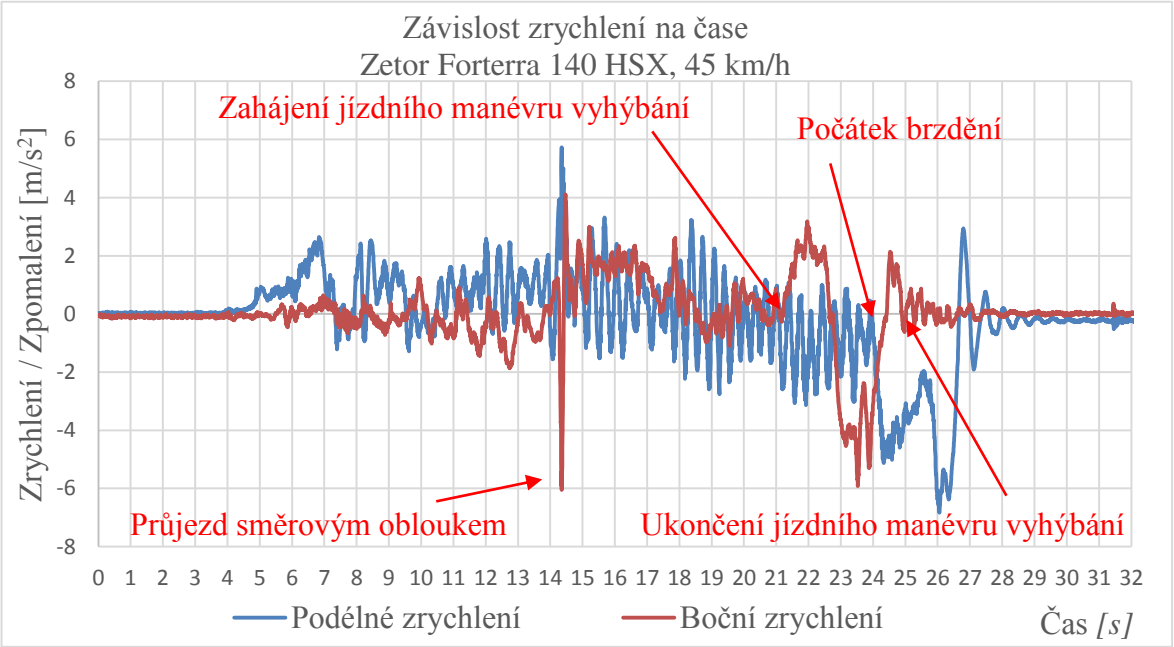
Hodnoty příčného přemístění naměřené přístrojem XL Meter jsou uvedeny v *Tab. č. 12* a průběh je znázorněn v grafech na *Obr. č. 66, 67*. Jednotlivé grafy s výsledky příčného přemístění jsou uvedeny v Příloze č. 2.

Tab. č. 12 - Výsledné hodnoty experimentálního měření příčného přemístění z XL Meter [vlastní]

Traktor	Výchozí rychlost [km/h]	22,8	27,9	42,3
Zetor Forterra 140 HSX	Rozsah podélného zrychlení [m/s^2]	-5,23 ÷ 5,99	-7,19 ÷ 4,22	-6,61 ÷ 4,42
	Rozsah bočního zrychlení [m/s^2]	-1,08 ÷ 1,62	-1,25 ÷ 3,42	-2,70 ÷ 2,12
	Čas na provedení celého manévru [s]	3,13	3,42	3,47
	Výchozí rychlost [km/h]	23,3	26,6	-
Zetor Crystal 16145	Rozsah podélného zrychlení [m/s^2]	-4,31 ÷ 2,68	-3,96 ÷ 5,19	-
	Rozsah bočního zrychlení [m/s^2]	-0,85 ÷ 3,84	-0,50 ÷ 4,25	-
	Čas na provedení celého manévru [s]	4,59	4,36	-
	Výchozí rychlost [km/h]	23,6	29,2	
Zetor 7711	Rozsah podélného zrychlení [m/s^2]	-3,50 ÷ 4,17	-4,05 ÷ 2,37	-
	Rozsah bočního zrychlení [m/s^2]	-0,48 ÷ 3,82	-1,07 ÷ 4,68	-
	Čas na provedení celého manévru [s]	4,30	3,90	-



Obr. č. 66 - Graf závislost zrychlení na čase traktoru Zetor Crystal, 30 km/h [vlastní]



Obr. č. 67 - Graf závislosti zrychlení na čase traktoru Zetor Forterra 140 HSX, 45 km/h [vlastní]

Dílčí analýza výsledků z experimentálního měření příčného přemístění

Na ukázku byl záměrně zvolen průběh příčného přemístění traktoru Zetor Crystal 16145 při výchozí rychlosti 30 km/h, a to z důvodu ukázky příčného zrychlení během zkoušky. Na grafu je názorné, že řidič během vyhýbacího manévru začal brzdit.

Totéž je možno pozorovat i u druhého traktoru značky Zetor Forterra 140 HSX, kde je patrné boční zrychlení způsobené průjezdem směrovým obloukem z důvodu získání požadované rychlosti.

Jednotlivé výsledky, jak už bylo řečeno, jsou uvedeny v Příloze č. 2 a lze je mezi sebou porovnat.

6.4.3 Akcelerační zkoušky traktoru

Akcelerační zkoušky byly prováděny s ohledem na druh řazení a styl jízdy. Výsledkem akcelerační zkoušky je maximální dosažitelné zrychlení vozidla a doba, za jakou dosáhne určené rychlosti. K měření byly využity opět dvě metody. A tj. měření akcelerace pomocí stopek a pomocí XL Meter.

Měření akcelerace traktoru pomocí stopek

Okamžik odstartování byl signál pro stisknutí měřicích stopek. Ve chvíli, kdy traktor dosáhl žádané rychlosti, dal řidič pomocí klaksonu zvukový signál osobám měřícím čas a v ten moment byly stopky zastaveny a doba zrychlení zapsána. V průběhu jízdy prováděl řidič kontrolu rychlosti na tachometru. Akcelerace byla současně zaznamenávána i připevněným XL Meter, který analyzoval dynamiku pohybu. Čas pomocí stopek měřili opět dva, a to vždy z jiného místa pohledu, aby došlo k vyloučení subjektivního měření jednotlivce. Toto kontrolní měření proběhlo pouze u traktorů značky Zetor.

Výpočet zrychlení pro jednotlivé traktory se vypočítá ze vzorce (vztah 15).

$$a = \frac{v}{\mathrm{t}} \qquad [\mathrm{m/s^2}] \qquad (15)$$

Tab. č. 13 - Výsledky experimentální zkoušky akcelerace za pomocí stopek a výchozí rychlosti [vlastní]

Traktor	**Výchozí rychlosti [km/h]**								
	20			**30**			**45**		
Zetor Forterra 140 HSX	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (15)	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (15)	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (15)
	7,84	8,35	**0,67**	9,35	9,05	**0,92**	15,28	15,89	**0,79**
	8,86			8,75			16,50		
Zetor Crystal 16145	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (14)	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (14)	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (14)
	8,44	8,65	**0,64**	13,19	13,01	**0,64**	-	-	-
	8,85			12,83			-		
Zetor 7711	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (14)	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (14)	čas [s]	průměr [s]	Zrychlení [m/s^2] vztah (14)
	5,75	5,89	**0,94**	10,47	10,40	**0,80**	-	-	-
	6,03			10,32			-		

Měření akcelerace traktoru pomocí akcelerometru XL meteru

Hodnoty pro jednotlivě měřené traktory naměřené přístrojem XL Meter, tedy průměrné akcelerace, jsou uvedeny v *Tab. č. 14* a maximální akcelerace jsou uvedeny v *Tab. č. 15*. Kde lze výsledky snadno porovnat.

Obr. č. 68 - Akcelerace traktoru Zetor Forterra 140 HSX [vlastní]

Tab. č. 14 - Experimentální měření průměrného zrychlení traktorů z XL Meter [vlastní]

Traktor		Číslo měření								Průměrné hodnoty podélného zrychlení [m/s²]
		1	2	3	4	5	6	7	8	
		Průměrné podélné zrychlení [m/s²]								
ZETOR FORTERRA 140 HSX		1,22	1,13	1,25	-	-	-	-	-	**1,20**
ZETOR CRYSTAL 16145		1,36	1,44	-	-	-	-	-	-	**1,40**
ZETOR 7711		1,25	1,42	-	-	-	-	-	-	**1,34**
HATTAT A 110		0,80	0,81	0,74	0,89	1,19	1,35	1,68	1,51	**1,12**
STEYR CVT 6130		0,98	1,11	1,17	1,54	1,78	1,80	1,80	1,86	**1,51**
STEYR CVT 6230		0,92	1,00	1,04	1,43	1,45	1,46	1,32	1,34	**1,25**
CASE IH 110 MAXXUM		1,09	1,34	1,87	1,57	1,49	1,3	0,9	1,8	**1,42**
CASE IH 160 PUMA		0,58	1,06	0,63	1,22	0,68	0,65	0,71	0,74	**0,78**
CASE IH 230 CVX PUMA	Prázdný	0,98	1,02	0,99	1,23	1,40	1,28	1,06	1,30	**1,16**
	Plný	1,07	0,93	0,58	1,10	0,46	1,18	1,12	1,30	**0,97**
CASE IH 315 CVX MAGNUM		0,91	0,96	0,87	1,38	0,79	1,37	0,99	1,09	**1,05**

Tab. č. 15 - Experimentální měření špičkového zrychlení traktorů z XL Meter[vlastní]

Traktor		Číslo měření								Špičková hodnota z měření [m/s²]
		1	2	3	4	5	6	7	8	
		Maximální špičkové podélné zrychlení [m/s²]								
ZETOR FORTERRA 140 HSX		3,46	3,76	4,17	-	-	-	-	-	**4,17**
ZETOR CRYSTAL 16145		2,73	2,61	-	-	-	-	-	-	**2,73**
ZETOR 7711		4,80	4,80	-	-	-	-	-	-	**2,73**
HATTAT A 110		4,11	4,40	3,95	4,25	3,51	4,96	2,83	2,24	**4,96**
STEYR CVT 6130		2,25	2,02	3,05	3,28	2,48	2,83	2,81	2,73	**3,28**
STEYR CVT 6230		2,77	2,05	2,31	3,24	3,62	3,08	2,65	3,20	**3,62**
CASE IH 110 MAXXUM		3,22	3,05	3,68	2,83	3,62	4,05	2,82	3,48	**4,05**
CASE IH 160 PUMA		4,40	3,98	2,63	5,17	2,79	3,43	4,14	2,52	**5,17**
CASE IH 230 CVX PUMA	Prázdný	2,33	2,32	2,53	5,62	3,97	4,41	2,55	2,87	**5,62**
	Plný	2,73	3,12	2,54	2,30	2,88	2,01	1,99	2,87	**3,12**
CASE IH 315 CVX MAGNUM		3,10	3,02	4,92	3,55	2,13	3,65	2,68	2,52	**4,92**

Z předchozích hodnot z *Tab. č. 14* je patrné, že nejlépe dopadl traktor značky Steyr CVT 6130, který má průměrné zrychlení 1,51 m/s^2. Průměr všech měřených traktorů činí 1,12 m/s^2. Traktor s největší špičkovou hodnotou akcelerace z našeho měření vyšel Case IH 230 CVX PUMA s prázdným přívěsem, což je patrné z *Tab. č. 15.* Metodika zjišťování hodnot špičkového zrychlení je zobrazena na *Obr. č. 69.*

Přehledné porovnání výsledků akcelerační zkoušky

Za účelem rozdělení jednotlivých akceleračních měření na složky s různým typem zrychlení (agresivní, ECO, běžný) byla sestavena tabulka (*Tab. č. 16*). U dostupných zemědělských traktorů bylo měřeno zrychlení z nulové rychlosti do maximální provozní rychlosti. Jednotlivé zkušební jízdy probíhaly v obou směrech, vždy čtyři měření s traktorem v daném jednom směru.

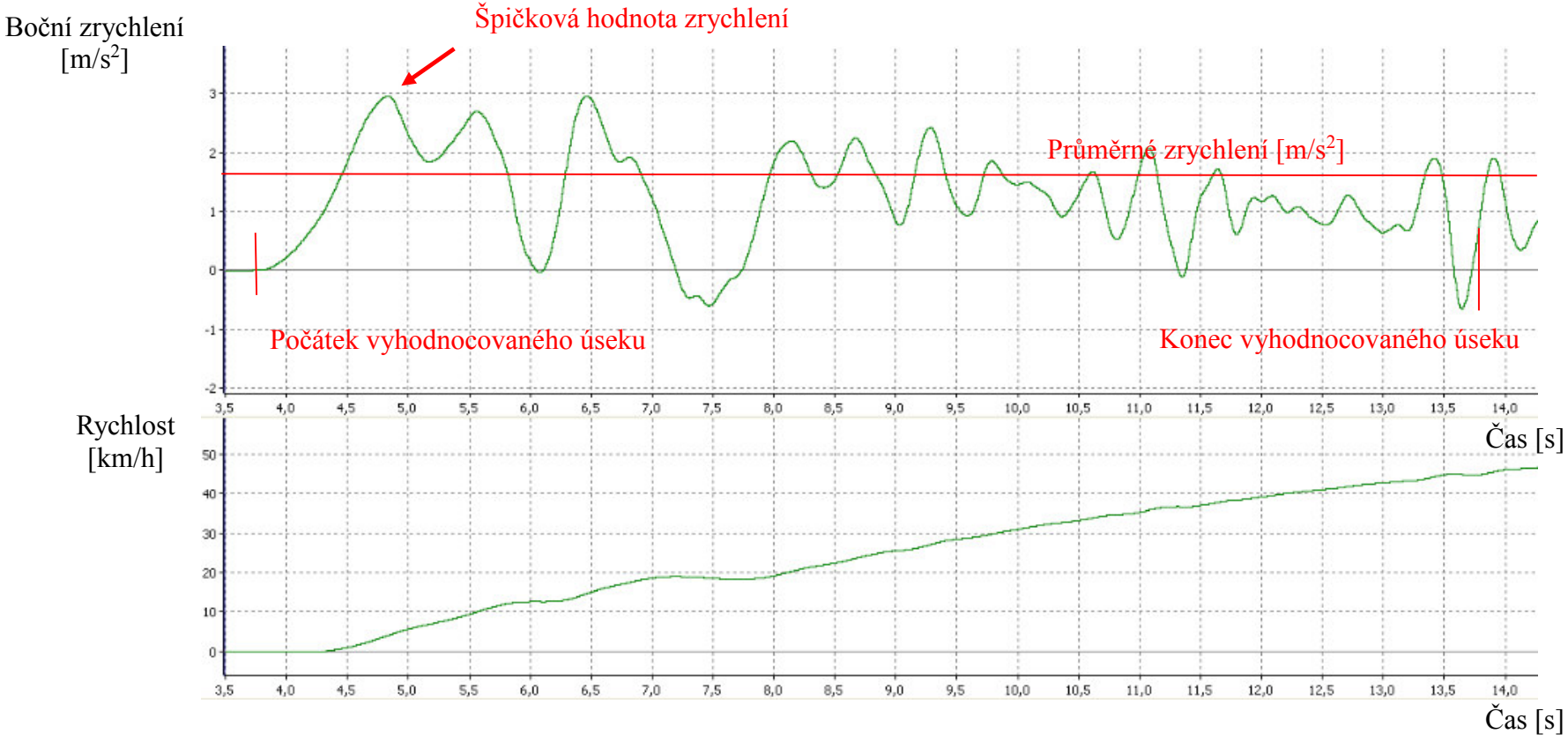
Z důvodu, že se traktory značky Zetor měřily na jiném stanovišti, proběhla pouze akcelerační zkouška s agresivním stylem rozjezdu pouze v jednom směru. A to pokaždé na rychlost 20 a 30 km/h (u traktoru Zetor Forterra 140 HSX ještě na maximální rychlost 45 km/h), a to kvůli porovnatelnosti zkoušek.

