



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ANALÝZA ŘADICÍHO MECHANIZMU TRAKTORU**

TRACTOR SHIFT MECHANISM ANALYSIS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Jan Netopil

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2020



## Zadaní diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jan Netopil</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Aleš Prokop, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

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:

### **Analýza řadicího mechanismu traktoru**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Práce se zabývá rozborem kinematiky a dynamiky předem určeného řadicího mechanismu traktoru o výkonu 100 koní. Předpokládá se konstrukční návrh a výpočtová validace zkušebního stavu pro stanovení silových účinků mechanismu řazení s cílem možnosti zástavby do sériově vyráběného traktoru.

#### **Cíle diplomové práce:**

Provést rešerši dané problematiky.

Rozebrat silové účinky klíčových komponent.

Navrhnout experimentální zařízení pro stanovení silových účinků na klíčových komponentech mechanismu řazení.

Validovat konstrukční návrh pomocí numerických simulací.

#### **Seznam doporučené literatury:**

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

TŮMA, Jiří, Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Práce je zaměřena na řadicí mechanismy manuálně řazených převodovek traktorů. Poskytuje ucelený přehled všech důležitých konstrukčních uzlů řadicího mechanismu s rozбором vlivu konstrukce na výslednou velikost síly potřebné k řazení. Hlavním cílem práce je návrh a validace experimentálního zařízení pro měření silových účinků řadicího mechanismu sériově vyráběného traktoru v reálném provozu. Návrh experimentálního zařízení je podložen studií používané měřicí techniky a obdobných experimentálních zařízení. Finální konstrukce je volena na základě výběru metodou vážených hodnot, zohledňující požadavky na konstrukci. Pro realizaci měření je navržen a sestaven funkční měřicí řetězec. Za účelem vyhodnocení dat z technického experimentu je vytvořen v softwaru MSC Adams View multibody model navrženého experimentálního zařízení, prostřednictvím kterého se z měřených hodnot získají reálné parametry řadicího mechanismu. Navržené experimentální zařízení přináší možnost kompletní analýzy a následné optimalizace řadicího mechanismu traktoru.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Řadicí mechanismus, převodovka, traktor, řazení, konstrukce, 3D model, měření sil, zkušební stav, multibody simulace

## ABSTRACT

The thesis focuses on the shifting mechanisms of manually shifted tractor transmissions. It provides a comprehensive overview of all significant structural nodes of the shift mechanism with an analysis of the influence of the structure on the resulting intensity of a force required for shifting. The main aim of this thesis is the design and validation of experimental equipment for measuring the force effects of the shift mechanism of a mass-produced tractor in actual operation. The design of the experimental equipment is based on a study of the used measuring technique and similar experimental equipment. The final structure is selected based on selection by the method of weighted values, taking into consideration the requirements of the structure. A functional measuring chain is designed and formed for the realization of the measurement. To evaluate the data from the technical experiment, a multibody model of the designed experimental device is created in the MSC Adams View software, through which the real parameters of the shift mechanism are obtained from the measured values. The designed experimental equipment brings the possibility of complete analysis and subsequent optimization of the tractor's shift mechanism.

## KEYWORDS

Gear shifting mechanism, transmission, tractor, gear shifting, shifting force, construction (design), 3D model, force measurement, trial state, multibody simulation

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NETOPIL, J. Analýza řadicího mechanismu traktoru. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131880>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 100 s. Vedoucí diplomové práce Aleš Prokop.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 21. května 2021

.....

Jan Netopil

## PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu práce Ing. Alešovi Prokopovi Ph.D. za odborné vedení této práce a čas věnovaný práci. Poděkování dále patří Ing. Michalovi Vencelovi z firmy Agrotec. Děkuji všem, kteří mají jakoukoliv zásluhu na vzniku této práce.

# OBSAH

Úvod .....	11
<b>1 Řadičí mechanismy traktorů .....</b>	<b>12</b>
1.1 Traktorové převodovky rozdělení ve vztahu k způsobu řazení a změně převodového poměru .....	12
1.1.1 Mechanické převodovky .....	13
1.2 Účel a funkce řadičího mechanismu .....	14
1.2.1 Vnitřní soustava řadičího mechanismu .....	14
1.2.2 Vnější soustava řadičího mechanismu .....	15
1.2.3 Řazení rychlostních stupňů .....	15
<b>2 Konstrukce řadičích mechanismů .....</b>	<b>17</b>
2.1 Vnitřní mechanismy .....	17
2.1.1 Řazení přesuvem ozubených kol .....	17
2.1.2 Řazení zubovými spojkami .....	18
2.1.3 Řazení zubovými spojkami se synchronizací .....	19
2.2 Vnější mechanismy .....	22
2.2.1 Řadičí páka na víku převodovky .....	22
2.2.2 Řazení pomocí spojovacích tyčí .....	24
2.2.3 Řazení pomocí otočného hřídele .....	25
2.2.4 Lankové řazení .....	26
2.2.5 Nepřímé řazení převodů .....	30
<b>3 Řadičí mechanismy traktorů Zetor .....</b>	<b>31</b>
3.1 Historie řadičích mechanismů .....	31
3.2 Konstrukční řešení řadičího mechanismu traktorů Zetor .....	32
3.3 Řadičí mechanismus Zetor Forterra .....	33
3.3.1 Současný stav bovdenového řazení traktorů Zetor .....	35
<b>4 Moderní řadičí mechanismy .....</b>	<b>39</b>
4.1 Řadičí mechanismy vybraných výrobců traktorů .....	39
4.1.1 John Deere řady 5M .....	39
4.1.2 Deutz Fahr řady 5 .....	40
4.1.3 New Holland řady T5, Case Farmall .....	41
<b>5 Zařízení pro měření řadičích sil .....</b>	<b>44</b>
5.1 Měřené veličiny .....	44
5.2 Snímače veličin .....	45
5.2.1 Snímače polohy .....	45
5.2.2 Snímače síly .....	49
5.2.3 Snímače teploty .....	50
5.3 Zkušební měřicí zařízení .....	52
5.3.1 Zkušební stanoviště .....	52
5.3.2 Zkušební stav ve vozidle .....	53
<b>6 Návrh zkušebního zařízení .....</b>	<b>55</b>
6.1 Výběr konstrukčního provedení pro měření síly .....	56
6.1.1 Výběr metodou vážených hodnot .....	60

6.2	Výběr konstrukčního provedení pro měření polohy.....	62
6.3	Konstrukce vybrané koncepce experimentálního zařízení.....	63
6.3.1	Měření síly .....	63
6.3.2	Měření polohy .....	67
6.3.3	Volba profilů a strojních součástí .....	70
6.3.4	Sestavení a montáž.....	71
6.4	Pevnostní kontrola.....	72
6.4.1	Rám pro připojení ok snímačů polohy .....	72
6.4.2	Nástavec řadicí páky .....	74
6.4.3	Horní svařenec .....	78
6.5	Návrh měřicího řetězce .....	79
6.5.1	Kabeláž a rozhraní .....	79
6.5.2	Měřicí ústředna .....	80
6.5.3	Zpracování a vyhodnocení dat z měření .....	80
<b>7</b>	<b>Validace konstrukčního návrhu numerickou simulací.....</b>	<b>83</b>
7.1	Tvorba MBS modelu a použité vazby .....	83
7.2	Výsledky simulace .....	84
7.3	Vyhodnocení naměřených dat .....	87
7.3.1	Postup pro vyhodnocení naměřených dat .....	87
	<b>Závěr .....</b>	<b>91</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>97</b>
	<b>Seznam příloh.....</b>	<b>100</b>

## ÚVOD

Traktory dlouhodobě patří mezi nejvíce používané mobilní stroje v oblasti zemědělství a lesnictví, proto jsou i dnes významnými spotřebiteli energie. Aktuálním trendem v oblasti vývoje a modernizace traktorů je snaha o neustálý růst automatického řízení jednotlivých celků, zvyšování komfortu obsluhy a provozu a v neposlední řadě zvyšování výkonnosti. Současně s těmito požadavky je stále více kladen důraz na omezení produkce škodlivých emisí souvisejících s provozem a výrobou traktorů. Z uvedených požadavků plyne snaha všech výrobců traktorů o vývoj a výrobu traktorů s nízkými náklady na výrobu i následný provoz, co nejlépe uspokojující požadavky spotřebitelů. Konstrukce traktoru také musí respektovat spojitost mezi technickými parametry stroje a prostředím, ve kterém bude provozován s cílem o co nejnižší nepříznivé dopady provozu stroje na okolí, tak aby byl udržen trvale dobrý stav životního prostředí.

Důležitým konstrukčním celkem všech traktorů je převodové ústrojí. Převodové ústrojí je nutné použít vždy pro všechny typy pohonů traktorů. Proto lze předpokládat, že i do budoucna půjde o nenahraditelnou součást traktorů. Právě typ a konstrukční provedení převodovky výrazně ovlivňuje všechny výše uvedené požadavky. Traktorové převodovky lze rozdělit podle mnoha kritérií. Z pohledu uživatele je ale rozhodující, zda jde o hlavní převodovku manuálně nebo samočinně ovládanou. Podle prováděných studií nelze jednoznačně určit, zda výhody jednoho typu zcela a ve všem převládají nad druhým. Podle výsledků měření, které prováděl prof. Bauer [1] mohou dosahovat traktory s manuálně řazenou převodovkou nižší měrné spotřeby paliva než s automaticky řazenou převodovkou. K tomu je ale nutná přesná volba převodového stupně, což vyžaduje určitou odbornost a vysokou pozornost obsluhy. Pro pohodlné a neúnavné manuální řazení je nutné vybavit traktor přesnou, ergonomicky umístěnou a lehce ovladatelnou řadicí pákou. Vzhledem k určitým výhodám manuálně ovládané převodovky a stále poměrně početné skupině uživatelů preferující manuální řazení je vývoj a zdokonalování řadicích mechanismů těchto převodovek stále důležitý. Právě tato diplomová práce vede ke zdokonalení řadicího mechanismu manuální mechanické převodovky traktorů Zetor.

Práce je zaměřena na řadicí mechanismy mechanických manuálně řazených převodovek traktorů. Poskytuje ucelený přehled všech důležitých konstrukčních uzlů řadicího mechanismu. Rozebrán je vliv konstrukce na výslednou velikost síly, potřebné k řazení. V procesu návrhu úprav a optimalizace řadicích mechanismů je nedílnou součástí ověřování funkčnosti a přínosu jednotlivých změn. Pro tyto účely je v této práci vypracován návrh experimentálního zařízení pro stanovení silových účinků řadicího mechanismu přímo v kabině traktoru. Konstrukční řešení je vypracováno na základě studie současně používaných experimentálních zařízení, jak na domácím trhu, tak od zahraničních dodavatelů. Podle konkrétních požadavků firmy Zetor je metodou vážených hodnot zvolena nejlépe vyhovující varianta. Konstrukce zvoleného provedení je v práci detailně rozebrána, jednotlivá řešení zdůvodněny s ohledem na zástavbový prostor v okolí řadicí páky. Součástí práce je 3D model navrženého zařízení. Volba použité měřicí techniky je podložena studiem používaných měřicích zařízení v průmyslu. Součástí návrhu je deformačně napěťová kontrola s ohledem na předpokládané provozní podmínky.

V závěru práce je provedena validace navrženého zařízení pomocí numerické simulace. V softwaru Adams View je vytvořen MBS model, prostřednictvím kterého se z naměřených dat získají reálné údaje o velikosti řadicí síly a další měřené parametry. Stěžejním cílem této práce je návrh funkčního experimentálního zařízení pro měření řadicích sil, využitelného pro sériově vyráběné traktory Zetor s cílem optimalizace řazení.

# 1 ŘADICÍ MECHANIZMY TRAKTORŮ

Všechny mobilní energetické prostředky poháněné motorem, spalovacím či jiným, který pracuje pouze v určitém spektru otáček, musí být vybaveny převodovkou. Převodovka musí přizpůsobit omezený rozsah otáček motoru všem požadovaným provozním rychlostem stroje a také ve všech provozních režimech stroje zajišťovat dostatečnou hnací sílu od motoru na hnacích kolech. Z tohoto požadavku plyne, že převodovka musí mít dostatečný a vhodně odstupňovaný počet převodových stupňů. Během provozu stroje je potřeba v závislosti na mnoha parametrech často měnit převodový poměr, tuto změnu musí vždy spolehlivě zajistit řadicí mechanismus.

## 1.1 TRAKTOROVÉ PŘEVODOVKY ROZDĚLENÍ VE VZTAHU K ZPŮSOBU ŘAZENÍ A ZMĚNĚ PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Převodovky lze rozdělit podle mnoha kritérií. Podle způsobu změny převodového poměru, lze převodovky rozdělit na převodovky se stupňovitou změnou převodového poměru a převodovky s plynulou změnou převodového poměru. Těmito způsobům změny převodového poměru odpovídají různé odlišné konstrukce převodovek. Ani v dnešní době neplatí, že výhody jedné konstrukce by zcela a ve všem převládaly nad druhou. Výhody a nevýhody jsou značně diskutabilní a volba vhodné konstrukce převodovky vždy záleží na konkrétním způsobu užívání stroje. V dnešní době, kdy je kladen velký důraz na hospodárnost, jak výroby, tak provozu všech strojů, a především pak na míru produkce škodlivých emisí strojů vlivem jejich provozu, je správná volba typu převodovky a jejího řadicího mechanismu velmi důležitá, protože tyto aspekty značně ovlivňuje. Převodovky a jejich řadicí mechanismy prošly rozsáhlým technickým vývojem, kdy zejména v posledních letech i v současnosti je vysoká snaha o co největší míru automatizace celého převodového ústrojí. [1] Různé koncepce převodovek přinášejí odlišné možnosti míry automatizace a řízení spolupráce celého převodového ústrojí s motorem, tak aby byl zajištěn maximální komfort pro obsluhu stroje při co nejvyšší hospodárnosti provozu. Podle způsobu řazení rychlostních stupňů se dále převodovky dělí na převodovky s přímým řazením, nepřímým řazením a převodovky samočinné (automatické). Výsledky z měření, které uvádí prof. Bauer v publikaci Traktory [1] potvrzují, že traktory s manuálně řazenou převodkou mohou při správném řazení v určitých režimech provozu vykazovat nižší měrnou spotřebu paliva než automaticky řazené převodovky. Koncepčně lze traktorové převodovky, jak také uvádí František Bauer v knize Traktory [1], rozdělit na:

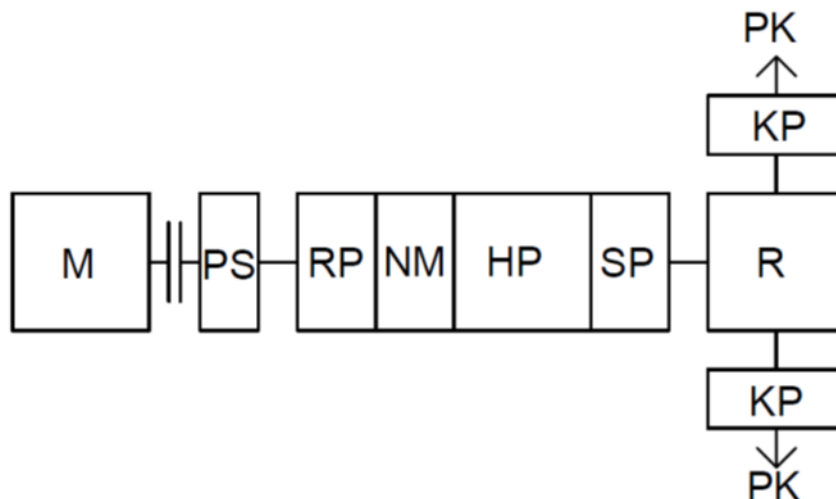
- mechanické,
- hydrodynamické,
- hydromechanické,
- hydrostatické,
- diferenciální hydrostatické převodovky.

Konkrétní provedení převodovky se liší nejen koncepcí, ale také tím, že každý výrobce traktorů má své určité specifické detaily konstrukčního řešení převodovky a jejího řadicího mechanismu. Základní uspořádání a konstrukční řešení jsou ale u jednotlivých druhů převodovek podobná, proto lze základní uspořádání a komponenty vyjádřit pomocí blokových schémat. [1] Koncepční blokové schéma převodového ústrojí s mechanickou převodkou je na Obr. 1.

### 1.1.1 MECHANICKÉ PŘEVODOVKY

Mechanické převodovky jsou stále hojně používané a u traktorů jsou stále nejrozšířenějším typem převodovek. [1] Převodovky s ozubenými koly se dělí na převodovky předlokové a převodovky planetové. Mezi hlavní přednosti těchto převodovek patří vysoká mechanická účinnost, spolehlivost, poměrně snadná konstrukce, a proto i přijatelná cena. Nedostatkem těchto převodovek je skoková změna převodového poměru. Přeřazením rychlostního stupně se motor může dostat mimo oblast efektivního využití výkonu. V důsledku toho dochází k vyššímu namáhání motoru, vyššímu opotřebení a také k vyšší spotřebě paliva. Problém lze částečně vyřešit vhodným a dostatečně jemným odstupňováním převodů. Traktory a všechny stroje, které vykonávají tahové práce při nízkých jezdových rychlostech, nedokážou překonat prodlevu přerušování hnací síly během řazení vlivem setrvačnosti. Proto se mechanické převodovky konstruují tak aby měly určitý počet rychlostních stupňů řazených pod zatížením. To znamená řazení bez přerušování přenosu točivého momentu od motoru na kola. Podle počtu rychlostních stupňů řazených pod zatížením se mechanické převodovky dělí na:

- převodovky bez možnosti řazení pod zatížením,
- převodovky s omezeným počtem stupňů řazených pod zatížením,
- převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením. [1]



Obr. 1 Bloková schéma převodového ústrojí s mechanickou převodovkou,

*M – motor, PS – jezdová spojka, RP – reverzační převodovka, NM – násobič točivého momentu, HP – hlavní převodovka, SP – skupinová převodovka, R – rozvodka, KP – koncové převody, PK – jezdová kola.*

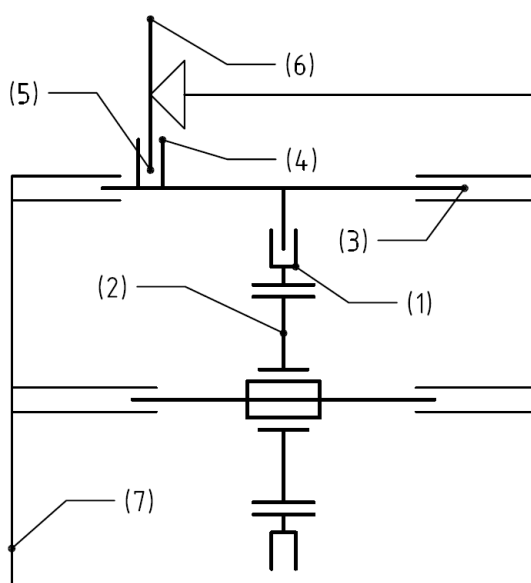
U mechanických převodovek je řazení pod zatížením zajištěno použitím násobiče točivého momentu, případně může být hlavní převodovka řazena pod zatížením. Jednotlivé podskupiny převodového ústrojí podle své funkce a konstrukce mají odlišný mechanismus řazení. Všechny další kapitoly již budou zaměřeny pouze na řídicí mechanismus pro řazení hlavní předlokové převodovky, kterou také používají traktory Zetor.

## 1.2 ÚČEL A FUNKCE ŘADICÍHO MECHANIZMU

Řadicí mechanismus slouží k zajištění spolehlivé změny převodového poměru převodovky a zajištění neutrální polohy ostatních převodů, nebo zajištění neutrální polohy všech převodů v případě stojícího vozidla se spuštěným motorem. Kromě samotného přeřazení musí zajistit, aby nemohlo dojít k současnému zařazení více rychlostních stupňů a také zabránit samovolnému vyřazení rychlostního stupně. Řadicí mechanismus také nesmí umožnit zařazení reverzačního převodu z polohy pro řazení dopředných převodů – musí zabránit neúmyslnému zařazení zpětného chodu při jízdě vpřed. Je zřejmé, že všechny mechanické převodovky musí být vybaveny řadicím mechanismem. Řadicí mechanismus lze tedy chápat jako spojovací článek mezi převodovkou (jednotlivými převodovými stupni) a obsluhou stroje. Toto spojení může být přímé – kdy řazení plně rozhoduje i provádí řidič, nebo nepřímé – řazení se děje prostřednictvím různých druhů systémů a řízení (posilovače řazení). Z hlediska konstrukce je třeba rozlišit část mechanismu která zajišťuje ovládání spojovacích členů uvnitř převodovky – vnitřní část řadicího mechanismu a část která souží k propojení a ovládání řadicího mechanismu – vnější část. [5]

### 1.2.1 VNITŘNÍ SOUSTAVA ŘADICÍHO MECHANIZMU

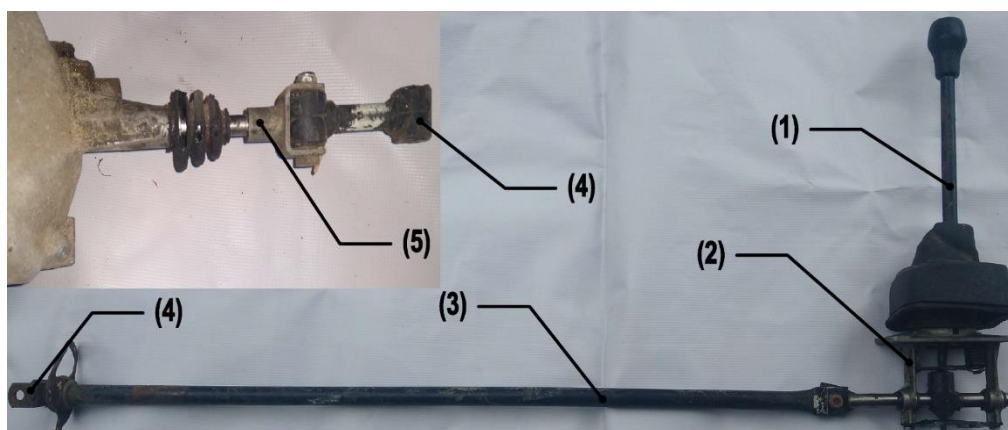
Tato část mechanismu obecně zajišťuje připojení určitého ozubeného soukolí k přenosu točivého momentu. Konkrétní provedení se liší v závislosti na typu použitých ozubených kol, připojení je realizováno přesunem ozubeného kola do záběru s druhým ozubeným kolem, to je možné pouze u čelních ozubených kol s přímým ozubením. Druhá varianta připojení kol do záběru je pomocí spojek nebo brzd. Spojky mohou být zubové, zubové se synchronizací nebo lamelové. Brzdy se používají pásové nebo lamelové. [1] Ústrojí, které ovládá řadicí spojky (jde-li o zubové spojky), nebo přímo přesouvá ozubená kola má v zásadě vždy obdobnou konstrukci. Základní schéma konstrukce mechanismu je na Obr. 2. Řadicí vidlice je zasunuta do drážky řadicí objímky (1) nebo ozubeného kola, řadicí vidlice je spojena s příslušnou řadicí tyčí (3), která je posuvně uložena nejčastěji v kluzném pouzdře nebo ložisku ve skříní (7). Řadicí tyč má drážku (4), do které zapadá řadicí palec (5). Palec (5) je spojen s řadicí pákou (6), kterou je ovládán.



Obr. 2 Schéma řadicího mechanismu v převodovce.

### 1.2.2 VNĚJŠÍ SOUSTAVA ŘADICÍHO MECHANIZMU

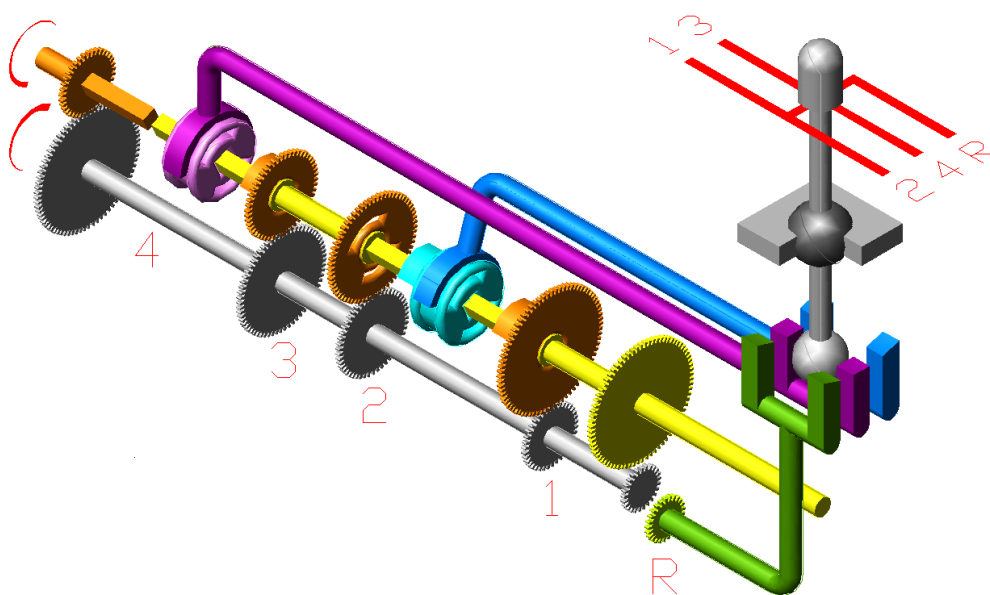
Vnější část mechanismu slouží k propojení ovládacích pák vnitřního mechanismu (řadicího palce) s obsluhou stroje. Soustava je tvořena spojovacími členy a řadicí pákou. Standardně řadicí mechanismus musí vykonávat dva pohyby. Pohyb volicí – přesouvá palec na příslušnou řadicí tyč a pohyb řadicí – posouvá řadicí tyč, která posouvá řadicí objímku, nebo samotné ozubené kolo. Ovládací řadicí páka může být umístěna přímo na víku převodovky, nebo může být vzdálena. Běžné uspořádání lze vidět na Obr. 3. Řadicí páka (1) je klubovou vazbou uložena v řadicí konzole (2), která je pevně uchycena v dosahu řidiče. Volicí pohyb je přenášen otočným pohybem spojovací tyče (3), posuvným pohybem řadicí tyče se realizuje zařazení. Pohyby řadicí tyče (3) se přenášejí přes pružnou spojku (4) na ovládací páku vnitřního mechanismu řazení (5).



Obr. 3 Mechanismus řazení se spojovací tyčí. [autor]

### 1.2.3 ŘAZENÍ RYCHLOSTNÍCH STUPŇŮ

V případě mechanické převodovky se stupňovitou změnou převodového poměru řazené manuální silou je řadicí proces zahájen na základě rozhodnutí řidiče. Proces řazení je přiblížen na Obr. 4.



Obr. 4 Model řazení rychlostních stupňů. [4]

Nejdříve prostřednictvím řadicí páky (šedá), umístěné v kabině stroje je proveden **volící pohyb**. Volící pohyb představuje pohyb pákou ve směru kolmém na směr jízdy. Páka prostřednictvím spojovacího členu pohne řadicím palcem, který se přesune v drážkách řadicích tyčí na příslušnou řadicí tyč (volba mezi modrou, fialovou a zelenou tyčí). Palec bývá v neutrální poloze zajištěn pružinami, při volícím pohybu je proto kromě všech třecích sil mechanismu nutné překonat také sílu od těchto pružin. Následuje **pohyb řadicí**, tento pohyb je rovnoběžný se směrem jízdy vozidla. Tímto pohybem se prostřednictvím spojovacího členu pohne řadicím palcem, který dosedne na hranu drážky řadicí tyče a tyč působením síly palce vykonává posuvný pohyb v axiálním směru. Spolu s řadicí tyčí se posuvně hýbe i řadicí vidlice, plocha řadicí vidlice dosedne na hranu drážky řadicí objímky. Řadicí objímka je posuvně uložena na jádru řadicí spojky pomocí drážkování. V případě řadicí spojky se synchronizací je vnější řadicí objímka s jádrem spojena pomocí kuličky s pružinkou. Prostřednictvím kuličky přesune řadicí objímka také jádro řadicí spojky (to je na drážkování posuvně uloženo na hřídeli), které svojí vnitřní kuželovou plochou postupně dosedá na vnější kuželovou třecí plochu ozubeného kola. Třením mezi kuželou se srovnají obvodové rychlosti příslušného ozubeného kola a řadicí spojky. Po dokončení sjednocení obvodových rychlostí (dále popsáno v kapitole typy synchronizace) se vnější řadicí objímka přesune na unášivé (řadicí) ozubení převodového kola a tím je dokončen proces řazení. Řidič tedy musí pomocí řadicí páky přes určitý mechanismus vyvolat nejdříve sílu k překonání jistěné polohy palce na určité řadicí tyči a poté sílu k překonání zajištění polohy řadicí tyče, k přesunutí řadicí objímky spolu s jádrem řadicí spojky, vyvolat příslušnou sílu pro vyvození dostatečné třecí síly na kuželových třecích plochách synchronizačního kužele a nakonec sílu k překonání jistěné polohy řadicí objímky vůči jádru a odpor proti zapadnutí objímky do vnějšího řadicího ozubení. Je tedy důležité, aby všechny mechanismy a uložení měly optimální geometrii, minimální odpory a přesný chod k zajištění co nejpohodlnějšího a nejpřesnějšího řazení rychlostních stupňů. Na celkovou velikost síly potřebné k přeřazení má tedy vliv, nejen kinematika a dynamika řadicí páky a spojovacích členů, ale také převodného mechanismu pohybu páky na řadicí pohyby a druh i parametry synchronizační řadicí spojky.

## 2 KONSTRUKCE ŘADICÍCH MECHANIZMŮ

Pro rozlišení různých systémů řazení převodových stupňů je nutné uvažovat rozdělení celého systému řazení na vnitřní část (uvnitř převodovky) a vnější část mechanismu (mimo převodovku).

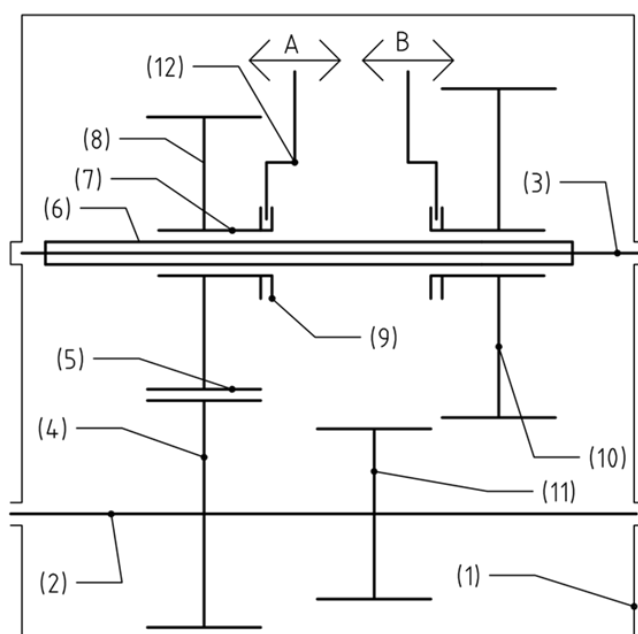
### 2.1 VNITŘNÍ MECHANIZMY

Je paradoxem, že nejdříve objevený způsob řazení lze považovat za dokonalejší než systém zkonstruovaný později. Autoři Lechner a Naunhemier ve své publikaci *Automotive Transmission* [6], uvádí že nejstarší systém řazení byl pomocí zubových spojek bez synchronizace a jeho vynálezcem byl James Watt, systém nechal patentovat už v roce 1784. Později byl zkonstruován systém řazení s přesuvem ozubených kol, který je přiřazován Angličanu Julisu Griffiths. [6]

#### 2.1.1 ŘAZENÍ PŘESUVEM OZUBENÝCH KOL

Jde o konstrukčně nejjednodušší způsob řazení převodů. Celkový počet komponent pro řazení je nejmenší. Způsob řazení je možné použít pouze v případě použití čelních ozubených kol s přímým ozubením a boky zubů musí mít výrazné náběhy. Principiální schéma řazení dvou převodových stupňů je na Obr. 5.

Točivý moment je přiváděn na hnací hřídel (2) na kterém jsou uložena neotočně a neposuvně ozubená kola (4) a (11). Výstup točivého momentu je přes hřídel (3), která má vnější drážkování (6). Na tomto drážkování jsou posuvně a neotočně uložena kola (8) a (10), které mají vnitřní drážkování (7). Posuvně uložená kola v axiálním směru hřídele (3) mají také přírubu s drážkou (9), do které zapadá řadicí vidlice (12). Řazení příslušného převodu je realizováno axiálním přesuvem příslušného kola (8) nebo (10) prostřednictvím mechanismu, který posouvá řadicí vidlici ve směru šipek (A) a (B). V případě zařazení rychlosti je posuvné kolo v takové poloze, že čelní ozubení hnaného kola (5) přesně zapadá do čelního ozubení hnacího kola. V případě neutrální polohy (výstupní hřídel (3) není poháněna) jsou obě posuvná kola mimo záběr s ozubením pevných kol. [3]



Obr. 5 Schéma řazení přesuvem kol.

**VÝHODY:**

- velmi jednoduché konstrukční řešení,
- malý počet komponent pro zajištění řazení,
- nízká hmotnost (absence řadicích spojek),
- nízké výrobní náklady.

**NEVÝHODY:**

- sjednocení obvodových rychlostí je nutné zajistit na velkých průměrech ozubených kol,
- sjednocení obvodových rychlostí při řazení musí provádět řidič,
- každé kolo musí mít svoji řadicí vidlici a řadicí tyč,
- každé kolo musí mít dostatečnou dráhu pro přesouvání – větší celková délka převodovky a s tím související nedostatky,
- možné použít jen pro kola s přímým ozubením – větší hlučnost a rázy při záběru, oproti šikmému ozubení menší účinnost převodu,
- vysoké opotřebení boků zubů,
- obtížné a hlučné řazení převodů.

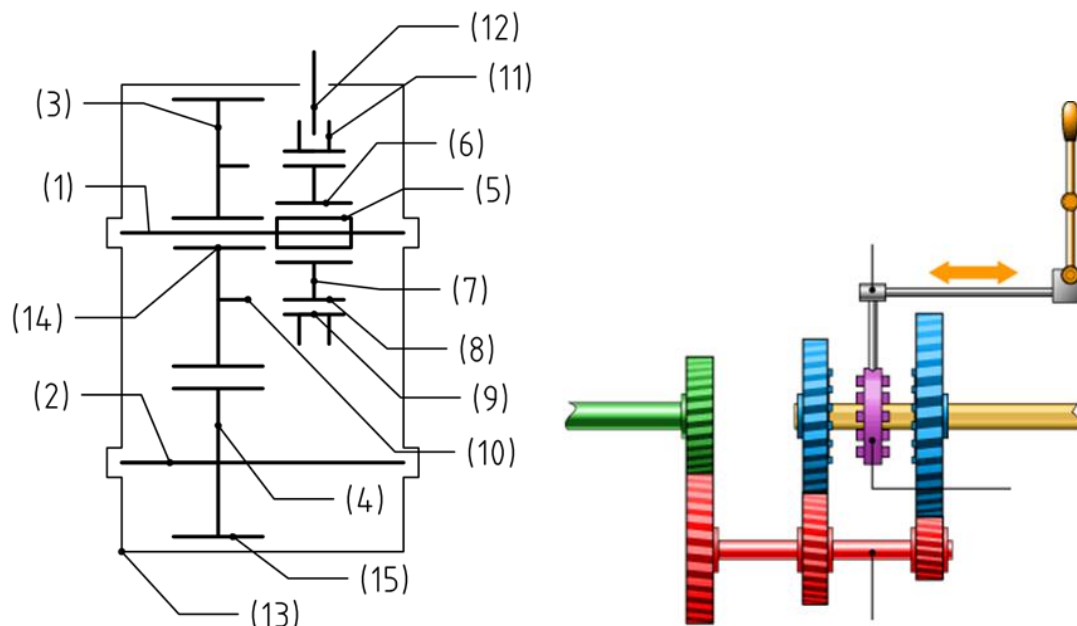
Pro množství nevýhod se tento způsob řazení již téměř nepoužívá. Řazení je pro řidiče náročné, protože musí zajistit sjednocení obvodových rychlostí tzv. řazením s meziplynem nebo s tzv. dvojitým vyslápnutím spojky. Dokonalé sjednocení obvodových rychlostí je téměř nemožné z důvodu velkých a odlišných průměrů ozubených kol. Systém je ale výhodné použít pro řazení zpětného chodu pomocí vloženého kola. Zpětný chod se neřadí příliš často proto je výhodné, aby soukolí pro zpětný chod nebylo ve stálém záběru. Ojediněle lze také tento způsob řazení použít pro řazení prvního rychlostního stupně. [3]

**2.1.2 ŘAZENÍ ZUBOVÝMI SPOJKAMI**

Systém řazení zubovými spojkami umožňuje, aby ozubená kola soukolí byla ve stálém záběru, což přináší řadu výhod. Konstrukční řešení přibližuje funkční schéma na Obr. 6 vlevo.

Hnací ozubené kolo (4) je pevně neotočně a neposuvně uloženo na hřídeli (2). Hnané kolo (3), které je ve stálém záběru s kolem (4) převodovým ozubením (15) a není možný jeho axiální posuv je uloženo otočně, nejčastěji na jehlových ložiskách (14) na hřídeli (1). Na stejné hřídeli (1) jako otočně uložené kolo je také zubová spojka. Zubová spojka je uložena posuvně v axiálním směru na drážkování, tedy neotočně. Na hřídeli (1) je vnější drážkování (5) na kterém je uloženo jádro řadicí spojky (7) vnitřním drážkováním (6). Jádro má také vnější ozubení (8) na kterém je posuvně uložena řadicí objímka s vnitřním ozubením (9). Ozubené kolo (3), které je otočně uloženo na hřídeli (1) má také řadicí (unášivé) ozubení (10) o stejném roztečném průměru a modulu jako vnější ozubení jádra řadicí spojky (8).

Řazení je realizováno tak, že řadicí objímka (9) je přes drážku (11) přesunuta řadicí vidlicí (12) tak, že dojde ke spojení řadicího ozubení (10) a ozubením jádra řadicí spojky (8). Tímto spojením je kolo (3) neotočně spojeno s hřídelí (1). Hřídel (1) i (3) je otočně uložena ve skříni (13). Zjednodušený model řazení zubovou spojkou bez synchronizace je na Obr. 6 vpravo.



Obr. 6 Schéma zubové řadicí spojky bez synchronizace vlevo a model řazení vpravo. [52]

#### VÝHODY:

- obvodové rychlosti se sjednocují na menším a shodném průměru,
- ozubená kola jsou ve stálém záběru – z toho plynoucí výhody,
- příznivější chod a vlastnosti soukolí (oproti soukolí s přímým ozubením),
- jedna zubová spojka může ovládat až dvě ozubená kola,
- přesuvné objímky mají nižší hmotnost než samotná ozubená kola,
- zubová spojka nepřeková sílu vyvolanou několika vinutými pružinami a kuličkami zajišťující spojení věnce s jádrem. [2]

#### NEVÝHODY:

- sjednocení obvodových rychlostí spojovaných členů musí zajistit řidič,
- nadměrné opotřebování řadicího ozubení vlivem nedokonalého sjednocení obvodových rychlostí,
- Uložení ozubených kol je zatíženo i axiální silou (platí při použití šikmého ozubení kol).

