

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



Karabina Lukáš

Rám pro uchycení automobilové převodovky mQ200

**Bakalářská práce**

2019

## Anotace:

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem rámu pro uchycení automobilové převodovky na otevřený zkušební stav. Cílem práce je zkonstruovat rám, který umožní pohánět převodovku přes rozjezdovou spojku, nebo přímo přes vstupní hřídel převodovky. Rám je navržen tak, aby byl výškové i stranově stavitelný pro nastavení souososti uchycené převodovky a dynamometru. V teoretické části práce jsou vysvětleny důvody použití převodovek v automobilech a jednotlivá konstrukční řešení, která jsou v převodovkách používána. Dále je v teoretické části vysvětlen důvod testování převodovek a skladba zkušebního stanoviště, na kterém zkoušky probíhají.

## Abstract:

This bachelor thesis deals with the design of the frame for attaching the automotive gearbox to an open test bench. The aim of the work is to construct a frame that will allow the gearbox to be driven through the clutch or directly through the gearbox input shaft. The frame allows to set the height and side position of the gearbox. The theoretical part explains the reasons for the use of gearboxes in cars and the individual design solutions used in gearboxes. Furthermore, the theoretical part explains the reason for testing the gearboxes and the composition of the testing stand.

## Bibliografické údaje:

Počet stran: 58

Počet obrázků: 56

Počet tabulek: 4

Počet diagramů: 3

## Klíčová slova:

Převodovka, koncepce pohonu, testování převodovek, zkušební stav, konstrukce, rám

## Key words:

Gearbox, drive concept, gearbox testing, test bench, construction, frame

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, za odborného vedení Ing. Jiřího Pakosty, Ph.D. Dále prohlašuji, že všechny prameny, ze kterých jsem čerpal, cituji a jsou uvedeny v seznamu použité literatury a zdrojů.

Datum: .....

Podpis: .....

### Poděkování:

Rád bych především poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Jiřímu Pakostovi, Ph.D. za jeho ochotu, cenné rady a odborné vedení. Dále bych rád poděkoval své rodině za podporu v průběhu studia.

# 1 Obsah

1	Obsah .....	5
2	Úvod do teoretické části.....	8
2.1	Proč jsou ve vozidlech používány převodovky.....	8
2.2	Základní funkce převodového ustrojí vozidla:.....	9
2.3	Požadavky na vozidlové převodovky: .....	10
3	Základní rozdělení převodovek.....	10
3.1	rozdelení vozidlových převodovek podle způsobu ovládní.....	10
4	Manuální převodovka .....	11
4.1	Převodovka MQ 200.....	11
4.2	Synchronizační spojka .....	12
4.3	Princip funkce jištěné synchronizační spojky .....	13
4.4	Třetí rozjezdová spojka .....	14
5	Automatické převodovky.....	15
5.1	Planetová převodovka s hydrodynamickým měničem.....	15
5.1.1	Hydrodynamický měnič .....	16
6	Dvouspojkové převodovky .....	16
7	Plynulé převodovky CVT .....	17
8	Základní koncepce pohonu .....	18
8.1	Motor uložený napříč před přední nápravou, pohon předních kol .....	18
8.2	Motor vpředu podél, pohon zadních kol .....	18
8.3	Pohon 4x4 .....	19
9	Zkoušení automobilových převodovek .....	19
9.1	Otevřený silový okruh.....	20
9.2	Uzavřený silový okruh.....	21

10	Nosné konstrukce.....	21
10.1	Upnutí rámu na zkušební stav .....	22
10.2	Příhradová konstrukce .....	22
10.3	Nosník.....	24
10.4	Roštová konstrukce.....	26
11	Spojování prvků konstrukcí .....	26
11.1	Šroubové spoje.....	26
11.2	Předepjaté šroubové spoje.....	27
11.3	Nepředepjaté šroubové spoje .....	27
11.4	Namáhání šroubového spoje .....	27
11.5	Nýtové spoje .....	29
11.5.1	Nepřímé nýtování.....	29
11.5.2	Přímé nýtování .....	29
12	Svařování .....	30
12.1	Tavné svařování metodou MAG.....	30
12.2	Druhy svarů.....	31
13	Praktická část .....	32
13.1	Základna rámu pro osovou výšku 883mm (Roštová část rámu).....	33
13.2	Příhradová část rámu.....	34
13.3	Převodovková část rámu .....	35
13.3.1	Nosná soustava převodovkové části rámu.....	35
13.3.2	Spojková soustava převodovkové části rámu.....	36
14	Výpočtová část.....	37

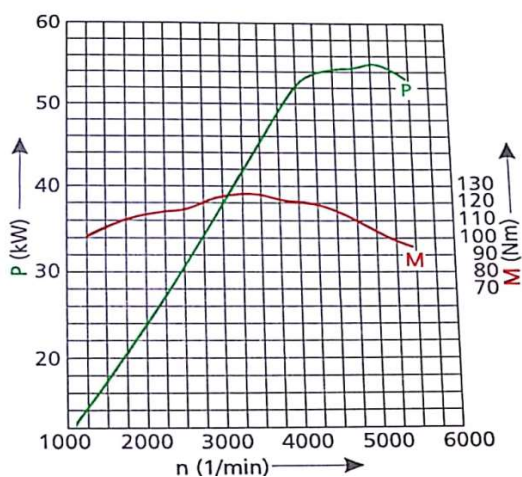
14.1	Minimální průměr hřídele .....	37
14.2	Výpočet ložisek.....	38
14.2.1	Definování zatížení .....	38
14.2.2	Vhodný typ ložisek a uložení .....	39
14.2.3	Stanovení zástavbových rozměrů.....	40
14.2.4	Výpočet reakcí v podporách.....	41
14.2.5	Výpočet vnitřních axiálních sil.....	42
14.2.6	Výpočet trvanlivosti .....	43
14.2.7	Závěr výpočtu ložisek: .....	46
14.3	Rozložení Spojkové soustavy převodovkové části rámu .....	47
14.4	Montáž spojkové soustavy převodovkové části rámu.....	48
15	Svěrné pouzdro .....	49
16	Navrhnutý rám .....	49
17	Závěr .....	54
18	seznam obrázků.....	55
19	Zdroje.....	57

## 2 Úvod do teoretické části

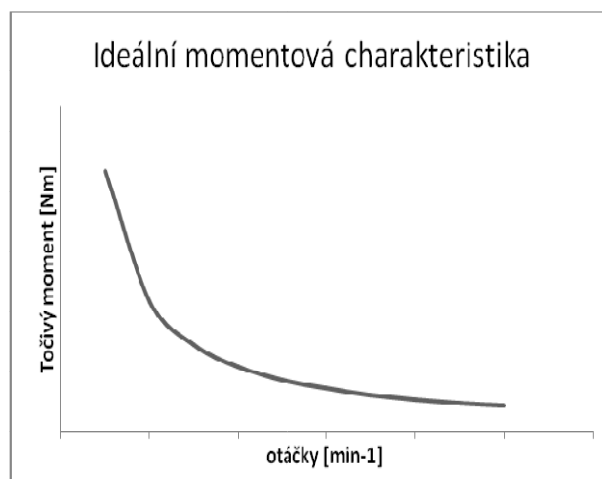
Veškeré dopravní a manipulační prostředky potřebují ke svému provozu převodová ustrojí tzv. převodovky. Převodovka je stojní zařízení, které spojuje hnací (automobilový motor) a hnanou část stroje (kola automobilu) a zároveň mění kinematický a silový parametr přenášené energie ( to znamená, že mění velikost točivého momentu a úhlovou rychlost rotačního pohybu). V automobilovém průmyslu jsou používány vícestupňové převodovky, které umožňují nastavit jeden z několika různých převodových stupňů. [1]

### 2.1 Proč jsou ve vozidlech používány převodovky

Ve vozidlech jsou k pohonu nejčastěji využity spalovací motory, které mají řadu nevýhod. Spalovací motory nejsou schopny pracovat v nulových otáčkách (minimální otáčky při chodu motoru na volnoběh se pohybují okolo 800 otáček za minutu), mají úzkou otáčkovou oblast kde disponují optimální hodnotou točivého momentu a výkonu, další nevýhodou spalovacího motoru je fakt že spotřeba je závislá na pracovní oblasti motoru. [1;2]



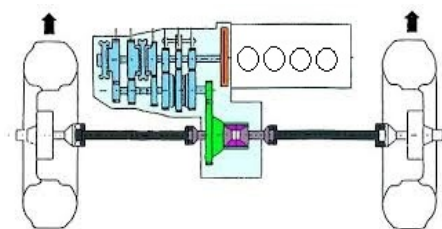
Obrázek 1: Vnější momentová charakteristika motoru



Obrázek 2: ideální momentová charakteristika

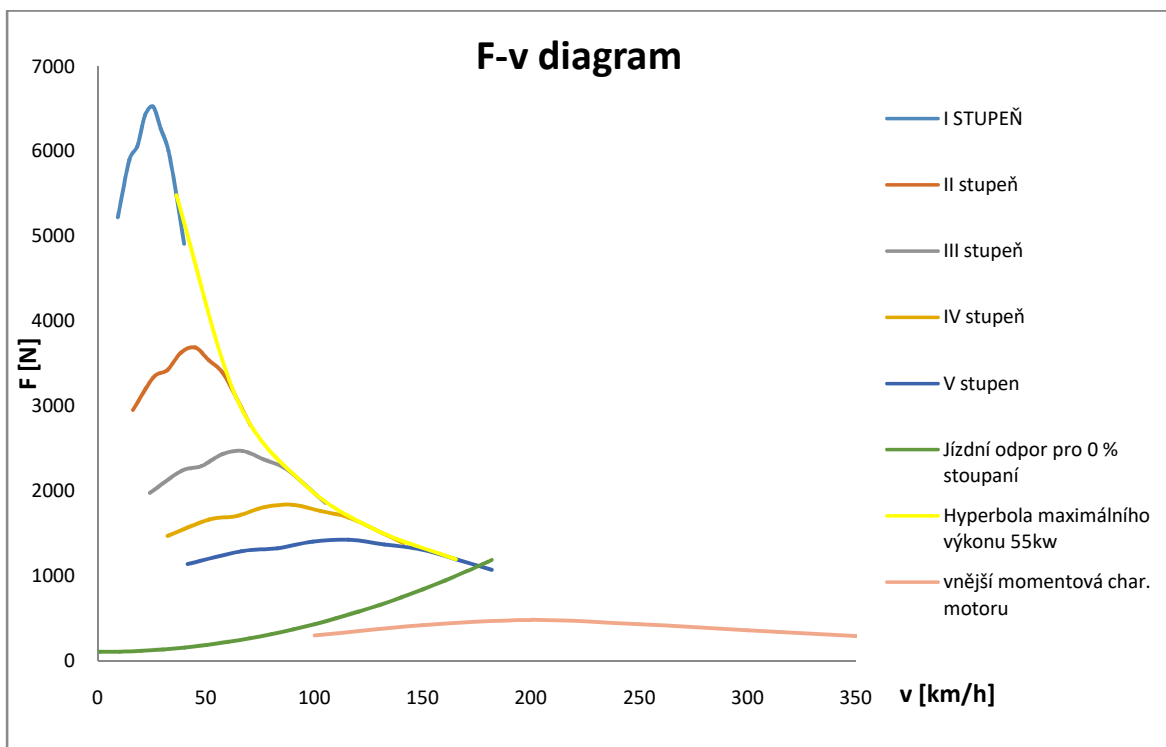
Na obrázku 1 je uvedena vnější momentová charakteristika koncernového motoru, o objemu  $1400\text{cm}^3$  a maximálním výkonu  $55\text{kW}$ , který je použit ve škodě fabii první generace. Tento motor je uložen napříč před přední nápravou. Na obrázku 3 je vidět schéma uspořádání pohonu. Z vnější momentové charakteristiky (obrázek1) je patrné, že točivý moment nemá optimální otáčkovou charakteristiku. Optimální otáčková charakteristika motoru (obrázek 2) má tvar hyperboly, pokud by měl spalovací motor optimální momentovou charakteristiku tak by nebylo nutné použití převodovky.





Obrázek 3: Schéma uspořádání pohonu

V F-v charakteristice je vidět, že vnější momentová charakteristika spalovacího motoru neodpovídá trakčním požadavkům automobilu. Proto se motor doplní převodovkou, která má vhodně navržené převodové stupně, které násobí točivý moment motoru tak, aby byla co nejlépe pokryta hyperbola výkonu. Vhodně navržená převodovka dodá automobilu požadovanou akceleraci a vhodnou otáčkovou oblast při určitých rychlostech ( například při jízdě po městě, mimo město a na dálnici), zároveň by měla být navržena tak, aby při těchto schématech jízdy motor pracoval v co nejoptimálnější otáčkové oblasti, čímž je zajištěna ekonomičnost a ekologičnost provozu vozidla. [1]



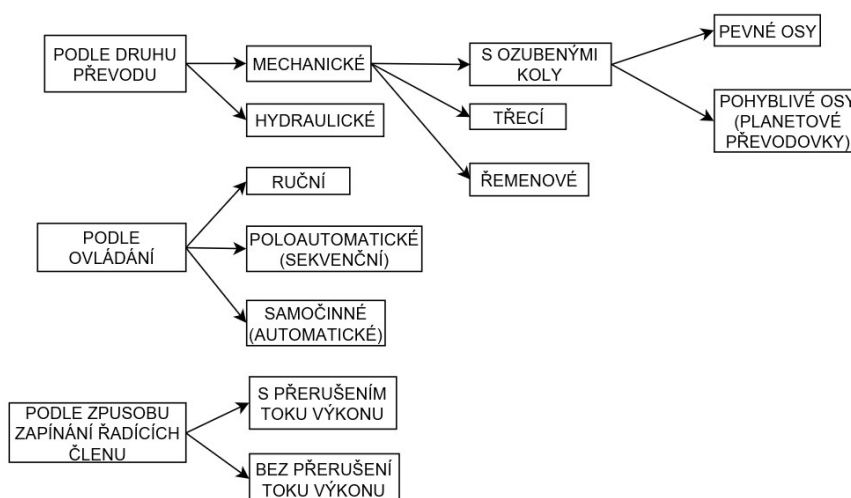
## 2.2 Základní funkce převodového ustrojí vozidla:

- 1) Přenos výkonu a točivého momentu z motoru na kola vozidla
- 2) Momentové a otáčkové přizpůsobení motoru trakčním požadavkům vozidla
- 3) Rozjezd z nulové rychlosti vozidla
- 4) Změnu smyslu otáček kol vozidla
- 5) Přerušování toku výkonu a točivého momentu ( možnost zařazení tzv. neutrálu) [1;2]

## 2.3 Požadavky na vozidlové převodovky:

- 1) Změna převodového stupně s co nejkratším přerušením toku výkonu a točivého momentu
- 2) Změna převodového stupně bez rázů a škubání
- 3) Zajistit převodové ústrojí proti samovolnému zařazení a vyzáření rychlostního stupně
- 4) Zajistit převodové ústrojí proti nechtěnému zařazení zpětného stupně
- 5) Co nejvyšší mechanická účinnost, životnost, spolehlivost
- 6) Co nejnižší hlučnost, snadná údržba [1;2]

## 3 Základní rozdělení převodovek



### 3.1 Rozdělení vozidlových převodovek podle způsobu ovládání

#### **Ruční (manuální) ovládání:**

Požadovaný rychlostní stupeň vybere a zařadí řidič, po sešlápnutí a povolení spojkového pedálu, řadící pákou, která je táhly spojena s převodovkou.

#### **Poloautomatické (sekvenční) ovládání:**

Rychlostní stupně jsou postupně řazeny po jednom dolů nebo po jednom nahoru pákou, kterou ovládá řidič. Sekvenční ovládání umožňuje v některých případech řídit převodové stupně bez použití spojky.

#### **Samočinné (automatizované):**

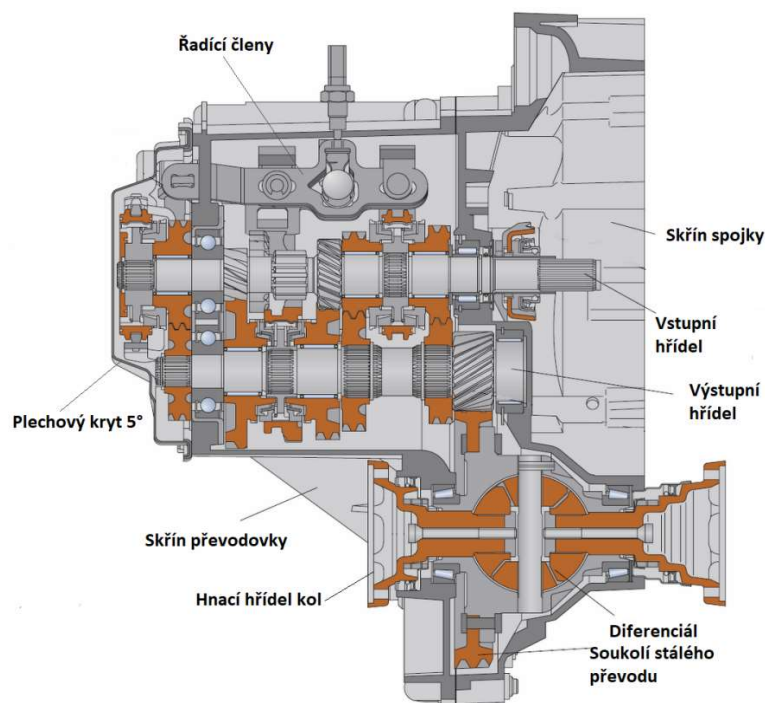
Řazení rychlostí probíhá v plně automatizovaném režimu, řidič nastavuje jednotlivé režimy převodovky ovládací pákou, kterou přesune do požadovaného režimu změnou polohy páky.