Aby bylo možné traktory mezi sebou lépe porovnat, provedlo se srovnání parametrů v prvních 10 sekundách rozjezdu. U traktoru značky Zetor pouze v prvních 5 sekundách, z důvodu kratší akcelerační doby rozjezdu.

Vyhodnocování proběhlo tak, že se vynesly 10 sekundové hodnoty podélného zrychlení do grafu a proložily přímkou, jak je patrné na grafu v *Obr. č. 69.*

Tab. č. 16 - Průměrné zrychlení traktoru [m/s^2] během prvních 10 sekund rozjezdu (traktory Zetor během 5 sekund) [vlastní]

Traktor		Číslo měření 1	Poznámka	2	Poznámka	3	Poznámka	4	Poznámka	5	Poznámka	6	Poznámka	7	Poznámka	8	Poznámka	Legenda
ZETOR FORTERRA 140 HSX		0,73	Ruč. řazení	0,78	Ruč. řazení	0,80	Ruč. řazení	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	„EKO" rozjezd
ZETOR CRYSTAL 16145		0,76	Ruč. řazení	0,69	Ruč. řazení	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	„EKO" rozjezd
ZETOR 7711		0,94	Ruč. řazení	0,69	Ruč. řazení	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	„Standartní" rozjezd
HATTAT A 110		0,79	Ruč. řazení	0,84	Ruč. řazení	0,75	Aut. řazení	0,79	Ruč. řazení	0,89	Na 2°	0,87	Na 2°	0,88	Na 3°	0,92	Na 4°	„Standartní" rozjezd
STEYR CVT 6130		0,88	Aut. řazení	0,85	Aut. řazení	0,73	Aut. řazení	0,83	Aut. řazení	0,94	Aut. řazení	1,24	Aut. řazení	1,14	Aut. řazení	1,07	Aut. řazení	„Standartní" rozjezd
STEYR CVT 6230		0,99	Aut. řazení	1,07	Aut. řazení	1,03	Aut. řazení	1,17	Aut. řazení	1,28	Aut. řazení	1,35	Aut. řazení	1,35	Aut. řazení	1,29	Aut. řazení	„Standartní" rozjezd
CASE IH 110 MAXXUM		0,42	Řazení 9-17°	0,87	Automat 13°<	0,97	Automat 13°<	0,65	Automat 13°<	1,18	Automat 13°<	1,11	Automat 13°<	0,91	Automat 13°<	0,93	Automat 13°<	„Agresivní" rozjezd
CASE IH 160 PUMA		0,58	Ruč. řazení 8-19°	0,72	Aut. řazení 8-19°	0,78	Ruč. řazení 8-19°	1,4	Ruč. řazení	0,74	Ruč. řazení	0,49	Ruč. řazení	0,77	Ruč. řazení	-	-	„Agresivní" rozjezd
CASE IH 230 CVX PUMA	Prázdný	0,93	Aut. řazení	0,94	Aut. řazení	0,84	Aut. řazení	0,91	Aut. řazení	1,34	Aut. řazení	1,09	Aut. řazení	1,13	Aut. řazení	1,13	Aut. řazení	„Agresivní" rozjezd
	Plný	0,81	Aut. řazení	0,73	Aut. řazení	0,83	Aut. řazení	1,15	Aut. řazení	1,32	Aut. řazení	0,91	Do stoupání	0,83	Do stoupání	1,13	Do stoupání	„Agresivní" rozjezd
CASE IH 315 CVX MAGNUM		0,63	Aut. řazení	0,66	Aut. řazení	0,45	Aut. řazení	0,97	Aut. řazení	0,74	Aut. řazení	1,37	Aut. řazení	0,92	Aut. řazení	0,81	Aut. řazení	„Agresivní" rozjezd



Obr. č. 69 - Závislost zrychlení a rychlosti na čase traktoru Steyr 6230 CVT [vlastní]

Dílčí analýza výsledků z experimentálního měření akcelerace

Výsledkem zkoušky jsou naměřené hodnoty zrychlení a čas zrychlení. Pro konkrétní ukázku je přiložen průběh grafu *Obr. č. 69,* který prezentuje jízdu traktoru Steyer 6230 CVT v agresivním stylu akcelerace. Dle křivky ukazující zrychlení je viditelné, že se pohybuje průměrně v rozmezí mezi 1 – 3 m/s^2. Dále v *Tab. č. 16* jsou uvedeny hodnoty průměrného zrychlení jednotlivých měřených traktorů. Jednotlivé výsledky jsou uvedeny v Příloze č. 3 (na DVD-ROM) z důvody značné obsáhlosti přílohy.

7 Návrh opatření a doporučení pro bezpečnost provozu

Z provedených jízdních zkoušek a následných vyhodnocení si dovoluji navrhnout jistá opatření a doporučení pro bezpečnost v silničním provozu. V tomto bodu se především opírám o poznatky řidiče měřených a vyhodnocovaných traktorů a dílenské obsluhy, se kterou jsem měl možnost hovořit.

Rozdíl v řiditelnosti a vjíždění do kritických směrových poměrů

Jak už bylo výše v kapitole *5.1 Rozdíl v řiditelnosti* napsáno, traktorová souprava se liší od ostatních skupin značnou změnou rozměrů, komfortu jízdy, druhem ovládáním a v neposlední řadě rychlostí.

Je tedy zcela zřejmé, že pokud je obsluha řidičem více skupin motorových vozidel a probíhá střídání strojů a vozidel, může vinou zevšednění činností opomenout svoji pozici při řízení. Dále se problém týká mladých řidičů, kteří nemají s pohybem větších nebo těžších strojů zkušenosti a dostávají se do problému ve směrově stísněných poměrech, jako jsou kruhové objezdy malých poloměrů nebo jen správně odhadnout vzdálenost nadjetí, aby nedocházelo k přejíždění obrubníkových těles atd. Z našich experimentálních měření vyšla jako minimální průměrná nadjíždějící vzdálenost 7,10 m. A také fakt složitosti pohybu směrem zpět, tedy „couvání“, kde traktor s přívěsem mají dvě roviny otáčení tj. v závěsu traktoru a v přední nápravě přípojného vozidla.

Opatření by se mohlo týkat častějším, propracovaným praktickým, ne jen teoretickým, zaškolením řidičů.

Brzdění traktoru v silničním provozu

Z výsledků zkoušek provedených na traktorech staršího data výroby v kapitole *6.4.1 Brzdné zpomalení traktoru* je patrné, že ne vždy splňují nynější legislativní požadavky na brzdění traktoru.

Námi zkoušený traktor značky Zetor 7711 byl shledán jako neprovozuschopný na pozemních komunikacích. Z výsledků vidíme, že oba starší typy traktorů mají delší brzdné dráhy. Jak jsem byl informován, jejich reálné použití je z 90 % na obslužné práce ve vnitropodnikových záležitostech, ale i zcela běžně se s nimi stále můžeme setkat na pozemních komunikacích. Z důvodu lepší transportní rychlosti a dobré spolehlivosti se pro běžný silniční provoz a transport používají v dnešní době novější typy traktorů. Dále bych zde rád uvedl fakt, že nové typy traktorů dosahují průměrného brzdného zpomalení (s vyloučením 2 traktoru starší výroby) hodnot 6,7 m/s^2. Tato hodnota je velice blízka průměrnému brzdnému zpomalení u osobních automobilů.

Opatřením v tomto případě by se mohlo stát snížení platnosti technické kontroly pro traktory z nynějších 4 let na 2 roky, jako je tomu u osobních automobilů. I když je tento způsob nereálný a značně neekonomický, nabízí se alespoň doporučení věnovat větší pozornost pravidelné údržbě a v okamžiku náznaku problému danou situaci řešit.

Akcelerace a příčné přemístění traktoru

Z výsledků zkoušek provedených na traktorech uvedených v kapitole *6.4.3 Akcelerační zkoušky traktoru* je očividné, že traktory mají průměrné zrychleni kolem 1,12 m/s^2, což je oproti běžným dnes dostupným osobním vozům zhruba polovina.

Co se týká objetí překážky, byla řidičem a obsluhou stanovena jako zlomová rychlost 42,3 km/h, při které sice nedocházelo ke ztrátě jízdní stability, ale značně postihuje jízdní komfort. Je to způsobeno tím, že obsluha stroje sedí v kabině výše nad vozovkou a pociťuje intenzivněji naklopení traktoru.

V tomto ohledu shledávám jako doporučení pouze ohleduplnost ostatních účastníků silničního provozu s ohledem na rozměry a takřka poloviční akcelerační schopnost tohoto úžasného stroje.

Závěr

Tato diplomová práce se zabývá problematikou jízdní dynamiky traktoru a odpovídá na často kladené otázky týkající se bezpečnosti provozu starších typů traktorů. Práce na úvod rozebírá koncepci zemědělských traktorů podle prof. Ing. Františka Bauera, CSc. Navazující kapitoly objasňují okolnosti ovlivňující samotnou dynamiku pohybu a možnosti zjišťování jízdních vlastností traktorů.

Práce se dále zabývá měřením vlečných křivek pro traktor s přívěsem, tedy jízdní soupravu. Pro možnost využití této práce při analýze silničních dopravních nehod byly zvoleny reálné testy a následně modelovány v programu AutoCad s nadstavbou CadTools.

Dále byla provedena měření, která poskytují věrohodný obraz o reálně dosahovaných hodnotách při akceleračních, brzdných a vyhýbacích manévrech. Zkouškám bylo podrobeno celkem deset traktorů různých továrních značek, hmotností a stáří. Za užitečné považuji, že se podařilo pro jízdní zkoušky získat i traktory ne zcela běžných výrobců těchto strojů.

Provedené experimentální jízdní zkoušky jsou analyzovány v šesté kapitole této práce. Jednotlivé výsledky s podrobnou fotodokumentací a videozáznamy jsou zpracovány a uvedeny v Přílohách 1, 2, 3.

Výsledky brzdné zkoušky ukazují, že interpretované traktory dosahují průměrného brzdného zpomalení v rozmezí hodnot 1,73 - 8,23 m/s^2. Podle změřených hodnot (*Tab. č. 9*) je zřejmé, že moderní traktory dosahují brzdných zpomalení, která odpovídají osobním automobilům. Dále brzdné zkoušky poukazují na fakt, že stav brzdové soustavy u starších typů traktorů nesplňují legislativní požadavky a měly by být uvedeny do stavu technicky způsobilého nebo zcela vyřazeny z běžného provozu.

Další charakteristická zkouška, která byla v souvislosti s vypracováním diplomové práce provedena, bylo měření příčného přemístění čtyřmi oblouky. Skládá se z náhlého vybočení z jízdní dráhy, objetí překážky a zařazení se zpět do původního jízdního pruhu. Toto měření proběhlo pouze u traktorů značky Zetor. Díky těmto provedeným testům je možné hodnotit traktory Zetor z hlediska stability a ovladatelnosti, především podle jejich chování při správně zvládnutém vyhýbacím manévru. Z pohledu spolujezdce a řidiče byl vyhýbací manévr na kritické úrovni v rychlosti 42,3 km/h, při bočním zrychlení v rozmezí -2,70 až 2,12 m/s^2, kdy oba uvedli, že je to maximální rychlost, za které daný manévr provedou.

Akcelerace traktoru je ovlivněna hmotností, adhezními podmínkami a výkonem motoru. Rozjíždění bylo uskutečněno různými styly (*Tab. č. 16*), což ovlivnilo jednotlivé průběhy akcelerace. V práci jsou uvedeny průměrné hodnoty zrychlení, které jsou pro potřeby soudních

znalců hodnotnější oproti špičkovým, jenž byly také zaznamenány. Rozmezí průměrné akcelerace všech traktorů je 0,78 - 1,51 m/s^2 (viz *Tab. č. 14*). V našem případě nejvyšší zjištěné hranice dosáhl traktor Steyr CVT 6130.

Návaznost na tuto práci spatřuji především v provedení obdobných zkoušek s připojením dalších zařízení za traktor, jako je naložený přívěs, cisterna a různá jiná příslušenství. Dále by bylo zajímavé testovat jiné typy traktorů, nebo provést zkoušky za jiných adhezních podmínek.