Řazení zubovými spojkami bez synchronizace se dnes běžně používá u motocyklových převodovek a ojediněle u nákladních automobilů. [3]

### 2.1.3 ŘAZENÍ ZUBOVÝMI SPOJKAMI SE SYNCHRONIZACÍ

Doplněním zubové spojky o synchronizační zařízení došlo k odstranění její hlavní nedokonalosti. Funkcí synchronizace je zajistit sjednocení obvodových rychlostí na řadicím ozubení příslušného kola a ozubení jádra řadicí spojky. Konstrukce řadicího mechanismu je obdobná jako u zubové spojky, pouze je doplněna o synchronizační zařízení. Kromě síly potřebné k přesunutí zubové spojky je zde potřebná axiální síla pro vyvolání normálové síly na třecích plochách. Tato normálová síla na kuželovou plochu ovlivňuje velikost třecího momentu. [2] Velikost třecího (synchronizačního) momentu musí být taková, aby zajistil dostatečně velký brzdný, respektive urychlující moment na ozubeném kole, respektive na zubové spojce. Vztah mezi axiální silou vyvolanou řadicím mechanismem a synchronizačním momentem je dán vztahem (1). [8]

$$M_s = r_k \cdot \mu_k \cdot \frac{F_A}{\sin \gamma} \quad (1) [8]$$

Kde:  $M_s$  je synchronizační moment [N·m];  
 $r_k$  je střední poloměr kuželové plochy [m];  
 $\mu_k$  je součinitel tření na kuželových plochách [-];  
 $F_A$  je axiální síla [N];  
 $\gamma$  je úhel zkosení třecího kužele [°].

Ze vztahu (1) plyne, že synchronizace svojí geometrií ovlivňuje celkovou sílu potřebnou k přeřazení. Celková síla potřebná k přeřazení musí být také navýšena o sílu potřebnou k překonání zajištění řadicí objímky vůči jádru spojky prostřednictvím kuliček. Kuličky jsou rovnoměrně rozmístěné po obvodu, nejčastěji je jich 8. Přítlačnou sílu zajišťují radiální vinuté pružiny. Síla potřebná k překonání tohoto jištění závisí na poloměru a povrchu kuličky a na tuhosti pružiny.

Používá se více různých konstrukcí synchronizačních spojek, v zásadě lze rozlišit synchronizaci jednoduchou a synchronizaci jištěnou.

### JEDNODUCHÁ SYNCHRONIZACE

Tento typ synchronizace zajišťuje sjednocení obvodových rychlostí spojovaných členů, ovšem není zamezeno předčasnému zařazení tzn. přivedení do kontaktu řadicí ozubení a ozubení spojky, ještě před sjednocením obvodových rychlostí. Doba synchronizace je závislá na velikosti síly a rychlosti, kterou řidič působí na řadicí páku. Pokud vyvolá velkou sílu, která přitlačuje kuželové plochy proběhne synchronizace rychleji. Jednoduchá synchronizace vyžaduje určitý odhad a cit řidiče pro dokonalou synchronizaci.

#### Výhody:

- zajišťuje sjednocení obvodových rychlostí,
- jednoduchá konstrukce.

#### Nevýhody:

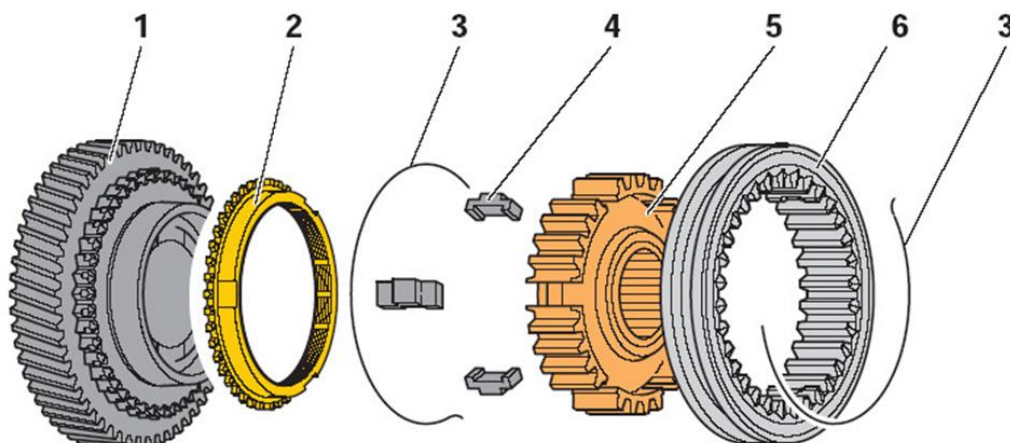
- nezabraňuje nedokonalému sjednocení obvodových rychlostí,
- opotřebením řadicího ozubení vlivem předčasného řazení,
- ztráty vlivem tření na kuželových třecích plochách – zahřívání,
- hlučné a neplynulé řazení při rychlém řazení,
- je potřeba vytvořit dostatečnou axiální sílu pro zajištění třecího momentu.

### JIŠTĚNÁ (CLONĚNÁ) SYNCHRONIZACE

Jde o nejčastěji používaný systém řazení mechanických předlokových převodovek. Hlavním účelem této konstrukce je odstranit nedokonalost jednoduché synchronizace, tj. znemožnit přesunutí řadicí objímky při nedokonalém sjednocení obvodových rychlostí spojovaných členů. Teprve tento systém řazení zajistí lehké plynulé a tiché řazení bez rázů. Cílem následujícího textu není uvést kompletní a detailní přehled a rozbor všech používaných typů synchronizace. Jde o složitou a rozsáhlou problematiku, kterou řeší odborné publikace. Proto bude uveden pouze přehled nejčastěji používaných typů synchronizace pro názorné přiblížení procesu řazení při odlišné konstrukci synchronizačních spojek. [7]

### Borg – Warner

Jde o nejvíce používaný systém cloněné (jištěné) synchronizace pro řazení mechanických hřídelových převodovek. Konstrukční řešení přibližuje Obr. 7.



Obr. 7 Konstrukce synchronizační spojky Borg – Warner. [15]

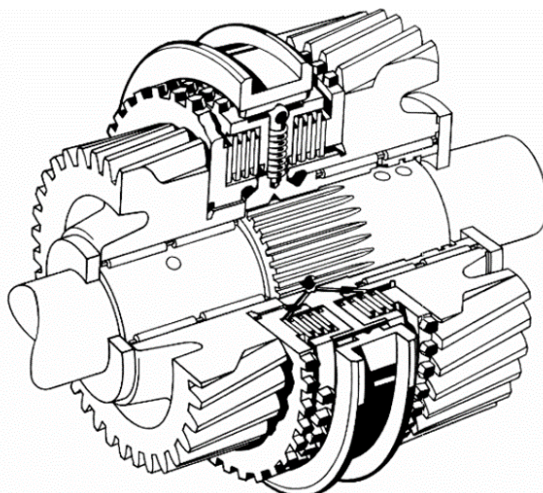
Řazení je zahájeno přitlačením řadicí objímky (6) pomocí řadicí vidlice. K objímce (6) jsou dvěma pružnými tělísky (3) přitlačovány tři kameny (4), které jsou vedeny prostřednictvím drážek na jádru (5). Při přesouvání objímky (6) se tedy současně posouvají kameny (4) které začnou tláčit na synchronizační kroužek (2) pro kuželové třecí ploše ozubeného kola (1). V případě rozdílných obvodových rychlostí na třecích kuželových plochách kola (1) a synchronizačního kroužku (2) vznikne třecí moment, který pootočí synchronizační kroužek (2), tak, že svým bočním vybráním dosedne na kameny (4). Tato poloha kroužku zabraňuje svým ozubením dalšímu posuvu objímky (6). Po sjednocení obvodových rychlostí synchronizačního kroužku (2) a kola (1) vymizí třecí moment – na součásti nepůsobí obvodová síla, synchronizační kroužek se tedy vrátí do své volné polohy. V této poloze synchronizačního kroužku se jeho zuby překrývají s řadicím ozubením kola (1). Řadicí objímka se může přesunout a spojit řadicí ozubení kola. K tomu přesunutí musí řadicí objímka zatlačit kameny, které jinak zapadají do prstencové drážky. Velikost síly potřebné k přesunutí řadicí objímky ovlivňuje tuhost pružných tělísek a geometrie třecího kužele. [3]

### Porsche

Synchronizace funguje stejně jako předchozí typ na základě tření, které vytváří potřebný synchronizační moment. Třecí kužel je tvořen přímo vnější plochou rozříznutého prstence – clonící kroužek, který dosedá na vnitřní ozubení věnce řadicí spojky, které je zbrušeno do kužele. Tento typ spojky vyžaduje malý zástavbový prostor, má vysokou účinnost při nízké výrobní náročnosti. Příznivé jsou také potřebné velikosti ovládacích sil, problémem však je značná závislost velikosti synchronizačního momentu na koeficientu tření na třecích plochách. [2]

### Lamelová synchronizace

Kuželová třecí plocha je zde nahrazena sadou lamel (Obr. 8). Podle počtu lamel (třecích ploch), lze dosáhnout potřebného (i značně velkého) synchronizačního momentu). Tento typ spojky lze použít v případě potřeby velkého synchronizačního momentu. Z konstrukčního hlediska je tento typ synchronizace poměrně obtížný, a proto náklady na výrobu jsou vysoké. [2]



Obr. 8 Lamelová synchronizační spojka. [2]

### Více-kuželové synchronizace

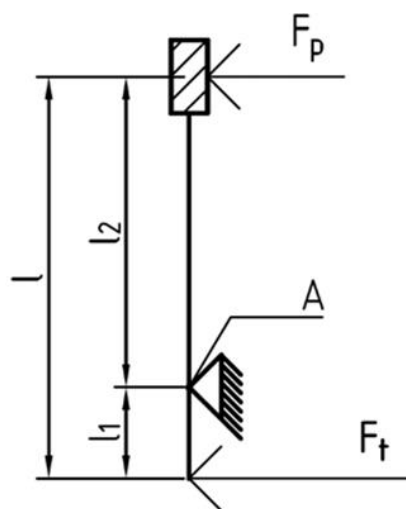
Synchronizace probíhá na více plochách (typicky na dvou až třech), proto je rychleji dosaženo sjednocení obvodových rychlostí spojovaných členů, tím se zvýší účinnost synchronizace a řazení může proběhnout rychleji. Tento typ synchronizace umožňuje snížení síly potřebné k přeřazení. [18] a [3]

## 2.2 VNĚJŠÍ MECHANIZMY

Základní možná řešení již byly uvedeny v kapitole 1,2. Následující kapitola bude zaměřena pouze na přímo řazené převodovky. Konceptně platí, že řadicí páka může být umístěna buď přímo na víku převodovky, nebo může být vzdálena a u místě vhodně v kabině stroje.

### 2.2.1 ŘADICÍ PÁKA NA VÍKU PŘEVODOVKY

Schéma řazení v jednom směru je na Obr. 9 vpravo. Jedná se o nejjednodušší konstrukční řešení. Toto provedení lze používat pouze v případě, že převodovka je v dostatečné blízkosti obsluhy. Ve víku převodovky je sférickou, nebo jinou vazbou uložena řadicí páka zajišťující pohyb v podélném i příčném směru. Páka je spojena s řadicím palcem, který se pohybuje ve směru příčném i podélném – tím se vybírá a posouvá příslušná řadicí tyč – Obr. 9 vlevo.



Obr. 9 Řadicí tyče s výřezy pro palec (vlevo), Schéma řadicí páky na víku převodovky (vpravo).

Na převodovce na Obr. 10 je pohyb palcem je zajištěn otáčením duté trubky, kterou ovládá objímka spojená s řadicí pákou. Ve směru řadicím se pohybuje axiálně řadicí tyčí a tím i řadicí spojku. Tento pohyb je zajištěn řadicí pákou prostřednictvím vnitřní tyče. Řadicí tyče (Obr. 9) mají výřezy (drážky) do kterých zapadá palec.



Obr. 10 Řadicí páka přímo na víku převodovky. [autor]

Velikost síly, kterou je nutné působit na řadicí páku k přeřazení závisí na geometrii páky a její vazbě. Konstrukčně je systém založen na jednoduchém pákovém mechanismu. Vztah mezi silou působící na řadicí páku ( $F_p$ ) a silou působící na řadicí tyč ( $F_t$ ), je dán vztahem (2). Tento vztah byl odvozen z momentové rovnováhy k bodu A, jak je označeno na Obr. 9, platí:

$$F_p = \frac{F_t \cdot l_2}{l_1} \quad (2)$$

Kde:  $F_p$  je ovládací síla řadicí páky [N];  
 $F_t$  je síla k přesunutí řadicí tyče [N];  
 $l_1$  je délka řadicí páky [m];  
 $l_2$  je délka ramene ovládnutí řadicí tyče [m].

Při uvažování  $F_t$  konstantní velikosti (dáno vnitřním mechanismem) lze zvětšením délky  $l_1$  dosáhnout menší síly  $F_p$ . Je ale nutné uvažovat že s rostoucím poměrem  $l_1/l_2$ , se také prodlužuje dráha, o kterou musí páka v místě působení  $F_p$  vykonat.

$$s_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot l_1}{360} \cdot \varphi \quad (3)$$

Kde:  $s_p$  je dráha řadicí páky v místě působení síly  $F_p$  [m];  
 $\varphi$  je úhel o který se musí natočit řadicí páka [°].

$$\varphi = \tan^{-1} \left( \frac{S_t}{l_2} \right) \quad (4)$$

Kde:  $S_t$  je dráha posunu řadicí tyče při přeřazení [m].

Zvětšování poměru  $l_1/l_2$  také prodlužuje čas řazení. Je-li uvažována konstantní rychlost pohybu pákou ( $v_p$ ), pak rychlost posunu řadicí tyče  $v_t$  je nižší podle vztahu (5).

$$v_t = \frac{v_p \cdot l_2}{l_1} \quad (5)$$

Kde:  $v_t$  je rychlost pohybu řadicí tyče [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ].

Ze vztahů (2 až 5) je zřejmé že je nutné volit kompromisní poměr délky ramen  $l_1$  a  $l_2$ .

#### VÝHODY:

- jednoduchý mechanismus,
- nenáročná výroba, nízké náklady.

#### NEVÝHODY:

- přenos rázů a vibrací na řadicí páku,
- hluk od převodovky, která musí být blízko kabiny řidiče,
- omezené možnosti ergonomického umístění řadicí páky.

### 2.2.2 ŘAZENÍ POMOCÍ SPOJOVACÍCH TYČÍ

Pokud nemůže být řadicí páka z konstrukčních nebo jiných důvodů umístěna přímo na převodovku, může být řadicí páka a vnitřní mechanismus řazení propojen pomocí spojovacích tyčí. Takové provedení převodovky je na Obr. 11. Na víku jsou pouze páky pro připojení spojovacích tyčí. Obr. 11 položka (1) - páka pro výběr řadicí tyče, položka (2) - páka pro posuv řadicí tyčí. Systém se používal dříve, zejména na střední vzdálenosti mezi převodovkou a řadicí pákou, kde se řadicí páka umísťovala pod volant.



Obr. 11 Páky pro připojení spojovacích tyčí. [autor]

#### VÝHODY:

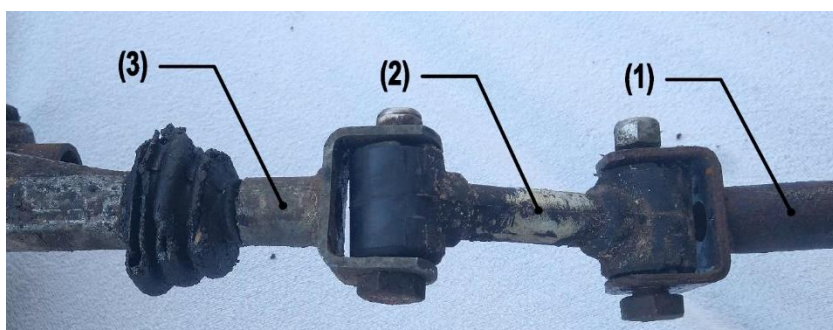
- je možné použít více přepákování pro dosažení menší ovládací síly (větší převod),
- řadicí páku je možné vhodně umístit vzdáleně od převodovky.

**NEVÝHODY:**

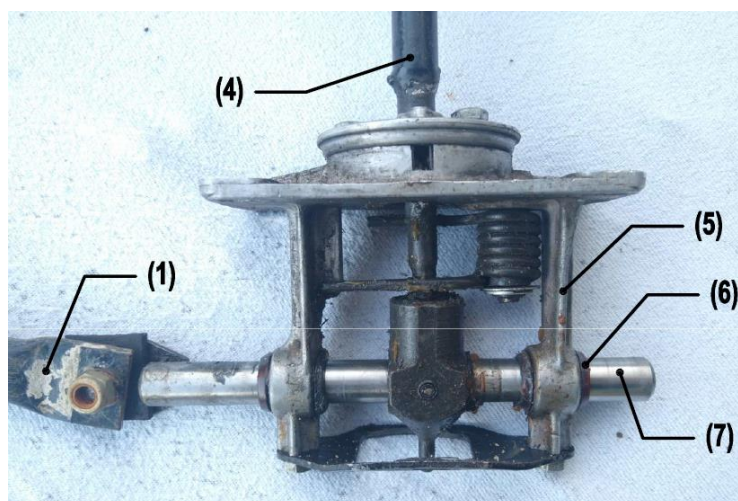
- složité seřízení pák a spojovacích tyčí,
- jen omezené možnosti tlumení přenosu vibrací (pružná lůžka atd.),
- nutnost přímého volného prostoru pro vedení a pohyb spojovacích tyčí.

**2.2.3 ŘAZENÍ POMOCÍ OTOČNÉHO HŘÍDELE**

Mechanismus zajišťuje propojení řadicí páky a palce řazení na dlouhé vzdálenosti. Lze použít jen tam, kde je možné přímé propojení (dráha bez zakřivení a ohybů) spojovaných komponent. Typické použití je u řazení převodovek vozidel s motorem umístěným vzadu, nebo u autobusů. [8] Tento mechanismus je na Obr. 13. Řadicí páka (4) je sférickou vazbou uložena v konzole řadicí páky (5). Podélným, nebo příčným pohybem pákou (4) se otáčí nebo posouvá hřídel (7), která je v kluzném pouzdře (6) uložena v konzole (5). Přes pružnou podložku (8) se pohyby přenáší na otočný hřídel (1). Spojovací členy jsou na Obr. 12. Otočný pohyb hřídele představuje volicí pohyb a posuvný pohyb je řadicí. Mezi ovládací hřídel převodovky (3) a otočný hřídel (1) je vložen pružný člen (2) omezující přenos rázů a vibrací na řadicí páku. (5)



Obr. 12 Hřídel pro ovládání vnitřního mechanismu řazení. [autor]



Obr. 13 Řadicí kulisa pro ovládání pomocí otočného hřídele. [autor]

**VÝHODY:**

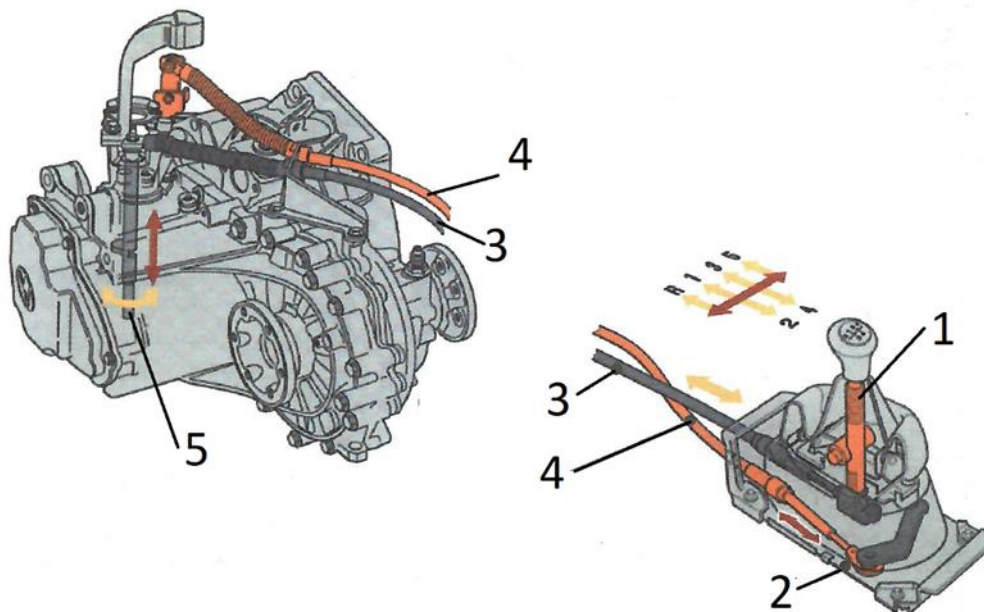
- snadné spojení na dlouhé vzdálenosti,
- jednoduchá konstrukce (v případě vhodného zástavbového prostoru),
- dvojitě přepákování.

**NEVÝHODY:**

- nutnost volného přímého prostoru pro pohyb hřídele,
- omezené možnosti tlumení vibrací,
- přenos hluku od hnacího ústrojí,
- komplikace s přesností a plynulostí chodu na velké vzdálenosti.

**2.2.4 LANKOVÉ ŘAZENÍ**

Jde o obdobný systém jako řazení se spojovacími tyčemi, kdy tyče jsou nahrazeny lankem s bovdenem. Tento systém umožňuje nejlepší možnosti umístění řadicí páky. Systém má nízké nároky na zástavbový prostor. Řadicí páka jde umístit ve vhodném místě kabiny stroje. Obr. 14 řadicí páka (1) je v konzole (2) uložena sférickou vazbou, nebo dvojící rotačních vazeb. Podélný pohyb páky ovládá lanko (3) – to zajišťuje řadicí pohyb (přesuv řadicích objímek) a příčný pohyb lanko (4) – pohyb volicí (volba řadicí tyče, nebo vidlice). Jako spojovací člen jsou nejčastěji použita ocelová lanka uložená v bovdenovém vedení. Bovdenové obaly jsou u řadicí páky a také u převodovky uloženy v dorazech a lanka v bovdenu konají posuvný (axiální) pohyb. Na víku převodovky jsou páky, které ovládají vnitřní řadicí mechanismus. Posuvný pohyb lanek, vyvolaný řadicí pákou se u převodovky převádí buď na otočný pohyb řadicí hřídele s palcem (5), nebo posuvný pohyb (výběr řadicí objímky). Pro optimalizaci řadicích sil se zde opět využívá přepákování, jak u řadicí páky, tak na víku i uvnitř převodovky. Přepákování může být vícenásobné (více pák na trase vedení lanek k převodovce).



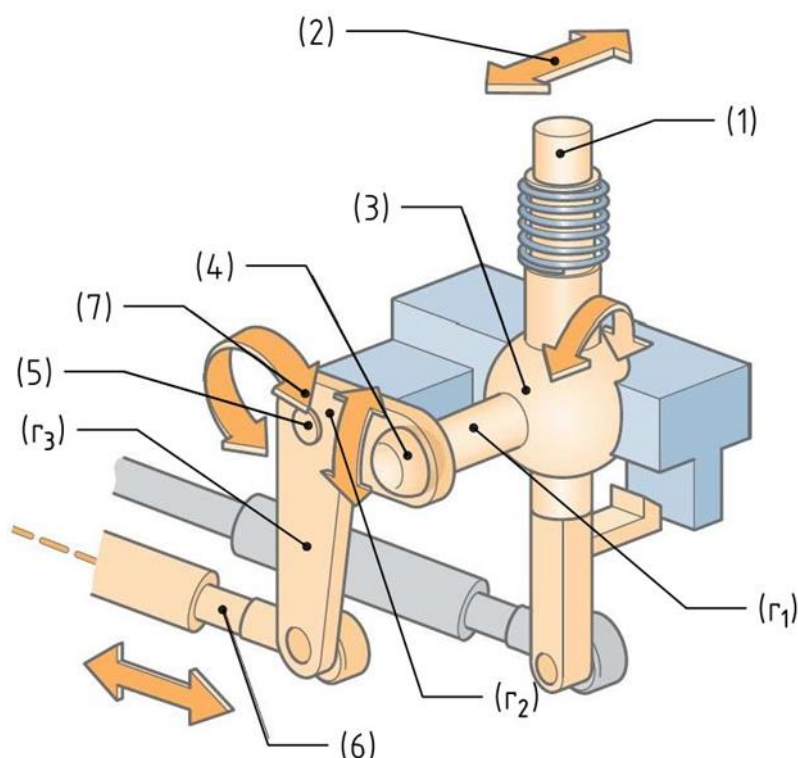
Obr. 14 Mechanismus řazení lankově ovládaný. [3] (upraveno)

Příklad uložení řadicí páky sférickou vazbou je na Obr. 15. Část mechanismu pro volicí pohyb je zvýrazněn oranžovou barvou. Řadicí páka (1) se pohybuje v příčném směru (směr šipky (2)). Tímto pohybem se pohybuje rameno ( $r_1$ ) nahoru a dolů. Konec ramene ( $r_1$ ) je sférickou vazbou (4) spojen s ramenem ( $r_2$ ), které koná rotační pohyb ve svislém směru okolo osy (5). Pohybem ramene ( $r_2$ ) dochází k podélnému pohybu ramene ( $r_3$ ). Podélný pohyb z ramene ( $r_3$ ) se přenáší na lanko (6), které je uloženo v bovdenu. Pohyb lanka (6) je přenášen k převodovce a koná volicí pohyb. Pro velikost síly, kterou je potřeba vyvodit na řadicí páku pro volicí pohyb,

Lze podle geometrie mechanismu na Obr. 14 a Obr. 15, odvodit vztah (6). Je-li uvažována délka  $l$  řadicí páky (Obr. 14 položka (1)) od bodu působení řadicí síly  $F_{rv}$  po střed otáčení (Obr. 15 položka (3)) a délky ramen mechanismu (mezi středy otáčení)  $r_1$ ,  $r_2$  a  $r_3$ , pak platí vztah (6). Rovnice (6) platí pouze pro předpoklad, že všude mezi nositelkami síly a rameny na kterých působí je úhel rovný  $90^\circ$ . Velikost síly potřebná pro pohyb lanka  $F_{Lv}$  je považována za konstantu.

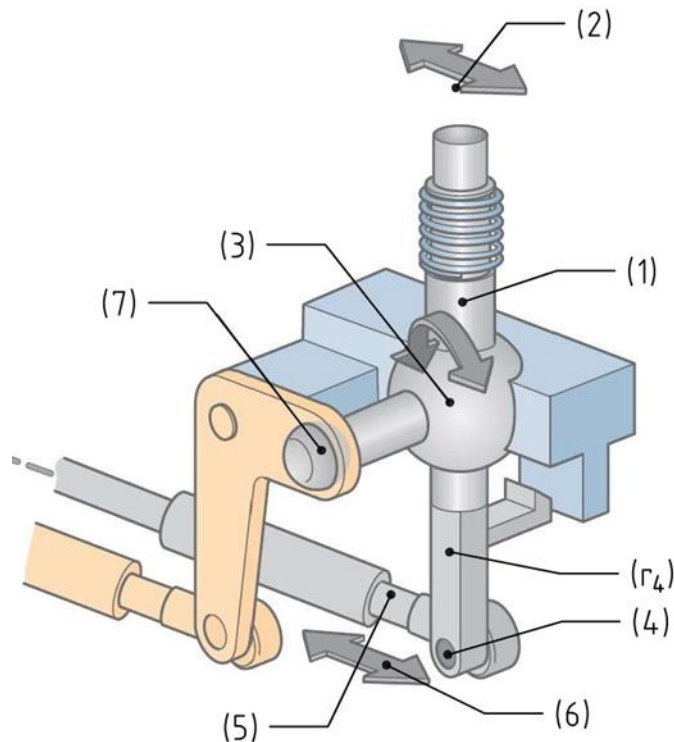
$$F_{rv} = \frac{F_{Lv} \cdot r_1 \cdot r_3}{l \cdot r_2} \quad (6)$$

Kde:  $F_{Lv}$  je síla působící na volící lanko [N];  
 $F_{rv}$  je síla působící na řadicí páku k volicímú pohybu [N];  
 $l$  je délka řadicí páky od středu otáčení po bod působení síly  $F_r$  [m];  
 $r_1$  je délka ramena  $r_1$  na Obr. 15 [m];  
 $r_2$  je délka ramene  $r_2$  na Obr. 15 [m];  
 $r_3$  je délka ramene  $r_3$  na Obr. 15 [m].



Obr. 15 Model mechanismu volícího pohybu, sféricky uložené řadicí páky. [16] (upraveno)

Schéma pro řadicí pohyb je na Obr. 16 – šedé stínování. Řadicí páka (1) se pohybuje v podélném směru šipky (2) a otáčí se okolo středu (3), pohyb se přenáší přes rameno ( $r_4$ ) na jeho konec volný konec (4), kde je připojeno kulovou vazbou řadicí lanko (5), které koná posuvný pohyb ve směru šipky (6) a ovládá řadicí objímky v převodovce.



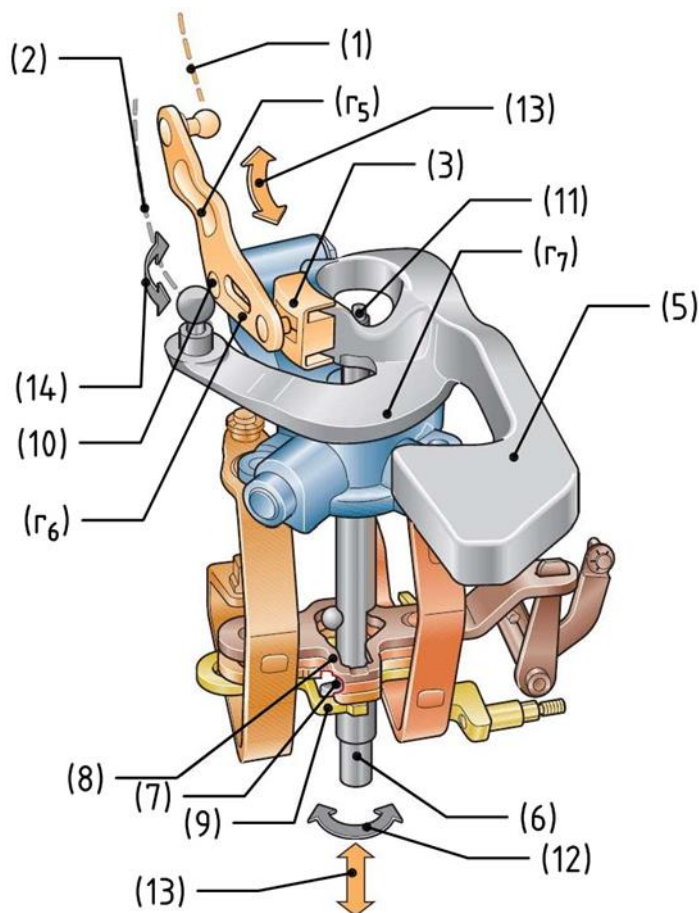
Obr. 16 Model řadicího pohybu, sféricky uložené řadicí páky. [16] (upraveno)

Obdobně jako pro velikost síly na řadicí páce potřebné k volicímu pohybu, lze odvodit vztah pro velikost síly potřebné k řadicímu pohybu. Platí-li stejná geometrie a podmínky jako pro vztah (6) lze psát rovnici (7):

$$F_{\text{ř}} = \frac{F_{L\text{ř}} \cdot r_4}{l} \quad (7)$$

Kde:  $F_{L\text{ř}}$  je síla k pohybu řadicího lanka [N];  
 $F_{\text{ř}}$  je síla působící na řadicí páku k řadicímu pohybu [N];  
 $r_4$  je délka ramene  $r_4$  na Obr. 16 [m].

Ovládací mechanismus řazení uvnitř převodovky je znázorněn na Obr. 17. Oranžově jsou stínované komponenty pro volicí pohyb a šedě pro pohyb řadicí. Lanko (1), je připojeno kulovou vazbou k ramenu ( $r_5$ ). Rameno ( $r_5$ ) se otáčí kolo středu (10) ve směru oranžové šipky (13). Druhé rameno ( $r_6$ ) této páky koná také rotační pohyb okolo středu (10) a jeho konec se pohybuje ve svislém směru (pohyb po kružnici). Přes posuvnou vazbu (3) se svislý pohyb přenáší na rameno ( $r_7$ ), které je spojeno s řadicí hřídelí (6). Hřídel (6) se pohybuje ve svislém směru ve směru oranžové šipky (13) a tím se volí příslušná řadicí vidlice. Druhé lanko (2) se pohybuje ve směru šipky (14) a ovládá řadicí rameno ( $r_7$ ). Rameno ( $r_7$ ) koná rotační pohyb okolo středu (11). Rameno ( $r_7$ ) je na řadicí hřídeli uloženo pomocí drážkování – tedy neotočně. Proto se rotační pohyb ramene ( $r_7$ ) přenáší na řadicí hřídel (6), která koná také rotační pohyb ve směru šedé šipky (12). Tímto rotačním pohybem se pohybuje řadicími vidlicemi prostřednictvím palce (7) a provádí se řadicí pohyb. Součástí ramene ( $r_7$ ) je tlumící závaží (5).



Obr. 17 mechanismus ovládání řazení v převodovce. [16] (upraveno)

Velikost síly, která musí působit na ovládací a řadicí páku v místě připojení lanek, je dána silou, respektive momentem potřebným k pohybu řadicí hřídele (6) a geometrií mechanismu řazení podle Obr. 17. Pro případ podle Obr. 17, lze odvodit vztah (8) a (9).

$$F_{Lv} = \frac{F_{řh} \cdot r_6}{r_5} \quad (8)$$

Kde:  $F_{řh}$  je síla potřebná k posuvnému pohybu řadicí hřídele (6) na Obr. 17 [N];  
 $F_{Lv}$  ovládací síla volicího lanka [N];  
 $r_5$  je kolmá vzdálenost nositelky síly  $F_{Lv}$  po střed otáčení (10) na Obr. 17 [m];  
 $r_6$  je délka ramene  $r_6$  na Obr. 17 [m].

$$F_{Lř} = \frac{M_{řh}}{r_6} \quad (9)$$

Kde  $M_{řh}$  je moment potřebný k otáčení řadicí hřídele (6) [N·m];  
 $F_{Lř}$  je vládací síla řadicího lanka [N];  
 $r_6$  je kolmá vzdálenost nositelky síly  $F_{Lř}$  ke středu otáčení (11) na Obr. 17 [m].

Všechny uvedené vztahy platí pouze za podmínky, že mezi všemi nositelkami síly a rameny, na kterých působí, jsou úhly  $90^\circ$  (jsou uvažovány kolmé vzdálenosti na kterých působí síla). Z odvozených vztahů vychází, že vhodnou kombinací délkových rozměrů jednotlivých ramen,

lze měnit výslednou velikost ovládací síly. Jak již bylo zmíněno výše, se změnou velikosti ovládací síly, také souvisí změna celkové dráhy pohybu páky a času řazení.

Lankové řazení patří dnes mezi nejvíce používané spojení řadicí páky s ovládacími prvky na převodovce u osobních, užitkových vozidel i traktorů s manuálně řazenou převodovkou, zejména pro převažující výhody tohoto řešení. [8]

#### VÝHODY:

- možnost optimálního umístění řadicí páky,
- nízké nároky na zástavbový prostor,
- minimální přenos rázů a vibrací od převodového ústrojí do kabiny a na řadicí páku,
- minimální přenos hluku přes lankové vedení,
- možnost optimalizace řadicích sil,
- není nutná téměř žádná údržba. [3]

#### NEVÝHODY:

- nebezpečí zvýšeného tření lanovodů ve vedení,
- nebezpečí průniku nečistot a vlhkosti do bovdenového vedení s nebezpečím zamrznání v zimním období,
- opotřebení nebo uvolnění kloubového připojení lanovodů k ovládacím pákám,
- prodloužení délky lanek (snížení přesnosti chodu),
- poškození bovdenového vedení.

### 2.2.5 NEPŘÍMÉ ŘAZENÍ PŘEVODŮ

Výše uvedené řadicí mechanismy mají všechny přímou (mechanickou) vazbu mezi ovládacím prvkem (řadicí pákou) a řadicím mechanismem v převodovce. U převodovek nepřímo řazených však neexistuje přímá vazba mezi těmito členy řadicího mechanismu. Řazení je realizováno prostřednictvím tlaku vzduchu nebo kapaliny, elektromagnetické síly, případně kombinací těchto sil. [17] Podle druhu využívané energie se používají různé posilovače řazení. Řidič dává pokyn k řazení buď standardně řadicí pákou, nebo pomocí jiných ovládacích prvků, účelem posilovače je snížit sílu potřebnou k přeřazení a tím zvýšit komfort řazení. Všechny druhy používaných posilovačů však potřebují zdroj energie – kompresor pro stlačený vzduch, čerpadlo pro tlak hydraulické kapaliny, elektrický generátor pro výrobu elektřiny atd. Proto je zřejmé, že jakýkoliv posilovač řazení spotřebuje určitou část výkonu od spalovacího motoru vozidla. Proto se použitím posilovače zvyšuje celková spotřeba energie. Řazení s posilovačem je také konstrukčně náročnější, proto jsou i vyšší výrobní náklady. Proto je vždy nutné zvážit, zda nelze požadované řadicí síly dosáhnout vhodnou kinematikou přímého řadicího mechanismu. [8]

### 3 ŘADICÍ MECHANIZMY TRAKTORŮ ZETOR

Převodová ústrojí, všech traktorů, tedy i traktorů společnosti Zetor prošla dlouhým vývojem, převodovka použitá v prvním Zetoru z roku 1946 prošla do dnešního dne mnoha konstrukčními změnami a modernizacemi. Světoví výrobci traktorů používají různé koncepce převodovek, mezi nimi i mechanické převodovky manuálně řazení. Traktory Zetor mají u všech modelů použitou mechanickou převodovku, manuálně ovládanou. Výhodou těchto převodovek je značná jednoduchost a vysoká účinnost.

#### 3.1 HISTORIE ŘADICÍCH MECHANIZMŮ

Cílem kapitoly není zachytit všechny konstrukční změny a úpravy všech částí převodového ústrojí, ale pouze zmínit změny převodového ústrojí, které souvisí se způsobem řazení a konstrukčním řešením řadicího mechanismu.

Nejstarší sériově vyráběný Zetor 25, měl převodovku s ozubenými koly s přímým čelním ozubením. [19] Řazení rychlostních stupňů bylo realizováno přesuvem těchto kol po hřídeli uložených na drážkování. Řadicí mechanismus byl kulový umístěný na víku převodovky. [9] Řadicí páka byla umístěna na podlaze kabiny, mírně vychýlena na pravou stranu.

Zetor 50 Super měl nadále převodová kola s čelními přímými zuby, řazení bylo realizováno jejich přesunem do příslušného záběru. Přímý záběr hřídelí se řadil zubovými spojkami. Řadicí páka byla umístěna pod volantem na pravé straně. [10] Řadicí mechanismus byl umístěný na víku převodovky a řadicí páka byla prodloužena a na konci zalomena, tak aby dostala až pod volant. Umístění řadicí páky pod volant bylo v 60. letech 20. století velkým zejména módním trendem. Konstrukteři od této změny očekávali snadnější a pohodlnější řazení. To ovšem, jak se později, nepřineslo očekávané výhody a páka se přesunula zpět na podlahu, popsáno dále.

První tři modely unifikované řady I (typ 2011, 3011 a 4011) měly 1. až 3. rychlostní stupeň řazený přesuvem ozubených kol s přímým čelním ozubením, 4. a 5. rychlostní stupeň byl řazen zubovou spojkou. Řadicí páka byla umístěna na pravé straně pod volantem. Všechny modely UR I až po 4. modernizaci v roce 1980, měly řadicí páku umístěnou pod volantem, Obr. 18.



