



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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH SEKVENČNÍHO ŘAZENÍ VOZIDLA

DESIGN OF VEHICLE SEQUENTIAL GEARBOX

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Šardický

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: Bc. Jakub Šardický
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D.
Akademický rok: 2017/18

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:

Konstrukční návrh sekvenčního řazení vozidla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vytvoření kompletního konstrukčního návrhu přestavby standardního mechanismu řazení závodního automobilu na plně mechanický sekvenční systém řazení převodových stupňů.

Cíle diplomové práce:

Rešerše sekvenčních systémů řazení závodních automobilů.
Sestavení principiálního návrhu přestavby.
Kinematická analýza a optimalizace navrženého systému.
Detailní konstrukční návrh sekvenčního systému řazení.
Pevnostní analýza základních navržených součástí.

Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA Jiří. Automobily (2): Převody. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 155s. ISBN 978-80-87143-12-4.

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne 1. 11. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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



ABSTRAKT

Práce se zabývá řešením současných sekvenčních převodovek a konstrukční přestavbou synchronní převodovky vozu Škoda Felicia 1,6 MPI na manuální sekvenční převodovku. Na základě zadání je v práci obsažen schématický princip přestavby. Tento princip je následně rozpracován do detailního návrhu a práce se zaměřuje na pevnostní analýzu nově vytvořených dílů přestavby, optimalizaci těchto dílů a kontrolu jejich únavové životnosti. Práce je zakončena teoretickým pokračováním mechanické přestavby na plně elektronickou sekvenční převodovku.

KLÍČOVÁ SLOVA

Převodovka, Škoda Felicia 1.6 MPI, Manuální sekvenční převodovka, Automatická sekvenční převodovka

ABSTRACT

The thesis deals with the search of the current sequential gearboxes and the structural shift of the Škoda Felicia 1.6 MPI synchronous transmission to the manual sequential gearbox. Based on the assignment, the schematic reconstruction principle is included. This principle is then elaborated into a detailed design and the thesis focuses on strength analysis of newly created parts of reconstruction, optimization of these parts and control of their fatigue life. The thesis ends with the theoretical continuation of mechanical conversion to a fully electronic sequential gearbox.

KEYWORDS

Gear box, Skoda Felicia 1.6 MPI, Manual sequential gearbox, Automatic sequential gearbox



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠARDICKÝ, J. Konstrukční návrh sekvenčního řazení vozidla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Hejtmánek, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 15. května 2018

.....

Jakub Šardický



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Petru Hejtmánkovi, Ph.D za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích pro vypracování diplomové práce.

1 OBSAH

Úvod.....	10
1 Sekvenční převodovka.....	11
1.1 Manuální sekvenční převodovka	11
1.2 Automatické sekvenční převodovky.....	13
2 Současné sekvenční převodovky	14
2.1 Sekvenční převodovka Opel.....	14
2.2 Přebodovka Formule 1	14
2.3 Easytronic, systém MTA	16
2.4 Systém SensoDrive	17
2.5 Přebodovka SMG, 7G-Tronic	18
2.6 Sequentronic.....	19
2.7 Sportronic, Dualogic, MMT	20
2.8 Přebodovka Alfa Romeo Selespeed.....	21
2.9 DSG	21
3 Škoda Felicia.....	23
3.1 Motorové parametry	23
3.2 Přebodovka.....	24
3.2.1 Součásti přebodovky	25
4 konstrukční návrh	26
4.1 Zachované díly	29
4.2 Díly přestavby	30
4.3 Tlumič.....	31
5 Analýza kinematiky páky	33
6 Pevnostní analýza nově použitých dílů	36
6.1 Rozložení sil a reakční síly.....	36
6.2 Vnitřní silové účinky	37
6.3 Rozložení sil skrze mechanismus	38
7 Kontrola mechanismu v případě zaseknutí synchronizace	39
7.1 Kontrola mechanismu páky.....	39
7.1.1 Kontrola páky	39
7.1.2 Kontrola hlavního kluzného ložiska na tlak	40
7.1.3 Kontrola hlavního čepu a konzole na otláčení.....	40
7.1.4 Kontrola hlavního čepu na střih	41
7.1.5 Kontrola konzole při zatížení od hlavního čepu.....	42
7.1.6 Kontrola otláčení vedlejšího čepu	43

7.1.7	Namáhání vedlejšího čepu na střih.....	43
7.1.8	Otlačení vedlejšího ložiska	44
7.1.9	Kontrola táhla řazení	44
7.2	Kontrola posuvného mechanismu	45
7.2.1	Kontrola tyče posuvu	45
7.2.2	Kontrola čepu posuvu na střih a otlačení	46
7.2.3	Kontrola posuvných páček.....	46
7.2.4	Kontrola vnitřního čepu na střih.....	47
7.2.5	Kontrola vnitřního čepu na otlačení	48
7.2.6	Kontrola vnitřního čepu	48
7.2.7	Výpočet síly pružiny	49
7.2.8	Kontrola čepu rotačního mechanismu.....	49
7.2.9	Kontrola namáhání patice	50
7.2.10	Kontrola vedlejšího čepu mechanismu na střih.....	51
7.2.11	Kontrola vedlejšího čepu mechanismu na otlačení	52
7.2.12	Volící tyč.....	52
7.2.13	Vidlice řazení.....	53
7.2.14	Čep vidlice	54
8	Kontrola dorazu mechanismu	55
8.1	Kontrola páky	55
8.2	Kontrola svařence	56
8.3	Kontrola vedlejšího čepu tlumiče na střih a otlačení	57
9	Optimalizace	59
9.1	Optimalizace páky.....	59
9.2	Optimalizace mechanismu.....	60
10	Kontrola meze únavy	62
10.1	Kontrola řadicí páky	63
10.2	Kontrola čepu páčkového mechanismu	64
10.3	Kontrola čepu rotačního mechanismu	65
11	Zajištění synchronizace	67
11.1	Světelná závora	67
11.2	Schématické zapojení.....	68
12	Elektronické řízení řazení pomocí tlačítek	69
	Závěr	71
	Seznam použitých zkratk a symbolů	77
	Seznam příloh	80

ÚVOD

Automobilní převodovka je strojní zařízení, které umožňuje převod kroutícího momentu z motoru automobilu na jeho kola. Prakticky se jedná o nepřímou úměru změny kroutícího momentu a úhlové rychlosti jednotlivých kol. Běžná převodovka se skládá ze dvou rovnoběžných hřídelí, jedná se o hnanou a hnací hřídel. Tyto hřídele jsou osazeny ozubenými koly, které spolu tvoří převodové dvojice. Tyto dvojice vytváří jednotlivé převodové stupně. Celé mechanické ústrojí je usazeno v převodové skříni.

Převodové ústrojí automobilů prošlo spolu s vývojem automobilů spoustou změn. První manuální převodovka byla sestrojena roku 1894 francouzským vynálezcem Louisem – Rene Panhardem a Emilem Levassorem. V této variantě se ještě jednalo o nesynchronizovanou převodovku.

Moderní synchronní převodovka byla vyvinuta společností Porsche a poprvé představena roku 1952 ve vozidle Porsche 356. Zpočátku se jednalo o třístupňovou převodovku, v následujících 80. letech 20. století postupně pokračoval vývoj těchto převodovek, spolu s vývojem byly přidávány rychlostní stupně až k současným pěti, u výkonnějších vozů šesti. Synchronizace je zajištěna pomocí synchronizačních kroužků. Zpátečka je většinou nesynchronizována.

Sekvenční manuální převodovky se začaly používat na přelomu 80. let u závodních vozů monopostu Formule 1. Následně pokračoval vývoj těchto převodovek do vyšších tříd sportovních vozů. První vůz s tímto typem převodovky byl představen v roce 1997 ve voze Ferrari F355. Následně se převodovky uchytily i u dalších automobilek, jako Opel, Alfa Romeo, BMW apod. Díky jejich rozměrům jsou často využívány i u motocyklů.

První část diplomové práce se zaměřuje na konstrukční odlišnosti sekvenčních převodovek. Odlišnosti vznikaly již od počátku rozšíření převodovek k různým automobilovým výrobcům a v průběhu 20. století vznikla řada typů. Jedná se například o systém Easytronic, Sensodrive, SMG, Kaps Transmissions a DSG.

Praktickým cílem této diplomové práce je konstrukční přestavba manuální synchronní převodovky na manuální sekvenční převodovku. Pro tuto diplomovou práci byl vybrán vůz značky Škoda a typ vozidla Felicia 1.6 MPI, především z důvodu dostupnosti podkladů k reálné převodovce. Cílem bude zachování co největšího počtu standardních dílů zvolené převodovky Škoda Felicia.

V práci je obsažen schématický návrh mechanismu sekvenční převodovky. V následujících kapitolách se práce zaměřuje na kinematickou analýzu pohyblivosti mechanismu, napětovou analýzu a únavovou životnost jednotlivých kritických dílů.

Díly, které nebudou splňovat předem dané požadavky a kritéria, budou optimalizovány a upraveny tak, aby je splňovaly.

V závěru práce je uvedeno nadstavba pro další možnost vývoje této převodovky na plně elektronickou sekvenční převodovku ovládanou tlačítky přímo na volantu.

1 SEKVENČNÍ PŘEVODOVKA

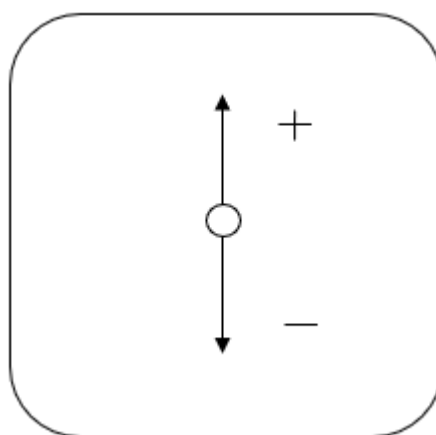
1.1 MANUÁLNÍ SEKVENČNÍ PŘEVODOVKA

Postupná manuální převodovka (neboli sekvenční manuální převodovka) je speciální typ manuální převodovky používaný na motocyklech a vysoce výkonných sportovních vozech vyšší třídy. Tento typ převodovky se začal poprvé používat na přelomu 80. a 90. let minulého století u vozidel monopostu Formule 1, kde bylo cílem maximalizace jednoduchosti ovládání a rychlosti řazení. [2] [30]

Následně se manuální sekvenční převodovky rozšířily i do automobilů nižších tříd a dalších kategorií. Poprvé se objevily v roce 1997 u osobních automobilů Ferrari. Následně převodovku převzaly i další automobilky a začali je aplikovat do svých vozů.

Základ této sekvenční převodovky tvoří klasická převodovka s čelními ozubenými koly. V případě sekvenční převodovky je spojka ovládána samočinně, anebo je spojka zcela vyloučena a synchronizace probíhá pomocí řídicí jednotky, která v požadovaný okamžik řazení ubere výkon motoru a tím uvolní zátěž na převodovku.

Následné sekvenční manuální převodovky fungují tak, že řidiči umožňují zvolit převodový stupeň v závislosti na aktuálním stupni, tedy zařadit o jeden stupeň vyšší, nebo nižší. Obvykle se poloha řadicí páky potahuje dopředu, čímž se vybírá vedlejší vyšší převodový stupeň a pohybem zpět se vybírá sousední nižší převodový stupeň (viz. obrázek 1). [2] [20] [30]



Obr. 1 Schéma sekvenčního řazení

Na běžné sekvenční převodovce řadicí páka ovládá rohatkový mechanismus, který přeměňuje dopředný a zpětný pohyb řadicí páky na rotační pohyb. Tento rotační pohyb otáčí volící hřídel uvnitř převodovky, která má tři, čtyři nebo více stop obrobených kolem svého obvodu (závisí na počtu cílových převodů převodovky). Tyto stopy se odchylují od ideální přímky nabalené na hřídeli. Právě tyto přesně stanovené odchylky určují, který převodový stupeň bude zařazen při aktuální natočení volící hřídele. [2] [20] [30]

Na volící hřídeli jsou volně namontovány řadicí vidličky, které nejsou svým tvarem a funkcí odlišné od vidliček v klasické synchronní převodovce (viz obrázek 2). Spojení mezi volící

hřídelí a těmito posuvnými elementy probíhá pomocí čepů, které se ve stopách vodící hřídele pohybují a jejich pohyb určuje axiální posunutí vidlice.

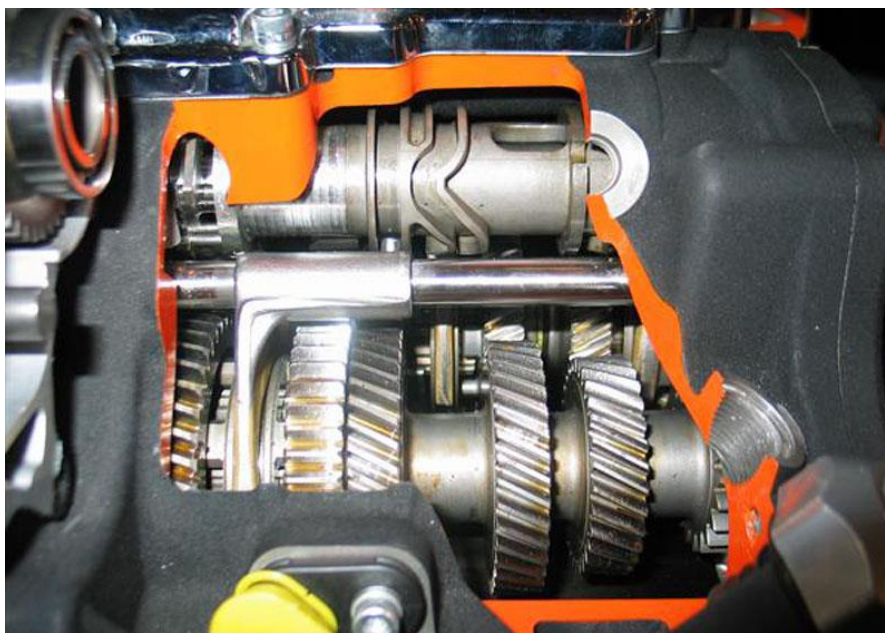
Řadící vidličky jsou tvarově spojeny se synchronizátorem, který se pohybuje na hnané hřídeli. Tento pohyb způsobuje zapojení synchronizátoru s ozubenými koly jednotlivých ozubených kol a převodů. V případě synchronní převodovky synchronizace probíhá pomocí synchronních kroužků, které srovnávají úhlové rychlosti jednotlivých kol a hřídelí.

Od řadících vidliček je u běžných sekvenčních převodovek celý mechanismus totožný s klasickou synchronní převodovkou, která se používá v sériové výrobě v současném automobilovém průmyslu. Patrné odlišnosti nastávají u speciálního ústrojí sportovních automobilů. [2] [20]

U sekvenčních převodovek je tedy možno použít několik typů ovládacích mechanismů. První metoda je pomocí mechanického propojení pomocí táhla, které je spojeno s řadící pákou v kabině automobilu. Řazení tedy vypadá obdobně, jako u současně používaného řazení. Druhá metoda je pomocí hydraulického pohonu, to znamená, že zde nemusí být mechanické spojení. Řazení probíhá pomocí joysticku, pádel pod volantem nebo pomocí tlačítek umístěných na volantu. Vše potřebné pak obstará řídicí jednotka.

Převodovka k tomu, aby mohla přeradit, potřebuje na okamžik snížit kroutící moment a tím uvolnit drážky na řadící hřídeli. Jedná se o jednoduchý princip synchronizace. Toto je řešeno tím, že mechanismus je vybaven snímačem, který zajistí chvilkové odstavení výkonu motoru v okamžiku řazení. V reálné situaci pak například dojde k přerušení vstřikování a v případě potřeby odpojení zapalování.

Největší nevýhodou tohoto systému převodovek je řazení pouze sousedního neboli následného převodového stupně. Což při prudké změně jízdního stylu může způsobovat zpomalení celého řazení a zbytečné řazení nevhodných převodových stupňů. Například při podřazení ze 4. stupně na 1. stupeň je potřeba projít skrze 3. a 2. stupeň. [2] [20] [30]



Obr. 2 Řez manuální sekvenční převodovkou [19]

Sekvenční manuální převodovky se také uplatňují téměř u všech moderních motocyklů. Hlavním důvodem jsou praktické rozměry celého mechanismu, a hlavně jednoduché ovládací možnosti. Na motocyklu je příliš těžké mít klasickou řadící páku typu vzoru H. Toto řešení by nebylo vhodné vzhledem k bezpečnosti řízení motocyklu. Ovládání probíhá typicky s levou nohou řidiče, tento systém uvolňuje ruce pro ovládání, jak spojky, tak brzdy, aniž by bylo třeba pustit řídítka. [2]

1.2 AUTOMATICKÉ SEKVENČNÍ PŘEVODOVKY

Sekvenční manuální převodovky jsou manuální převodovky a neměly by být zaměňovány s automatickými převodovkami. U automatických převodovek obstarává celé řazení řídící jednotka v závislosti na vstupních parametrech a požadovaných referencích. Pro uživatele se jedná o výrazné zjednodušení. Většina moderních systémů umožňuje volbu mezi automatickým režimem a manuálním ovládáním (viz. obrázek 3).

Jedním z komerčních příkladů automatické sekvenční převodovky je převodovka Tiptronic. Řazení zde probíhá pomocí tlačítek nebo páky, které jsou ovládány elektronicky. V tomto případě není za přenosem ovládání mechanické spojení, typické pro sekvenční mechanickou převodovku. [2]

Například u Audi A2 1.2 TDI je integrovaná automatická mechanická převodovka bez spojového pedálu. O změnu rychlostních stupňů se stará elektrohydraulický systém, který také ovládá spojku. [13] [14]



Obr. 3 Ovládací ústrojí BMW X5 [12]

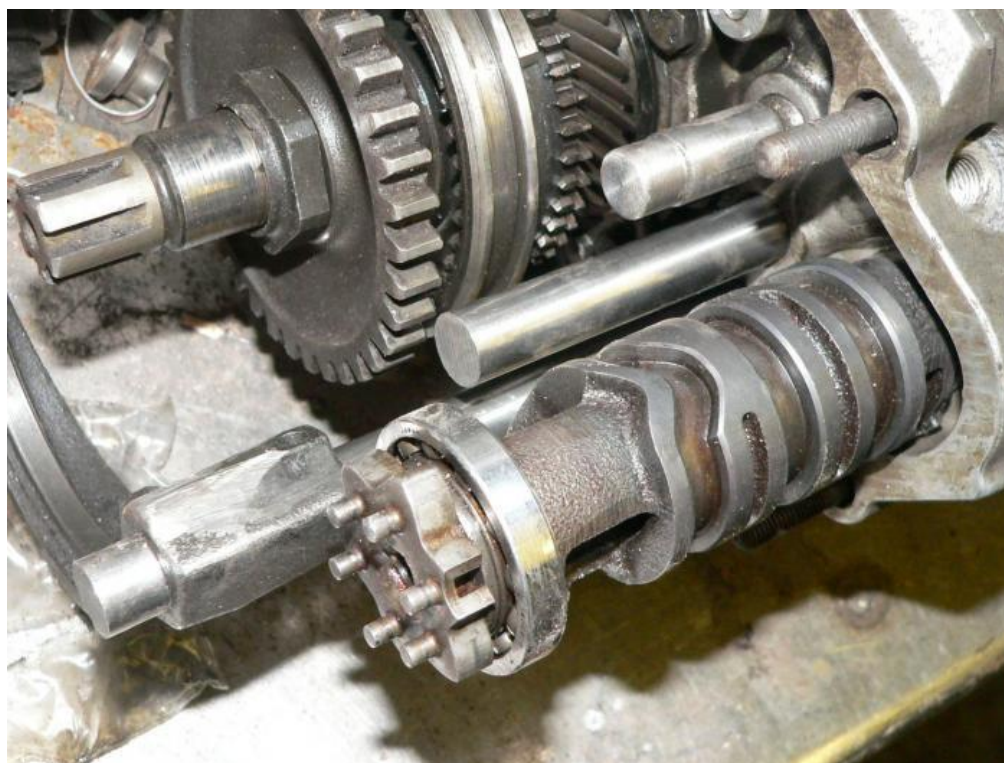
2 SOUČASNÉ SEKVENČNÍ PŘEVODOVKY

2.1 SEKVENČNÍ PŘEVODOVKA OPEL

Převodovka byla vyvíjena již od roku 1996. Stejně jako předešlé systémy, i tento systém funguje s elektronickým ovládáním převodovky a spojky. Spojkový pedál není přítomen, spojka je řízena elektronicky a ovládána hydraulicky. [2]

Obecně největší rozdíl spočívá ve způsobu řazení, kde se řadí pomocí řadící páky, přičemž vše je ovládáno elektronicky. Díky elektronickému řízení je odstraněno pevné spojení mezi převodovkou a kabinou automobilu. Kvůli tomuto odstranění spojení se dále nepřenáší vibrace z motoru.

Ve volící hřídeli jsou drážky, ve kterých se pohybují řadící vidličky rychlostních stupňů. Tento drážkovaný hřídel se pohybuje pomocí elektromotoru, díky tomuto řešení se tedy odstranilo přímé mechanické propojení mezi řadící pákou a převodovkou. Systém řazení probíhá stejně jako u běžných sekvenčních převodovek. [2]



Obr. 4 Sekvenční převodovka Opel [17]

2.2 PŘEVODOVKA FORMULE 1

V současnosti se u vozu Formule 1 používají zcela automatizované sekvenční převodovky. Výhodou těchto převodovek je, že řidič nemusí obsluhovat spojku a díky tomu se může soustředit pouze na řazení vhodného stupně. Převodovka nabízí možnost přepnutí z manuálního do zcela automatického režimu, kde řazení jednotlivých rychlostních stupňů probíhá automaticky. Řidiči Formule 1 tuto možnost nejčastěji využívají na dlouhých rovných

úsecích, kde díky přesně nastavenému časování řazení můžou dosáhnout maximálního zrychlení vozu v co nejkratší době.

Ovládání převodovky probíhá pomocí páček pod volantem nebo tlačítka na volantu, z čehož vyplývá, že ovládání neprobíhá pomocí mechanického spojení, ale pomocí elektronického ovládání. [2] [21]



Obr. 5 Sekvenční převodovka Formule 1 [43]

Ovládání spojky probíhá pomocí elektrohydraulického systému, který obsluhuje jak spojku, tak i samostatné řazení převodových stupňů převodovky dle impulsů od řidiče. Tento systém se ve Formuli 1 ujal hned z několika důvodů. Jelikož převodovky pracují při vysoké zátěži, eliminuje se možnost poškození při nevhodném řazení převodových stupňů. Oproti klasické synchronní převodovce zde k synchronizaci dochází elektronicky. Elektronika systému při každém řazení srovná otáčky převodovky s otáčkami motoru a zajistí tak úplnou synchronizaci. Synchronizace probíhá za pomoci ovládání škrticích klapky motoru a ovládání zapalování.

V případě Formule 1 je elektronika důležitým bezpečnostním prvkem, protože zamezuje přerazení na stupeň, který by mohl způsobit poškození převodovky, například zařadit první rychlostní stupeň při maximální rychlosti. Další výhodou je minimalizace doby pro přerazení díky odstranění mechanické vazby mezi řadicím členem a převodovkou a jejím nahrazením elektronikou. [2] [21]

Převodovky Formule 1 jsou koncipovány do limitů povolených předpisy, kdy musí mít mezi čtyřmi až sedmi rychlostními stupni. Proto jsou prakticky navrženy jako šestistupňové a sedmistupňové. Konstrukci také ovlivňuje to, že vnější skříň převodovky je součástí konstrukce zadních kol. To znamená, že musí být schopna přenášet zatížení a celou řadu vibrací. Samozřejmě i zde jsou požadavky na co nejnížší hmotnost a nejvyšší pevnost. Skříň je vyrobena jako jeden díl, z magnéziové slitiny nebo uhlíkového kompozitu.

Předpisy FIA (mezinárodní automobilová federace) předepisují, aby každá převodovka měla i zpátečku, i když nemá skoro žádné využití.

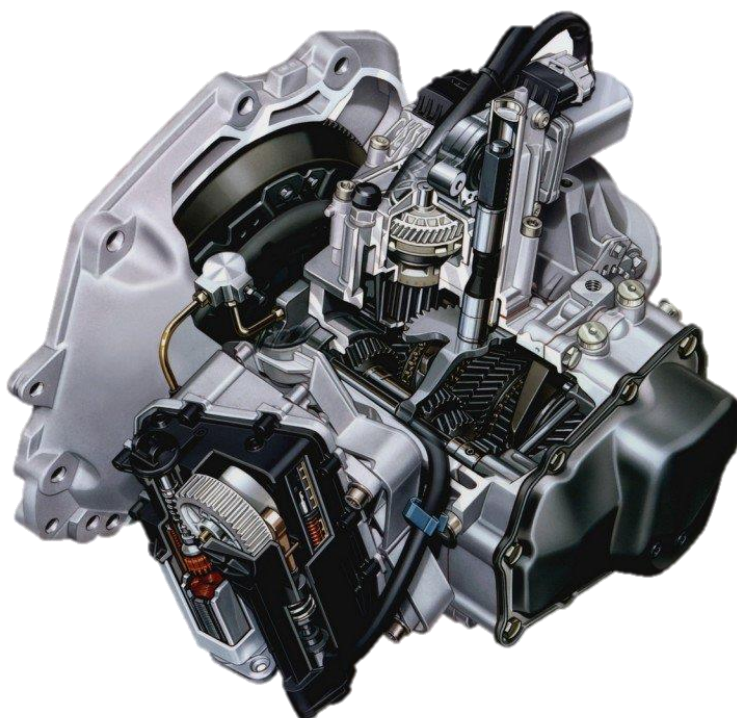
Jednotlivé převodové stupně jsou konstruovány jako kazety, které je možno libovolně měnit a tím pádem převodovku přesně nastavit na požadovanou trasu závodu. Pro zajímavost výměna těchto kazet trvá méně než 40 minut. [2] [21]

2.3 EASYTRONIC, SYSTÉM MTA

Výhodou této automatické převodovky je především manuální řazení rychlostních stupňů bez použití spojkového pedálu se zachováním možnosti i klasického automatického řazení. To je možné díky uložení řadicí páky, kdy je možné zvolit mezi zcela automatickým řazením a manuálním řazením (viz. obrázek 3). [44]

Na volicí páce jsou tyto symboly:

- N - neutrál
- R - zpátečka
- A - automat
- M - manuální řazení



Obr. 6 Sekvenční převodovka Easytronic [44]

Převodovka se například používala ve voze Opel Corsa – C 2001. Jedná se tedy manuální převodovku s možností automatické změny převodových stupňů. Tento systém má u společnosti Opel označení „Manually Transmission Automatically Shifted“ (MTA).

Mezi výhody patří menší spotřeba v automatickém režimu, pohodlné ovládání nebo možnost zvolit mezi dvěma typy jízdního cyklu. Další výhodou je možnost kooperace systému ABS a automatického vypínání spojky, díky čemuž je docíleno větší bezpečnosti.

Celý systém se skládá z těchto částí:

- Elektromotor k řazení
- Elektromotor k ovládání spojky
- Elektromotor k natočení volící tyče
- Servomotor převodovky
- Spojka se samočinným seřízením opotřebení

Při volbě manuálního řazení probíhá volba stupně pohybem řadící páky vpřed a zpět. Řadící páka má symboly směru „+“ a „-“, díky kterým lze poznat jakým směrem se aktuální stupeň zvyšuje, nebo snižuje. Podobně je to i u řazení na páčkách u volantu. Okamžitý řadící stupeň je vidět na displeji u řidiče.