Seznam použitých zdrojů

[1] DE CET, Mirco. *Traktory: encyklopedie od A do Z*. 4. vyd. Překlad Karel Kopička. Praha: Levné knihy KMa, 2008. ISBN 978-80-255-0122-1.

[2] Lokomobily a parní oračky. *StaréTraktory.cz* [online]. Praha: Jiří Sucharda, 2008 [cit. 2016-02-22]. Dostupné z: http://www.staretraktory.cz/index.php/lokomobily-a-parni-stroje/lokomobily/

[3] Muzeum starých strojů. *Muzeum starých strojů: Nástup traktorů se spalovacími motory. První americký a anglický traktor* [online]. [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: http://www.starestroje.cz/historie/zavadeni.traktoru.php

[4] Naše traktory. *Historie výroby traktorů v českých zemích* [online]. Alois Mitrenga, 2010 [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: http://www.nasetraktory.cz/joomla/index.php?option=com_content&view=article&id=62:historie-vyroby-traktor-v-eskych-zemich&catid=40:uivatelske-lanky&Itemid=69

[5] Vodíkem poháněný traktor a koncept energeticky nezávislé farmy. *Agrotec* [online]. [cit. 2016-02-26]. Dostupné z: http://www.eagrotec.cz/fotogalerie/NH2_CZ.pdf

[6] Designmagazin. *DesingMag* [online]. [cit. 2016-02-27]. Dostupné z: http://www.designmagazin.cz/technika/29411-cesky-futuristicky-traktor-novo-dostal-cenu-red-dot.html

[7] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

[8] Vobosystem s.r.o. *Traktory CASE IH Maxxum CVX Efficient Power* [online]. 2016 [cit. 2016-02-27]. Dostupné z: http://www.vobosystem.cz/case-maxxum-cvx-ep

[9] Automobilové technologie Bosch. *Elektronická řídicí jednotka Motronic* [online]. [cit. 2016-02-27]. Dostupné z: http://www.bosch-mobility-solutions.cz/cs/cz/component_3/PT_PC_PFI_Engine-Management_PT_PC_Port-Fuel-Injection_892.html?compId=576

[10] Autoalarmy.cz. *Autoalarm.cz* [online]. Zlín, 2011 [cit. 2016-02-27]. Dostupné z: http://www.autoalarmy.cz/clanky/co-je-to-can-bus.html

[11] *Zákony pro lidi: Předpis č. 341/2014 Sb.* [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: https://www.zakonyprolidi.cz/cs/2014-341#cast2

[12] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory, hnací charakteristika, brzdění, odpružení, řiditelnost, ovladatelnost, stabilita*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství Vlk, 2000. ISBN 80-238-5273-6.

[13] BRADÁČ, Albert. *Soudní inženýrství*. Dot. 1. vyd. Brno: CERM, 1999. ISBN 80-7204-133-9.

[14] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-238-9681-4.

[15] PANÁČEK, Vladimír. *Zkoušení vozidel*. Vyd. 1. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012. ISBN 978-80-214-4558-1.

[16] ES 2010/0349 (COD). *Směrnice evropského parlamentu a rady o brzdových zařízeních kolových zemědělských a lesních traktorů*. Brusel, 2010.

[17] VLEČNE KŘIVKY pro ověřování průjezdnosti směrových prvků pozemních komunikací. *TP 171* [online]. [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: http://www.pjpk.cz/TP%20171.pdf

[18] Katalog Automobilů.cz. *Škoda Fabia 1.4 50kW* [online]. [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: http://skoda.katalog-automobilu.cz/automobil/skoda-fabia-1-4-50kw

[19] Mapy.cz. *Mapy.cz* [online]. [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: www.mapy.cz

[20] Archiv ÚSI VUT.

Seznam použitých zkratek a symbolů

Zkratka/symbol	Jednotka	Název
a	[m/s^2]	zrychlení / zpomalení,
c	[Pa]	soudržnost (koheze),
c_x	[-]	součinitel vzdušného odporu,
EHK	[-]	Evropská hospodářská komise,
EHS	[-]	Evropská hospodářská společenství, elektrohydraulické systémy,
ES	[-]	Evropské společenství,
f	[-]	součinitel valivého odporu,
F	[N]	síla,
F_k	[N]	celkový součet jízdních odporů,
g	[m/s^2]	gravitační zrychlení,
G	[N]	tíha vozidla,
j_s	[m]	posuv půdy,
K	[-]	faktor stability,
L	[m]	délka vozidla,
m	[kg]	hmotnost,
M_k, M_a	[Nm]	hnací moment,
M_r	[Nm]	setrvačný moment rotačních částí vozidla,
n_m	[ot/min.]	otáčky motoru,
Of	[N]	valivý odpor,
Op	[N]	odpor přívěsu,
Os	[N]	odpor stoupání,
Ov	[N]	vzdušný odpor,
Oz	[N]	odpor zrychlení,
Oz	[N]	podpor zrychlení posuvných částí,
O_{zr}	[N]	odpor zrychlení rotačních částí,
P_k	[W]	hnací výkon,
P_m	[W]	výkon závislý na otáčkách motoru,

Zkratka/symbol	Jednotka	Název
R	[m]	poloměr,
r_d	[m]	dynamický poloměr kola,
S	[m]	dráha,
S_{max}	[m]	hodnota brzdné dráhy,
S_x	[m^2]	čelní plocha vozidla,
Š	[m]	šířka vozidla,
t	[s]	čas,
t_b	[s]	doba plného brzdění,
t_n	[s]	doba náběhu brzd,
t_o	[s]	doba odbrzdění,
t_p	[s]	prodleva brzd,
t_r	[s]	reakční doba,
V	[m]	výška vozidla,
v	[m/s]	rychlost,
v_{mez}	[m/s]	mezní rychlost v oblouku,
v_r	[m/s]	náporová rychlost větru,
Z_{ki}	[N]	radiální zatížení kola,
α	[°]	úhel stoupání,
ρ	[kg/m^3]	měrná hmotnost vzduchu,
μ	[-]	součinitel adheze,
μ_v	[-]	součinitel valivé přilnavosti kola v podélném směru,
φ	[°]	úhel vnitřního tření,
τ	[Pa]	smyková pevnost,

Seznam příloh

Příloha 1: Grafické průběhy brzdění

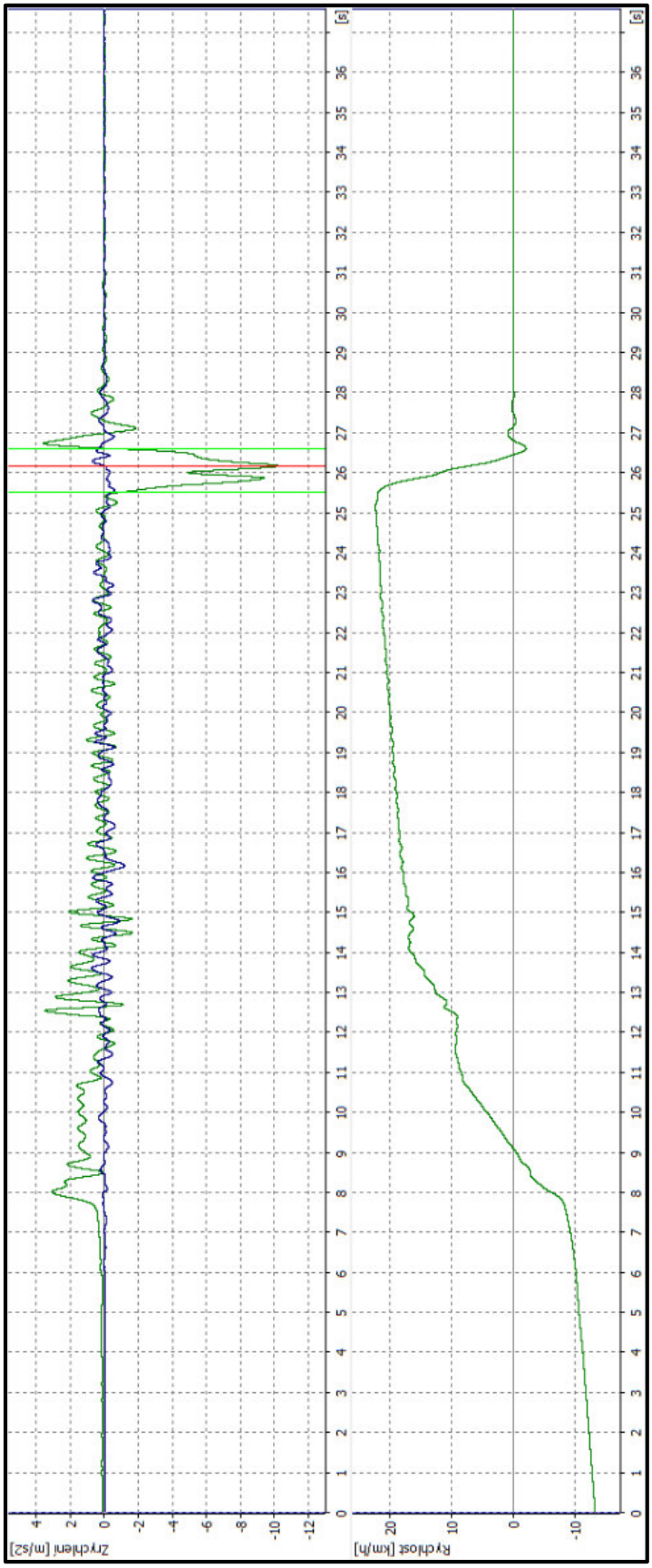
Příloha 2: Grafické průběhy bočního přemístění