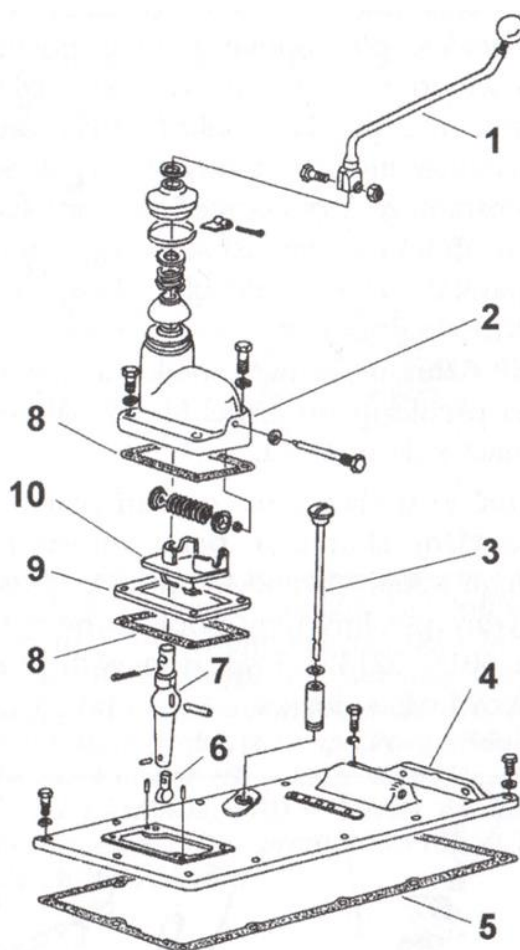
Obr. 18 Umístění řadicí páky Zetor 4011. [autor]

Od roku 1980 je řadicí páka umístěna na podlaze, převodovka má přímé ozubení se synchronizací 4. a 5. rychlostního stupně až na výjimky u všech traktorů. Od roku 1972 do roku 1980 měly synchronizační spojku 4. a 5. rychlostní stupně jen čtyřválcové traktory. Ostatní rychlostní stupně se řadily přesuvem kol s přímým ozubením. U všech traktorů UŘ I, které mají převodovku bez synchronizace nebo synchronizaci pouze 4. a 5. rychlostního stupně se používá brzdička řazení. Funkcí brzdičky řazení je při vypnutí pojezdové spojky (předpoklad že bude provedeno řazení) přibrzdit předlohovou hřídel, což má zajistit snadnější přeřazení z nižšího rychlostního stupně na vyšší. [11]

Pro Unifikovanou řadu I, model 92 se od roku 1992 do všech modelů řady standardně používají převodovky se synchronizací řazení 2. až 5. rychlosti. Soukolí těchto převodů mají šikmé ozubení a jsou ve stálém záběru. [11]

### 3.2 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ ŘADICÍHO MECHANIZMU TRAKTORŮ ZETOR

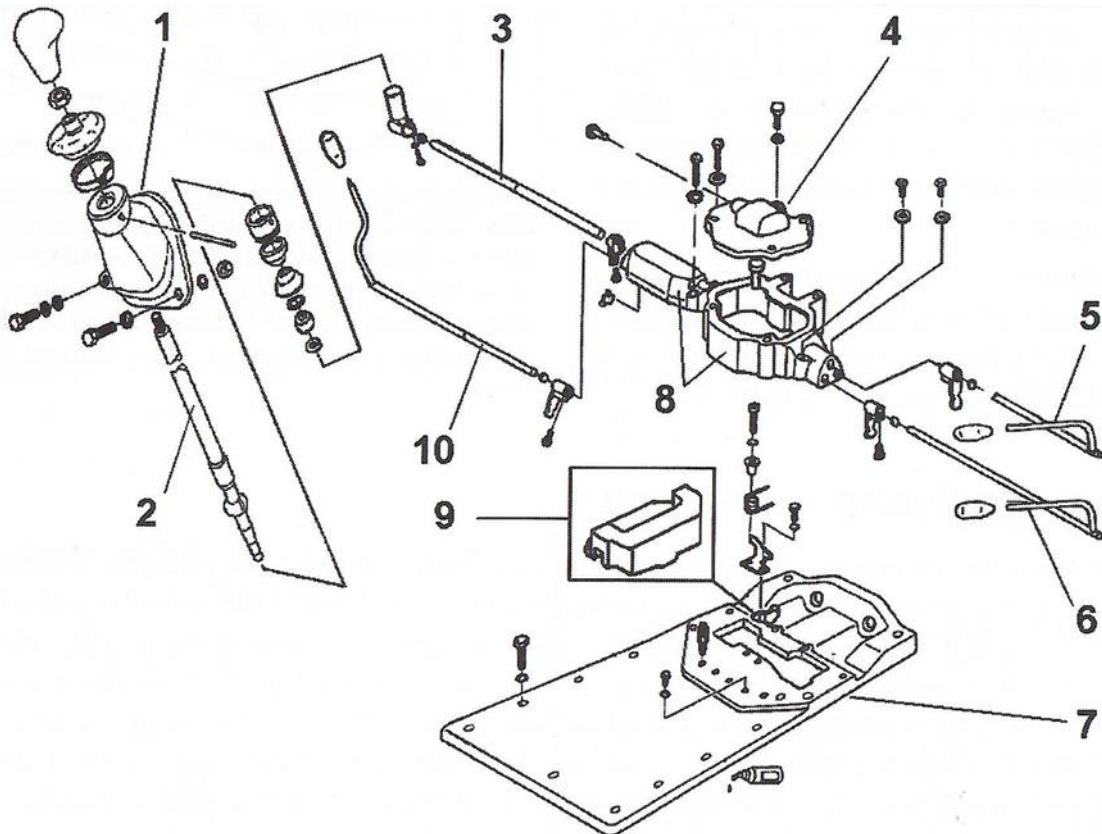
Všechny modely traktorů Zetor UŘ I používají od 4. modernizace (tj. od roku 1980) až po UŘ I model 92 (do roku 1999) a u řady Major až do roku 2006 kulisové řazení, umístěné na víku převodovky, řadicí páka byla u všech těchto traktorů umístěna na podlaze ve středu kabiny. Tento mechanismus je na Obr. 19.



Obr. 19 řadicí mechanismus Zetor UŘ I (1980 až 1999), 1 – řadicí páka, 2 kloubové uložení řadicí páky, 3 – ukazatel hladiny oleje, 4 – víko převodovky, 5 těsnění, 6 palec řazení, 7 – vnitřní rameno řadicí páky, 9 – příruba, 10 kulisa. [11]

Konstrukční změna řadicího mechanismu pro UŘ I byla provedena v roce 1997. Všechny modely Zetor 3321 Super – 7341 Super Turbo mají řadicí páku umístěnou na pravé straně ve vyšší poloze. Řadicí páka není umístěna přímo na víku převodovky, ale řadicí páka je s ovládacím mechanismem řazení spojena hřídelí. Konstrukce řadicího mechanismu je na Obr. 20. Současně se změnou řadicí páky se změnila také konstrukce řadicích tyčí a vidlic pro 2. až 5. rychlostní stupeň. [11]

Synchronizační spojky se u převodovek se synchronizací 4. a 5. nebo 2. až 5. rychlostního stupně používají typu Borg-Warner.



Obr. 20 Řadicí mechanismus Zetor rok 1997 až 2004, 1 - kloubové uložení řadicí páky, 2 páka řazení, 3 - hřídel řazení, 4 - víčko řazení, 5 – páka řazení náhonu vývodového hřídele ( $540/1000 \text{ min}^{-1}$ ), 7 – víko převodovky, 8 – víko řazení, 10 – hřídel řazení redukovanych rychlostí. [11]

Traktory UŘ II, sériově vyráběné v letech 1968 až 1981 měly čtyřstupňovou hlavní převodovku bez synchronizace, řazení rychlostních stupňů se provádí řadicí pákou umístěnou na podlaze na pravé straně sedla řidiče. Výška řadicí páky sahá přibližně do výšky sedačky v nezátíženém stavu. Řadicí páka hlavní převodovky je umístěna na víku převodovky uložena kulovou vazbou. Umístění řadicí páky zůstalo prakticky beze změny u všech modelů UŘ II a později i u nástupců UŘ II i UŘ III. [13]

### 3.3 ŘADICÍ MECHANIZMUS ZETOR FORTERRA

Traktory Forterra jsou pokračovateli modelů UŘ III, výroba modelů Forterra byla zahájena v roce 1998. [12] Jedna z hlavních modernizací této modelové řady oproti předchozí se týkala převodového ústrojí. Byla vyvinuta zcela nová reverzační převodovka se 4 rychlostmi vpřed a 3 vzad, dále vybavena 3 ° násobičem točivého momentu, který je ovládaný pneumaticky.

Všechny čtyři rychlostní stupně jsou řazeny synchronizační spojkou. Páka pro řazení převodů hlavní převodky je umístěna stejně jako u předchozích modelů na podlaze na pravé straně. Oproti předchozím modelům je ale hlavice páky umístěna více v předu, což lépe vyhovuje ergonomii ovládání – lepší dosah řidiče, Obr. 21.



*Obr. 21 Umístění řadící páky Forterra, rok 1998. [12]*

Traktory Forterra, typ 8621 až 12441 (rok 1998 až 2008), [13] měly řadící páku hlavní převodky umístěnou na podlaze, přímo uloženou na víku převodky na pravé straně. Stejné řešení zůstává také u modelů 95 až 135 (rok 2009 až 2012), které měly nadále hlavní čtyřstupňovou převodovku. V roce 2012 se začal sériově vyrábět nový model Forterra HSX, i u toho modelu je konstrukční řešení řadící páky téměř nezměněno, ale je zkonstruována nová pětistupňová reverzační převodovka. [13] Od roku 2014 je nabídka rozšířena o model Forterra HD, z počátku sériové výroby má řadící páku stále stejného konstrukčního řešení až do roku 2018 [12], Obr. 22.



*Obr. 22 Řadící páka Forterra 130 HD, rok 2016. [20]*

V současné době, mají všechny modely nižší výkonové třídy (Forterra HSX a nižší), řadicí mechanismus kulový, tedy řadicí páku na podlaze uloženou kulově na víku převodovky, tak jako u předchozích modelů. Pouze modely vyšší a nejvyšší výkonové třídy (tzn. Forterra HD a Crystal) mají bovdenové řazení. Řadicí páka (Obr. 23) je umístěna na pravé straně na panelu a s vnitřním mechanismem řazení je spojena pomocí lanek v bovdenovém vedení. Schéma řazení rychlostních stupňů je na Obr. 23 vpravo. [20]



Obr. 23 Řadicí páka Zetor Crystal 170 HD, rok 2020. [20], vpravo schéma řazení rychlostních stupňů.

### 3.3.1 SOUČASNÝ STAV BOVDENOVÉHO ŘAZENÍ TRAKTORŮ ZETOR

Vnitřní část řadicího mechanismu spolu s víkem převodovky je koncepčně shodná s modely s řadicí pákou na podlaze. Na víku převodovky je kloubově uložen řadicí palec, na který jsou namísto dlouhé řadicí páky připojeny pomocné páky, které jsou ovládány lanky. Pomocná konzola s pákami je na řadicí palec uložena na kuželové ploše, proti pootočení zajištěna perem a v axiálním směru je vysunutí zabráněno maticí. Na pomocné ovládací páky jsou připojena ovládací lanka přes kloubové spoje. Kinematický rozbor spolu s vlivy jednotlivých sil na celkovou velikost řadicí síly je na Obr. 24. Rozbor vlivů je uvažován od kontaktu řadicího palce s řadicími tyčemi po bod působení ovládací síly řidiče na páku.

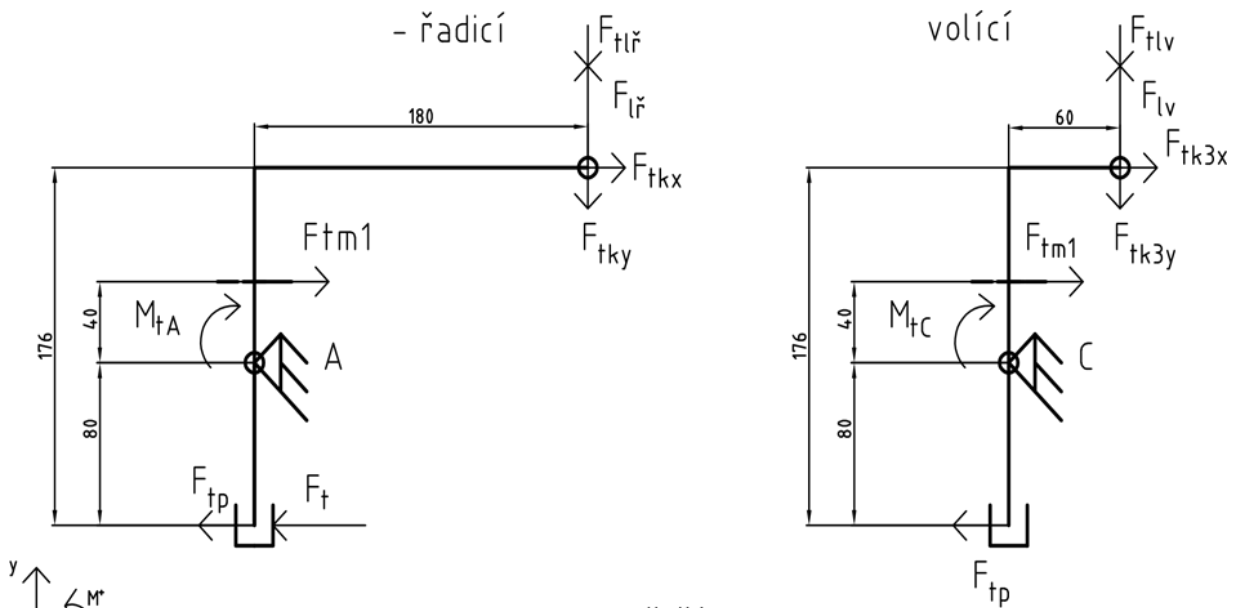
Kromě uvedených silových účinků má na výslednou velikost řadicí síly vliv zajišťovací mechanismus. Poloha páky ve volicím směru je zajištěna šroubovitou zkrutnou pružinou. Velikost volicí síly je ovlivněna její tuhostí. Poloha v řadicím směru je zajištěna výřezy na řadicích tyčích, do kterých zapadá kulička. Kulička je do výřezů přitlačována silou vinuté pružinky. Odpor daný zajišťovacím mechanismem závisí na tuhosti těchto pružinek a geometrii drážek a kuliček. Ve schématu je tento vliv zahrnut ve velikosti síly  $F_t$ .

Podle rozboru na Obr. 24 mají na velikost výsledné řadicí síly v rámci mechanismu, pro řadicí pohyb, vliv tyto hodnoty:

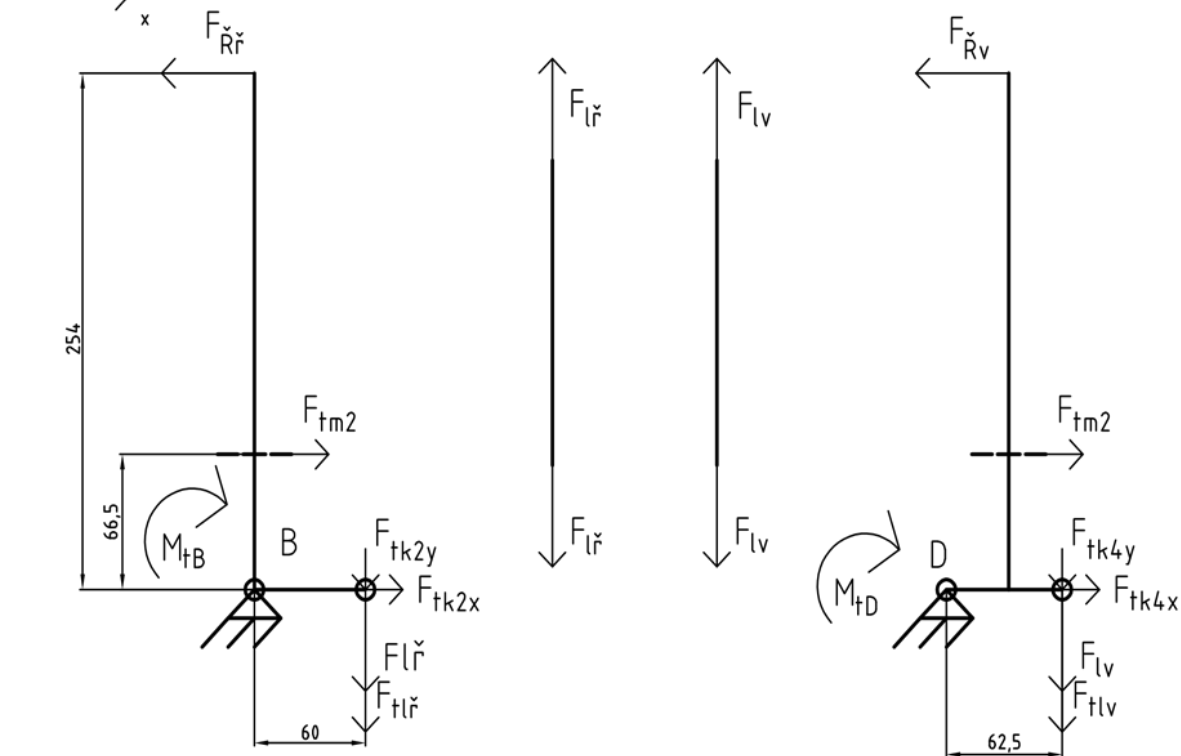
- velikost síly  $F_t$  pro posunutí řadicí objímky (síla zahrnuje také odpor zajišťovacího mechanismu),
- velikost třecí síly mezi řadicím palcem a řadicí tyčí  $F_{tp}$ ,
- moment čepového tření uložení palce  $M_{tA}$  a deformační síla ochranné manžety  $F_{tm1}$ ,
- moment čepového tření v připojení lanek k páce  $F_{tkx}$ ,  $F_{tky}$ ,  $F_{tk2x}$ ,  $F_{tk2y}$ ,

- velikostí třecí síly mezi lankem a bovdenem  $F_{tlř}$ ,
- moment čepového tření uložení řadicí páky  $M_{tB}$ ,
- deformační síla od ochranné manžety působící na řadicí páku  $F_{tm2}$ ,
- celkovým převodovým poměr řadicího mechanismu  $i_r$ .

Mechanismus vnitřní



Mechanismus vnější



Obr. 24 Rozbor sil působících v řadicím mechanismu Zetor. [46]

Pro volicí pohyb:

- velikost třecí síly mezi řadicím palcem a drážkách v řadicích tyčích  $F_{tp}$ ,
- velikost síly od pružiny zajišťovacího mechanismu,
- moment čepového tření uložení řadicího palce  $M_{tC}$  a deformační síla ochranné manžety  $F_{tm1}$ ,
- moment čepového tření v připojení lanek k páce  $F_{tk3x}$ ,  $F_{tk3y}$ ,  $F_{tk4x}$ ,  $F_{tk4y}$ ,
- velikost třecí síly mezi lankem a bovdenem  $F_{tv}$ ,
- moment čepového tření uložení řadicí páky  $M_{tD}$ ,
- deformační síla od ochranné manžety působící na řadicí páku  $F_{tm2}$ ,
- celkový převodový poměr řadicího mechanismu  $i_v$ .

Jak je uvedeno, výslednou velikost řadicí síly lze mimo jiné ovlivnit vhodným celkovým převodovým poměrem mezi silou potřebnou k přesunutí řadicí objímky a silou potřebnou od obsluhy na řadicí páku. Vysokým převodovým poměrem do síly lze výrazně snížit potřebnou řadicí sílu, ale spolu s tím se prodlužuje celková dráha řadicí páky a také čas řazení.

Pro bovdenový řadicí mechanismus traktorů Zetor, rozebraný na Obr. 24, lze určit převodový poměr pro řadicí i volicí pohyb páky podle konkrétních rozměrů, rovnicí (10) a (11). Rozměry uvedené ve schématu jsou pouze přibližné, nejedná se o přesné hodnoty a slouží pouze k rozboru vlivu geometrie na parametry řadicího mechanismu. Hodnoty převodového poměru, určené rovnicí (10) a (11) platí pouze pro statickou polohu mechanismu, při pohybu páky se jeho hodnota mění v závislosti na okamžitém úhlu natočení páky od klidové polohy.

$$i_r = \frac{180}{80} \cdot \frac{255}{60} = 2,25 \cdot 4,25 = 9,5625 \quad (10)$$

$$i_v = \frac{60}{80} \cdot \frac{255}{62,5} = 0,75 \cdot 4,08 = 3,06 \quad (11)$$

Kde:  $i_r$  je převodový poměr pro řadicí pohyb páky [-];

$i_v$  je převodový poměr pro volicí pohyb páky [-];

číselné údaje jsou jednotlivé délky ramen podle Obr. 24 [mm].

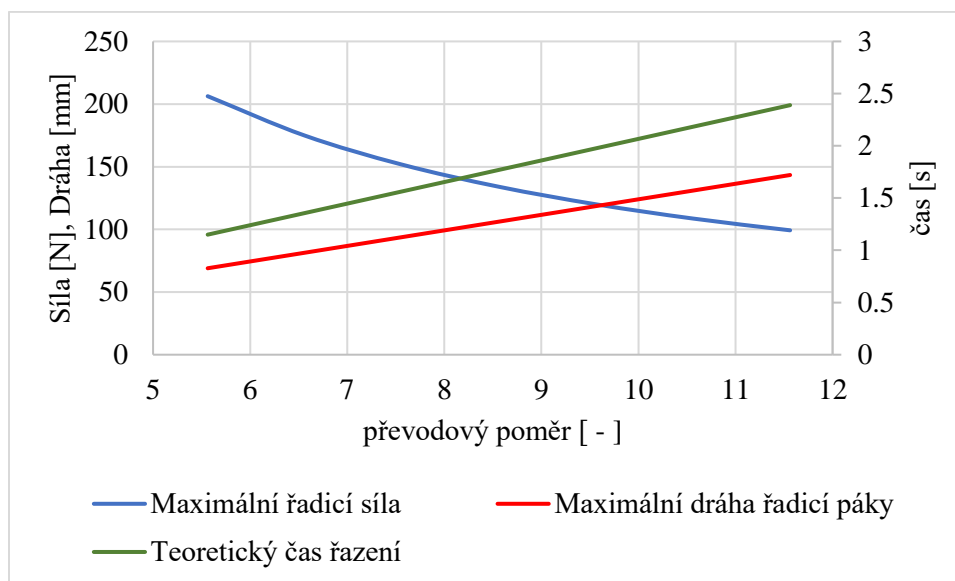
Pokud by byla uvažována maximální síla na řadicí páce pro řadicí pohyb například 120 N je celková síla potřebná pro posunutí řadicí objímky 1,1475 kN. Hodnota se určí vynásobením ovládací síly na páce převodovým poměrem. Od této hodnoty je ale nutné odečíst všechny pasivní síly popsané výše.

Pro dráhu pohybu páky při přeřazení z neutrální polohy na příslušný rychlostní stupeň platí, že pokud by byla uvažována pro řadicí pohyb například 120 mm, pak je výsledná dráha o kterou se posune řadicí spojka 12,4 mm (dáno převodovým poměrem mechanismu). Z toho je viditelné, že vyšší převodový poměr prodlužuje přímo úměrně jeho velikosti celkovou řadicí dráhu páky.

Celkový čas potřebný na přeřazení je také ovlivňován převodovým poměrem. Při uvažování konstantní rovnoměrné rychlosti pohybu řadicí páky například  $60 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$  je při daném převodovém poměru rychlosti pohybu řadicí objímky  $6,2745 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ . Celkový řadicí čas je

prodloužen o čas potřebný na vymezení všech vůli mechanismu. Kromě geometrie mechanismu, která určuje převodový poměr a výše uvedených silových účinků v mechanismu má na výslednou velikost řadicí síly vliv také hmotnosti a momenty setrvačnosti pohyblivých členů mechanismu. Výsledný silový účinek je proto také závislý na rychlosti, respektive zrychlení a zpomalení řadicího mechanismu.

Jednotlivé požadavky na vhodnou volbu převodového poměru jsou protichůdné, z hlediska minimalizace potřebné řadicí síly je výhodný vysoký převodový poměr, naopak pro zkrácení chodu řadicí páky a času řazení je výhodný nízký převodový poměr. Závislost těchto parametrů na převodovém poměru je ukázána v Graf 1. Pro hodnoty je uvažována konstantní potřebná síla pro přesunutí řadicí spojky, konstantní dráha řadicí spojky a konstantní rovnoměrná rychlost pohybu řadicí pákou.



Graf 1 Vliv převodového poměru mechanismu na vybrané parametry.

Z grafu je viditelné, že se zvyšujícím se celkovým převodovým poměrem mechanismu se prodlužuje celkový čas řazení, prodlužuje řadicí dráha a naopak snižuje řadicí síla. Optimální kompromisní hodnotu převodového poměru, lze volit v okolí průniku průběhu síly a dráhy. Pro konkrétní hodnoty vynesené do grafu je to pro řadicí pohyb hodnota 9,5625.

## 4 MODERNÍ ŘADICÍ MECHANIZMY

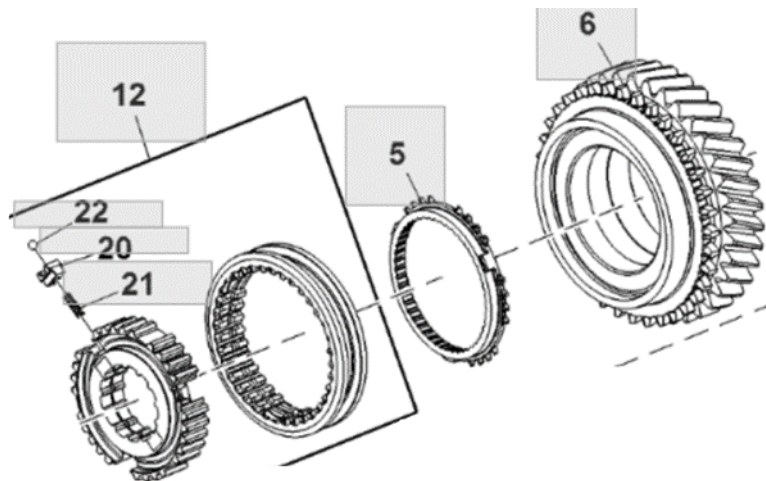
Přestože převodová ústrojí prošly v posledních letech velkou modernizací a stále více se do převodového ústrojí, a také jeho ovládání, komponují elektronické prvky a automatizované systémy řízení, stále se vyrábí traktory s hlavní převodovkou řazenou standardní řadicí pákou manuální silou. Traktory vyšších výkonových tříd většiny výrobců již mají buď nepřímo ovládanou převodovku, samočinně ovládanou převodovku nebo převodovku s plynulou změnou převodového poměru. Standardní převodovky řazené manuálně řadicí pákou se používají většinou pro traktory nižší až střední výkonové třídy. [1] Autoři Fischer a kol. v publikaci *The automotive Transmission Book* [7] uvádí, že manuálně řazené převodovky se přednostně používají pro traktory o výkonu do 70 kW.

### 4.1 ŘADICÍ MECHANIZMY VYBRANÝCH VÝROBCŮ TRAKTORŮ

Způsob řazení je vhodné porovnávat pro stejné nebo podobné provedení hlavní převodovky, u traktorů obdobné výkonové třídy. V kapitole bude uvedeno konstrukční řešení ovládání hlavní převodovky světových výrobců traktorů o výkonu od cca 75 do 150 koní.

#### 4.1.1 JOHN DEERE ŘADY 5M

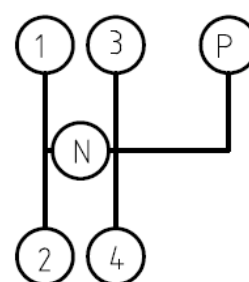
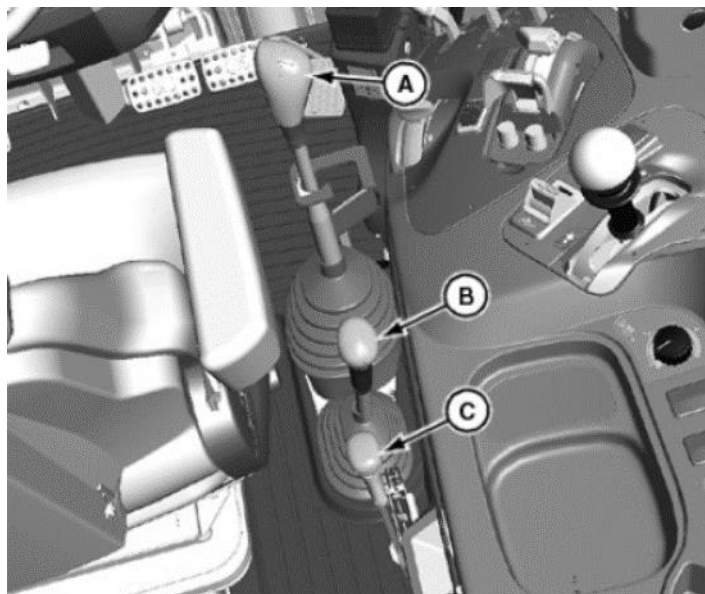
Traktory řady 5M patří mezi malé traktory, o výkonu 75 až 115 koní. Podle informací, které uvádí firma Stom, jde o nejprodávanější traktor v Evropě. Hlavní převodovka je čtyřstupňová hřídelová. Pro všechny rychlosti jsou použity kola s šikmým čelním ozubením a všechny rychlosti jsou řazeny synchronizační spojkou typu Borg-Warner s jedním clonicím kroužkem, jak přibližuje Obr. 25.



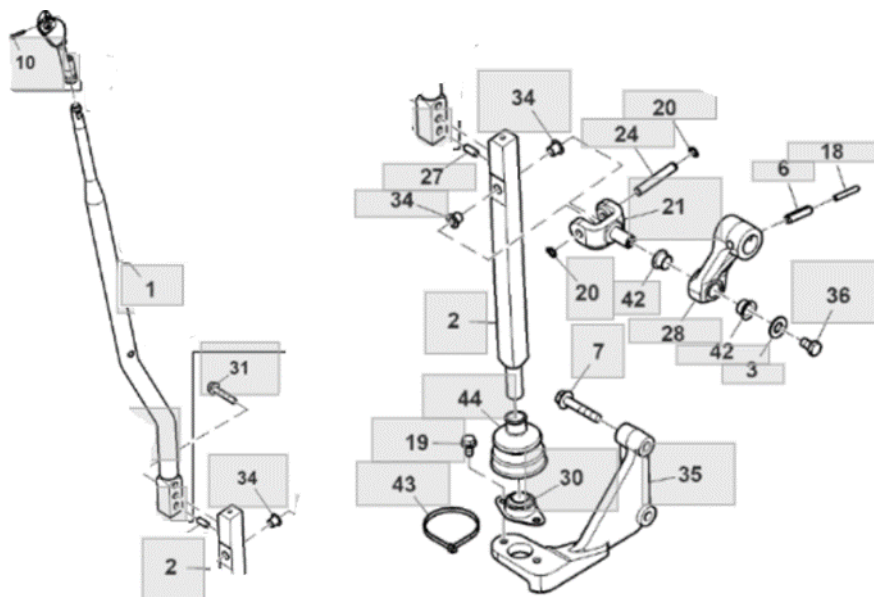
Obr. 25 Synchronizační spojka John Deere, řady 5M. [21]

Objímky synchronizačních spojek (Obr. 25, položka 12) jsou ovládány řadicí vidlicí na řadicí tyči. Celkem jsou použity čtyři řadicí tyče s vidlicí z toho dvě pro řazení převodů hlavní převodovky. Na každé řadicí tyči je zajištěna kolíkem svorka pro ovládání řadicím palcem a blokování polohy. Palec je nalisován a zajištěn kolíkem na hřídeli, která je uložena posuvně, kolmo k osám hřídele převodových kol. Řadicí páka je umístěno vpravo vedle sedačky, Obr. 26 vlevo. Schéma řazení je na Obr. 26 vpravo. Neutrální poloha páky je ve středu volicího rozsahu. Poloha *P* je parkovací (zajištění stojícího traktoru). Řadicí páka se skládá ze dvou hřídelí, které jsou spojeny polohovaným šroubovým spojem-Obr. 27. Nosná hřídel (položka 2) je uložena v kloubovém ložisku (30) na pomocné konzole (35) ke kabině traktoru. K hřídeli (2)

je přes čep (27) a šroub (31) připojena ovládací páka (1). K nosné hřídeli (2) je v kluzném uložení (34) čepen (24) připojeno vahadlo (21), na kterém je opět v kluzných pouzdech (42) uloženo ovládací ramínko (28), které přes spojovací členy ovládá vnitřní řadicí mechanismus. [21]



Obr. 26 Umístění řadicí páky JD, 5M, A – řadicí páka, B – páka volby rozsahu převodů, C – páka volby plazivé rychlosti. [22] Vpravo schéma řazení páky A.



Obr. 27 Řadicí páka JD, řady 5M, náčrsek z katalogu ND JD. [21]

#### 4.1.2 DEUTZ FAHR ŘADY 5

Traktory nižší až střední výkonové třídy (110 až 125 koní). Jsou vybaveny pětistupňovou hlavní převodovkou, plně synchronizovanou. Řazení jednotlivých převodových stupňů je realizováno pomocí řadicí páky, umístěné vpravo před sedačkou na ovládacím panelu (Obr. 29). Řazení je bovdenové. Řadicí páka (Obr. 28 vlevo) je vybavena tlačítkem pro ovládání spojky a tlačítky

pro ovládání násobiče točivého momentu. Schéma řazení na Obr. 28-vpravo je voleno tak, že pouze řadicím pohybem se realizuje zařazení 2. a 3. převodového stupně. První stupeň se řadí kombinací volicího pohybu směrem k sedačce řidiče a řadicího proti směru jízdy. Stupně 4. a 5. a se řadí složeným pohybem. [14]



Obr. 28 Vlevo - řadicí páka DF 5125, rok 2019. [14] Vpravo schéma řazení (půdorys páky).



Obr. 29 Umístění hlavní řadicí páky traktoru Deutz Fahr, řady 5G, rok 2019. [23]

#### 4.1.3 NEW HOLLAND ŘADY T5, CASE FARMALL

Traktory New Holland řady T5 patří výkonnostně do střední třídy. V provedení s manuálně řazenou hlavní převodovkou nabízí motory o výkonu od 75 do 114 koní.

**Modely TD5** nabízejí motory o výkonu 86 až 114 koní. Hlavní převodovka je mechanická, čtyř rychlostní se synchronizací. Řadicí páka je na pravé straně, tvoří ji poměrně dlouhá trubka, která je kloubově uložena na víku převodovky. Jde o přímé spojení páky s vnitřním mechanismem řazení. V kabině je páka na podlaze a sahá přibližně 120 mm nad rovinu ovládacího panelu. [25]

**Modely T5 Utility** nabízí motory o výkonu 75 až 114 koní. Hlavní převodovka je mechanická, čtyř rychlostní, plně synchronizovaná. Řadicí mechanismus je použit bovdenový. Řadicí páka je umístěna vpravo na ovládacím panelu, vedle joysticku - Obr. 30 vlevo. Pouze řadicím

pohybem se řadí 3. a 4. stupeň, 1. a 2. stupeň se řadí kombinací volicího a řadicího pohybu schéma řazení je na Obr. 30 vpravo.



Obr. 30 Umístění hlavní řadicí páky v kabině, New Holland, T5 Utility. [24] Vpravo schéma řazení.

Řadicí páka je s ovládacím mechanismem převodovky spojena lankou s bovdeny. Páka je uložena na otočném mechanismu (dvě rotační kluzné vazby) zajišťující pohyb ve směru podélném i příčném. Dva pohyby standardně ovládají lanka pro volicí a řadicí pohyb. K ramínkám řadicí páky jsou lanka připojena čepy. Lanka ovládají vahadla, která otáčejí hřídeli. Na této hřídeli je nalisovaný a kolíkem zajištěný řadicí palec, který ovládá řadicí tyče. Všechny převodové stupně jsou realizovány ozubenými koly s čelním šikmým ozubením a řazení synchronizační spojkou. [25]

Pro model T5 Utility byly také firmou Agrotec poskytnuty údaje o řadicím mechanismu hlavní převodovky, které jsou uvedeny v Tab. 1.

Tab. 1 Parametry řadicího mechanismu, traktor New Holland, T5 Utility. [25]

Rychlostní stupeň (řazen z polohy neutrálu)	Dráha – řadicí [mm]	Dráha – volicí [mm]	Řadicí síla [N] (s vypnutým motorem)
1.	100	50	28
2.	100	50	26
3.	100	0	22
4.	100	0	22

Délka řadicí páky od středu působení síly po střed otáčení je **325 mm**. Při řadicím pohybu se páka odchýlí od klidové polohy o přibližně **17,1 °** a při volicím pohybu o **8,75 °**. Jak samotný poskytoval údajů upozorňuje jde o údaje pouze přibližné a orientační, nikoliv o údaje z

přesného měření. Uvedené velikosti sil byly změřeny na stojícím traktoru, bez spuštěného motoru, o teplotě okolí (10 °C). Přesnost měření je přibližně  $\pm 3$  N.

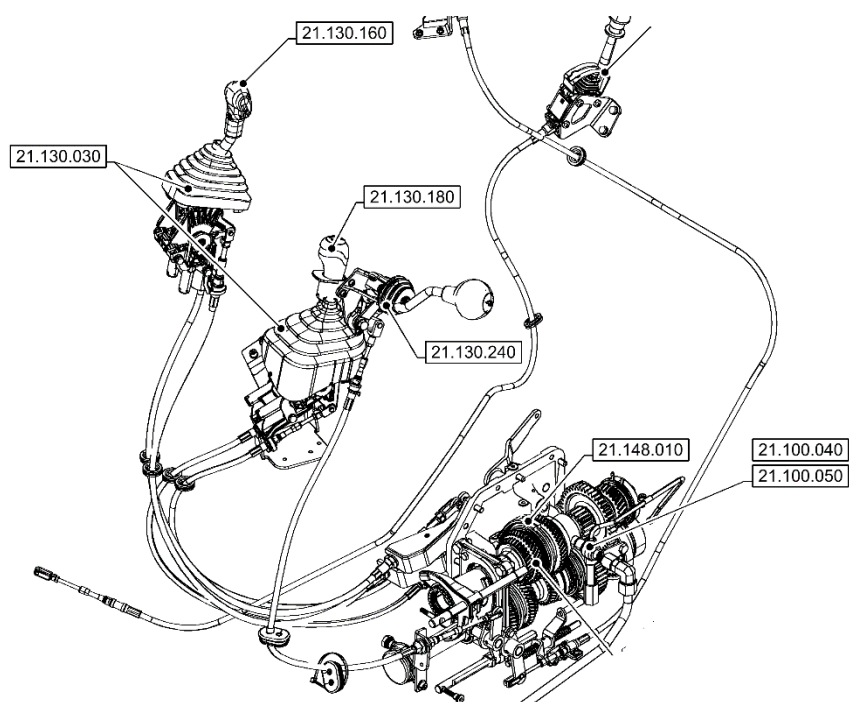
Podle provedeného přibližného, orientačního měření, pomocí pružinového siloměru řadicích sil traktoru Zetor Crystal HD a u traktoru New Holland T5 Utility [25], lze určitým způsobem porovnat řadicí mechanismy, jak je uvedeno v Tab. 2 pro řazení 2. rychlostního stupně.

Tab. 2 Porovnání vybraných parametrů řadicích mechanismů.

	T5 Utility	Zetor Crystal HD
Řadicí síla (2. °) [N]	26	27
Dráha volicí [mm]	50	50,8
Úhel natočení páky [°]	8,75	11,31
Dráha řadicí [mm]	100	118,4
Úhel natočení páky [°]	17,1	25

Z orientačního porovnání plyne, že u shodné konstrukce řadicího mechanismu, lze očekávat podobné řadicí parametry u různých výrobců traktorů. Za uživatelsky příznivější se považují nižší hodnoty velikosti síly a kratší dráha páky. Tyto hodnoty samozřejmě lze ovlivnit více faktory, které byly již uvedeny dříve.