## 4 Manuální převodovka

Jedná se o převodovky s pevnými osami, kde probíhá řazení jednotlivých rychlostních stupňů s přerušením toku výkonu. K přerušení toku výkonu slouží rozjezdová spojka a jednotlivé rychlostní stupně jsou řazeny řadící pákou, kterou ovládá řidič. Nejčastěji jsou v osobních vozidlech používány dvouhřídelové a tříhřídelové převodovky, které mají čtyři až šest dopředných rychlostních stupňů a jeden stupeň zpátečky. V dnešní době jsou dopředné rychlostní stupně vybaveny tzv. synchronizací (zařízení, které vyrovnává otáčky mezi zubovou spojkou a řazeným ozubeným kolem) toto řešení výrazně zjednodušuje a zrychluje řazení jednotlivých rychlostních stupňů. Synchronizace umožňuje řadit bez použití meziplynu k vyrovnání otáček, hladký chod řadící páky a malou potřebnou sílu k zařazení rychlostního stupně. Funkce a konstrukce synchronizace bude podrobně vysvětlena v kapitole o synchronizačních spojkách. Rychlost zpátečky bývá většinou bez synchronizace a má přímé ozubení. [1]

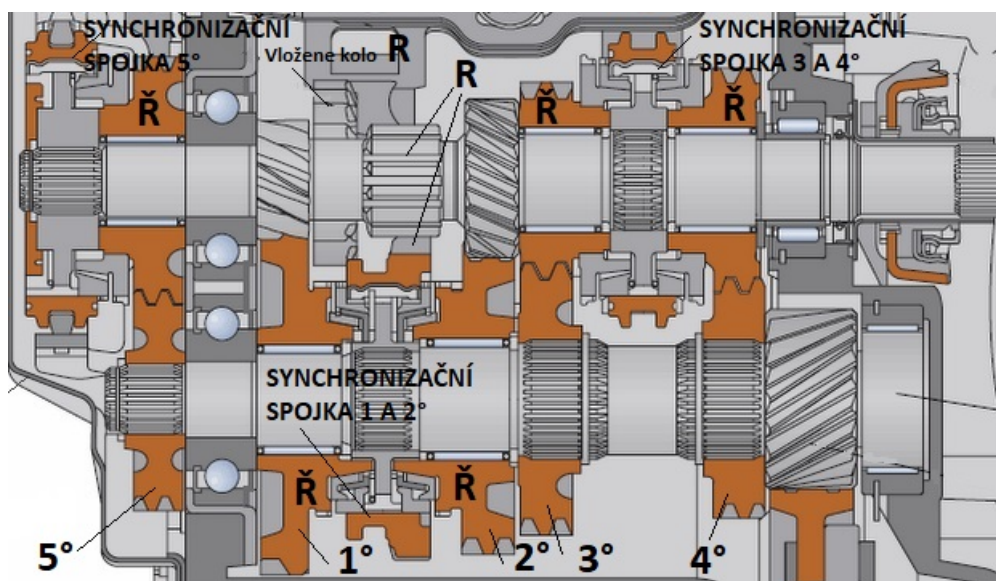
### 4.1 Převodovka MQ 200

Jednotlivé části a technologická řešení používané v manuálních automobilových převodovkách budou vysvětleny na převodovce MQ 200. Jedná se o koncernovou převodovku, která je používána v automobilech, jejichž motory mají kroutící moment do 200 Nm. Používá se pro vozidla s pohonem předních kol s příčně uloženým motorem. Ze schématu převodovky MQ 200 (obrázek 4), je patrné, že se jedná o dvouhřídelovou pětistupňovou převodovku, se synchronizovanými dopřednými stupni a jedním nesynchronizovaným stupněm zpátečky.



Obrázek 4: Automobilová převodovka MQ 200

Popis rozložení jednotlivých rychlostních stupňů je patrný na obrázku 5. Řazená ozubená kola ( na obrázku 5 označena písmenem Ř) jsou uložena na hřídelích na jehlových ložiscích. Každý rychlostní stupeň s výjimkou zpátečky se skládá ze dvou ozubených kol, jedno kolo je na první hřídeli uloženo otočně na jehlových ložiscích a tvoří ozubené soukolí s druhým kolem rychlostního stupně, které je uloženo na druhé hřídeli napevno. Řazení jednotlivých dopředných rychlostních stupňů probíhá tak, že synchronizační spojka je přesunuta z neutrální pozice do pracovní pozice, čímž se ozubené kolo, které je uloženo na jehlových ložiscích, pevně spojí s hřídelí a přes ozubené soukolí se začne přenášet točivý moment a výkon přes rozvodovku a kloubové hřídele na kola automobilu. Řazení zpětného rychlostního stupně se provádí přesunutím vloženého kola zpátečky do záběru s ostatními koly zpátečky, vznikne ozubené soukolí se třemi ozubenými koly a tím se změni smysl otáčení výstupní hřídele. Všechna ozubená kola zpátečky mají přímé ozubení a řazení probíhá přímo bez synchronizační spojky ( je nutné počkat na vyrovnání otáček, aby bylo možno zařadit zpětný rychlostní stupeň).

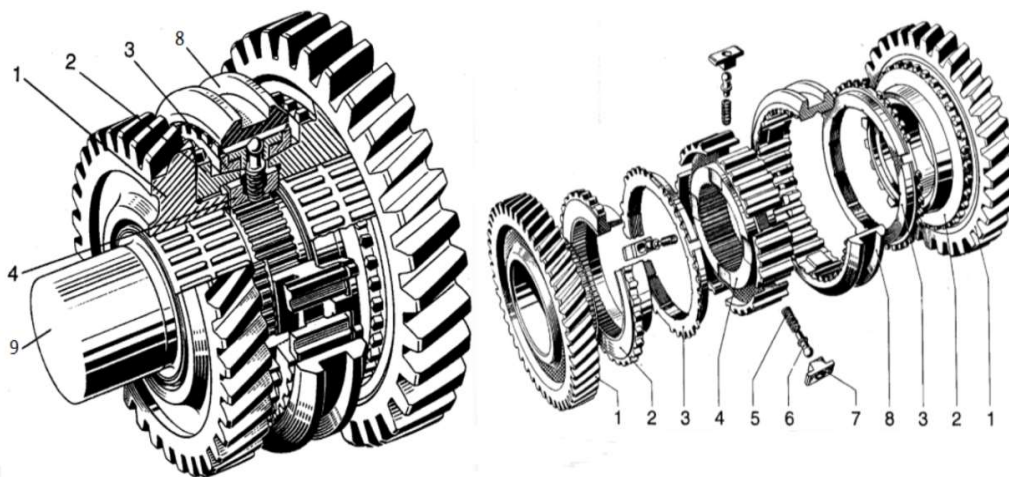


Obrázek 5: rozložení rychlostních stupňů v převodovce Mq200

## 4.2 Synchronizační spojka

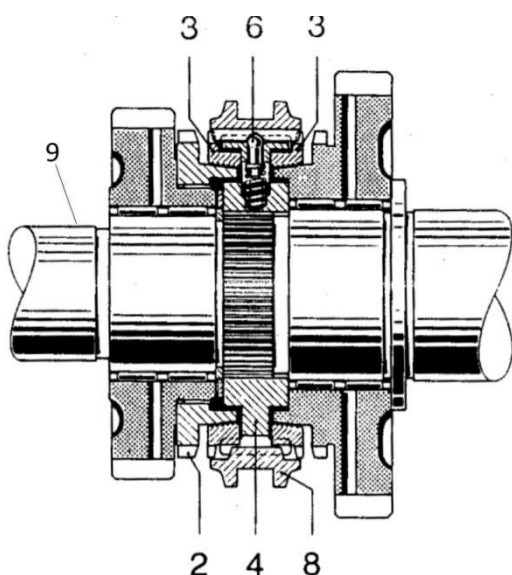
Synchronizační spojka je v dnešní době jeden z nejdůležitějších řadičích elementů používaných u převodovek, který výrazně usnadňuje a urychluje řazení rychlostních stupňů. Synchronizační spojka se používá u převodovek, kde probíhá řazení jednotlivých rychlostních stupňů s přerušením toku výkonu. V dnešní době jsou všechny osobní automobily, které jsou vybaveny ručně řazenými převodovkami, opatřeny synchronizací. Synchronizační spojka může být zařazena pouze pokud bude mít stejnou obvodovou rychlost jako má volně uložené ozubené kolo převodu. Synchronizační spojky jsou navrženy tak aby k zařazení rychlostního stupně byla vynaložena co nejmenší síla a zařazení synchronizační spojky proběhlo za 0,1 až 0,3 sekundy. K vyrovnávání otáček dochází v důsledku tření mezi prvky synchronizační spojky a ozubeného kola. Životnost synchronizačních spojek je rozhodujícím faktorem při určování životnosti systému v případě velkých převodovek, které přenášejí vysoké momenty. V takových převodovkách jsou k přenosu momentu použity masivní ozubená kola s velkým modulem, takové kola mají velkou hmotnost a vysoké momenty setrvačnosti, v těchto převodovkách by v případě použití synchronizace docházelo k rychlému opotřebení třecích ploch synchronizační spojky a ta by se stala nefunkční. Proto jsou synchronizační spojky často vynechávány u užitkových vozidel. To zajistí větší životnost, robustnost, spolehlivost a nižší výrobní náklady převodovky. [1;3]

### 4.3 Princip funkce jištěné synchronizační spojky

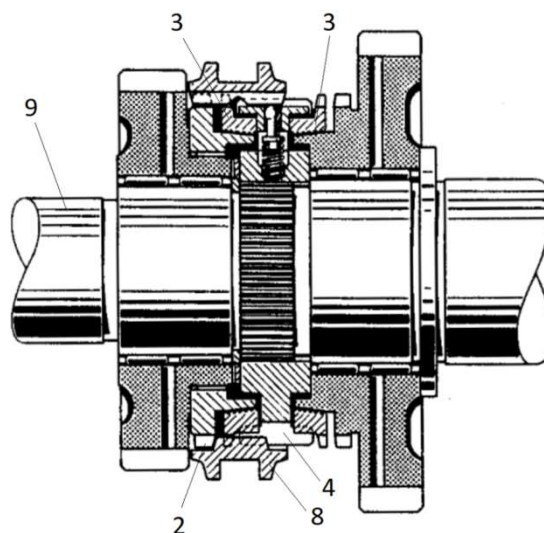


Obrázek 6: Synchronizace

Synchronizační spojku lze realizovat mnoha způsoby. Princip funkce synchronizace bude vysvětlen na jištěné synchronizační spojce (Borg-Wagnerova synchronizační spojka). Na obrázku 6 je zobrazeno rozložení jištěné synchronizační spojky. Tělo synchronizéru (4) je pevně upevněno pomocí drážkování na hřídeli převodovky (9). Na těle synchronizéru (4) je pomocí drážek, které umožňují axiální posuv, uložena řadící objímka (8). Řadící objímka je ovládána pomocí řadících členů, které působí na řadící objímku silou, ta je vyvozena pohybem řadící páky v kabině vozidla. Synchronizační tělíčko (2) je uloženo na jemném drážkování ozubeného kola rychlostního stupně, které má šikmé ozubení (1). Ozubené kolo rychlostního stupně je uloženo na jehlových ložiscích a je zajištěno proti axiálnímu posuvu.



Obrázek 7: Synchronizační spojka v neutrální poloze



Obrázek 8: Synchronizační spojka v zařazené poloze



Než začne samotný proces řazení, tak je řadící objímka (8) držena v neutrální poloze kuličkovou zarážkou (6). Radící síla vyvozena řadící pákou začne posouvat řadící objímku (8), dojde k uvolnění kuličkové aretace, což umožní axiální pohyb řadící objímky (8). Nejprve dochází k tzv. asynchronizaci, tj. vyrovnání otáček mezi řadící objímku (8) a synchronizačním kroužkem (3). Po té co dojde k asynchronizaci, tak synchronizační kroužek začne být přitlačován k synchronizačnímu tělísku, v důsledku rozdílu otáček mezi převodovým kolem (1) a synchronizačním tělískem začne vznikat brzdící moment, který vzniká díky tření synchronizačního kroužku (3) a synchronizačního tělíska (2). Brzdící moment začne vyrovnávat otáčky mezi ozubeným kolem převodu a synchronizačním kroužkem. Jakmile dojde k vyrovnání otáček, tak se řadící objímka (8) zasune dál, čímž dojde k propojení řadící objímky (8) s synchronizačním tělískem, tím vznikne pevná vazba mezi hřídelí převodovky a ozubeným kolem rychlostního stupně. To umožní přenos točivého momentu a výkonu na kola automobilu. [1;3]

#### 4.4 Třecí rozjezdová spojka

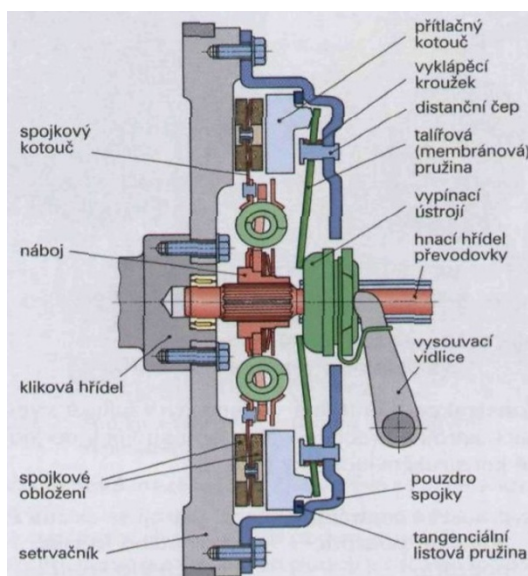
Spojka je součástí převodové soustavy automobilu, propojuje motor a převodovku, přenáší točivý moment a výkon motoru na převodovku. Všechny manuálně řazené převodovky, které řadí s přerušením toku výkonu, potřebují ke svému řádnému fungování spojku, nejčastěji se používají třecí spojky. Spojka během provozu pracuje v několika režimech.

##### 1) Rozjezd vozidla:

Rozjezd vozidla je realizován postupným uvolňováním spojkového pedálu. Tím se zvyšuje přitlačná síla mezi lamelami spojky a třecími plochami na setrvačnicku, postupně se vyrovnávají otáčky mezi motorem a převodovkou a díky tomu se vozidlo pomalu rozjíždí.

##### 2) Řazení a přerušování toku výkonu:

Manuálně řazené převodovky potřebují ke změně převodového stupně přerušit tok výkonu a točivého momentu od motoru, k tomu slouží spojka. Po sešlápnutí spojkového pedálu dojde k odpojení lamel spojky od třecích ploch a tím se přeruší tok výkonu a točivého momentu od motoru a je možné začít řadit požadovaný rychlostní stupeň. [4]



Obrázek 9: Třecí rozjezdová spojka v rozepnutém stavu

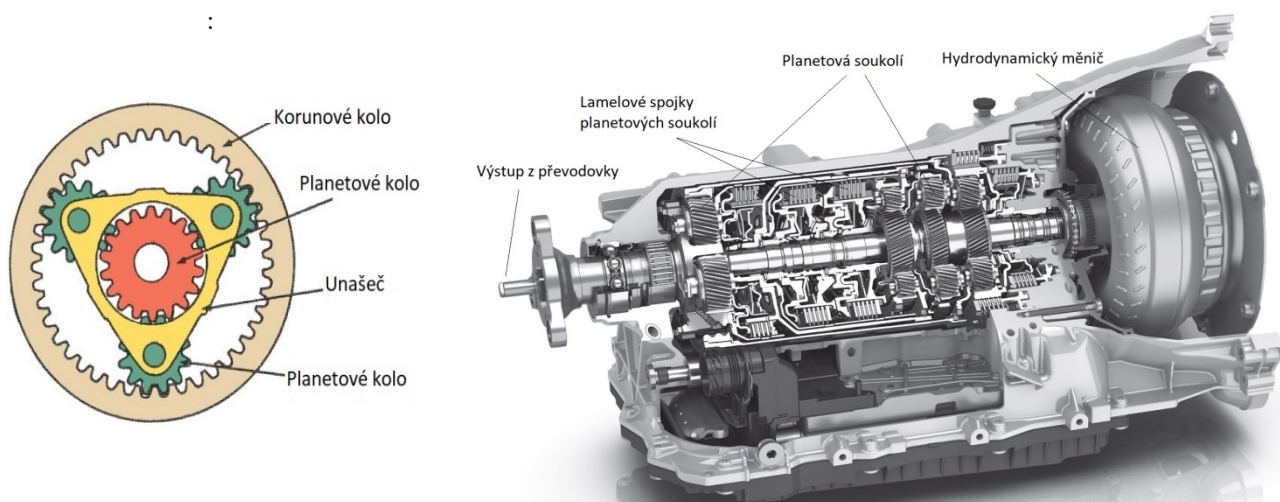
# 5 Automatické převodovky

Automatické převodovky jsou velmi oblíbené hlavně v USA, kde se běžně v automobilech používají už od 40. let 20.století. Poslední dobou dochází k výraznému rozšíření i v Evropě. Automatické převodovky výrazně zjednodušují obsluhu vozidla, řazení převodových stupňů probíhá automaticky. Realizaci automatické převodovky lze provést několika způsoby. V této práci budou popsány ty nejčastější způsoby realizace automatických převodovek.