Vstupní údaje pro řídicí jednotku jsou otáčky motoru a otáčky výstupní hřídele. Tyto údaje jednotka zpracovává a srovnává s aktuálními požadavky řidiče na styl jízdy. Tento systém plní funkci ABS a ASR, protože se jedná o podsystém pro sběrnici CAN řídicí jednotky motoru a brzdové soustavy. [45]

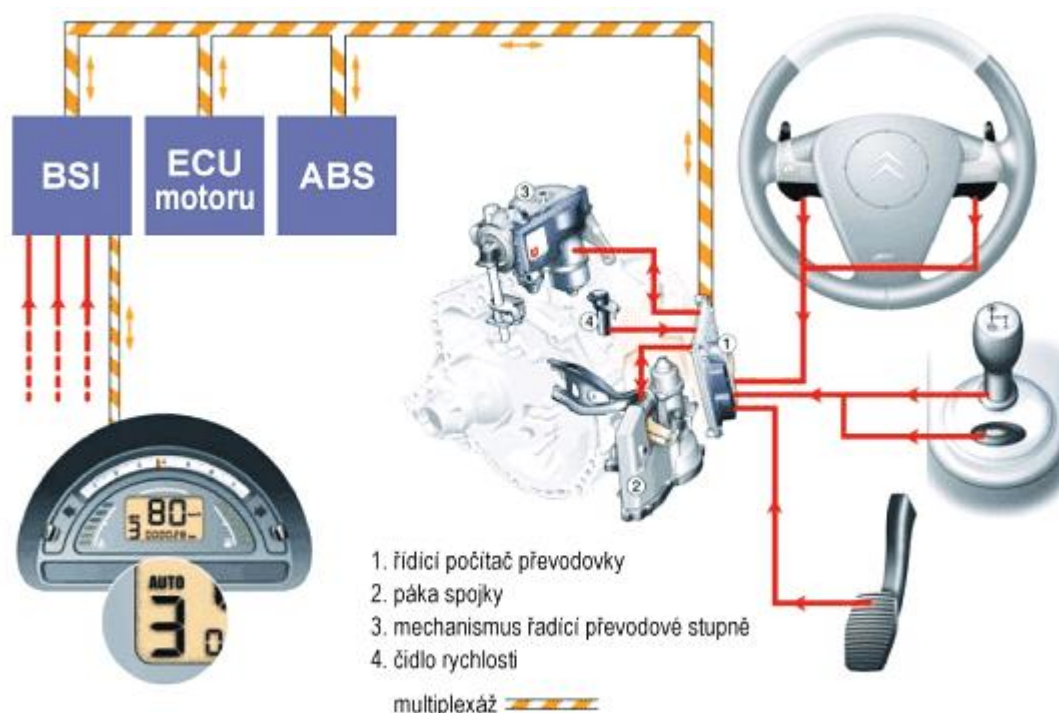
2.4 SYSTÉM SENSO DRIVE

Tato převodovka se poprvé objevila u vozu C3 koncernu Citroën. Je to manuální pětistupňová převodovka, která opět řidiči umožňuje volby mezi automatickým a manuálním režimem. Řidič přepíná mezi těmito režimy pomocí tlačítka, mechanicky na podlaze, anebo páčkami pod volantem. Řadící páka je tedy elektronická a nemá žádné mechanické spojení mezi řadící pákou a převodovkou. Odpadá tak opět problém s šířením vibrací. Technologie SensoDrive ovládá samočinnou spojkou pomocí řídicí jednotky. [46]

Pro funkci řídicí jednotky jsou nezbytné tyto údaje:

- Rychlost automobilu
- Poloha řadící páky
- ABS
- ESP
- Teplota motoru

Při řazení řidič řadící pákou vytvoří pokyn ke změně převodového stupně, tak systém aktivuje samočinnou spojkou, zařadí požadovaný rychlostní stupeň, opět zaktivuje spojkou a umožní aktivaci plynového pedálu.



Obr. 7 Sekvenční převodovka Citroen SensoDrive [35]

2.5 PŘEVODOVKA SMG, 7G-TRONIC

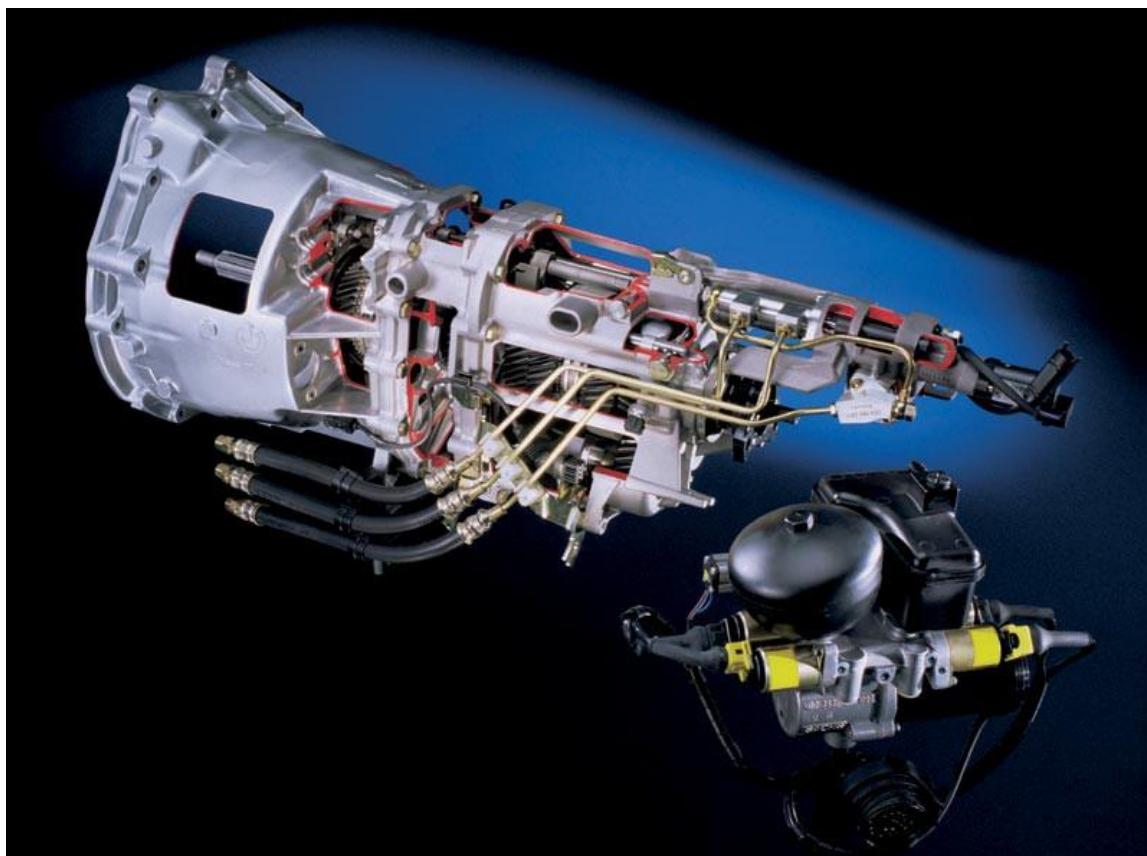
Od roku 1997 nabízela firma BMW pro model M3 alternativu se sekvenčním (postupným) řazením. Jednotlivé rychlostní stupně se u převodovky SMG řadí sériově v řadě za sebou, pohybem řadící páky. Tato šestistupňová převodovka byla vytvořena firmou BMW ve spolupráci s firmami Fichtel & Sachs a Getrag. [2]

Převodovku tvoří základní převodovka BMW M3 doplněna o řadu servomechanismů a elektronickou řídicí jednotku. Řazení probíhá pomocí elektrohydraulického systému. Řídicí jednotka funguje jako bezpečnostní ochrana před přetočením a podřazováním. U vozu BMW M5 je použita sedmistupňová manuální sekvenční automatizovaná převodovka. Jedná se tedy o manuální převodovku ovládanou elektrohydraulickým sekvenčním řazením. Řazení probíhá pomocí tlačítek na volantu, na rozdíl od BMW M3.

Další variantou této převodovky je 7G-Tronic, která byla vyvinuta pro vozy koncernu Mercedes, jedná se o sedmistupňovou převodovku. Otáčkové a momentové skoky jsou oproti klasické převodovce SMG menší. Je to díky většímu počtu převodových stupňů. Novinkou je umístění akčních členů a hydraulické jednotky přímo v převodové skříni. [6]

Ovládání meziplynu při podřazování je automatické. Velkou výhodou je vlastní okruh chlazení v převodovce. Díky tomuto systému může tlak dosáhnout až hodnoty 90 barů.

Řadit se dá pomocí jedenácti různých režimů, mezi kterými si může řidič vybrat, dle svého uvážení. Čím vyšší převodový stupeň je zařazen, tím agresivněji se převodovka chová. Rozptyl mezi dobami řazení se s vyšším programem snižuje. Aktuální převodový stupeň je opět zobrazen na displeji před řidičem. [6]



Obr. 8 Sekvenční převodovka BMW SMG [16]

2.6 SEQUENTRONIC

Sequentronic je elektronicky řízená sekvenční automatická převodovka od společnosti Mercedes-Benz, řídicí jednotka sleduje otáčky a při překročení nebo podtočení sama změní převodový stupeň. Aktuální stupeň je opět zobrazován na monitoru před řidičem. Pro bezpečnost systému není možné řazení zpětné rychlosti při rychlosti vyšší jak 5 km/h. [15]

Tato šestistupňová převodovka nemá žádné mechanické spojení. Převodovka se vyznačuje jednotkou „add-on“ umístěnou přímo v převodové skříni.

To znamená, že se uvnitř skříně převodovky nachází tyto prvky:

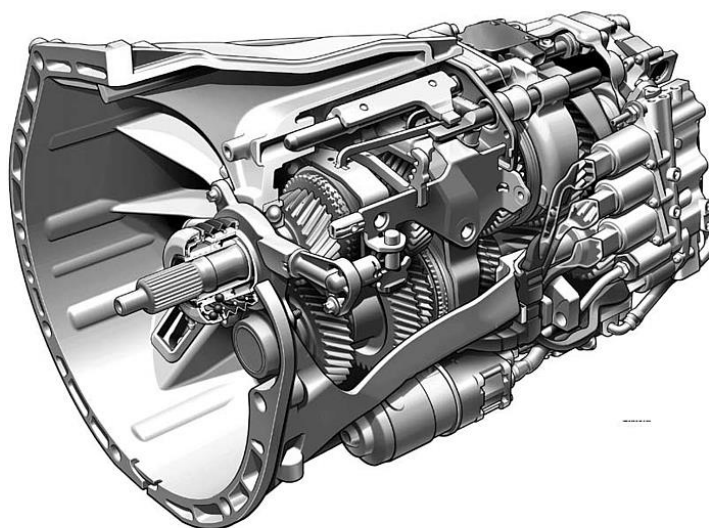
- Hydraulická jednotka
- Centrální vypínač
- Zásobování energií
- Paměťový modul
- Senzorika

Jediné, co se ve převodové skříni nenachází, je řídicí jednotka převodovky.

I zde řídicí jednotka zpracovává aktuální jízdní parametry vozu a motoru. Elektronika převodovky se aktivuje již při otevření dveří řidiče. To umožní možnost rychlého zařazení řadicí páky do pozice „+“ a rozjezdu, jakmile řidič nastartuje motor. Je to díky tomu že

potřebný tlak pro systém hydrauliky se vytvoří hned po prvním aktivování vozu. Tato možnost rozjezdu je z bezpečnostních důvodů možná jen se sešlápnutým brzdovým pedálem.

Další výhodou je tzv. režim automatického řazení „Auto-Shift“, který je vhodný do města, z důvodu dopravních komplikací zácp. Umožňuje řidiči neustálé zastavování a rozjíždění, bez nutnosti jakékoliv reakce řidiče. Je to zcela automatický režim, který mění převodový stupeň dle parametrů z čidel umístěných v automobilu. [15]



Obr. 9 Sekvenční převodovka Mercedes-Benz Sequentronic [36]

2.7 SPORTRONIC, DUALOGIC, MMT

Převodovka Sportronic byla poprvé použita ve voze Alfa Romeo 166. Jedná se o samočinnou elektrickou převodovku s manuálním sekvenčním řazením. Systém reaguje nejen na parametry motoru, ale také sleduje stav vozovky, zda se vůz pohybuje do kopce či je v zatáčce. Je to díky komunikaci s řídicí jednotkou ABS a sensorům polohy jednotlivých kol. Algoritmus řídicí jednotky předpovídá styl řízení řidiče a v reálném čase vyhodnocuje tu nejlepší možnou variantu vhodného řazení jednotlivých stupňů. Řidič má možnost volby mezi třemi režimy: automatický, poloautomatický a manuální. Všechny režimy se ovládají pomocí přesunu řadicí páky. I při zcela automatickém režimu má řidič možnost kdykoliv zasáhnout a změnit aktuální převodový poměr. [2]

Dualogic je elektrická manuální automatizovaná převodovka od společnosti Fiat. Řidič volí mezi manuálním sekvenčním řazením a dvěma automatickými režimy. První režim je „normal“ pro komfortní jízdu a druhý je režim „ECO“ pro minimální spotřebu. [47]

U automatické převodovky MMT se jedná o pětistupňovou manuální převodovku od společnosti Toyota. Řidič pomocí jednoduše ovladatelné páky může přepnout mezi automatickým režimem a manuálním sekvenčním řazením. Režim „E“ je označení pro úsporné řazení a režim „M“ je označení pro manuální ruční řazení.

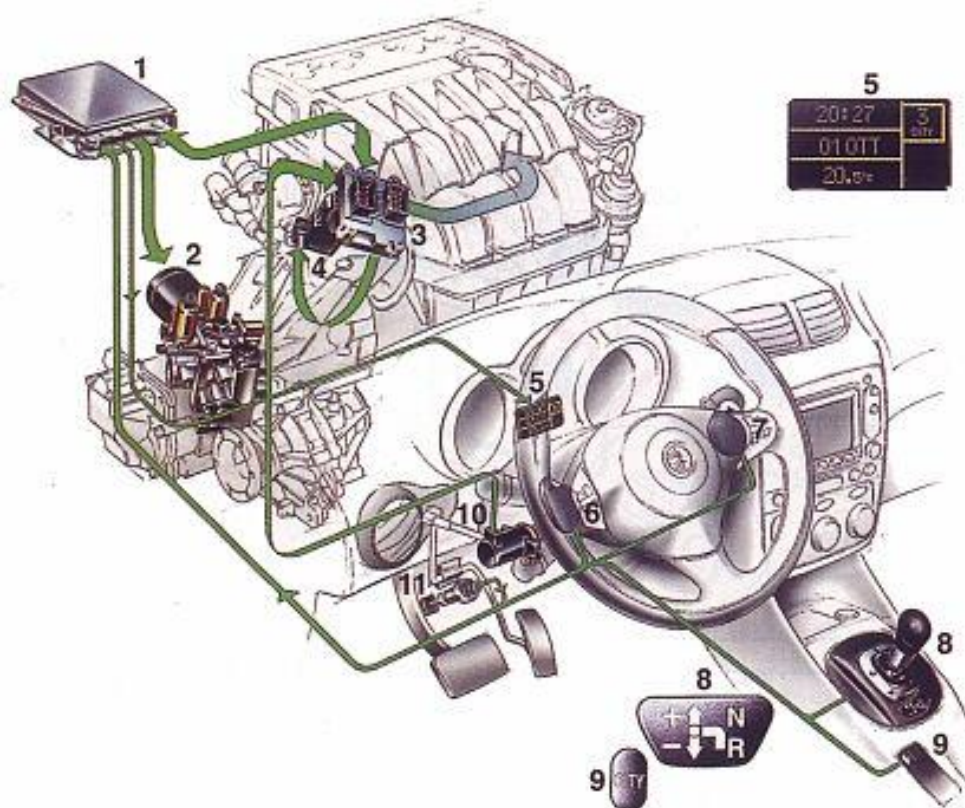
Převodovka má výhodu plynulého rozjezdu a je dobře sladěná s motorem, což zaručuje nízkou spotřebu paliva. Převodovka má i několik nevýhod, mezi které patří vyšší hlučnost převodovky, problém s řazením rychlostních stupňů nebo, že motor lze startovat jen přes

neutrál. Jízda v nízkých rychlostech způsobuje prokluz spojky, neudrží tedy vozidlo ani v mírném kopci. [48]

2.8 PŘEVODOVKA ALFA ROMEO SELESPEED

Převodovka Selespeed byla odvozena přímo ze systému sportovního automobilu Ferrari 355, který byl stejně jako systém Alfa Romeo vyráběn firmou Magneti Marelli. Poprvé byla převodovka představena roku 1999 ve voze Alfa Romeo 156. [2] [10]

Převodovka Selespeed nabízí možnost ovládání s dvěma tlačítky na volantu nebo řadící pákou. Oproti klasické převodovce zde chybí spojkový pedál, ale jízda se nedá srovnávat s klasickým řazením kvůli pomalé odezvě joysticku. Díky elektronickému řízení nehrozí možnost zařazení nevhodného převodového stupně.



Obr. 10 Sekvenční převodovka Selespeed [10]

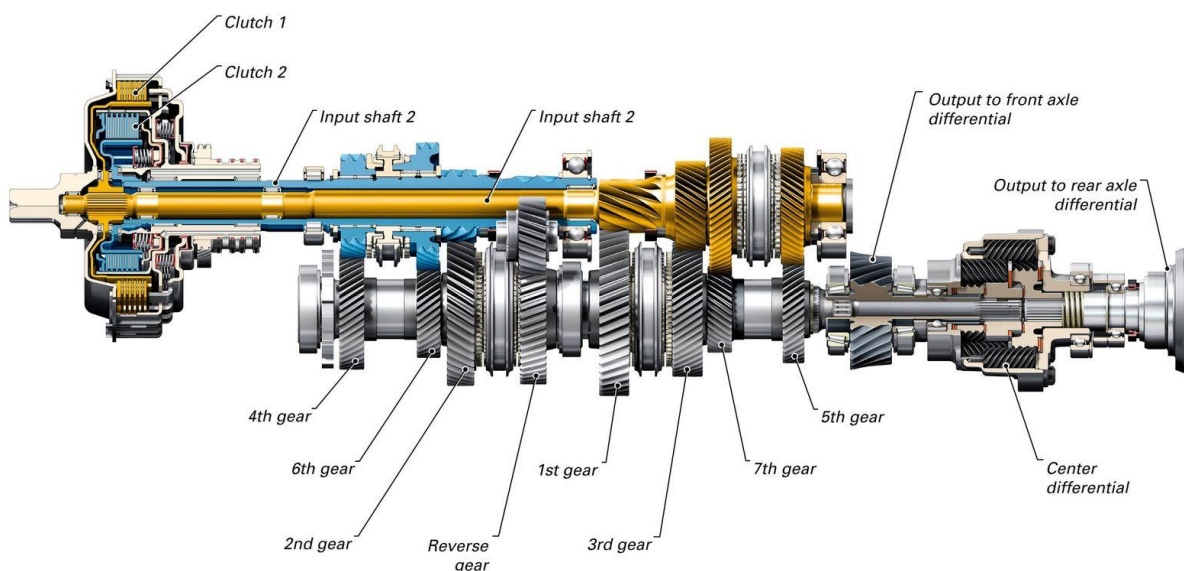
2.9 DSG

Automatická převodovka DSG (Direct Shift Gear) je jedna moderních převodovek, byla odvozena ze sportovního vozu automobilu Porsche 962 z 80. let. U převodovky je hydrodynamický měnič točivého momentu nahrazen dvěma spojkami. Díky použití těchto dvou spojek je možné dosáhnout rychlejšího řazení, což se projevuje pocitem, že převodovka neztrácí výkon. [18] [2]

V sériové výrobě se poprvé převodovka začala používat v roce 2007 u společnosti Audi s označením S-tronic. Od té doby byla převodovka zakomponována do mnoha vozů. Například byla použita u vozu Octavia RS od společnosti Škoda.

Jsou dva typy DSG převodovek. První je šestistupňová DSG převodovka a druhá sedmistupňová převodovka DSG. U šestistupňové převodovky nastává teoreticky vyšší spotřeba (cca o 1 l/100 km) z důvodu rozdílného chlazení spojky, kdy je spojka chlazená v olejové lázni. Díky čemuž je docíleno účinnějšího chlazení, ale na úkor většího odporu, který má za následek vyšší ztráty výkonu, což se projeví zvýšenou spotřebou paliva.

U sedmistupňové DSG převodovky je díky suchým spojkám, spojkám bez olejové náplně, dosaženo nižší kombinované spotřeby u benzínového motoru, než je spotřeba u klasické synchronní manuální převodovky. U naftového motoru se rozdíly ve spotřebě tolik neprojevují. [18] [2]



Obr. 11 Sekvenční sedmistupňová převodovka DSG [34]

Nevýhodou této převodovky je náročnost na software, elektronika ovládá jak spojky při rozjezdu v závislosti na stlačení plynu a rychlosti vozu, tak samotné řazení převodových stupňů. Software analyzuje styl jízdy řidiče a algoritmem předpovídá nejpravděpodobnější budoucí stupeň.

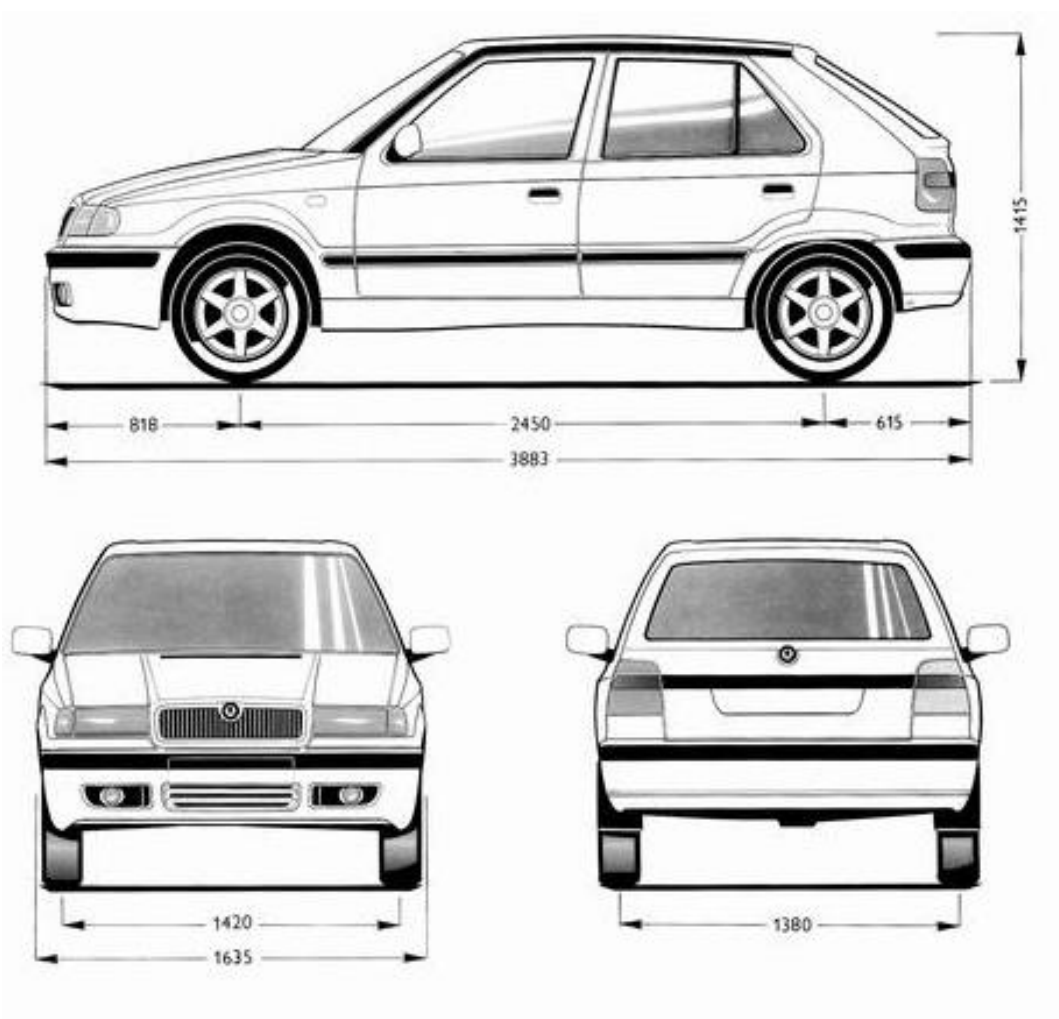
DSG převodovka se skládá ze dvou dílčích převodovek, obě tyto převodovky jsou zkonstruovány jako klasické mechanické a jak je vidět (viz. obrázek 11), ke každé převodovce patří jedna spojka. První převodovka ovládá liché rychlostní stupně 1,3,5,7 a zpětný chod. Druhá převodovka ovládá pouze sudé rychlostní stupně, tedy 2, 4, 6. V provozu je tedy vždy jen jedna z převodovek.

Například, pokud řidič zařadí třetí rychlostní stupeň, tak již na druhé převodovce je připraven čtvrtý rychlostní stupeň, který je připraven k sepnutí díky druhé spojkce. [18] [2]

3 ŠKODA FELICIA

Felicia je osobní automobil automobilky Škoda, který se vyráběl mezi roky 1994 až 2001. Automobil se vyráběl v mnoha provedeních od klasického hatchbacku, přes kombi, pick-up až k verzi Van plus. Automobil se vyráběl ve městě Vrchlabí v České republice. Byl to model, na kterém již bylo poznat začlenění technologií do koncernu Volkswagen. Konstrukcí vůz vycházel z předešlého vozu Škoda Favorit, byly na výběr různé výkonnostní typy motorů a vůz byl spolehlivější. Obsahoval také nové bezpečnostní systémy, jako ABS anebo posilovač řízení. [38]

Jeho označení pocházelo z předchůdce vyráběného v 60. letech 20. století.



Obr. 12 Škoda Felicia 1.6 MPI [42]

3.1 MOTOROVÉ PARAMETRY

Koncept motoru byl vyvíjen jak na počítači, tak i na papíře. Již v roce 1991 byla vyrobena první testovací série s motorem o objemu 1.6 a výkonu 73KW (označení 790.16). Do sériové výroby se však nedostal a ve výrobě však byl nahrazen motorem 1.6 MPI od Volkswagenu. [38]

V roce 1994 začala sériová výroba tohoto vozu. V této době se také začali upravovat ostatní motory pro objemy 1.3 a 1.5.