**Traktor Case Farmall C** je univerzální traktor, motory se nabízí s výkony od 58 do 114 koní. Pro manuálně ovládanou převodovku, platí stejné údaje, jako pro traktory New Holland T5 Utility. Schéma mechanismu z katalogu náhradních dílů je na Obr. 31. Na obrázku je přiblíženo vedení spojovacích lanek, tak aby mělo co nejméně mírnějších ohybů.



Obr. 31 Bovdenové řazení traktorů New Holland T5 Utility a Case Farmall C. [26]

## 5 ZAŘÍZENÍ PRO MĚŘENÍ ŘADICÍCH SIL

Konstrukční návrh celého mechanismu řazení, od řadicích spojek, vnitřního ovládacího mechanismu a mechanismu vnějšího, lze realizovat pomocí modelovacích a výpočtových softwarů. Funkčnost navrženého řešení lze ověřit například pomocí simulací v programu MSC Adams. Lze provést dynamickou simulaci se zahrnutím většiny vlivů, i jako je tření ve vazbách, deformace jednotlivých těles atd. Ve všech modelech a simulacích je ale pro přijatelnou složitost modelu a délku výpočtu nutné zavést určitá zjednodušení. Zavedená zjednodušení, definování okrajových podmínek a všech nastavení simulace, značně ovlivňují relevantnost výsledků. Z toho důvodu mohou být hodnoty získané například simulací v programu Adams odlišné od skutečných. Jedinou možností pro získání přesnějších údajů o reálném chování navržené konstrukce je provedení experimentálního měření na reálném výrobku. Je zřejmé, že realizace měření na reálném výrobku bude značně nákladnější, než pouze virtuální simulace. Proto je vhodné během návrhu konstrukčního řešení také vytvořit výpočtové modely pro ověřování dílčích změn. Experimentální měření je výhodné provést až pro finální variantu výrobku nebo finální úpravu stávajícího řešení. Zkušební zařízení umožňuje reálně ověřit vliv jednotlivých konstrukčních úprav a změn.

V případě řadicích mechanismů převodových ústrojí se nejčastěji měří potřebné síly k ovládní klíčových komponent, případně čas a dráha řazení. Síly mohou být měřeny buď přímo na výstupu ovládacího mechanismu z převodovky – analýza pouze vnitřního mechanismu, nebo až na ovládací páce obsluhy – tedy přímo na řadicí páce, pokud jde o analýzu i vnějšího mechanismu řazení. Pokud je měření realizováno na komponentu v demontovaném stavu – např. převodka a řadicí ústrojí je demontováno a přivezeno na zkušební pracoviště – jde o laboratorní měření. Měření ovšem může být i z důvodů přesnosti výsledků vhodnější realizovat přímo v zastavěném stavu – například celá převodovka a řadicí ústrojí je zastavěno v traktoru. Při laboratorním měření může být obtížné přesně navodit všechny vnější vlivy, které působí při reálném provozu, jako je buzení od běhu motoru, od nerovností na vozovce, případně proudění vzduchu a další. Hlavním zdrojem vibrací a hluku převodovek jsou samotné převody a ložiska. Ovšem výsledná míra hluku a vibrací výrazně závisí na konkrétním režimu provozu převodovky. [29] Proto výhodou měření přímo na stroji je, že jsou pokryty všechny reálné provozní režimy. Dále měření přímo v zastavěném stavu přináší značnou výhodu v rychlosti realizace měření a možnost provádět měření opakovaně na různých strojích stejné konstrukce, bez nutnosti náročné přípravy měření. Proto také jedním z dílčích cílů této práce je návrh zkušebního zařízení pro měření sil na řadicí páce, který bude možné používat pro běžné sériově vyráběné traktory Zetor. [40]

### 5.1 MĚŘENÉ VELIČINY

Pro posouzení parametrů řadicího mechanismu v souvislosti s realizací přeřazení rychlostního stupně se v rámci experimentálního měření snímají tyto parametry: [27]

- řadicí síla,
- dráha (poloha) řazení,
- otáčky vstupního hřídele převodovky,
- otáčky výstupního hřídele převodovky,
- točivý moment na výstupním hřídeli převodovky,
- vibrace na skříni převodovky,
- teplota.

Řadicí silou je myšlena velikost síly, kterou musí vyvinout obsluha stroje na řadicí páku, v obvyklém bodě úchopu páky, tedy uvažováno ve středu madla páky. Dráha řazení znamená změnu polohy měřeného konce řadicí páky mezi klidovou polohou a polohou při dokončení řazení ve směru řadicího, nebo volicího pohybu. Pro měření jednotlivých parametrů je nutné zkušební zařízení vybavit snímači vhodných veličin.

## 5.2 SNÍMAČE VELIČIN

Pro měření je dostupných mnoho snímačů, různých konstrukčních řešení a také od různých výrobců. Při výběru je kromě požadované užité hodnoty také nutné zvážit konkrétní požadavky na zástavbu jako jsou rozměry prostoru, způsob montáže a další. Téměř všechny senzory běžně používané v technické diagnostice využívají převodu měřené veličiny na veličinu elektrickou. [28]

### 5.2.1 SNÍMAČE POLOHY

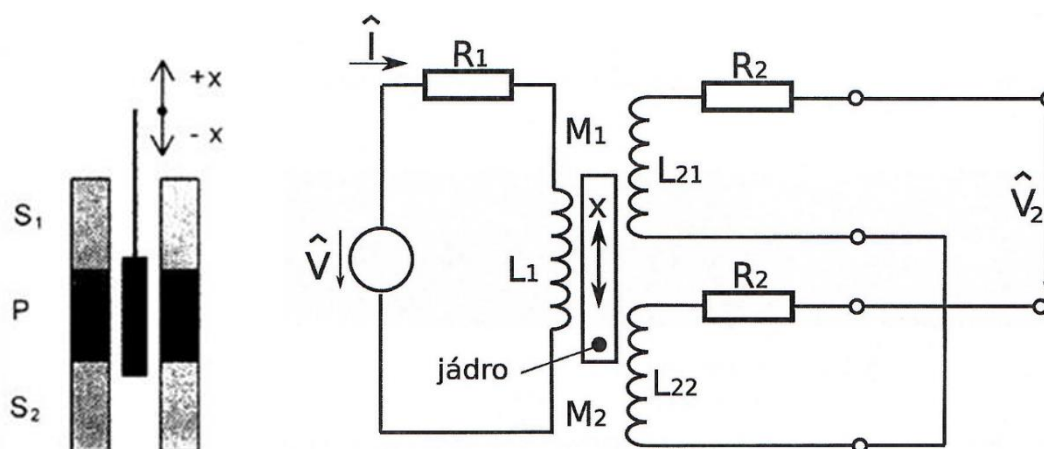
Snímače pro měření polohy, výchylky a posuvů (dráhy) lze kategorizovat podle několika kritérií. Podle fyzikálního principu a konstrukce existuje několik typů snímačů, z nichž nejvíce používané v technické praxi ve strojírenství, budou dále uvedeny.

#### INDUKČNOSTNÍ SNÍMAČE

Patří mezi často používané snímače, fungují na principu změny vlastní indukčnosti  $L$ , nebo vzájemné  $M$  indukčnosti cívky v závislosti na změně polohy. Indukčnostní snímače jsou konstruovány z jedné nebo více cívek. [31]

Nejjednodušší provedení je snímač s malou vzduchovou mezerou, který dokáže měřit pouze malé vzdálenosti do cca. 1 mm.

V technické praxi se často používají transformátorové diferenciální snímače, často označované jako LVDT. Vzdálenost je určována pomocí vzájemné indukčnosti dvou cívek. Primární cívka musí být napájena střídavým proudem. Napájení střídavým proudem v případě měření přímo na mobilním stroji může být problematické (napájení z baterie). Pohyb snímaného předmětu je převeden na pohyb jádra, a tím dochází ke změně vzájemné indukčnosti  $M_1$  a  $M_2$ . Jedná se tedy v podstatě o diferenciální transformátor s jedním primárním vinutím  $P$  a dvěma sekundárními  $S_1$  a  $S_2$ . Uspořádání a náhradní schéma snímače jsou na Obr. 32. [31] a [32]



Obr. 32 Uspořádání a náhradní schéma snímače. [31] a [32]

Běžný měřicí rozsah snímačů LVDT bývá řádově do stovek milimetrů. Senzory jsou poměrně přesné a odolné. Problémem může být změna magnetických vlastností s časem. Pracovní část snímače má poměrně vysokou hmotnost, proto může být ovlivněna celková velikost síly působící na měřený předmět. Proto síla, která způsobí změnu polohy měřeného předmětu musí být alespoň o řád vyšší než odporová síla snímače. [31]

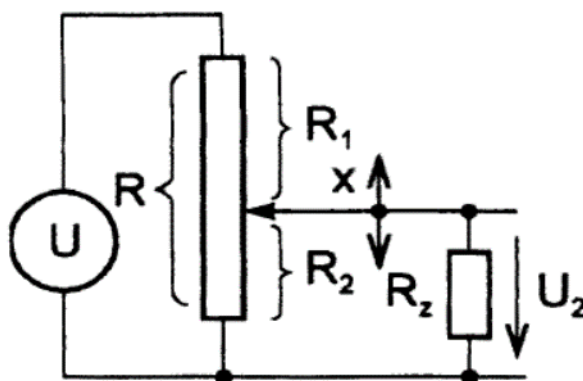
Příkladem snímače toho typu je snímač Inelta ISDG-200-K-24XX, který má měřicí rozsah do 50 mm a je na Obr. 33.



Obr. 33 LVDT snímače polohy s kloubovým uchycením. [33]

### ODPOROVÉ SNÍMAČE

Základem funkce je potenciometr, kdy změna polohy přímo ovládá potenciometr. Jezdec pojíždí po odporové vrstvě a s rostoucí vzdáleností od počátečního bodu roste délka odporové vrstvy a tedy odpor, výsledkem je změna napětí v závislosti na změně polohy. Závislost změny odporu na změně polohy jezdce může být lineární, nebo nelineární – např. logaritmická, exponenciální. Princiální schéma snímače je na Obr. 34.



Obr. 34 Schéma zapojení odporového snímače polohy. [30]

Důležitou veličinou je velikost vstupního odporu  $R_z$  vyhodnocovacího odporu. K dosažení co nejmenší odchylky od lineární závislosti by se velikost  $R_z$  měla blížit k nekonečnu, reálně tedy co nejvyšší možné hodnotě odporu. [31] Při použití vstupního odporu o velikosti okolo 10 M $\Omega$  je ve většině případu již zajištěna dostatečná přesnost. [32] Odporová dráha může být z různého materiálu, používají se vodivé plasty, různé povlaky, nejodolnější však jsou drátové odpory, jejich rozlišení bývá typicky 0,1 % z celého rozsahu. [32] Ceny těchto snímačů nejsou vysoké, nabízejí velký rozsah zdvihů. Hlavní nevýhodou je přítomné tření jezdce po odporové dráze, které však lze za použití např. vodivých plastů značně eliminovat. S třením souvisí nebezpečí zanesení nepřesností do měření a také opotřebení a zahřívání senzoru. [28]

Příklad lineárního odporového snímače polohy s rozsahem měření do 300 mm je na Obr. 35. Jedná se o snímač o firmy Megatron typ RC20.



Obr. 35 Lineární potenciometrický snímač RC20. [33]

### KAPACITNÍ SENZORY

Fungují na principy změny kapacity při změně polohy. Kapacita kondenzátoru závisí na velikosti překrytí ploch desek, vzdálenosti desek a permitivitě dielektrika. Vztah mezi kapacitou kondenzátoru a uvedenými proměnnými je pro deskový kondenzátor dán rovnicí (12). [32]

$$C = \varepsilon_0 \cdot \varepsilon_r \cdot \frac{A}{d} \quad (12)[32]$$

Kde:  $A$  je plocha elektrod [ $\text{m}^2$ ];  
 $d$  je vzdálenost mezi elektrodami [ $\text{m}$ ];  
 $\varepsilon_0$  je permitivita vakua [ $\text{A} \cdot \text{s} \cdot \text{V}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$ ];  
 $\varepsilon_r$  je relativní permitivita materiálu [-].

Měření polohy funguje na principu změny některého nebo více parametrů ovlivňující kapacitu kondenzátoru. Jako základ kapacitního senzoru se nejčastěji používají deskové nebo válcové kondenzátory. Takové senzory ale dokážou měřit jen malé vzdálenosti, řádově jednotky milimetrů. Pro měření větších vzdáleností (až několik metrů) se využívá změny permitivity. Kontaktní část snímače má velmi nízkou hmotnost, proto působení na měřený předmět je téměř zanedbatelné. Výhodou kapacitních senzorů je možnost bezkontaktního měření kdy povrch měřeného předmětu nahrazuje jednu elektrodu kondenzátoru. [31]

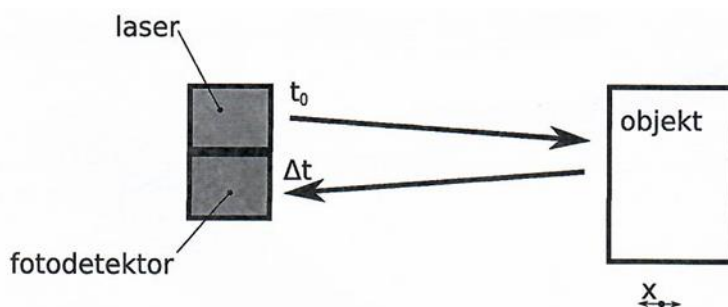
Kapacitní snímače polohy mají velmi vysokou přesnost, například s rozlišením až 0,2 nm při rozsahu měření 20  $\mu\text{m}$ . [32]

### OPTICKÉ SENZORY

Hlavní výhodou optických snímačů je jejich inertnost vůči elektromagnetickému rušení. Poloha se měří bezdotykově. Funkce optických senzorů může být založena na: změně polohy světelné stopy, odrazu světelných paprsků, interferenci, době šíření, nebo principu zastínění (světelná závora). [34]

Pro měření velkých vzdáleností se využívá principu měření doby šíření paprsku. Vyhodnocuje se časový rozdíl vyslání paprsku a přijmutí jeho odrazu od předmětu. Vzdálenost mezi

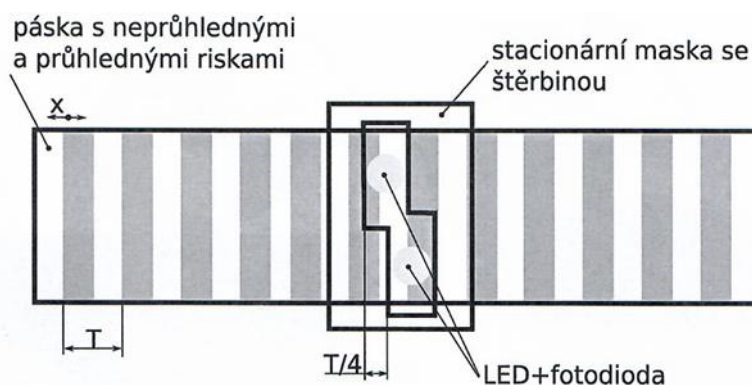
zdrojem a předmětem se určí ze známé rychlosti šíření paprsku. Jako zdroj světelného paprsku se často používá laser. Schéma snímače tohoto typu je na Obr. 36.



Obr. 36 Schéma optického snímače vzdálenosti. [32]

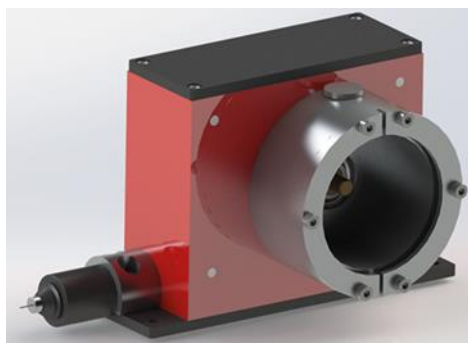
### INKREMENTÁLNÍ SNÍMAČE (IRC)

Patří k často používaným snímačům polohy s vysokou přesností. Rozlišení snímače bývá až 5  $\mu\text{m}$ . Konstrukčně je snímač složen z pásky se světlými a tmavými poli, které mají stejnou šířku i rozteč  $T$ . Dále obsahuje pár LED a fotodiodu, ty snímají průchod polí na pásce při jejím pohybu. Schéma funkce snímače je na Obr. 37. [32]



Obr. 37 Schéma funkce lineárního inkrementálního snímače. [32]

Aby bylo možné rozlišit směr pohybu je nutné použít dva páry LED a fotodiody. Tento typ snímače se častěji používá v rotačním provedení. Princip funkce je ale stejný jako v lineárním provedení. Běžné rozlišení snímače v rotačním provedení je 10 000 a více pulzů na jednu otáčku, tedy 0,036  $^\circ$  a více. [32] Inkrementální snímače se také využívají pro lankové snímače lineární polohy. Příklad takového snímače je na Obr. 38.



Obr. 38 Lankový snímač s inkrementálním senzorem od firmy Megatron. [33]

## 5.2.2 SNÍMAČE SÍLY

Podle principu funkce se rozlišuje několik provedení snímačů síly. Základním principem funkce je měření síly přes deformaci měrného tělesa.

### TENZOMETRICKÉ SILOMĚRY

Funkce siloměru je založena na deformaci měrného tělíska vlivem působení síly. Deformace je měřena tenzometry. Tenzometr je senzor, který má elektrický odpor závislý na deformaci. Deformace je tak převáděna na změnu elektrického napětí. Nejčastěji se používají kovové (drátkové, fóliové) nebo polovodičové. Funkce kovových odporových tenzometrů je založena na změně délky vodiče vlivem deformace. Změna délky způsobí také změnu plochy průřezu a tím se změní odpor. Pro kovové drátkové tenzometry platí vztah (13). [28] a [32]

$$R = \frac{l}{S} \cdot \rho \quad (13)$$

Kde:  $R$  je odpor vodiče [ $\Omega$ ];  
 $l$  je délka vodiče [m];  
 $S$  je plocha průřezu vodiče [ $m^2$ ];  
 $\rho$  je měrný odpor materiálu vodiče [ $\Omega \cdot m^{-1}$ ].

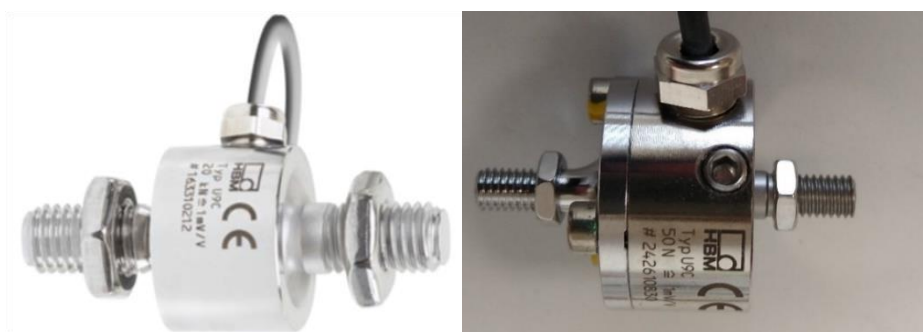
Pro vyhodnocení je důležitá změna elektrického odporu, porovnává se velikost odporu v nezátíženém stavu a velikost odporu při působení síly. Závislost změny odporu na deformaci je dána deformační citlivostí  $K$ , která je pro běžné kovové tenzometry přibližně 2.

Důležité z hlediska správné funkce je použit materiál s velmi nízkým teplotním koeficientem elektrického odporu, používá se slitina konstantan. Vždy je nutné provést kompenzaci vlivu změn teploty na změny odporu. Změny odporu vlivem deformace jsou malé, bez provedení správné teplotní kompenzace by se měřila hlavně změna odporu vlivem změny teploty. Tenzometry se zapojují do můstků, tím je zajištěno zesílení jen napěťového nárůstu, zesílí se rozdíl napětí v nezátíženém a zatíženém stavu tenzometru. [32]

Druhou skupinou jsou polovodičové tenzometry. Tyto tenzometry mají menší rozměry než tenzometry kovové, ale mají vysokou teplotní závislost, přibližně 75x vyšší. Deformační citlivost je oproti kovovým značně vyšší, až 25x. [32]

Podle typu aplikace se používají deformační členy různého tvaru. Časté je použití deformačního členu tvaru S, deformačního členu s dutým válcem nebo sloupcového. [31]

Příkladem tenzometrického siloměru je například siloměr od firmy HBM typ U9C, který je na Obr. 39. Snímač umožňuje měření tahové i tlakové síly v jedné ose, o velikosti až 50 kN.



Obr. 39 Tenzometrický snímač síly HBM, typ U9C. katalogový model (vlevo) [35], reálný snímač (vpravo) [autor].

Obecně tenzometrické snímače síly patří k nejpoužívanějším snímačům síly.

### PIEZOELEKTRICKÉ SILOMĚRY

Tyto siloměry fungují na základě piezoelektrického jevu, což je schopnost krystalu vytvářet elektrický náboj při jeho deformaci. Pro výrobu piezoelektrických senzorů se používá křemen, polykrystalické keramické materiály nebo organické polymery.

Tyto snímače jsou konstrukčně jednoduché, mají malé rozměry. Snímače jsou především vhodné pro měření dynamických sil (dokážou rychle reagovat), nebo vibrací, které vyvodí dostatečnou deformaci piezokrystalu. V případě měření statických sil je generovaný náboj velmi malý a je nutné použít nábojový zesilovač. Nábojový zesilovač převede generovaný náboj na napětí. [28] a [31]

Příkladem piezoelektrického siloměru je siloměr Kistler typ 9217 A, pro měření tahové i tlakové síly v rozsahu 500 N Obr. 40.



Obr. 40 Piezokrystalický siloměr Kistler 9217 A. [36]

### 5.2.3 SNÍMAČE TEPLoty

Pro měření parametrů převodovky, zvláště pak řadicí síly, je údaj o teplotě převodového oleje velmi důležitý. Vlivem teplotní dilatace materiálů se se změnou teploty mění provozní vůle, mění se vlastnosti maziva a tyto změny mají značný vliv na funkci převodovky. Moderní traktory a stroje jsou již téměř standardně vybaveny integrovanými snímači teploty, včetně snímače teploty oleje v převodovce. Tyto údaje lze zobrazit na displeji řídicího systému. V technické praxi a konstrukci strojů se nejčastěji používají níže uvedené typy snímačů teploty. V zásadě lze všechny typy snímačů teploty rozdělit na kontaktní a bezkontaktní.

#### ODPOROVÉ KOVOVÉ SNÍMAČE

Základem funkce je vlastnost, zvyšování měrného odporu s rostoucí teplotou materiálu. Nejčastěji se používá platinový drát, platina má závislost měrného odporu na změně teploty v určité oblasti lineární a nedochází k velkým změnám měrného odporu. V technické praxi jsou tyto snímače známé pod označením Pt-100. Kromě platiny se používá nikl a měď. Pro výrobu platinových snímačů teploty je nutné používat vysoce čistou platinu, proto jsou poměrně drahé. Vyrábějí se v několika provedeních, která se liší v podstatě jen materiálem pouzdra platinového drátku. Pouzdra se používají skleněná nebo keramická. [28]

Hlavní výhodou platinových snímačů je možnost použití až do 600 °C. Platinové teploměry se řadí mezi nejpřesnější teploměry. Mají také dobrou odolnost a stabilitu. Citlivost tohoto snímače je 0,385 Ω/° C. [32]

Příkladem platinového odporového snímače Pt100 pro využití v mobilních strojích je snímač TA5105 od firmy IFM. Měřicí rozsah je -50 až 150 °C - Obr. 41. [37]



Obr. 41 Snímač Pt100 od firmy ifm, typ TA5105. [37]

### ODPOROVÝ POLOVODIČOVÝ SNÍMAČ (TERMISTORY)

Princip je stejný jako u kovových snímačů jen je místo kovu použit polovodič, jde o tzv. termistory. Termistory se už málo používají-dnes se používají polovodičové diody. Propustnost polovodičové diody v závěrném směru je silně závislá na teplotě, tohoto jevu se využívá pro citlivé měření teploty. S rostoucí teplotou se propustnost proudu zvyšuje. Malá změna teploty vyvolá velkou změnu propustnosti proudu, tato závislost je ale nelineární, proto je nutná kompenzace. Hlavní výhodou polovodičových snímačů je velmi nízká pořizovací cena a vysoká citlivost. Snímače mají tří-vodičové zapojení, první je napájecí napětí, druhý je uzemnění a třetí je výstupní napětí, které je dle konkrétní kalibrace převáděno na hodnotu měřené teploty. Běžné tyto snímače umožňují měření teplot do přibližně 150 °C. [28]

### TERMoeLEKTRICKÉ SNÍMAČE

Nejstarší způsob měření teploty v technické diagnostice, využívající termoelektrický článek (termočlánek). Termočlánek vznikne spojením dvou různých kovů, s různou elektronovou vrstvou, které jsou v místě měřicího spoje svařeny. Tímto spojením dojde k pohybu elektronů mezi kovy v obvodu – velmi malý proud (řádově mV). Jde o tzv. Seebeckův jev. Čím více je oblast spoje zahřívána, tím se zvyšuje počet pohybujících se elektronů – zvyšuje se proud, tento proud je nutné zesílit. Proud odpovídá napětí, ze kterého se určuje teplota. Použité kovy musí být velmi teplotně odolné (např. wolfram), spojeny vodivě. Termoelektrický článek se skládá z měřicího (horkého) konce a srovnávacího (studeného) konce. Důležitou vlastností je, že měří pouze rozdíl teplot. Pro měření absolutní teploty je nutné znát teplotu studeného (srovnávacího) konce. [32]

Tyto snímače se používají pro měření i extrémně vysokých teplot, běžně až okolo 3000 °C, například v pecích, atp. Podle měřicího rozsahu se používají různé typy, označené J, K, E, R, T a N. [28]

### BEZDOTYKOVÉ TEPLoměRY

Funkce je založena na tom, že každé těleso, která má teplotu vyšší než 0 K vyzařuje energii. Celkovou energii vyzařování absolutně černého tělesa popisuje Stefan-Boltzmannův zákon. Celková intenzita vyzařování u skutečného tělesa závisí na emisivitě objektu, což je schopnost objektu odrážet tepelný paprsek. Různá emisivita jednotlivých povrchů je hlavní nevýhodou bezdotykového měření teploty. Dalším problémem je přijímání všech složek záření, které jsou v okolí senzoru. Při měření různých povrchů o stejné teplotě se bezdotykovým teploměrem můžou změřit rozdílné teploty. Aby se tento nedostatek eliminoval jsou teploměry vybaveny prvky pro úpravu vlivu rozdílné emisivity povrchů. [32] a [39]

V technické praxi se běžně používají bezdotykové pyrometry a termokamery. Pyrometr měří teplotu pouze v jednom bodě (konkrétně jde o průměrnou teplotu z určité snímané plochy povrchu. Termokamera měří teplotu ve více bodech tělesa (dává informaci o rozložení teploty na povrchu tělesa). Stejně jako u pyrometru jde o průměrnou hodnotu z určité plochy, která však je velmi malá. [32] a [38]

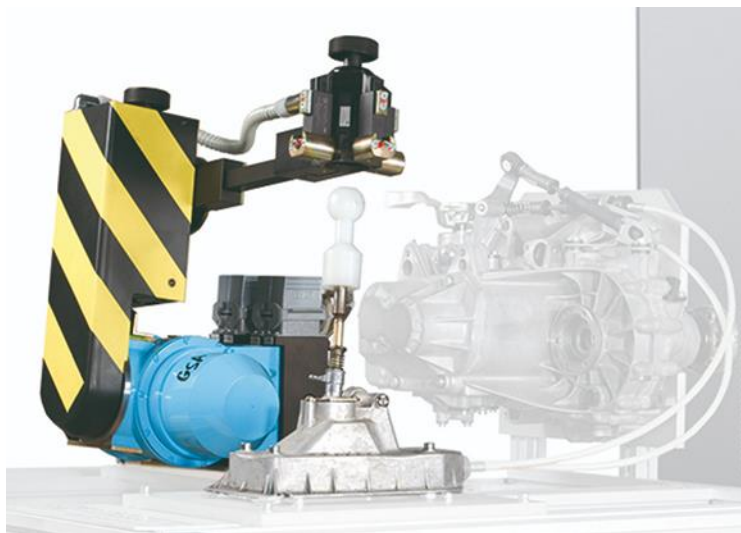
### 5.3 ZKUŠEBNÍ MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ

Zkušební zařízení musí být navrženo tak aby všechny podmínky pro měření co nejdříve odpovídaly skutečnému provozu a obsluze strojů a zařízení a současně výsledky měření nebyly tímto zařízením ovlivňovány.

#### 5.3.1 ZKUŠEBNÍ STANOVIŠTĚ

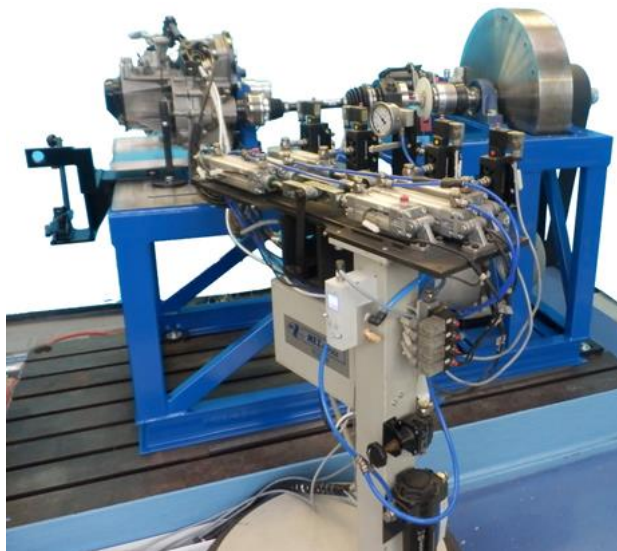
Zkušební stav pro měření vybraných parametrů převodovek mimo vozidlo. Pro demontovanou převodovku případně další komponenty musí být zkonstruován stojan - stolice, pro odpovídající uložení jako ve vozidle. Pro měření musí být zajištěn pohon převodovky a také brždění (zatížení) převodovky. Podle způsobu pohonu a brždění převodovky, jde-li o testování samotné převodovky, se rozdělují měřicí stavy na otevřený silový okruh a uzavřený silový okruh. [41]

V případě zkušebních stavů zaměřených na testování řadicích mechanismů a především měření velikosti řadicích sil, se testovaná převodovka pohání přes výstupní hřídel. Pohon přes výstupní hřídel simuluje stav, kdy v zastaveném stavu dochází k přeřazení rychlostního stupně. Převodovka je poháněna výstupním hřídelem přes hnací kola a rozvodovku vlivem setrvačného pohybu vozidla. Pojezdová spojka je při řazení rychlostních stupňů vypnuta – motor je odpojený a vstupní hřídel se v podstatě volně otáčí spolu se spojkovým kotoučem. V reálném stavu je ale vzhledem ke krátkému přerušení přenosu točivého momentu od motoru na vstupní hřídel převodovky vstupní hřídel i během procesu řazení stále poháněna malým točivým momentem od motoru a také vlivem setrvačnosti jednotlivých součástí. Proto pro měřicí stav řazení převodovky v demontovaném stavu se na vstupní hřídel umísťuje setrvačnick, odpovídající částečnému pohonu od motoru a momentu setrvačnosti spojkového kotouče.



Obr. 42 Automatický robot pro řazení převodovek, typ GSA9000. [43]

Měřicí stav pro měření řadicích sil, musí být kromě standardního uspořádání pro zajištění samotné převodovky dále rozšířen, o stoličku pro upevnění řadicí konzoly. Pro simulaci řazení na zkušebním stanovišti se často používají řadicí roboty. Jako řadicí robot lze použít, lineární aktuátory. Lineární aktuátory mohou být různé konstrukce a liší se zejména ve způsobu pohonu. Mezi často používané patří aktuátory s výsuvným pístem, ovládaný hydraulicky, pneumaticky nebo elektricky s převodovkou. Výsuvný píst může být nahrazen trapézovým šroubem nebo zdvižným sloupkem. Automatický tříosý řadicí robot, německé firmy, označení GSA9000 je na Obr. 42. Jeho maximální síla je 300 N a maximální dráha ve dvou osách 260 mm. [43]



Obr. 43 Setrvačnickový měřicí stav pro řazení převodovek, ČVUT. [42]

Ovládání řadicí páky robotem ale může vnášet nepřesnost do měření. Řadicí robot působí po celou dobu řazení konstantní silou a také pohybuje pákou konstantní rychlostí. Tento nedostatek již lze řešit pomocí řízení pohybů robotu. Pohyb může být definovaný pomocí získaných dat z reálného průběhu řazení. Pokud řadicí páku ovládá řidič, rychlost není konstantní a také velikosti síly se mění podle okamžité kladeného odporu páky. [40] Některé zkušební stavy pro testování řadicího mechanismu proto upřednostňují ovládání řadicí páky obsluhou. Na Obr. 43 je zobrazen měřicí stav pro testování řazení převodovek v laboratořích ČVUT. Toto zařízení využívá k ovládání řazení řadicí robot.

Kromě zkušebního stavu převodovek v laboratoři ČVUT, je zřejmě nejlépe vybavena zkušebna převodovek v české republice zkušebna automobilky Škoda v Mladé Boleslavi. Laboratoř má i zkušební stavy přímo pro testování řadicích mechanismů. Zařízení umožňují kompletní analýzu vnějšího i vnitřního řadicího mechanismu.

### 5.3.2 ZKUŠEBNÍ STAV VE VOZIDLE

Realizace zkušebního stavu přímo ve vozidle, je méně náročná oproti laboratornímu měření. Odpadá problematika upevnění a pohonu převodového ústrojí. Měření ve vozidla také zahrnuje všechny reálné okolní vlivy, které mohou ovlivnit měření. Pro měření řadicích sil přímo na řadicí páce ve vozidle lze teoreticky volit tři koncepce zkušebního zařízení. Vždy je cílem změřit sílu a polohu řadicí páky při řazení jednotlivých převodových stupňů v závislosti na čase.

**První variantou** je montáž snímače polohy a snímače síly na původní řadicí páku. Tyto snímače musí umožňovat pohyb a měření ve všech směrech pohybu páky. Výhodou je jednoduché řešení ovládání řadicí páky a spojky, které zůstává zcela stejné jako bez zkušebního zařízení. K montáži snímačů se využívá jednoduché konstrukce a spojení s řadicí pákou je nejčastěji pomocí objímky. Nevýhodou této koncepce je nutnost použít tříosé snímače. Cena těchto snímačů je v porovnání s jednoduchými snímači řádově vyšší. Koncepce měřicího zařízení od firmy GRC Atesteo je na Obr. 44. Firma Atesteo má hlavní vývojové centrum v Číně, ale působí také v Německu, Japonsku a USA. Firma dodává kompletní hardware i software pro realizaci měření. [44]



Obr. 44 Zkušební zařízení pro měření řazení převodovek od firmy GRC. [44]

**Druhá varianta** je použít pomocnou řadicí páku, která je s původní řadicí pákou propojena přes siloměry. Dále musí být původní páka spojena se snímači polohy. Je nutné použít dva snímače síly i polohy (pro směr podélný a příčný). Výhodou provedení je možnost použít poměrně dostupnou a nenákladnou měřicí techniku při zachování původní jednoduché obsluhy. Nevýhodou je nutná konstrukce pomocné řadicí páky, která svými silovými účinky ovlivňuje měření a jsou vyšší nároky na prostor v okolí původní páky.

**Třetí možnost** je ovládat řadicí páku řadicím robotem. Celý proces řazení je řízen i realizován samočinně. K funkci je nutný rozsáhlý řídicí algoritmus. Ovládání spojky musí zajišťovat také automatický aktivátor, který musí být synchronizován s ovládním řadicí páky. K funkci je tedy potřeba automatický robot pro ovládání řadicí páky a pro ovládání spojky. Toto řešení však vyžaduje poměrně složité řízení měření a nákladné měřicí zařízení. V kabině je dále nutno řešit uložení a montáž všech komponent, přes pomocné rámy. Provedení toho typu od firmy SIERRA je na Obr. 45. Sierra je severoamerická firma zabývající se testováním vozidel.



Obr. 45 Robot pro testování řazení firmy Sierra USA. [45]

## 6 NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ

Hlavní požadovanou funkcí zkušebního zařízení je možnost měřit sílu a dráhu přímo na řadicí páce v kabině traktoru. Požadována je dále snadná montáž zkušebního zařízení do kabiny bez nutnosti důležitých složitéch úprav, nebo destruktivního způsobu montáže. Tyto požadavky je tedy nutno při návrhu zkušebního zařízení zohlednit a vyvinout takové zařízení, které bez složitéch úprav bude možné použít v sériově vyráběných traktorech Zetor, o výkonu okolo 100 k, typově se jedná o modely Forterra a Crystal s bovdenovým řadicím mechanismem.

Na základě studie používaných a vyráběných mobilních zkušebních zařízení, viz. kapitola 5, bylo rozhodnuto pro variantu zařízení, kde je využíváno pomocné řadicí páky k přenosu řadicí síly přes měřicí člen na původní řadicí páku. Ve fázi zvažování konkrétního provedení tohoto řešení vznikly 3 konkrétní konstrukční modifikace zařízení, jak pro měření řadicí síly, tak měření polohy řadicí páky. Volba nejlépe vyhovující varianty byla provedena za použití metody vážených hodnot, viz. dále.

### ZÁSTAVBOVÝ PROSTOR TRAKTORU

Prostor okolo řadicí páky je poměrně omezený dalšími komponenty. Důležitý je celkový pohyb řadicí páky při řazení příslušných rychlostních stupňů. Parametry pohybu páky traktorů Zetor jsou v Tab. 3. Celková délka řadicí páky od středu otáčení po nejvyšší bod hlavice je **274 mm**. Dále je uvažováno, že nositelka síly od ruky řidiče působí 20 mm od nejvyššího bodu, ve výšce **254 mm**. Celková dráha páky vedená v Tab. 3 odpovídá translačnímu pohybu v dané výšce. Oproti skutečnému pohybu po kružnici se dráhy liší o 1,3 % pro volicí a o 6,9 % pro řadicí pohyb.

Tab. 3 Pohyb řadicí páky traktorů Zetor s bovdenový řazením. [46]

Pohyb	Úhel natočení páky [°]	Výška měření dráhy [mm]	Celková dráha páky v dané výšce [mm]	$\Delta h$ [mm] při natočení o úhel
Volicí pohyb	11,31	254	50,8	-28,8
Řadicí pohyb	25	254	118,4	-4,9

Prostor okolo řadicí páky je konkrétně omezen sedačkou řidiče a plastem ovládacího panelu v bočním směru, v podélném směru rámem kabiny. V bočním směru je nejméně volného prostoru při zařazení 2. a 4. rychlostního stupně. Hodnoty volného prostoru jsou v Tab. 4. Platí od svislé osy řadicí páky po uvedené omezení v dané výšce. Jde o kolmé (nejkratší) vzdálenosti.