## 5.1 Planetová převodovka s hydrodynamickým měničem

Z historického hlediska se jedná o první řešení automatické převodovky, které začalo být používáno v USA ve 40. letech 20. století. Místo rozjezdové třecí spojky se na propojení motoru a samotné převodovky využívá Hydrodynamický měnič.

Jedná se o automatickou převodovku, která umožňuje řazení rychlostních stupňů pod zatížením (bez přerušení toku výkonu). Planetová převodovka se skládá z několika, nebo ze složených planetových soukolí a systémem lamelových spojek a vícelamelových brzd. Na obrázku 11 je popsáno jednoduché planetové soukolí, které se skládá z korunového kola, planetového kola, satelitů a unašeče. Planetové soukolí má proti čelním soukolím výhodu, že točivý moment se předává na několik satelitů. To znamená, že v ozubení působí menší síly a modul ozubení může být menší. Dokážou přenášet větší momenty i vysoké otáčky, a zástavový prostor převodovky je velmi dobře využit. Nevýhodou planetových převodovek je velká konstrukční složitost při vysokém počtu rychlostních stupňů.

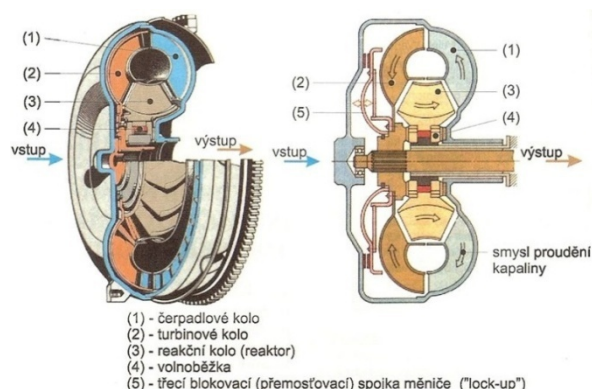


Obrázek 10: Jednoduché planetové soukolí

Obrázek 11: Automatická planetová převodovka s hydrodynamickým měničem

Řazení rychlostních stupňů probíhá tak, že některá z částí planetové převodovky je pomocí lamelové spojky spojena se zdrojem točivého momentu a další části planetové převodovky jsou zastaveny pomocí brzd. Vhodným zapojením brzd a spojek vznikne mechanismus s 1 stupněm volnosti  $\Rightarrow$  převod. [1;3]

## 5.1.1 Hydrodynamický měnič

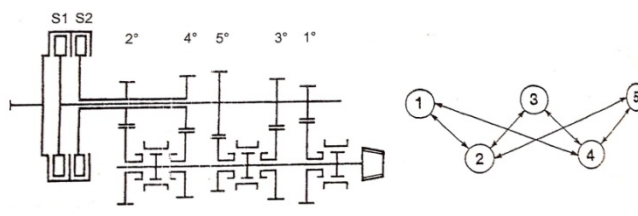


Obrázek 12: Hydrodynamický měnič

Hydrodynamický měnič je strojní zařízení, které využívá k přenosu točivého momentu a výkonu od motoru kinematickou energii kapaliny, která proudí uvnitř měniče. Čerpadlové kolo je spojeno s klikovou hřídelí motoru. Otáčením čerpadlového kola vzniká proudění kapaliny, které je usměrnováno přes reaktor na turbínové kolo. Čerpadlové kolo předá kapalině kinetickou energii, která je spotřebována na turbínovém kole. Tím dojde k přenosu točivého momentu a výkonu z motoru do převodovky. Výhodou hydrodynamických měničů je vysoká životnost (nedochází k mechanickému opotřebení). Dále zajišťují plynulý rozjezd vozidla, při přetížení zabrání zhasnutí motoru (dokáží násobit točivý moment motoru při rozjezdu automobilu), tlumí kmity a vibrace vznikající ve spalovacím motoru. Nevýhodou hydrodynamického měniče je nízká účinnost při vysokých otáčkách. Proto se po vyrovnání otáček hydrodynamický měnič přemostí třecí spojkou. [1;5]

## 6 Dvouspojkové převodovky

Dvouspojkové převodovky (někdy označované jako dvoutoká nebo dvousetrvačnicková) byly původně vyvinuty pro motosport, kde byly postupně vylepšovány a modifikovány, v dnešní době se stávají čím dál rozšířenějšími. Umožňují změnu rychlostního stupně bez přerušení toku výkonu (pod zatížením). Jedná se o převodovku s pevnými osami. Dvouspojkové převodovky jsou konstruovány jako dvoutoké rozdělením vstupního hřídele na plný a dutý, každý z těchto hřídelů má vlastní spojku a sadu rychlostních stupňů (lichou nebo sudou). Princip je vidět na obrázku číslo 12.



Obrázek 13: Dvouspojková převodovka + možnosti změny stupně



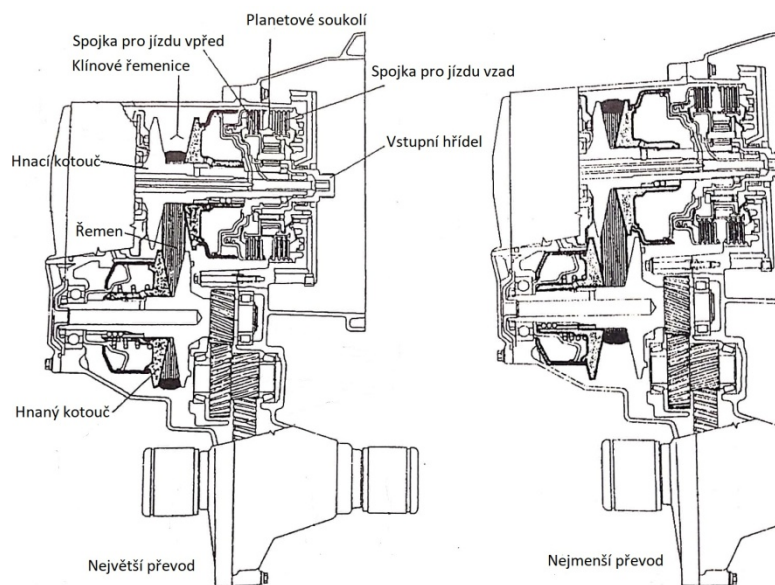
Řazení rychlostních stupňů ovládá řídicí jednotka a probíhá tak, že v záběru je vždy jen jedna větev a na druhé je připravený následující rychlostní stupeň (předřazování rychlostních stupňů), samotné přeřazení proběhne rozepnutím právě aktivní spojky a sepnutím druhé spojky. Tento způsob řazení omezuje volbu rychlostních stupňů, jak je zobrazeno v pravé části obrázku číslo 11. Převodové stupně a spojky jsou ovládány hydraulicky.

Výhodou dvouspojkových převodovek oproti planetové převodovce s hydrodynamickým měničem je vyšší účinnost a mnohem vyšší rychlost řazení převodových stupňů. Nevýhodou je schopnost přenášet výrazně menší zatížení, menší životnost (opotřebení spojek), přetěžování spojek při plouživé jízdě a nutnost častější výměny olejové náplně převodovky. [3; 6]

## 7 Plynulé převodovky CVT

Jedná se o převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem (CVT- Continously variable transmission = plynule měnitelný převod), které zajišťují naprosto hladký chod bez trhání a rázu, které provází provoz klasických převodovek, kde dochází k přenosu točivého momentu pomocí ozubených kol.

Nejčastějším způsobem realizace plynulé převodovky je využití dvojice kuželových kol, která jsou propojena ocelovým řemenem s pružnou vložkou.



Obrázek 14: Princip převodovky CVT

Změna převodového poměru je realizována pomocí řemenic rozdělených na dvě poloviny. Polovina hnací a hnané řemenice se axiálně pohybuje po hřídeli, čímž se mění průměr řemenic. To vede ke změně převodového poměru. Konstrukce CVT převodovky je vidět na obrázku 12. Pro změny směru pohybu vozidla se používá planetové soukolí a dvojice spojek, jedna slouží pro jízdu vpřed, druhá pro jízdu vzad. [7]

## 8 Základní koncepce pohonu

V současné době bývá nejčastěji motor s převodovkou uložen v přední části. Důvodem uložení pohonných komponentů do přední části vozidla je zajištění vyšší bezpečnosti. Takovéto uspořádání pohonné soustavy přináší ve většině případů předvídatelnější chování automobilu při překročení schopnosti vozidla a řidiče ( například při rychle jízdě nebo na kluzkém povrchu). Při průjezdu zatáčkou se vůz začne chovat neotáčivě a začne opouštět silnici po tečné trajektorii. Dalším důvodem umístění motoru a převodovky před přední nápravu je dosažení co nejvyšší hmotnosti v přední části vozu. Nejpravděpodobnější místo nárazu při dopravní nehodě je čelní náraz do překážky. Díky hmotnosti v přední části auta dokáže tato hmota absorbovat velké množství energie a deformace, díky tomu nedojde k tak velké deformaci prostoru pro posádku jako kdyby byl motor a převodovka uloženy u zadní nápravy. V této práci budou popsány nejpoužívanější koncepce pohonu.

### 8.1 Motor uložený napříč před přední nápravou, pohon předních kol

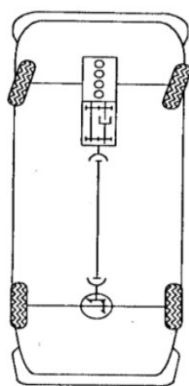


[2;8]

Obrázek 15:  
Koncepce automobilu

Jedná se o nejrozšířenější uspořádání koncepce pohonu osobního automobilu s pohonem předních kol. Motor je uložen před nebo nad přední nápravou. Kliková hřídel motoru je rovnoběžně s osou kol. Obvykle se používají dvouhřídelové převodovky, které mají hřídele rovnoběžně s klikovou hřídelí motoru. Rozvodovka s diferenciálem je součástí převodovky. Na výstupu z rozvodovky jsou nesymetrické kloubové hřídele tzv. poloosy. Takovéto uspořádání je využíváno i pro automobilovou převodovku MQ200 a přináší ve většině případů předvídatelnější chování automobilu při překročení schopnosti vozidla a řidiče ( například při rychlé jízdě nebo na kluzkém povrchu). Při průjezdu zatáčkou se vůz začne chovat neotáčivě a začne opouštět silnici po tečné trajektorii. Nevýhodou je snížení adheze vlivem odlehčení přední části při akceleraci.

### 8.2 Motor vpředu podél, pohon zadních kol



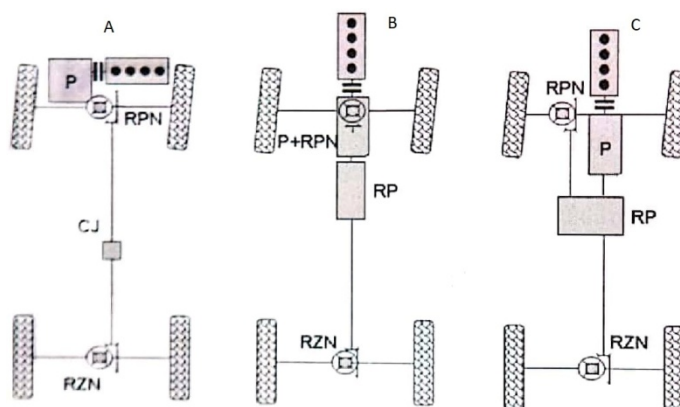
Jedná se o nejstarší způsob koncepce automobilu. Motor je umístěn v přední části vozu, kliková hřídel motoru je kolmo k ose kol. Točivý moment a výkon je přenášen z převodovky pomocí kloubové hřídele do rozvodovky s diferenciálem, který je uložen na zadní nápravě automobilu. Nevýhodou této koncepce je vznik vibrací díky použití dlouhého hřídele pro přenos točivého momentu a výkonu, další nevýhodou je nedostatečné zatížení zadní nápravy, což může způsobovat problémy s použitelností automobilu na kluzkém povrchu.

[8]

Obrázek 16: Koncepce automobilu

## 8.3 Pohon 4x4

Mezi hlavní výhodou pohonu koncepce 4x4 (tedy pohonu všech kol) oproti pohonu jedné nápravy je dosažení lepších trakčních schopností automobilu (na vozovku lze převést mnohem větší výkon), to vede k výrazně vyšší akceleraci vozidla. Pohon 4x4 zajišťuje vyšší stabilitu a tím pádem vyšší bezpečnost vozidla při klidné jízdě, dále umožní vozidlu vyšší stoupavost a průchodnost terénu. Nevýhodou je vyšší technická náročnost, hmotnost a spotřeba paliva.



Obrázek 17: Koncepce pohonu 4x4

Na obrázku 17 jsou popsány nejčastější realizace pohonu 4x4. Zkratka **P**- převodovka, **RPN**- rozvodovka přední nápravy, **RZN**-rozvodovka zadní nápravy, **RP**-rozdělovací převodovka.

**Koncepce A:** na schématu je vidět koncepce pro motor uložený napříč. CJ je zkratka centrální jednotky, například mezinápravového diferenciálu nebo mezinápravové spojky ovládané ručně nebo automaticky.

**Koncepce B:** motor je podélně uložen před přední nápravou, převodovka má ve skříni integrovanou rozvodovku přední nápravy. Rozdělovací převodovka může obsahovat mezinápravový diferenciál, ovládanou spojku, redukční převodovku atd.

**Koncepce C:** Motor je podélně uložen nad přední nápravou, rozvodovka přední nápravy není součástí převodovky. Rozdělovací převodovka může obsahovat redukční převodovku s diferenciálem, který rozděluje točivý moment na přední a zadní nápravu. [1, 9]

## 9 Zkoušení automobilových převodovek

Zkoušení vozidel a jejich částí je možno rozdělit na jízdní zkoušky a na zkoušky laboratorní (ve zkušebnách). Převodové ústrojí je tvořeno spojkou, převodovkou, rozvodovkou, diferenciálem, kloubovými hřídeli atd. Zkoušky převodových ústrojí se provádí v silničních a laboratorních podmínkách. Účelem zkoušek je zjištění účinnosti, životnosti, spolehlivosti, hluku a vibrací a také tuhosti a pevnosti převodového ústrojí. Předmětem zkoumání je také použití různých druhů mazacích prostředků, kontrola vyvážení jednotlivých komponent nebo kontrola záběru ozubených kol. Na zkušebních stavech v laboratořích se obvykle zkouší každá

část převodového ústrojí a v silničních zkouškách se zkoumá funkce převodového ústrojí jako celku. Vhodnou kombinací jízdních a laboratorních zkoušek se dá výrazně urychlit vývoj nových komponentů a technických řešení. Zatížení a schéma provozu převodových ústrojí při laboratorních zkouškách se odehrává podle schématu, který odpovídá provozu v reálných podmínkách (provoz ve městě, mimo a na dálnici). [10]

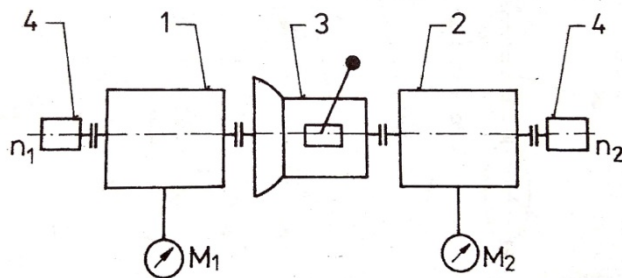
Zkoušení převodových ústrojí je možno podle způsobu zatěžování rozdělit.

1) S přímým zatěžováním (otevřený silový okruh)

2) S předpětím (uzavřený silový okruh)

## 9.1 Otevřený silový okruh

Na obrázku 18 je patrné schéma uspořádání laboratorní zkušebny s otevřeným okruhem. Energie z hnacího stroje je vedena přes zkoušenou převodovku do zatěžovacího zařízení kde je mařena. Hnací i zatěžovací zařízení musí být dostatečně nadimenzované pro zkušební výkon, což vede k vysokým pořizovacím a provozním nákladům. Pro pohon převodovky je využíván elektrický dynamometr (1), zkoušená převodovka (3) je pevně uložena a zatěžuje se pomocí elektrického dynamometru (2). Vstupní a výstupní otáčky jsou měřeny pomocí snímačů otáček (4). [10]



Obrázek 18: Otevřený zkušební stav

Celková účinnost převodovky při zapojení podle obrázku se určí ze vztahu.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 * n_2}{M_1 * n_1} = \frac{M_2}{M_1} * \frac{1}{i}$$

$P_1$  – výkon na vstupu do převodovky

$P_2$  – výkon na výstupu z převodovky

$M_1$  – moment na vstupu do převodovky (měřený na dynamometru 1)

$M_2$  – moment na výstupu z převodovky (měřený na dynamometru 2)

$n_1$  – otáčky na vstupu

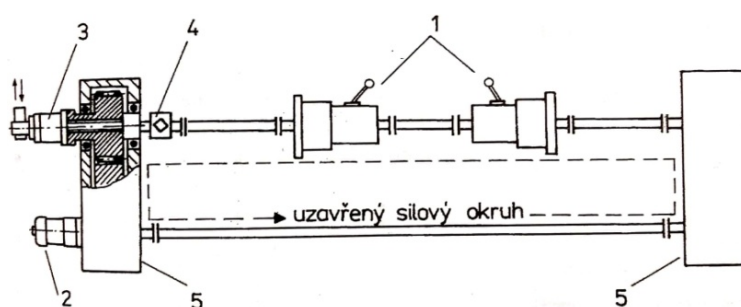
$n_2$  – otáčky na výstupu

$i = \frac{n_1}{n_2}$  – zařazený celkový převodový poměr zkoušené převodovky

## 9.2 Uzavřený silový okruh

Jednotlivé komponenty zkušebního stavu namáhané zkušebním momentem vytvářejí uzavřený silový okruh, který je vhodný pro dlouhodobé zkoušky převodovek. Dosahuje totiž výrazných úspor elektrické energie proti otevřenému zkušebnímu stavu. Elektrická energie je totiž dodávána pouze pro překonání ztrát v silovém okruhu. Uzavřený silový okruh je vhodný pro zkoušení životnosti a opotřebení převodovky.