Příloha 3: Videozáznamy, fotodokumentace a průběhy akcelerace všech traktorů

Graf brzdění Zetor Forterra 140 HSX, 20 km/h

Příloha č. 1

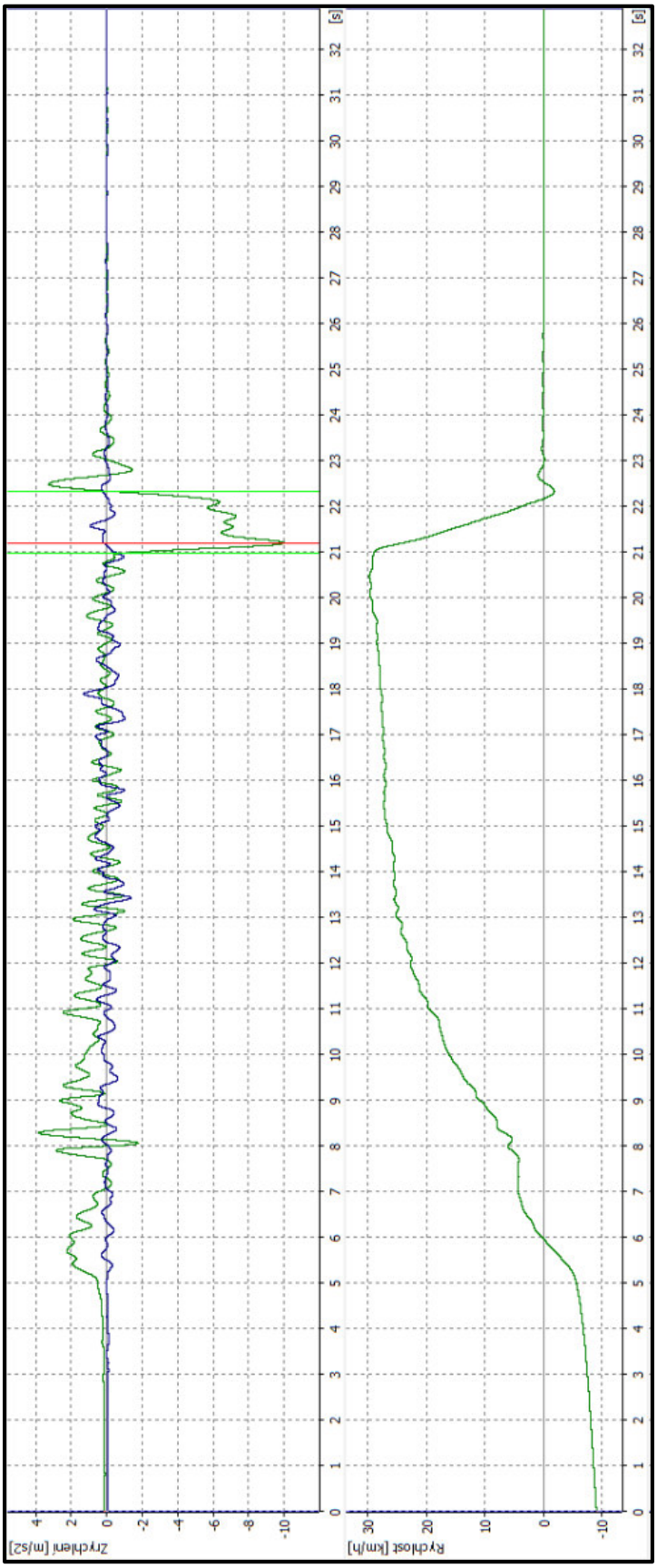
List 1/15



Graf brzdění Zetor Forterra 140 HSX, 30 km/h

Příloha č. 1

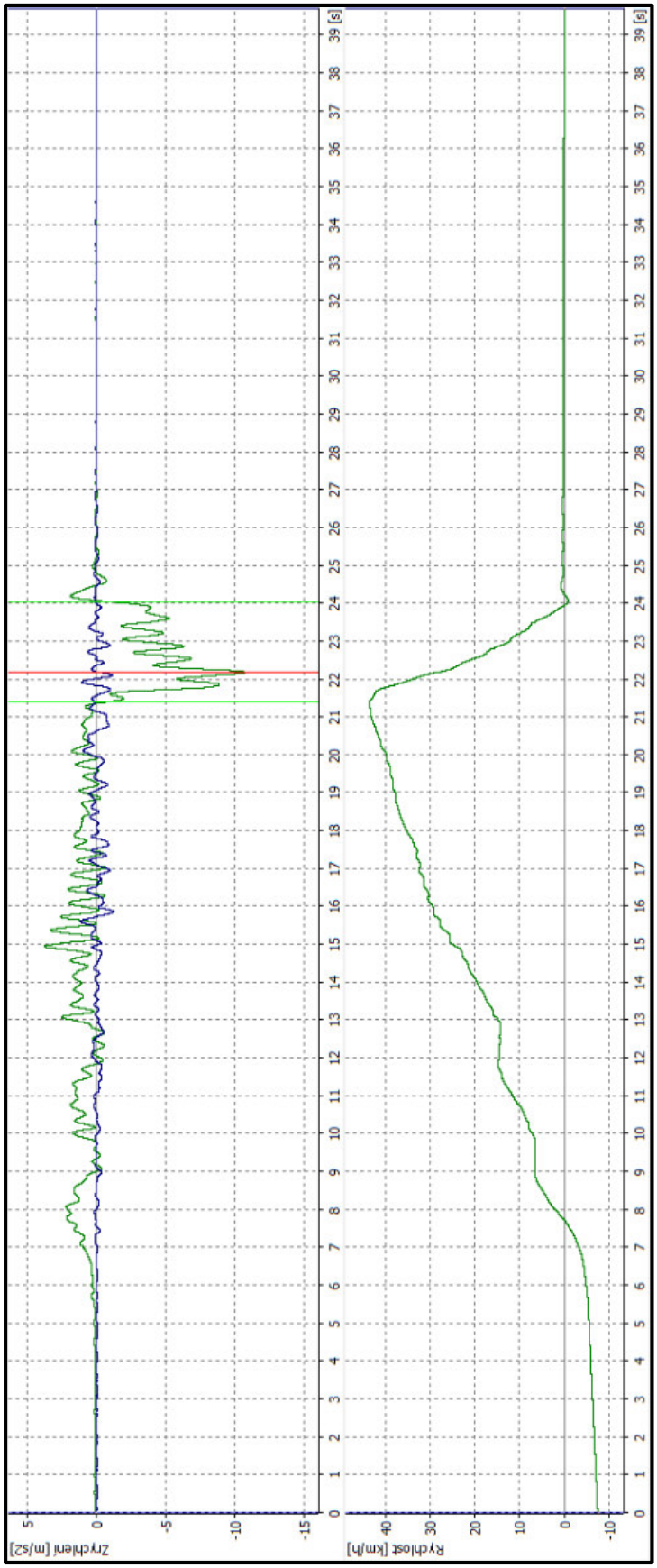
List 2/15



Graf brzdění Zetor Forterra 140 HSX, 45 km/h

Příloha č. 1

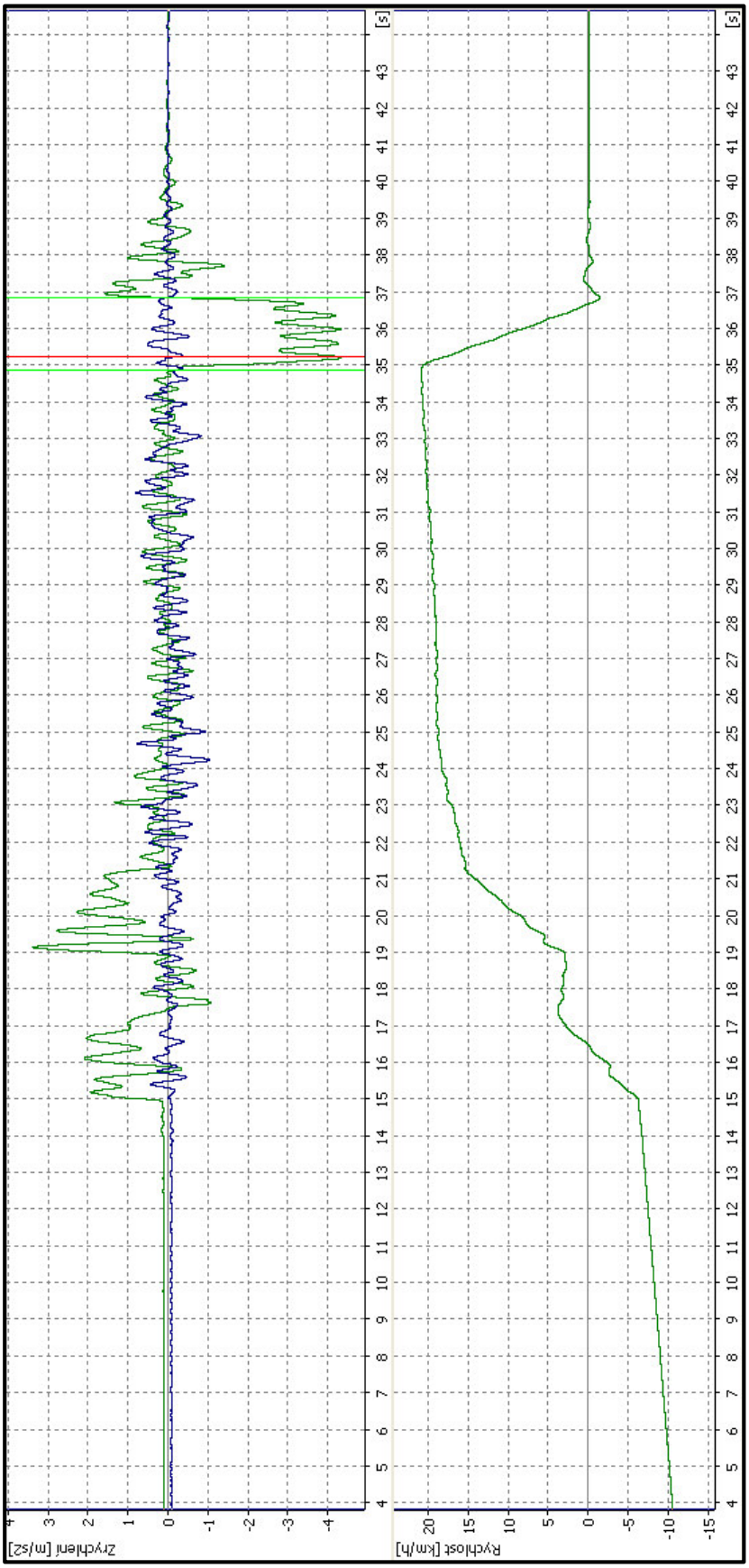
List 3/15



Graf brzdění Zetor Crystal 16145, 20 km/h

Příloha č. 1

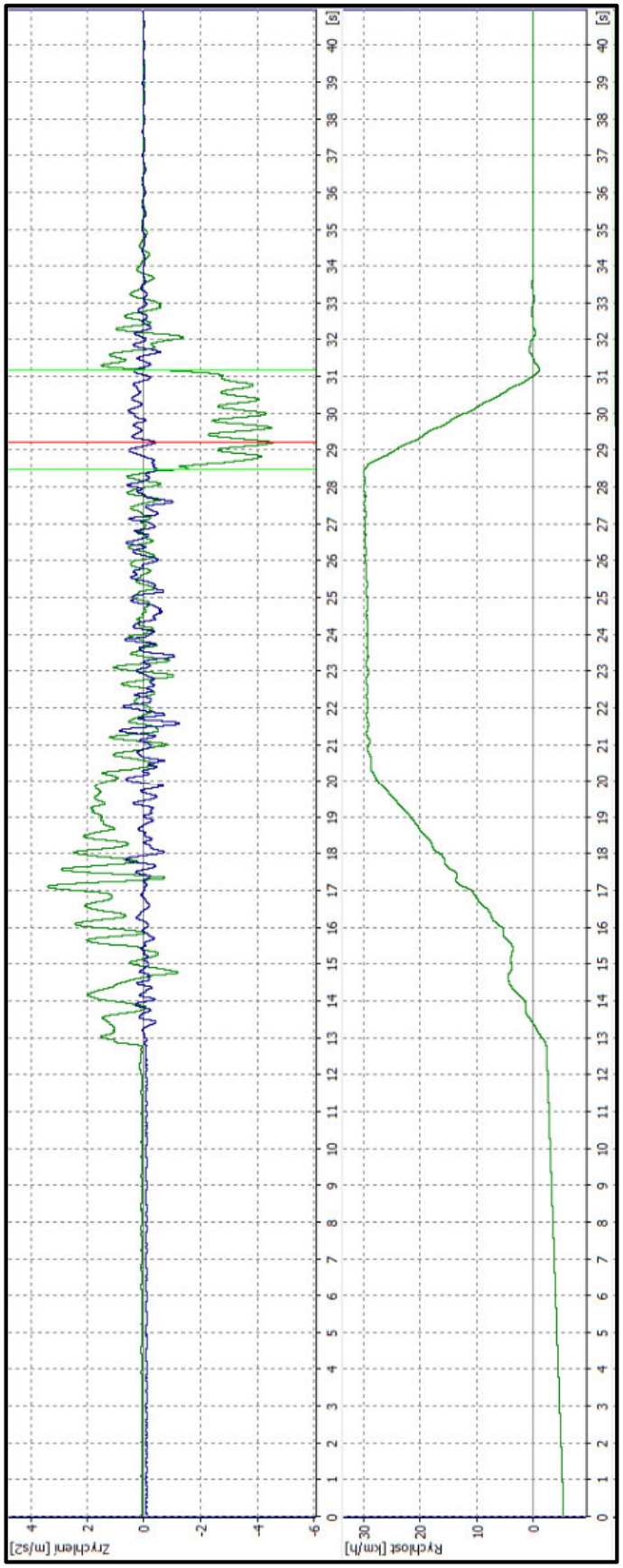