Tab. 1 Škoda Felicia 1.6 MPI [38] [39] [40] [41]

Typ motoru	1.6 MPI – Čtyřdobý, kapalinou chlazený, řadový čtyřválec s rozvodem OHC
Výroba	8/1995–2001
Palivo-oktanové číslo	95- bezolovnatý / 98
Příprava směsi	1 AV MPi
Příprava směsi	Vícebodové vstřikování Magneti Marelli
Obsah motoru	1598 cmm
Vrtání	76,5 mm
Zdvih	86,9 mm
Výkon	55 kW (při 4500 ot./min)
Kompresní poměr	9,8:1
Max. točivý moment	135 Nm (při 3500 ot./min)
zrychlení z 0 na 100 km/h	12 s
Maximální rychlost	160 km/h
Spotřeba:	
při 90 km/h	5,4 l
při 120 km/h	7,7 l
město	8,8 l

3.2 PŘEVODOVKA

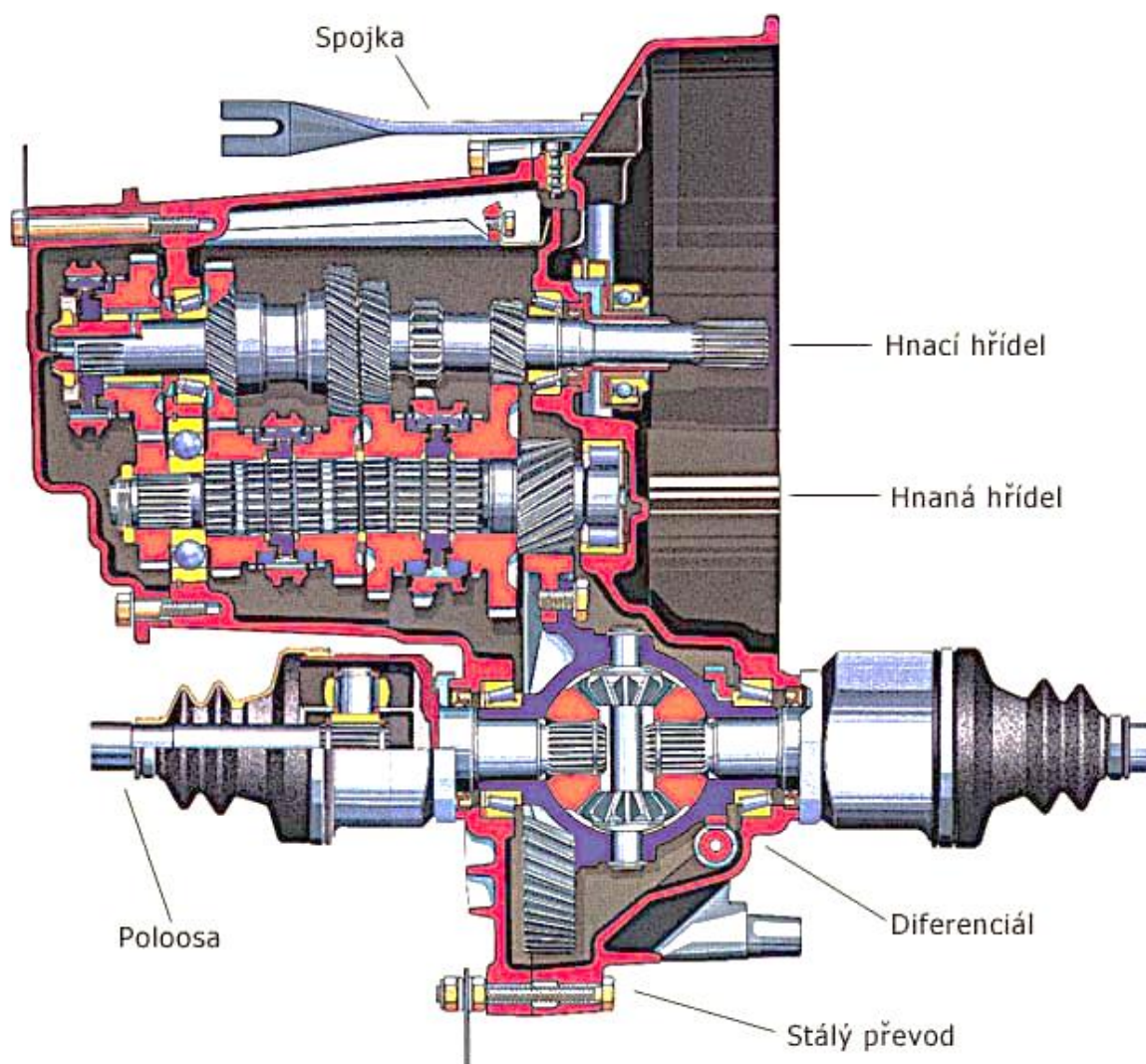
Převod kroutícího momentu byl u vozu Škoda Felicia umožněn díky pětistupňové převodovce osazené suchou spojkou.

Tab. 2 Převodové poměry převodovky [41]

Převody	
Stálý převod	3,833
Převodový poměr I.	3,308
Převodový poměr II.	1,913
Převodový poměr III.	1,267
Převodový poměr IV.	0,927
Převodový poměr V.	0,717
Zpátečka	2,923

3.2.1 SOUČÁSTI PŘEVODOVKY

Pro tuto diplomovou práci byl vůz škoda Felicia vybrán především z praktických důvodů jednoduchého shánění podkladů a dílů původní synchronní převodovky. Součástí převodovky je převodová skříň vyrobená z odlitku. Do roku 1997 se jednalo o skříň typu 10S a od roku 1997 o převodovku typu 14SK. Převodovka je nadále osazena hnanou a hnací hřídeli (viz obrázek 12). Na této hřídeli jsou osazeny ozubená kola s šikmými zuby, která spolu tvoří jednotlivé převodové stupně. [38] [39] [41]



Obr. 13 Převodové ústrojí [33]

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH

Cílem této praktické části práce byla přestavba manuální synchronní převodovky na sekvenční manuální převodovku. V konstrukci bylo cílem zachovat co nejvíce standardních dílů původní převodovky pro případ reálného využití přestavby.

V základu se jedná o klasickou synchronní pětistupňovou převodovku s nesynchronizovanou zpátečkou. Pátý rychlostní stupeň se na převodovce nacházel mimo hlavní převodovou skříň. Díky zadání práce vytvořit čtyřstupňovou sekvenční převodovku byl jeden rychlostní stupeň odstraněn. Z praktických důvodů se do návrhu neaplikovala ani zpátečka. Za prvé bylo očekáváno, že přestavba by byla využívána pro sportovní účely, kde zpátečku není potřeba a za druhé by značně komplikovala zachování některých dílů původní převodovky.

Vzhledem k předešlým skutečnostem, bylo pokračováno v konceptuálním návrhu čtyřstupňové převodovky bez zpátečky. Sekvenční převodovky se zpravidla ovládají řadicí pákou, zde bývá mechanické spojení pomocí pevné hřídele nebo elektronicky pomocí joysticku. Mnoho vozů nabízí možnost řazení přímo na volant. Tuto variantu lze realizovat pomocí dvou technologií. První možnost je řazení pomocí pádel pod volantem a další je řazením tlačítka přímo na volant. Jelikož Škoda Felicia je vůz minulého století, bylo zvoleno mechanické spojení převodovky a řadicí páky.

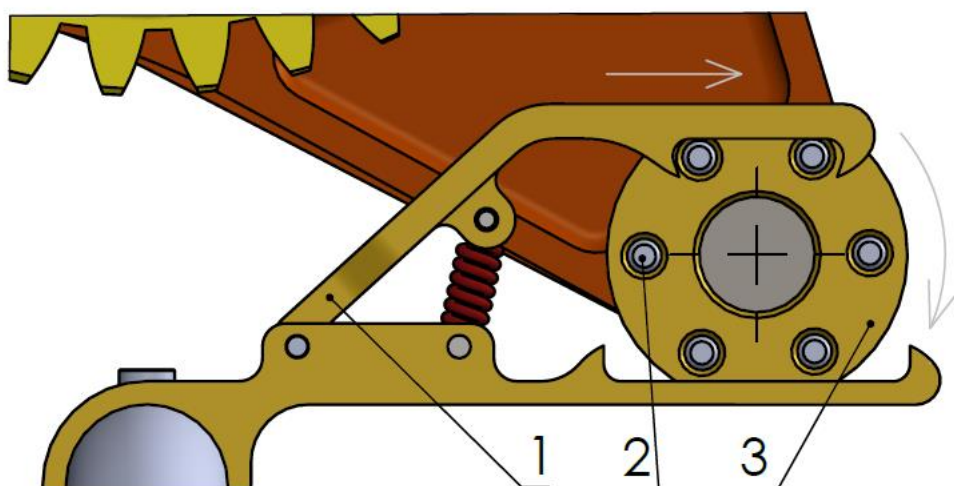
Řadicí páka tedy v případě sekvenční převodovky koná pohyb jen v jedné ose (viz obrázek 1). Řadicí páka se tedy naklání okolo osy kolmé na osu spojovací hřídele. Jelikož posun spojovací hřídele je omezen, je potřeba i rotaci řadicí páky omezit v hraničních bodech a zaručit vrácení páky do výchozí polohy. Funkci vrácení a aretaci maximálního natočení plní pružinový mechanismus tlumiče.

Po vyřešení mechanismu bylo potřeba tento jednoosý pohyb převést od řadicí páky k převodovce. Na převodovce bylo zachováno od řadicích vidliček vše. Jelikož bylo rozhodnuto vycházet ze systému Opel (viz kapitola 2.1), kde řadicí mechanismus řadicí páky ovládá volící hřídel převodovky, ve které se pohybuje čep vidlice, jenž posouvá řadicí vidlice. Cílem práce bylo navrhnout mechanismus, který by měnil posuvný pohyb řadicí tyče na rotační mechanismus, který by otáčel s volící hřídelí. [2] [5] [20]



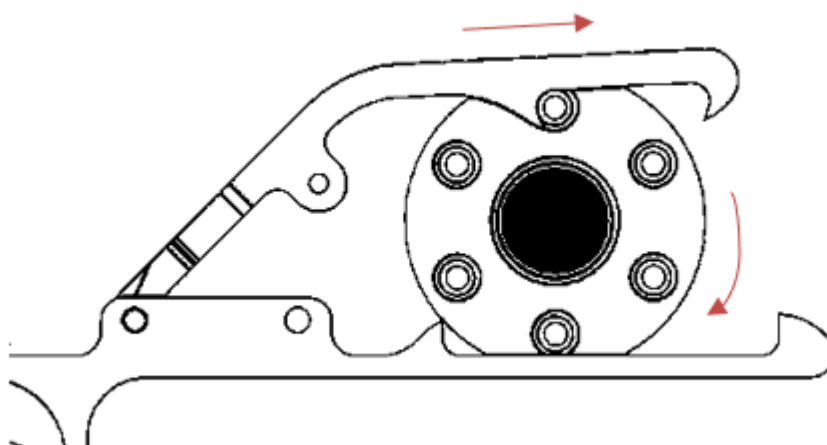
Obr. 14 Hřebenový mechanismus [25]

První návrh této proměny z posuvného pohybu na rotační byl proveden pomocí hřebenového mechanismu. Hřebenový převod umožňuje jednoduchý převod pohybu. Během přestavby se objevily problémy s propojením mechanismu hřebenu s řadicí pákou a její aretací v původní poloze. Od tohoto mechanismu bylo upuštěno i z dalších důvodů, kvůli rozměru mechanismu a tvaru převodové skříně. Prakticky by šel tento mechanismus použít, ale bylo by potřeba část převodové skříně upravit a dovařit. Bylo rozhodnuto použít jiný typ mechanismu, který by byl umístěn do převodové skříně.

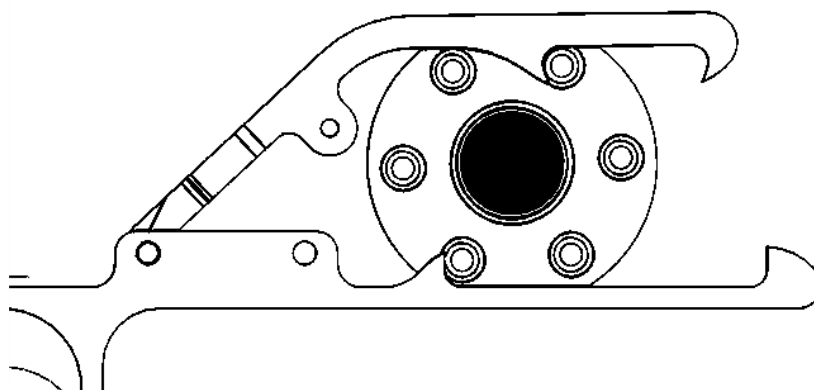


Obr. 15 Páčkový mechanismus 1) Horní páčka 2) Čep mechanismu 3) Konzola rotačního mechanismu

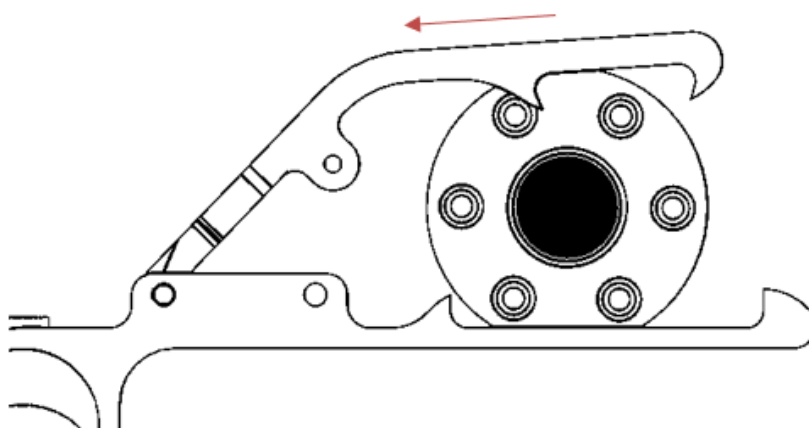
Díky omezeným prostorovým možnostem byl zvolen jemnější mechanismus, který by byl sice pod větším mechanickým zatížením, ale nebyl by potřeba zásah do převodové skříně. Páčkový mechanismus funguje na principu tvarového spoje. V principu jde o to, že se páčky mechanismu pohybují ve vodorovném směru (obrázek 14). Jelikož horní páčka je aretována pouze v jednom bodě, umožňuje to rotační pohyb okolo tohoto bodu. To umožní pohyb konce horní páčky. Držení mechanismu při sobě způsobuje zpětná pružina.



Obr. 16 První pohyb mechanismu



Obr. 17 Koncový pohyb mechanismu



Obr. 18 Zpětný pohyb mechanismu

Principiálně mechanismus funguje tak, že se páčky posouvají zleva doprava a zpět. Tímto pohybem páčka posouvá čepem mechanismu, který otáčí konzolou rotačního mechanismu. Maximální polohy rotace jsou zajištěny dvěma způsoby. První z nich je pomocí vybrání spodní páčky, která při vodorovném pohybu způsobuje aretaci další rotace mechanismu. Druhý způsob je pomocí dorazu v tlumiči řadící páky.

Jakmile byl převod pohybu vyřešen, nastala chvíle nastavit volicí hřídel a jeho vybrání tak, aby vhodně vedly čep vidlice, celou vidlici a tím jednotlivé řazení rychlostních stupňů. Šířka vyosení drážky volicí hřídele byla odvozena z posunu, který je potřeba pro zařazení. Odměřením bylo zjištěno, že je potřeba posunutí o 12 mm od středové osy. Dále bylo potřeba zjistit vzdálenost jednotlivých rychlostních stupňů na válci volicí hřídele.

Byl zjištěn úhel mezi jednotlivými čepy a úhel potřebný rotace na volicí hřídeli pro jedno zařazení, tento úhel má hodnotu 60° . Poloměr volicí hřídele je 13 mm. Tento rozměr byl zachován z původní tyče, která ovládala řazení. Tyto hodnoty byly potřebnými údaji pro vstup do rovnice 1.

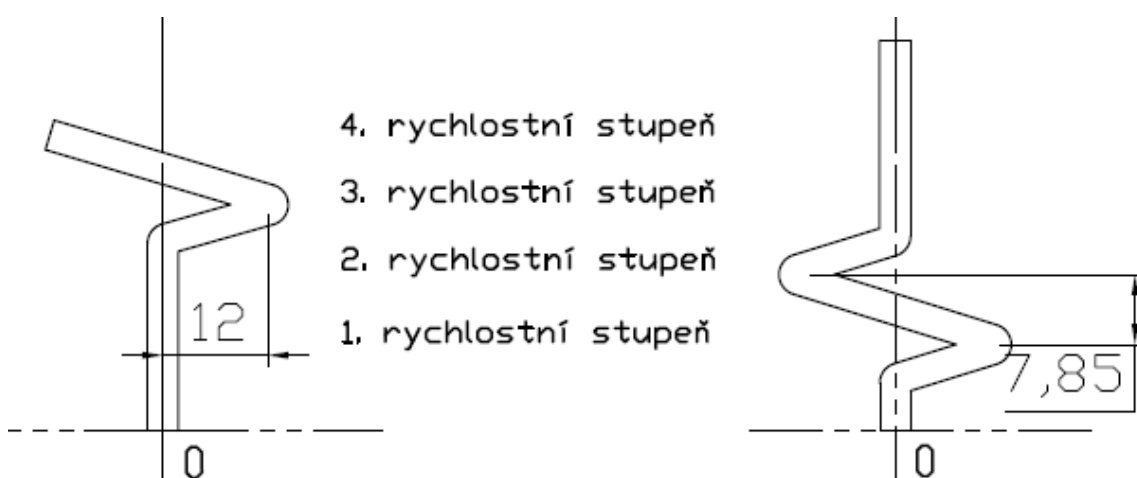
Výpočet kruhové výseče [1]:

$$a_v = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{360^\circ} \cdot 60^\circ \quad (1)$$

$$a_v = \frac{2 \cdot \pi \cdot 7,5 \text{ mm}}{360^\circ} \cdot 60^\circ$$

$$a_v = 7,85$$

Kde r je poloměr volící hřídele, a_v je vzdálenost mezi jednotlivými převodovými stupni.



Obr. 19 Schéma drážky mechanismu [20]

Dle výpočtu 1 je vidět vzdálenost mezi jednotlivými rychlostními stupni 7,85 mm. Díky těmto rozměrům bylo možno navrhnout křivky, které odpovídají pohybu čepu. Dvě výsledné křivky jsou zobrazeny na obrázku 19, kde každá drážka určuje dráhu čepu pro rozdílné rychlosti. Drážka vpravo je umístěna napravo na hřídeli a určuje pohyb pro 1. a 2. rychlostní stupeň. Levá drážka je určena pro 3. a 4. rychlostní stupeň. Tato křivka byla nabalena na volící hřídel. [2]

Rotační pohyb od volící hřídele je přenášén pomocí čepů, které jsou umístěny v řadicích vidlicích. Řadicí vidlice byla doplněna právě o otvory na tyto čepy.

Odtud je návrh mechanismu totožný s klasickou synchronní převodovkou. V tomto návrhu byly zachovány i synchronní kroužky, které pomáhají ustálit synchronizaci. To, jestli nebudou celou synchronizaci zpomalovat, se dopředu určit nedá.

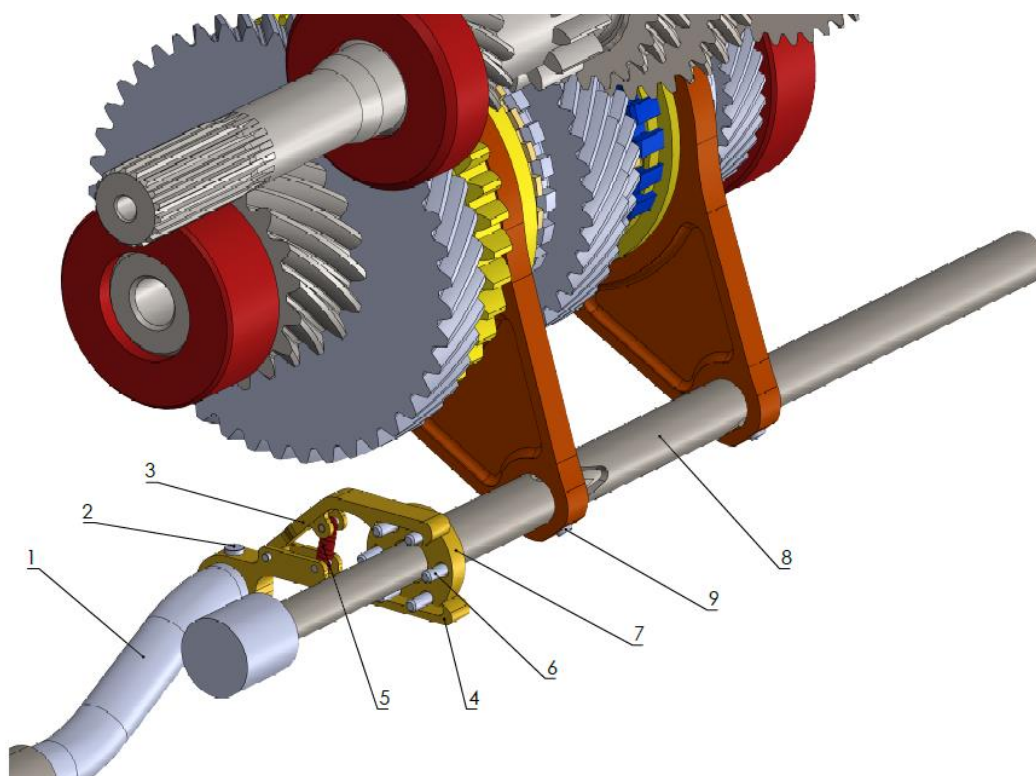
4.1 ZACHOVANÉ DÍLY

Po konceptuálním návrhu bylo tedy rozhodnuto zachovat kompletní původní převodovou skříň, ve které jsou usazena všechna hlavní ložiska pro hnanou a hnací hřídel a jejich těsnění. Zachovány byly i hlavní hřídele. Z původních pěti rychlostních stupňů byly zachovány čtyři. Odstraněn byl pátý rychlostní stupeň a zpátečka. Specifikaci ozubení byla věnována kapitola

3.2. Z původní synchronizační převodovky byly dále zachovány synchronizační kroužky jednotlivých stupňů, synchronizátory jednotlivých rychlostních dvojic, propojovací hřídel mezi převodovkou a řadicí pákou.

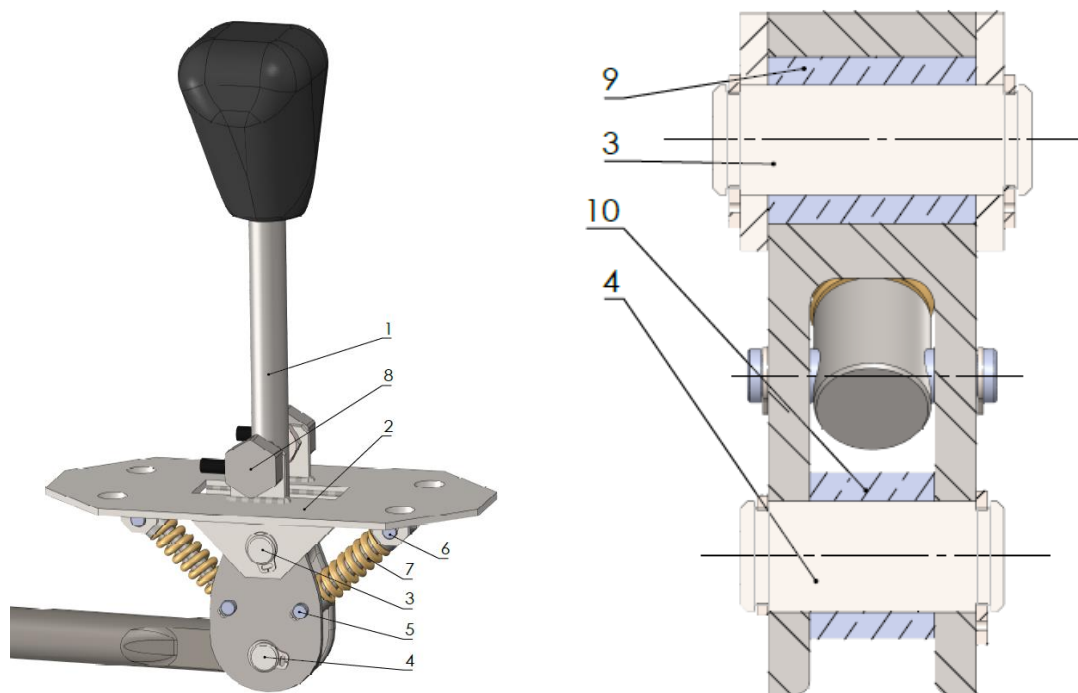
4.2 DÍLY PŘESTAVBY

Tato kapitola se věnuje dílům, které byly pro přestavbu vytvořeny. Pro systematicčnost bylo postupováno od převodové skříně. První díl, který byl z původní převodovky upraven, byla řadicí vidlice, kde bylo potřeba vytvořit otvory pro čep rotační hřídele. Další komponent je volící hřídel (viz. obrázek 20, bod 8), na které se v drážkách pohybují čepy rotační hřídele (viz bod 9). Dalším dílem je rotační mechanismus (bod 7), který je spojen pomocí čepu s volící hřídelí. V rotační mechanismu jsou nalisovány čepy rotačního mechanismu (bod 6). Odsud již začíná páčkový mechanismus (bod 3 a 4). Mechanismus funguje díky stahovací pružině (bod 5). Mechanismus je spojen s posuvnou hřídelí (bod 1) pomocí čepu páčkového mechanismu (bod 2). Další části návrhu uvnitř převodovky jsou již původní.



Obr. 20 Převodové ústrojí 1) Posuvná hřídel 2) Čep mechanismu 3) Posuvná páčka horní 4) Posuvná páčka spodní 5) Pružina 6) Čep rotačního mechanismu 7) Rotační konzole mechanismu 8) Volící hřídel

Další částí mechanismu je sestava řadicí páky. Řadicí páka se skládá z těla řadicí páky (viz obrázek 17, bod 1). Tělo je spojeno se svařovanou konzolí (bod 2) pomocí hlavního čepu (bod 3). Poloha těchto čepů je zajištěna pomocí vnějších pojistných kroužků. Mezi hlavním čepem mechanismu a pákou je pro snížení tření umístěno bronzové kluzné ložisko (bod 9). Spojení řadicí páky s převodovkou funguje pomocí původního táhla, které bylo zachováno. Táhl je spojeno s pákou vedlejším čepem (bod 4), pro snížení tření je tu opět umístěno vedlejší kluzné ložisko (bod 10). Vedlejší čep je opět zajištěn vnějším pojistným kroužkem.



Obr. 21 Převodové ústrojí koncept 1) Páka 2) Konzola 3) Hlavní čep 4) Vedlejší čep 5) Čep tlumiče 6) Vedlejší čep tlumiče 7) Tlumič 8) Senzor 9) Hlavní kluzné ložisko 10) Vedlejší kluzné ložisko

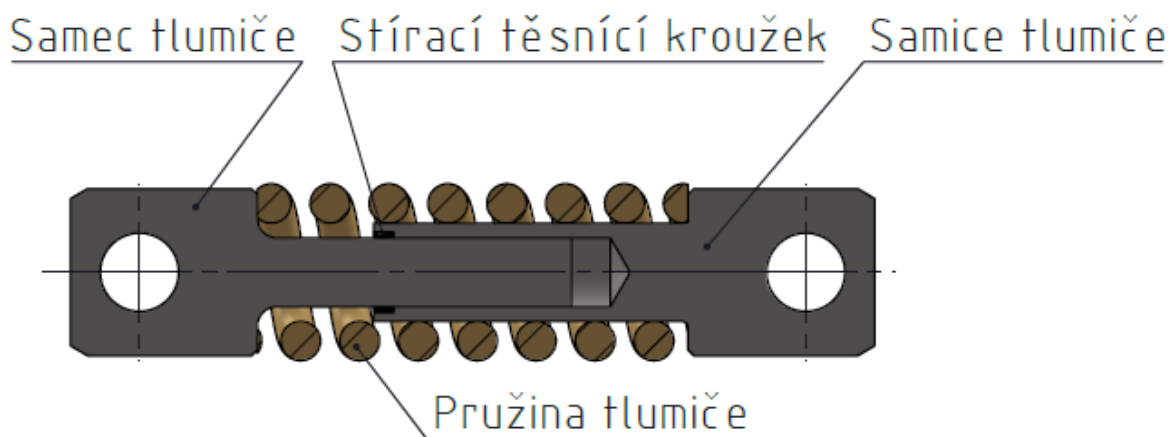
Dále se v mechanismu nachází tlumiče s pružinou (bod 7). Tyto tlumiče jsou zajištěny pomocí čepu tlumiče (bod 5) a vedlejšího čepu tlumiče (bod 6). Tlumič se skládá ze tří dílů (viz. obrázek 21), prvním dílem je pružina. Dalšími díly jsou držáky těchto pružin. Samec a samice jsou v sobě volně zasunuty a drží pohromadě díky tvarovému styku.