Na obrázku číslo 19 je vidět schéma uzavřeného stavu pro dvě zkoušené převodovky (1), které jsou spojeny hřídelí se dvěma reverzními převodovkami (5) tak, že vstupní a výstupní hřídele převodovek jsou otáčeny stejnými otáčkami a stejným předepínacím momentem. Hnací motor (2) překonává pouze ztráty, které vznikají třením mezi prvky zkušebního stavu. Otočný pulzátor (3) slouží jako zatěžovací člen, který zatěžuje zkoušené převodovky podle schématu, který simuluje provozní podmínky automobilu. Hodnotu zatěžovacího točivého momentu vyhodnocuje snímač točivého momentu (4). [10]

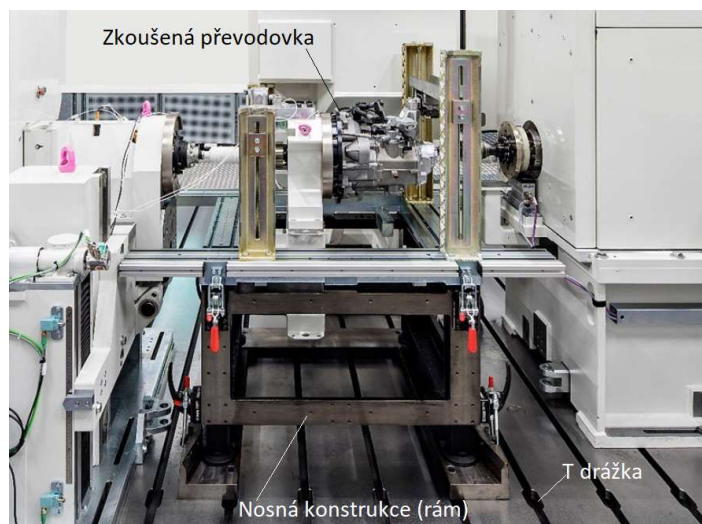


Obrázek 19: Uzavřený silový okruh

## 10 Nosné konstrukce

Pro ustavení převodovky na zkušební stanoviště mezi dynamometry je nutné vytvořit nosnou konstrukci (rám), na kterou bude namontovaná zkoušená převodovka. Konstrukce musí být schopna zachytit statické a dynamické silové účinky, které vznikají při testování převodovky na zkušebním stavu. Dále musí mít dostatečnou životnost, tuhost a schopnost tlumit vibrace. Aby nedošlo ke ztrátě stability v důsledku používání nosné konstrukce v oblasti vlastních frekvencí, je nutné zkonstruovat nosnou konstrukci tak, aby buzení neodpovídalo vlastním frekvencím nosného rámu.

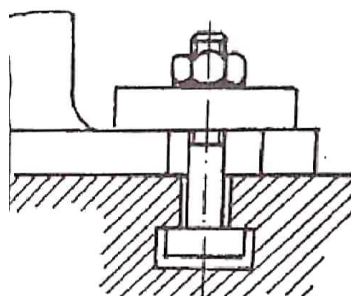
Při konstruování nosného rámu se kombinují vhodné druhy nosných konstrukcí tak, aby bylo dosaženo co nejlepších vlastností konstrukce. Komponenty, ze kterých se skládají jednotlivé části nosného rámu jsou nejčastěji spojovány svařováním, a pro spojení jednotlivých částí rámu se využívají šroubové spoje.



Obrázek 20: Zkušební stav Škoda Auto v Mladé Boleslavi pro převodovku MQ 200

## 10.1 Upnutí rámu na zkušební stav

Na obrázku číslo 20 je vidět otevřený zkušební stav Škoda auto v Mladé Boleslavi, který slouží pro testování a následný vývoj převodovky MQ 200. Z obrázku je patrné, že nosný rám je upevněn na upínací desku zkušebního stavu. Upínací deska je zapuštěna do podlahy zkušebny a je ustavena na pružných elementech, které mají za úkol izolovat zkušební místo od dynamického rušení z okolí a zároveň izoluje zkušební místo tak, aby se chvění a rázy nepřenašeli do budovy. K upevnění nosného rámu na upínací desku se používá tzv. T drážka, ta zajišťuje jednoduché, tuhé, pevné a spolehlivé upnutí na upínací desku. K upnutí do T drážky se používají šrouby s hlavou ve tvaru T nebo tvarové matice tvaru T, která zapadá do drážek v upínací desce. [11]



Obrázek 21: Upnutí do T drážky

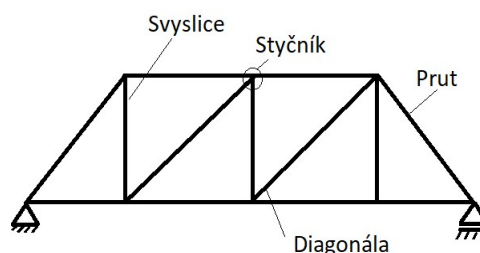
## 10.2 Příhradová konstrukce

Příhradová konstrukce byla v 19. století jednou z nejvyužívanějších nosných konstrukcí ve stavebnictví a strojírenství. Pomocí této konstrukce vzniklo velké množství mostových, jeřábových, halových a věžních konstrukcí. Příhradová soustava se skládá z prutů, které mohou mít různé profily ( prut= těleso s převládajícím délkovým rozměrem) a styčníků. Styčník je místo, kde dochází ke spojení dvou a více prutů. Spojení prutů ve styčníku lze provést pomocí svarových, nýtových nebo šroubových spojů. Z důvodu správného fungování příhradové konstrukce je nutné, aby se osy všech prutů vstupujících do stejného styčníku protínaly v jednom bode, jinak by docházelo k nežádoucímu namáhání prutů. Základním tvarem příhrady je trojúhelník nebo čtverec. [12;13]





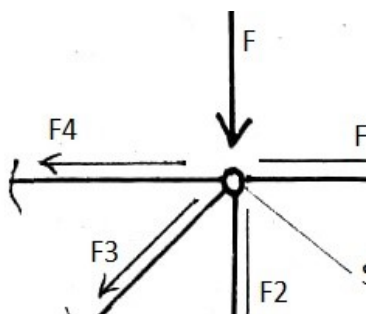
Obrázek 22: Příhradová konstrukce jeřábu



Obrázek 23: Příhradová konstrukce

Výhodou příhradové konstrukce je vysoká pevnost a schopnost přenášet velké zatížení, při zachování nízké hmotnosti, dokáží překlenout dlouhé vzdálenosti bez nutnosti použít podpor. To je výhodné například při stavbě mostů. Během zatížení vznikají v prutech pouze osové tahové nebo tlakové silové namáhání. Jednou z největších výhod příhradové konstrukce je poměrně jednoduchý výpočet. To je jeden z důvodů proč byla v minulosti hojně využívána ve stavitelství. Nevýhodou příhradové konstrukce je vysoký podíl lidské práce na stavbě konstrukce, složité a zdlouhavé spojování prutů do styčnicku a citlivost konstrukce na vibrace. [12;13]

#### Rozkládání sil v příhradové konstrukci:



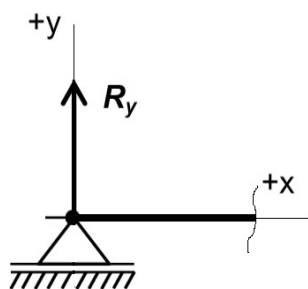
Obrázek 24: rozkládání sil ve styčnicku

Při vnějším silovém zatížení konstrukce se zatížení začne ve styčnicích rozkládat do jednotlivých prutů. Pokud jsou pruty přímé, tak v nich vzniká pouze tahové nebo tlakové osové síly, které je konstantní po celé délce prutu. Toho se dá využít při návrhu konstrukce, kdy vhodným přidáním prutu do styčnicku se zatěžující síla začne rozkládat do většího množství prutů, což vede ke zmenšení namáhání v ostatních prutech a díky tomu konstrukce zvládne přenést větší vnější zatížení. V konstrukci se mohou objevovat i nezátížené pruty. [12,13]

## 10.3 Nosník

Nosník je těleso s převládajícím délkovým rozměrem, který je podstatně větší než rozměry průřezu. Nosníky jsou uloženy na posuvných nebo pevných podporách, popřípadě mohou být pevně vetknuté, popřípadě mohou být uloženy pomocí kombinace obou předchozích možností. Nosníky mohou být zatěžovány silami i momenty. Vnější zatížení přenášejí nosníky na podpory popřípadě do vetknutí, kde vyvozují reakční síly, které musí být v rovnováze s vnějšími zatěžujícími silovými účinky.[14]

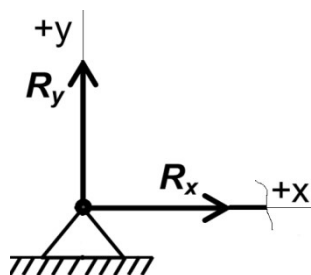
### Posuvná podpora v rovině:



Obrázek 25: Posuvná podpora

Posuvná podpora odebírá pouze jeden stupeň volnosti, to znamená, že zamezuje pohybu v jednom směru (ve směru osy  $y$ ). Zatížení nosníku vnějším silovým účinkem vyvolá v této podpoře reakční sílu ve směru osy  $y$ . Posuvná podpora se často využívá k uložení nosníku na jedné straně, z důvodu kompenzace teplotní roztažnosti. Při zahřívání dochází k prodlužování nosníku, posuvná podpora umožní posunutí ve směru prodloužení vlivem teploty, díky tomu nevznikne v nosníku přidané napětí od teploty, které by vzniklo, kdyby byl nosník uložen pevně na obou koncích. [14;15]

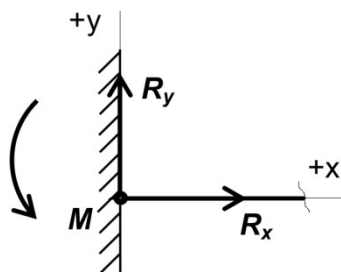
### Pevná podpora v rovině:



Obrázek 26: Pevná podpora

Pevná podpora odebírá dva stupně volnosti, to znamená, že zamezuje pohybu ve dvou směrech (ve směru osy  $x$  a  $y$ ). Zatížení nosníku vnějším silovým účinkem vyvolá v pevné podpoře reakční síly ve směru osy  $x$  i  $y$ . [14;15]

### Vetknutí v rovině:

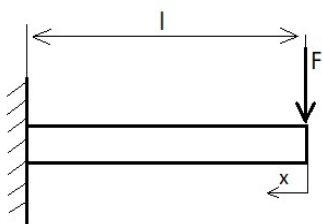


Obrázek 27: Vetknutí

Vetknutí odebírá v rovině 3 stupně volnosti, zamezuje pohybu ve směru osy  $x$  i  $y$  a zároveň zamezuje rotaci. Při zatížení nosníku vnějším silovým účinkem vzniknou ve vetknutí dvě reakční síly ve směru osy  $x$  a  $y$  a také reakční moment. [14;15]

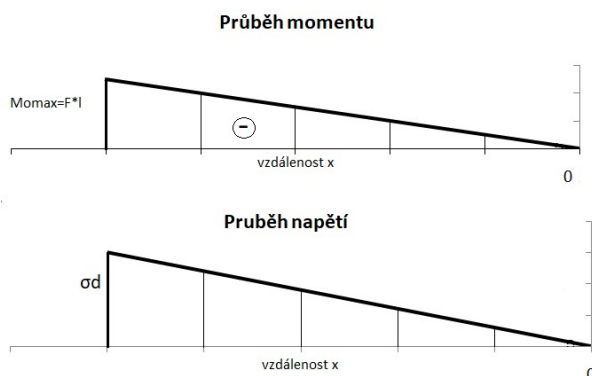


### Konzola:



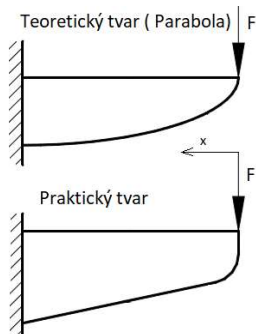
Obrázek 28: Konzola

Jedná se o nosník, který je na jedné straně uložen pomocí vetknutí a druhý konec je volný (není uložen v žádné podpoře). Největší ohybový moment tím pádem i ohybové napětí při zatížení konzoly vzniká ve vetknutí, naopak největší průhyb při zatěžování konzoly je na volném konci.



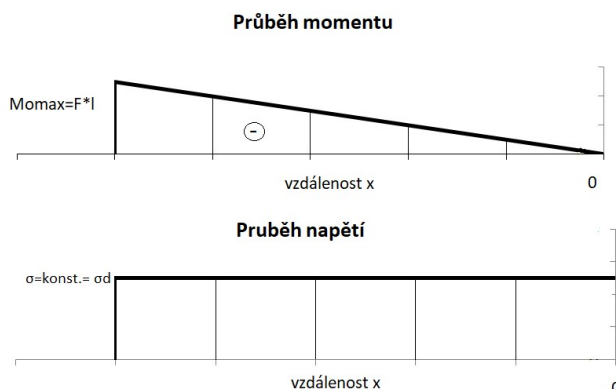
Obrázek 29: Průběh momentu a napětí v konzole během zatížení silou  $F$

### Nosník stálé pevnosti:



Obrázek 30: Nosník stálé pevnosti

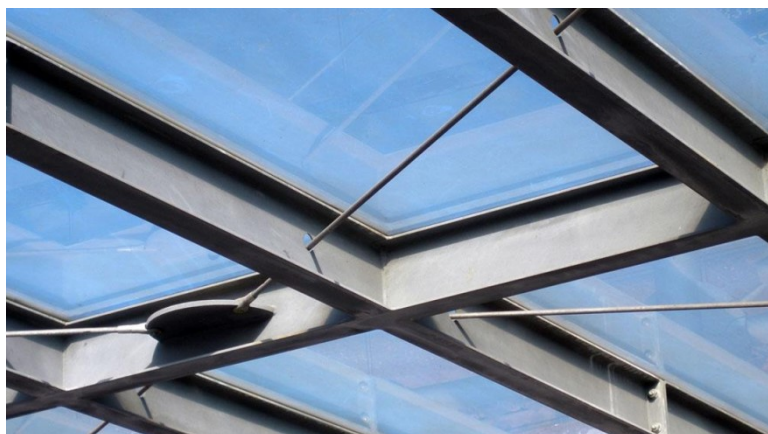
Jedná se o nosník, který má proměnlivý průřez v závislosti na velikosti ohybového momentu. Průřez nosníku stálé pevnosti je konstruován tak, aby napětí ve všech bodech průřezu bylo přibližně konstantní. V místě, kde je minimální ohybové napětí má nosník minimální plochu průřezu. Ve vetknutí dosahuje ohybový moment nejvyšší hodnoty, proto má nosník v tomto místě největší plochu průřezu. Důvodem použití tohoto nosníku je asi 25% úspora hmotnosti a materiálu oproti nosníku s konstantním průřezem. [16]



Obrázek 31: Obrázek 29: Průběh momentu a napětí v nosníku stálé pevnosti během zatížení silou  $F$

## 10.4 Roštová konstrukce

Roštová konstrukce je tvořena soustavou prutů, které jsou uspořádány tak, že tvoří pravidelné tvary, a je zatížena pouze silovým namáháním působícím pouze ve směru osy, která je kolmá na vodorovnou rovinu roštu. Mají vysokou nosnost a odolnost proti deformacím. Při zatížení roštové konstrukce vzniká v jednotlivých prutech roštu posouvající síla, která je rovnoběžná se směrem zatížení a ohybový moment. [17]



Obrázek 32: Roštová konstrukce

## 11 Spojování prvků konstrukcí

Jednotlivé prvky, ze kterých jsou tvořeny části rámu a jednotlivé části rámu je potřeba k sobě připevnit tak, aby vznikl konstrukčně funkční prvek, který bude řádně plnit svoji funkci. Spojení mohou být realizována dvěma základními druhy spojů:

### 1) Rozebíratelné spoje

Jedná se o spoje, které po složení lze kdykoliv rozebrat a opětovně složit bez porušení spojovaných nebo spojovacích součástí. Rozebíratelné spoje se často používají v aplikacích, kde je třeba často a rychle vyměnit opotřebené součásti za nové.

### 2) Nerozebíratelné spoje

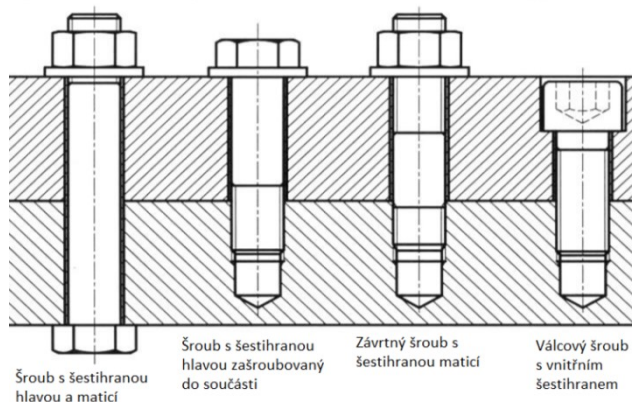
Spoje, které po spojení nelze jednoduše rozebrat bez poškození spojovaných nebo spojovacích součástí.