Tab. 4 Omezení prostoru v okolí řadicí páky. [46]

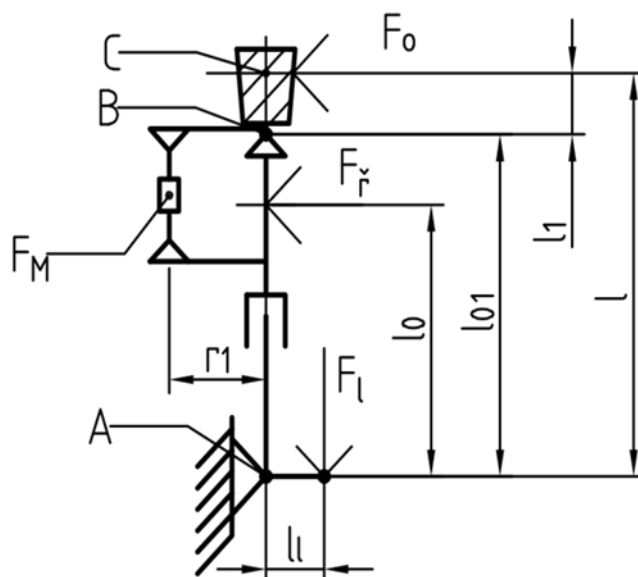
Poloha páky	Omezení prostoru	Volný prostor [mm]	Výška [mm]
4. rychlostní stupeň	Ovládací panel	120	254
2. rychlostní stupeň	Sedadlo	95	254

Uvedená omezení volného prostoru bylo nutné respektovat a volit návrhové rozměry zkušebního zařízení tak, aby nijak nezasahoval do prostoru pro obsluhu ani nedocházelo ke kolizím s uvedenými komponenty.

## 6.1 VÝBĚR KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ PRO MĚŘENÍ SÍLY

### VARIANTA A

Konstrukční řešení zařízení pro měření řadicí síly, vyžaduje pro montáž na původní řadicí páku demontáž hlavice řadicí páky. Vnější průměr řadicí páky v místě řadicí hlavice je u traktorů Zetor s bovdenovým řazením 21 mm a délka trubky tohoto průměru je 48 mm. Na tuto trubku se navleče trubka s vnitřním průměrem 21 mm a poloha nosného nástavce vůči řadicí páce se zajistí svěrným šroubem průměru 10 mm. Na trubkový nástavec se kolmo vůči ose trubky přivaří dvě na sebe kolmá ramena pro montáž snímačů síly. Volný konec trubky (v její ose) se osadí rotační nebo kloubovým spojem pro montáž pomocné ovládací páky. Zde lze využít dvounásobnou rotační vazbu – 2 čepy, kloubové ložisko uložené v přírubě, nebo Kardanův kloub. Pomocná řadicí páka může být z běžné konstrukční oceli uzavřeného profilu. K této pomocné páce se kolmo přivaří pomocná ramena pro montáž snímačů síly. Snímač síly musí být k rámu měřicího zařízení připojen pomocí dvou sférických vazeb, tak aby byl umožněn výkyvný pohyb. Funkční schéma konstrukčního řešení v rovinném tvaru je na Obr. 46.



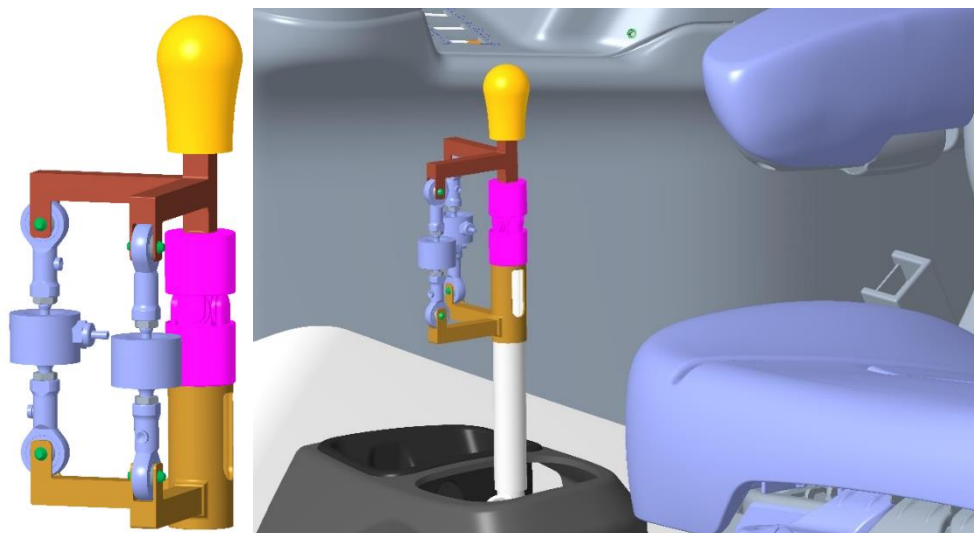
Obr. 46 Funkční schéma zkušebního stavu, varianta A.

Pro zjištění skutečné řadicí síly odpovídající síle, kterou by bylo nutné působit na hlavici řadicí páky, je nutný přepočítaný vztah (14) lze odvodit podle schématu na Obr. 46 z momentové rovnováhy k bodu A a následně k bodu B.

$$F_{\check{r}} = \frac{F_M \cdot (l_{01} + l_1) \cdot r_1}{(l_0 \cdot l_1)} \quad (14)$$

- Kde:  $F_{\check{r}}$  je skutečná řadicí síla na hlavici páky [N];  
 $F_M$  je síla naměřená snímačem [N];  
 $r_1$  je délka ramene pro zajištění snímače síly [m];  
 $l_0$  je délka řadicí páky od osy rotace po působíště řadicí síly  $F_{\check{r}}$  [m];  
 $l_{01}$  je délka od středu otáčení původní páky, po střed otáčení pomocné páky [m];  
 $l_1$  je délka páky bodu působíště  $F_{\check{r}}$  po bod působíště  $F_M$  [m].

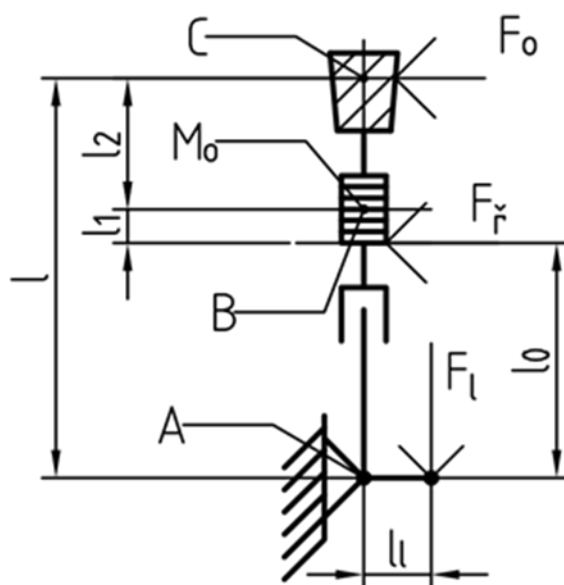
Vztah daný rovnicí (14) je platný pouze pro statickou polohu mechanismu, kdy všechny úhly mezi nositelkou síly a ramenem na kterém síla působí svírají  $90^\circ$ . Toto omezení platí pro všechny dále uvedené převodní vztahy. Pro měření síly lze při tomto konstrukčním provedení použít poměrně dostupný tenzometrický snímač pro měření tahové i tlakové síly. Zjednodušený návrhový model koncepce varianty je na Obr. 47.



Obr. 47 Návrhový model zkušebního stavu A, vlevo samostatně, vpravo v kabině.

#### VARIANTA B

Měření řadicí síly v místě hlavice řadicí páky je založeno na měření ohybového momentu přes pomocnou nastavbu řadicí páky. Konstrukčně je tato varianta měření velmi snadná, lze použít běžně dostupné ocelové profily, které se vzájemně svaří a tvoří jednoduchou konzolu pro připojení snímače ohybového momentu. Zjednodušené schéma je zobrazeno na Obr. 48.

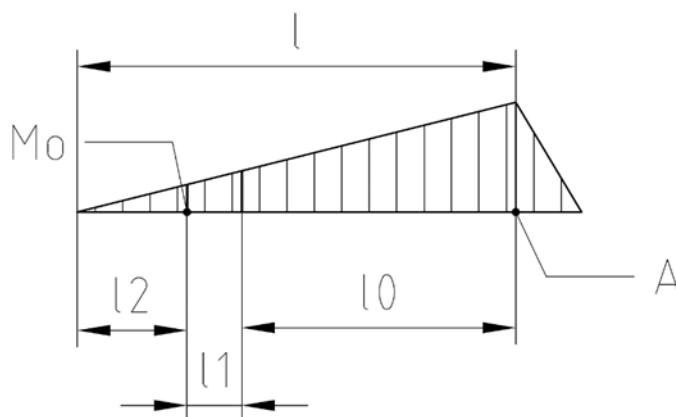


Obr. 48 Funkční schéma zkušebního stavu B.

Stejně jako při variantě A je nutná demontáž původní hlavice řadicí páky. Na výše popsany průměr se nevleče a směrným šroubem zajistí trubka, která slouží jako spojovací prvek mezi

pákou a konzolou pro montáž snímače ohybového momentu  $M_o$ . Ke konzole se připojí snímač ohybového momentu a na jeho protilehlý konec se osadí druhá konzola s hlavicí pomocné řadicí páky. S výhodou zde lze použít původní hlavicí řadicí páky, která má všechny potřebné ovladače a není tak nutné řešit náhradní ovládání násobiče točivého momentu a spojky. Na hlavicí pomocné páky se působí silou  $F_o$  v bodě C. Celá páka se otáčí okolo bodu A.

Průběh ohybového momentu po celé délce  $l$  při působení silou  $F_o$  je zobrazený na Obr. 49. Z obrázku je zřejmé, že velikost měřeného ohybového momentu snímačem lze měnit jeho umístěním, čím blíže je umístěný volnému konci, tím menší moment je naměřen.



Obr. 49 Průběh ohybového momentu po délce  $l$  při působení silou  $F_o$  na volném konci.

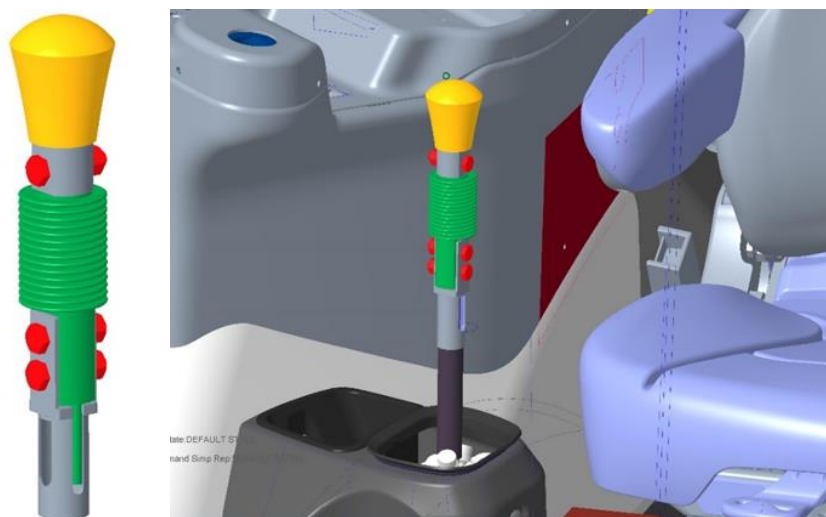
Z momentové rovnováhy k bodu A, podle Obr. 48, lze odvodit vztah (15) pro výpočet velikosti řadicí síly  $F_r$ , v závislosti na velikosti ohybového momentu  $M_o$  naměřeného snímačem.

$$F_r = \frac{M_o \cdot l}{l_2 \cdot l_0} \quad (15)$$

Kde:  $M_o$  je velikost ohybového momentu na snímači [N·m];  
 $l_0$  je délka páky od středu otáčení po bod působení řadicí síly [m];  
 $l$  je délka páky od středu otáčení po bod působení ovládací síly [m];  
 $l_2$  je délka páky od bodu měření ohybového momentu po působitě síly [m].

Hlavní výhodou uvedeného řešení měření řadicích sil, jsou minimální nároky na zástavbový prostor, při zachování téměř nezměněné ergonomie obsluhy. Konstrukce i výroba zařízení je velmi snadná, je potřebný malý počet součástí. Přesnost měření je velmi dobrá, protože velikost měřené síly není nijak ovlivněna uložením pomocné páky ani vysokou hmotností zkušebního zařízení. Zjednodušený model konstrukčního řešení je na Obr. 50.

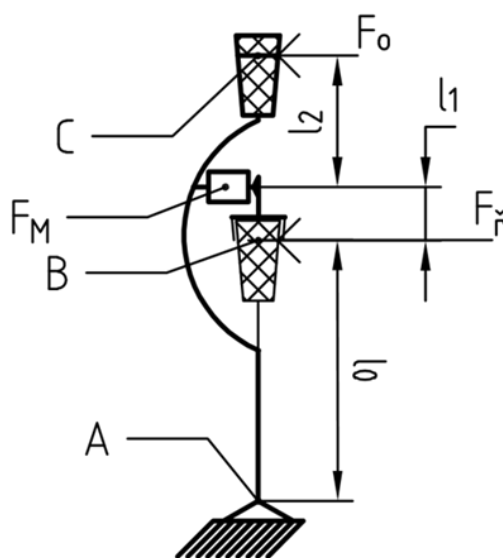
Výrazným omezením pro realizaci tohoto provedení je špatná dostupnost potřebné měřicí techniky. Pro uvedené řešení je zapotřebí dvouosý snímač ohybového momentu. Dále je nezanedbatelným faktorem značný rozdíl v pořizovacích cenách snímače síly a snímače ohybového momentu, přičemž ceny snímačů ohybového momentu jsou řádově vyšší.



Obr. 50 Model zkušebního stavu varianta B, samostatně a v kabině.

### VARIANTA C

Měření řadicí síly je zprostředkováno plnohodnotnou pomocnou pákou, která je spojena přes snímač síly s hlavicí původní páky. Pomocná páka musí vykonávat stejný pohyb jako řadicí páka. Pro uložení pomocné páky je nutná pomocná konzola, kterou lze připojit pomocí dvou šroubů M5 při využití možností v kabině traktoru. Na přírubě konzoly musí být uložení pomocné páky, řešením může být obdobně jako ve variantě A, kloubové ložisko, naklápěcí ložiska, Kardanův kloub, nebo v krajním případě čepové uložení. Nejlepší uložení z hlediska požadovaného pohybu páky a odporů proti pohybu představuje kloubové ložisko, které ale nezamezuje rotaci páky okolo své osy. Čepové uložení nemusí zajistit dostatečně hladký chod v rámci celého rozsahu. Za nejhodnější typ uložení lze proto volit vhodný Kardanův kloub. Geometrie pomocné páky musí umožnit připojení snímače síly. Proto pomocná páka musí „obejít“ původní páku, to lze řešit pomocí potřebného rádiusu, nebo případně kolmým spojením profilů. Kolmý spoj je sice výrobně snadnější, ale v ostrých přechodech mohou vznikat koncentrace napětí, což by vyžadovalo robustnější konstrukci o vyšší hmotnosti než v případě hladkého přechodu. Zjednodušené schéma v jedné rovině je zobrazeno na obrázku Obr. 51.



Obr. 51 Funkční schéma zkušebního stavu C.

Velikost skutečné řadicí síly  $F_r$  v závislosti na měřené síle  $F_M$  je dána vztahem (16) odvozeným podle obrázku Obr. 51. Vztah je platný pouze pro situaci, kdy osy rotace originální a pomocné páky jsou totožné.

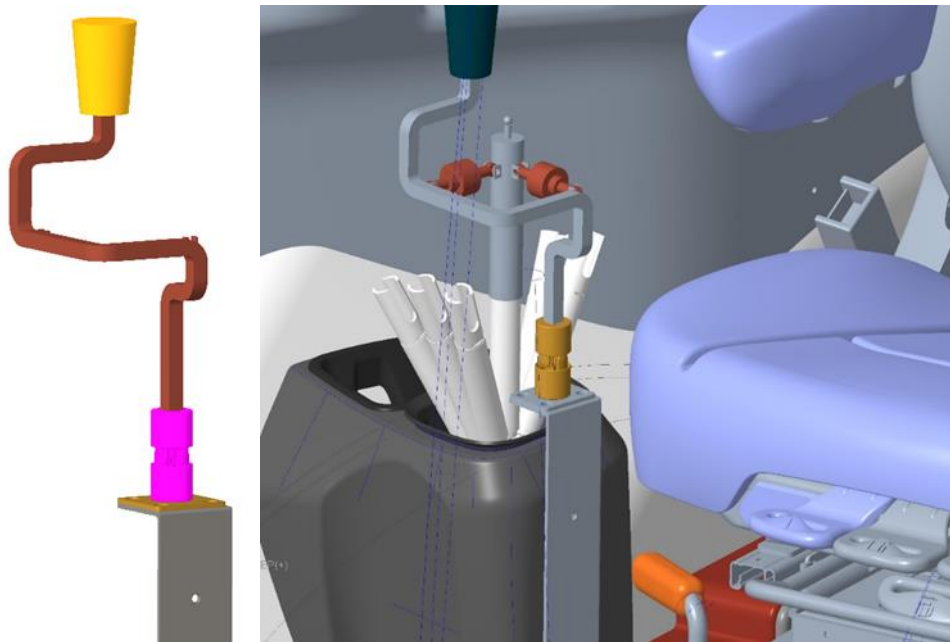
$$F_r = \frac{F_M \cdot (l_0 + l_1)}{l_0} \quad (16)$$

Kde:  $l_1$  je vzdálenost mezi bodem působení síly  $F_r$  a bodem připojení snímače síly [m], pokud je délka  $l_1$  od bodu  $B$  nahoru má kladné znaménko, pokud pod bod  $B$  znaménko záporné.

Ze vztahu (16) plyne že, velikost měřené síly na snímači lze měnit polohou snímače vůči bodu  $B$ . Je-li snímač připojen přímo v bodě  $B$ , měřená síla odpovídá síle skutečné. Bodem připojení snímače, lze také ovlivnit celkový potřebný zástavbový prostor.

Konstrukční varianta C nevyžaduje nutně demontáž původní hlavice řadicí páky, snímač síly lze připojit pomocí objímky na hlavici páky, nebo objímkou přímo na trubku řadicí páky. Připojením snímače síly pod hlavici by se zvýšila síla měřená na snímači. Poddajnost a složitý profil hlavice řadicí páky by mohl ovlivnit velikost měřené síly na snímači, také tvarová přesnost výroby objímky by byla poměrně obtížná. Proto se jako snadnější řešení jeví demontáž hlavice páky a pomocnou trubku s úchyty snímačů umístit přímo na trubku řadicí páky. Zjednodušený model bez řešení detailu je na obrázku Obr. 52

Při takové konfiguraci by pomocné rameno snímače, při zařazeném 2. rychlostním stupni, mírně zasahovalo do oblasti sedadla. Řešením by bylo umístění rameno na stranu k plastu ovládacího panelu. Takové uspořádání by znamenalo větší tvarovou složitost pomocného rámu.



Obr. 52 Zkušební stav, varianta C, vlevo konstrukce, vpravo v kabině traktoru.

### 6.1.1 VÝBĚR METODOU VÁŽENÝCH HODNOT

Pomocí metody vážených hodnot lze určitým způsobem porovnat nevyčíslitelné parametry jednotlivých variant, respektive jejich výhody a nevýhody.

Hodnotící kritéria, jejich váha a hodnocení jednotlivých variant jsou v tabulce Tab. 5. Převod mezi slovním a bodovým hodnocení je v tabulce Tab. 6.

Tab. 5 Hodnotící kritéria a hodnocení jednotlivých variant.

Metoda vážených hodnot pro výběr varianty měřicí stavu řazení Zetor							
		Varianta A		Varianta B		Varianta C	
Kritérium	Váha	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin	Hodnocení	Součin
Dostupnost měřicí techniky	10	3	30	1	10	3	30
Obtížnost montáže zkušebního zařízení	9	3	27	3	27	1	9
Potřebný zástavbový prostor	8	2	16	3	24	1	8
Přesnost měření	7	2	14	3	21	2	14
Složitost konstrukce	6	2	12	3	18	1	6
Obtížnost výroby	5	2	10	3	15	2	10
Počet běžných polotovarů	4	2	8	2	8	1	4
Ergonomie obsluhy	3	2	6	3	9	2	6
Potřebná síla pro obsluhu	2	2	4	2	4	3	6
Připojení kabelů a spínačů	1	2	2	3	3	2	2
Suma			129		139		95

Tab. 6 Bodové hodnocení.

Hodnocení kritéria	Hodnocení		
Slovní	Velmi dobré	Neutrální	Špatné
Bodové	3	2	1
Nejlepší hodnocení	Nejvyšší celková bodová hodnota		

Po porovnání nevyčíslitelných účinků dle Tab. 5. získala nejvíce bodů, tedy nejlepší hodnocení varianta B. Pokud jsou ale tyto nevyčíslitelné účinky doplněny a poměrně významný faktor finančních nákladů na pořízení potřebné měřicí techniky, byla ve výsledku nejlépe hodnocená varianta A.

## 6.2 VÝBĚR KONSTRUKČNÍHO PROVEDENÍ PRO MĚŘENÍ POLOHY

Pohyb řadicí páky u traktorů Zetor s bovdenovým řazením během řadicího procesu je popsán v úvodu kapitoly 6, tabulkou Tab. 3.

Zařízení pro měření polohy musí svým rozsahem pokrýt uvedené dráhy a také mít dostatečnou rezervu pro případné odchylky. Pro podmínky měření je možné a vhodné použít pouze kontaktní způsob snímání polohy. Pro použití kontaktního snímání polohy také přispěla výrazně nižší pořizovací cena kontaktních snímačů v porovnání s bezkontaktními. Pro jednotlivé konstrukční řešení, která jsou popsána dále, lze použít lineární nebo lankové snímače polohy.

### VARIANTA I

Měření polohy hlavice řadicí páky je zajištěno dvojicí lineárních potenciometrických snímačů. Vzhledem k výše uvedenému celkovému chodu hlavice řadicí páky je nutné pro měření řadicího pohybu, tak aby byla zajištěna dostatečná rezerva použití snímač s měřicím rozsahem okolo 270 mm, a pro pohyb volicí okolo 150 mm. Z nabídky těchto snímačů například od firmy Megatron lze volit typy RC20-300 a RC20-150. Potřebné zástavbové prostory pro uvedené snímače, podle technické dokumentace výrobce snímačů [32], jsou při řadicí páce v neutrální poloze nejméně 628 mm pro řadicí pohyb a 403 mm pro volicí pohyb. Vysoké nároky na zástavbový prostor lze považovat za hlavní úskalí toho řešení. Pro instalaci snímačů jsou potřebné pomocné konzoly, které také potřebují zástavbový prostor. Podle zjednodušeného 3D modelu konzol pro montáž uvedených snímačů do kabiny traktoru se ukázalo, že konstrukci není možné řešit jinak než zasažením do prostoru sedačky pro obsluhu stroje.

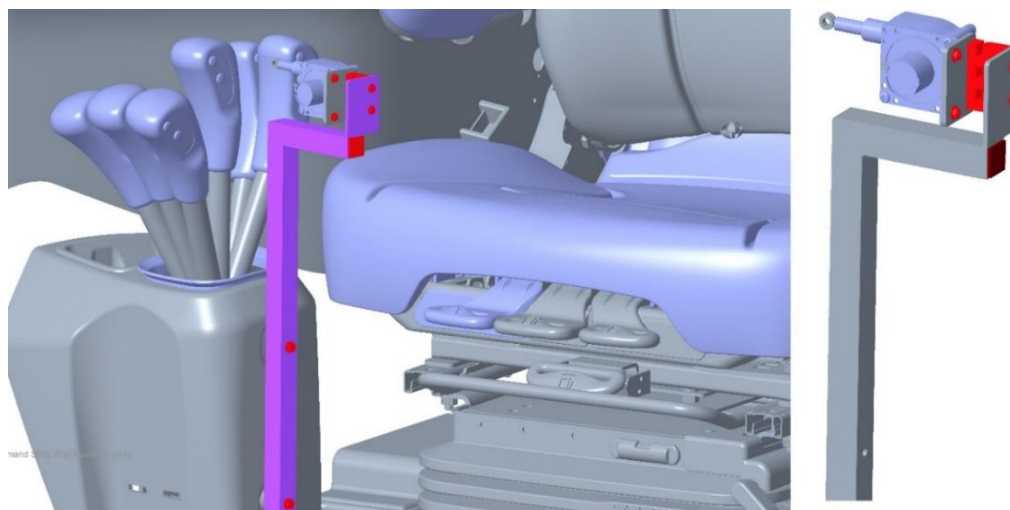
Při pohybu řadicí páky se bod na hlavici řadicí páky pohybuje po kružnici, tzn. bod se nepohybuje pouze lineárně ale mění se jeho kolmá vzdálenost od roviny jdoucí osou otáčení páky. Tyto výškové změny jsou v Tab. 3 v kapitole 6. Toto vede k další nepřesnosti měření a nutnosti kompenzace pohybu ve svislém směru. Měřicí senzor proto musí být uchycen k rámu i k řadicí páce přes kloubovou vazbu.

### VARIANTA II

Měření polohy je zajištěno dvojicí lankových snímačů lineární polohy. Lankové snímače mají při velkém měřicím rozsahu malé nároky na zástavbový prostor. Pro potřebu měření polohy řadicí páky lze volit například snímače od firmy Celesco Transducer, typ SP1. Podle katalogu výrobce [47] je pro měření řadicího i volicího pohybu vhodný model SP1-12 s měřicím rozsahem 317 mm. Konzola pro montáž snímačů musí umožnit rotační pohyb snímače okolo svislé osy. Připojení oka výsuvného lanka k pevnému bodu musí také umožnit rotaci okolo osy oka.

Pro zajištění co nejmenší odchylky pohybu měřicího lanka od lineární polohy je vhodné připojit snímač polohy na řadicí páku co nejdále od jejího středu otáčení. S rostoucím poloměrem otáčení se ale zvyšuje celková výšková odchylka bodu na páce mezi klidovou a krajní polohou páky. Proto se volí střední hodnota zohledňující také maximální rozměry pomocného rámu pro připojení snímačů ke kabině traktoru.

Tato varianta II můžeme mít dvě modifikace konstrukce. Snímače polohy lze umístit na pomocné konzoly, které jsou pevně spojeny s kabinou traktoru a oka lanek jsou připojena k pohyblivé řadicí páce. Zjednodušený model této koncepce je na Obr. 53.



Obr. 53 Zjednodušený model řešení měření polohy, vlevo v kabině traktoru, vpravo samostatně.

Druhá modifikace je umístění snímačů na hlavici řadicí páky a oka lanek připojit k pomocnému pevnému rámu, snímače se pohybují spolu s řadicí pákou a oka jsou otočně spojena s pevným rámem.

Na základě zjednodušených 3D modelů obou koncepcí byla jako výhodnější zvolena varianta uchycení snímačů na páce. Tímto řešením lze opět lépe využít velmi omezený zástavbový prostor okolo řadicí páky.

#### ZÁVĚR VÝBĚRU:

Z důvodů vysokých nároků na zástavbový prostor byla varianta I vyloučena a jako vhodnější zvolena varianta II - v modifikaci se snímači na páce.

### 6.3 KONSTRUKCE VYBRANÉ KONCEPCE EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ

Na základě analýzy jednotlivých variant koncepcí, uvedených v kapitole 6.1 a 6.2 byla zvolena koncepce označena jako varianta A pro měření síly a koncepce označena II pro měření polohy.

#### 6.3.1 MĚŘENÍ SÍLY

Prvním krokem konstrukce zkušebního zařízení, bylo stanovení předběžných návrhových rozměrů. Tyto rozměry byly určeny z 3D modelu kabiny traktoru poskytnutého firmou Zetor. Protože pomocná páka je umístěna nad původní pákou je vhodné, aby pomocná páka měla co nejmenší délku. Délka originální hlavice řadicí páky je přibližně 120 mm. Z této délky se 60 mm překrývá s trubicí řadicí páky. V případě montáže originální hlavice na pomocnou řadicí páku bude minimální délka od bodu otáčení po bod působení ovládací síly dána součtem délky hlavice páky, Kardanova kloubu a minimálního průřezu pomocného ramene. Takto zjištěná minimální délka je okolo 200 mm. Maximální délka pomocného ramene je značně omezena volným prostorem okolo řadicí páky. Aby při žádné poloze páky nedocházelo ke kolizi může být maximální délka ramene pro připojení snímače síly, od svislé osy řadicí páky po koncovou polohu ramene 100 mm pro volicí směr. Tato hodnota platí pouze pro uvedené výškové rozměry pomocné páky, konkrétně do výšky 260 mm od osy rotace originální páky.

Dalším nutným krokem bylo přibližné zjištění řadicích sil na traktorech Zetor s bovdenovým řazením. Pro orientační určení velikosti sil je dostatečné měření pomocí pružinového siloměru. Maximální naměřená velikosti síly při provozní teplotě a spuštěném motoru byla 120 N.

Z prvotních návrhových rozměrů a zjištěné maximální řadicí síly, lze úpravou vztahu (14) určit přibližnou velikost síly, která bude naměřena na snímači síly vztahem (17). Použité značení délkových rozměrů se shoduje se značením podle Obr. 46 a rovnice (14).

$$F_M = \frac{F_r \cdot l_0 \cdot l_1}{(l_{01} + l_1) \cdot r_1} \quad (17)$$

$$F_M = \frac{120 \cdot 0,26 \cdot 0,2}{(0,26 + 0,2) \cdot 0,08} = 169,57 \text{ N}$$

$$F_M \cong 170 \text{ N}$$

Pro ověření velikosti síly na snímači byla také provedena jednoduchá simulace s v softwaru MSC Adams. Do modelu byly zadány shodné délkové i zátěžné hodnoty jako do vztahu (17). Pro simulaci odpovídající času řazení 4 s, byla vyhodnocena síla na snímači na 169,62 N. Velikost síly zjištěná výpočtem a simulací byla velmi podobná, lze ji tedy považovat za správnou.

Na základě výsledku ze vztahu (17) a ověřeného simulací, lze volit vhodný typ snímače síly s potřebným rozsahem měření. Z běžně používaných snímačů síly uvedených v kapitole 5, byl zvolen tenzometrický snímač od firmy HBM, typ U9C. Podle nabídky z katalogového listu, dostupného z [35] a předběžně určené velikosti měřené síly, by byl vhodný snímač s měřicím rozsahem do 500 N, dle výrobce označený U9C/0.5KN.

**Jedním z hlavních požadavků zadavatele výroby měřicího zařízení, ale bylo, splnit podmínku maximální velikost měřené síly do 50 N, respektive použít snímač síly s měřicím rozsahem do 50 N.**

Z toho důvodu bylo nutné přepracovat návrhové rozměry, tak aby byla tato podmínka splněna. Uvedené kritérium značně zvyšovalo složitost konstrukce a výrazně omezovalo jednotlivé rozměry. Velmi protichůdné také bylo omezení rozměrů jednotlivých ramen zástavbovým prostorem a potřebné rozměry pro splnění podmínky maximální měřené síly.

Ze vztahu (17) plyne, že velikost síly  $F_M$  měřenou na snímači, lze při dané velikosti řadicí síly a geometrii původní řadicí páky ovlivnit pouze volbou délky ramen  $r_1$ ,  $l_{01}$  a  $l_1$ . S rostoucí délkou  $r_1$  a  $l_{01}$  velikost měřené síly, klesá. Pro určení délky  $l_1$ , tak aby velikost síly  $F_M$  byla minimální by bylo třeba řešit minimum funkce dané vztahem (18), kde  $k_1$  až  $k_3$  jsou konstanty.

$$f(l_1) = \frac{k_1 \cdot l_1}{(k_2 + k_3 \cdot l_1)} \quad (18)$$

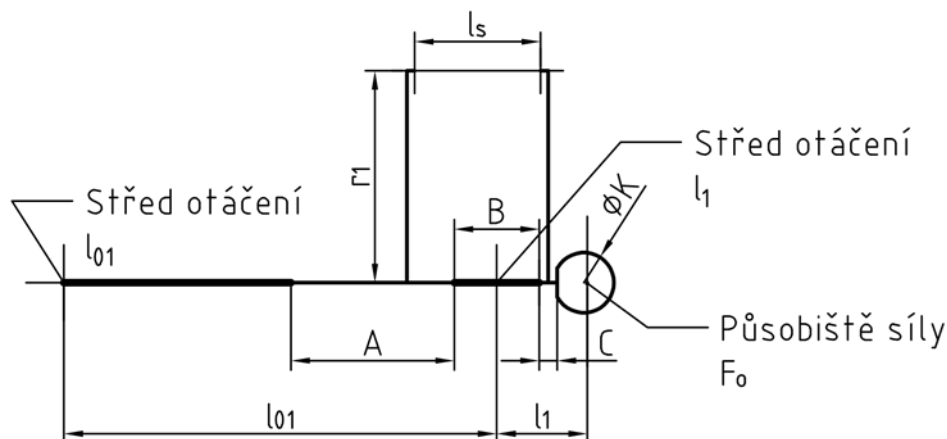
Ze vztahu (18) je zřejmé že funkce bude mít minimální hodnotu pro  $l_1 = 0$ . Proto, pokud má být velikost síly  $F_M$  co nejnižší musí být délka  $l_1$  nejmenší z konstrukčního hlediska možná.

Z uvedeného plyne, že pro splnění minimální délky ramene  $l_1$  není možné použít původní řadicí hlavici, proto byla použita pouze ovládací koule o průměru 40 mm.

## NÁVRH ROZMĚRŮ

Schéma návrhu rozměrů je na Obr. 54 a příslušné rozměry jsou v Tab. 7. Rozměr A je délka nosné trubky, B je rozměr použitého kloubového hřídele, C je průřez profilu horního ramena  $r_1$ .

Rozměr  $K$  je průměr ovládací koule,  $l_1$  je délka ramene působení ovládací síly  $F_0$ . Rozměr  $l_s$  je celková délka použitého snímače včetně přípojných ok, z katalogového listu, který je dále uveden. Rozměry samotného nosného rámu jsou dány rozměry použitých snímačů a spojovacích členů a voleny tak, aby síla na snímači nepřekročila jeho rozsah.



Obr. 54 Návrhové rozměry zkušebního zařízení s maximální silou na snímači do 50 N.

Tab. 7 Návrhové rozměry zkušebního zařízení se snímačem síly s rozsahem do 50 N.

Rozměr	$l_{01}$	$l_1$	$r_{1x}$	$r_{1z}$	A	B	C	$\varnothing K$	$l_s$
Jednotka	mm								
Hodnota	286	64	140	73	108	56	12	40	83,4

Rozměr  $r_{1x}$  je délka ramene snímače síly pro řadicí pohyb a rozměr  $r_{1z}$  je délka téhož ramene pro volicí pohyb. Pro rozměry v Tab. 7 je maximální velikost měřené síly vyčíslena vztahem (19).

$$F_{My} = \frac{F_y \cdot l_0 \cdot l_1}{(l_{01} + l_1) \cdot r_{1x}} \quad (19)$$

$$F_{My} = \frac{150 \cdot 0,254 \cdot 0,064}{(0,286 + 0,064) \cdot 0,14} = 49,763 \text{ N}$$

$$F_{My} \cong 50 \text{ N}$$

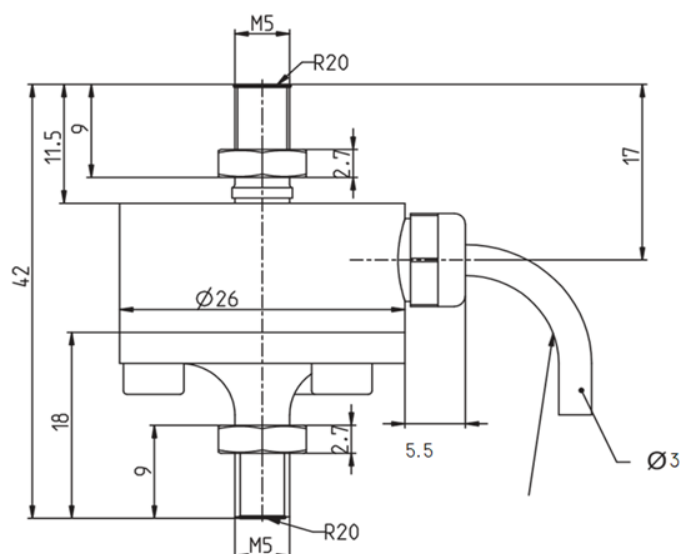
Velikost síly na snímači, při rozměrech zkušebního stavu podle Tab. 7, byla opět ověřena pomocí jednoduché simulace v MSC Adams View. Maximální velikostí síly na snímači je dáno silové zatížení rámu zařízení a tím i dimenzování jeho konstrukce. Pro získání základní informace o velikosti stykových sil působících v mechanismu při navržených rozměrech, bylo provedeno úplné uvolnění mechanismu zatíženého silou 100 N. Jde o prostorovou úlohu, ale pro určení sil pouze v řadicím směru ji lze řešit jako úlohu rovinnou danou řezem vedeným rovinou řadicího pohybu. Mechanismus byl řešen jako tři tělesa spojená třemi rotačními vazbami a vazbou vetknutí k základnímu tělesu. Uvolnění tělesa, řešení statických rovnic a určení výsledných vnitřních účinků je uvedeno v příloze II. této práce.

Z vypočtených stykových sil ve vazbách, které korespondují s výsledky jednoduché simulace v Adamsu, byly voleny profily pro konstrukci rámu experimentálního zařízení. Podrobněji popsáno v kapitole 6.3.3.

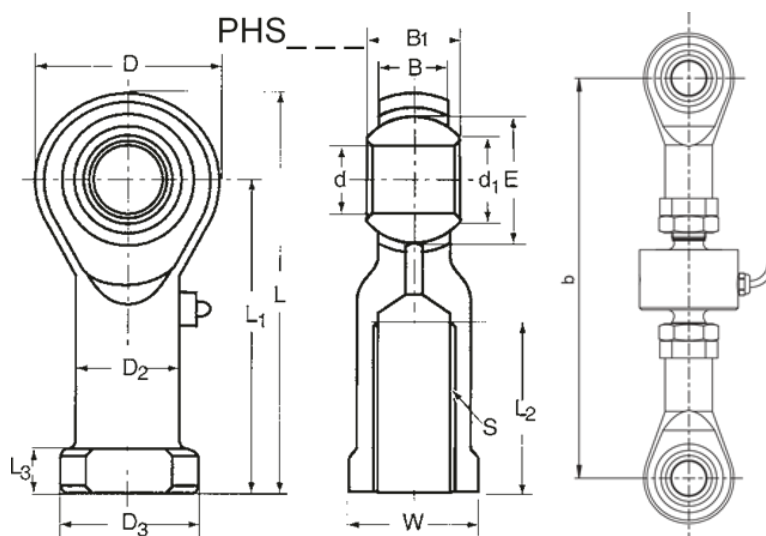
Pro uvedené rozměry zkušebního zařízení je možné použít snímač síly s rozsahem do 50 N, jeli uvažováno, že velikost řídicí síly nepřekročí hodnotu 150 N.

### SNÍMAČ HBM U9C/50N

Jedná se o miniaturní tenzometrický snímač pro měření tahové i tlakové síly do velikosti 50 N. Rozměry snímače jsou na obrázku Obr. 55. Pro připojení snímače k rámu zkušebního zařízení byla použita kloubová oka s vnitřním závitem od firmy T.E.A TECHNIK, typové označení PHS 5R. Rozměry jsou na Obr. 56 a v Tab. 8. Z uvedených rozměrů je osová vzdálenost ok pro připojení snímače k rámu 83,4 mm – rozměr b na Obr. 56 vpravo.