4.3 TLUMIČ

Tlumič je díl, který byl navržen přímo pro tento konstrukční návrh. Cílem tohoto tlumiče bylo navádět tlačnou pružinu. Dále byla snaha u této pružiny zajistit pevné uchycení na jednotlivých částech tlumiče, nebo zaručit maximální funkčnost této pružiny.

Dle obrázku 22 vidíme složení tlumiče ze tří částí:

- Pružiny
- Samec tlumiče
- Samice tlumiče
- Těsnění



Obr. 22 Schéma tlumiče

Původní návrh umožňoval spojení dvou dílů tlumiče a pružiny pomocí svařování. Koncové body pružiny byly přivařeny k samci a samici tlumiče. Tato možnost umožňovala využití pružiny v obou směrech a tím snížení výsledné síly, kterou musí jedna pružina vyprodukovat.

Pružinová ocel má své dobré vlastnosti díky nízkému obsahu uhlíku, tato vlastnost stěžuje její svařitelnost. Svaření je možné v několika málo případech, při zvolení vhodné metody. Jedna z těchto metod je například pomocí MIG/MAG technologie svařování s tavící elektrodou v ochranném plynu CO₂. Pro toto svaření je vhodná slitina označení E 312-16. [37]

I přes možné svaření nastává možnost nedostatečného a slabého svaru, který by následné síly neudržel, i když jsou výsledné síly a napětí minimální. Proto bylo rozhodnuto od svařovaného spojení upustit. Nadále byla pružina konstruována tak, aby při maximálním otevření tlumiče bylo $\Delta y = 0$.

Pro materiál tlumiče byla volena ocel 42 330. Jedná se o šedou litinu, která se používá pro díly vyráběné odléváním, z důvodu komplikovaného tvaru. Následně jsou díly obrobena, aby splňovali požadované geometrické tolerance pro jejich vzájemné posouvání. [32]

Dle obrázku 18 vidíme spojení samce a samice, toto spojení je pomocí tvarového spoje. Snížení tření dochází díky umístěnému mazivu uvnitř samice. Vhodné je plastické mazivo od společnosti SKF s označením LGMT 2. Toto mazivo se používá v automobilovém průmyslu pro mazání ložisek, posuvných a rotačních ploch. Únik maziva je zamezen vlepeným kruhovým stíracím kroužkem o průměru 4 mm od společnosti Gumex. [22] [31]

Stlačení pružiny je počítáno tak, aby umožňovalo stlačení o přesně stanovou mez, to je 6,2 mm (viz příloha P1). Toto nastavení umožňuje zamezení vzniku rázů uvnitř převodovky.

5 ANALÝZA KINEMATIKY PÁKY

Dalším bodem zadání této diplomové práce bylo analyzovat kinematiku nově vytvořeného mechanismu řazení. Jelikož žádný z použitých dílů přestavby neprovádí dlouhodobě rotační pohyb ani jiný pravidelný pohyb, nemohou vznikat žádné periodické vibrace, proto byla provedena kontrola silové ovladatelnosti celého mechanismu.

Celý ovládací mechanismus funguje na principu vratného pohybu, z výpočetních důvodů byla celá sestava pojata bez odporu a tření. Cílem mechanismu je, aby se vždy vracel do nulového bodu, kde osa řadicí páky prochází svislou osou celé soustavy a osou kolmou na konzolu páky. Tento pohyb je zajištěn pomocí tlumičů, na kterých jsou umístěny pružiny. Pružiny jsou vždy stlačeny v tlumiči. To znamená, že pružina i v maximálním náklonu páky stále vyplňuje celý prostor tlumiče. Tuhost pružiny je ve směru osy pružiny vždy konstantní.



Obr. 23 Mechanismus páky

Velikost potřebné vratné síly F_{p1} (viz. Obrázek 23), která působí pomocí pružin skrze tlumiče, byla odvozena od reálné síly, která se běžně používá při řazení u běžných synchronních převodovek. Reálným odměřením v autě (VW Polo) byla zjištěna průměrná síla potřebná na řazení 20 N (pomocí Newton metru). Tato síla je určena jako výchozí síla pro kalibraci a nastavení síly pružin. Důvodem bylo, aby komfortnost jízdy odpovídala klasickému řazení v současných automobilech.

Výpočet tuhosti pružiny: [1] [3]

$$F_p = -k \cdot \Delta y \quad (2)$$

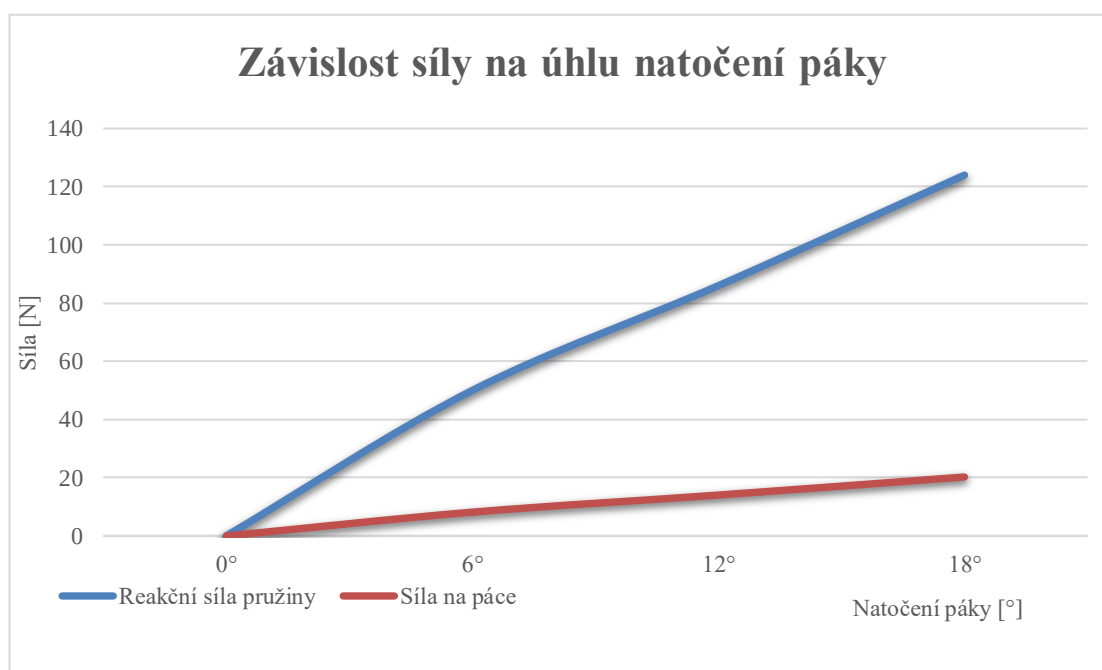
Kde F_p je síla vznikající stlačením pružiny, Δy je stlačení pružiny a k je tuhost pružiny.

Maximální natočení páky je 18° , tento úhel je potřebný pro posunutí řadicí páky o požadovaný rozměr, aby proběhlo zařazení následného převodového stupně. Pomocí momentové rovnice byla určena závislost mezi ovládací silou a posunutím řadicí tyče. Rozměry a vstupní parametry jsou zobrazeny v příloze P1.

Tab. 3 Výpočty pro mechanismy

Závislost síly na úhlu natočení páky		
Úhel	Síla pružin	Síla na páce
[°]	[N]	[N]
0°	0	0
6°	50	8,2
12°	86	14,0
18°	124	20,3

Ovládací síla řadicí páky je 20 N. Na tuto sílu byl nastaven celý mechanismus.



Obr. 24 Závislost síly na úhlu natočení

Stlačení pružiny, jak je vidět na vzorci 2, má přímou úměru nad velikostí síly, kterou pružina působí, proto je síla 20 N nastavena pro natočení páky o 18° . Jedná se o maximální hodnotu, na kterou je celý systém nastaven. Průběh ostatních sil v různých polohách je znázorněn v tabulce 3 a obrázku 25.

Výsledná síla z tabulky 3 je síla, která vzniká při stlačení jedné pružiny a natažení druhé pružiny o $\Delta y_1 = 24,8 \text{ mm}$. Síla F_{p1} a síla F_{p2} jsou nepřímo úměrné. V nulovém bodu páky mají stejnou hodnotu, ovšem při stlačení do hraniční polohy vždy u jedné nastane nulové stlačení a u druhé maximální. To se promítne i na síle, které produkují.

Z toho vyplývá: [1] [3]

$$F_{p1} = -k_1 \cdot \Delta y_1 \quad (3)$$

$$k_1 = -F_{p1} / (\Delta y_1)$$

$$k_1 = -124 \text{ N} / 24,8 \text{ mm}$$

$$k_1 = -5 \text{ N.mm}^{-1}$$

Kde F_{p1} je reakční síla pružiny a Δy_1 je absolutní stlačení pružiny.

Díky maximální síle pružiny a stlačení pružiny bylo možné vypočítat koeficient tuhosti pružiny $k = 5 \text{ N.mm}^{-1}$. Tato tuhost odpovídá působení oněch 124 N při stlačení 24,8 mm.

6 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NOVĚ POUŽITÝCH DÍLŮ

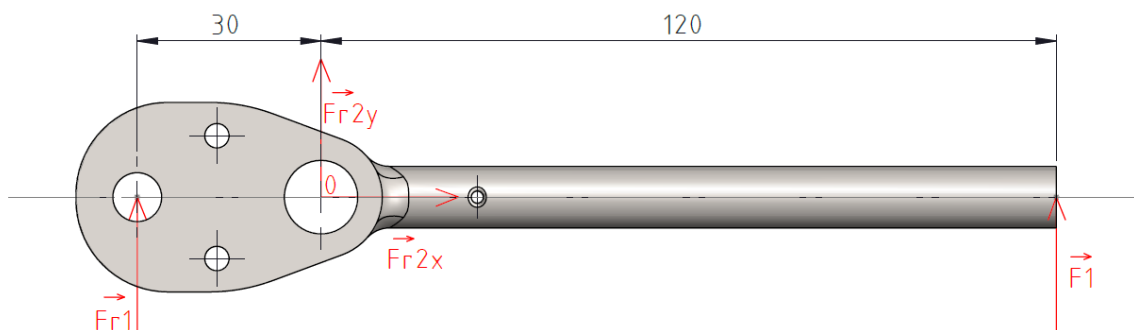
6.1 ROZLOŽENÍ SIL A REAKČNÍ SÍLY

U nově navržených dílů přestavby bylo potřeba zkontrolovat, zda tyto díly obstojí při poruše funkčnosti mechanismu a synchronizace. V tomto případě řazení nemusí být vždy zaručena a může dojít k zaseknutí mechanismu. Proto byla provedena kontrola při zaseknutí této synchronizace. Jedná se o hraniční mez namáhání pro nastavení této soustavy a jejích prvků.

Jedná se o problematiku, kdy řidič působí na řadicí páku silou 200 N (tato sílu byla opět určena reálným měřením v automobilu, člověk dokáže vyvinout i větší sílu, ale pro řazení je tato síla na hranici komfortu). Síla působící na konci páky F_1 je tedy 200 N, tato síla působí na ramenu 120 mm. Síla F_1 je v reálné situaci vlastně spojitě zatížení, působící skrze gumovou násadu na tělo řadicí páky, pro zjednodušení byla tato spojitá síla nahrazena jednou silou F_1 o stejné výsledné síle.

Reakční síla F_{r2} v bodě nula je vyvolána rotační vazbou hlavního čepu řazení. Dělí se tedy na složky x a y .

Reakční síla F_{r1} je vyvolána působením vedlejšího čepu, opět se jedná o rotační vazbu. Avšak díky této vazbě by soustava byla přeurčena a nedala by se spočítat. Díky tomu že je známo, jakým směrem síla F_{r1} působí, byla nahrazena jednotnou silou, která vždy prochází osou táhla, které je na tuto vazbu napojeno. [1] [4] [7]



Obr. 25 Mechanismus páky

Výpočet reakčních sil v soustavě: [1] [4] [7]

$$\sum \mathbf{M}_0 = 0 \quad (4)$$

$$F_{r2y} \cdot x_1 + F_1 \cdot x_2 = 0$$

$$F_{r2y} \cdot x_1 = - F_1 \cdot x_2$$

$$F_{r2y} = \frac{-F_1 \cdot x_2}{x_1}$$

$$F_{r2y} = \frac{-200 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm}}{30 \text{ mm}}$$

$$F_{r2y} = -800 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{r1} + F_{r2y} + F_1 = 0$$

$$F_{r1} = -F_{r2y} - F_1$$

$$F_{r1} = -(-800 \text{ N} - 200 \text{ N})$$

$$F_{r1} = 600 \text{ N}$$

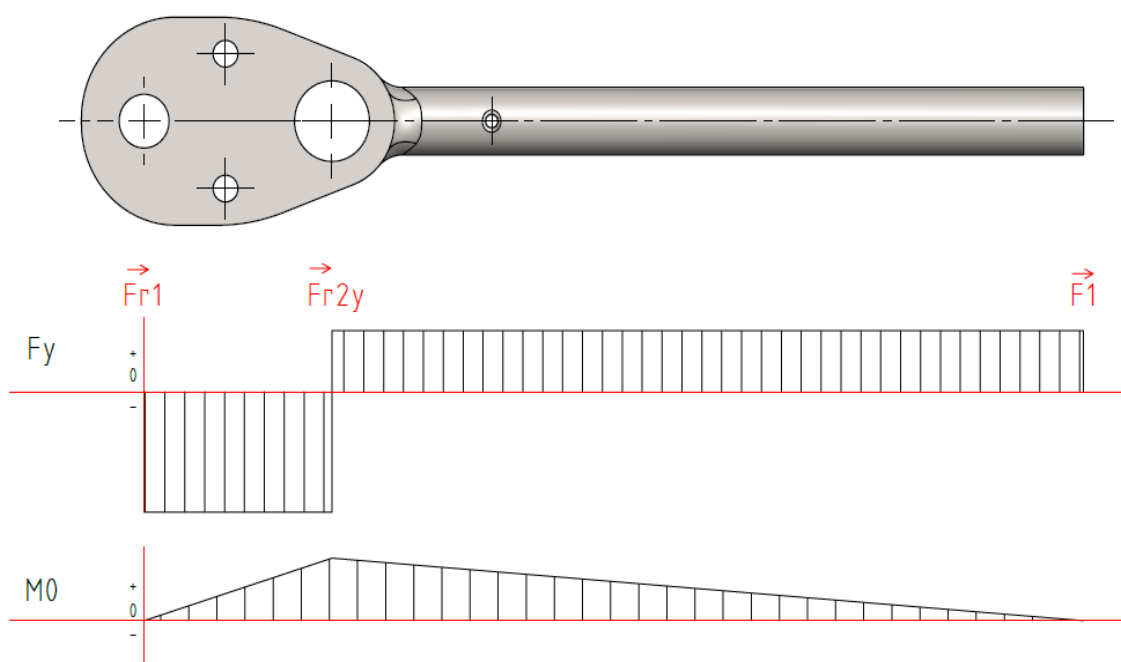
$$\sum F_x = 0$$

$$F_{r2x} = 0$$

Kde $\sum M_0$ je výsledný moment k bodu 0, kde $\sum F_y$ je výsledná síla v ose y, $\sum F_x$ výsledná síla v ose x, F_1 zatěžovací síla a F_{r1} a F_{r2} reakční síly. X_1 a x_2 jsou ramena sil z obrázku 25.

6.2 VNITŘNÍ SILOVÉ ÚČINKY

Pro grafickou názornost byla vytvořeno i VVU soustavy. Pro další výpočty je důležitá síla F_{r1} o velikosti 600 N. Tato síla později pokračuje skrze táhlo do převodovky a ovládá rotační páčkový mechanismus. [1] [4] [7]

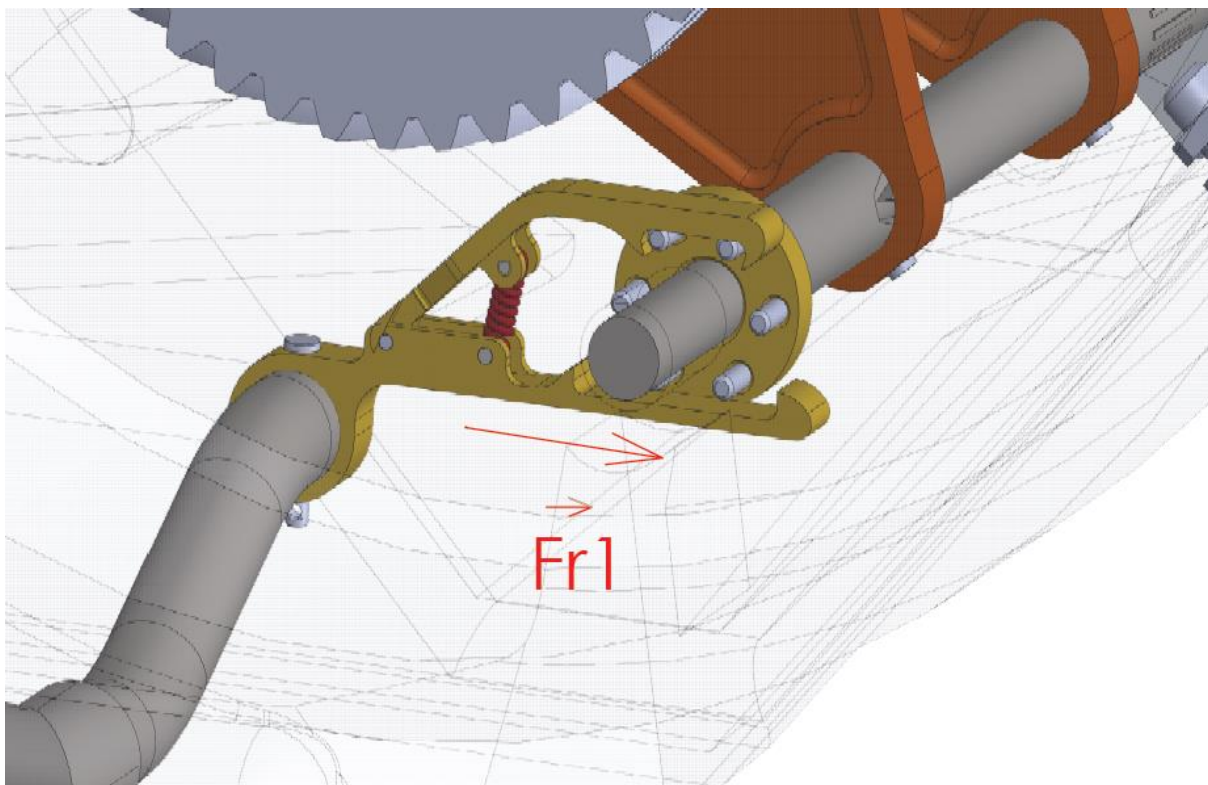


Obr. 26 Vnitřní silové účinky na páce

6.3 ROZLOŽENÍ SIL SKRZE MECHANISMUS

Z obrázku 25 je zřejmé působení síly F_{r1} skrze táhlo řízení do převodového ústrojí. Tato síla prochází tělem převodovky a opět působí na páčkový mechanismus. Byl uvažován ideální přenos této síly, to znamená žádné tření a ztráty během přenosu táhlem.

Názorná síla od páky je vložena v příloze P6.



Obr. 27 Rozložení sil v převodovce

7 KONTROLA MECHANISMU V PŘÍPADĚ ZASEKNUTÍ SYNCHRONIZACE

Pro kontrolu zatížení mechanismu bylo rozhodnuto pro koeficient bezpečnosti $k = 1,5$. I když se jedná o systém, kde jsou dobře známy zatížení a materiálové vlastnosti, teoreticky nebylo potřeba koeficient zavádět, ovšem při výpočtech se vycházelo z ideálních stavů, kde nepůsobí tření. Právě z tohoto důvodu bylo 50 % navýšení koeficientu bezpečnosti namístě. Později byly do tohoto bezpečnostního koeficientu zahrnuty právě ztráty vzniklé třením a kontaktními ztrátami při mazání. [28]

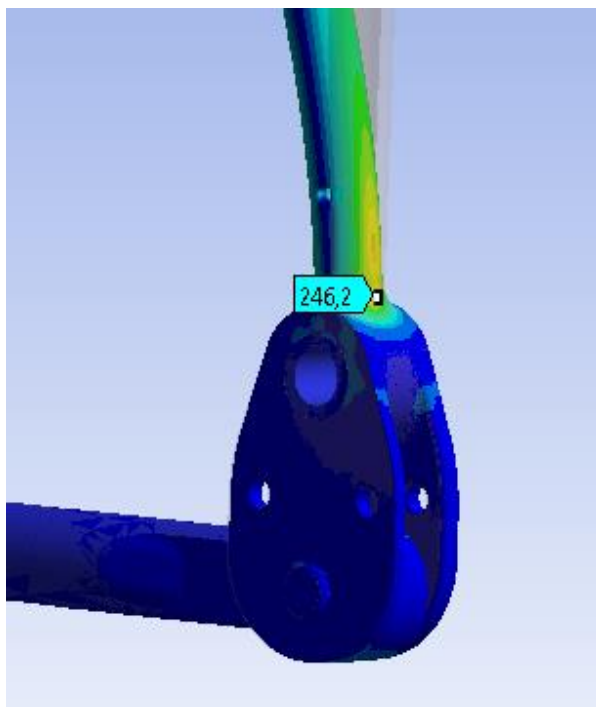
V závislosti na komplikaci celé soustavy, nebylo možné většinu dílů počítat analyticky. Proto bylo využito školní licence programu Ansys Workbench. Tento program umožnil zjistit napěťové charakteristiky jednotlivých dílů.

7.1 KONTROLA MECHANISMU PÁKY

7.1.1 KONTROLA PÁKY

Prvním prvkem, u kterého bylo potřeba analyzovat průběh namáhání, byla řadicí páka mechanismu. Jelikož je tento díl tvarově značně komplikovaný, byla navržena výroba pomocí odlitku s následným obrobením potřebných rozměrů, za materiál byla zvolena šedá litina s označením oceli 42 330. Tento materiál má mez kluzu R_e při 300 MPa. [8] [24] [32]

Nejpraktičtější možností byla analýza kompletně složeného mechanismu. Ansys Workbench umožňuje vložení sestavy dílů, u kterých se později definují jednotlivé vazby mezi díly. V prvních nastaveních simulace, byla využita možnost spojení dílů i s působením tření, ovšem z hardwarově výpočetních důvodů bylo od tohoto upuštěno a dále se pokračovalo se simulacemi již bez tření.



Obr. 28 Simulace zatížení páky

Kritická část mechanismu se dle předpokladů nachází v přechodu (viz obrázek 28). Zde právě přechodový rádius koncentruje napětí a vzniká zde kritické maximum.

Z grafického zobrazení simulace je zjevné, že maximální hodnota napětí v tomto dílu je nižší než mez kluzu pro tento materiál. Ovšem na začátku práce bylo zmíněno počítání s koeficientem bezpečnosti 1,5. Z tohoto důvodu bude následně provedena optimalizace tohoto dílu. Jelikož je díl vyráběn jako odlitek s následným obráběním, bude provedena tvarová optimalizace právě přechodu mechanismu.

7.1.2 KONTROLA HLAVNÍHO KLUNÉHO LOŽISKA NA TLAK

Dalším prvkem, který bylo potřeba zkontrolovat bylo hlavní kluzné ložisko, jelikož bylo potřeba najít materiál, který nebude potřeba nijak obsluhovat a ani mazat. Bylo vybráno ložisko od společnosti Midol. Materiál byl vybrán CuSn10, kvůli jeho výhodným mazacím vlastnostem a dobré odolnosti. Materiál má statickou únosnost 50 MPa. Kluzné ložisko má vnitřní průměr 8 mm a vnější 12 mm. Délka ložiska je 15 mm. [27]

Výpočet otláčení hlavního kluzného ložiska: [1] [9]

$$P_1 = \frac{F_{r2}}{S_1} \quad (4)$$

$$S_1 = a_1 \cdot d_1$$

$$S_1 = 15 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}$$

$$S_1 = 120 \text{ mm}^2$$

$$P_1 = \frac{800 \text{ N}}{120 \text{ mm}^2}$$

$$P_1 = 6,67 \text{ MPa}$$

Kde P_1 je tlak působící na ložisko, S_1 je plocha, na které působí tlak P_1 , a_1 je délka ložiska a d_1 je vnitřní průměr ložiska.

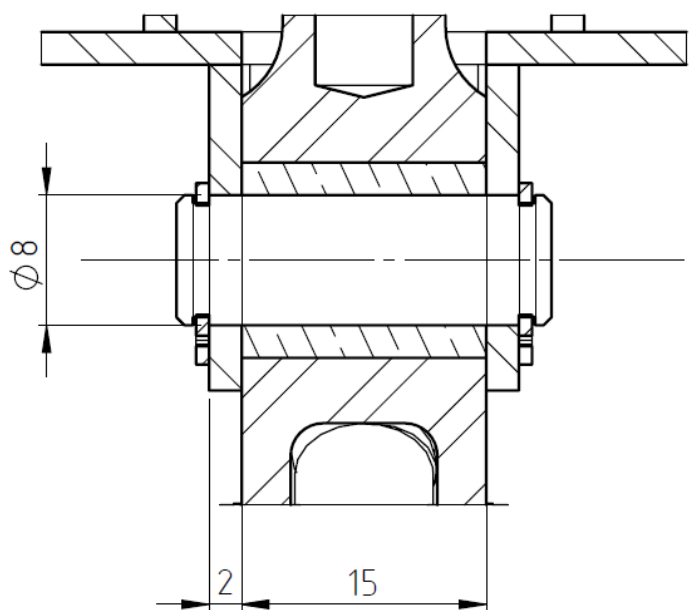
I při zavedení koeficientu $k = 1,5$ bylo zřejmé, že kluzné ložisko vyhovuje statické únosnosti v otláčení. Statická únosnost byla vybrána z důvodu stálosti tohoto zatížení v závislosti na problematice řazení.

7.1.3 KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU A KONZOLE NA OTLAČENÍ

Dále byl zkontrolován hlavní čep na otláčení. Čep je umístěn uvnitř konzole a v hlavním kluzném ložisku. Následně je čep zajištěn pomocí vnějších pojistných kroužku pro průměr 8 tloušťka 0,8 (označení pojistného kroužku 8x0,8). [8]

Plocha v konzoli mechanismu je mnohem menší a přenášející síla je stejná. Proto bylo toto místo označeno jako kritické a byla zde provedena kontrola.

Díky snaze zjednodušit následnou výrobu, byla většina dílů konstruována z oceli 11 500. Tato ocel má hraniční hodnotu pro otláčení $P_{dov} = 65 \text{ MPa}$. [8] [23] [32]



Obr. 28 Řez

Výpočet otláčení v konzoli a na čepu: [1] [9]

$$P_2 = \frac{F_{r2}}{S_2} \quad (5)$$

$$S_2 = 2 \cdot a_2 \cdot d_2$$

$$S_2 = 2 \text{ mm} \cdot 8 \text{ mm}$$

$$S_2 = 32 \text{ mm}^2$$

$$P_2 = \frac{800 \text{ N}}{32 \text{ mm}^2}$$

$$P_2 = 25 \text{ MPa}$$

Kde P_2 je tlak působící v konzoli. S_2 je plocha, na které působí tlak P_2 , a_2 je šířka uložení a d_2 je průměr otvoru čepu.