Jedny z nejčastěji používaných spojů pro konstrukci nosných rámu jsou svarové, šroubové a nýtové spoje.

### 11.1 Šroubové spoje

Šroubové spoje jsou jedny z nejčastěji používaných spojů ve strojírenství. Jedná se o jednoduché, pevné a snadno rozebíratelné spojení dvou i více součástí, které mohou být vyrobeny z různorodých materiálů. Šroubové spojení je velice spolehlivé, a je schopno přenášet velká zatížení při relativně malých rozměrech a hmotnosti spojovacích součástí. Další předností šroubových spojů je velmi široký sortiment normalizovaně

vyráběných spojovacích prvků ( různé druhy šroubů, matic, podložek a pojistných podložek atd.). Spojované součásti je nutno opatřit otvory vhodné velikosti, průchozí díry pro šroub musí být vyrobeny s vůlí. Na pevnosti a spolehlivosti těchto spojů často závisí správný a bezpečný chod strojního zařízení. Z konstrukčního hlediska lze šroubové spoje rozdělit na spoje bez předpětí a předepjaté spoje. [18]



Obrázek 33: Nejčastější druhy šroubových spojů

## 11.2 Předepjaté šroubové spoje

Většina šroubových spojů je konstruována jako tzv. předepjaté šroubové spoje. Při montáži je šroubové spojení dotaženo tak, aby ve šroubu vznikla vnitřní osová síla. Tou je vyvozeno montážní předpětí, které vzniká v důsledku elastických deformací při utahování, které zajistí potřebnou silovou vazbu mezi stykovými plochami spojovaných součástí. Správně předepjatý šroubový spoj vytvoří ze spojovaných součástí prakticky celistvý útvar, na jehož stykových plochách vznikne třecí síla, která přenáší zatížení z jedné součásti na druhou. Spojovací prvky předepjatého šroubového spoje jsou namáhány ještě před zahájením pracovní činnosti. Spojovací šroub je často nejslabším místem konstrukce z důvodu předepínacího napětí a štíhlého tvaru s velkým množstvím vrubů. Typické příklady předepjatých šroubových spojů jsou vidět na obrázku 33. [18]

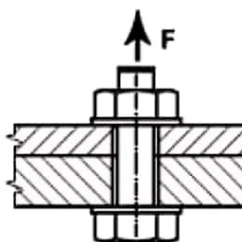
## 11.3 Nepředepjaté šroubové spoje

Nepředepjaté šroubové spoje jsou využívány minimálně, jednou z mála aplikací nepředepjatého šroubového spoje je uložení jeřábového háku na závěs.

## 11.4 Namáhání šroubového spoje

Při provozu mohou být šroubové spoje namáhány několika způsoby. Nejčastěji jsou namáhány na tah, ale v některých případech mohou být namáhány na stříh, otlacení a dokonce v extrémních případech mohou být namáhány i ohybovým momentem popřípadně kombinací některých možností.

### Namáhání na tah:

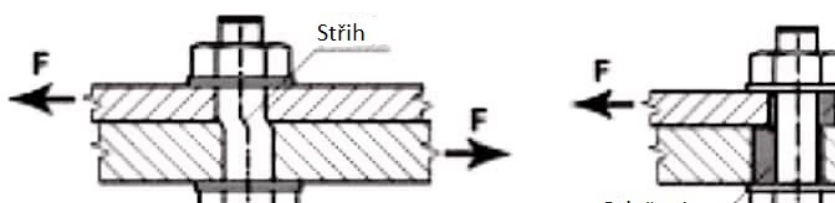


Ve šroubu je tahové namáhání vyvozeno předpětím ve šroubovém spoji a vnějším zatížením.

Obrázek 34: Namáhání šroubu na tah

### Namáhání na otláčení a stříh:

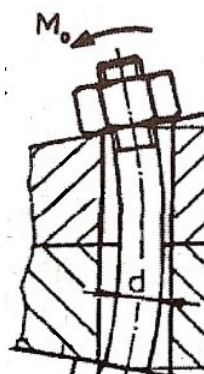
K namáhání šroubu na otláčení a stříh dochází, tak když tření mezi stykovými plochami není schopné přenést vnější namáhání a dochází k šoupání styčných ploch po sobe, tím dojde k namáhání šroubu na otláčení nebo stříh.



Obrázek 35: Namáhání šroubu na stříh a otláčení

### Namáhání šroubu na ohyb:

Ohybový moment může vzniknout v důsledku nepřesné výroby dosedacích ploch pod hlavou šroubu a matice, když nejsou plochy rovnoběžné a kolmé na osu šroubu vzniká v něm přídavný ohybový moment. Ten velmi negativně ovlivňuje nosnost šroubu, je zejména nebezpečný při poměrně vnějším zatížení. Proto je potřeba přesně opracovat dosedací plochy nebo použít vyrovnávací podložky. [18]



Obrázek 36: namáhání šroubu na ohyb

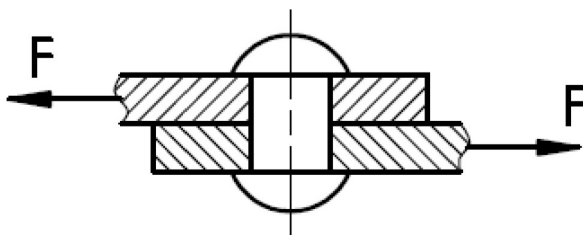
## 11.5 Nýtové spoje

Jedná se o nerozebíratelné spojení dvou i více součástí, které mohou být vyrobeny z různorodých materiálů. Spojované součásti musí být opatřeny průchozími dírami s vůlí pro nýt. Nýtování nejčastěji probíhá vložením nýtu do průchozích děr spojovaných součástí. Hlava nýtu se podepře a závěrná hlava nýtu se vytvoří tzv. roznýtováním vyčnívajícího konce díku údery ručního nebo pneumatického kladiva, popřípadě pomocí strojního lisování za tepla nebo za studena. Spojení je tedy dosaženo pomocí trvalé plastické deformace. Během nýtování nedochází ke vzniku tepelně ovlivněné oblasti podobně jako u svařování. Nýtování nelze použít v aplikacích kde je požadována vysoká rozměrová přesnost. Používá se při stavbě ocelových konstrukcí ( mostů, jeřábů..) nebo i při výrobě plášťů letadel. Nýtování se dělí na nýtování přímé a nepřímé.

Přenos vnějších silových účinků u nýtových spojů závisí na způsobu výroby spoje. U nýtového spoje vytvořeného za tepla bude během chladnutí docházet ke smršťování nýtu a tím bude v nýtu vznikat osová síla. Ta podobně jako u šroubů vyvodí na stykových plochách třecí sílu, která přenáší vnější silové účinky působící na spojované součásti. U nýtových spojů vytvořených za studena je osová síla v nýtu výrazně nižší. To vede k nižší únosnosti nýtového spoje vytvořeného za studena. [19]

### 11.5.1 Nepřímé nýtování

Nepřímé nýtování je způsob vytvoření nerozebíratelného spojení dvou i více spojovaných součástí pomocí třetí součásti nýtu.



Obrázek 37: Nepřímé nýtové spojení

### 11.5.2 Přímé nýtování

Při přímém nýtování je jedna ze spojovaných součástí využita jako nýt. Často se používá pro spojení těles s tenkými plechy.



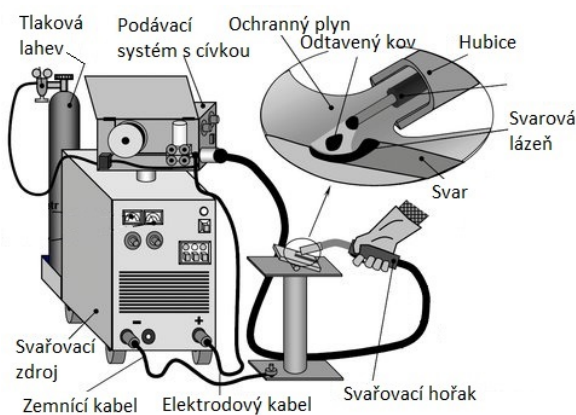
Obrázek 38: Přímé nýtování

# 12 Svařování

Svařování je technologický proces, při kterém vzniká trvalé nerozebíratelné spojení dvou i více součástí v celistvé útvary tzv. svařence. Nejčastěji slouží ke spojení součástí, které jsou vyrobeny z oceli, ale za určitých podmínek lze svařovat i šedou litinu a různé slitiny mědi, hliníku, zinku a niklu. Výhody svařových spojů je vysoká pevnost, trvanlivost a těsnost, další podstatnou výhodou je výrazná úspora materiálu při realizování konstrukcí, například oproti odlévání lze ušetřit až 50 % materiálu. Svařování dále umožňuje rychlou realizaci návrhu ocelových konstrukcí. Mezi nevýhody patří změna struktury a tím i mechanických vlastností a výskyt materiálových vad v tepelně ovlivněné oblasti, dále je potřeba kvalifikovaných pracovníků pro vytvoření kvalitních svařů. Další výrazná nevýhoda svařování je fakt, že během chladnutí svaru dochází ke vzniku vnitřních pnutí a deformaci konstrukce. Proto je potřeba po dokončení svařování odstranit vnitřní pnutí žíháním a obrobit funkční plochy tak, aby bylo dosaženo požadovaných tvarových a rozměrových tolerancí. Potřebné tuhosti svařenců se dosahuje pomocí volby vhodného typu konstrukce a umístění žebër. Svařování lze rozdělit na dva druhy na svařování tavné a tlakové. Při tavném svařování jsou spojované díly v místě dotyku uvedeny do stavu lokálního natavení a následným splynutím a vychladnutím spojovaných součástí vzniká svařový spoj. Ve většině případů je do taveniny přidáván přídavný materiál, který má podobné složení a vlastnosti jako spojovaný materiál. Při tlakovém svařování se spojované součásti v místě budoucího svaru přivedou do mírně nataveného stavu, nejčastěji pomocí odporového ohřevu, a následným působením síly (mechanického tlaku, rázu) dojde k přitlačení spojovaných součástí a tím vznikne svařový spoj. Tento způsob svařování se nejčastěji využívá k bodovému nebo švovému svařování tenkých plechů. [18,20]

## 12.1 Tavné svařování metodou MAG









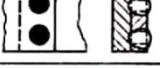

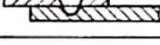

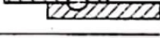


Metoda tavného svařování MAG (metal active gas) je způsob poloautomatického obloukového tavného svařování, který je nejčastěji používán pro svařování profilu a tlustých plechů. Do místa svaru je přidáván přídavný materiál ve formě drátu, který je navinut na cívce a do místa svaru je automaticky podáván bovdemem v hubici a tvoří kladnou elektrodu. Jako záporná elektroda slouží svařovaný materiál, který je pomocí svorky připojen ke svařovacímu zdroji. Mezi oběma elektrodami vzniká elektrický oblouk, ten díky své teplotě vytvoří svařovou lázeň. Samotné svařování probíhá v ochranné atmosféře plynu, který se aktivně účastní chemických reakcí ve svařové lázni, dále zamezuje přístupu vzduchu k roztavenému kovu, čímž vylepšuje kvalitu svaru. Jako aktivní plyn se nejčastěji užívá oxid uhličitý nebo směs oxidu uhličitého a argonu. Plyn je skladován v tlakové láhvi a do místa svaru je přiváděn hubicí. Hlavní předností této metody je vysoká svařovací rychlost. [21]



Obrázek 39: Svařování metodou MAG

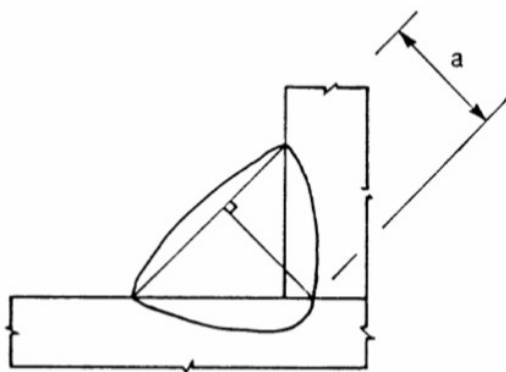
## 12.2 Druhy svarů

Pro spojování součástí je možno použít mnoho typů svaru. Každý z nich je vhodný pro jiné tloušťky materiálů a druhy svařování. V následující tabulce jsou zobrazeny nejčastěji používané druhy svarů a jejich značení na výkrese.

Název a provedení svaru	Značení	Název a provedení svaru	Značení
Lemový svar 	$\pi$	Koutový svar 	$\triangle$
Tupé svařky		Převýšený 	$\nabla$
I svar 	$\Pi$	Proláklý 	$\nabla$
V svar 	$\nabla$	Rohový svar 	$\nabla$
1/2V svar 	$\frac{1}{2}\nabla$	Děrový svar 	$\square$
U svar 	$\cup$	Průvarový svar 	
Podložený V svar 	$\nabla$	Bodový svar 	$\circ$
X svar 	$\times$		
K svar 	$\nabla$ $\nabla$		

Obrázek 40: Druhy svarů

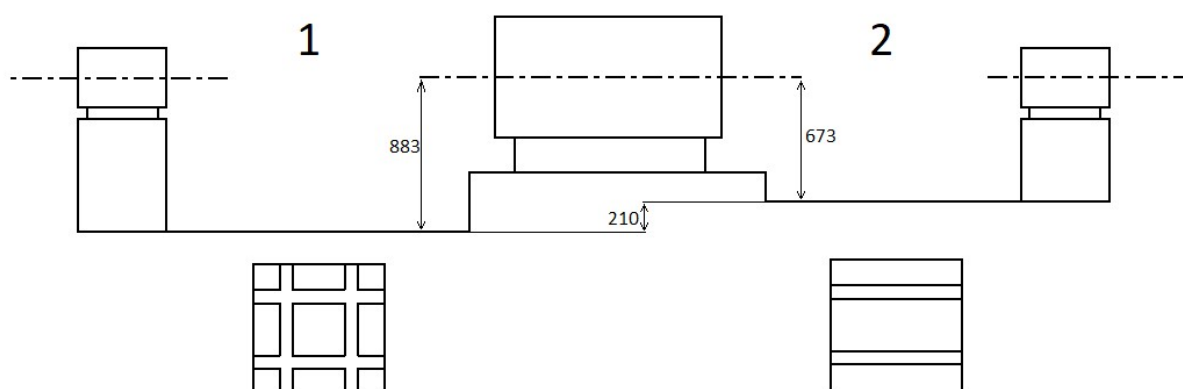
**Velikost koutového svaru:**



Obrázek 41: Koutový svar a jeho velikost

# 13 Praktická část

Úkolem praktické části bakalářské práce je vytvořit rám na otevřený zkušební stav pro testování koncernové manuální převodovky MQ200, která je využívána v automobilech s předním hnanou nápravou a příčně uloženým motorem, s touto převodovkou se používá spojka s talířovou pružinou. Jedním z požadavků na zkušební rám je možnost provozu tohoto rámu na dvou otevřených zkušebních stavech s rozdílnými osovými výškami dynamometrů. Obě stanoviště, kde bude probíhat zkoušení převodovky na navrhnutém rámu, jsou schematicky zobrazeny na obrázku 42. Na prvním stanovišti je osová výška dynamometru 883 mm a druhé stanoviště má osovou výšku 673 mm. Rám musí mít tedy konstrukci, která umožní rychlou a jednoduchou změnu osové výšky při změně stanoviště. Upnutí rámu na základní desce zkušebních stanovišť bude probíhat pomocí T drážek v základní desce. Na stanovišti s osovou výškou 883mm jsou T drážky rovnoběžně a zároveň kolmo na osu dynamometru, na druhém stanovišti s osovou výškou 673mm jsou T drážky pouze rovnoběžně s osou dynamometrů. Dále musí být rám zkonstruován tak, aby umožňoval testování provozu převodovky ve dvou stavech, na přímo tedy bez spojkové sady, kdy bude převodovka poháněna přímo hřídelí z dynamometru a druhý stav je testování převodovky se spojkovou sadou. Dalším požadavkem na rám je vytvoření konstrukce, která bude v budoucnu umožňovat zkoušení i jiných automobilových převodovek. Změny zkoušené převodovky musí být tedy dosaženo jednoduchou výměnou co nejmenšího počtu součástí.