Obr. 55 Rozměry snímač HBM U9C. [35]

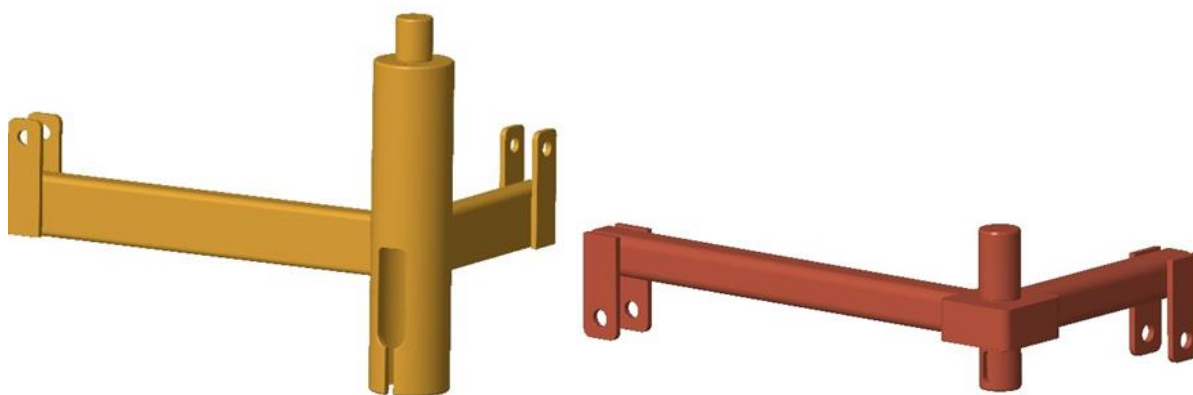


Obr. 56 Kloubové oko T.E.A vlevo, vpravo, oka na snímači HBM. [35] a [48]

Tab. 8 Rozměry a parametry kloubového oka PHS 5R. [48]

Rozměr	d	S	D	B	B <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	L	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	W	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	E	m.
Jednotka	mm														g
Hodnota	5	M5x0,8	16	6	8	7,7	35	27	14	4	9	9	11	11	18

Na základě všech uvedených parametrů a rozměrů byl navržen rám pro připojení snímačů jako dva kloubově spojené svařence. Finální provedení je na Obr. 57 a jejich 3D model je součástí práce jako příloha I. Pro použité profily je hmotnost navrženého nástavce na páku 0,325 kg a horní části rámu 0,21 kg.



Obr. 57 Svařence rámu pro připojení snímačů síly (vlevo nástavec na řadicí páku, vpravo horní rám).

### 6.3.2 MĚŘENÍ POLOHY

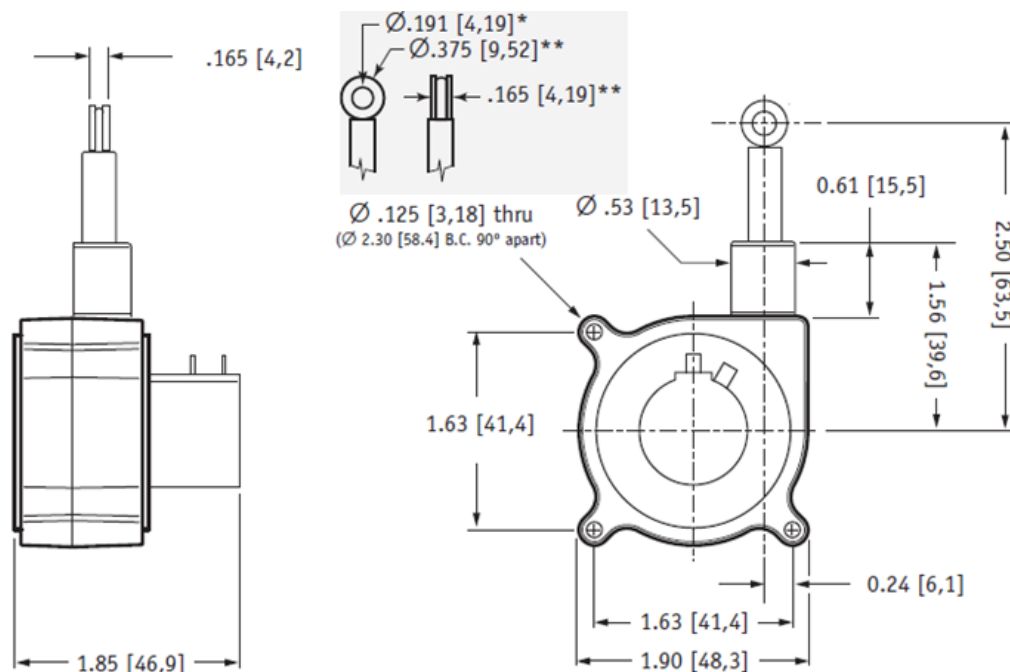
Jak již bylo uvedeno výše, z důvodů menších požadavků na zástavbový prostor byla zvolena varianta č. II, konkrétně dvojice lankových snímačů polohy umístěných na řadicí páce. Jde o snímače Celesco typ SP1, typové označení SP1-12 s dynamickým rozsahem 317 mm.

#### SNÍMAČ CELESCO SP1

Kompaktní lankový snímač polohy s napěťovým výstupem do 94 % vstupního napětí. Senzor polohy je odporový. Maximální napájecí napětí je 30 V. Průměr měřicího lanka snímače je 0,4826 mm.

Snímač může pracovat při teplotách od – 40 do 70 °C a nevyžaduje precizní zajištění polohy ani vedení. [47]

Prvním krokem konstrukce zařízení bylo podle rozměrů snímače, které jsou na Obr. 58, určit jejich výchozí, klidovou polohu, při neutrální poloze řadicí páky a následně bodu, v kterém budou připojena oka lanek snímačů. Z hlediska co nejnižších nároků na prostor a minimalizace změny výšky oka při pohybu páky bylo nutné volit polohu tak, aby oko snímače bylo co nejbližší svislé osy řadicí páky. Tomuto požadavku ale brání nutnost umožnit rotaci snímače okolo bodu jeho připojení a také zajistit volný prostor na jeho otáčení. Pro zajištění rotace snímače byly použity plastové panty, jejich označení je v Tab. 10 v kapitole 6.3.3, rozměry jsou dostupné z katalogu dodavatele [55].

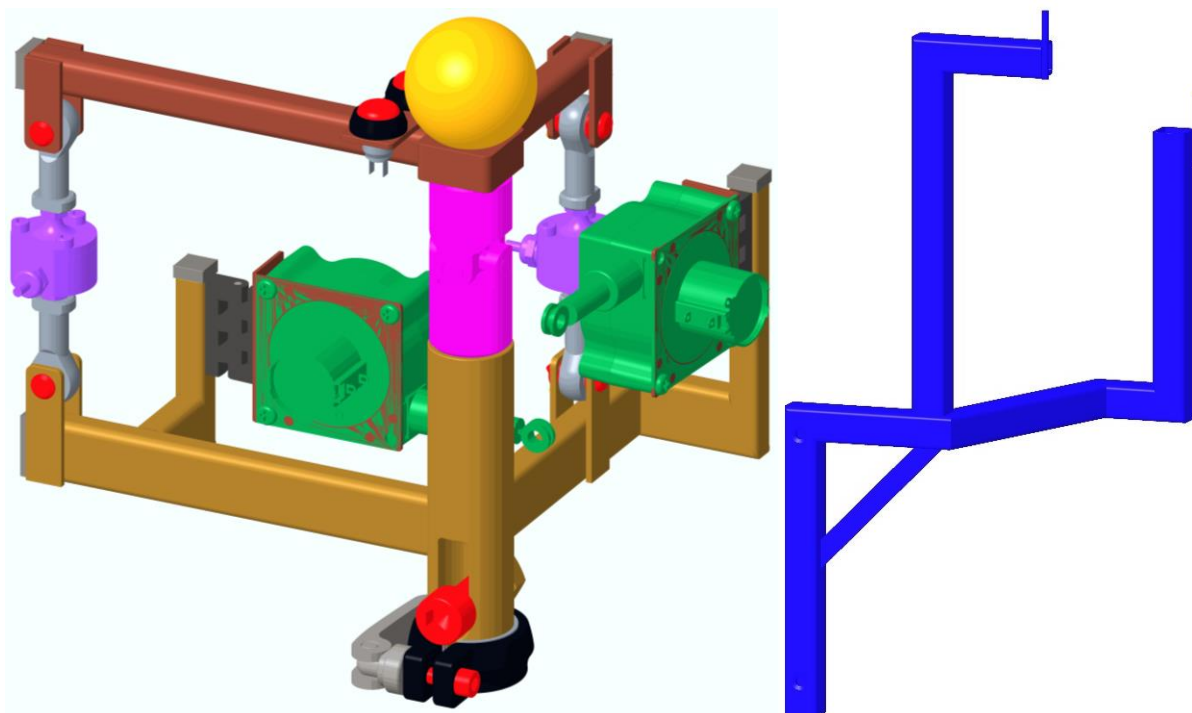


Obr. 58 Rozměry snímače Celesco SPI. [47]

Při návrhu polohy připojení obou snímačů bylo nutné ověřovat, zda při žádné poloze řadicí páky (při žádném rychlostním stupni) nedochází ke kolizi snímačů o konstrukci zkušebního zařízení ani vzájemně mezi snímači. Pro návrh byly uvažovány dvě kritické polohy, tj. při zařazení 1. a 4. převodového stupně. Pro zajištění volné dráhy pro pohyb lanek snímačů bylo nutné snímač pro měření řadicího pohybu páky otočit o  $180^\circ$  okolo jeho příčné osy tak aby lanko od jednoho snímače mělo volnou dráhu nad druhým snímačem. Konstrukční rozměry byly stanoveny na základě 2D analýzy pomyslného řezu soustavou snímačů a rámu v návrhové výšce 220 mm.

Při položení roviny středu otáčení řadicí páky za referenční výšku, je vzdálenost přípojného oka snímače pro měření řadicího pohybu 220 mm a 269 mm pro měření volicího pohybu od referenční roviny.

Jako nosný rám snímačů polohy byly použita ramena pro připojení snímačů síly, která byla doplněna o úchyty i pro snímače polohy. Tímto se zvýšila hmotnost celého nástavce z 0,325 kg na 0,392 kg. Model celého konstrukčního řešení pro měření síly na řadicí páce i její polohy je na Obr. 59 vlevo. Všechny konstrukční rozměry a detaily jsou dostupné z 3D modelu konstrukce, který je součástí práce jako příloha I.



Obr. 59 Zkušební zařízení pro měření řadicí síly a polohy páky (vlevo pohyblivá část, vpravo rám pro aretaci ok snímačů polohy).

Pro rozměry zkušebního zařízení uvedené v kap. 6.3.1 v Tab. 7. se při pohybu řadicí pákou mění výšková poloha středových bodů na ose ok snímačů polohy o hodnotu  $\Delta h$ . Výšková závislost těchto bodů je v Tab. 9. Tyto výškové změny ok snímačů pro jednotlivé polohy řadicí páky byly zjištěny pomocí vytvořeného pohyblivého mechanismu v softwaru Creo Parametric.

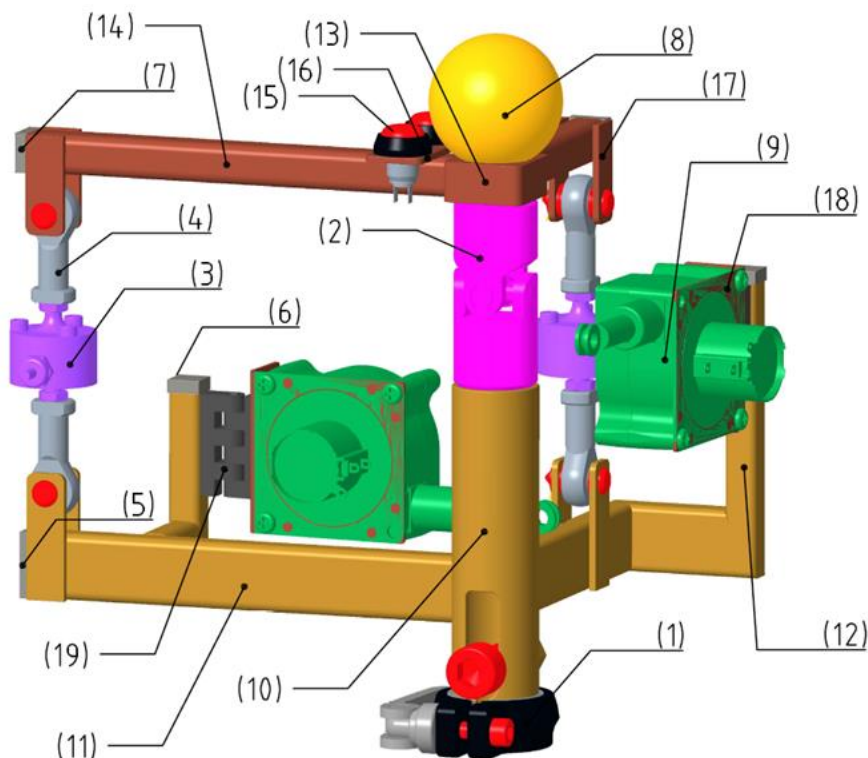
Tab. 9 Změna výšky oka snímače polohy při pohybu páky.

Pohyb páky z N do rychlosti:	1	2	3	4	5
Řadicí snímač $\Delta h$ [mm]	-8,1	-20,1	-20,8	-37,3	-37,6
Maximální $\Delta h$ [mm]	37,6 (mezi N a 5. rychlost)				
Volicí snímač $\Delta h$ [mm]	+32,7	-30,9	+20,4	-44,4	+1,3
Maximální $\Delta h$ [mm]	75,3 (mezi 2. a 4. rychlostí)				

Uvedené výškové změny bylo důležité respektovat při návrhu rozměrů, pomocného rámu pro připojení ok snímačů polohy k pevné části kabiny traktoru. Výšková poloha připojení ok musí být taková, aby docházelo k co nejmenšímu zlomu lanka snímače při pohybu páky. Pro volicí snímač byla určena 240 mm a pro řadicí 175 mm od referenční roviny. Pro takovou polohu je úhel zlomu lanka pro všechny krajní polohy přibližně shodný a nedochází k žádným kolizím. Tento rám byl navržen jako svařenec z trubky čtvercového průřezu. Model rámu pro připojení ok je na Obr. 59 vpravo. Jeho 3D model je součástí přílohy I.

### 6.3.3 VOLBA PROFILŮ A STROJNÍCH SOUČÁSTÍ

Důležitým požadavkem na konstrukci zkušebního zařízení bylo, využít co nejvíce běžně dostupných profilů, bez nutnosti složitých úprav, nebo běžně dostupné komponenty. Sestava zkušebního stavu je na Obr. 60. Seznam nakupovaných komponent pro experimentální zařízení, bez snímačů a spojovacího materiálu je v Tab. 10.



Obr. 60 Sestava zkušebního zařízení.

Tab. 10 Nakupované komponenty (číslování podle Obr. 60).

Č.	Název	Výrobce/dodavatel	Typ/označení	Počet
8	Plastová kulová rukojeť	Elesa+GANTER [55]	DIN 319-KU-40-M10-C	1
19	Panty lehké	Elesa+GANTER[55]	CFF.30 B-M3	2
2	Hřídelový kloub bezúdržbový	T.E.A [48]	04G N-N	1
4	Kloubové oko s vnitřním závitem	T.E.A [48]	PHS 5	4
1	Rychloupínací objímka	BBB [56]	BSP-84 QrFix	1
6	Záslepka čtvercová	Elesa+GANTER [55]	NIL.Q-10-C9	2
7	Záslepka čtvercová	Elesa+GANTER [55]	NIL.Q-12-C9	2
5	Záslepka obdélníková	Elesa+GANTER [55]	NIL.R-20x10-C9	2
15	Ovládací spínače	PBS [57]	630-925	3

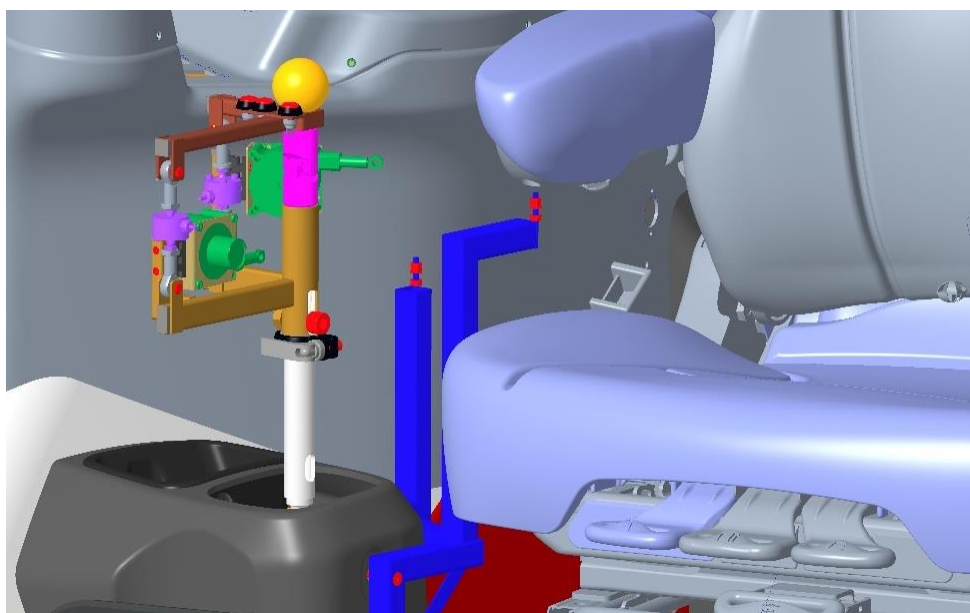
Rám celého zařízení je navržen jako svařen z běžně dostupných profilů, nebo jednoduchých obrobků. Konkrétní průřezy profilů byly voleny na základě provedené analýzy poměru kvadratického momentu průřezu k hmotnosti pro jednotlivé profily. Cílem bylo zajistit co nejnižší hmotnost konstrukce při požadovaných vlastnostech. Celková hmotnost pohyblivé části zařízení je 1,55 kg. Potřebné hutní polotovary, označené podle katalogu dodavatelů jsou v Tab. 11. Položka č. 20 je čtvercová trubka rámu pro připojení ok snímačů (na Obr. 60 není zobrazena).

Tab. 11 Hutní polotovary.

Č.	Název	Označení dle dodavatele	Dostupné od dodavatele	Počet MJ
10	Bezešvá přesná trubka kruhová	TR $\varnothing$ 26 x 3 ČSN 426711.21	Ferona [50]	0,12 m
11	Trubka čtyřhranná	20 x 10 x 1 EN 10305-5	Feromat [51]	0,35 m
12	Trubka čtvercová	10 x 1 EN 10305-5	Feromat [51]	0,15 m
14	Trubka čtvercová	12 x 1,5 EN 10305-5	Feromat [51]	0,25 m
19	Trubka čtvercová	20 x 2 EN 10219	Ferona [50]	1,1 m
13	Tyč čtvercová	25 ČSN EN 10278	Ferona [50]	0,05 m
20	Tyč kruhová	$\varnothing$ 20 EN 10278	Ferona [50]	0,03 m
17	Tyč obdélníková plochá	12 x 2 ČSN EN 10278	Ferona [50]	0,24 m
18	Plech	t = 1,2 EN 10131	Ferona [50]	(0,16 x 0,05) m

#### 6.3.4 SESTAVENÍ A MONTÁŽ

Celá sestava experimentálního zařízení v kabině traktoru je na Obr. 61, kde jsou jednotlivé celky barevně rozlišeny.



Obr. 61 Sestava zařízení v kabině traktoru.

Na svařenec nástavce páky (světle hnědá) je s přesahem nalisován kloub (růžová). Přesná poloha kloubu vůči nástavci je zajištěna perem 4 x 4 x 12 ČSN 02 2562. Na kloub je s přesahem uložen svařenec horního nástavce (tmavě hnědý). Správné natočení je zajištěno stejným perem. Ovládací (žlutá) koule je na horní svařenec našroubováno přes závit M10, který je vyřezán na čepu. Na snímače síly (fialová) se našroubují kloubová oka (šedá). Kloubová oka jsou k rámu připojena spojovacími čepy ISO 2341 - B - 5 x 20 x 1,2 - St. Axiální poloha čepů je zajištěna závlačkami ISO 1234 - 1,2 x 8 - St s podložkami. Axiální vůle kloubového oka a rámu je vymezena podložkami. Panty (tmavě šedá), plechové držáky snímačů (zeleno - hnědá) jsou spojeny šrouby se zápusťnou hlavou ČSN EN ISO 2009. Otevřené konce profilů jsou ukončeny záslepkami (tmavě šedá).

Na místo originální řídicí hlavice Zetor, je zařízení osazeno vnitřním průměrem trubky 21 mm, přesná poloha je zajištěna šroubem s válcovou hlavou ISO 4762 - M10x30 (červená). Kontakt trubky a originální páky (bílá) je zajištěn rychloupínací pákou (černá). Rám pro připojení ok snímačů (modrá) je přišroubován dvojicí šroubů se zápusťnou hlavou M5. Oka lanek snímačů polohy jsou na čepu rámu (modrá) zajištěna kombinací matic a podložek.

## 6.4 PEVNOSTNÍ KONTROLA

Jednotlivé průřezy byly předběžně navrženy na základě analytických výpočtů napětí v klíčových bodech konstrukce při uvažování prutových předpokladů. Silový rozběr a určení vnitřních účinků těles ze kterých se určí napětí je součástí práce v příloze II. Pro kontrolu napěťových a deformačních parametrů navržené konstrukce také při provozních podmínkách byla provedena MKP analýza klíčových komponent v softwaru Ansys Mechanical APDL a Ansys Workbench. Pro provedení analýzy byly jednotlivé komponenty zjednodušeny, tak aby je bylo možné řešit jako objemové prvky. Modely všech analyzovaných součástí byly vytvořeny v Creo Parametric, uloženy jako IGS nebo STP a následně importovány do prostředí Ansys. Všechny rozměry součástí byly zadávány v milimetrech, proto bylo nutné do analýzy zadat materiálové vlastnosti v odpovídajících jednotkách, jak je uvedeno v Tab. 12.

Pro všechny součásti podléhající MKP analýze byla volena běžná konstrukční ocel S235JRH (1.0039) dle EN 10219-1, její fyzikální a mechanické vlastnosti jsou uvedeny v Tab. 12.

Tab. 12 Fyzikální a mechanické vlastnosti konstrukční oceli. [49]

Vlastnost	Hodnota	Jednotka	Hodnoty pro analýzu APDL	
			Hodnota	Jednotka
Modul pružnosti v ohybu E	206	GPa	206000	MPa
Hustota $\rho$	7850	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$7850 \cdot 10^{-12}$	$\text{t} \cdot \text{mm}^{-3}$
Poissonovo číslo $\mu$	0,3	[-]	0,3	[-]
Mez kluzu $R_{eH}$	230	MPa	225	MPa

### 6.4.1 RÁM PRO PŘIPOJENÍ OK SNÍMAČŮ POLOHY

Pohyblivá lanka snímače polohy Celesco, jsou na cívku snímače navíjena silou pružinky. Tato navíjecí síla je velmi malá a současně je to jediná síla, která působí na rám pro připojení ok

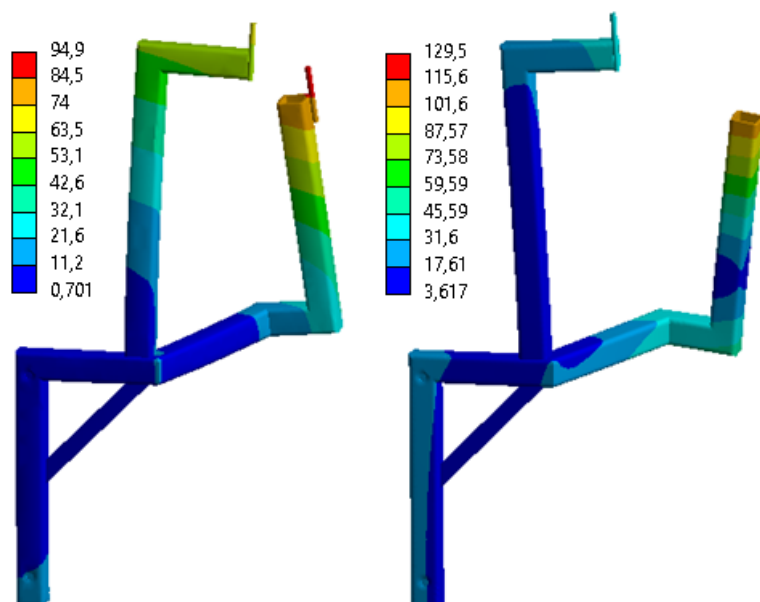
snímačů. Proto při návrhu tohoto rámu nebylo uvažováno žádné přídavné zatěžující síly. Vzhledem k rozměrům rámu a k tomu, že rám je ke kabině připojen pouze přes dva šrouby bylo zásadní ověřit vlastní frekvence navrženého rámu. Na rám bude během provozu traktoru působit budící frekvence od hlavních zdrojů vibrací. Před vytvořením finální výpočtové sítě byla provedena citlivostní analýza sítě, na hodnoty vlastních frekvencí. Pro síť s použitím 10-ti uzlového prvku *Tet10* se třemi elementy po tloušťce profilu se již hodnoty vlastních frekvencí, při dalším zjemňování prvků téměř nelišili. Finální síť měla průměrnou kvalitu prvku 0,409 a 105 435 elementů.

### Modální analýza

Pro zjištění vlastní frekvence a vlastních tvarů rámu byla provedena volná modální analýza. Bylo vypočteno prvních pět vlastních nenulových frekvencí. Výsledky analýzy jsou v Tab. 13 a na Obr. 62.

Tab. 13 Výsledky modální analýzy.

Vlastní frekvence č.	Frekvence [Hz]	Normovaná amplituda [-]
Prvek sítě	<i>Tet10</i>	
1	217,3	94,9
2	324,4	129,6
3	396,3	108,6
4	464,7	105,9
5	512,7	86,5



Obr. 62 Modální analýza, vlevo první nenulové vlastní frekvence (217,3 Hz) a vlastní tvar, vpravo druhá nenulová vlastní frekvence (324,3 Hz) a vlastní tvar.

## VÝSLEDEK ANALÝZY

Z předpokladu, že zkušební zařízení bude používáno pro sériově vyráběné traktory, které mají maximální výkon motoru při otáčkách  $2400 \text{ min}^{-1}$  plyne, že rám je z hlediska vlastní frekvence vyhovující. Pro čtyřválcové motory je druhá harmonická frekvence 80 Hz a pro šestiválcové 120 Hz. Součást bude provozována v podrezonační oblasti. První vlastní frekvence rámu je tedy dostatečně vysoká, tak aby nedošlo při provozu k rezonanci, součást je vyhovující.

### 6.4.2 NÁSTAVEC ŘADICÍ PÁKY

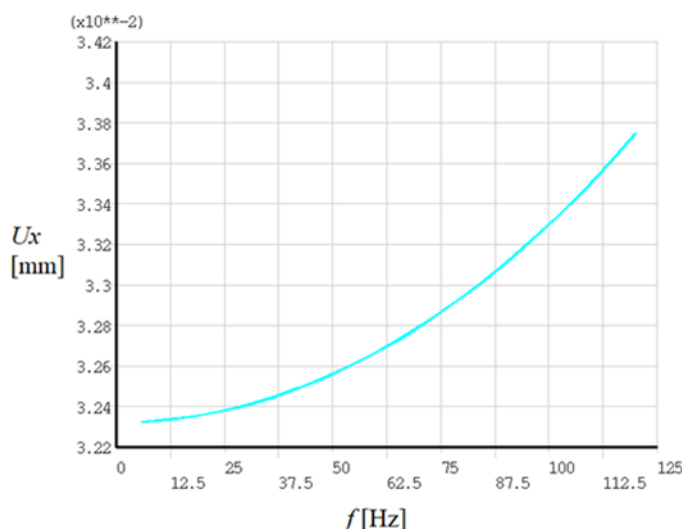
Výpočetní síť byla nejdříve vytvořena použitím dvaceti uzlového prvku *solid 186*. Pro ověření vlivu volby typu a velikosti elementu sítě na výsledky analýzy byla vytvořena také síť s použitím deseti uzlového čtyřstěnu *Tet10*. V obou případech byla nastavena automatická velikost prvku. Rozdíl v první nenulové vlastní frekvenci byl pro různé sítě 0,53 %. Pro další výpočty byla použita druhá pospaná výpočtová síť, která byla lokálně zjemněna.

#### Modální analýza

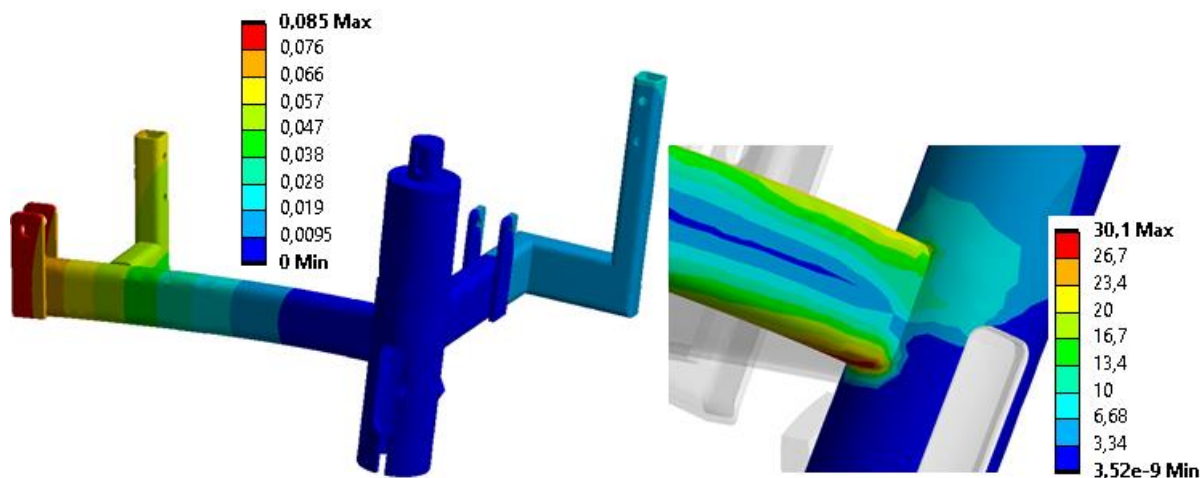
Modální analýzou volného tělesa bylo ověřeno, zda první vlastní frekvence svařence je nad výše uvedenou provozní frekvencí. Analýzou byla vypočtena první nenulová vlastní frekvence svařence 372,7 Hz.

#### Harmonická analýza

Harmonickou analýzou byly ověřeny maximální deformace a napětí pro jednotlivé provozní frekvence v rozsahu od 0 Hz do 120 Hz. Na konstrukci byly aplikovány 4 zatěžující síly o velikosti 25 N do ok pro připojení snímačů síly. Bylo předpokládáno rovnoměrné rozložení síly 50 N v čepu oka snímače do dvou ok rámu. Dále byla aplikována zatěžující síla 100 N představující reakci od kloubu působící na čep. Na vnitřní válcový průměr byla zavedena okrajová podmínka pro zamezení pohybu ve všech směrech. Vyhodnocována byla deformace a napětí při daném zatížení ve frekvenční doméně. Kontrola maximálního posuvu byla důležitá zejména v místě připojení snímačů polohy. Nadlimitní hodnota posuvu by již ovlivňovala měřenou polohu páky. Posunutí ramene pro montáž snímače polohy řadicího pohybu v místě díry pro šroub pantu v horizontálním směru v závislosti na frekvenci je v grafu na Obr. 63.



Obr. 63 Závislost posunutí bodu montáže pantu snímače polohy na frekvenci (výpočet Ansys Mechanical APDL).



Obr. 64 Vlevo celková deformace při frekvenci 40 Hz (jednotky mm), vpravo napětí von-Mises v místě spoje ramene a nosné trubky při frekvenci 40 Hz (jednotka MPa).

### VÝSLEDEK MODÁLNÍ A HARMONICKÉ ANALÝZY

Součást je provozována v podrezonanční oblasti, první vlastní frekvence je násobně vyšší než frekvence provozní. Z grafu na Obr. 63 je zřejmé, že posunutí sledovaného bodu ani při druhé harmonické frekvenci šestiválcového motoru (120 Hz) nepřekročí 0,0337 mm. Takové posutí lze v rámci přesnosti měření polohy páky zanedbat.

Celková deformace pro jmenovité otáčky ( $2200 \text{ min}^{-1}$ ) 40 Hz je na Obr. 64 vlevo. Maximální celková deformace při dané frekvenci a zatížení je 0,085 mm v místě připojení ok snímačů síly k rámu. Taková deformace je z hlediska funkčnosti v pořádku.

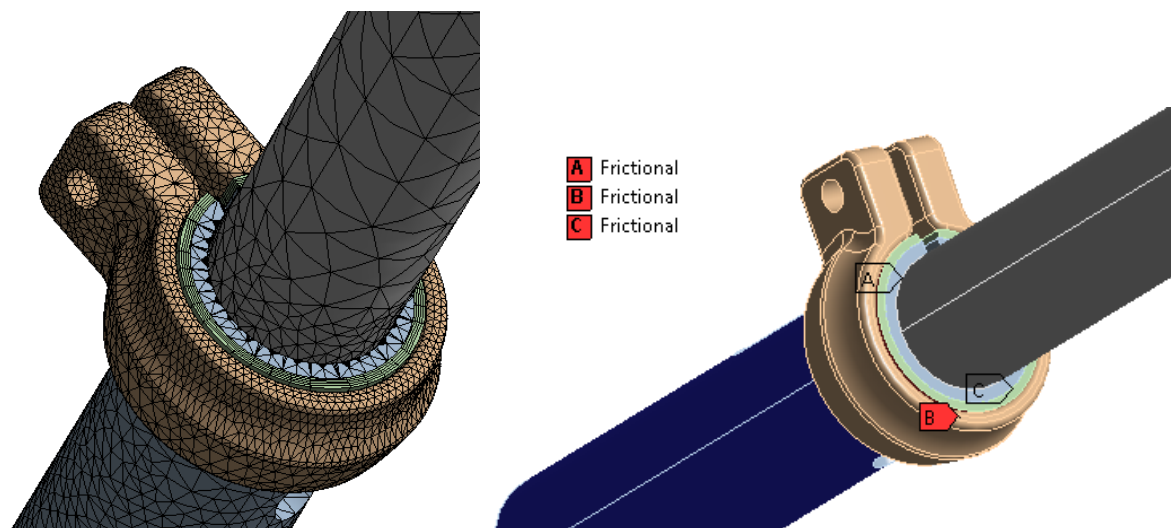
Rozložení napětí von-Mises v místě připojení ramen k nosné trubce při frekvenci 120 Hz je na Obr. 64 vpravo. Maximální lokální napětí je zde 30,1 MPa. Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti je pro použitý materiál v tomto místě 6,21. Nejvyšší napětí vykazuje součást v zaoblení vybrání nosné trubky, kde dosahuje 96 MPa (při frekvenci 40 Hz). Na základě těchto analýz je navržená součást považována pro dané provozní podmínky za vyhovující.

### KONTAKTNÍ ANALÝZA

Spoj mezi původní řadicí pákou a nástavcem řadicí páky je zajištěn sevřením rychloupínací objímky. Vnější průměr trubky nástavce je 26 mm, ale nejmenší průměr běžně dostupné rychloupínací objímky je 28,6 mm. Proto byl mezi trubku a objímku použit vymešovací kroužek o síle stěny 1,3 mm. Mezi všemi prvky spoje jde o konformní typ kontaktu.

Cílem analýzy bylo zjistit jakou silou, respektive o jakou hodnotu je potřeba sevřít objímku, aby došlo mezi komponenty k pevnému spojení – kontaktu typu *sticking*. Pro kontaktní analýzu byly definovány tři kontakty, všechny jako třecí se součinitelem tření 0,15. Postupně podle Obr. 65: řadicí páka – trubka = A, trubka - vymešovací kroužek = B a vymešovací kroužek objímka = C.

Pro kontaktní plochy byla nastavena jemnější síť, konkrétně s velikostí prvku 1 mm. Pro těleso objímky a vymešovací kroužek byla zjemněna síť, ostatní části byly síťovány automatickou velikostí prvku. Vytvořená síť je na Obr. 65 vlevo.



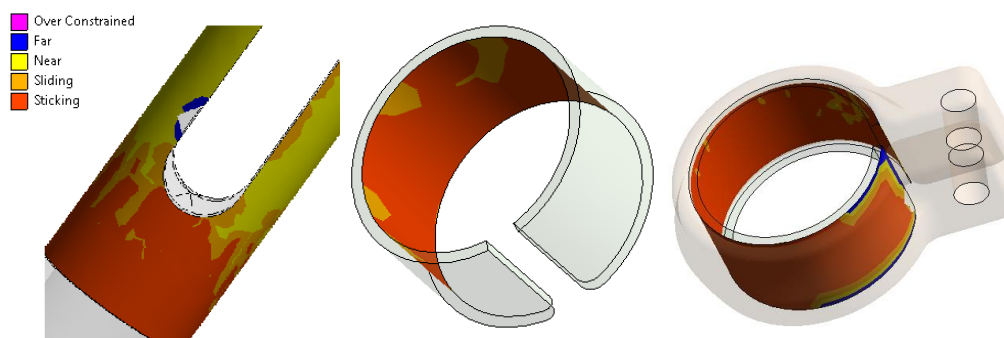
Obr. 65 Výpočtová síť (vlevo), definované kontakty (vpravo)

Před výpočtem bylo okrajovými podmínkami zamezeno pohybu tělesa jako celku a zavedena deformační podmínka. Deformační podmínka definovala sevření objímky celkem o 0,2 mm, tzn. každé rameno objímky o 0,1 mm. Deformace byly odstupňována s krokem 0,01 mm. Řešením bylo sledováno, při jaké síle působící na objímku dojde v definovaných kontaktech k pevnému spojení – kontaktu typu *sticking*. Výsledky analýzy jsou v Tab. 14.

Tab. 14 Výsledky kontaktní analýzy.

Krok	Sevření objímky [mm]	Síla k sevření [N]	Maximální tlak v kontaktu [MPa] /status					
			A		B		C	
1	0,012	701,5	44,9	N	60,9	N	139,2	N
2	0,021	1238,3	48,4	N	78,6	Sl	150,0	Sl
3	0,031	1811,2	51,0	Sl	90,1	Sl	157,6	Sl
4	0,042	2401,5	53,2	St	98,8	Sl	163,6	Sl
5	0,052	3000,5	55,3	St	107,6	St	169,4	St
6	0,062	3604,0	57,2	St	115,8	St	175,3	St
7	0,073	4210,1	64,0	St	126,3	St	181,2	St
8	0,083	4819,3	72,4	St	138,2	St	187,0	St
9	0,094	5431,0	80,7	St	150,4	St	192,9	St
10	0,104	6044,6	89,2	St	162,6	St	198,9	St
Status – typ kontaktu								
	N		Near			Blízko		
	Sl		Sliding			Kluzný		
	St		Sticking			Pevný		

Z uvedených výsledků je zřejmé, že k pevnému spojení mezi jednotlivými komponenty dojde při sevření objímky o 0,052 mm a k tomu je potřebná síla 3000,5 N. Grafické vyhodnocení jednotlivých kontaktů pro 5. krok je na Obr. 66.



Obr. 66 Kontakt status jednotlivých spojů (zleva A, B a C).

### Výsledek kontaktní analýzy

K dosažení spolehlivého pevného spoje mezi trubkou řadicí páky a trubkou nástavce, při daných tuhostích součástí je nutné stahovací objímkou vyvodit sílu 3000 N. Pro vyvození této síly je uvažován standardní šroubový spoj, šroub se šestihrannou hlavou M5 třídy pevnosti 8.8 podle ČSN EN ISO 898-1 s minimální mezí kluzu  $R_{02}$  660 MPa. [53]

Při uvažování běžné hodnoty součinitele tření na stykových plochách mezi spojovanou součástí a hlavou šroubu  $f_0$  0,15, lze pro výpočet přibližného utahovacího momentu podle [53] použít rovnici (20), dosazením hodnot se určí utahovací moment pro vyvození daného předpětí.

$$M = K \cdot F_i \cdot d \quad (20)$$

$$M = 0,2 \cdot 3000 \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Kde:  $K$  je výpočtový součinitel pro zinkované povrchy šroubů, určený podle [53] [-];  
 $F_i$  je síla předpětí šroubu [N];  
 $d$  je průměr šroubu [m].