Dle výpočtu 5 je vidět, že otláčení splňuje parametr bezpečnosti dvojnásobně. U dílu, kde byl koeficient bezpečnosti větší než 2, se nabízí možnost další úpravy optimalizací. Například u tohoto čepu odebráním otvoru v jeho ose nebo celkovým zmenšením rozměrů čepu. Přesto byl tento čep zachován tak, jak byl navržen, jelikož jakákoliv práce na čepu by reálnou přestavbu zdražila.

7.1.4 KONTROLA HLAVNÍHO ČEPU NA STŘIH

Bylo potřeba ještě hlavní čep zkontrolovat na střih působící ze síly F_{r2} mezi hlavním čepem a konzolou. Dovolené napětí ve střihu T_{dov} pro ocel 11 500 je 90 MPa. [8] [23] [32]

Výpočet napětí ve střihu hlavního čepu: [1] [9]

$$T_1 = \frac{F_{r2}}{S_3} \quad (6)$$

$$S_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_3^2$$

$$S_3 = 2 \cdot \pi \cdot (4 \text{ mm})^2$$

$$S_3 = 100,48 \text{ mm}^2$$

$$T_1 = \frac{800 \text{ N}}{100,48 \text{ mm}^2}$$

$$T_1 = 7,96 \text{ Mpa}$$

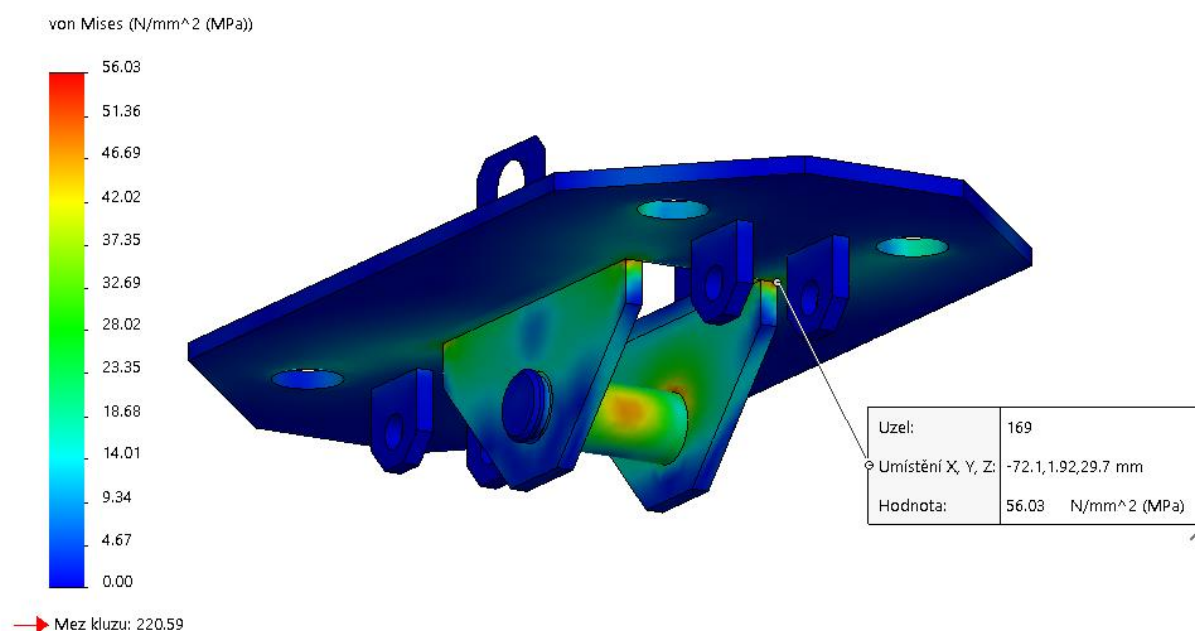
Kde T_1 je napětí hlavního čepu ve střihu, S_3 je plocha průřezu hlavního čepu a r_3 je poloměr čepu.

Dle výpočtu 6 vidíme, že výsledná hodnota $T_1 = 7,96 \text{ MPa}$ splňuje požadované parametry několikanásobně. U dílů kontrolovaných na střih se tento výpočet dá předpokládat, v reálném provozu bývá právě se zatížením na střih nejmenší problém. Zpravidla se problematika střihu mění v kombinované namáhání, které způsobuje vůle mezi jednotlivými prvky.

7.1.5 KONTROLA KONZOLE PŘI ZATÍŽENÍ OD HLAVNÍHO ČEPU

Nejkomplikovanějším dílem pro napěťovou analýzu byl svařovaný díl konzole. Problematikou simulace byly právě ony svary a jejich následná parametrová, simulační a výpočtová náročnost. Přestože byly všechny analýzy provedeny ve školní verzi programu Ansys Workbench, nebylo vhodné pro analýzu svarů využít právě Ansys Workbench. V tomto případě bylo využito možnosti simulace školního programu SolidWorks, který mimo klasické 3D modelování umožňuje i simulace namáhání prvků, svarů a jejich sestav. Oproti programu Ansys Workbench je však program značně omezen a umožňuje jen jednoduché typy zatížení, parametry vazeb apod.

Za materiál byla zvolena základní ocel třídy 11 s označením 11 500, jedná se o běžně používanou konstrukční ocel, která má velmi dobré svařovatelné vlastnosti. Ocel má mez kluzu R_e při 220 MPa. [8] [23] [32]



Obr. 29 Analýza svařované konzole

Z obrázku 22 je vidět zvýraznění maximálního zatížení. Dle očekávání jsou nejvíce namáhané právě svařované spoje. Dále jsou velmi namáhány kontaktní plochy mezi konzolou a hlavním čepem ve směru působení síly. Při porovnání maximální hodnoty napětí 56 MPa v uzlu 169 vidíme, že i se započítaným požadovaným koeficientem bezpečnosti tento díl vyhovuje.

7.1.6 KONTROLA OTLAČENÍ VEDLEJŠÍHO ČEPU

Kromě hlavního čepu bylo potřeba zkontrolovat i vedlejší čep na otlacení. Výpočet je ekvivalentní s výpočtem v kapitole 7.1.3, rozdíl nastává při rozdílném zatížení, namísto síly F_{r2} je tu zatížení F_{r1} . Materiál byl opět zvolen ocel 11 500. Zátěžná síla je tu F_{r1} má hodnotu 600 N. Plocha pro výpočet má stejnou hodnotu jako v kapitole 7.1.3 a to 16 mm². Dle výpočet v příloze P₂ je vidět že výsledný tlak je 18,75 MPa. [8] [23] [32]

Ocel 11 500 má dovolený tlak v otlacení 50 MPa. Čep tedy vyhovuje, tento výsledek byl očekáván, dle shodných parametrů s kapitolou 7.1.3 a nižším zatížením. Parametry výpočtu jsou shodné i pro otlacení v konzoli, jelikož se jedná akci a reakci. [8] [23] [32]

7.1.7 NAMÁHÁNÍ VEDLEJŠÍHO ČEPU NA STŘIH

Opět po kontrole otlacení vedlejšího čepu je potřeba zkontrolovat také střih. Výpočet probíhá shodně s kapitolou 7.1.4. Dovolené napětí pro ocel 11 500 ve střihu je 90 MPa. Při působení síly F_{r1} a ploše 32 mm² je napětí ve střihu 5,96 MPa, což splňuje i bezpečnostní koeficient. Výpočet je přiložen v příloze P₃. [8] [23] [32]

Výpočty pro vedlejší čep byly v této práci zmíněny v případě, že by bylo potřeba jednotlivé díly optimalizovat, anebo pozměnit.

7.1.8 OTLAČENÍ VEDLEJŠÍHO LOŽISKA

Výpočet pro vedlejší ložisko probíhal obdobně jako výpočet pro hlavní kluzné ložisko v kapitole 7.1.2. Materiál ložiska byl opět zvolen CuSn10 od společnosti Midol. Toto ložisko přenáší sílu F_{r1} o velikosti 600 N. [27]

Výpočet otláčení vedlejšího ložiska: [1] [9]

$$P_4 = \frac{Fr_1}{S_4}$$

$$S_4 = a_4 \cdot d_4 \quad (7)$$

$$S_4 = 8 \text{ mm} \cdot 9 \text{ mm}$$

$$S_4 = 72 \text{ mm}^2$$

$$P_4 = \frac{600 \text{ N}}{72 \text{ mm}^2}$$

$$P_4 = 8,33 \text{ MPa}$$

Kde P_4 je tlak působící na vedlejší ložisko, S_4 je plocha, na které působí tlak P_4 , a_4 je šířka uchycení vedlejšího ložiska a d_4 je průměr vedlejšího ložiska.

Z výpočtu 7 vyčteme hodnotu maximálního tlaku pětinasobně nižší než dovolený tlak 50 MPa, toto ložisko tedy splňuje požadavky pro otláčení i bezpečnostní kritéria.

7.1.9 KONTROLA TÁHLA ŘAZENÍ

Celý mechanismus řadicí páky byl v návrhu vytvořen nový, ovšem bylo potřeba vhodným způsobem upravit původní táhlo řazení, které bylo zachováno. Proto byla tyč táhla po stranách obrobena, aby se vešla do nově vytvořeného těla řadicí páky. Následně byla tato změna zkontrolována proti otláčení, důvodem této kontroly bylo značné omezení kontaktní plochy proti originálním rozměrům. Tyč je z oceli 11 500 s dovoleným napětím proti otláčení 50 MPa. Tyč přenáší sílu F_{r1} o velikosti 600 N. Průměr otvoru v tyči je 12 mm. Šířka úchytu je 9 mm. [8] [23] [32]

Kontrola otláčení táhla řazení: [1] [9]

$$P_5 = \frac{Fr_1}{S_5} \quad (8)$$

$$S_5 = a_5 \cdot d_5$$

$$S_5 = 9 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm}$$

$$S_5 = 108 \text{ mm}^2$$

$$P_5 = \frac{600 \text{ N}}{108 \text{ mm}^2}$$

$$P_5 = 5,6 \text{ Mpa}$$

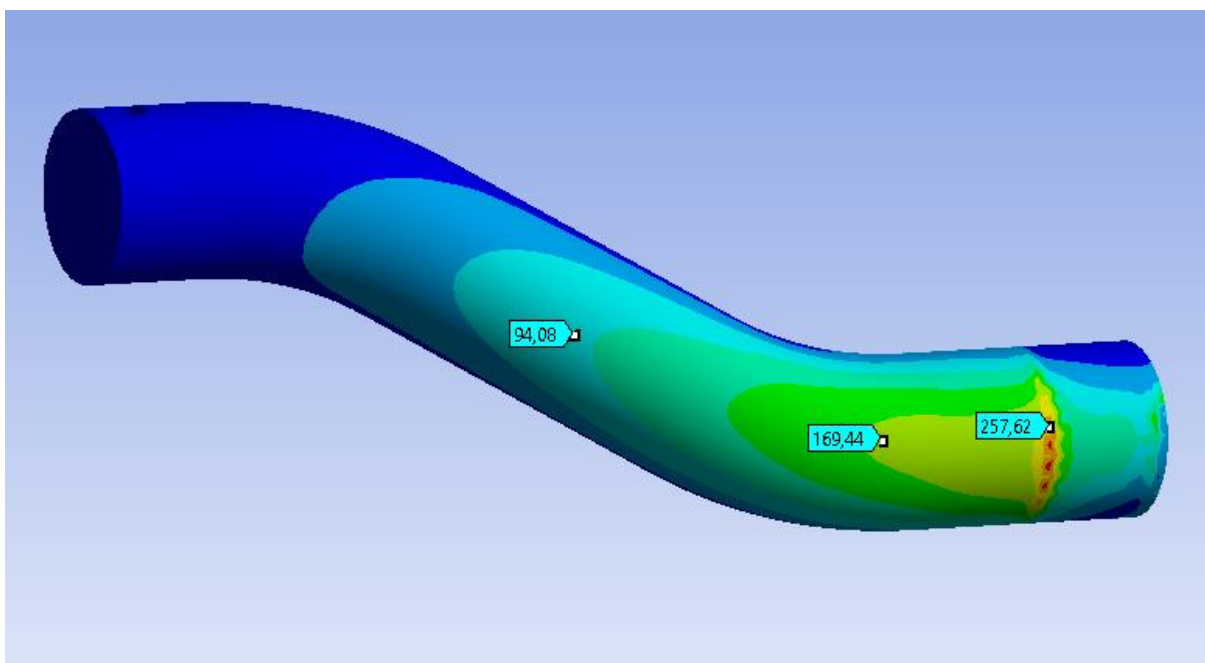
Kde P_5 je tlak působící na táhlu řazení, S_5 plocha, na které působí P_5 , a_5 je šířka oka a d_5 je průměr oka.

Jak je vidět na výpočtu 8, omezení rozměrů této tyče nezpůsobí problémy ohledně tlaku. Tento díl spojuje právě řadící páku a vnitřní mechanismus uvnitř převodovky. V další kapitole bude popsána kontrola dílů nacházejících se přímo v ústrojí převodové skříně. Pro shrnutí této části analýzy je potřeba optimalizovat řadící páku.

7.2 KONTROLA POSUVNÉHO MECHANISMU

7.2.1 KONTROLA TYČE POSUVU

Prvním dílem, který byl upraven, nebo spíše přizpůsoben uvnitř převodovky byla tyč posuvu. Tento díl je vlisován uvnitř kolena, do kterého je také přivedena řadící tyč a skrze ni probíhá ovládání posuvného mechanismu.



Obr. 30 Analýza posuvu tyče

Mechanismus je ovládán silou F_{r1} která má velikost 600 N. Tato síla přichází od řadící páky skrze převodovou skřín, pro zjednodušení byly opět vynechány ztráty, které zde působí při tření a při posuvech v oleji převodovky. Materiál tyče je volen 11 500, mez kluzu R_e je 220 MPa.

Z obrázku 30 lze odečíst maximální napětí, které se koncentruje právě v přechodu uchycení posuvné tyče uvnitř kolena. Jedná se o napětí vzniklé působením hrany kolena. Koncentrované napětí má hodnotu 257,62 MPa. Tato hodnota překračuje mezi kluzu daného materiálu. Proto byla provedena změna materiálu z oceli 11 500 na ocel 14 240. Tato ocel má R_e 470 MPa. Tato ocel se používá pro středně namáhané díly, zejména výkovky. Tento díl již vyhovuje požadovaným bezpečnostním parametrům. [8] [23] [32]

7.2.2 KONTROLA ČEPU POSUVU NA STŘIH A OTLAČENÍ

Propojení posuvné tyče a spodní páčky mechanismu bylo provedeno pomocí ocelového čepu, zajištěným vlepením uvnitř spodní páčky mechanismu. Páčka mechanismu sedí na posuvné tyči pomocí tvarového spoje, jak je vidět na obrázcích výše. Za materiál byla zvolena ocel 11 500, bylo potřeba zkontrolovat čep na střih a otláčení. Dovolené napětí ve střihu je 90 MPa. Výpočet je označen jako příloha P₅ a je principiálně shodný s výpočtem v kapitole 7.7.7. Dle výpočtu v příloze P₄ má čep maximální napětí ve střihu 10,7 MPa. Jelikož dovolené napětí je několikanásobně vyšší, čep posuvu vyhovuje. [8] [23] [32]

Čep je potřeba dále zkontrolovat na otláčení, dovolené napětí T_{dov} je 65 MPa. Síla, kterou mechanismus přenáší je 600 N. Plocha potřebná pro otláčení uvnitř spodní páčky je 12 mm². [8] [23]

Kontrola otláčení čepu posuvu: [1] [9]

$$P_6 = \frac{Fr1}{S_6} \quad (9)$$

$$S_6 = 2 \cdot a_6 \cdot d_6$$

$$S_6 = 2 \cdot 1,5 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}$$

$$S_6 = 12 \text{ mm}^2$$

$$P_6 = \frac{600 \text{ N}}{12 \text{ mm}^2}$$

$$P_6 = 50 \text{ Mpa}$$

Kde P_6 je tlak působící na čep posuvu. S_6 je plocha na které působí tlak P_6 , a_6 je šířka osazení a d_6 je průměr čepu.

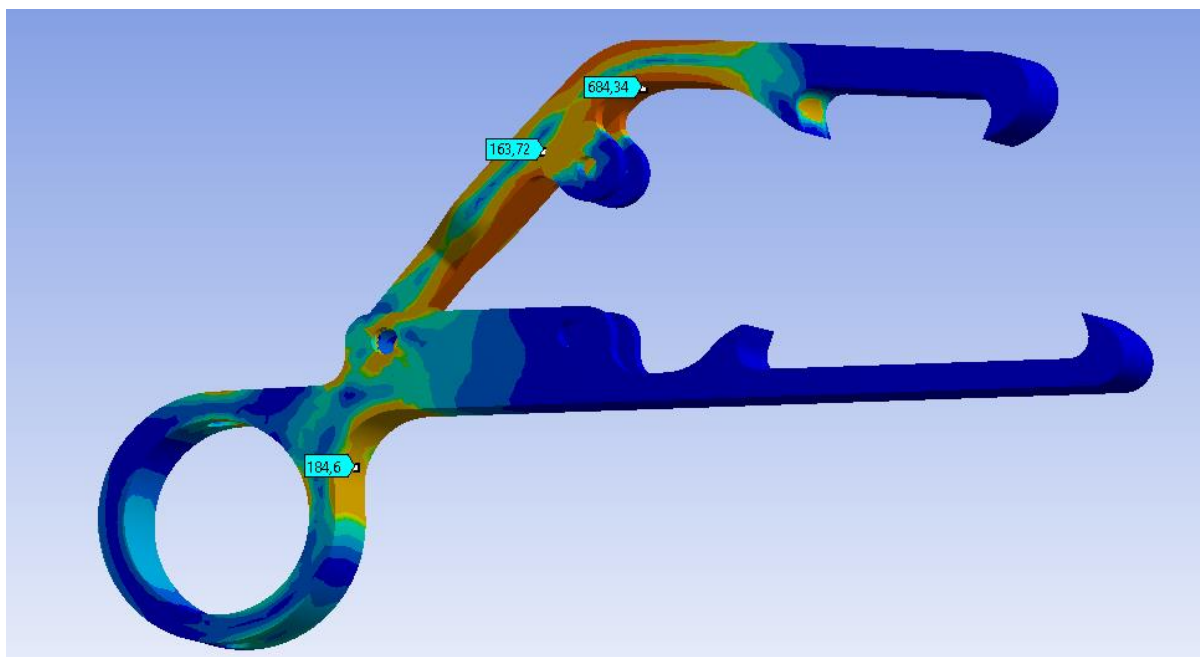
Velikost čepu se promítá na plochu, která slouží k přenosu požadované síly a tím i k přenosu vzniklého tlaku. Tento tlak se také promítá na spodní posuvnou páčku, ovšem ta je navržena z kvalitní oceli s mnohem vyšší mezí kluzu. Při kontrole na otláčení je vidět, že čep vyhovuje maximálnímu tlaku pro otláčení, ale nesplňuje bezpečnostní koeficient, který byl na začátku určen. U čepu byla navržena změna oceli z oceli 11 500 na ocel stejné třídy s označením 11 600. Tato ocel má dovolené napětí pro otláčení 180 MPa. Díky této změně čep vyhovuje. [8] [23] [32]

7.2.3 KONTROLA POSUVNÝCH PÁČEK

Mechanismus posuvných páček byl jedním z nejkritičtějších dílů celé sestavy. Jeho součásti jsou velmi subtilní z důvodů reálných rozměrů zástavby. Od začátku schématického návrhu bylo potřeba implementovat celý mechanismus vedle současného převodového ústrojí, který byl v převodovce zachován.

Bylo rozhodnuto použít ocel 16 341, je to ocel určená k zušlechťování, používá se zpravidla v kaleném stavu. Je určena pro součásti, které mají být velmi tvrdé, pevné a odolné proti opotřebení. Mez kluzu R_e pro tento materiál je 1222 MPa. To je několikanásobně vyšší hodnota než u klasických konstrukčních ocelí třídy 11. Při tvarování těchto páček mechanismu byl hlavní důraz kladen na funkčnost a následně byl tvar optimalizován. [8] [32]

Na obrázku 31 je zřetelné, že materiál mechanismu vyhovuje požadavkům napětí i bezpečnostním požadavkům. Maximální hodnota 684,34 MPa působí v rádiu horní páčky mechanismu, jedná se opět o koncentrované napětí z důvodu malého zaoblení. Jelikož se jedná o několikanásobně vyšší hodnotu napětí než na kterémkoliv dílu návrhu, byl tento prvek optimalizován, i když vyhovuje kritériím.



Obr. 31 Analýza namáhání mechanismu

7.2.4 KONTROLA VNITŘNÍHO ČEPU NA STŘIH

Kompletní páčkový mechanismus je spojen pomocí nalisovaného čepu ve spodní páčce, pro začátek byl zvolen materiál oceli 11 500. Tento materiál byl výchozí pro většinu předchozích analýz. Hraniční mez napětí pro stříh této oceli je 90 MPa. Čep má průměr 2 mm a přenáší sílu 600 N. Jedná se o původní sílu F_{r1} , která působí z řadicí páky při zaseknutém mechanismu. [8] [23] [32]

Výpočet napětí ve stříhu pro vnitřní čep: [1] [9]

$$T_7 = \frac{F_{r1}}{S_7} \quad (10)$$

$$S_7 = 2 \cdot \pi \cdot r_7^2$$

$$S_7 = 2 \cdot \pi \cdot (4 \text{ mm})^2$$

$$S_7 = 100,48 \text{ mm}^2$$

$$T_7 = \frac{600 \text{ N}}{2 \cdot \pi \cdot 3,14 \text{ mm}^2}$$

$$T_7 = 95 \text{ Mpa}$$

Kde T_7 je napětí vnitřního čepu ve střihu, S_7 je plocha na které působí napětí T_7 a r_7 je poloměr vnitřního čepu.

Dle výpočtu 10 je zřejmé, že tento čep nevyhovuje a není možné ho z klasické konstrukční oceli navrhnout. Proto byla navržena výroba z oceli 11 600. Tato ocel má dovolené napětí ve střihu 294 MPa. [8] [23] [32]

7.2.5 KONTROLA VNITŘNÍHO ČEPU NA OTLAČENÍ

Obdobně byla provedena kontrola na otláčení čepu, již počítána s materiálem 11 600. Dovolенý maximální tlak je 180 Mpa. [8]

Výpočet otláčení vnitřního čepu: [1] [9]

$$P_8 = \frac{Fr_1}{S_8} \quad (11)$$

$$S_8 = 2 \cdot a_8 \cdot d_8$$

$$S_8 = 2 \cdot 1,5 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}$$

$$S_8 = 6 \text{ mm}^2$$

$$P_8 = \frac{600 \text{ N}}{6 \text{ mm}^2}$$

$$P_8 = 100 \text{ MPa}$$

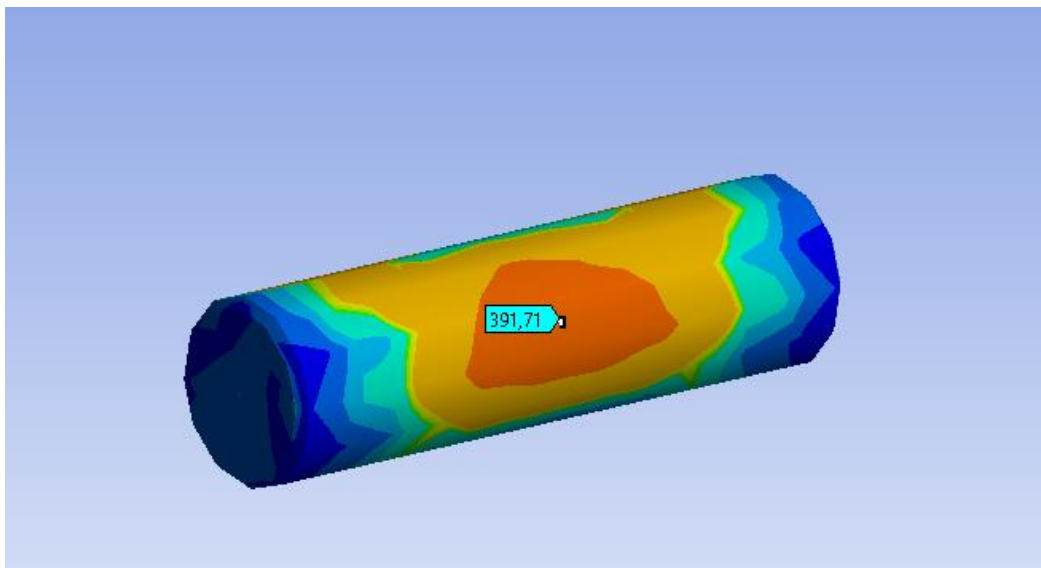
Kde P_8 je tlak působící na vnitřní čep, S_8 je plocha, na které působí tlak S_8 , a_8 je šířka uchycení čepu a d_8 je průměr vnitřního čepu.

Díky upravenému materiálu z přechozí kapitoly prvek vyhovuje a je splněn bezpečnostní koeficient 1,5.

7.2.6 KONTROLA VNITŘNÍHO ČEPU

Vnitřní čep páčkového mechanismu bude značně namáhaným prvkem. Návrh byl konstruován s ocelí 13 240 s mezí kluzu o hodnotě 400 MPa. Je to materiál vhodný pro následné zušlechťování a kalení. [8] [23] [32]

Dle obrázku 32 bylo odečteno maximální napětí 391,71 MPa. Dle původní volby vidíme nedostatečnost tohoto materiálu vzhledem k bezpečnostním požadavkům. Proto byla ocel 13 240 nahrazena ocelí třídy 14 s označením 14 340.6. Tato ocel je určena k nitridování, které způsobuje maximální pevnost povrchu. [8] [23] [32]



Obr. 32 Analýza namáhání čepu

7.2.7 VÝPOČET SÍLY PRUŽINY

Nadále bylo potřeba stanovit sílu, kterou bude mechanismus působit sevření pomocí pružiny. Tato síla nemá žádný jiný efekt, než že při řazení jednotlivých převodových stupňů a následném pohybu zpět drží celý mechanismus při sobě a umožňuje tím správnou funkčnost celého mechanismu.

Síla pružiny se nedá nijak ze zatěžující síly odvodit. Čím větší síla pružiny, tím rychlejší bude návrat mechanismu zpět a tím i vyšší odpor při řazení zpět. Pružina je tažná a uchycena uvnitř páček mechanismu. Proto byla vybrána přitažná síla mechanismu o velikosti 20 N. Ovšem tato síla působí na rameni 40 mm a síla pružiny na rameni 10 mm. Síla pružiny tedy musí být čtyřikrát větší. Síla pružiny se musí dimenzovat na 80 N.