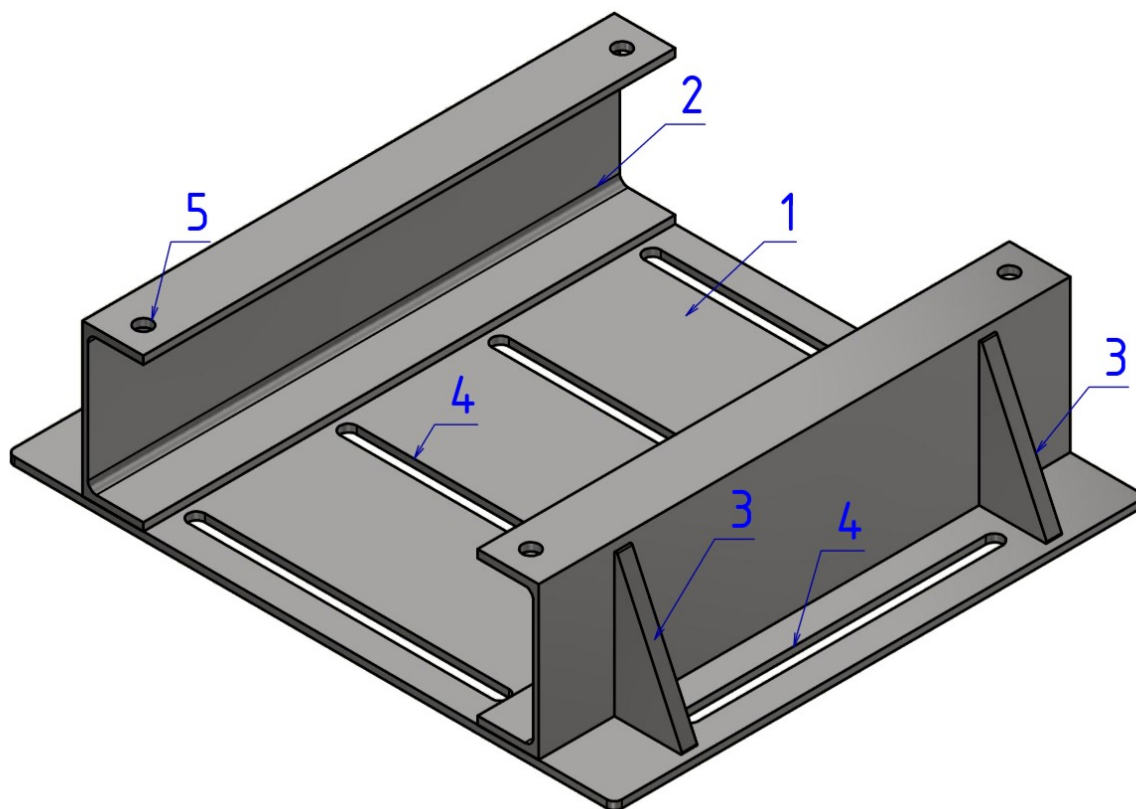


Obrázek 42: Zkušební stanoviště



### 13.1 Základna rámu pro osovou výšku 883mm (Roštová část rámu)

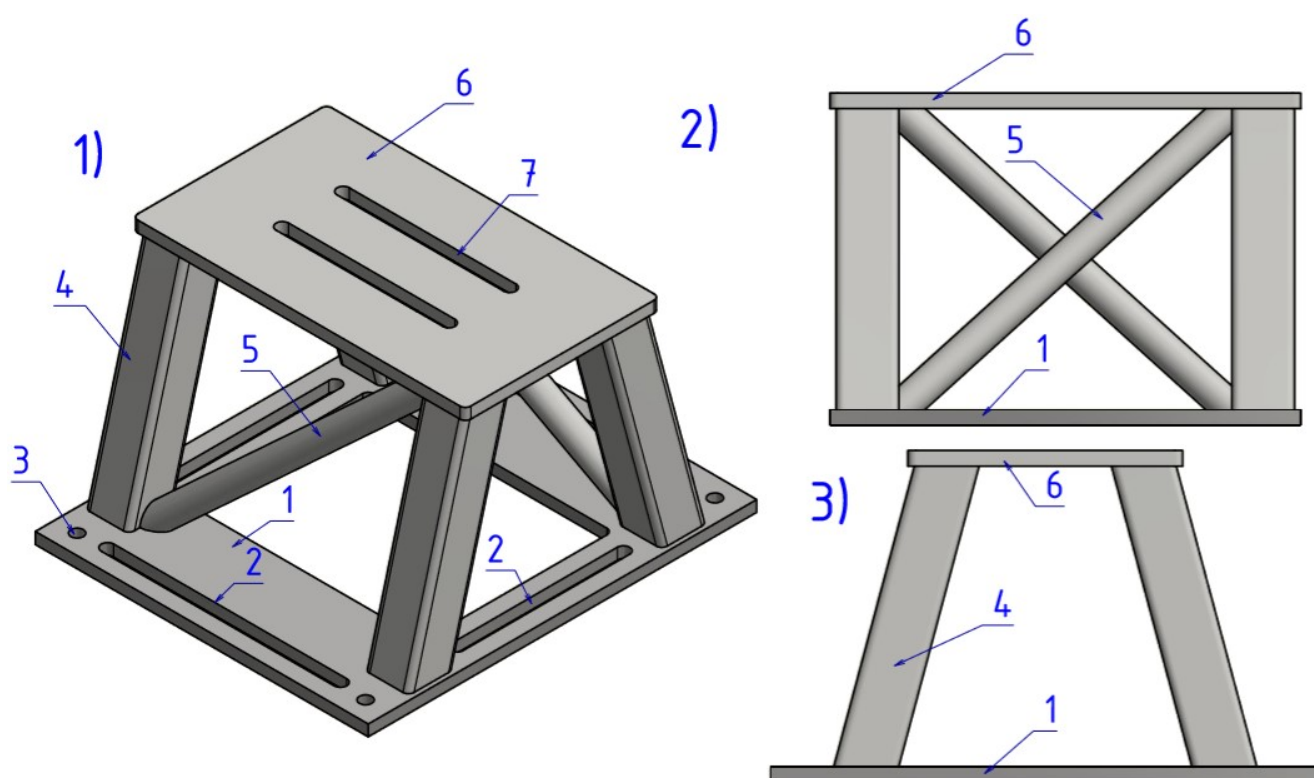
Tato část rámu je používána pouze pro stanoviště, kde je osová výška dynamometru 883mm. Jelikož je osová výška obou stanovišť rozdílná, je potřeba navrhnout část rámu, která bude mít stejnou výšku jako je rozdíl osových výšek obou stanovišť dynamometrů. Rozdíl osových výšek obou stanovišť a tedy výsledná výška základny rámu je 210 mm. Díky použití této části rámu dojde k vyrovnání osových výšek mezi oběma stanovišti, a ostatní díly rámu mohou být stejné pro obě stanoviště dynamometrů.



Obrázek 43: Základna rámu pro 883 mm

Na obrázku 43 je vidět navrhnutá základna rámu pro osovou výšku 883mm. Pro upnutí této části rámu na základní desku stanoviště je určen 10 mm plech (1), ten je opatřen oválnými drážkami (4), které jsou rovnoběžně i kolmo na osu dynamometru a slouží k upnutí základny rámu do T drážek. Plech má tloušťku pouze 10 mm, ale jelikož bude mít po celé ploše oporu v podobě základní desky stanoviště a bude upnut na více místech pomocí šroubového spoje do T drážek, tak nebude docházet k výrazné deformaci. Na tento plech jsou pomocí koutových svarů o velikosti  $a = 4$  mm přivařeny dva ocelové nosníky UPE 200. Koutový svar je proveden z obou stran profilu. Pro rozebíratelné spojení této části rámu s ostatními částmi slouží čtyři šroubové spoje, proto je nosník UPE 200 osazen čtyřmi průchozími dírami (5) pro realizaci šroubového spojení. Z důvodu zvýšení tuhosti konstrukce jsou k plechu (1) a k oběma nosníkům (2) přivařeny koutovými svary o velikosti  $a = 4$  mm čtyři žebra (3), která jsou z plechu tloušťky 20 mm. Takto navržená část rámu má výšku 210 mm a dosahuje dostatečné pevnosti a tuhosti.

## 13.2 Příhradová část rámu



Obrázek 44: Příhradová část rám

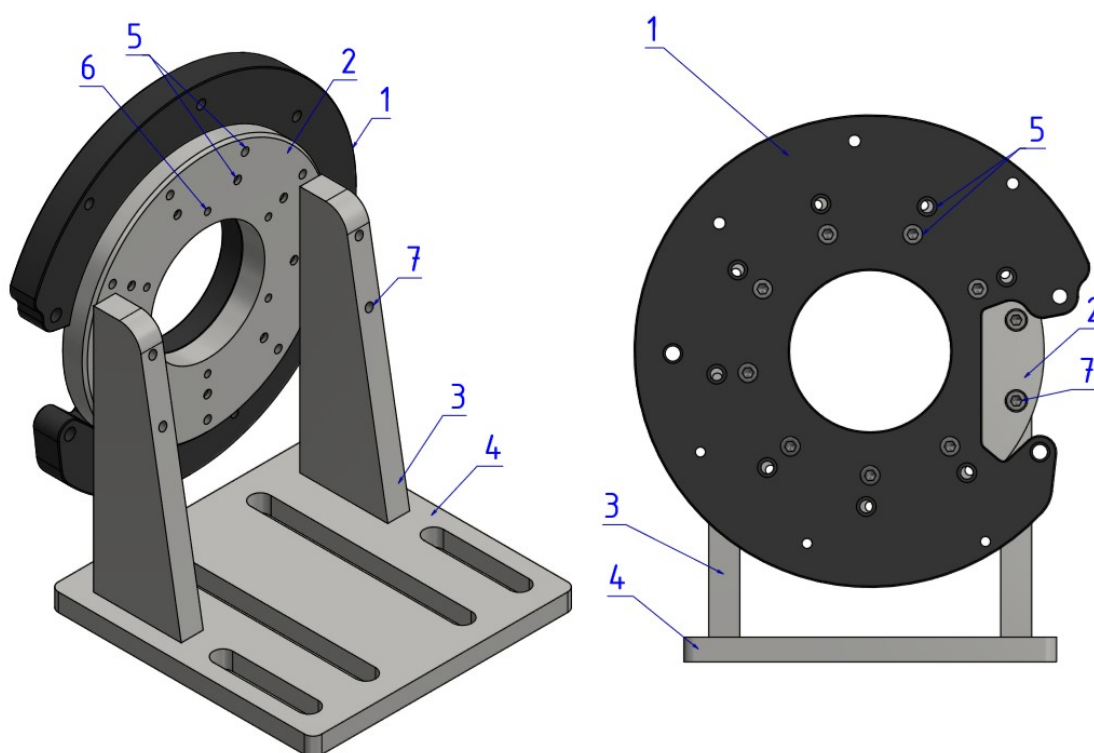
Tato část rámu je použita pro ustavení převodovky na obou zkušebních stanovištích. Na obrázku 44 je patrná konstrukce této části rámu. Při testování převodovky na zkušebním stanovišti s osovou výškou 673 mm bude tato část rámu upnuta přímo na upínací desku zkušebního stanoviště pomocí šroubového spoje do T drážek. Základní deska o tloušťce 20 mm (1), je opatřena oválnými drážkami (2), které slouží k zajištění potřebné polohy a upnutí příhradové části rámu na upínací desku zkušebního stanoviště. Jelikož má deska (1) tloušťku 20 mm jedná se o masivní kus materiálu a proto je pomocí čtvercového otvoru odlehčena, toto odlehčení nebude mít za následky nadměrné deformace základní desky (1) jelikož má dostatečnou tloušťku. Při testování převodovky na zkušebním stanovišti s osovou výškou 883 mm bude příhradová část rámu upnuta k roštové části rámu pomocí čtyř šroubových spojů. Proto je základní deska (1) opatřena čtyřmi průchozími dírami (3) pro realizaci šroubového spojení příhradové a roštové části rámu.

K základní desce jsou pomocí koutových svarů o velikosti  $a = 4$  mm přivařeny čtyři stojné nohy, které jsou vyrobeny z bezešvé čtvercové ocelové trubky (jeklu) o rozměru 80x80x8 mm (4), na ně je koutovými svary  $a = 40$  mm přivařena nosná deska o tloušťce 20 mm (6), která je opatřena oválnými drážkami (7) ty slouží pro upevnění převodkovkové části rámu. Na obrázku 44 část dvě je patrné, že při pohledu ve směru osy dynamometru má příhradová konstrukce čtvercové pole, proto je toto pole vyztuženo příčkou vyrobenou z bezešvé ocelové trubky o průměru 44, 5 mm a tloušťce stěny 4 mm (5), která je přivařena k základní desce a k nosné desce koutovým svarem  $a = 4$  mm, tato příčka zajistí vyšší tuhost, stabilitu a únosnost konstrukce. Při pohledu na konstrukci z boku je z třetí části obrázku 44 patrné, že při konstrukci je využito lichoběžníkové pole, což zajistí lepší stabilitu oproti obdélníkovému poli. Přírubová část rámu má výšku 423 mm.

### 13.3 Převodovková část rámu

Součástí převodovkové části rámu lze rozdělit do dvou skupin. Do první skupiny patří díly, které slouží k ustavení převodovky do požadované polohy vůči dynamometru a zachycení sil, které jsou vyvozeny tíhou a provozem převodovky. Tyto díly tvoří tzv. **nosnou soustavu** převodovkové části rámu a jsou používány při všech schématech provozu převodovky na obou zkušebních stanovištích, a i při pohonu převodovky napřímo hřídelí z dynamometru i při testování převodovky se spojkovou sadou. Druhá skupina dílu slouží k zachytávání sil, které vznikají v důsledku použití spojkové sady (součástí které zachycují sílu, která je vyvozena při stlačení talířové pružiny spojky a dále zachycují tíhové síly spojkové sady) tyto díly tvoří tzv. **spojkovou soustavu** převodovkové části rámu. Spojková soustava rámu se používá pouze v případě když bude převodovka testována se spojkovou sadou.

#### 13.3.1 Nosná soustava převodovkové části rámu

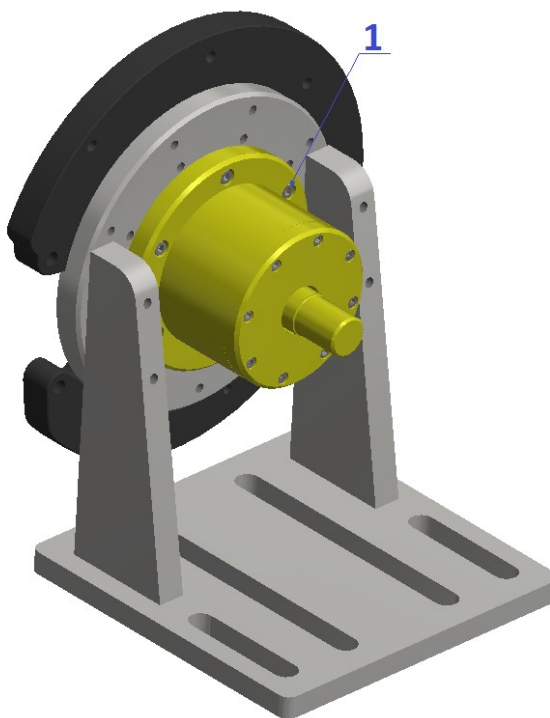


Obrázek 45: Nosná soustava převodovkové části rámu

Na obrázku 45 je vidět nosná soustava části rámu, který slouží k uchycení převodovky na zkušební rám. Na základní desku o tloušťce 20mm (4) jsou pomocí koutových svarů  $a=5$  mm připevněny stojné nohy (3), které jsou konstruovány jako nosníky stálé pevnosti. Se zvyšujícím se ohybovým momentem působícím na stojnou nohu (3) se zvětšuje průřez profilu, což zajistí skoro stejné napětí po celé délce stojné nohy. Stojná noha (3) má tloušťku materiálu 20mm. Z důvodu přesné montáže je stojná noha (3) spojena s upínací deskou (2) nejdřív pomocí dvou zapuštěných šroubů s válcovou hlavou (7) a teprve poté je přivařena koutovými svary  $a=4$  mm.

Výměnná konzola (1), slouží k přichycení převodovky na zkušební rám, připojovací rozměry konzoly jsou stejné jako na bloku motoru. Díky výměnné konzole je na zkušebním rámu možné testovat větší množství převodovek. Pro testování jiné převodovky stačí vyrobit novou konzolu a tu namontovat na stávající zkušební rám. Konzola (1) je přišroubována na upínací desku (2) zapuštěnými šrouby s válcovou hlavou. K tomu slouží dvě řady osmi závitových děr (5). Každá je vyrobena na jiném průměru a jsou vzájemně pootočené o  $1,5^\circ$  z důvodu testování různých uložení převodovky. Na upínací desce (2) je vyrobena sada osmi závitových děr (6), které slouží k uložení ložiskového domku, jehož funkci se budeme zabývat později.

### 13.3.2 Spojková soustava převodovkové části rámu



Obrázek 46: Spojková soustava převodovkové části rámu

Spojková soustava převodovkové části rámu slouží k zachycení sil, které do soustavy vnese spojková sada zachytává tedy axiální sílu a tíhovou sílu, která vznikne při vypínání spojky. Na obrázku 46 má spojková soustava žlutou barvu a je přišroubována k nosné soustavě převodovkové části rámu pomocí šesti zapuštěných šroubů s válcovou hlavou (1).

# 14 Výpočtová část

Výpočtová část bakalářské práce se vztahuje na **spojkovou soustavu převodovkové části rámu**, pro navrhnutí je potřeba nejdříve provést základní výpočty jednotlivých komponent, které jsou součástí převodovkové části rámu.

## 14.1 Minimální průměr hřídele

Jelikož je převodovka MQ200 určena pro osobní automobily, jejichž motor má kroučící moment do hodnoty 200 Nm a hřídel je vedena z dynamometru, který simuluje spalovací motor, do převodovky. Maximální momentové zatížení hřídele je tedy 200 Nm.