List 4/15



Graf brzdění Zetor Crystal 16145, 30 km/h

Příloha č. 1

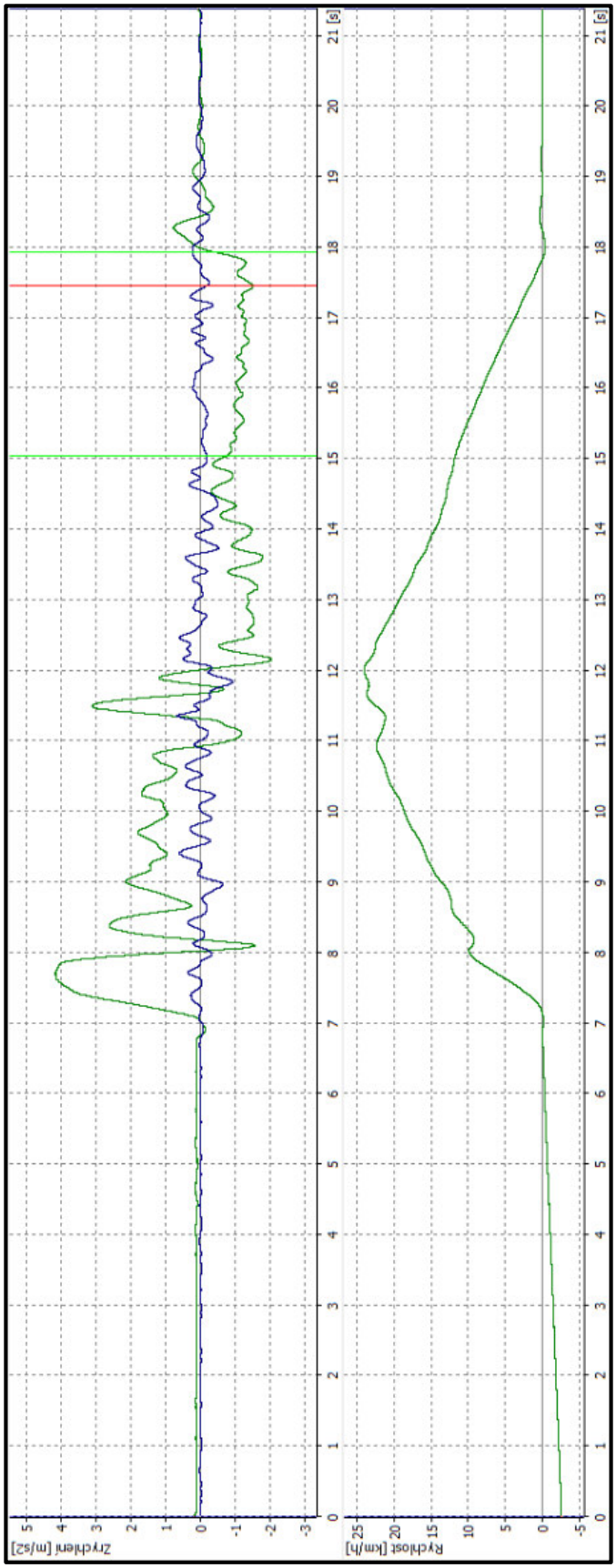
List 5/15



Graf brzdění Zetor 7711, 20 km/h

Příloha č. 1

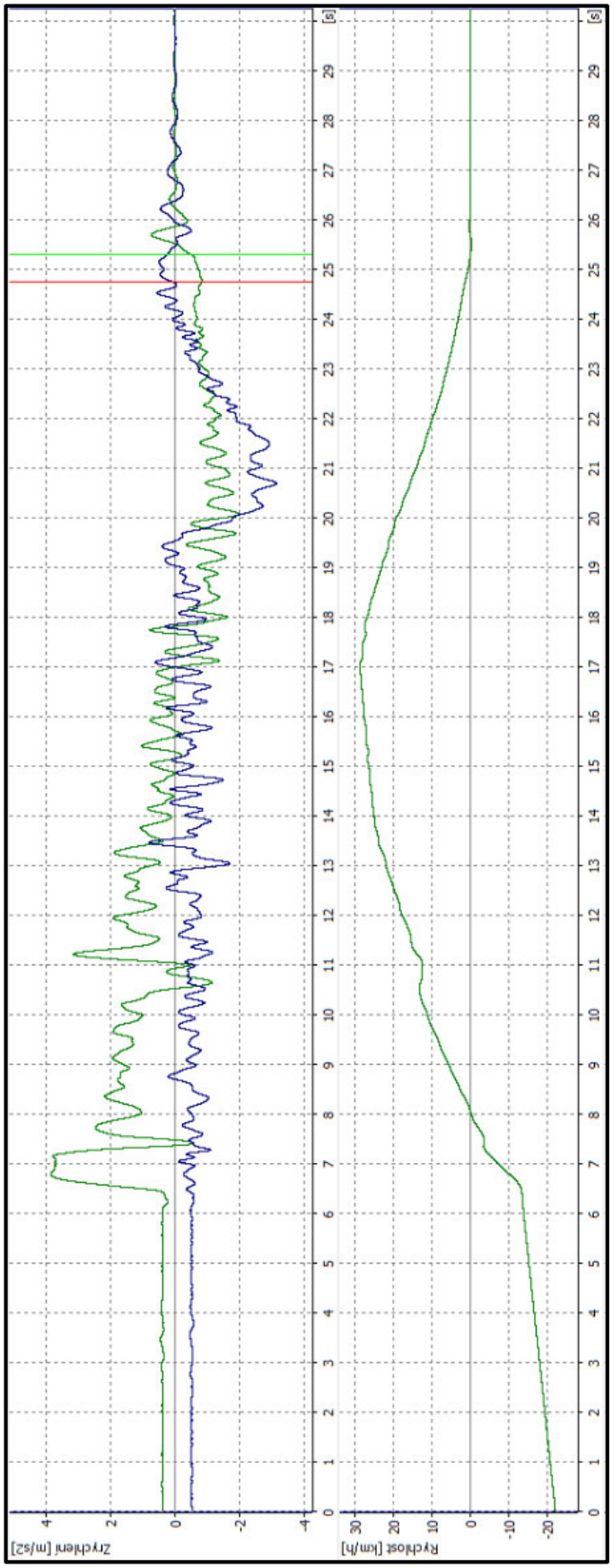
List 6/15

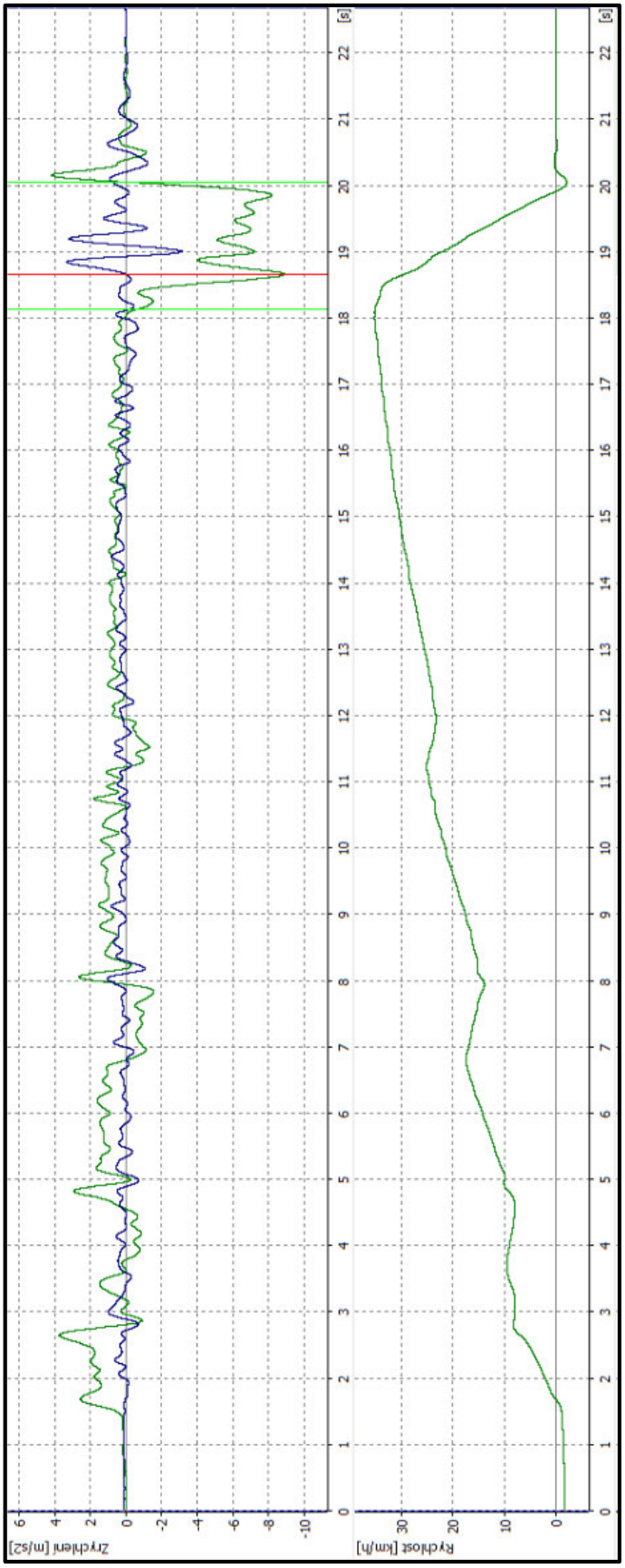


Graf brzdění Zetor 7711, 30 km/h

Příloha č. 1

List 7/15

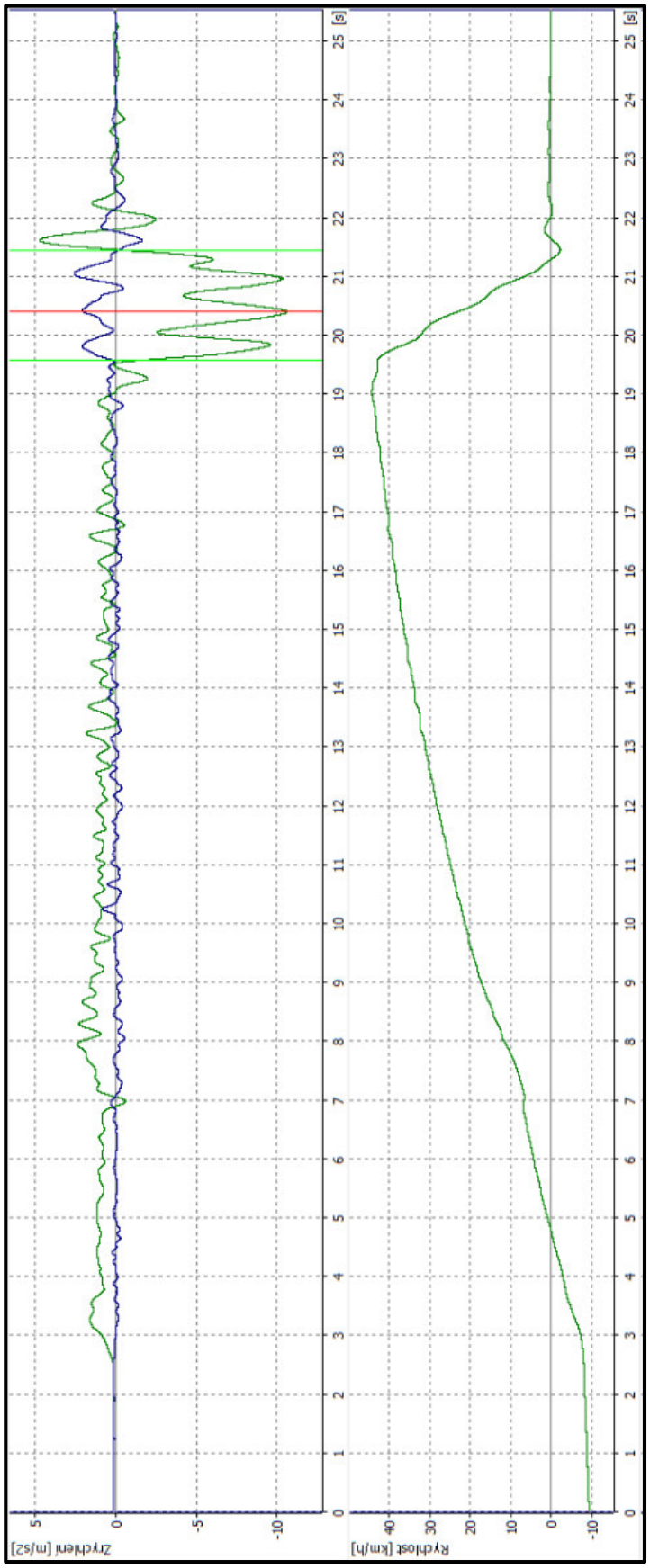



Zrychlení [m/s2]
6
4
2
0
-2
-4
-6
-8
-10
Rychlost [km/h]
30
20
10
0
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 [s]