Výpočet je obdobný s výpočtem v kapitole 5: [1] [3]

$$F_{p3} = -k_2 \cdot \Delta y_2 \quad (12)$$

$$F_{p3} = 80 \text{ N}$$

$$80 \text{ N} = -k_2 \cdot 5 \text{ mm}$$

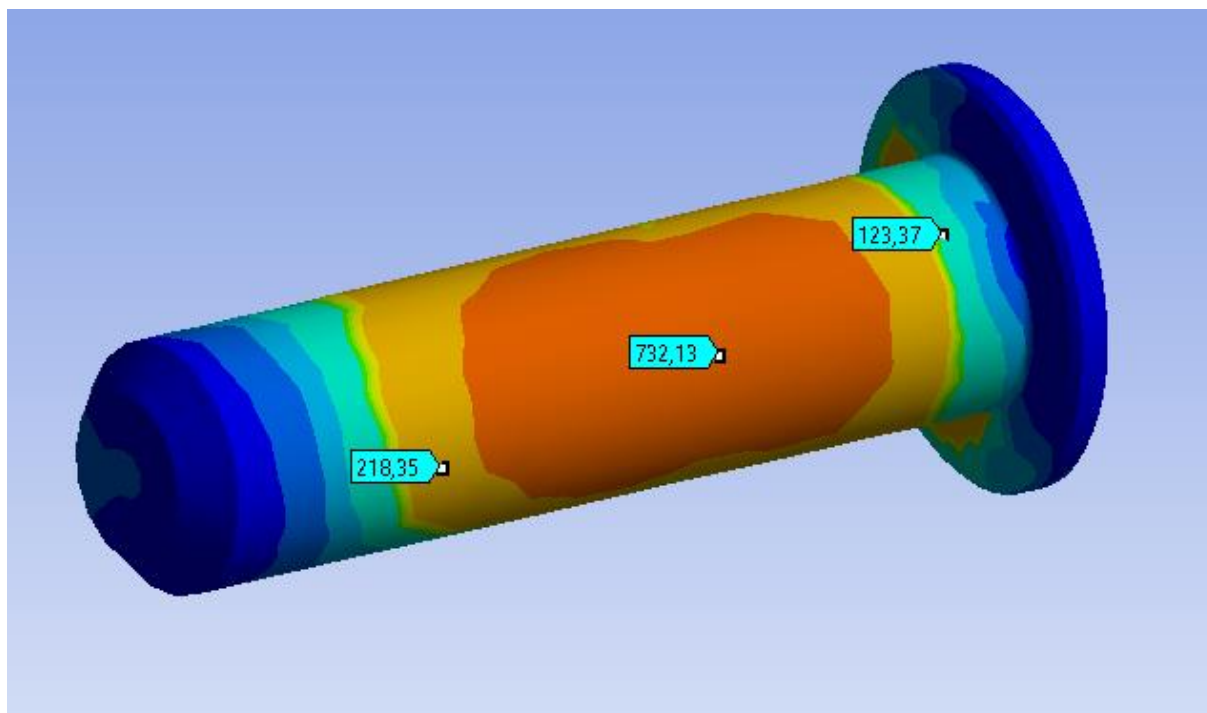
$$K_2 = -16 \text{ N.mm}^{-1}$$

Kde F_{p3} je síla pružiny mechanismu, k_2 tuhost pružiny a Δy_2 je maximální natažení pružiny.

7.2.8 KONTROLA ČEPU ROTAČNÍHO MECHANISMU

Rotace mechanismu probíhá pomocí rotačních čepů, jedná se o díl (v sestavě je šestkrát, v záběru vždy jen jeden), který je nalisován uvnitř rotační patice. Jelikož je to díl, který je napojen na horní páčku mechanismu byla očekávána vyšší hodnota namáhání. Proto byla opět zvolena ocel 16 341 s mezí kluzu 1222 MPa. [8] [23] [32]

Maximální hodnota napětí z obrázku 33 je 732,13 MPa. Tato hodnota narůstá v důsledku působení hrany, o kterou je čep ohýbán. Tato hrana na rotační patici je již v návrhu sražena a zaoblena, aby eliminovala případnou koncentraci napětí.



Obr. 33 Analýza rotačního čepu, upravit obrázek

Hodnota 732,13 MPa vyhovuje a splňuje tak požadavky určené volbou materiálu.

7.2.9 KONTROLA NAMÁHÁNÍ PATICE

Rotační pohyb z čepu je na hřídel přenášen pomocí rotační patice, jedná se o obráběný díl, který má šest otvorů na čele a jeden skrze rotační tělo. Těchto šest otvorů určuje umístění nalisovaných rotačních čepů z minulé kapitoly. Jelikož je vždy v záběru jen jeden čep, probíhá namáhání vždy jen v jednom otvoru. V otvoru pro čep se odráží reakce z čepu rotačního mechanismu. Maximální napětí z obrázku 25 je 775 MPa. Za materiál byla zvolena opět ocel 16 341. Do simulační analýzy nebylo zahrnuto pnutí, které by způsobilo nalisování čepů do patice. Dovolená hodnota meze kluzu je 1222 MPa. Z tohoto důvodu patice vyhovuje. [8] [23] [32]

Přenos krouticího momentu z patice na řadicí tyč probíhá pomocí dalšího nalisovaného čepu. Tento čep přenáší moment od síly F_{r1} , ovšem síla působící na čep má jiné rameno. Přepočtem momentové rovnováhy bylo zjištěno (viz výpočet 3), že síla F_3 odpovídá hodnotě 1090 N.

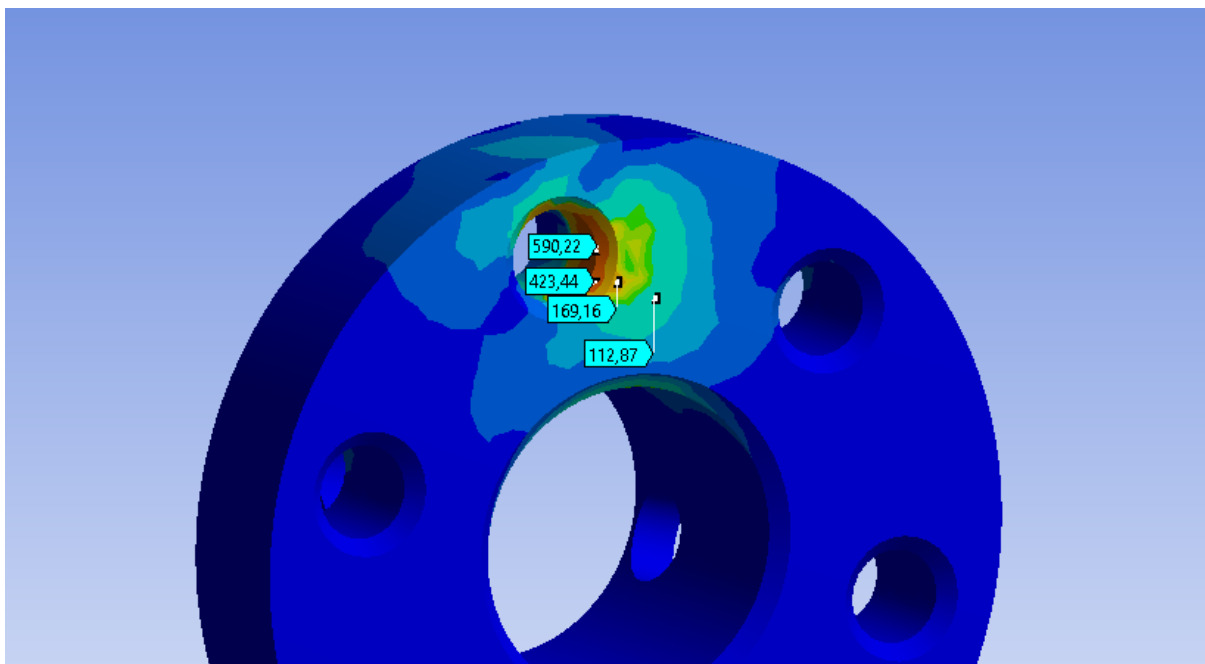
Výpočet síly F_3 : [1] [4]

$$y_1 \cdot F_{r1} = y_2 \cdot F_3 \quad (13)$$

$$10 \text{ mm} \cdot 600 \text{ N} = 5,5 \text{ mm} \cdot F_3$$

$$F_3 = 1170 \text{ MPa}$$

Kde F_3 je síla působící na volící hřídel, y_1 je rameno, na kterém působí síla F_{r1} a y_2 rameno na kterém působí síla F_3 .



Obr. 34 Analýza rotačního čepu

7.2.10 KONTROLA VEDLEJŠÍHO ČEPU MECHANISMU NA STŘIH

Následuje proběhla kontrola čepu mechanismu na střih, standardně jsem volil materiál ocel 11 500 s $T_{dov} = 90\text{MPa}$. [8] [23] [32]

Výpočet napětí ve střihu pro vedlejší čep mechanismu: [1] [9]

$$T_9 = \frac{F_3}{S_9} \quad (14)$$

$$S_9 = 2 \cdot \pi \cdot r_9^2$$

$$S_9 = 2 \cdot \pi \cdot (1,5 \text{ mm})^2$$

$$S_9 = 14,3 \text{ mm}^2$$

$$T_9 = \frac{1170 \text{ N}}{14,3 \text{ mm}^2}$$

$$T_9 = 81 \text{ MPa}$$

Kde T_9 je napětí vedlejšího čepu ve střihu, S_9 je plocha, na které napětí T_9 působí a r_9 poloměr vedlejšího čepu.

Dle výpočtu výše vidíme, že tento čep nevyhovuje bezpečnostnímu kritériu, proto byl čep nahrazen z původní oceli 11 500 za ocel 11 600 s dovoleným napětím ve střihu 294 MPa. Dalo by se uvažovat i o změně velikosti čepu, ovšem tato změna by ovlivnila průběh a hromadění napětí v patici mechanismu. [8] [23] [32]

7.2.11 KONTROLA VEDLEJŠÍHO ČEPU MECHANISMU NA OTLAČENÍ

Dle vzoru předchozích výpočtů na otláčení byla provedena kontrola i zde. Výpočet je vložen v příloze P5. Ocel byla v předchozí kapitole 7.2.12 nahrazena za ocel 11 600 s dovoleným tlakem 180 MPa. Dle přílohy P5 vyšel maximální tlak 130 MPa. Čep tedy vyhovuje. [8] [23] [32]

7.2.12 VOLÍCÍ TYČ

Jedním z posledních dílů, které je potřeba napětově zkontrolovat je volící tyč, která je namáhána na krut, proto byla provedena kontrola. Nejprve bylo třeba spočítat krouticí moment v této tyči. Tyč je navržena z materiálu oceli 11 500 s dovoleným napětím v krutu 85 MPa. [8] [23] [32]

Výpočet kroutícího momentu: [1] [9]

$$M_k = F_3 \cdot r_3 \quad (15)$$

$$M_k = 1170 \text{ N} \cdot 0,0095 \text{ m}$$

$$M_k = 11,1 \text{ N.m}$$

Kde M_k je krouticí moment působící na volící tyč a r_3 je rameno působení momentu M_k .

Kontrola maximálního krutu: [1] [9]

$$T_k = \frac{M_k}{W_k} \quad (16)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d_8^3$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot (13 \text{ mm})^3$$

$$W_k = 431 \cdot 10^{-2} \text{ mm}^3$$

$$T_k = \frac{11,1 \text{ N.m}}{431 \cdot 10^{-3} \text{ mm}^3}$$

$$T_k = 25,7 \text{ MPa}$$

Kde T_k je napětí v krutu, W_k je kvadratický průřez kruhu a d_8 volící tyče.

Maximální krouticí moment na tyči je 25,7 MPa. Tyč tedy splňuje bezpečnostní koeficient 1,5. Řadící tyč je namáhána i na kombinované namáhání v krutu a tahu. Namáhání v tahu je závislé na řadící vidlici, hodnota tohoto namáhání je proměnlivá na oblasti, kde se čep vidlice ve volící hřídeli nachází. Ovšem k zaseknutí mechanismu může dojít jen v případě, kdy je čep v původní poloze, kde je napětí v tahu zanedbatelné.

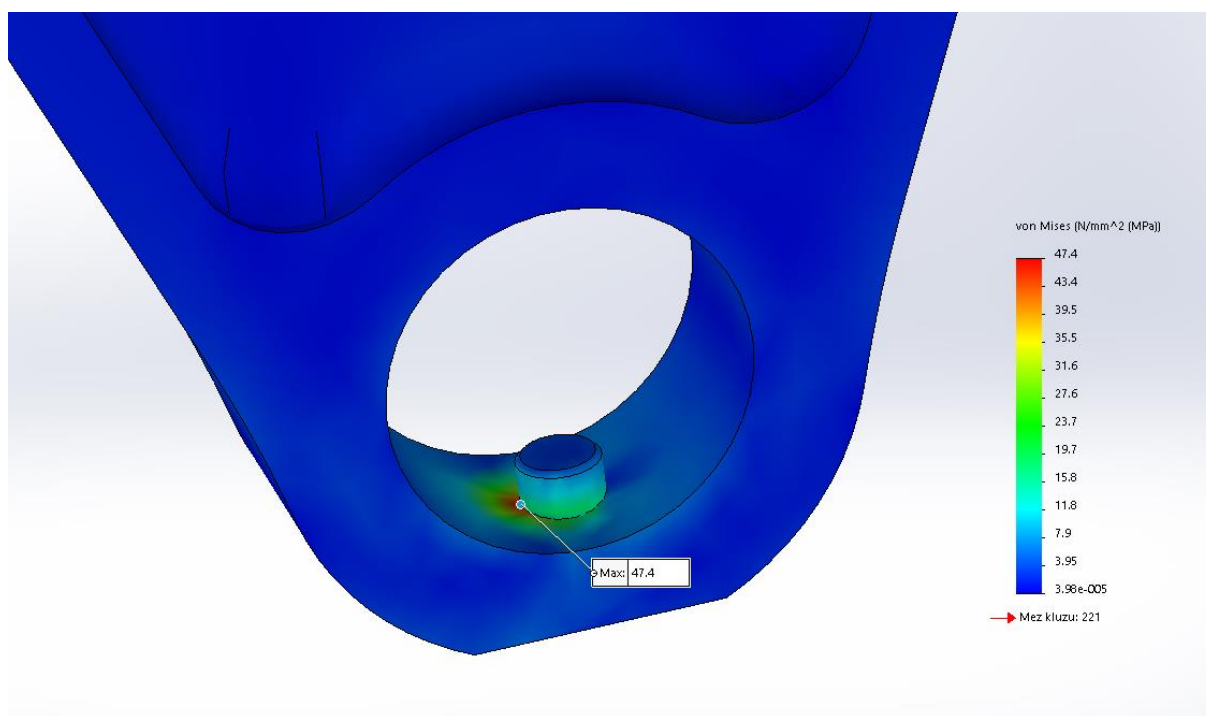
Na této tyči jsou také vyfrézovány dvě drážky. První pro 1. a 2. převodový stupeň a druhá pro 3. a 4. převodový stupeň. Drážky vedou čep vidlice a tím určují posuv celé vidlice, a tedy řazení jednotlivých převodových stupňů.

Tyto drážky způsobují narušení integrity celé tyče a tím i bezpečnost celého mechanismu. Drážky jsou široké 3 mm a hluboké 2 mm. Zaoblení v hranách drážek je $R = 0,1$ mm. Ovšem při následných simulacích se ukázalo, že kritické místo nejsou drážky, ale právě kontakty čepu s drážkami na volící hřídeli. Jelikož má čep bodový kontakt, dochází zde k nárůstu napětí.

7.2.13 VIDLICE ŘAZENÍ

Vidlice řazení je běžný díl používaný v současných převodovkách, v tomto návrhu byla vidlice navržena s co nejmenšími úpravami oproti původní. Již při prvním rozebrání reálné převodovky bylo zjištěno, že je tvar vidlice vyhovující, ovšem vidlice je ve voze Felicia nalisována přímo na hřídelkách, díky kterým se pohybuje. To znemožnilo možnost úpravy a bylo nutné vidlici navrhnout znovu.

Jelikož klasická převodovka z Felicie 1.6 MPI má dva typy synchronizátorů, bylo potřeba vytvořit i dvě velikosti vidlic. Vidlice jsou tedy totožné až na konečný průměr pro synchronizátory. Principiálně se tedy řadicí vidlice pohybuje po rotační hřídeli, což umožňuje otvor, který je vidět na obrázku 35. Pohyb je zajištěn pomocí čepu vidlice, viditelný také na obrázku 35.



Obr. 35 Analýza vidlice řazení

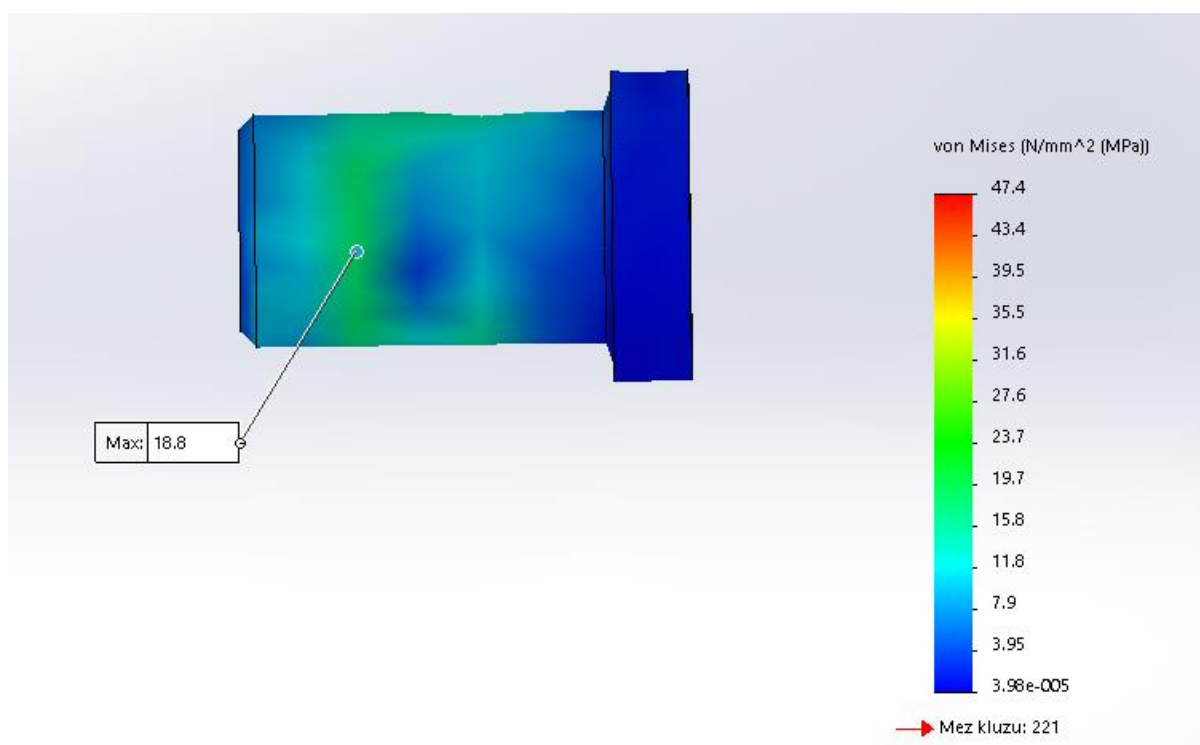
Volba materiálu proběhla jako v kapitole 7.1.1. Opět byla vybrána šedá litina (422330.) s povolenou mezí kluzu 300 MPa. Jelikož se jedná o komplikovaný díl, bylo rozhodnuto o výrobě odléváním. Na původní vidlici je přitom stále vidět hrana od střední dělicí roviny, tzn. že byla vyrobena odlitkem anebo kováním. [8] [24]

Dle obrázku výše je vidět koncentraci napětí v otvoru vytvořeném pro čep. Koncentrace probíhá opět díky hraně, která způsobuje místní nahromadění napětí. Tato hrana, jelikož se jedná o odlitek, je již předem zaoblena a otvor pro čep následně obroben do finálního

rozměru. Čep je ve vidlici vlepěn z důvodu jednoduché montáže. Pokud se při praxi ukáže možnost sestavení celého mechanismu a následné zasunutí do převodové skříně, je zde možnost nalisování čepu do vidlice.

7.2.14 ČEP VIDLICE

Posledním prvkem je zmiňovaný čep vidlice. Jedná se o malý čep z oceli 11 500. U tohoto čepu nebylo očekáváno velké namáhání. Akce a reakce výsledné soustavy se rozdělují mezi čep, řadící hřídel a vidlici. Maximální hodnota napětí na čepu je 18.8 MPa. Toto napětí vyhovuje dovolenému napětí i všem kritériím. [8] [23] [32]



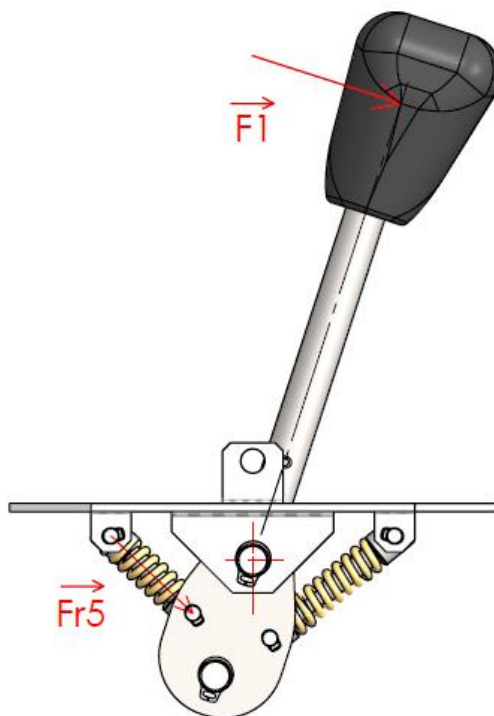
Obr. 36 Analýza čepu vidlice

8 KONTROLA DORAZU MECHANISMU

Kinematika páky a možnost zaseknutí mechanismu byla zkontrolována. Poté bylo třeba zkontrolovat možnosti, které nastanou při klasickém řazení, aby napětí z koncových bodů pohybu nepůsobilo uvnitř převodovky. To znamená, že konečná poloha řadicí páky je zajištěna pomocí tlumiče. Tento tlumič, popsáný v kapitole 4.3 zajišťuje maximální polohu díky přesně nastavenému možnému stlačení pružiny. Výpočet pružiny je uveden v kapitole 5.

8.1 KONTROLA PÁKY

První bod, který byl zkontrolován, jsou reakce sil v řadicí páce. Současná reakční síla již nepůsobí skrze táhlo, ale skrze pružinu s tlumičem. Působící síly jsou vidět na obrázku 37.



Obr. 37 Analýza čepu vidlice

Natočení páky je v rozmezí $0-18^\circ$, horizontální posunutí čepu je 12 mm. Celý systém pohybu je symetrický oproti svislé ose, proto stačí kontrolovat stlačení na jednu stranu. Ovládací maximální síla bude opět 200 N, jako v kapitole 7.

Do reakční síly bylo potřeba přidat i sílu, kterou vyvolává stlačení pružiny v případě natočení páky. Zprvu se počítalo s minimálním nárůstem napětí díky těmto silám. Později se díky simulacím zjistilo zvýšení napětí až v desítkách procent.

Materiál páky je tedy odlitek, tato ocel má označení 42 330, předposlední číslo určuje mez kluzu danou pro tento materiál. V kapitole 7.1.1 byl zjištěn nevyhovující přechodový poloměr, a proto byl změněn tento prvek. Tato kontrola se provede s původní pákou, následná úprava by měla dle předpokladů všechny napětí jen snížit. [8] [23] [32]

Výpočet reakční síly F_{r5} :

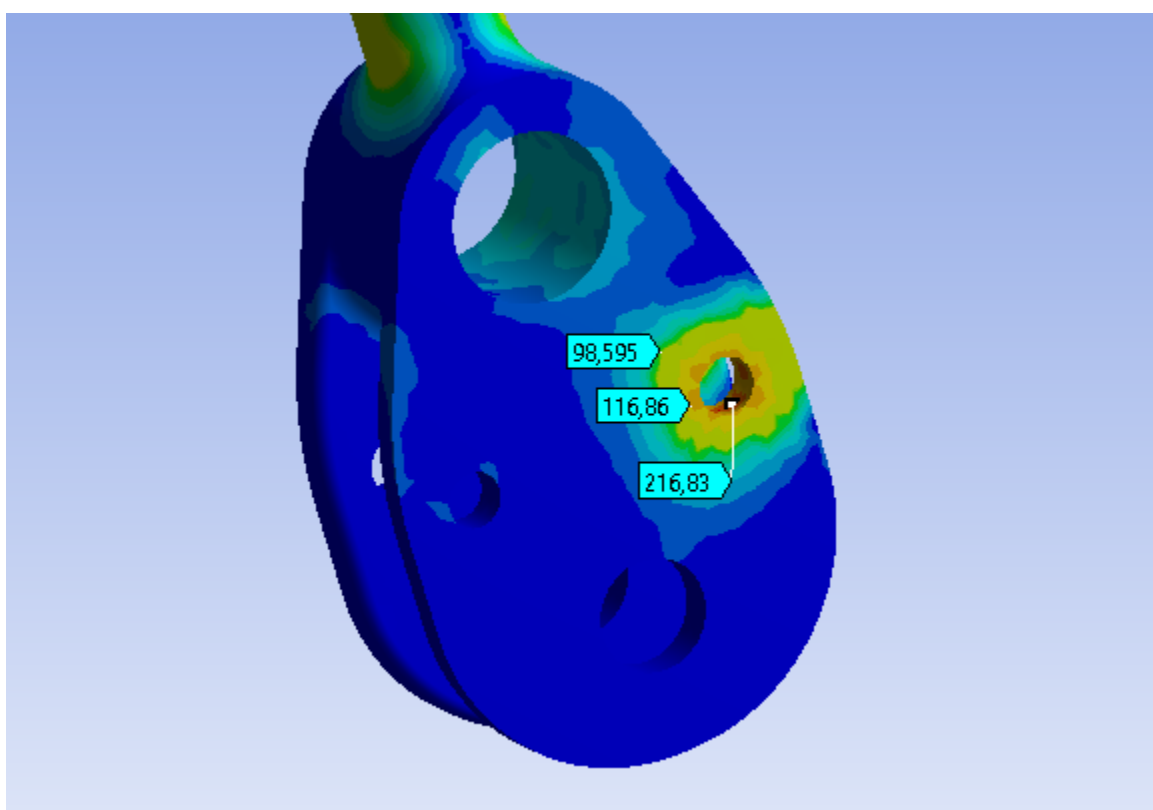
$$F_{r4} + F_{p1} = F_{r5} \quad (17)$$

$$1200 \text{ N} + 120 \text{ N} = F_{r5}$$

$$F_{r5} = 1320 \text{ N}$$

Kde F_{r5} je výsledná reakční síla, F_{r4} je reakční síla na původní zatěžovací sílu F_1 , zjištěna přepočtem dle kapitoly 5.

Na výpočtu F_{r5} vidíme výslednou sílu, která na oko čepu působí. Hodnota 1320 N byla brána jako okrajová podmínka pro simulace na obrázku 38.