Materiál hřídele je 11 500. Tento materiál je vhodný na strojní součásti namáhané staticky i dynamicky ( hřídele, klikové hřídele, ozubená kola, čepy, příruby, pouzdra, základové desky, šrouby, matice). Mez únavy v krutu je minimálně 125 Mpa. Z důvodu požadované dlouhé životnosti a tuhosti hřídele budeme počítat s hodnotou  $\tau_d = 50 \text{ MPa}$ . [22]

**Velikost napětí v krutu:**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [\text{MPa}]$$

$T_k$  – napětí v krutu [MPa]

$M_k$  – kroučící moment [Nmm]

$W_k$  – modul průřezu v krutu pro kruhový profil [ $\text{mm}^3$ ]

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\text{mm}^3]$$

**Dimenzování průměru:**

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{\text{dovolené}} \rightarrow \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_D \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi \cdot \tau_d}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 200000}{\pi \cdot 50}} \geq 27,3 \text{ mm}$$

⇒ Minimální průměr hřídele nesmí být menší než 27,3 mm.

## 14.2 Výpočet ložisek

Před samotným výpočtem trvanlivosti ložisek je potřeba navrhnout nejvhodnější typ ložisek pro daný případ provozu a zatěžování. Dále je potřeba navrhnout způsob uložení jednotlivých ložisek a posléze předběžné zástavové rozměry pro ložiska, podle požadovaných rozměrů kladených na rám (průměr ložiskového domku, který se odvíjí od velikosti výměně konzole pro upevnění převodovky, a délka ložiskového domku). Dále se podle způsobu uložení ložisek a předběžných zástavových rozměrů sestaví výpočtový model, podle kterého jsou vypočítané reakční síly v jednotlivých podporách. Postupným upravováním rozměrů ve výpočtovém modelu ( upravování rozměru mezi podporami a délkového rozměru od podpory k letmo uloženému konci hřídele ) a konzultacemi s vedoucím bakalářské práce se snažíme dosáhnout co nejlepšího kompromisu mezi velikostí reakcí v podporách a zástavovými rozměry. Při volbě zástavových rozměrů musí být dodrženy požadavky na připojovací rozměry dalších komponent, které jsou součástí ložiskového domku.

### 14.2.1 Definování zatížení



Obrázek 47: Vypínací síla spojky

Pro pevnostní výpočty ložisek nás bude zajímat stav, při kterém je spojka vypnutá. Při tomto stavu se hřídel chová, jako hřídel s letmo uloženým koncem. Na letmo uložený konec působí osová axiální vypínací síla, která je vyvozena od talířové pružiny a dále radiální síla, která je vyvozená od hmotnosti setrvačnicku. Z obrázku 47, který zobrazuje závislost vypínací síly spojky na délce vypínací dráhy. U spojek které používají k vytvoření přitlačné síly talířovou pružinou, se vypínací síla pohybuje okolo 1200 N. Dále je při vypnutí spojky potřeba zachytit gravitační tíhu setrvačnicku. Hmotnost setrvačnicku se pohybuje do 20 kg. Jelikož se převodovka MQ200 nejčastěji používá v koncernových benzínových motorech jejichž maximální otáčky se pohybují do 7 000 otáček za minutu, je potřeba, aby navržené ložiska byla schopna pracovat v těchto otáčkách. Pro výpočet ložisek je třeba definovat otáčky, při kterých budou ložiska pracovat. V běžném provozu se otáčky motoru vybavených převodovkou MQ200 pohybují v rozmezí 2500 až 4500 otáček za minutu. Proto budou ve výpočtech voleny střední otáčky 3500 otáček za minutu.

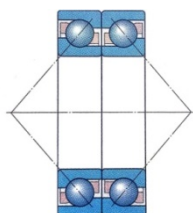
Ve výpočetním modelu budeme uvažovat axiální sílu o velikosti  $F_a = 1200 \cdot k_1$ , kde  $k_1$  je součinitel bezpečnosti a trvanlivosti, čím vyšší bude hodnota tohoto součinitele, tím bude vyšší bezpečnost a trvanlivost ložisek z důvodů požadavku co nejvyšší životnosti ložisek, uvažujeme tento součinitel 2,5. Radiální síla působící na konec hřídele je,  $F_r = m \cdot g \cdot k_2$ , kde  $m$  je hmotnost setrvačnicku a  $k_2$  je součinitel bezpečnosti, který nám zastoupí další nepříznivé vlivy, které mohou vznikat při provozu. Jako například vibrace a síly, které mohou vznikat v důsledku nevyvážení hřídele a setrvačnicku a budeme uvažovat hodnotu 2.

$$F_a = 1200 \cdot k_1 = 1200 \cdot 2,5 = 3000 \text{ N}$$

$$F_r = m \cdot g \cdot k_2 = 20 \cdot 10 \cdot 2 = 400 \text{ N}$$

## 14.2.2 Vhodný typ ložisek a uložení

Pro letmo uložený hřídel se velice často používají ložiska s kosoúhlým stykem namontovaná ve dvojicích, konkrétně **uspořádání ložisek zády k sobě do O** (obrázek 48). V našem případě je nejvhodnější použít kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, protože jsou schopna přenášet kombinované zatížení i při vysokých otáčkách. Při tomto uložení může dvojice ložisek zachytávat axiální zatížení v obou směrech. Avšak v každém směru je osové zatížení zachytáváno pouze jedním ložiskem. Dvojice ložisek namontovaných zády k sobě a uspořádaná do O tvoří tuhé uložení, které má schopnost zachytávat klopné momenty. Proto je vhodné i k zachytávání síl, které působí na hřídel s letmo uloženým koncem. Při navrhování uložení ložisek je výhodné volit jednu podporu (ložisko) jako pevnou a druhé jako posuvnou z důvodu kompenzace teplotní roztažnosti materiálu. [23]



Obrázek 48: ložiska zády k sobě do O

### Mazání ložisek:

Pro funkční a spolehlivou činnost je potřeba valivá ložiska mazat. Z důvodu aby nedošlo k dotyku kov na kov mezi valivými tělesy, oběžnými drahami a klecí. Dále mazivo chrání povrch ložiska před opotřebením a korozí. Za normálních podmínek se v drtivé většině uložení používá plastické mazivo. Pro náš případ uložení je vhodné zvolit ložiska s integrovaným těsněním a kryty na obou stranách, které jsou dodávány s náplní plastického maziva. Takovéto ložisko zaručuje dlouhodobý provoz s minimálními nároky na údržbu. Životnost plastického maziva v ložiscích s těsněním je často delší než trvanlivost ložiska (jsou namazány na celou životnost ložiska a proto není nutnost provádět domazávání nebo výměnu mazací náplně ložisek). Plastická maziva jsou zahuštěné syntetické nebo minerální oleje nejčastěji pomocí kovového mýdla nebo polymočoviny. Výhodou plastického maziva oproti oleji je, že zabraňuje vniknutí nečistot a vlhkosti. Před samotnou montáží je potřeba ložisko naplněné plastickým mazivem nechat zaběhnout, aby došlo k rovnoměrnému rozdělení maziva v ložisku. [23]

### Volba těsnění:

Volím ložiska s kryty Z, které mají dostačující ochranu proti vniknutí prachu a nečistot.

### Volba plastického maziva:

Ložiska průměrových řad	SKF standardní plastická maziva pro kuličková ložiska s těsněním			
	SKF standardní plastická maziva v ložiscích s vnějším průměrem D ≤ 30 mm d < 10 mm		30 < D ≤ 62 mm	D > 62 mm
8, 9	LHT23	LT10	MT47	MT33
0, 1, 2, 3	MT47	MT 47	MT47	MT33

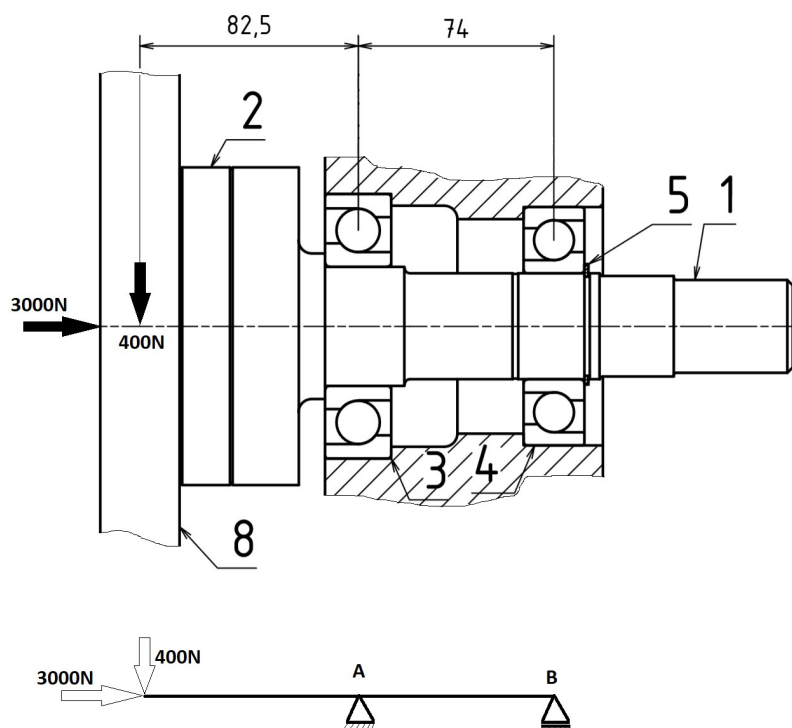
Tabulka 1: volba plastického maziva



Volba plastického maziva je provedena podle vnějšího průměru zvolených ložisek ( viz 14.2.4), plastické mazivo se určí z příložené tabulky 1. Vnější průměr obou ložisek je větší než 62 mm  $\Rightarrow$  Volím mazivo **MT33**.

### 14.2.3 Stanovení zástavbových rozměrů

Ve výpočtové části bakalářské práce nebudou zobrazeny postupně navrhované zástavbové rozměry, ale jen konečné zástavbové rozměry, které vznikly postupným vylepšováním a upravováním předběžného návrhu zástavbových rozměrů, podle kterých jsou vypočítané reakční síly v podporách a trvanlivost ložisek.

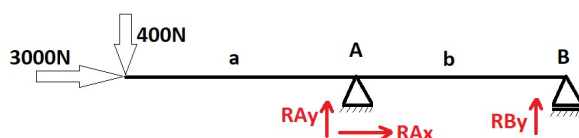


Obrázek 49: Sestavení výpočtového modelu

V horní části obrázku 48 je vidět uložení hřídele (1) v ložiscích, které jsou uloženy v ložiskovém domku. K hřídeli je přimontován výměnný náboj převodovky (2) a na něj je namontován setrvačnick (8). V těžišti setrvačnicku působí tíhová síla o velikosti 400 N. V ose hřídele působí axiální síla od talířové pružiny spojky. Osová síla působí pouze v jednom směru, proto lze při výpočtu podporu A ( ložisko 3) považovat za pevnou podporu a podpora B ( ložisko 4) je ve výpočtovém modelu považována za posuvnou podporu. Ve skutečnosti podpora A ( ložisko 3) zabraňuje posuvu pouze ve směru zleva doprava. Podpora B ( ložisko 4) je ve výpočtovém modelu považována za posuvnou podporu, ale ve skutečnosti je schopna zabránit posuv hřídele zprava doleva díky pojistnému hřídelovému kroužku (5), k tomuto posuvu by však nemělo docházet, pojistný hřídelový kroužek je použit pro jistotu, aby nedošlo k posunutí hřídele například vlivem vibrací. Osová síla 3000 N, je zachytávána podporou A (ložisko 3) a radiální složka zatížení je zachytávána podporami A (ložisko 3) i podporou B ( ložisko 4).



## 14.2.4 Výpočet reakcí v podporách



**Uvolnění:**

$$X: R_{Ax} + 3000 = 0 \quad (1)$$

$$Y: R_{Ay} + R_{By} - 400 = 0 \quad (2)$$

$$MA: R_{By} \cdot b + 400 \cdot a = 0 \quad (3)$$

$$1 \Rightarrow R_{Ax} = -3000 \text{ N}$$

$$3 \Rightarrow R_{By} = \frac{-400 \cdot a}{b} = \frac{-400 \cdot 82,5}{74} = -446 \text{ N}$$

$$2 \Rightarrow R_{Ay} = 400 - R_{By} = 400 - (-446) = 846 \text{ N}$$

V konstrukci jsou použity ložiska s kosoúhlým stykem  $\Rightarrow$  když na kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem působí radiální zatížení, tak je přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem ( podle konstrukce ložiska). To v ložisku vyvolá přidavnou vnitřní axiální sílu, se kterou je potřeba počítat při výpočtu ložisek. [23]

**Ložisko A:**

Z důvodů smontovatelnosti a rozdílných reakcí v podporách jsou použita ložiska rozdílných velikostí.

Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C <sub>0</sub>	Mezní únavové zatížení P <sub>u</sub>	Přípustné otáčky		Hmot- nost	Označení <sup>1)</sup> Univerzálně párovatelné ložisko
d	D	B				Referenč- ní otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	min <sup>-1</sup>		kg	-
45	100	25	61	40,5	1,73	9 000	9 000	0,90	* 7309 BECBM

Tabulka 2: Ložisko A vlastnosti

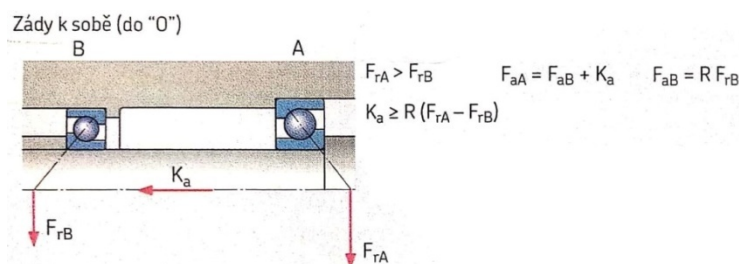
**Ložisko B:**

Hlavní rozměry			Únosnost dyna- mická C	sta- tická C <sub>0</sub>	Mezní únavové zatížení P <sub>u</sub>	Přípustné otáčky		Hmot- nost	Označení <sup>1)</sup> Univerzálně párovatelné ložisko
d	D	B				Referenč- ní otáčky	Mezní otáčky		
mm			kN		kN	min <sup>-1</sup>		kg	-
40	90	23	50	32,5	1,37	10 000	10 000	0,68	* 7308 BECBM

Tabulka 3: Ložisko B vlastnosti

## 14.2.5 Výpočet vnitřních axiálních sil

Veškeré výpočty týkající se ložisek byly provedeny podle Hlavního katalogu SKF.



Obrázek 50: Výpočet axiálních sil v ložiscích

Na obrázku 49 je zobrazen postup pro výpočet vnitřních axiálních sil působících v ložiscích uložených zády k sobě do 0.

$$F_{rA} = 846 \text{ N}$$

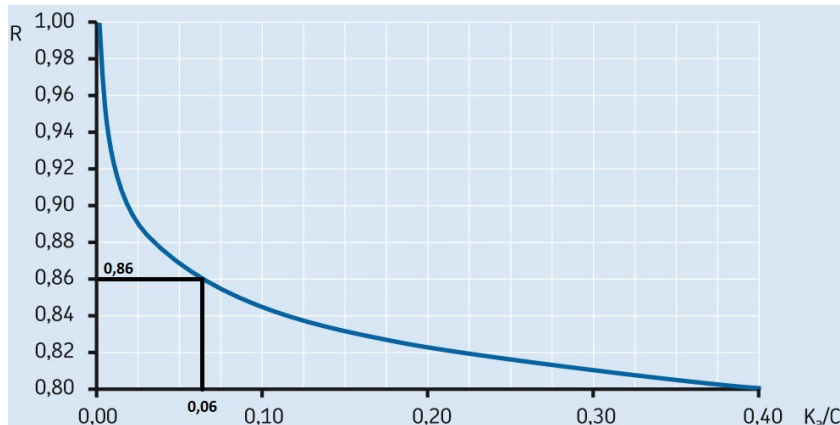
$$F_{rB} = 446 \text{ N}$$

$$K_a = 3000 \text{ N}$$

$$F_{rA} > F_{rB}$$

**Odečtení proměnné R:**

K odečtení proměnné R se využije diagram 1, ve kterém je potřeba znát poměr  $\frac{K_a}{C}$ .



$$\frac{K_a}{C} = \frac{3000}{50000} = 0,06$$

Diagram 1: Odečtení proměnné R

$$F_{aB} = R * F_{rB} = 0,86 * 446 = 383,6 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{aB} + K_a = 383,6 + 3000 = 3383,6 \text{ N}$$

**Výsledné zatížení ložisek:**

**Ložisko A:**

$$F_a = 3383,6 \text{ N}$$

$$F_r = 846 \text{ N}$$

**Ložisko B:**

$$F_a = 383,6 \text{ N}$$

$$F_r = 446 \text{ N}$$

## 14.2.6 Výpočet trvanlivosti

### Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska A:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{3383,6}{846} = 3,99 > 1,14 \Rightarrow \text{Pro ekvivalentní dynamické zatížení použijeme následující vzorec}$$

$$P = 0,57 * F_r + 0,93 * F_a = 0,57 * 846 + 0,93 * 3383,6 = \mathbf{3629 N}$$

### Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska B:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{383,6}{446} = 0,86 \leq 1,14 \Rightarrow \text{Pro ekvivalentní dynamické zatížení použijeme následující vzorec}$$

$$P = F_r + 0,55 * F_a = 446 + 0,55 * 383,6 = \mathbf{656,98 N}$$

### Základní trvanlivost dle ISO 281:1990 :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$C$  – Základní dynamická únosnost ložiska [kN]

$P$  – Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]

$L_{10}$  – Základní trvanlivost při 90% spolehlivosti [miliony otáček]

$p$  – Exponent pro ložiska s bod. stykem,  $p = 3$

$$L_{10A} = \left(\frac{61}{3,629}\right)^3 = 4749 \text{ milionů otáček}$$

$$L_{10B} = \left(\frac{50}{0,657}\right)^3 = 440771 \text{ milionů otáček}$$

### V hodinách:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{10}$$

$L_{10h}$  – Základní trvanlivost [hodiny]

$n$  – otáčky [ot/min]

$$L_{10hA} = \frac{10^6}{60 * 3500} * 4749 = 22614 \text{ hodin}$$

$$L_{10hB} = \frac{10^6}{60 * 3500} * 440771 = 2098909 \text{ hodin}$$

### Trvanlivost dle SKF:

$$L_{nm} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} = a_1 * a_{SKF} * \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$L_{nm}$  – Trvanlivost dle SKF [miliony otáček]

$a_1$  – Součinitel spolehlivosti, pro 90 % spolehlivost,  $a_1 = 1$

$a_{SKF}$  – součinitel teorie trvanlivosti podle SKF

### Součinitel teorie trvanlivosti podle SKF:

Součinitel trvanlivosti  $a_{SKF}$  se určí z diagramu 3. Pro odečtení součinitele z diagramu je nejprve potřeba určit viskózní poměr  $\kappa$  a součinitel znečištění  $\eta_c$ . Dále je potřeba určit poměr mezního únavového zatížení a ekvivalentního dynamického zatížení ložiska  $\frac{P_u}{P}$ .