Ve šroubovém spoji bude působit normálové napětí  $\sigma$  od síly předpětí, určené rovnicí (21) a dále smykové napětí  $\tau$  od utahovacího momentu dané rovnicí (22).

$$\sigma = \frac{F_i}{A_S} \quad (21)$$

$$\sigma = \frac{3000}{14,2} = 211,27 \text{ MPa}$$

Kde:  $A_S$  je výpočtový průřez šroubu, určený z tabulkových hodnot [mm<sup>2</sup>]. [53]

$$\tau = \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \quad (22)$$

$$\tau = \frac{16 \cdot 3}{\pi \cdot (5 \cdot 10^{-3})^3} = 122230996,3 \text{ Pa} \cong 122,23 \text{ MPa}$$

Redukované napětí podle podmínky HMH se vypočte dosazením hodnot napětí z rovnic (21) a (22) do rovnice (23).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad (23)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{211,27^2 + 3 \cdot (122,23)^2} \cong 299 \text{ MPa}$$

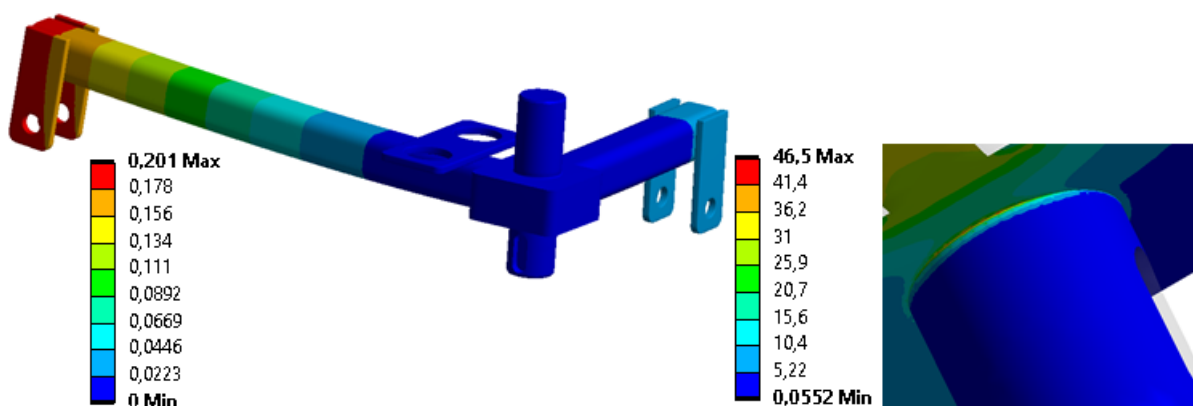
Bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti tohoto šroubu pro určené napětí je 2,2. Předepjatý šroubový spoj je pro vyvození požadovaného předpětí vyhovující.

Při tomto kontaktu je maximální napětí v trubce řadicí páky 55 MPa, v distančním kroužku 115 MPa a v objímce 155 MPa. Všechna napětí jsou nižší než mez kluzu příslušného materiálu.

### 6.4.3 HORNÍ SVAŘENEC

Pro vytvoření globální výpočtové sítě tělesa byl použit dvaceti uzlový šestistěnný prvek (*Hex20*), velikosti 1,5 mm. Předpokládaná kritická místa (tj. spoj trubkových ramen s čepem a přechod válcové plochy čepu) byla upravena na jemnější síť. Hrany kritických spojů byly rozděleny na 300 elementů po obvodu. Velikost prvků pro kritické plochy byla 0,3 mm. Jemnějším dělením hran ani zmenšováním velikosti prvku pro kritické plochy se již výsledky výrazně neměnily. Průměrná kvalita prvku *mesch metric*, pro konečnou konfiguraci sítě byla 0,579.

Z volné modální analýzy je první nenulová vlastní frekvence 1105 Hz, frekvence je tedy násobně vyšší než provozní frekvence. Pro harmonickou analýzu byly aplikovány stejné zátěžné síly jako v případě 6.4.2 do ok rámu. Na volný konec čepu byla aplikována síla 100 N, představující ovládací sílu na kouli. Bylo zamezeno pohybu v oblasti válcové plochy čepu (uložení v kloubu) válcovou vazbou. Frekvenční rozsah analýzy byl 0 Hz až 120 Hz.



Obr. 67 Vlevo celková deformace při frekvenci 40 Hz (mm), vpravo napětí v přechodu čepu (MPa).

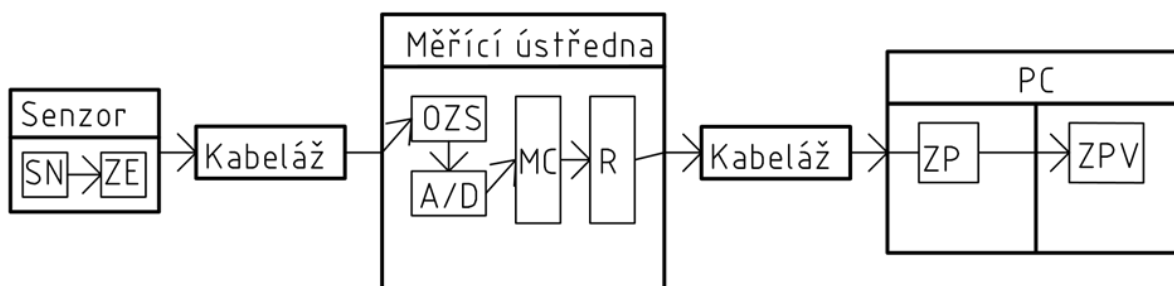
### VÝSLEDEK ANALÝZY

Součást bude provozována v podrezonanční oblasti. K největší deformaci dojde na konci delšího ramene pro připojení snímače síly. Při aplikaci zatížení je maximální celková deformace 0,2 mm. Celková deformace při frekvenci 40 Hz je na Obr. 67 vlevo. Kritické místo z hlediska napětí je přechod válcové plochy čepu do rovinné plochy. Pro uvedené okrajové podmínky a frekvenci 40 Hz je zde nejvyšší lokální napětí 186 MPa. Druhým kritickým místem je připojení delšího ramene ke středovému čepu, kde je napětí 68 MPa.

V reálném provozu na čep působí reakční síly od kloubu, který přenáší sílu odpovídající příslušné složce ovládací síly na kouli. Nejvyšší napětí při uvažování reakční síly na čep 100 N jsou 46,5 MPa v bodě přechodu válcové plochy čepu (Obr. 67 vpravo) a 61,3 MPa v místě připojení ramena snímače. Pro dané provozní podmínky je součást vyhovující, nejvyšší provozní napětí jsou pod mezí kluzu materiálu.

## 6.5 NÁVRH MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

Měřicí řetězec musí odpovídat měřeným veličinám, v rámci experimentálního zařízení to jsou: síla, dráha a teplota. Obecné schéma takového měřicího řetězce je na Obr. 68.



Obr. 68 Obecné schéma měřicího řetězce pro zpracování dat.

Měřicí řetězec se obecně skládá z následujících členů tvořící jednotlivé celky podle Obr. 68:

- SN – snímač měřené veličiny,
- ZE – integrovaný zesilovač snímače (nemusí být vždy),
- OZS – obvod pro zpracování měřeného signálu,
- A/D – převodník analog – digitál,
- MC – mikrokontrolér (hradlové pole),
- R – rozhraní,
- PC – počítač, analyzátor signálu,
- ZP – systém pro zpracování dat (zobrazení, uložení, atd),
- ZPV – zpracování a vyhodnocení dat.

### 6.5.1 KABELÁŽ A ROZHRANÍ

Použité tenzometrické snímače HBM U9C mají čtyř vodičový výstup. Pro připojení k měřicímu ústřednímu se tyto vodiče připojí na konektor SUB HD 15 PIN.

Snímače výchylky Celesco SP1 mají tři konektory, na které se připojí tři vodičový kabel. Pro připojení snímačů k měřicímu ústřednímu byla nutná výroba spojovací krabice. Krabice má vstup pro připojení napájecího napětí s vlastním spínačem. K připojení snímačů slouží čtyři tří pinové konektory s napájecím napětím (+), signálem ze snímače (+) a zemněním (-). Signál ze snímače je přiveden na výstupní BNC konektory, které se připojí do měřicího ústředního přes konektor SUB HD 15 PIN. Výroba a hotová spojovací krabice je na Obr. 69.



Obr. 69 Spojovací krabice pro připojení snímačů k měřicímu ústřednímu.

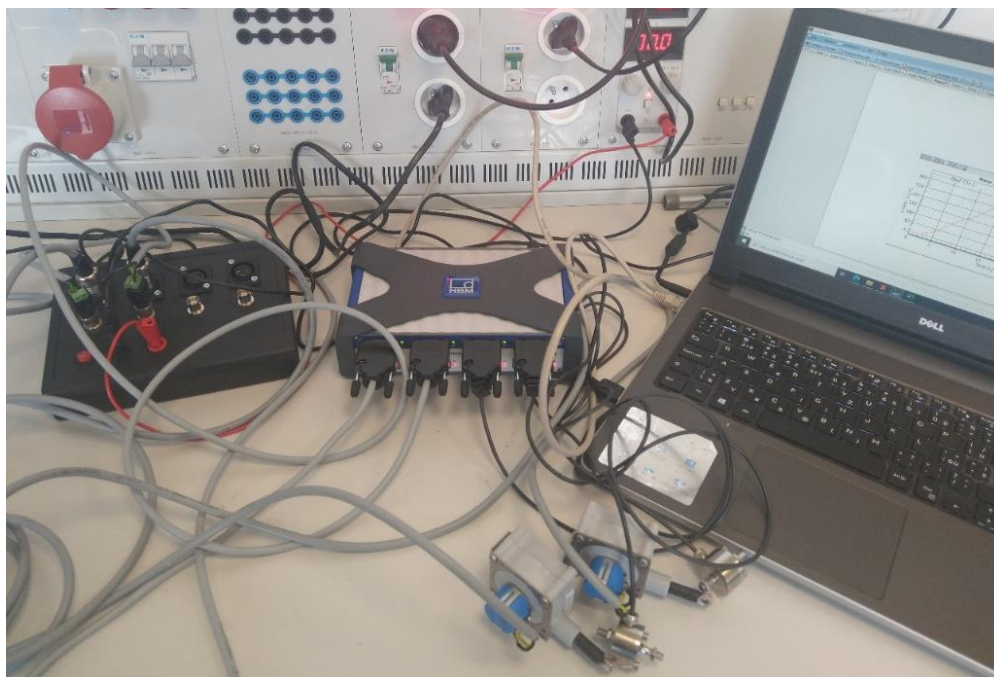
### 6.5.2 MĚŘICÍ ÚSTŘEDNA

Obecně je měřicí ústředna základním prvkem celého měřicího řetězce. Zde byla použita měřicí ústředna od firmy HBM, typ Quantum<sup>X</sup>, model MX840.

Jedná se o univerzální měřicí ústřednu, s osmi nezávislými kanály. Snímače se k jednotlivým kanálům připojují přes konektor 15-pin D-SUB-15HD. Pro každý kanál je samostatný 24 – bit převodník. Ústředna podporuje 16 různých typů zpracování vstupních signálů. Pro každý kanál je možné nastavit vzorkovací frekvenci a aktivovat dolní propust. Měřicí ústředna je napájena stejnosměrným napětím 5 až 24 V. Ústřednu je tak možné napájet z 24 V palubní zásuvky traktoru. Maximální vstupní napěťový signál do ústředny je 30 V

Připojení HBM snímače síly do ústředny představuje připojení plného mostu (pro ústřednu typ plnomůstkové tenzometry). Napěťový rozsah signálu je 5 V. Připojení snímače Celesco SP1 je jako potenciometr s napěťovým signálem do 30 V.

Spojení ústředny s počítačem je možné přes ethernetový kabel, nebo přes FireWire (IEEE 1394b). Ústředna byly připojena přes ethernetový kabel, kdy je nutné provést natavení IP adresy, tak jak je uvedeno v návodu k měřicí ústředně. Sestavený měřicí řetězec s připojením k PC je na Obr. 70.



Obr. 70 Měřicí řetězec sestavený v laboratoři.

### 6.5.3 ZPRACOVÁNÍ A VYHODNOCENÍ DAT Z MĚŘENÍ

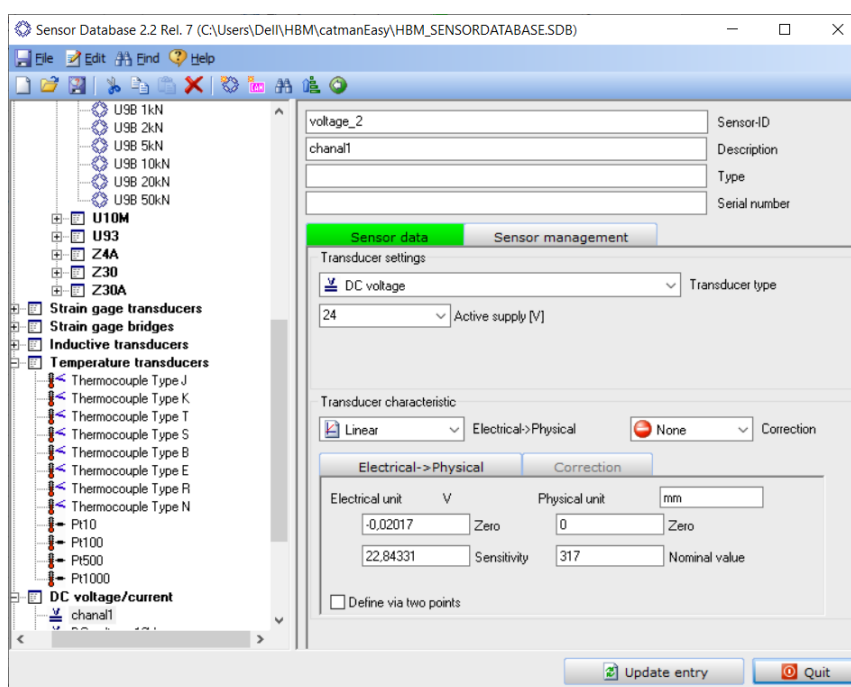
Zpracování naměřených dat probíhá v programovém prostředí CatmanEasy-APOD. Jedná se o software od firmy HBM přímo určený pro zpracování dat z uvedené měřicí ústředny. Catman umožňuje sběr, vizualizace analýzu dat z měření v časové, frekvenční, nebo úhlové doméně.

Data je možné exportovat do běžně podporovaných formátů: - ASCII, Excel, DIAdem, MDF 3/4, MATLAB, RPCIII, HBM nCode s3t and nSoftDAC a UFF58. [35]

Data získaná z měření tak lze exportovat do formátu Excel a následně použít jako testovací data pro simulaci v softwaru Adams View. Provedením simulace v rámci MBS modelu se z naměřených a zpracovaných dat vyhodnotí všechny požadované parametry analyzovaného řídicího mechanismu. Tvorba užití MBS modelu pro vyhodnocení naměřených dat je popsána v kapitole 7.

## ZKUŠEBNÍ MĚŘENÍ A KALIBRACE SNÍMAČŮ

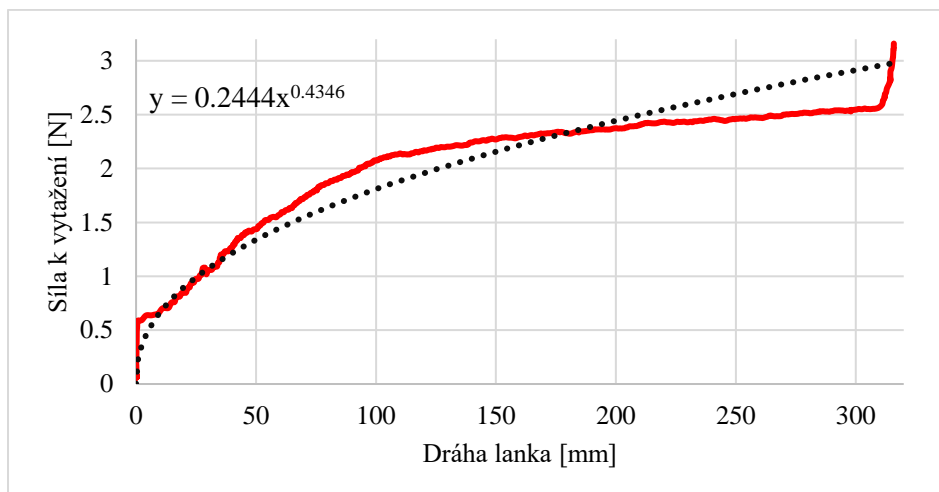
Součástí diplomové práce bylo také, sestavení a oživení navrženého měřicího řetězce v laboratorních podmínkách. Pro toto měření byla použita vzorkovací frekvence 50 Hz. Napájecí napětí pro snímače polohy bylo nastaveno na 24 V. Pro toto nastavené napětí se provedla kalibrace obou snímačů. Byl změřen napěťový signál pro ústřednu v nulové poloze snímače (dráha 0 mm) a při maximálním vytažení lanka (dráha 317 mm). Následně přímo v softwaru CatmanEasy se nastaví pro každý snímač převod mezi napěťovým signálem a výstupní veličinou. Nastavení pro polohový snímač v CatmanEasy je na Obr. 71. Pro dané nastavení byla citlivost výstupního napěťového signálu  $0,0721 \text{ V} \cdot \text{mm}^{-1}$ .



Obr. 71 Nastavení výstupní veličiny pro napěťový signál ze snímače polohy

Kalibrace snímačů síly se provedla pro rozsah napětí (0 až 5) V. Bylo změřeno napětí při nezatíženém snímači (0 N) a následně napětí při zatížení tělesem o známé hmotnosti. Následně se závislost nastaví přímo v softwaru CatmanEasy obdobně jako pro snímače polohy.

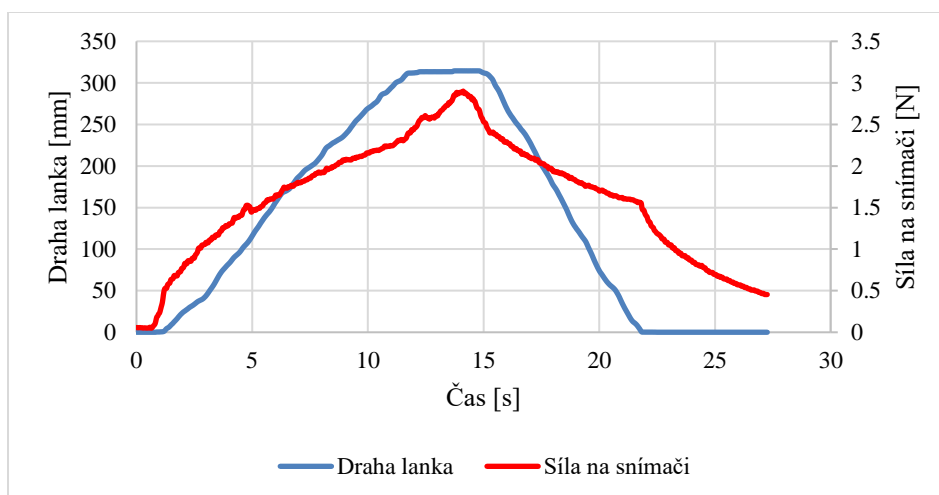
Po kalibraci snímačů proběhlo také zkušební měření. Byla měřena závislost síly, kterou působí navíjecí pružinka snímače polohy na výsuvné lanko na okamžitém vysunutí tohoto lanka. Měření proběhlo pro oba snímače. Výsledky z toho zkušebního měření se současně použily pro další zpřesnění výpočtového multibody modelu mechanismu. Měřením se získala informace o tuhosti navíjecích pružinek pro oba snímače. Výsledky z měření jsou v Graf 2.



Graf 2 Závislost síly vratné pružiny na vysunutí lanka (řadící snímač).

Z uvedené závislosti lze vyjádřit tuhosti pružiny, nebo použít přímo uvedenou rovnici proložení závislosti mocninnou řadou, pro definování síly do výpočtového modelu. Charakteristika vratné pružiny je mírně degresivní. Špičky síly v krajních polohách jsou způsobeny v nule přechodovým stavem a v krajní poloze (317 mm) působením síla již při maximálním vysunutí lanka. Obdobně byly vyhodnoceny data pro druhý snímač, kde charakteristika pružiny byla velmi podobná.

Z reálného měření bude výstupem informace o dráze, kterou vykoná lanko příslušných snímačů a síle na snímačích v jednotném měřeném čase. Výsledek takového měření je v Graf 3. Průběh na tomto grafu potvrzuje charakteristiku pružiny, kdy maximální vratná síla lanka je při jeho maximálním vytažení.



Graf 3 Dráha lanka snímače a síla od vratné pružinky, měřeno v jednotné časové doméně.

## 7 VALIDACE KONSTRUKČNÍHO NÁVRHU NUMERICKOU SIMULACÍ

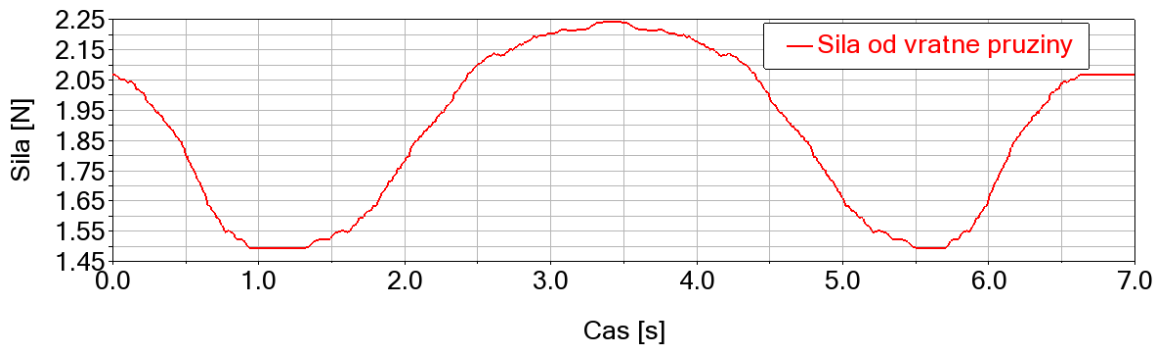
Cílem validace je ověřit funkčnost navrženého zkušebnímu stavu ve virtuálním prostředí. Základní funkčnost mechanismu byla ověřena v rámci 3D modelu v softwaru Creo, kde byl sestaven pohyblivý mechanismus. Zde bylo ověřeno, zda nedochází při žádné poloze řadicí páky ke kolizím. Pro pokročilejší analýzu byl vytvořen multibody model v softwaru MSC Adams View. **Tvorba MBS modelu zařízení byla nezbytnou součástí práce, protože tento model umožňuje vyhodnocení dat získaných ze snímačů z reálného měření a převést je na skutečné hodnoty.** Pohyb MBS modelu je definován pomocí importovaných dat ze snímačů polohy s údaji o dráze lanek snímačů polohy, v závislosti na čase. Pro takto definovaný pohyb se pomocí simulací určí požadované reálné hodnoty řadicího mechanismu.

### 7.1 TVORBA MBS MODELU A POUŽITÉ VAZBY

K vytvoření výpočtového modelu byly využity modely součástí z programu Creo Parametric, vytvořené v rámci konstrukčního návrhu. Součásti byly převedeny ze standardního formátu (*prt, asm*) souboru na typ souboru *parasolid* a následně importovány do Adamsu. Všechny součásti byly importovány vůči jednotnému souřadnému systému, který byl zvolen do průniku osy páky a osy otáčení pro řadicí pohyb. Mezi importovanými tělesy, které představují pevné spojení, byly zavedeny vazby *Fixed Joint*. Řadicí páka je k pevné konzole připojena dvojicí rotačních vazeb *Revolute joint*. Stejná vazba je použita pro panty snímačů polohy. Snímače síly, které byly nahrazeny zjednodušeným tělesem jsou k rámu připojeny sférickou vazbou *Spherical joint*. Pro měření síly na snímačích je mezi dva válce představující snímač síly zavedeno spojení *Fixed joint*. V tomto spojení je zavedeno měření síly ve vertikálním směru (lokální osa *y* tělesa snímače). Kloubový spoj mechanismu je nahrazen vazbou *Hooke joint*. Spojení mezi snímači polohy a rámem pro připojení ok lanek snímače bylo zajištěno válcovou vazbou *Cylindrical joint*, která umožňuje translační a rotační pohyb okolo zvolené osy. Tato vazba byla zavedena mezi pomocný kroužek, rotačně spojený se snímačem a pomocnou kouli, sféricky spojenou s čepem rámu.

### ZAHRNUTÍ STATICKÝCH A DYNAMICKÝCH VLASTNOSTÍ

V rotační vazbě pantů snímačů bylo zavedeno tření, součinitel statického tření 0,1 a dynamického 0,08. Tření s hodnotou statického tření 0,1 a dynamického 0,9 bylo zavedeno také mezi tělesa představující spojení oka lanka snímače a čepu rámu. Tyto hodnoty byly voleny z tabulkových hodnot, dostupných z [54] pro příslušný materiál. Hmotnosti a momenty setrvačnosti pohyblivých těles byly zavedeny podle modelu součástí z prostředí Creo. Hodnoty byly definovány vůči těžišti každého tělesa. Z výsledků zkušebnímu měření, které je popsáno v kapitole 6.5 se určila závislost tuhosti navíjecí pružiny lanek snímačů na jejich vytažení. Tuhost, respektive síla od pružiny musí být do modelu zadána jako funkce okamžitého vytažení lanek snímače. Z naměřených dat byla stanovena závislost síly potřebné k vytažení lanka v závislosti na dráze lanka od 0 mm do 317 mm. Tento průběh již byl vykreslen v Graf 2 v kapitole 6.5. Do výpočtového modelu se tato data importují ve formátu txt, jako *spline*. Mezi přípojná oka snímačů a pevný rám byla definována síla nahrazující vliv tuhosti pružin. Průběh této síly byl zadán jako funkce okamžitého vytažení lanek příkazem *cubspline* (využívá data z měření). Pro měření okamžitého vytažení lanka byl použit příkaz *State variable*, který se následně zadal do argumentu funkce *cubspline*. Průběh takto definované síly pro řadicí snímač je na Obr. 72. Průběh odpovídá síle, kterou působí pružinka reálně použitého snímače na lanko při rážení 1. rychlosti z neutrálu a zpět.

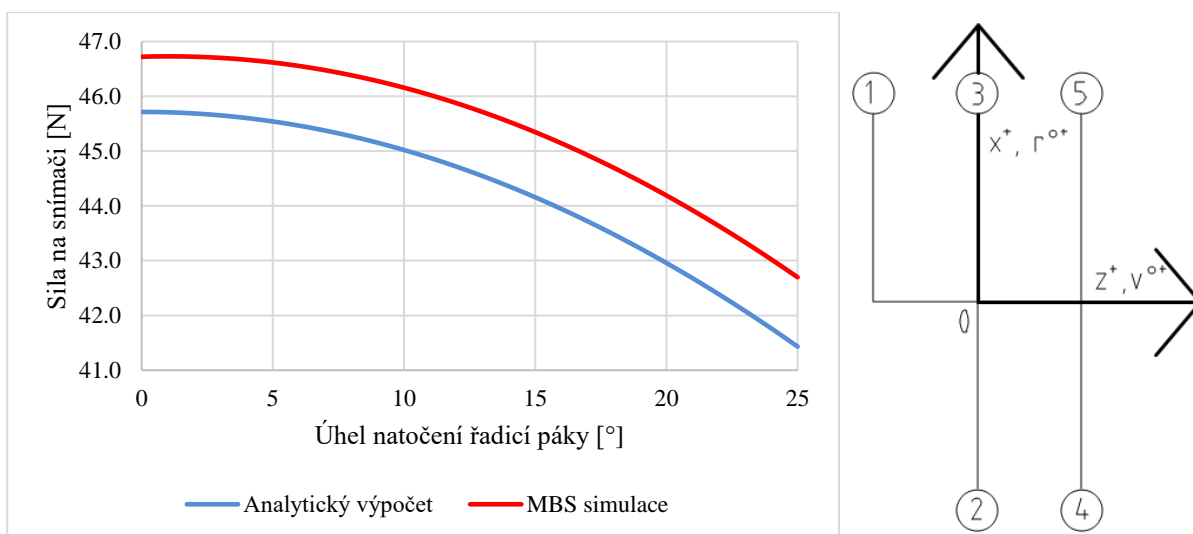


Obr. 72 Síla od lanka působící na snímač polohy při řazení z N-1-N.

## 7.2 VÝSLEDKY SIMULACE

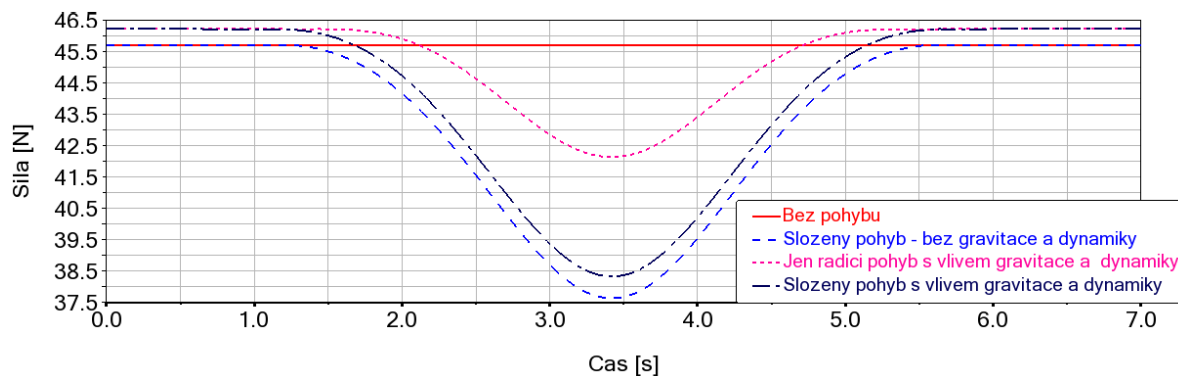
Simulace primárně slouží k určení silového poměru mezi silou ovládací a silou měřenou na snímači. Poměr vyjadřuje kolikrát je síla na snímači menší, než síla působící na páku. Pro stanovení tohoto poměru byly do modelu zavedeny pomocné fiktivní síly o velikosti 100 N. Tyto síly působí v místě ovládní mechanismu, tj. na pomocnou kouli. Síly působí po celou dobu chodu páky horizontálně ve směru globální osy  $x$  pro řadicí pohyb a ve směru globální osy  $z$  pro volicí pohyb. Směry os, v korespondenci s řazením jednotlivých převodů, jsou na Obr. 73 vpravo. Označení  $x^+$  představuje pohyb pákou v kladném smyslu,  $r^{o+}$  značí natočení páky o kladnou hodnotu úhlu. Takový směr působení odpovídá směru reálná řadicí síly. Kladný směr os je volen tak, aby odpovídal vytažení lanek snímačů polohy. Dále používané konvence odpovídají tomuto značení.

Pomocí výpočtového modelu mechanismu byly postupně ověřovány různé vlivu na průběh a velikost tohoto převodu při řazení rychlostních stupňů. Nejvýznamnější vliv na průběh síly na snímačích má samotný pohyb řadicí pákou. Při pohybu se řadicí páka vychyluje od svislé polohy a tím se mění velikost kolmého průmětu ovládací síly k ose páky. Tento vliv byl také ověřen analytickým výpočtem a porovnán s výsledkem ze simulace. Srovnání průběhu určeného analytickým výpočtem a simulací je na Obr. 73. Tento průběh odpovídá pohybu páky pouze v řadicím směru a vychýlení od svislé polohy o  $25^\circ$ .

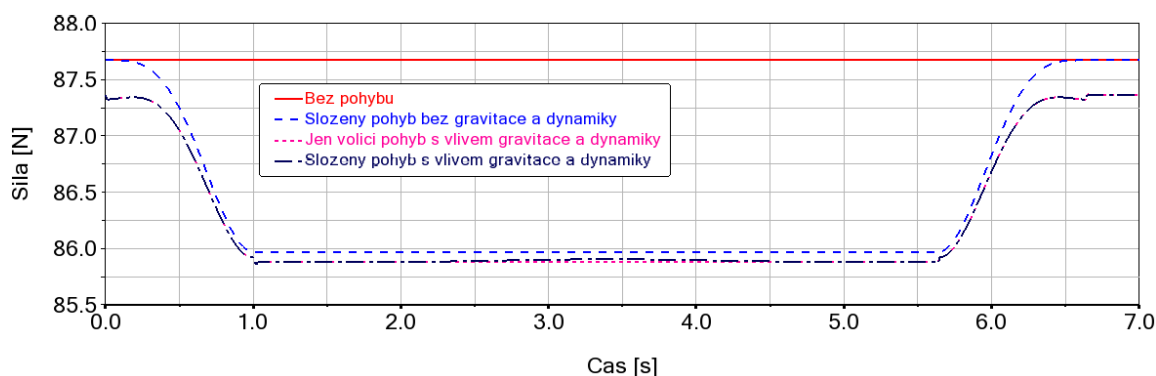


Obr. 73 Vlevo - porovnání síly na snímači určené analytickým výpočtem a MBS simulací se zahrnutím gravitačního zrychlení, vpravo - znaménková konvence pohybů řadicí páky.

Síly na Obr. 73 se neshodují, protože v MBS modelu působí gravitační zrychlení na hmotnost mechanismu. V analytickém výpočtu není gravitační síla zahrnuta. Kromě gravitační síly má na velikost a průběh síly na snímačích vliv hmotnost samotného experimentálního zařízení, momenty setrvačnosti jednotlivých pohyblivých těles, tření ve vazbách a vnější silové účinky. Obecně je proto vliv těchto silových účinků závislý na rychlosti (respektive zrychlení) mechanismu. Porovnání vlivu těchto činitelů pro celkový čas 7 s, což přibližně odpovídá úhlové rychlosti  $10^\circ \cdot s^{-1}$ , na velikost síly na snímačích při řazení je na Obr. 74 a Obr. 75.



Obr. 74 Srovnání vlivů na průběh a velikost síly na řadicím snímači.

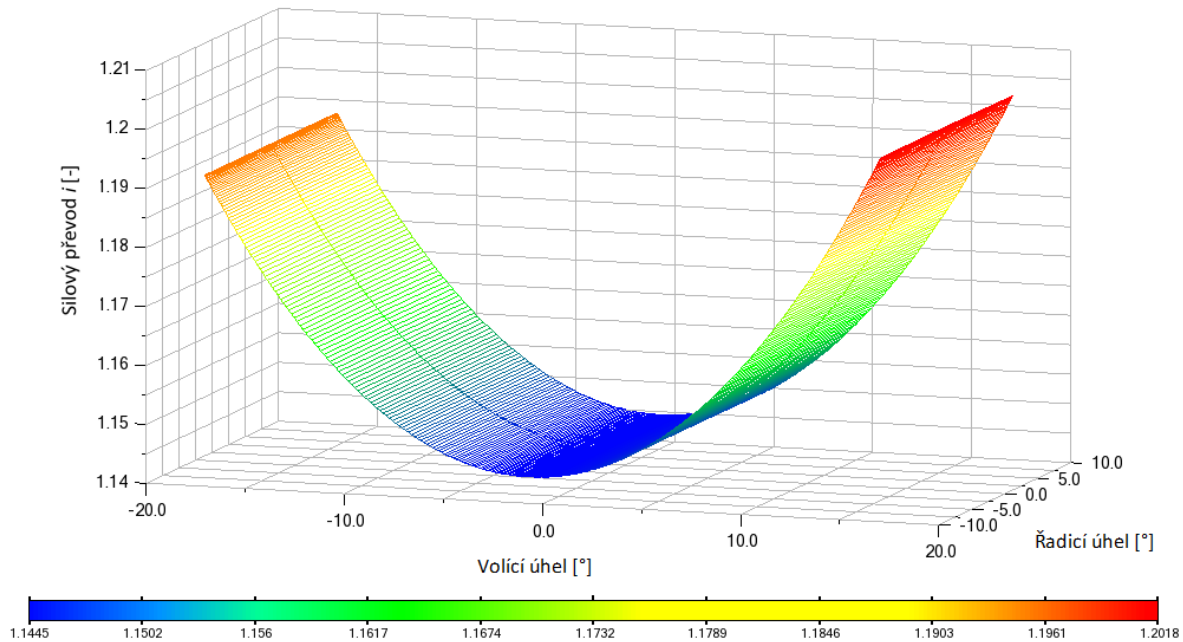


Obr. 75 Srovnání vlivů na průběh a velikost síly na volicím snímači.

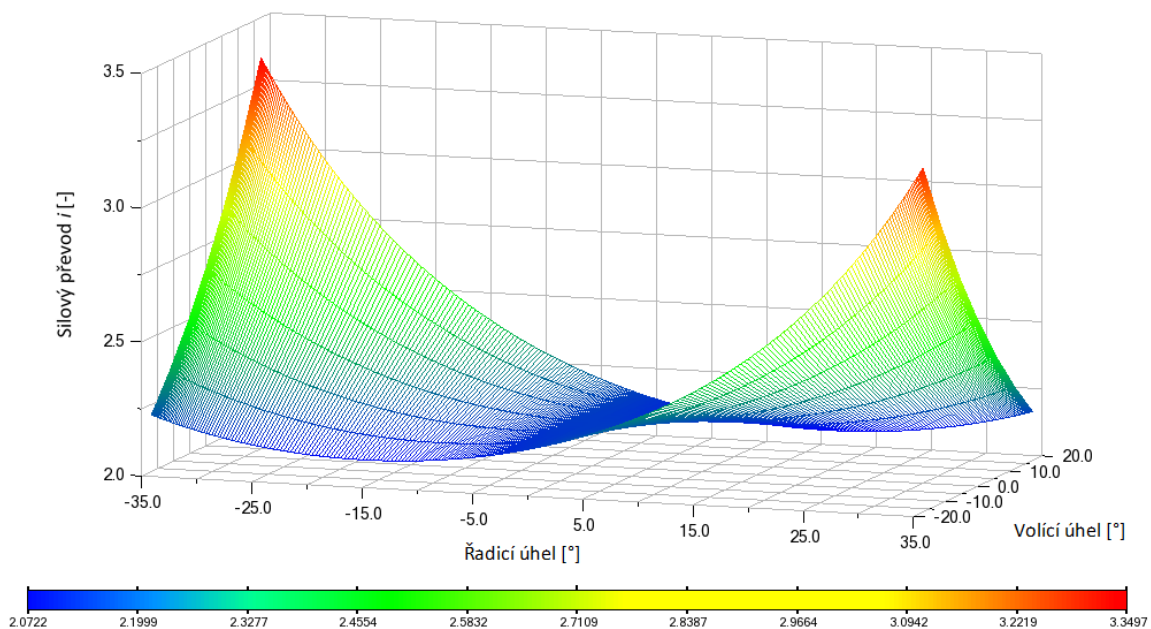
Na Obr. 74 je viditelný zásadní rozdíl v síle na snímači při pouze řadicím pohybu (páka se pohybuje pouze vpřed a vzad) a při pohybu složeném (volicí pohyb i řadicí pohyb). Takový pohyb představuje rotaci okolo nakloněné osy. Vlivem toho se zkrátí kolmá délka ramene, na kterém působí ovládací síla, a proto jsou i síly na snímači nižší. Uvedená charakteristika platí pouze pro případ konstantní velikosti i směru ovládací síly. Při reálném řazení se proto pro překonání stejného řadicího odporu musí v případě řazení rychlostních stupňů kombinovaným pohybem (stupně: 1., 4. a 5.) působit větší řadicí silou. Změna síly na volicím snímači vlivem složeného pohybu je téměř zanedbatelná, protože při volicím pohybu se páka vychýlí jen o malý úhel a koná rotaci okolo jedné osy.