Graf brzdění Steyer CVT 6130

Příloha č. 1

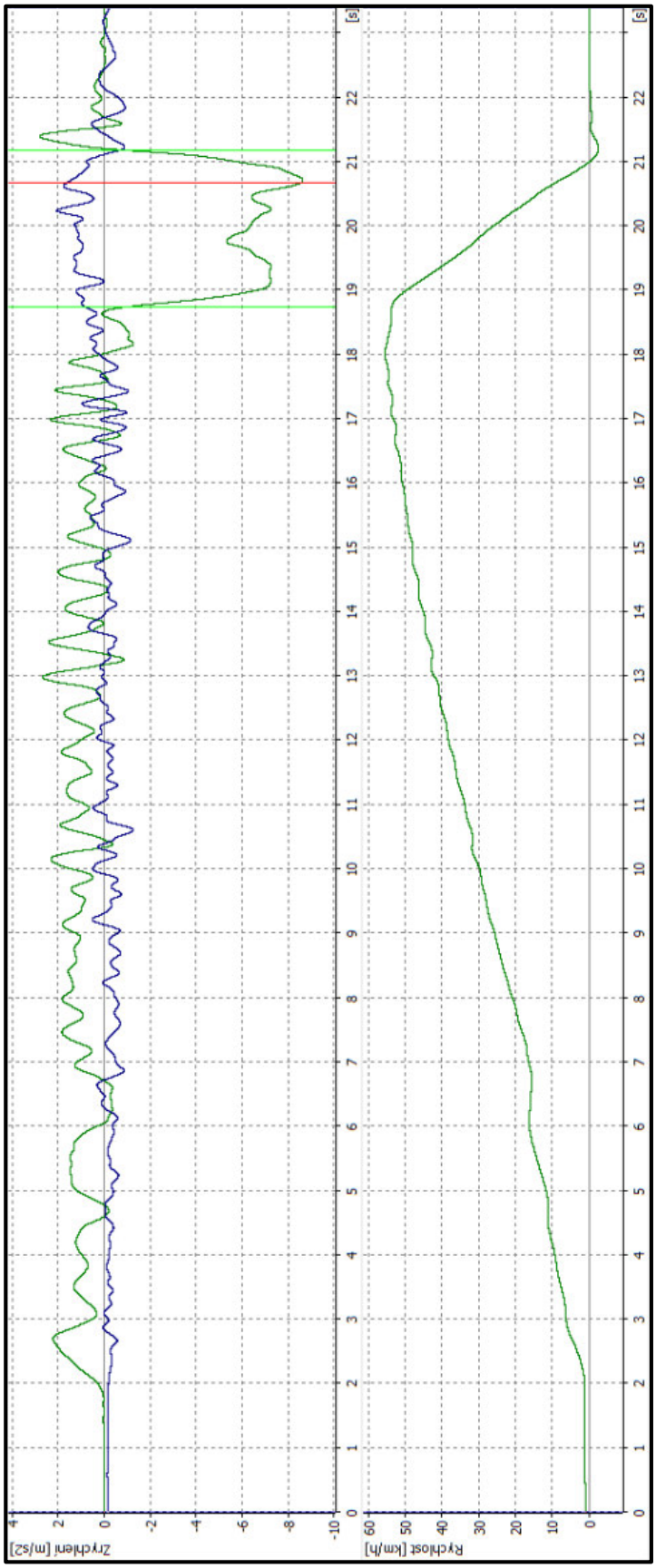
List 9/15



Graf brzdění Steyer CVT 6230

Příloha č. 1

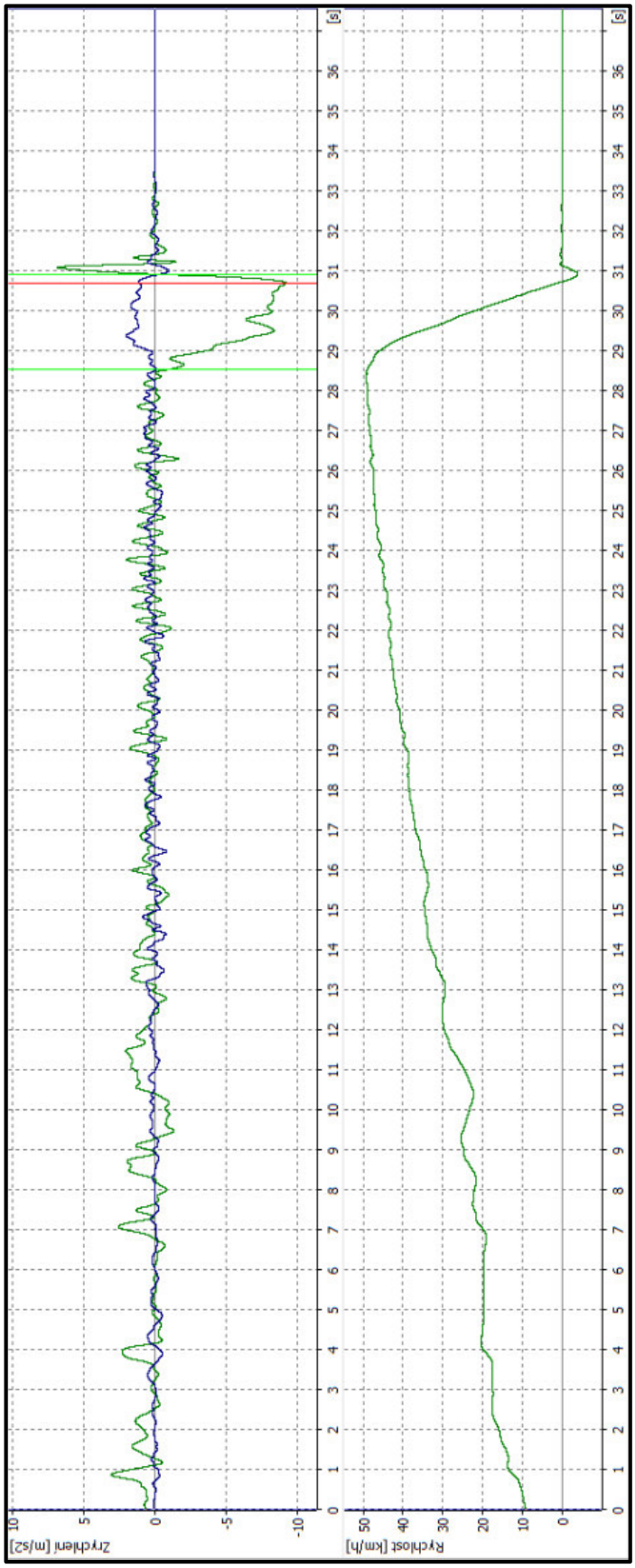
List 10/15



Graf brzdění CASE IH 110 Maxxum

Příloha č. 1

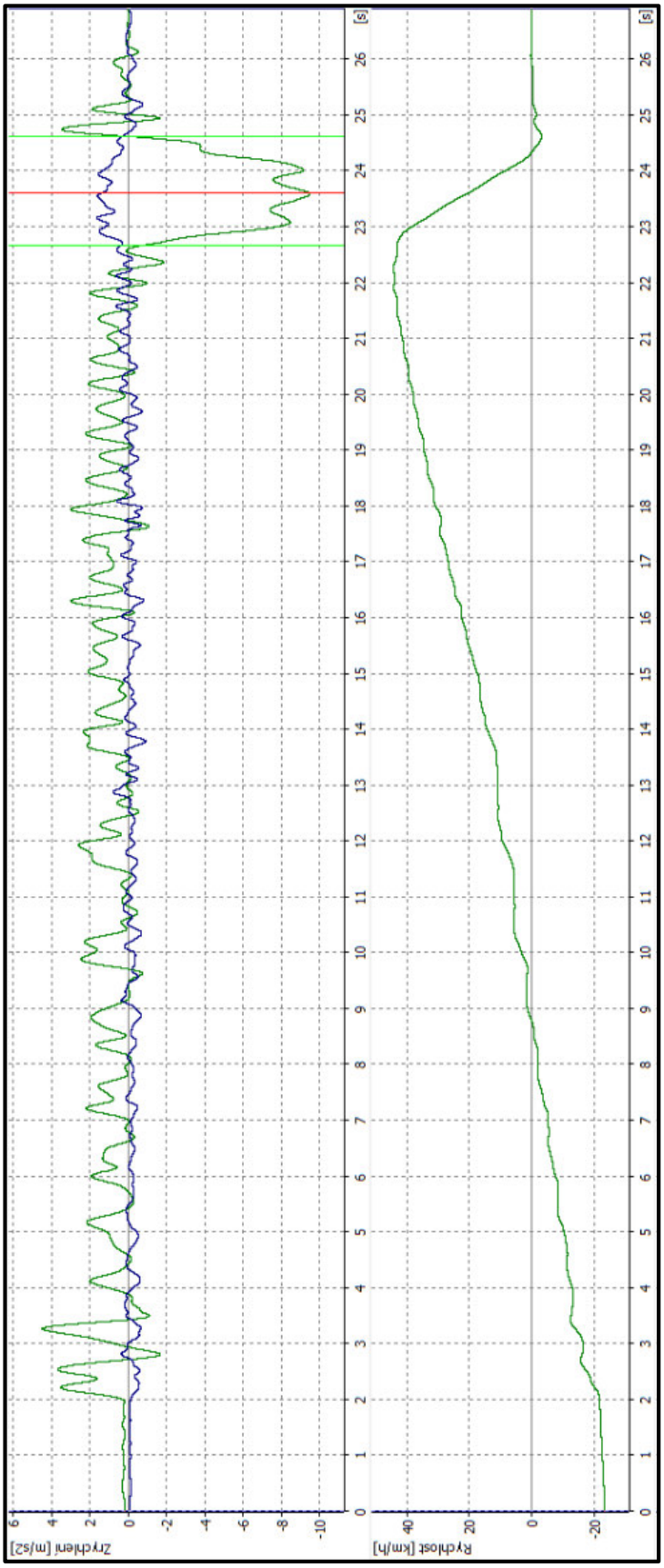
List 11/15



Graf brzdění CASE IH 160 Puma

Příloha č. 1

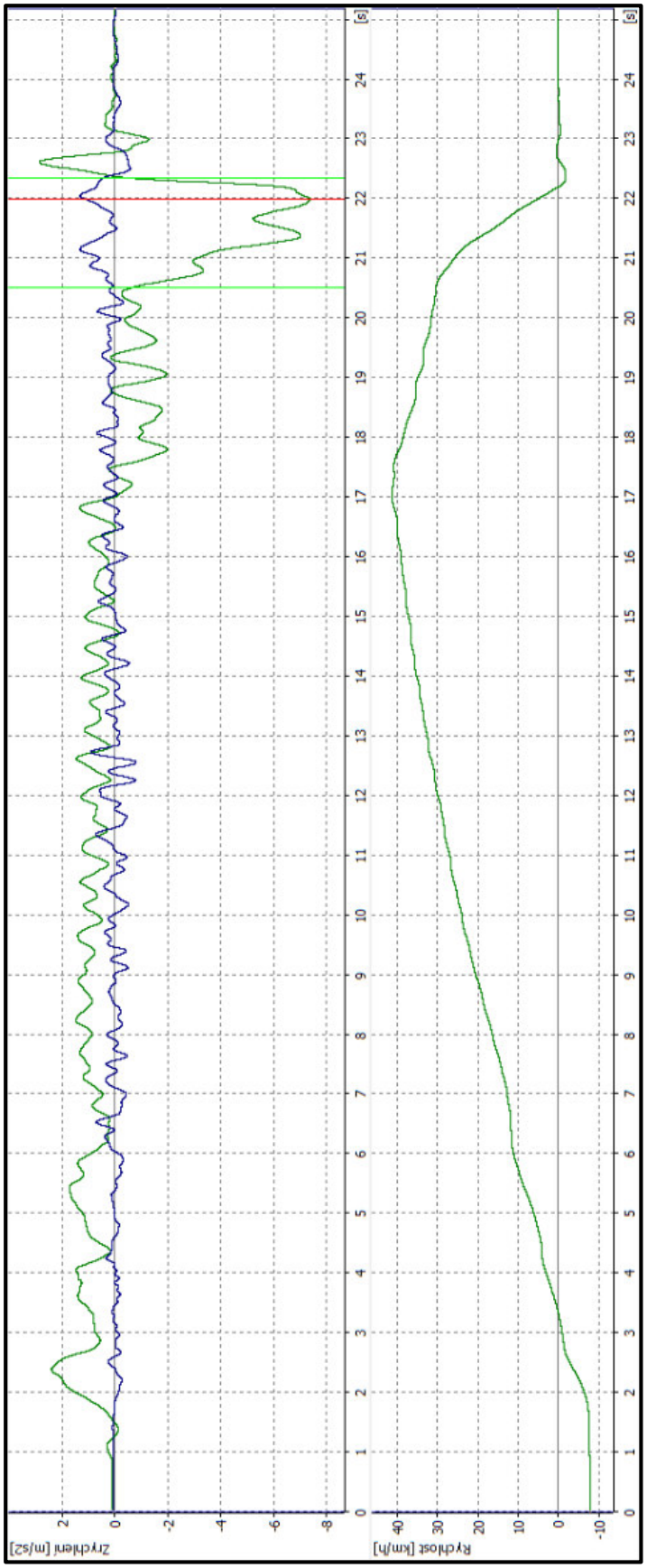
List 12/15



Graf brzdění CASE IH 230 CVX Puma, prázdný

Příloha č. 1

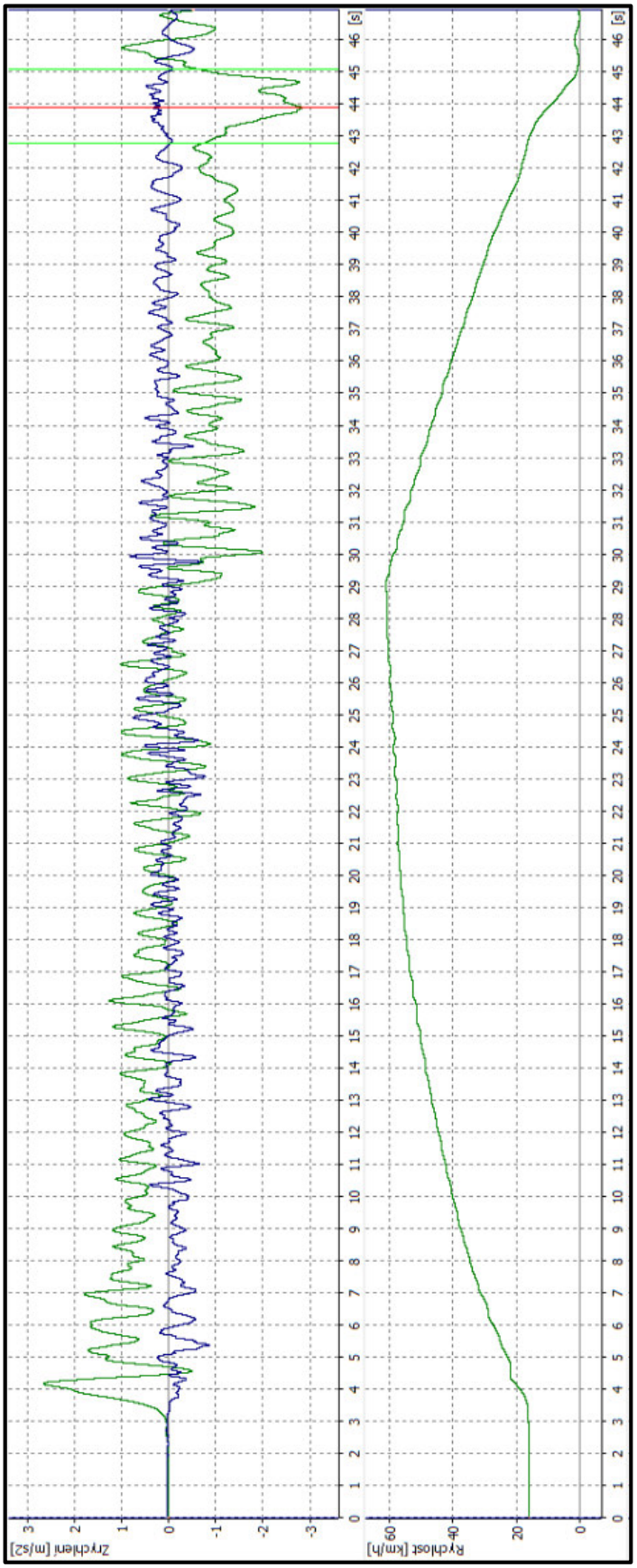
List 13/15



Graf brzdění CASE IH 230 CVX Puma, plný

Příloha č. 1

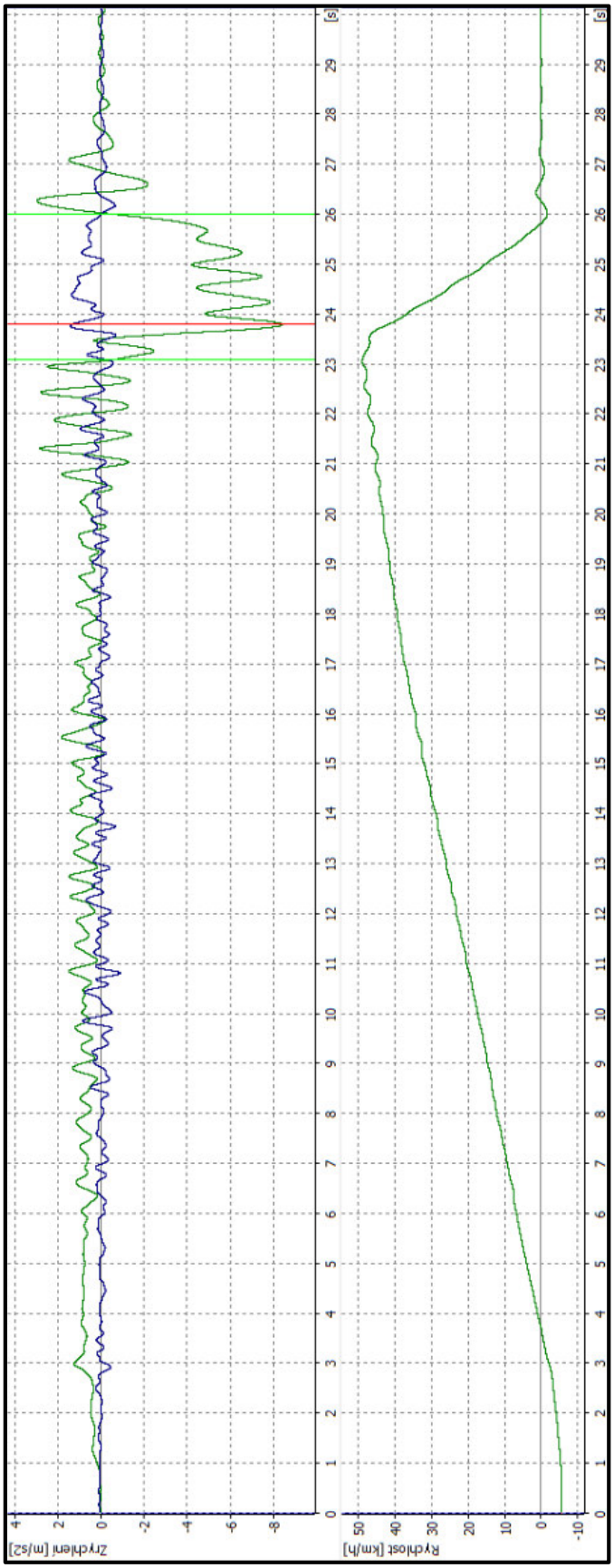
List 14/15

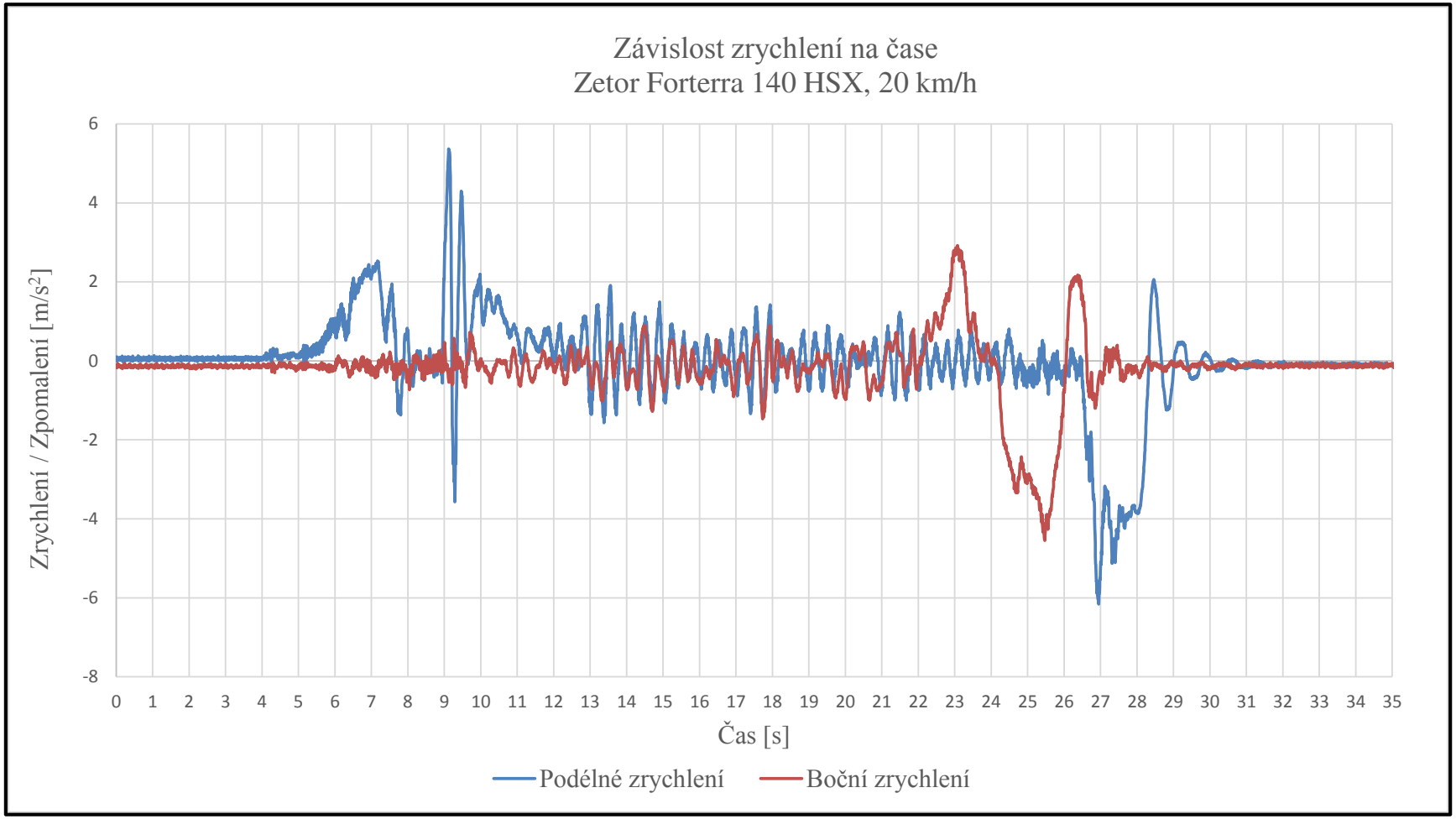


Graf brzdění CASE IH 315 CVX Magnum

Příloha č. 1