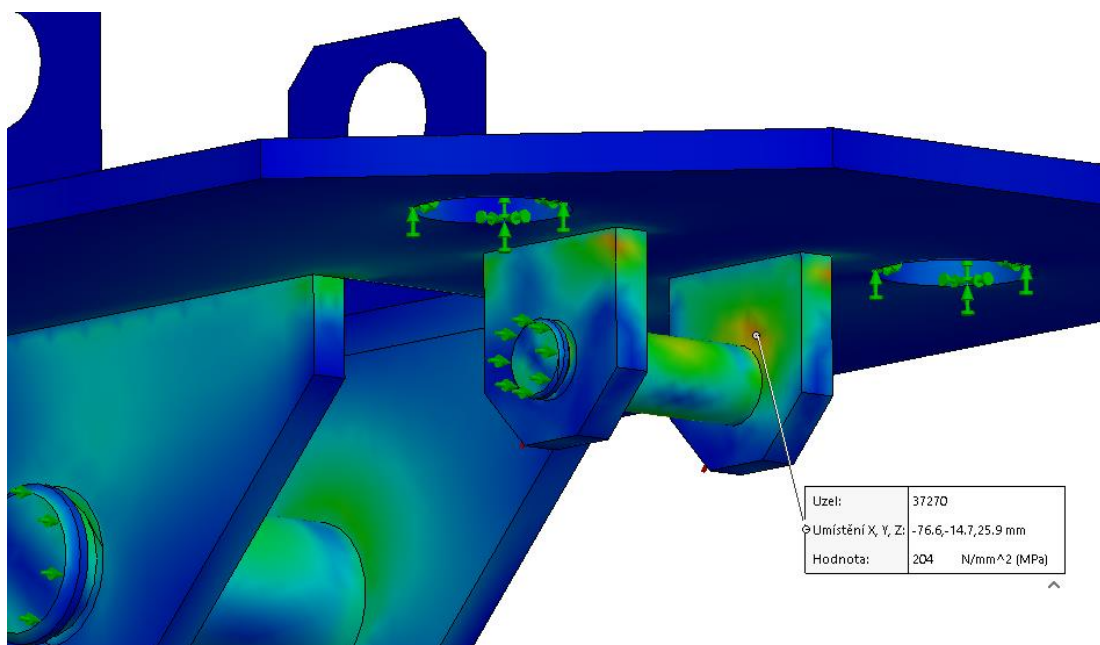
Obr. 38 Analýza oka čepu páky

Na obrázku 38 je vidět detail zatížení od působení čepu, hodnoty nepřekračují dovolenou mez danou materiálem, ale nesplňují daný koeficient bezpečnosti 1,5. Do budoucna by se toto napětí dalo snížit úpravou velikosti průměru tohoto čepu. Jelikož je překročení v řádu procent, byla provedena optimalizace páky, jak v případě tvaru, tak i k navýšení hodnoty meze kluzu. Toho bylo docíleno změnou materiálu, který by tomuto kritériu vyhovoval. Byla zvolena šedá litina 42 2307, která má minimální mez kluzu 470 MPa. S touto změnou prvek vyhovuje. [8] [24]

8.2 KONTROLA SVAŘENCE

V případě kontroly tohoto dílu se bude postupovat stejně jako u kapitoly 7.1.5. Jedná se opět o analýzu svařované sestavy z oceli 11 500 s mezí kluzu 220 MPa. Kde síla působící mezi

hlavním čepem a čepem tlumiče je nyní reakční síla na řadící páku 1200 N, a k tomu síla působící skrze sílu v tlumiči 120 N (viz. výpočet 17). Celkem je tedy zatěžovací síla F_{r5} rovna 1320 N. Tuto sílu bylo potřeba nastavit při simulaci na oba dva čepy, jedná se o hlavní čep a vedlejší čep. Již nyní je možné předpokládat, že kritické místo bude menší z těchto čepů, a také zde bude koncentrace napětí největší. [8] [23] [32]



Obr. 39 Analýza svařované konzoly

Ze simulace na obrázku 39 vidíme, že předpoklad pro kritické místo odpovídá reálné simulaci. Opravdu z důvodů tlaku na čep vzniká místo ve směru působení síly nad jeho uložením. Maximální napětí působící na sestavu je 204 MPa. Podíváme-li se na prostor okolo svarů, jedná se i tam o zvýšené hodnoty oproti simulaci v kapitole 7.1.5. Díky maximální hodnotě přesahující 200 MPa je potřeba daný díl optimalizovat. Jelikož velikost těchto čepů by ovlivnila celý mechanismus, byla zvýšena třída oceli z 11 500 na ocel 11 600. U změny oceli bylo potřeba zachovat její svařitelnost. Ocel 11 600 má výborné svařitelné vlastnosti s mezí kluzu 340 MPa. [8] [23] [32]

8.3 KONTROLA VEDLEJŠÍHO ČEPU TLUMIČE NA STŘIH A OTLAČENÍ

Dále bylo potřeba uvedené čepy prověřit na střih a otláčení. Jelikož síla působící na ně je vyšší než u předchozích výpočtů, byla vybrána ocel 11 600. Tato ocel má výborné vlastnosti a je vhodná pro prvky, které jsou takto mechanicky zatěžovány. [8] [23] [32]

Výpočet napětí ve střihu: [1] [9]

$$T_{10} = \frac{F_{r5}}{S_{10}} \quad (18)$$

$$S_{10} = 2 \cdot \pi \cdot r_{10}^2$$

$$S_{10} = 2 \cdot \pi \cdot (2 \text{ mm})^2$$

$$S_{10} = 25,12 \text{ mm}^2$$

$$T_{10} = \frac{1320 \text{ N}}{25,12 \text{ mm}^2}$$

$$T_{10} = 165 \text{ MPa}$$

Kde T_{10} je napětí vedlejšího čepu tlumiče ve stříhu, S_{10} je plocha, na které toto napětí působí a r_{10} poloměr vedlejšího čepu.

Výpočet tlaku pro otlačení: [1] [9]

$$P_{11} = \frac{Fr5}{S_{11}} \quad (19)$$

$$S_{11} = 2 \cdot a_{10} \cdot d_{10}$$

$$S_{11} = 2 \cdot 4 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}$$

$$S_{11} = 16 \text{ mm}^2$$

$$P_{11} = \frac{1320 \text{ N}}{16 \text{ mm}^2}$$

$$P_{11} = 82 \text{ MPa}$$

Kde P_{11} je tlak působící na vedlejší čep, S_{11} je plocha, na které tlak P_{11} působí, a_{10} je šířka drážky čepu a d_{10} je průměr čepu.

Dovolený tlak pro tuto ocel je 180 MPa a dovolené napětí ve stříhu je 294 MPa. Maximální tlak působící na čep je 82 MPa a maximální napětí ve stříhu je 165 MPa. Díky předem zavedenému materiálu vyšší třídy byly splněny bezpečnostní podmínky a tento prvek tedy vyhovuje. [8] [23] [32]

9 OPTIMALIZACE

Některé díly nevyhovovaly předem daným bezpečnostním požadavkům. U většiny z nich bylo již během jejich napěťových analýz rozhodnuto o změně materiálu. Bylo to u těchto prvků, viz tabulka:

Tabulka 4: Změny materiálů [8] [23] [24]

Díl	Původní materiál	Upravený materiál
Páka	Šedá litina 42 2430	Šedá litina 42 2307
Konzola svařenec	Ocel 11 500	Ocel 11 600
Tyč posuvu	Ocel 11 500	Ocel 14 240
Čep posuvu	Ocel 11 500	Ocel 11 600
Vedlejší čep mechanismu	Ocel 11 500	Ocel 11 600

Z tabulky je vidět, že se změnil materiál u těchto pěti prvků, většinou to bylo z důvodu základního návrhu z materiálu oceli 11 500. Tento materiál byl většinou nahrazen ocelí 11 600, která má přibližně o 50 % vyšší mezní hodnoty pro namáhání. Dále byla zvolena změna materiálu u tyče posuvu z důvodů rozměrové zástavby. Bylo potřeba zachovat některé díly, a proto jedinou variantou byla změna materiálu z oceli 11 500 na ocel 14 240. U materiálu páky byla pouze zvolena jiná specifikace šedé litiny. [8] [23] [32]

V následující kapitole bude provedena optimalizace tvaru jednotlivých dílů se snahou snížit výsledky napětí v nich.

9.1 OPTIMALIZACE PÁKY

V kapitole 8.1 byl změněn materiál odlitku páky na ocel 42 2307 s mezí kluzu přes 400 MPa. Tato hodnota již splňuje daná kritéria, ale prvek páky bude přesto optimalizován. V kapitole 7.1.1. byla zmíněna koncentrace napětí v místě s nejmenším průřezem, tj. v přechodovém poloměru mezi tyčí a jejím tělem. Při prvních fázích optimalizace byl upraven vnitřní otvor této tyče, aby zesílila stěna a rozšířila tak vnitřní napětí. Nastalo snížení povrchového napětí o 20 %. Ovšem toto napětí nebylo dostačující, a proto byly v následujících krocích upraveny tyto parametry: [8] [23] [32]

Tabulka 5: Změny parametrů

Prvek	Původní verze	Upravená verze
Vnější průměr tyče/vnitřnímu	10 mm / 6 mm	10 mm / 4 mm
Přechodový poloměr	5 mm	35 mm

Z obrázku 29 je vidět, že upravení těchto dvou parametrů pomohlo ke snížení povrchového napětí na páce. Na obrázku je také vidět maximum 120,31 MPa. Optimalizace tedy zlepšila povrchové napětí o 50 %.



Obr. 40 Analýza optimalizace páky

Při dalším uvažování je možno optimalizovat i otvory pro uchycení čepu tlumiče.

9.2 OPTIMALIZACE MECHANISMU

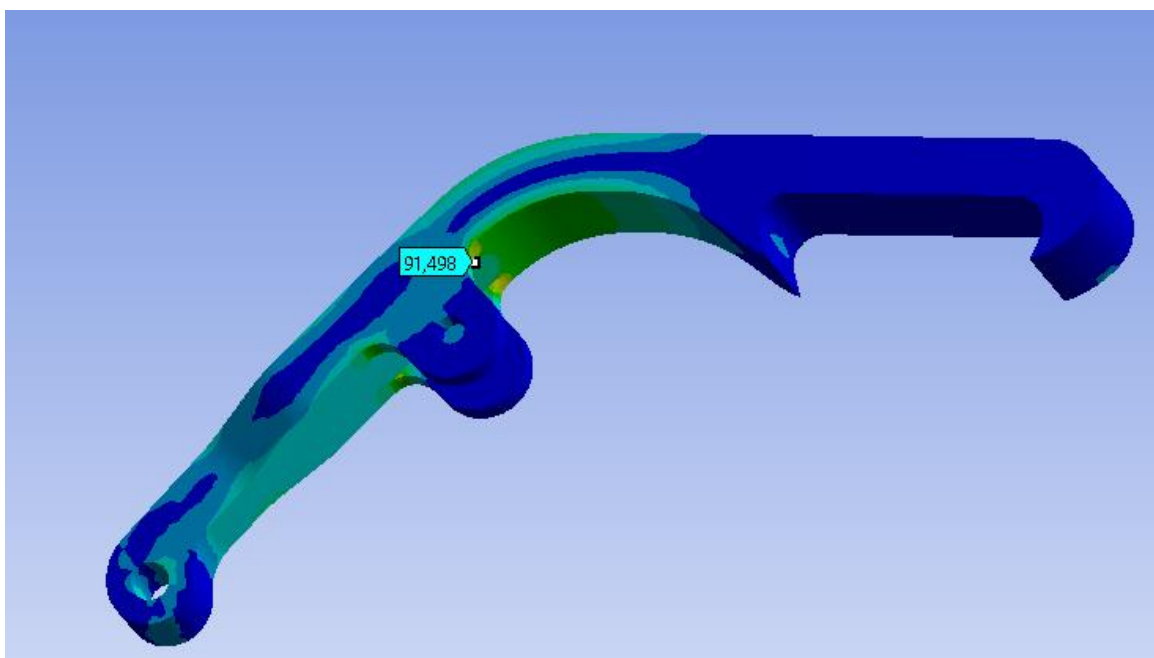
Mechanismus páček je poslední díl, který bylo potřeba optimalizovat. Co se týká designu a zatížení těchto páček, vše vyhovovalo. Ovšem napětí, které vzniká uvnitř horní páčky je velmi nerovnoměrně rozdělené. Toto namáhání by v budoucnu mohlo působit problémy s únavou, způsobovat značné pnutí a poškození.

V původním návrhu byla páčka široká 3 mm a hluboká 3 mm. K největšímu hromadění napětí docházelo právě v rádiusu, který měl v původním návrhu 5 mm. Tento poloměr byl vybrán z rozměrových a zástavbových rozměrů.

Byla snaha upravit mechanismus tak, aby se tento rádius co nejvíce přiblížil k ose, ve které působí výsledná síla. Tato osa prochází mezi čepem mechanismu a vnitřním čepem. Maximální rádius byl omezen polohou úchytů, ve kterých je uchycena pružina mechanismu.

Maximální proveditelný poloměr vnitřního zaoblení je 9 mm. Vnější rádius 12 mm. Dle obrázku 30 je vidět maximální napětí právě ve vnitřním zaoblení. Hodnota tohoto napětí je 91,5 MPa. Původní hodnota byla 683,3 MPa. Došlo tedy k sedminásobnému snížení původního napětí, díky rovnoměrnějšímu rozložení zatížení.

Díky tomuto snížení napětí nebylo možné použít původní materiál ocel 16 341. Jedná se o materiál vyšší kvality a jeho výroba by nebyla ekonomicky výhodná. Vyhovujícím materiálem, který tyto parametry a bezpečnostní koeficient splňuje, je materiál ocel 14 341. Tato ocel je třídy 14 a oproti původní oceli má horší vlastnosti, ovšem vyhovuje požadovaným kritériím a vlastnostem. Mez kluzu pro tuto ocel je 700 MPa. [8] [23] [32]



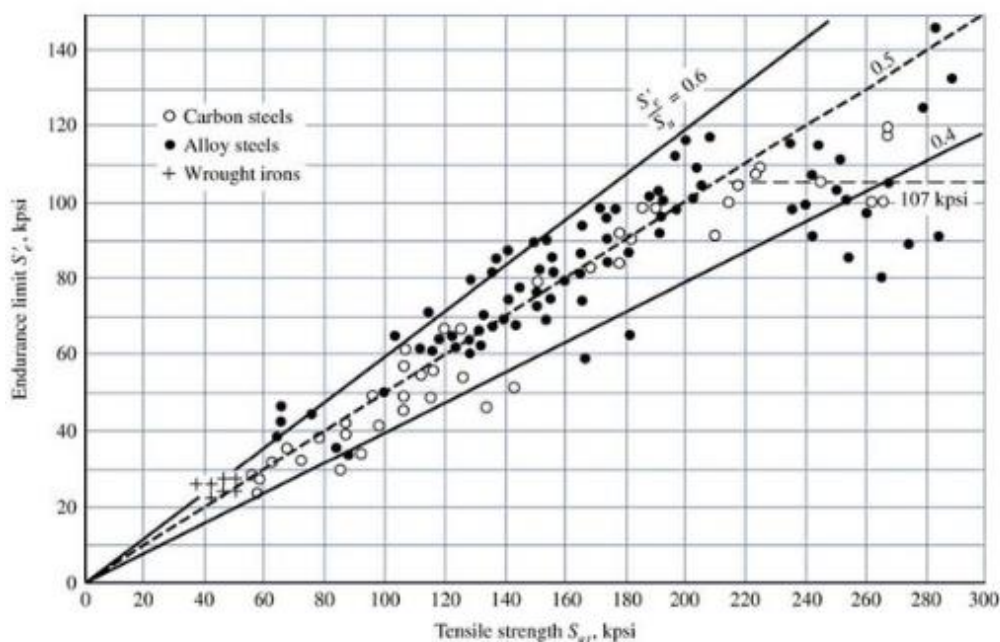
Obr. 41 Analýza optimalizovaného mechanismu

10 KONTROLA MEZE ÚNAVY

Kromě klasické statické napěťové kontroly bylo potřeba u kritických dílů také prověřit jejich únavovou životnost. Napětí, i když je menší než mezní, tak při opakujícím se pohybu o různé velikosti a typu hromadí poškození uvnitř materiálu. Z tohoto důvodu je právě únavové zatěžování vlivem střídavých a různých napětí nebezpečné. [1]

Únavový lom není zpočátku na dílu vidět, přichází znenadání a nedá se tedy předem odhadnout. Materiál po lomu vypadá křehce a odpovídá teorii dle typu materiálu.

Bylo rozhodnuto u kritických dílů určit mez únavy. Jedna z rychlých a snadných metod je určení meze únavy pomocí velkého množství kvantitativních tahových zkoušek, které jsou provedeny pro různé materiály (viz. obrázek 42). Z těchto zkoušek vidíme jistou spojitost mezi mezí pevnosti a mezí únavy. V praxi se tato mez únavy pohybuje v rozmezí 40–60 % meze pevnosti. Tato mez je v tomto poměru až do R_m 1460 MPa. U hodnot překračujících tuto mez nastává větší rozptýl údajů. [1]



Obr. 42 Analýza optimalizovaného mechanismu [29]

Proto tedy určení meze únavy podle Mischkeho souvisí s mezí pevnosti. Zkoušky byly prováděny u zkušebních vzorků, které byly ohýbány za rotace.

Výpočet meze únavy podle Mischkeho: [1]

$$\sigma_{co} = 0,504 \cdot R_m \quad (20)$$

Kde σ_{co} je mez únavy v ohybu a R_m hodnota meze pevnosti.

Tento výpočet ovšem nezahrnuje další parametry, které tuto mez únavy ovlivňují. Například parametry jakosti povrchu, velikosti tělesa, způsobu zatěžování a také další vlivy. Z tohoto důvodu se používá Marinova rovnice, která původní Mischkeho rovnici doplňuje právě o tyto parametry.

Výpočet meze únavy podle Marina: [1]

$$\sigma'_{co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \quad (21)$$

Kde σ'_{co} je mez únavy v ohybu podle Marina, k_a součinitel vlivu jakosti povrchu, k_b součinitel vlivu velikosti tělesa, k_c součinitel vlivu způsobu zatěžování, k_d součinitel vlivu teploty, k_e součinitel spolehlivosti a k_f součinitel zahrnující další vlivy. [1]

Výpočet součinitele k_a :

$$k_a = a \cdot R_m^b \quad (22)$$

Kde „a“ i „b“ jsou parametry součinitelů.

Výpočet součinitele k_e

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_a \quad (23)$$

Kde z_a je normovaná náhodná veličina.

Díky těmto dvěma postupům, můžeme určit přibližnou mez únavy pro jednotlivé materiály a prvky. [1]

10.1 KONTROLA ŘADICÍ PÁKY

Řadící páka byla v kapitole 9.1 upravena na ocel s označením šedá [24] 42 2307 a má mez pevnosti R_{m1} 700 MPa. Tato hodnota bude výchozí pro výpočet meze únavy. [8] [32]

Výpočet meze únavy pro řadící páku: [1]

$$\sigma_{co1} = 0,504 \cdot R_{m1} \quad (24)$$

$$\sigma_{co1} = 0,504 \cdot 700 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co1} = 352,8 \text{ MPa}$$

Kde σ_{co1} je mez únavy v ohybu řadící páky a R_{m1} hodnota meze pevnosti pro materiál 42 2307.

Hodnota meze únavy je 352,8 MPa. Následně bylo potřeba zavést ostatní parametry, které mez únavy ovlivňují.

Výpočet součinitele k_{a1} : [1]

$$k_{a1} = a_1 \cdot R_{m1}^{b_1} \quad (25)$$

$$k_{a1} = 4,51 \cdot 700^{-0,265}$$

$$k_{a1} = 0,794$$

Kde k_{a1} je součinitel a koeficienty a_1 i b_1 jsou parametry součinitele.

Volba součinitele velikosti tělesa je se v tomto případě neprojevuje, proto k_e rovná se 1. Způsob namáhání je ohyb, proto také koeficient $k_c = 1$. součinitel k_d pro teplota 20 °C je roven 1. [1]

Výpočet součinitel k_e : [1]

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_{a1} \quad (25)$$

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot 2,326$$

$$k_e = 0,813$$

Kde k_e součinitel a z_{a1} koeficient při spolehlivosti 99 % roven 2,326.

Výpočet meze únavy: [1]

$$\sigma'_{co1} = k_{a1} \cdot k_b k_c k_d k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co1} \quad (26)$$

$$\sigma'_{co1} = 0,794 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,813 \cdot 1 \cdot 352,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{co1} = 227,74 \text{ MPa}$$

Kde σ'_{co1} je mez únavy v ohybu řadící páky podle Marina.

Dle výpočtu výše řadící páka splňuje požadavky na únavovou životnost. Maximální hodnota namáhání 216,83 MPa je nižší než mez únavy 227,74 MPa.

10.2 KONTROLA ČEPU PÁČKOVÉHO MECHANISMU

Obdobně byla provedena kontrola pro čep páčkového mechanismu, maximální napětí tohoto čepu je 391,79 MPa. Mez pevnosti v tahu pro materiál 11 600 je 720 MPa. [8]

Výpočet meze únavy pro řadící páku: [1]

$$\sigma_{co2} = 0,504 \cdot R_{m2} \quad (27)$$

$$\sigma_{co2} = 0,504 \cdot 720 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co2} = 362,9 \text{ MPa}$$

Kde σ_{co2} je mez únavy v ohybu řadícího mechanismu a R_{m2} hodnota meze pevnosti pro materiál 11 600.

Výpočet součinitele k_a : [1]

$$k_{a2} = a_2 \cdot R_m^{b_2} \quad (28)$$

$$k_{a2} = 1,58 \cdot 720^{-0,085}$$

$$k_{a2} = 0,9031$$

Kde k_{a2} je součinitel a a_2 i b_2 jsou parametry součinitele. Součinitel k_e je stejný jako ve výpočtu 25.

Výpočet meze únavy: [1]

$$\sigma'_{co2} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \quad (29)$$

$$\sigma'_{co2} = 0,903 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,813 \cdot 1,02 \cdot 362,9 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{co2} = 271,74 \text{ MPa}$$

Kde σ'_{co2} je mez únavy v ohybu čepu podle Marina, K_f je součinitel teploty roven 1,02 jelikož se nachází ve zvýšené prostředí s teplotou okolo 100 °C. [1]

Dle výpočtu 29 je vidět, že materiál nevyhovuje únavové životnosti. Jedná se o díl, který se nachází uvnitř převodové skříně a jeho výměna není snadná. Materiál byl změněn z oceli 11 600 na ocel 14 341.4, která má mez pevnosti 1080 MPa. Tato ocel je přímo vhodná pro kalené čepy a velmi namáhané prvky. Byl proveden kontrolní výpočet dle výpočtu výše. Maximální napětí meze únavy je 401,7 MPa, tato hodnota vzhledem k maximálnímu napětí na čepu vyhovuje. [23] [32]

10.3 KONTROLA ČEPU ROTAČNÍHO MECHANISMU

Dalším prvkem, který je zvolen jako kritický je právě čep rotačního mechanismu, celkově se jedná o šest čepů, které jsou nepravidelně zatěžovány v závislosti na aktuální změně převodového stupně. Materiál tohoto čepu je ocel 16 341, jedná se o nejvíce namáhaný čep celé soustavy. Mez kluzu pro tento materiál je 1620 MPa, tato hodnota je hraniční pro výpočet meze únavy materiálu. Výpočet je obdobný jako v kapitole 10.2. [8] [23] [32]

Výpočet meze únavy pro řadící páku: [1]

$$\sigma_{co3} = 0,504 \cdot R_{m3} \quad (30)$$

$$\sigma_{co3} = 0,504 \cdot 1620 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{co3} = 816,48 \text{ MPa}$$

Kde σ_{co3} je mez únavy v ohybu čepu rotačního mechanismu a R_{m3} hodnota meze pevnosti pro materiál 16 341.

Výpočet součinitele k_a : [1]

$$k_{a3} = a_3 \cdot R_{m3}^{b_3} \quad (31)$$

$$k_{a3} = 1,58 \cdot 1620^{-0,085}$$

$$k_{a3} = 0,84$$

Kde k_{a3} je součinitel a a_3 i b_3 jsou parametry součinitele.

Součinitel k_e a k_f je stejný jako ve předešlé kapitole.

Výpočet meze únavy: [1]

$$\sigma'_{co3} = k_{a3} \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} \quad (32)$$

$$\sigma'_{co3} = 0,816,48 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,813 \cdot 1,02 \cdot 816,48 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_{co3} = 551,46 \text{ MPa}$$

Kde σ'_{co3} je mez únavy v ohybu čepu podle Marina.

Při porovnání meze únavy z výpočtu 32 a maximálního napětí z kapitoly 8.1 je 570 MPa je zřejmé, že čep rotačního mechanismu nevyhovuje a maximální napětí překračuje mez únavy o 20 MPa. [8]

Pro určení počtu cyklů do porušení tohoto materiálu je potřeba znát Wohlerovu křivku pro tento materiál. Z této křivky bychom odečetli rovnici šikmé větve této křivky. Tyto údaje pro tuto ocel nejsou dostupné, a proto není možné tento výpočet provést. [1]

Proto je doporučeno tyto čepy pravidelně kontrolovat například spolu s pravidelnou kontrolou motoru.

11 ZAJIŠTĚNÍ SYNCHRONIZACE

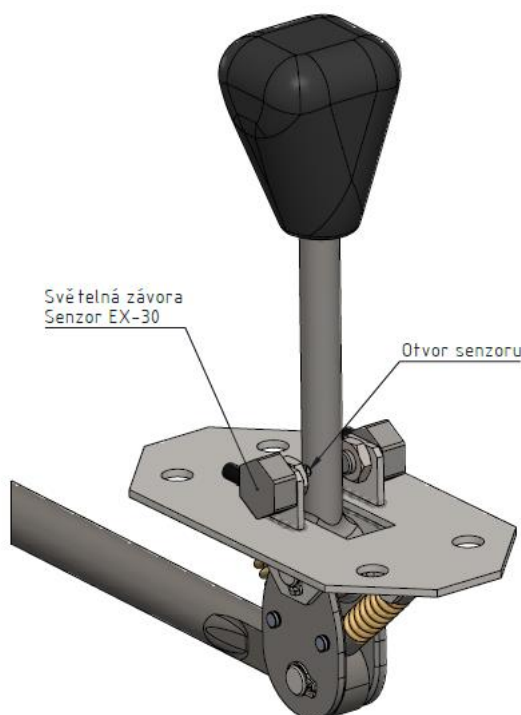
V původní verzi návrhu bylo uvažováno o variantě, kdy zůstane zachován spojkový pedál při manuálním řazení. V principu by to vypadalo jako ovládání řazení současně synchronní převodovky. Rozdíl by byl pouze v typu pohybu řazení, současné vozy řadí ve stylu písma H, zatímco sekvenční převodovky pomocí „+“ a „-“ na jedné lince. [2]

Ovšem jedním z hlavních smyslů celé sekvenční převodovky je její komfortnost při ovládání a celkové zjednodušení řazení. Díky těmto kritériím byl tedy konstrukční návrh navržen bez spojky, a tudíž bez spojkového pedálu, kde synchronizace probíhá pomocí řídicí jednotky motoru. Řídicí jednotka při potřebě řazení na chvíli odstaví výkon motoru, většinou pomocí přerušení spalování. Díky této odstavce dochází k možnosti řazení jednotlivých převodových stupňů bez vážnějšího porušení kol. Tyto převodovky jsou namáhané více než klasické synchronní převodovky, z důvodů rázů vznikajících při řazení. [2]

11.1 SVĚTELNÁ ZÁVORA

Ze schématického návrhu v kapitole 4.2 je zřejmé, že se v sestavě řadicí páky nachází polohy sensor, právě tento sensor má za úkol vyslat signál, jakmile řidič posune řadicí pákou v jakémkoliv směru.

V principu stačil sensor, který by snímal polohu naklonění této páky, vhodnou volbou byl například snímač náklonu Elobau (označení 424A11A120B). Tento snímač splňuje všechny požadavky, problém nastává při umístění tohoto senzoru – sensor by měl být umístěn v ose rotace. Jelikož možná zástavba je omezena maximální šířkou 30 mm, bylo třeba sensor polohy posunout nad polohu konzoly. V tomto případě tedy nebylo možno využít jakýkoliv rotační sensor. [49]



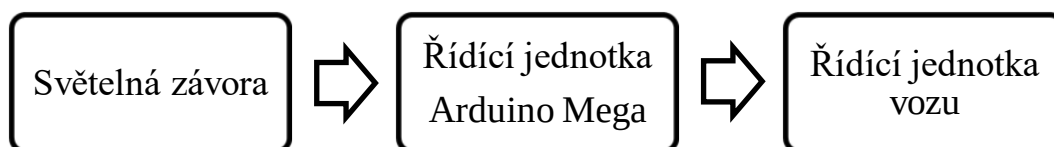
Obr. 43 Umístění světelné závory

Další možnost bylo snímání polohy páky pomocí optické závory. Pro konstrukční návrh byl zvolen snímač polohy od společnosti SUNX. Označení sensoru je EX-30, tento sensor funguje na principu infračerveného světla. Sensor se skládá ze dvou dílů, vysílače a přijímače a jeho dosah je do 500 mm. Pro snímač je potřeba otvor o průměru minimálně 4 mm. Tento otvor je umístěn v dolní části tyče řadící páky, jak je vidět v obrázku 43. [50]

Přijímač světelné závory vysílá stálý signál, jakmile dojde k přerušení toku paprsku, vyšle přijímač signál o přerušení. Jak je vidět na obrázku 43 a v příloze P1, tak při řazení dochází k přerušení paprsku na dvou místech, poprvé při prvním pohybu řadící páky, následně při maximálním naklonění řadící páky. Chyba může nastat při malém vychýlení řadící páky, kdy řídící jednotka nepozná, že se jedná o neúplné řazení. Tato chyba je ošetřena v algoritmu řídící jednotky, kdy řídící jednotka motoru přeruší příkon výkonu na dobu maximálně dvou sekund.