Pro správné vyhodnocení naměřených dat proto musí být určený okamžitý převodový poměr mezi ovládací silou a silou na snímači, ve kterém jsou všechny uvedené vlivy zahrnuty. Silový převod se určí jako poměr mezi fiktivní ovládací silou a silou na snímači. Převodový poměr musí být určený pro všechny pohyby páky, které mohou nastat. Za tímto účelem bylo provedeno celkem 20 simulací, zahrnující kombinace řadicího a volicího pohybu. Z dat získaných ze simulace, vyjadřující závislost silového převodu na úhlu natočení řadicí páky, byla vytvořena 3D mapa silových převodů. Tato mapa zahrnuje všechny kombinace úhlů natočení páky

v řadicím i volicím směru, které mohou při řazení rychlostních stupňů nastat. Každé této kombinaci přiřazuje hodnotu převodu- $i$  mezi silou ovládací a silou na řadicím (volicím) snímači. Do výpočtového modelu mechanismu byly tyto hodnoty vloženy do *3D date spline*, kde hodnoty na ose  $x$  jsou řadicí úhel ( $-35$  až  $35$ ) °, hodnoty osy  $y$  jsou převodové poměry a na ose  $z$  je volicí úhel ( $-17$  až  $17$ ) °. Prostorová vizualizace těchto map je na Obr. 76 a Obr. 77.



Obr. 76 3D vizualizace mapy pro určení silového poměru na volicím snímači.



Obr. 77 3D vizualizace mapy pro určení silového poměru na řadicím snímači.

Pro načtení příslušné hodnoty převodu z těchto dat je vytvořena funkce *AKISPL*, kde argumenty jsou okamžitý úhel natočení řadicí páky pro řadicí i volicí směr a výstupem je hodnota silového převodu v daném časovém okamžiku měření.

### 7.3 VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

K datu odevzdání diplomové práce nebylo zkonstruováno experimentální zařízení. Proto vstupní data pro simulaci jsou pouze fiktivní a slouží k přiblížení postupu určení reálné řadicí síly a polohy páky z naměřených dat s použitím výpočtového modelu.

#### 7.3.1 POSTUP PRO VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Výsledkem reálného měření v kabině traktoru jsou data ze snímačů síly a polohy. Jedná se o informaci o dráze lanka snímače polohy v závislosti na čase a o síle na snímači síly v závislosti na čase. Naměřená data se zpracují, jak je uvedeno v kapitole 6.5 a uloží se do textového formátu *txt*, který je vhodný pro import dat do softwaru Adams. **Data ze snímačů jsou vstupním parametrem pro numerickou simulaci.**

Do vytvořeného MBS modelu se importují naměřená data ze snímačů výchylky jak pro řadicí, tak volicí směr. Tím je definovaný reálný pohyb mechanismu prostřednictvím pohybů lanek snímačů polohy (v modelu jsou nadefinovány *date Spline*, kam se vloží hodnoty z měření). Pro simulaci se nastaví stejný koncový čas jako je čas z reálného měření a velikost kroku odpovídá vzorkovací frekvenci. V modelu je definována funkce pro měření úhlu natočení páky, který je určen reálným pohybem mechanismu z naměřených dat. Na základě informace o úhlu natočení páky je automaticky počítán okamžitý silový poměr mezi ovládací silou a silou na snímači, tak jak popsáno v kap. 7.2.

Do nadefinovaného datového pole se dále importují data ze snímačů síly. Skutečná řadicí síla, odpovídající síle působící na originální hlavici řadicí páky Zetor je pak určena přepočtem naměřených hodnot ze snímačů síly podle vztahu (24). Tento přepočet je nadefinovaný ve výpočtovém modelu. Pomocí jedné provedené simulace se z naměřených dat na snímačích získají skutečné hodnoty síly na řadicí páce.

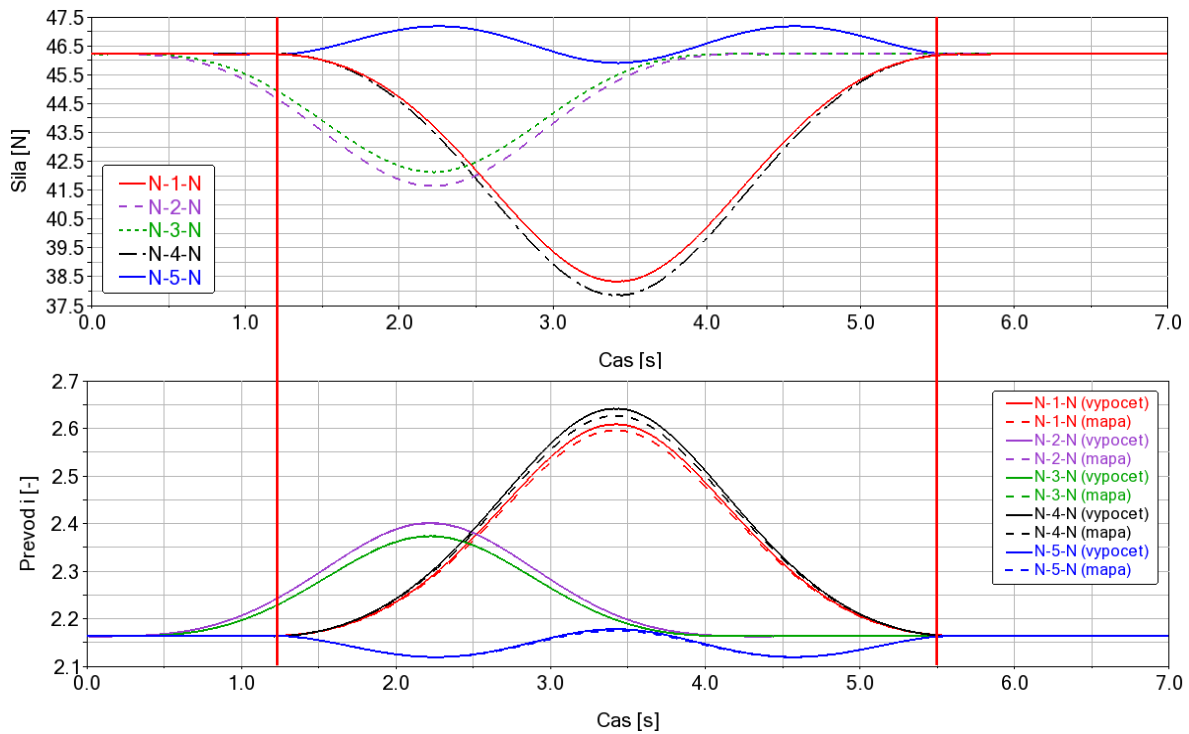
$$F_{\bar{r}} = \frac{F_t \cdot i_t \cdot l_c}{l_0} \quad (24)$$

Kde:  $F_{\bar{r}}$  je reálná řadicí síla na hlavici páky [N];  
 $F_t$  je okamžitá síla na snímači [N];  
 $i_t$  je okamžitý převodový poměr [-];  
 $l_c$  je délka ramene ovládací síly [mm];  
 $l_0$  je délka ramene reálné síly [mm].

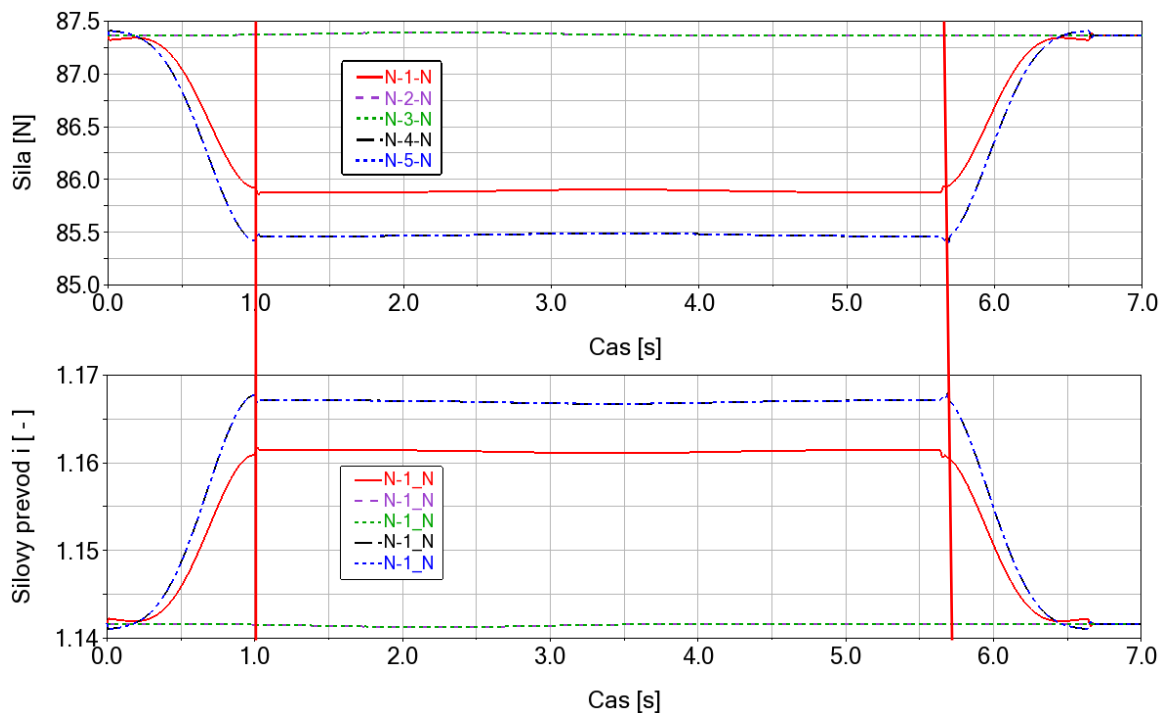
Pro analyzovaný řadicí mechanismus se za proměnnou  $l_c$  dosadí 350 mm a za proměnnou  $l_0$  254 mm. Hodnoty pro  $F_t$  jsou data z měření a  $i_t$  je simulací určený převodový poměr pro aktuální data (výpočet z mapy silových poměrů).

Pro konstantní velikost i směr řadicí a volicí síly, působící spojitě na ovládací kouli, byly provedeny simulace řazení všech rychlostních stupňů z neutrální polohy páky a zpět, v celkovém čase 7 s. Byly změřeny a vykresleny průběhy síly na snímačích ve kterém se projevuje proměnný silový převod při řazení jednotlivých převodů. Série obrázků (Obr. 78 až Obr. 79) je pro srovnání silového průběhu na snímači a k tomu automaticky vypočteného silového převodu (z mapy těchto poměrů). Výslednicí průběhu síly na snímači (definován konstantní ovládací silou) a průběhu převodu sil, je opět konstantní síla, to potvrzuje správnost určování silového převodu. **Na obrázcích jsou červenou svislicí vyznačeny okamžiky**

**přechodu z volicího pohybu na řadicí** (volicí pohyb končí v čase 1 s a řadicí začíná v čase 1,2 s a končí v 5,6 s). Bodům přechodu plně odpovídá změna průběhu síly na snímači.



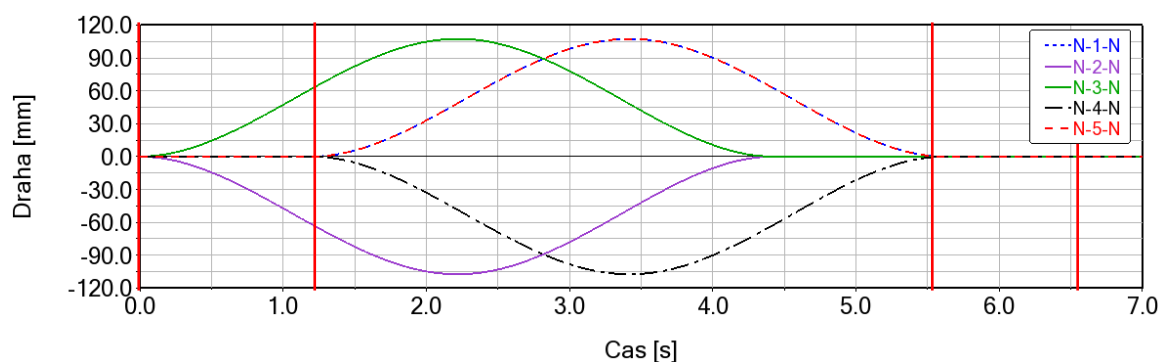
Obr. 78 Nahore průběh sil na řadicím snímači při řazení 1. až 5. rychlosti z neutrálu a zpět, dole srovnání silového poměru vypočteného a načteného z mapy.



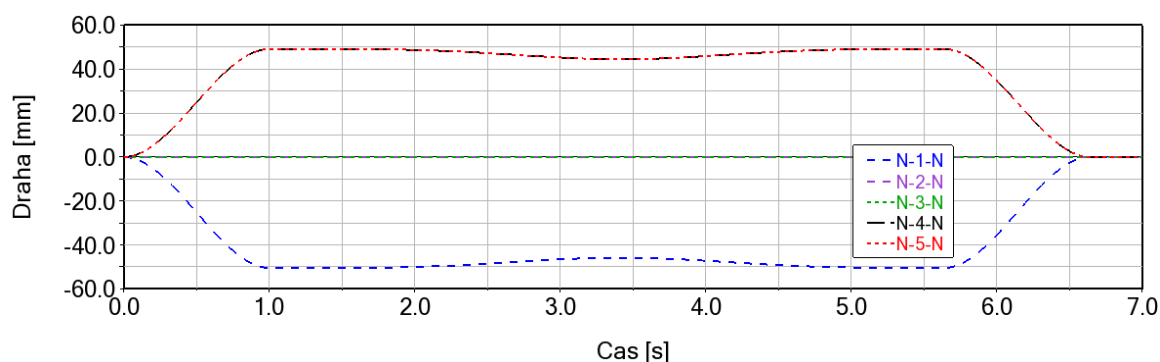
Obr. 79 Nahore, průběh sil na volicím snímači při řazení 1. až 5. rychlosti z neutrálu a zpět, dole průběh silového poměru, odpovídající okamžité síle na snímači.

Na Obr. 78 dole jsou pro porovnání uvedeny průběhy silových poměrů určených výpočtem z měřené síly na snímači (v legendě obrázku označeno *výpočet*) s vypočtenými z definované mapy hodnot (v legendě-*mapa*). K největšímu rozdílu dochází při řazení 4. rychlosti, kde maximální chyba je 0,59 %. Pro 1. rychlost je maximální chyba 0,54 %. V rámci požadované přesnosti měření a celkové přesnosti pohybů řadicího mechanismu jsou uvedené odchylky v určení silového poměru zanedbatelné. Zpřesnění určování silového převodu by bylo možné zajistit provedením většího počtu simulací s jemnějším krokem úhlového přírůstku.

Druhým vyhodnocovaným parametrem je reálná poloha (dráha), kterou urazí ovládací hlavice řadicí páky Zetor při řazení jednotlivých stupňů. Pro ideální případ, kdy zařazení jednotlivých převodových stupňů odpovídá vždy shodná dráha pohybu pákou (respektive úhel natočení) je vyhodnocení této polohy z naměřených dat na Obr. 80 a Obr. 81. Převody 2. a 3. se řadí pouze řadicím pohybem, proto dráhy (na Obr. 80 fialová a zelená křivka) začínají v čase 0 s, zatímco pohyb řadicí pro ostatní rychlosti začíná až po dokončení pohybu voličního. Časový úsek, ve kterém probíhá pouze voliči pohyb, je na Obr. 80 ohraničený červenými svislicemi.



Obr. 80 Dráha hlavice řadicí páky, vykonaná při řazení 1. až 5. rychlosti v řadicím směru.

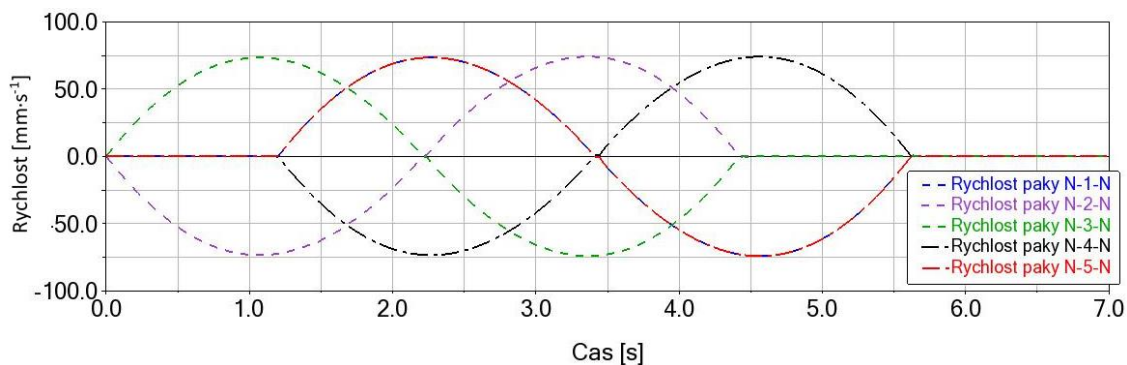


Obr. 81 Dráha hlavice řadicí páky, vykonaná při řazení 1. až 5. rychlosti ve voličím směru.

Pomocí multibody modelu experimentálního zařízení, lze po nadefinování pohybu z reálného měření analyzovat všechny požadované parametry. Určit lze například zrychlení, respektive zpomalení a rychlost pohybu páky při řazení jednotlivých stupňů. Průběh sil a všech dalších parametrů může být kromě časové závislosti vyjádřen také jako funkce úhlu natočení páky, nebo polohy hlavice řadicí páky.

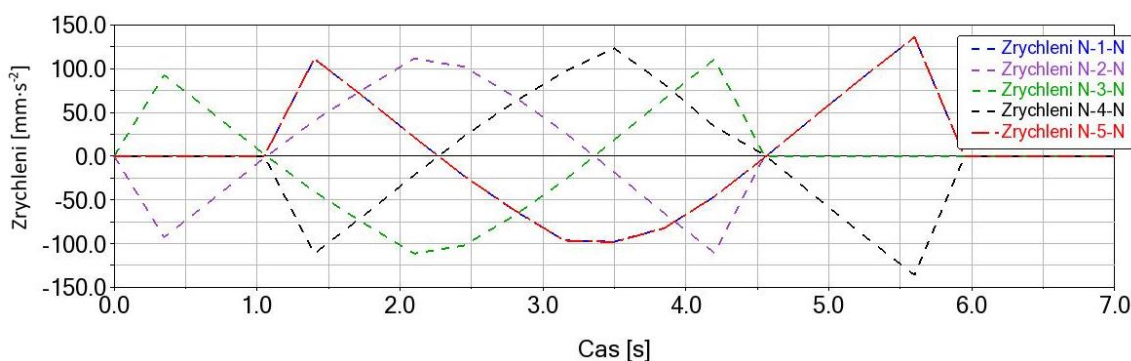
Z hlediska posouzení vlivů na výsledné silové účinky je podstatná informace o rychlosti a zrychlení, respektive zpomalení pohybu řadicí páky. Proto se v rámci simulace řadicího procesu vyhodnocují také tyto veličiny. Na Obr. 82 je průběh translační rychlosti bodu originální hlavice

řadicí páky v řadicím směru. Průběh rychlosti tohoto bodu je vyhodnocován pro stejné časy řazení jako v případě hodnocení dráhy na Obr. 80. Průběhy rychlostí pohybu páky plně odpovídají průběhům její dráhy na Obr. 80 kdy krajní poloze páky odpovídá její nulová rychlost. Průběhy těchto rychlostí pro jednotlivé převodové stupně jsou na Obr. 82 barevně rozlišeny.



Obr. 82 Průběh translační rychlosti bodu hlavice řadicí páky při řazení 1. až 5. rychlosti.

Na Obr. 83 jsou uvedeny průběhy zrychlení bodu hlavice páky odpovídající rychlostem na Obr. 82. Maximálních hodnot zrychlení páka dosahuje v okamžiku přechodu z klidového stavu na pohyb, kdy mohou v mechanismu vnikat vlivem prudkého pohybu rázy, projevující ve velikosti zrychlení.



Obr. 83 Průběhy zrychlení bodu na hlavici řadicí páky při řazení 1. až 5. rychlosti.

Předložený výpočtový model představuje nástroj, pomocí kterého se získají kompletní informace z celého řadicího procesu na základě kterých mohou být navrženy další konstrukční úpravy řadicího systému s cílem odstranit jeho nedostatky zjištěné pomocí provedení experimentu.

## ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce, zaměřené na problematiku velikosti řadicích sil traktorů, bylo navrhnout experimentální zařízení pro měření velikosti síly potřebné k řazení přímo na páce v kabině traktoru. Návrh experimentálního zařízení byl proveden pro konkrétní předem zadanou geometrii řadicího mechanismu a kabiny traktorů Zetor s bovdenovým řadicím mechanismem. Typově se jedná aktuálně o modelovou řadu Forterra a Crystal. Navržené experimentální zařízení bude sloužit pro analýzu stavu současně používaného řadicího mechanismu s cílem jeho optimalizace.

Pro možnost posouzení vlivu konstrukce řadicího mechanismu na výsledné naměřené velikosti řadicích sil je součástí práce rozbor konstrukce běžně používaných řadicích mechanismů mechanických předlokových převodovek. Základní celky řadicího mechanismu těchto převodovek jsou vnitřní mechanismus (uvnitř převodové skříně) zahrnující spojovací a synchronizační ústrojí a mechanismus vnější, který slouží k ovládnutí vnitřního mechanismu. Výslednou řadicí sílu v rámci vnitřního mechanismu značně ovlivňuje konstrukce použitých synchronizačních spojek. Proto jsou v práci uvedeny nejvíce používaná řešení, u kterých je rozebrán vliv jejich konstrukce na řadicí sílu. Z hlediska vnějšího mechanismu řazení má zásadní vliv na velikost řadicích sil, ale také na ergonomii obsluhy, přenos rázu, hluku a vibrací z hnacího ústrojí do kabiny stroje umístění, geometrie a uložení samotné řadicí páky, ale především použité spojovací členy mezi řadicí pákou a vnitřním řadicím mechanismem. Zde jsou uvedeny běžně používaná starší i současná řešení, opět se zaměřením na posouzení vlivu konstrukce na výslednou řadicí sílu. Pro každé provedení jsou uvedeny jeho základní přednosti a nedostatky. Cílem části práce věnované problematice řadicích mechanismů bylo poskytnout přehled o vlivu konstrukce na výsledné velikosti řadicích sil a možnostech, jak případně řadicí systém optimalizovat.

Pro posouzení současného stavu konstrukce bovdenového řazení traktorů Zetor je na základě konkrétní geometrie proveden rozbor všech silových vlivů částí řadicího mechanismu od řadicích tyčí po ovládací páku v kabině traktoru na velikost řadicí síly. Silový rozbor současně slouží pro posouzení výsledků z konkrétního měření s možností snazšího určení, který silový účinek má vliv na výsledné parametry. Z hlediska geometrie řadicího mechanismu má na výsledné parametry zásadní vliv celkový převodový poměr mezi ovládací silou na řadicí páce a silou, která ovládá řadicí spojky. Pro zadanou geometrii traktoru je tento poměr 1:9,56 a byl určený z rozboru ve statické poloze páky. Pro možnost srovnání konstrukčních řešení a parametrů řadicích mechanismů jsou v práci uvedeny řadicí mechanismy vybraných traktorů o výkonu okolo 100 koní s manuálně řazenou hlavní převodovkou.

Protože řešená problematika zasahuje do několika technických disciplín, je kapitola práce věnována přehledu měřicích zařízení a snímačů běžně používaných v technické diagnostice. Na základě tohoto přehledu byly jako nejvhodnější snímače pro konstrukci experimentálního zařízení vybrány odporové tenzometrické snímače síly a odporové lankové snímače polohy. Pro analýzu řadicích sil přímo v kabině stroje používá většina zahraničních i domácích výrobců, zabývajících se technickou diagnostikou vozidel víceosé snímače, umožňující měření přímo na originální řadicí páce, nebo plně automatizované řadicí roboty. Nejjednodušší řešení měření řadicích sil je prostřednictvím přídavné páky, ze které se síla přenáší přes jednoosý snímač na původní páku. Přesnost měření je ale ovlivňována hmotností pomocného mechanismu, jeho momenty setrvačnosti a třením v pohyblivých vazbách. Z důvodů dobré dostupnosti potřebných snímačů byla přesto volena tato koncepce.

Pro konstrukci experimentálního zařízení byly zadány konkrétní požadavky. Hlavním požadavkem bylo použít běžně dostupné snímače síly s předem zadaným měřicím rozsahem a dále plně zohlednit omezený prostor okolo řadicí páky, tak aby pro montáž zařízení nebyly nutné složité úpravy. Na základě zadaných požadavků je finální konstrukce vybrána metodou vážených hodnot ze tří koncepčních návrhů. Z konstrukčního hlediska je zařízení navrženo jako svařenec z běžně dostupných, nebo snadno vyrobitelných profilů. Pro spojení jednotlivých celků jsou použity běžné strojní součásti. Celková hmotnost pohyblivé části experimentálního zařízení je 1,55 kg. Návrh konstrukce je zpracován ve formě 3D modelu. Chování navržené konstrukce v provozních podmínkách bylo ověřeno základní modální analýzou jednotlivých částí a harmonickou analýzou provedenou v rozsahu provozních frekvencí od 0 do 120 Hz. První vlastní frekvence rámu pro připojení ok snímačů je 217,3 Hz, ostatní součásti mají první vlastní frekvenci vyšší, konstrukce tak plně vyhovuje předpokládanému provozu. Experimentální zařízení může být použito pro maximální velikosti ovládací síly na pomocné kouli 109 N, což odpovídá síle 150 N na hlavici originální páky.

Pro navržené zařízení byl sestaven měřicí řetězec pro měření síly potřebné k řadicímu a volicímu pohybu páky, snímání polohy páky a měření provozní teploty převodovky. Protože hodnoty naměřené na snímačích přímo neodpovídají hodnotám síly, která působí na řadicí hlavici, bylo nezbytnou součástí práce vytvoření multibody modelu navrženého experimentálního zařízení v softwaru MSC Adams View. Tento model slouží k určení reálných ovládacích sil z naměřených dat. Pro zpřesnění vyhodnocení měřených dat byly do tohoto modelu zahrnuty důležité silové účinky působící na mechanismus. Celkem bylo provedeno 20 simulací pohybů řadicí páky v celkovém rozsahu v řadicím směru (od - 35 do + 35) ° a ve volicím (od -17 do + 17) ° vůči klidové poloze. Z provedených simulací byl získán soubor dat popisující závislost silového převodu mezi ovládací a měřenou silou na úhlovém natočení páky. Tato data byla zpracována a zakomponována do multibody modelu ve formě 3D mapy, ze které se při simulaci naměřených hodnot automaticky načte okamžitý silový poměr. Tím byl vytvořen nástroj, který na základě definovaného pohybu prostřednictvím vložených dat ze snímačů polohy přepočte naměřené síly na snímačích na reálnou sílu, kterou se působilo na páku. Experimentální zařízení spolu s multibody modelem přináší možnost kompletní analýzy procesu řazení přímo v kabině traktoru v reálném provozu, bez nutnosti složitých úprav. Výsledky mohou být velmi přínosné zejména z hlediska možností další optimalizace, odstranění případných nedostatků, což ve finále může vést ke snadnější obsluze stroje, menší námaze a únavě řidiče, vyššímu komfortu a spokojenosti obsluhy a tedy i bezpečnosti provozu.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vydání. Praha 2 - Vinohrady: Vydavatelství odborného tisku Profi Press s. r.o, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [2] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2006. ISBN 80-239-6463-1.
- [3] JAN, Zdeněk. *Automobily: Převody*. 5. vydání. Brno: Avid, spol., 2018. ISBN 978-80-87143-39-1.
- [4] PUROHIT, K., H. PRAJAPATI, D.D PATEL, D.M PATEL a K.J PAREKH. *Paper on Development of Automatic Gear Shifting Mechanism* [online]. 2016. [cit. 2021-3-28]. Dostupné z: <http://www.ijserd.com/articles/IJSRDV3I120326.pdf>
- [5] OBŮRKA, Stanislav. *Traktory*. Brno: VUT Brno, 1989. ISBN 80-214-0081-1.
- [6] LECHNER, Gisbert a Harald NAUNHEIMER. *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Applications*. Berlín: Springer, 1999. ISBN 3-540-65903-X.
- [7] FISCHER, Robert, Ferit KÜÇÜKAY, Gunter JÜRGENS, Rolf NAJORK a Burkhard POLLAK. *The Automotive Transmission Book*. Switzerland: Springer, 2015. ISBN 978-3-319--37937-1.
- [8] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vydání. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0.
- [9] Náhradní díly traktorů Zetor 25, 25A, 25K, Motokov Praha, 1955.
- [10] Traktor Zetor 50 Super, Státní zemědělské nakladatelství Praha, 1962.
- [11] LUPOMĚCH, František. *Traktory Zetor: Modelové řady Z 5011 - Z 7341(r. v. 1980 - 2004) / Konstrukce, údržba, seřizování a zaměnitelnost dílů*. Brno: Computer Press, 2010. ISBN 978-80-251-2640-0.
- [12] LUKEŠ, Miroslav. *Traktory Zetor UŘ III a Forterra*. Praha: Profi Press, 2018. ISBN 978-80-86726-87-8.
- [13] ŠUMAN - HREBLEY, Marián. *Historie traktorů Zetor*. Brno: CPress, 2012. ISBN 978-80-264-0042-4.
- [14] Brožura. *DEUTZ-FAHR 5105 - 5115 – 5125*. [online]. [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: <https://www.deutzfahr.cz/userfiles/brozura-velka-5-cz-7-8-mala-15348391680204.pdf>
- [15] Gear synchro – X-engineer [online]. [cit.2020-10-13]. Dostupné z: <https://x-engineer.org/automotive-engineering/drivetrain/transmissions/gear-synchro/>
- [16] VW Service. *Self-Study Programme 237, Manual gearbox 02T, Design and Function*. [online]. [cit. 2020-11-12]. Dostupné z: [http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_237\\_d2.pdf](http://www.volkswagen.net/technik/ssp/ssp/SSP_237_d2.pdf)

- [17] KAPLAN, Zdeněk. Studijní opory VUT.
- [18] BACK, Otmar. *Basics of Synchronizers*. HOERBIGER. 2013. [online]. [cit. 2020-10-13]. Dostupné z: [https://www.hoerbiger.com/upload/file/2013\\_basicsofsynchronizers.pdf](https://www.hoerbiger.com/upload/file/2013_basicsofsynchronizers.pdf)
- [19] Historie. *Zetor 1946 až 2021* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://zetor75.cz/>
- [20] Zetor Tractor a.s. *Zetor* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/>
- [21] John Deere. *John Deere Parts Catalog* [online]. [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://partscatalog.deere.com/jdrc/navigation/equipment/1665867>
- [22] Návod k obsluze traktorů 5075M: (Stage V), 5090M, 5100M a 5115M (Stage IIIB) (evropské vydání, listopad 2020). *John Deere Technical Information Store* [online]. 2020 [cit. 2021-03-17]. Dostupné z: <https://techpubs.deere.com/en-US/Search/Equipment>
- [23] Deutz Fahr. *Produkty*. [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.deutzfahr.cz/traktory/rada-5/5g/>
- [24] Eagrotec.cz. *Prospekt traktoru T5 Utility*. [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.eagrotec.cz/getattachment/792f4ee5-5c15-4589-b75e-3754e58852a2/Prospekt-traktoru-T5-Utility.aspx>
- [25] Materiály poskytnuté firmou Agrotec, zemědělská technika. <https://www.eagrotec.cz/>
- [26] Katalog náhradních dílů. [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.mynhistore.com/eu/en/caseih/tractors/agricultural/farmall/tractor-wcab-stage-v/general-pictorial-index/pictorial-index-transmission-mechanical/cn/2867445E-0F06-4ADB-A2FE-C20BD95121A0>
- [27] ŠTĚTINA, Josef. BRISTLE CONSULTING ENGINEER. *Řídící a měřicí systémy pro automobilový průmysl*. [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.bristle.cz/wp/>
- [28] MAZŮREK, Ivan. Přednášky k z předmětu Experimentální metody. VUT, FSI. 2020.
- [29] TŮMA, Jiří. *Vehicle gearbox noise and vibration: measurement, signal analysis, signal processing and noise reduction measures*. Chichester: John Wiley, 2014, 243 s. ISBN 9781118359419.
- [30] ĎAĎO, Stanislav a Marcel KREIDL. *Senzory a měřicí obvody*. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-01-01500-9.
- [31] JENČÍK, Josef a Jaromír VOLF. *Technická měření*. Praha: ČVUT Praha, 2000. ISBN 8001021386.
- [32] NOVÁK, Martin. *Technická měření*. Praha: ČVUT Praha, 2018. ISBN 978-80-01-06388-0.

- [33] MEGATRON. *Megatron - komponenty pro automatizaci* [online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.megatron.cz/rc20>
- [34] Podklady k předmětu Senzory a měření. ČVUT Praha, Fakulta elektrotechnická. 2015.
- [35] HBM, měřicí technika. [Online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.hbm.cz/>
- [36] Measure system and senzors Kistler. [Online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.kistler.com/en/>
- [37] Ifm.com. *Sensors, networking and controls systém*. [Online]. [cit. 2021-03-18]. Dostupné z: <https://www.ifm.com/cz/cs>
- [38] SOVA, Jan a Jan KOVÁŘ. *Termokary a pyrometry* [online]. 2014 [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: [https://automa.cz/cz/casopis-clanky/termokamery-a-pyrometry-2014\\_02\\_52891\\_7333/](https://automa.cz/cz/casopis-clanky/termokamery-a-pyrometry-2014_02_52891_7333/)
- [39] Workswell s.r.o. *Termokamery a pyrometry – princip měření, vlastnosti a využití* [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://allforpower.cz/>
- [40] VLČEK, Jan. *Optimalizace řazení soutěžního vozu*. Plzeň, 2014. Disertační. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní, katedra konstruování strojů. Vedoucí práce Ladislav Němec.
- [41] VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Brno: Vlk, 2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [42] ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A KOLEJOVÝCH VOZIDEL, ČVUT [online]. Praha [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.fs.cvut.cz/ustavy/sekce-ustav-automobilu-spalovacich-motoru-a-kolejovych-vozidel/ustav-automobilu-spalovacich-motoru-a-kolejovych-vozidel-12120/ustav-12120/>
- [43] Haußmann Industrieelektronik [online]. Germany [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.sh-el.de/en/>
- [44] GRC ATESTEO. *Drivetrain Testing for All Types of Drivetrains*. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.atesteo.cn.com/en/>
- [45] SIERRA. *Vehicle testing*. [online]. USA [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.sierrainstruments.com/autotest/>
- [46] Materiály poskytnuté firmou Zetor Tractors a.s.
- [47] CELESCO TRANSDUCER. *Intertechnology*. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <http://www.celescotransducers.com/>
- [48] T.E.A. TECHNIK. *Lineární vedení a pohony*. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/>
- [49] Techportal.cz. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.techportal.cz/>

- [50] FERONA ONLINE. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/>
- [51] FEROMAT. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://shop.feromat.cz/>
- [52] How Manual Transmissions Work. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://auto.howstuffworks.com/transmission.htm>
- [53] SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Martin Hartl, Miloš Vlk. Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [54] PORTÁL PRO STROJNÍ KONSTRUKTÉRY. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/>
- [55] ELESA+GANTER. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.elesaganter.cz/cs/cze>
- [56] Jízdní kola, elektrokola a cyklo doplňky. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.mojekolo.cz/>
- [57] GM electronic. [online]. [cit. 2021-03-19]. Dostupné z: <https://www.gme.cz/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha elektrod
$\varepsilon_0$	[A · s · V <sup>-1</sup> · m <sup>-1</sup> ]	Permitivita vakua
$\varepsilon_r$	[-]	Relativní permitivita materiálu
$\mu$	[-]	Poissonovo číslo
3D		Trojrozměrný
$C$	[F]	Kapacita kondenzátoru
CAD		Computer Aided Design
$d$	[m]	Vzdálenost mezi elektrodami kondenzátoru
$E$	[Pa]	Modul pružnosti v ohybu
$F_A$	[N]	Axiální síla
$F_{L\dot{r}}$	[N]	Síla k pohybu řadicího lanka
$F_{Lv}$	[N]	Síla působící na volící lanko
$F_M$	[N]	Síla měřená na snímači síly
$F_o$	[N]	Ovládací síla
$F_p$	[N]	Ovládací síla řadicí páky
$F_{\dot{r}}$	[N]	Velikost řadicí síly
$F_{\dot{r}v}$	[N]	Síla působící na řadicí páku k volicímu pohybu
$F_t$	[N]	Okamžitá velikost měřené síly na snímači
$F_{\dot{r}}$	[N]	Síla k přesunutí řadicí tyče
$F_{tk}$	[N·m]	Moment čepového tření kloubu
$F_{tl}$	[N]	Třecí síly mezi lankem a bovdenem
$F_{tM}$	[N]	Deformační síly od manžety
$F_{tp}$	[N]	Třecí síla mezi řadicím palcem a řadicí tyčí
HD		Heavy duty - těžký
HSX		Hydraulic shift (hydraulické řazení násobiče i reverzace)
IRC		Incremental Rotary enCoder -
$i_{\dot{r}}$	[-]	Celkový převodový poměr řadicího mechanismu
$i_t$	[-]	Okamžitý převodový poměr sil
$i_v$	[-]	Celkový převodový poměr volícího mechanismu
JD		John Deere
$k_{1,2,3}$	[-]	Bezrozměrné výpočtové konstanty
$L$	[m]	Délka řadicí páky od středu otáčení po bod působení síly $F_{\dot{r}}$

$l$	[m]	Délka vodiče
$l_0$	[m]	Délka řadicí páky od osy rotace po působišť řadicí síly
$l_{01}$	[m]	Délka od středu otáčení původní páky, po střed otáčení pomocné páky
$l_1$	[m]	Délka řadicí páky
$l_2$	[m]	Délka ramene ovládání řadicí tyče
$l_c$	[m]	Délka ramene ovládací síly
LVDT		Linear Variable Differential Transformer – lineární proměnný diferenciální transformátor
MBS		Multi Body Systém
$M_o$	[N·m]	Velikost ohybového momentu na snímači
$M_{řh}$	[N·m]	Moment potřebný k otáčení řadicí hřídele
$M_S$	[N·m]	Synchronizační moment
$M_t$	[N·m]	Moment čepového tření
$N$		Blízko
$R$	[ $\Omega$ ]	Elektrický odpor vodiče
$r_1$	[m]	Délka ramena r1 mechanismu
$r_1$	[m]	Délka ramene nositelky měřené síly od svislé osy páky
$r_2$	[m]	Délka ramena r2 mechanismu
$r_3$	[m]	Délka ramena r3 mechanismu
$r_4$	[m]	Délka ramena r4 mechanismu
$r_5$	[m]	Délka ramena r5 mechanismu
$r_6$	[m]	Délka ramena r6 mechanismu
$R_{EH}$	[Pa]	Mez kluzu materiálu
$r_k$	[m]	Střední poloměr kuželové plochy
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu vodiče
$Sl$		Kluzný
$S_p$	[m]	Dráha řadicí páky v místě působení síly $F_p$
$S_t$	[m]	Dráha posunu řadicí tyče při přerazení
$St$		Pevný
$U$	[V]	Napětí
UŘ		Unifikovaná řada
$v_p$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pohybu řadicí páky
$v_t$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pohybu řadicí tyče

---

$\mu_K$	[-]	Součinitel tření ploch
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota materiálu
$\rho_v$	[Ω·m <sup>-1</sup> ]	Měrný odpor materiálu vodiče
$\varphi$	[°]	Úhel natočení řadicí páky

## SEZNAM PŘÍLOH

- I. Příloha I. 3D model experimentálního zařízení ve formátu STP.
- II. Příloha II. Statický rozbor experimentálního zařízení.