List 15/15

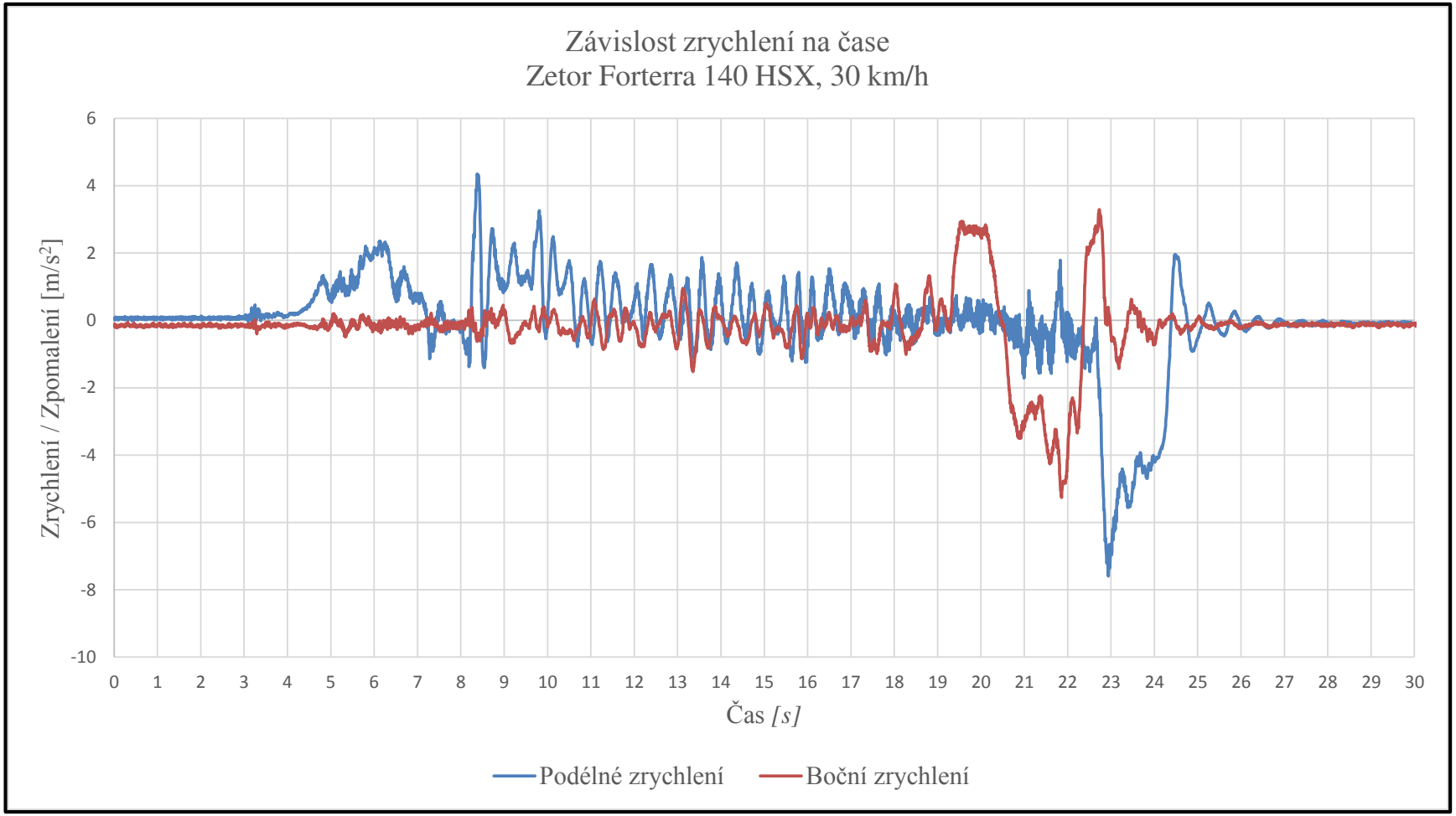




Graf přemístění Zetor Forterra 140 HSX, 20 km/h

Příloha č. 2

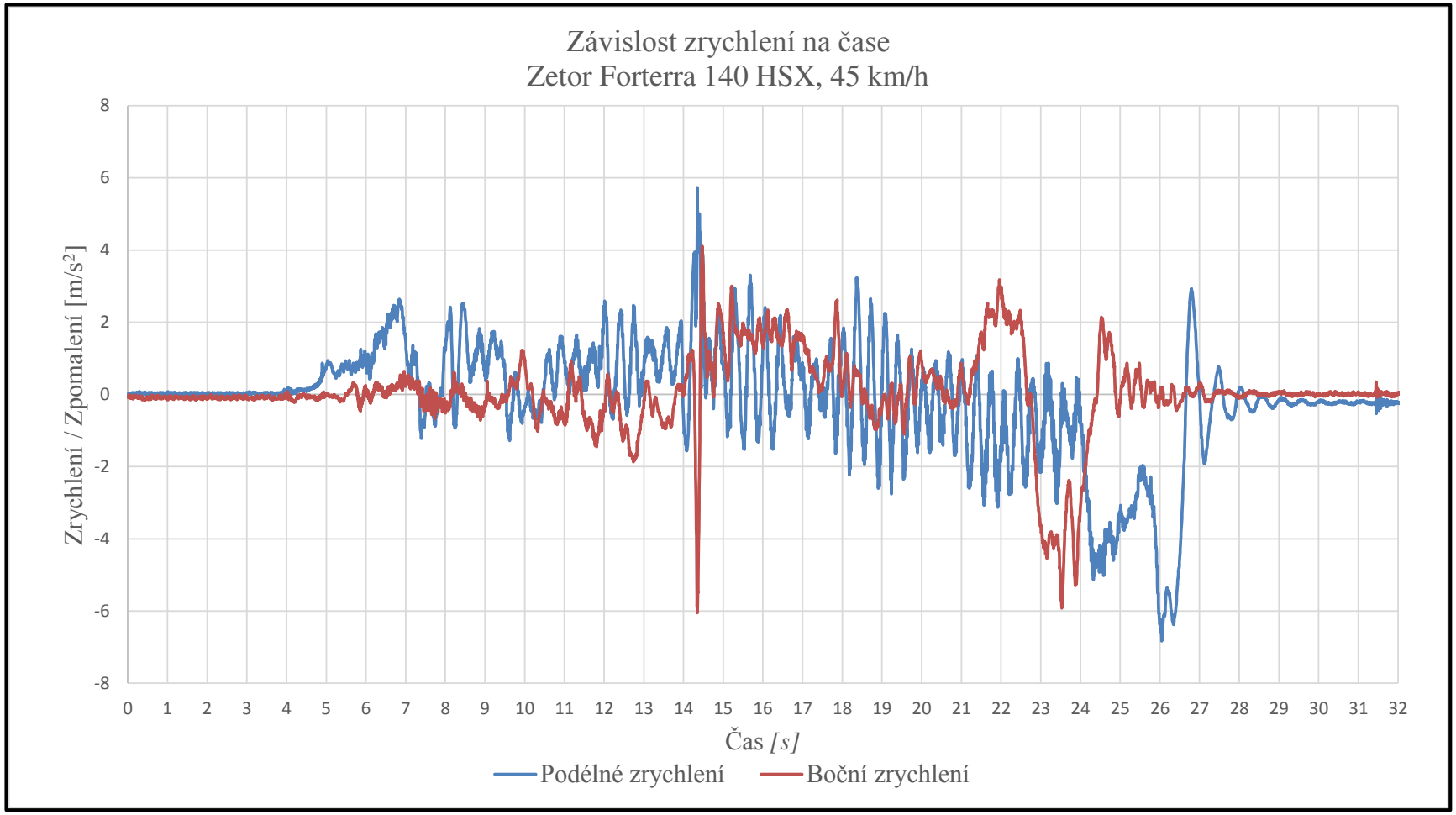
List 1/7

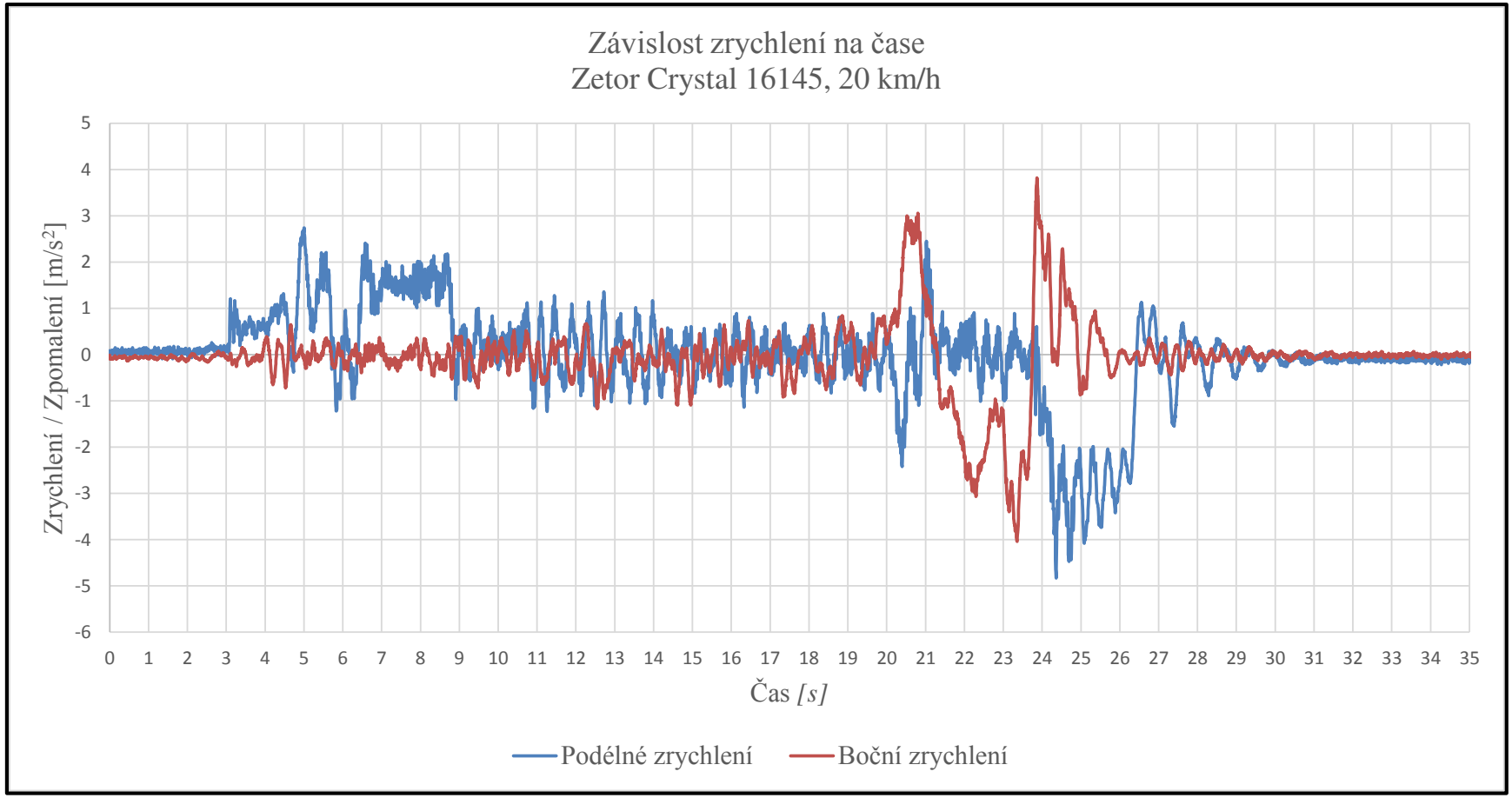


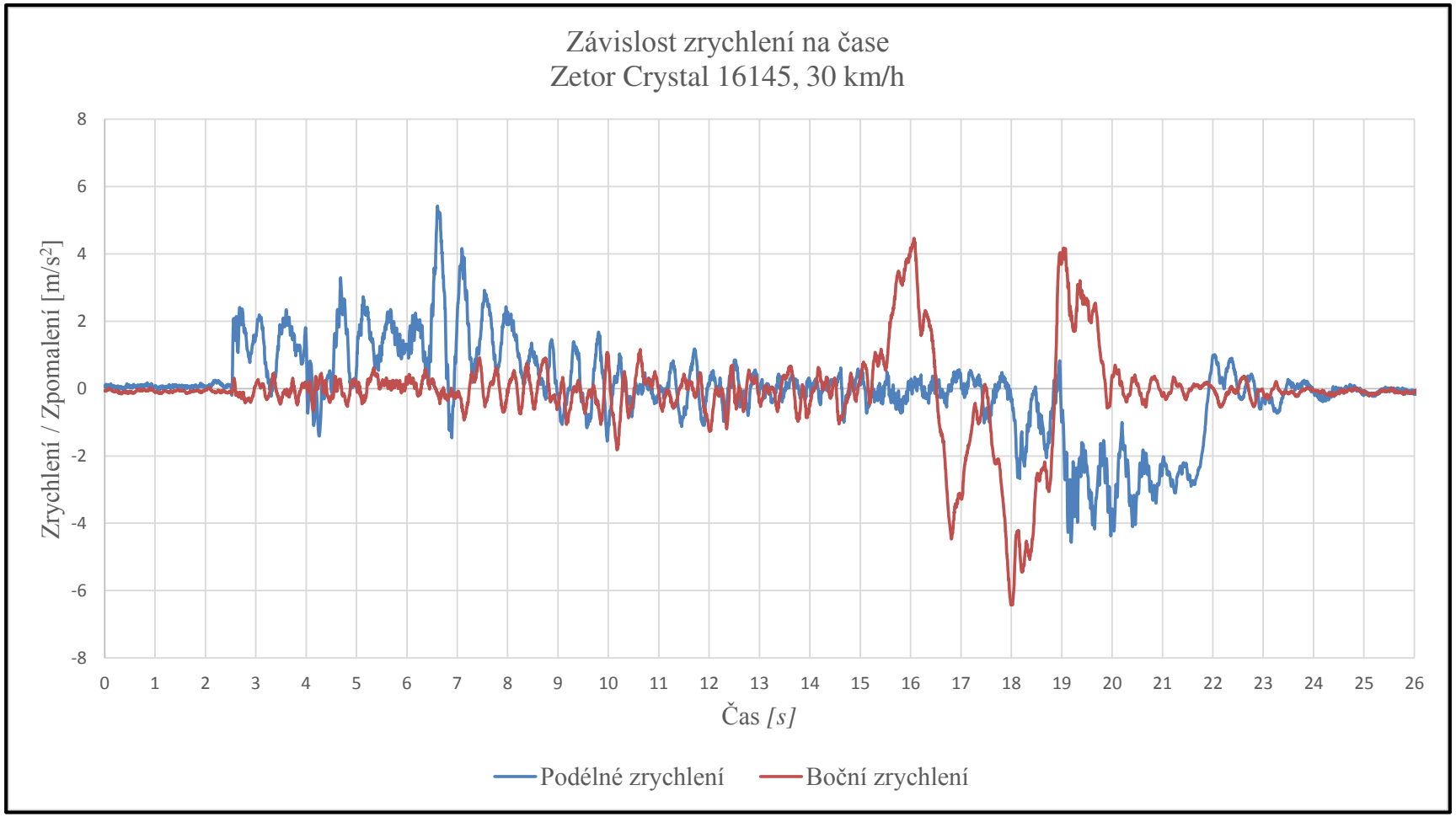
Graf přemístění Zetor Forterra 140 HSX, 30 km/h

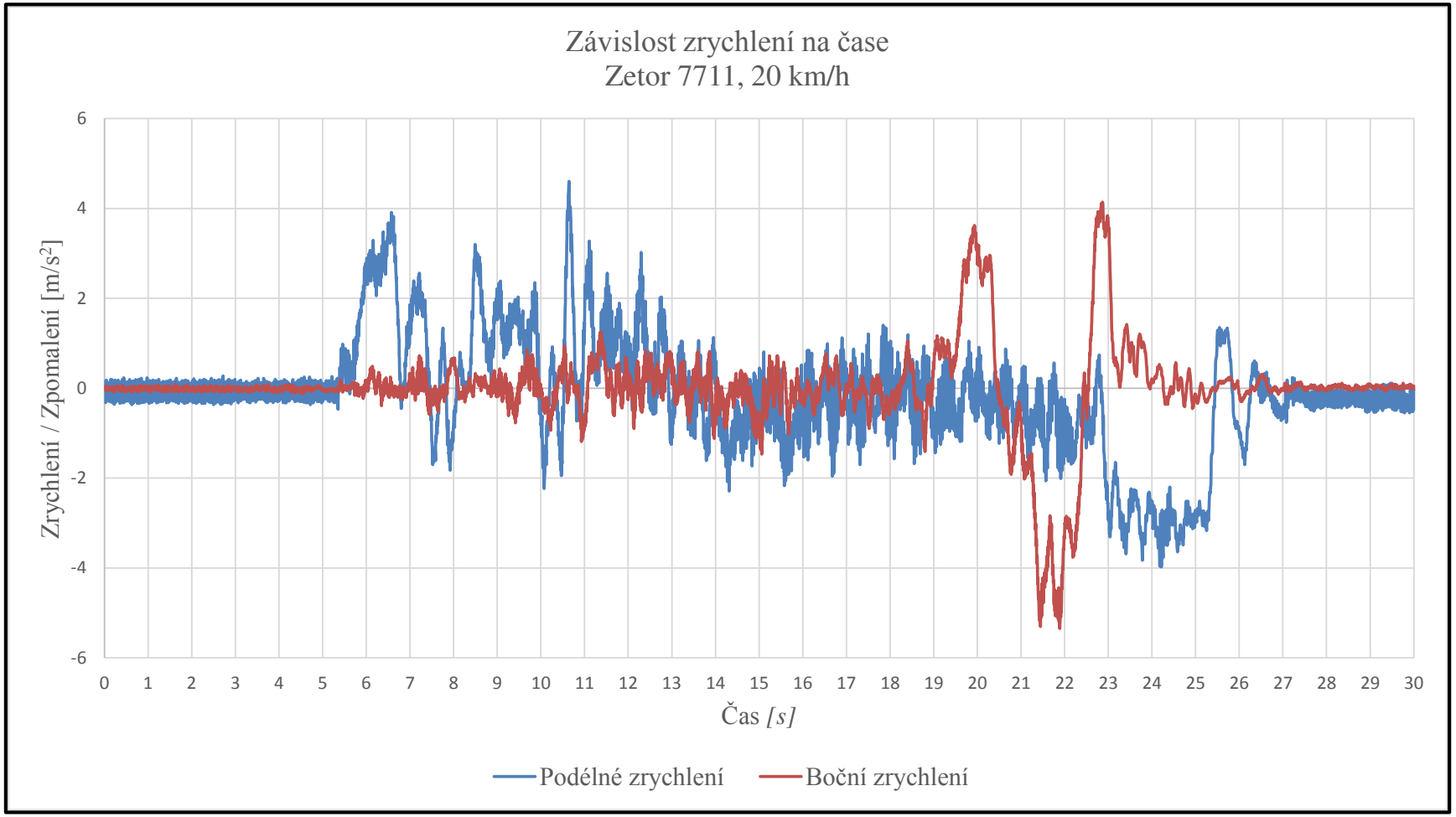
Příloha č. 2

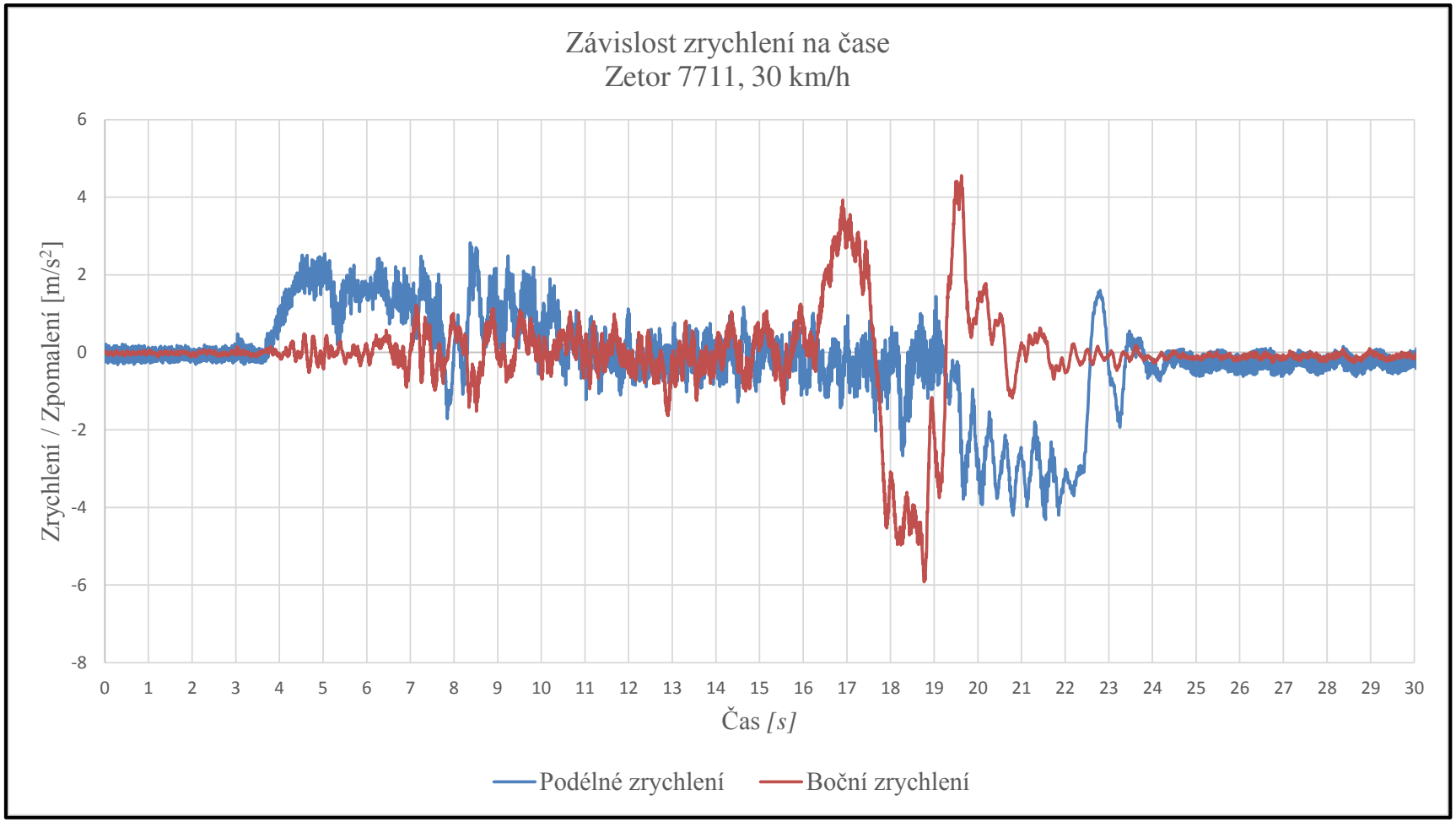
List 2/7


Závislost zrychlení na čase
Zetor Forterra 140 HSX, 45 km/h
Zrychlení / Zpomalení [m/s²]
8
6
4
2
0
-2
-4
-6
-8
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32
Čas [s]
Podélné zrychlení
Boční zrychlení


Závislost zrychlení na čase
Zetor Crystal 16145, 20 km/h
Zrychlení / Zpomalení [m/s²]
5
4
3
2
1
0
-1
-2
-3
-4
-5
-6
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35
Čas [s]
Podélné zrychlení
Boční zrychlení


Závislost zrychlení na čase
Zetor Crystal 16145, 30 km/h
Zrychlení / Zpomalení [m/s²]
8
6
4
2
0
-2
-4
-6
-8
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26
Čas [s]
Podélné zrychlení
Boční zrychlení


Závislost zrychlení na čase
Zetor 7711, 20 km/h
Zrychlení / Zpomalení [m/s²]
6
4
2
0
-2
-4
-6
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30
Čas [s]
Podélné zrychlení
Boční zrychlení


Závislost zrychlení na čase
Zetor 7711, 30 km/h
Zrychlení / Zpomalení [m/s²]
6
4
2
0
-2
-4
-6
-8
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30
Čas [s]
Podélné zrychlení
Boční zrychlení