11.2 SCHÉMATICKÉ ZAPOJENÍ

Propojení mezi senzory náklonu (světelnou závorou) a řídící jednotkou vozu není kompatibilní, proto bylo navržena přechodová řídící jednotka, která zpracovává signál od senzoru, a díky algoritmu jej převede do formátu, který vyhovuje řídící jednotce vozu. Principiálně by tuto funkci měla tvořit řídící jednotka Arduino Mega 2560, která obsahuje 16 možných vstupů. Řídící jednotky Arduino umožňují jednoduché naprogramování a jsou pro tuto funkci ideální. Tato jednotku bude využita i pro elektronické ovládání pomocí tlačítek na volantu. [11] [26]



Obr. 44 Zjednodušené schéma zapojení

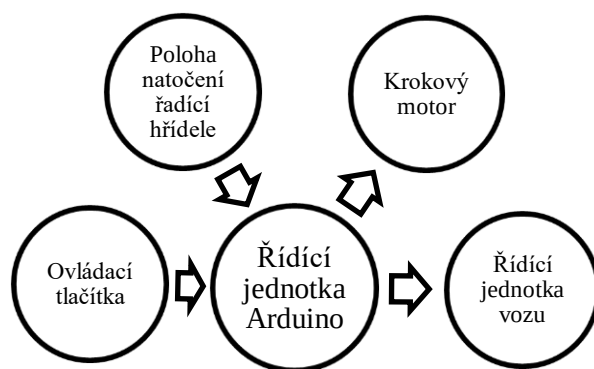
12 ELEKTRONICKÉ ŘÍZENÍ ŘAZENÍ POMOCÍ TLAČÍTEK

U většiny závodních automobilů probíhá řazení elektronicky pomocí tlačítek, tyto tlačítka bývají umístěny zpravidla na volantu, protože zde dochází k nejkomfortnějšímu ovládání. Celkem se jedná o dvě tlačítka, jedno určuje řazení o stupeň výše, jedno směrem opačným. Typ tlačítek je specifikován jako tlačítka bez aretace. Mohou být s podsvětlením anebo bez. V konstrukčním návrhu byl vybrán Antivandal spínač HBGQ22-11D/B/230V/S a HBGQ22-11D/R/230V/S od společnosti GME. [2] [51]

Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto nastínit i možný vývoj této varianty elektronického řízení v tomto konstrukčním. Pro zavedení tohoto návrhu systému bylo potřeba kompletně změnit celý návrh přestavby. Původní návrh zahrnoval mechanické spojení od řadící páky do převodovky. Ovládání u této varianty probíhá elektronicky, proto je mechanický pohyb nahrazen a ovládání je elektronické pomocí krokového motoru. Tento krokový motor je umístěn v prostoru mimo hlavní převodovou skříň (viz obrázek 46), kde se původně nacházel pátý převodový stupeň a jeho ovládání řazení.

Pohon rotační tyče mohl být zajištěn více možnostmi pomocí pneumatického pohybu anebo elektromotoru. Dle zkušeností z praxe bylo zvoleno ovládání pomocí krokového motoru, který snadno komunikuje právě s řídicí jednotkou Arduino.Mega. Tento systém se využívá převážně u CNC strojů. [11]

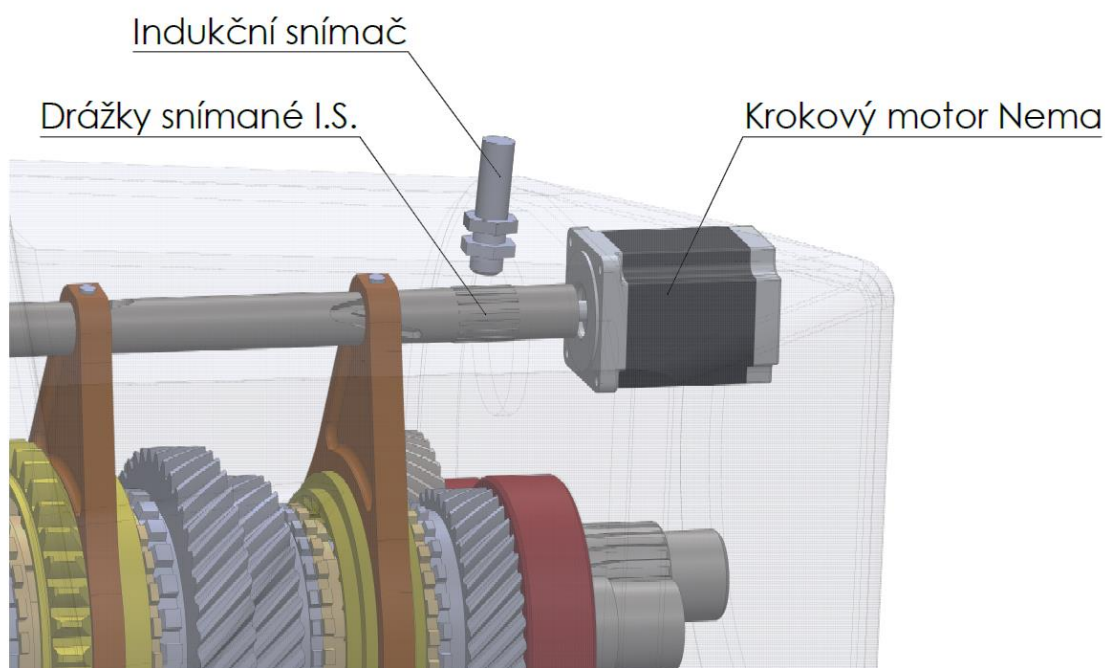
Motor byl zvolen dle velikostní zástavby a pomocí výpočtu zatížení hřídele v kapitole 7.2.12. Při výpočtu v kapitole 7.2.12 bylo určeno maximální zatížení této hřídele. Pro běžný provoz stačí 30 % tohoto kroutící momentu, dle běžné ovládací síly. Krokový motor Nema 34 (HS 200 3437 0800) má kroutící moment 5,5 N.m s IP 67 ochranou. [52]



Obr. 45 Schéma komunikace

Krokový motor má na výstupní hřídeli o průměru 8,4 mm pojistné pero. Toto pero je umístěno uvnitř volící hřídele. Kroutící moment, který pero přenáší je 5,5 N.m. Z výpočtu v kapitole 7.2.12 je zřejmé, že přenos kroutícího momentu nepřesahuje dovolené meze.

Dle obrázku 46 vidíme teoretické umístění krokového motoru a jeho propojení s volící hřídelí.



Obr. 46 Schéma automatického řazení s indukčním snímačem

Řídící jednotka Arduino je umístěna pod volantem, toto místo umožňuje nejjednodušší obsluhu a nevyžaduje zásah do jádra vozu. Možná chyba při řazení nastává při protočení krokového motoru při zaseknutí mechanismu. Právě tato možnost byla vyřešena pomocí indukčního snímače polohy, které je umístěn na boku převodové skříně, kdy byl zvolen indukční snímač IPS – 8 M8 IP 67, od společnosti BEST. Tento senzor umožňuje velké možnosti v případě uchycení do těla převodovky. Další výhodou je nízká rozlišovací schopnost $S_a = 0 - 0,9$ mm. Tento rozsah je ideální, jelikož drážky na řadící hřídeli mají výšku 0,5 mm. [26]

Indukční snímač funguje na principu elektrické indukce, která využívá elektricky vodivé díly, u kterých senzor tuto indukci zaznamenává a následný rozdíl vyhodnocuje v závislosti na čase. Detailní zobrazení uchycení je na obrázku 46.

ZÁVĚR

Na počátku práce byly provedena rešerše současných sekvenčních převodovek, byl shrnut vývoj těchto převodovek od původního vzniku ve Formuli 1, až po současné převodovky typu DSG. V průběhu let byly vyvinuty například tyto sekvenční převodovky: Opel, MTA, SMG, Sensodrive, MMT a další.

V současnosti je jednou z nejpoužívanějších převodovek právě DSG převodovka. Hlavní odlišností této převodovky jsou dvě hřídele, které jsou osazeny dvěma spojkami. První spojka ovládá liché převodové stupně a druhá sudé. V praxi pak umožňuje plně automatický režim anebo manuální možnost řazení jednotlivých stupňů. Rychlou odezvu při řazení následného převodového stupně umožňuje právě systém s dvěma spojkami. Při zařazeném druhého převodového stupně je již na další hřídeli a spojce připraven třetí převodový stupeň. Díky této technologii se převodovka vyznačuje velmi malou ztrátou výkonu v průběhu řazení.

Pro tuto práci byla důležitá sekvenční převodovka od společnosti Opel z roku 1997, která byla inspirací pro tento konstrukční návrh. Jedná se o zcela mechanickou sekvenční převodovku, celý pohyb řadicích vidlic obstarává právě volící hřídel. Uvedená volící hřídel byla použita i v tomto návrhu.

Zadáním této práce bylo vytvoření konceptuální přestavby synchronní převodovky vozu škoda Felicia 1.6 MPI na manuální sekvenční převodovku. Následně vytvořené prvky pevnostně a únavově prověřit.

Byl vytvořen konceptuální návrh sestavy řadicí páky a funkčnost řadicí páky byla zajištěna pomocí dvou tlumičů s pružinami. Odtud byl pohyb z řadicí páky přenesen přes táhlo řízení do převodovky. Uvnitř převodovky se nachází rotační mechanismus, který je ovládán právě táhlem řízení a posuvnou tyčí. Celý mechanismus převodu posuvného pohybu na rotační je pomocí páčkového mechanismu, který pomocí čepu rotačního mechanismu otáčí s volící hřídelí. Na volící hřídeli byli navrženy drážky, ve kterých se pohybuje čep vidlice a s tímto čepem i samotné vidlice. Tyto drážky byli pečlivě navrženy tak, aby při pohybu řadicích vidlic způsobovali kompletní kontakt mezi synchronizátorem a jednotlivými ozubenými koly.

Po tvorbě konceptuálního návrhu byla provedena kinematika ovladatelnosti řadicí páky.

Dále byla u vytvořených dílů provedena napěťová kontrola při poruše mechanismu. Za hraniční hodnoty byla brána reálná maximální síla naměřená u současných vozů. Pro analýzu byl zaveden bezpečnostní koeficient $k = 1,5$. Při kontrole byla zjištěna nedostačující původní volba materiálu u některých navržených dílů. U dílů, kde došlo k překročení mezních stavů v rámci jednotek procent byl materiál zaměněn za materiál s požadovanými parametry tak aby tyto díly splňovaly bezpečnostní kritéria.

U řadicí páky a horní páčky mechanismu byla provedena optimalizace tvaru, zejména poloměru přechodů. Optimalizací řadicí páky bylo dosaženo snížení o 50 % maximálního napětí v ohybu páky. U horní páčky mechanismu bylo dosaženo snížení o 80 % maximálního napětí díky změně přechodového rádiusu. Oba tyto díly po optimalizaci na základě analýzy splňují všechna kritéria.

U kritických dílů byla provedena kontrola únavové životnosti. Kontrola prokázala splnění únavové životnosti u řadící páky, dále byla prokázána splnění únavové životnosti vnitřního čepu mechanismu. U čepu rotačního mechanismu bylo výpočtem ověřeno nesplnění této podmínky o 20 MPa. Z důvodů nedostatečných materiálových podkladů nebylo možné spočítat počet cyklů, které čep do poškození vydrží. Proto bylo doporučeno pravidelně tyto čepy rotačního mechanismu kontrolovat.

V závěru práce byl nastíněn způsob synchronizace, která probíhá pomocí světelné závory a sekundární řídicí jednotky Arduino Mega. Tato jednotka poté komunikuje s řídicí jednotkou automobilu, která v okamžik řazení (narušení světelné závory) vypne zapalování motoru a tím sníží výkon jdoucí z motoru.

Poslední část této práce se věnuje další možnosti rozšíření tohoto návrhu na čistě elektronicky ovládanou převodovku. Návrh se zaměřuje na elektronické ovládání převodovky pomocí tlačítek a následné ovládání volící hřídele pomocí krokového motoru, tento elektromotor se nachází mimo hlavní převodovou skříň. Komunikaci probíhá pomocí sekundární řídicí jednotky Arduino Mega.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BUDYNAS, RICHARD G., NISBETT, J. KEITH a SHIGLEY, J. EDWARD. *Shigley's mechanical engineering design. 10th edition*. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209
- [2] JAN, ZDENĚK, ŽDÁNSKÝ, BRONISLAV a ČUPERA JIŘÍ. *Automobily (2): Převody*. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 155s. ISBN 978-80-87143-12-4
- [3] FEYMAN, R.P., LEIGHTON, R.B., *Feymanové přednášky z fyziky I* ALFA Bratislava 1986 Sands, M.
- [4] FLORIAN Z., SUCHÁNEK M.: *Mechanika těles - úlohy ze statiky* skript VUT FSI Brno 1999
- [5] GILLESPIE, THOMAS. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9
- [6] GREINER, J.; DORR, C.; NAUERZ, H.; GRAEVE, M.: *The new "7G-Tronic" of Mercedes-Benz- Innovative Transmission Technology for better Driving Performance, Comfort and Fuel Economy*. SAE World Congress, Paper Number 2004-01-0649, 2004
- [7] HIBBELER, R.C.: *Engineering Mechanics, Statics and Dynamics* Prentice - Hall, Englewood Cliffs, New Jersey 07632
- [8] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8
- [9] MRŇÁK, L. a DRDLA, A. *Mechanika pružnost a pevnost pro SPŠ strojnické*. 3. opravené vyd. Praha: SNTL, 1980. 366 s.
- [10] *Alfa Romeo Selespeed* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/alfa-romeo-selespeed-472>
- [11] *Arduino Mega 2560* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.czechduino.cz/?18,arduino-mega-2560>
- [12] *Autoexpress, BMW X5* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.autoexpress.co.uk/bmw/x5/65857/bmw-x5-pictures-2013>
- [13] *Automatizovaná převodovka* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Automatizovan%C3%A1_p%C5%99evodovka
- [14] *Automatizovaná převodovka* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.auto-bild.ro/stiri/cutia-de-viteze-robotizata-cum-functioneaza-137822.html>
- [15] *Automatizovaná převodovka Mercedes – Benz* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/BF03224520>
- [16] *BMW převodovka* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.kaps.cz/bmw-smg-prevodovku-aktuality-1012>

- [17] Car transmission [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://i.pinimg.com/736x/8b/3c/01/8b3c0194cc2e3cf5a2d728ab6220ee85--gears.jpg>
- [18] *DSG převodovka* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/DSG_\(p%C5%99evodovka\)](https://cs.wikipedia.org/wiki/DSG_(p%C5%99evodovka))
- [19] *Energy Release* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.appliedhi-perf.com/main/images/Powersports/harley-transmission.jpg>
- [20] *eWRC.cz* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.ewrc.cz/clanek/3441/>
- [21] *F1 car* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-makes-F1-car-so-complex>
- [22] *GUMEX, spol. s.r.o.* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.gumex.cz/>
- [23] *Hodnoty mezi pevnosti pro ocel* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolonych-napeti-pro-ocel>
- [24] *Hodnoty mezi pevnosti pro šedou slitinu* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolonych-napeti-pro-sedou-litinu>
- [25] *Hřeben* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.sk/ozubenia-prevody/>
- [26] *Indukční snímač* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/ips-8-indukcni-snimac-m8x1-kabel-1-5m>
- [27] *Kluzná ložiska* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/kluzna-loziska>
- [28] *Koeficient bezpečnosti* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: http://www.mitcalc.com/doc/help/cz/c_safety.htm
- [29] *Konstruování strojů* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/23985921-Fakulta-strojního-inženýrství-vut-v-brně-ústav-konstruování-konstruování-stroje-strojní-součásti-přednáška-2.html>
- [30] *Manuální převodovka* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Manual_transmission
- [31] *Mazání* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-lubrication/index.html>
- [32] *Mechanické vlastnosti oceli* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.tprom.cz/mechanicke-vlastnosti-oceli>

- [33] *Převodovka* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://kabinet.fyzika.net/aplety/prevodovka/prevodovka.htm>
- [34] *Převodovka se spojkou* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://mechanical-engg.com/gallery/image/2184-gearbox-operation-with-clutchjpg/>
- [35] *SensoDrive* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/sensodrive/>
- [36] *Sequentronic* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: http://www.dasisthartmann.de/mercedes-benz/kundendienst/infobereich/technik-lexikon/sequentronic.html?tx_hxjsportal2_pi1%5Bbrands%5D%5B%5D=MERCEDES-BENZ&tx_hxjsportal2_pi1%5Bmodell%5D%5B%5D
- [37] *Svařování* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.svarforum.cz/forum/viewtopic.php?id=2956>
- [38] *Škoda Felicia* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0koda_Felicia
- [39] *Škoda Felicia* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://skoda.katalog-automobilu.cz/automobil/skoda-felicia-13-50kw>
- [40] *Škoda Felicia* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.schadeteam.wbs.cz/Technicky-popisy.html>
- [41] *Škoda Felicia 1.3 MPI* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://jmjm.cz/clanky-skoda-felicia-1300-mpi-prevodovka.php>
- [42] *Škoda Felicia* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://galerie.katalog-automobilu.cz/znacka-skoda/model-skoda-felicia/>
- [43] *Formule 1* [online]. 2018 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://www.formula1-dictionary.net/gearbox.html>
- [44] *What Is a Semi Automatic Transmission?* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://axleaddict.com/cars/What-is-a-Semi-Automatic-Transmission>
- [45] *Automatizované převodovky bez pedálu spojky* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: https://www.automobilrevue.cz/rubriky/automobily/technika/automatizovane-prevodovky-bez-pedalu-spojky_42832.html
- [46] *Sensodrive* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.citroenet.org.uk/passenger-cars/psa/c3/sensodrive/sensodrive-1.html>
- [47] MAGLOFF, LISA. *What Is a Dualogic Transmission?*, http://www.ehow.co.uk/info_7830753_dualogic-transmission.html. 13 May 2017.
- [48] *MMT gearbox* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Multimode_manual_transmission



- [49] *Úhlový senzor Elobau* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.conrad.cz/uhlovy-senzor-elobau-424a11a120b.k182856>
- [50] *Sunx senzor* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.sunxsensors.com/>
- [51] *Antivandal snímač* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.gme.cz/antivandal-spinac-hbgq25-11ze-b-230v-s>
- [52] *Krokový motor Nema* [online]. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.raveo.cz/krokov-motory-NEMA-34>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

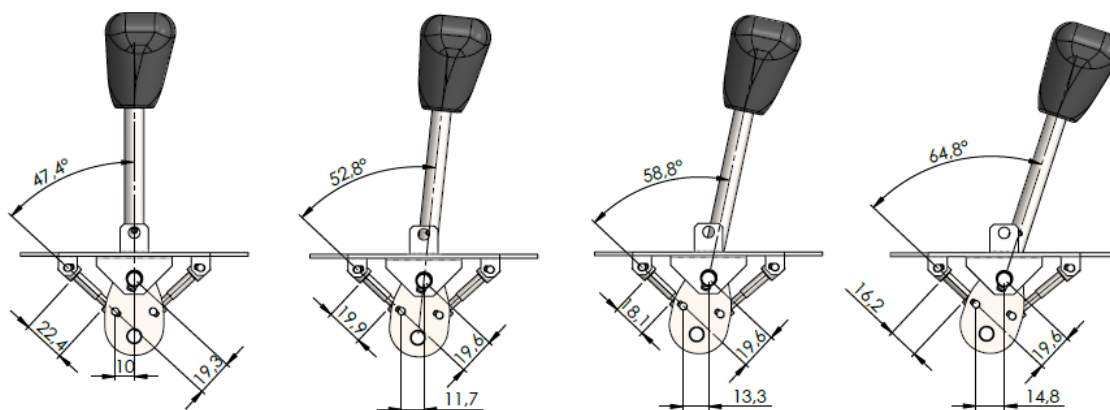
F_{p1}	[N]	Síla vyvolaná stlačením pružiny 1
F_p	[N]	Síla vyvolaná stlačením pružiny
P	[kW]	Výkon
F_{p2}	[N]	Síla vyvolaná stlačením pružiny 2
k	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pružiny
Δy	[mm]	Stlačení pružiny
Δy_1	[mm]	Stlačení pružiny 1
k_1	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pružiny 1
F	[N]	Síla
F_{r1}	[N]	Reakční síla 1
F_{r2}	[N]	Reakční síla 2
F_1	[N]	Zatěžovací síla
R_e	[MPa]	Mez kluzu materiálu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti materiálu
M_0	[N.m]	Moment okolo bodu 0
S_1	[mm ²]	Plocha kluzného ložiska
P_1	[MPa]	Tlak na hlavním ložisku
P_2	[MPa]	Tlak v konzole
S_2	[mm ²]	Kontaktní plocha konzoly
S_3	[mm ²]	Plocha hlavního čepu
T_1	[MPa]	Napětí hlavního čepu ve stříhu
P_{dov}	[MPa]	Dovolené tlak pro otláčení
T_{dov}	[Mpa]	Dovolené napětí ve stříhu
T_7	[MPa]	Napětí vnitřního čepu ve stříhu
S_7	[mm ²]	Plocha vnitřního čepu
P_4	[MPa]	Tlak na vedlejší ložisko
S_4	[mm ²]	Plocha vedlejšího ložiska
P_5	[MPa]	Tlak na táhlu řazení
S_5	[mm ²]	Plocha táhla řazení
P_6	[MPa]	Tlak na čepu posuvu
S_6	[mm ²]	Plocha čepu posuvu
P_8	[MPa]	Tlak na vnitřním čepu mechanismu

S_8	[mm ²]	Plocha vnitřního čepu mechanismu
F_{p3}	[N]	Síla tažné pružiny mechanismu
k_2	[N.mm ⁻¹]	Tuhost pružiny mechanismu
Δy_2	[mm]	Stlačení pružiny mechanismu
F_3	[N]	Síla na konzole
y_1	[mm]	Rameno síly F_{r1}
y_2	[mm]	Rameno síly F_3
T_9	[MPa]	Napětí vedlejšího mechanismu ve střihu
S_9	[mm ²]	Plocha vedlejšího čepu
R_3	[mm]	Rameno volící hřídele
M_k	[N.m]	Krouticí moment volící hřídele
T_k	[MPa]	Napětí volící hřídele v krutu
W_k	[mm ³]	Kvadratický průřez volící hřídele
F_{r4}	[N]	Reakční síla 4
F_{r5}	[N]	Výsledná reakční síla zatěžování páky a konzoli
T_{10}	[MPa]	Napětí vedlejšího čepu tlumiče na střih
S_{10}	[mm ²]	Plocha vedlejšího čepu tlumiče na střih
P_{11}	[MPa]	Tlak na vedlejším čepu tlumiče
S_{11}	[mm ²]	Plocha vedlejšího tlumiče pro otlačení
σ_{co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Mischkeho
σ'_{co}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Marina
k_a	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel zahrnující další vlivy
σ_{co1}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Mischkeho pro řadící páku
R_{m1}	[MPa]	Mez pevnosti oceli 42 2307
k_{a1}	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu pro řadící páku
σ_{co2}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Mischkeho pro čep páčkového mechanismu
R_{m2}	[MPa]	Mez pevnosti oceli 11 600
k_{a2}	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu pro čep páčkového mechanismu

σ'_{co2}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Marina pro čep páčkového mechanismu
σ_{co3}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Mischkeho pro čep mechanismu
k_{a3}	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu pro mechanismu
σ'_{co3}	[MPa]	Mez únavy v ohybu podle Marina pro čep mechanismu
R_{m3}	[MPa]	Mez pevnosti pro materiál 16 341
k_b	[-]	Koeficient bezpečnosti
S_a	[mm]	Rozsah snímání senzoru
P_{12}	[MPa]	Tlak vedlejšího čepu
S_{12}	[mm ²]	Plocha vedlejšího čepu
T_{13}	[MPa]	Napětí vedlejšího čepu ve střihu
S_{13}	[mm ²]	Plocha vedlejšího čepu
T_{15}	[MPa]	Napětí čepu posuvu ve střihu
S_{15}	[mm ²]	Plocha čepu posuvu
P_{16}	[MPa]	Tlak vedlejšího mechanismu čepu
S_{16}	[mm ²]	Plocha vedlejšího mechanismu čepu

SEZNAM PŘÍLOH

P1



Obr. 48 Polohy páky

P2 Kontrola vedlejší čepu konzole [1] [9]

$$P_{12} = \frac{F_{r1}}{S_{12}} \quad (32)$$

$$S_{12} = a_{12} \cdot d_{12}$$

$$S_{12} = 8 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}$$

$$S_{12} = 32 \text{ mm}^2$$

$$P_{12} = \frac{600 \text{ N}}{32 \text{ mm}^2}$$

$$P_{12} = 18,75 \text{ MPa}$$

Kde P_{12} je tlak vedlejšího čepu konzole, S_{12} jeho plocha, a_{12} šířka čepu a d_{12} průměr čepu.

P3 Kontrola vedlejšího čepu na střih [1] [9]

$$T_{13} = \frac{F_{r1}}{S} \quad (33)$$

$$S_{13} = 2 \cdot \pi \cdot r_{13}^2$$

$$S_{13} = 2 \cdot \pi \cdot (4 \text{ mm})^2$$

$$S_{13} = 100,48 \text{ mm}^2$$

$$T_{13} = \frac{600 \text{ N}}{100,48 \text{ mm}^2}$$

$$T_{13} = 5,96 \text{ MPa}$$

Kde T_{13} je napětí vedlejšího čepu ve střihu, S_{13} je plocha, na které působí napětí T_{13} a r_{13} je poloměr čepu.

P4 Kontrola čepu mechanismu na střih [1] [9]

$$T_{15} = \frac{Fr_1}{S_7} \quad (35)$$

$$S_{15} = 2 \cdot \pi \cdot r_{15}^2$$

$$S_{15} = 2 \cdot \pi \cdot (4 \text{ mm})^2$$

$$S_{15} = 56,52 \text{ mm}^2$$

$$T_{15} = \frac{600 \text{ N}}{56,52 \text{ mm}^2}$$

$$T_{15} = 10,7 \text{ MPa}$$

Kde T_{15} je napětí čepu ve střihu, S_{15} je plocha, na které působí napětí T_{15} a r_{15} je poloměr čepu.

P5 Kontrola čepu mechanismu na otláčení [1] [9]

$$P_{16} = \frac{Fr_3}{S_{16}} \quad (36)$$

$$S_{16} = 2 \cdot a_{16} \cdot d_{16}$$

$$S_{16} = 2 \cdot 1,5 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}$$

$$S_{16} = 9 \text{ mm}^2$$

$$P_{16} = \frac{1170 \text{ N}}{9 \text{ mm}^2}$$

$$P_{16} = 130 \text{ MPa}$$

Kde P_{16} je tlak vedlejšího čepu konzole, S_{16} jeho plocha, a_{16} šířka čepu a d_{16} průměr čepu.

P6



Obr. 48 Síla skrze páku