### viskózní poměr $\kappa$ :

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1}$$

$\kappa$  – Viskózní poměr [–]

$\nu$  – Skutečná provozní viskozita maziva [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

$\nu_1$  – Viskozita, která zaručuje srávné mazání [ $\text{mm}^2/\text{s}$ ]

### Určení $\nu_1$ :

Pro určení  $\nu_1$  slouží diagram 2. K odečtení hodnoty je potřeba znát otáčky, při kterých dané ložisko pracuje a střední průměr ložiska  $d_m$ .

#### Ložisko A:

$$d_m = 0,5 * (d + D) = 0,5 * (45 + 100) = 72,5 \text{ mm}$$
$$\Rightarrow \nu_1 = 8,4 \text{ [mm}^2/\text{s]}$$

#### Ložisko B:

$$d_m = 0,5 * (d + D) = 0,5 * (40 + 90) = 67,5 \text{ mm}$$
$$\Rightarrow \nu_1 = 8,6 \text{ [mm}^2/\text{s]}$$

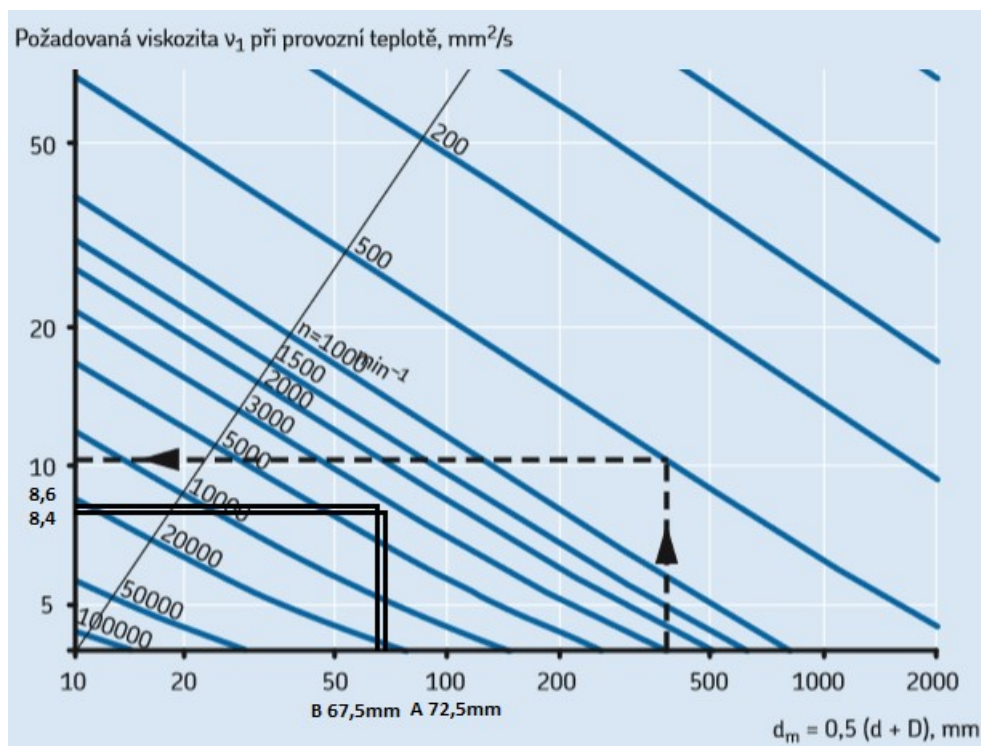


Diagram 2: Určení požadované viskozity  $\nu_1$

### Určení $v$ :

Bylo vybráno mazivo MT33  $\Leftrightarrow v = 98 \text{ [mm}^2/\text{s]}$

### Ložisko A:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{98}{8,4} = 11,67 \text{ [-]}$$

### Ložisko B:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{98}{8,6} = 11,4 \text{ [-]}$$

### Součinitel znečištění $\eta_c$ :

Součinitel znečištění pro zakrytá ložiska namazána na celou dobu životnosti je pro daná ložiska  $\eta_c = 0,55$ .

### Odečtení součinitele $a_{SKF}$ :

$$\eta_c * \frac{P_u}{P}$$

$\eta_c$  – Součinitel znečištění [-]

$P_u$  – Mezní únavové zatížení [kN]

$P$  – Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska [kN]

### Ložisko A:

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0,55 * \frac{1,73}{3,629} = 0,26$$

### Ložisko B:

$$\eta_c * \frac{P_u}{P} = 0,55 * \frac{1,37}{0,657} = 2,09$$

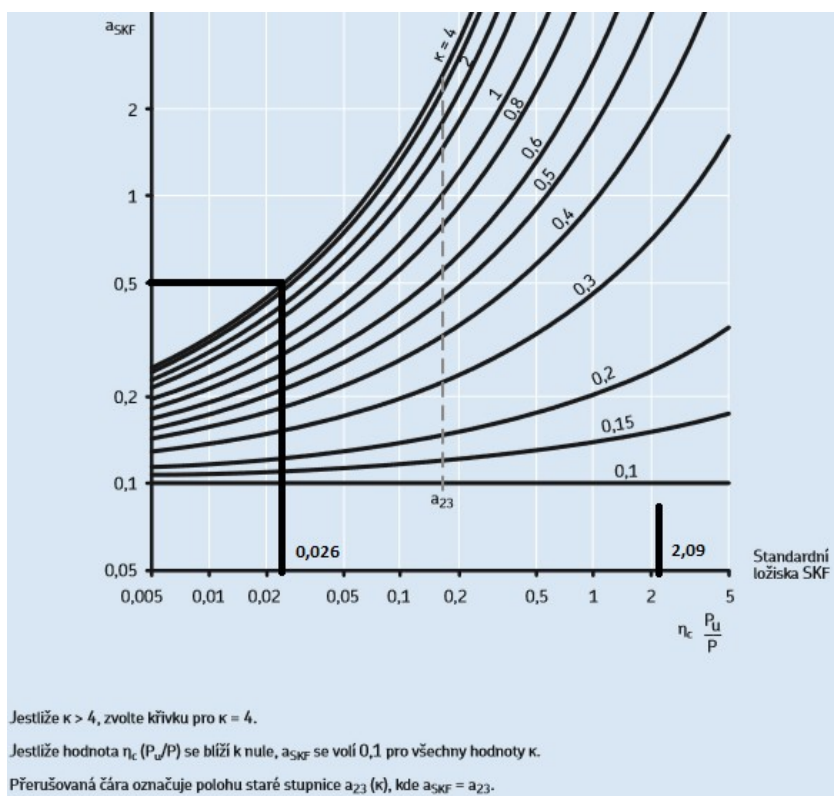


Diagram 3: Určení součinitele  $a_{SKF}$

Z diagramu 3 je patrné, že součinitel  $a_{SKF}$  pro ložisko B leží mimo zobrazovanou oblast grafu a bude mít velmi vysokou hodnotu, pro další výpočty bude postačující zvolit hodnotu  $a_{SKF} = 1$ .

## Trvanlivost dle SKF:

### Ložisko A:

$$a_{SKF} = 0,5$$

$$L_{nm} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} = a_1 * a_{SKF} * \left(\frac{C}{P}\right)^P = 1 * 0,5 * \left(\frac{61}{3,629}\right)^3 = 2374,6 \text{ milionů otáček}$$

$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{nm} = \frac{10^6}{60 * 3500} * 2374,6 = \mathbf{11300 \text{ hodin}}$$

### Ložisko B:

$$a_{SKF} = 1$$

$$L_{nm} = a_1 * a_{SKF} * L_{10} = a_1 * a_{SKF} * \left(\frac{C}{P}\right)^P = 1 * 1 * \left(\frac{50}{0,657}\right)^3 = 440771 \text{ milionů otáček}$$

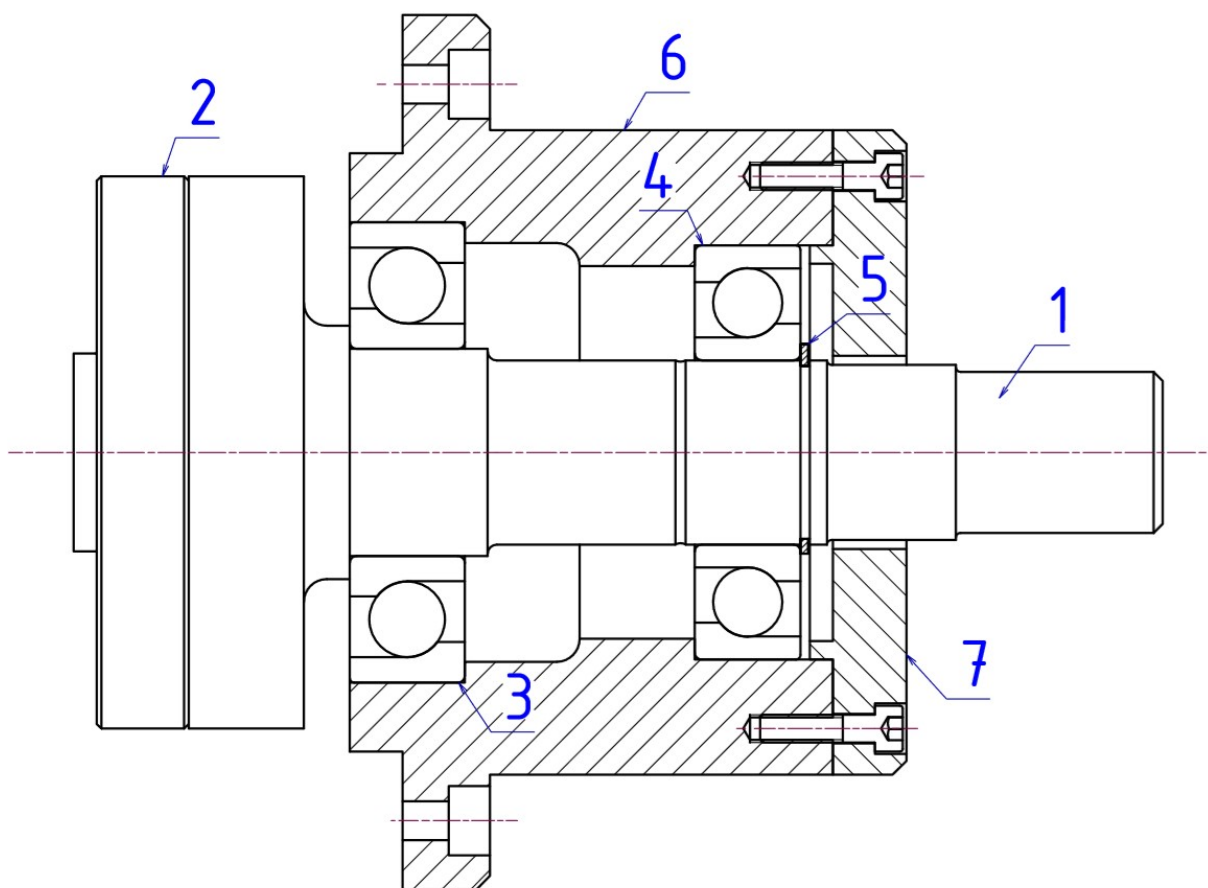
$$L_{nmh} = \frac{10^6}{60 * n} * L_{nm} = \frac{10^6}{60 * 3500} * 440771 \sim \mathbf{2000000 \text{ hodin}}$$

## 14.2.7 Závěr výpočtu ložisek:

Výše uvedený výpočet ložisek zahrnuje stav, který nastává pouze při vypínání spojky. V tomto schématu zatížení je rám provozován pouze při řazení rychlostních stupňů, kdy je vypnutá spojka. Přičemž doba vypnutí spojky při změně rychlostního stupně bude nastavena tak aby trvala přibližně stejnou dobu jako při jízdě v automobilu vybaveném manuální převodovkou. Při testování převodovky se však rám pohybuje i v dalším schématu provozu a to ve stavu, kdy je spojka sepnutá. V tomto stavu bude na ložiska působit pouze velmi malé zatížení, které má minimální vliv na životnost ložiska ( ložisko je velice masívní). A proto ho lze zahrnout do výpočtu tím způsobem, že zvolíme vyšší zatěžování ve výpočtech pro stav z rozpojenou spojkou. Z výsledných životností je patrné, že výrazně menší teoretické životnosti dosahuje ložisko A a to 11 300 hodin. Doba vypnutí spojky při jednom přeřazení se pohybuje u průměrného řidiče mezi 2 až 4 sekundami. Převedeme-li tedy životnost ložiska A na počet přeřazení, vychází číslo 10170000 až 20340000 přeřazení. Z toho je patrné že životnost ložisek je extrémně vysoká a limitujícím faktorem životnosti obou ložisek bude stárnutí plastického maziva.

Takto velká ložiska s vysokou únosností byly zvoleny z požadavků na co nejvyšší trvanlivost v závislosti na maximálních otáčkách, při kterých můžou pracovat ( čím větší ložisko tím menší otáčky). Dalším důvodem použití takto velkých ložisek plyne z požadavku podobnosti rozměrů hřídele, která je používána na jiném testovacím stanovišti, kde jsou ložiska uložena na průměru 40mm. V našem případě jsou z důvodu lepší smontovatelnosti zvolena ložiska rozdílné velikosti. Ložisko A je uloženo na průměru 45mm a Ložisko B na průměru 40 mm.

### 14.3 Rozložení Spojkové soustavy převodovkové části rámu



Obrázek 51: Řez spojkovou soustavou převodovkové části rámu

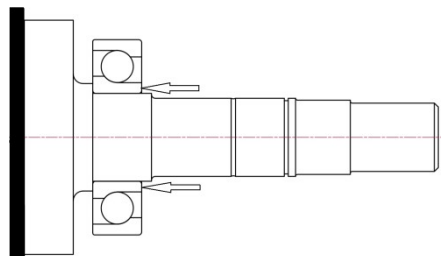
Na obrázku 51 je zobrazen řez spojkovou soustavou převodovkové části rámu. Na hřídeli (1), která slouží pro přenos točivého momentu z dynamometru na převodovku jsou nalisována dvě ložiska (3,4). Ložisko A (3) je nalisováno na průměru 45mm a ložisko B (4) na průměru 40mm. Hřídelový pojistný kroužek (5) zajišťuje hřídel proti axiálnímu posunutí ve směru zprava doleva. Dále je na hřídel (1) přimontován výměnný náboj převodovky (2), který má stejné připojovací rozměry pro setrvačnick jako má konec klikové hřídele motoru. Ložiska jsou uložena v ložiskovém domku (6), který je přimontován k nosné soustavě převodovkové části rámu.

## 14.4 Montáž spojkové soustavy převodkové části rámu

Jelikož jsou zde použity oboustranně zakrytá ložiska, která jsou naplněná plastickým mazivem. Tak nesmí být před montáží ohřány na teplotu vyšší než 80 °C [23]

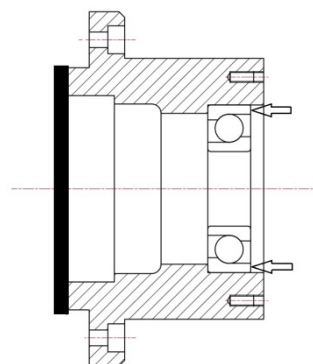
### Krok 1:

Nejprve ohřejeme ložisko 7309 na teplotu 75°C a následně ho pomocí montážní trubky 1 nalisujeme na hřídel. A necháme ložisko vychládnout.



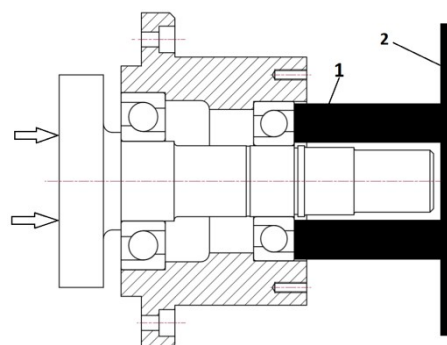
### Krok 2:

Ložisko 7308 nalisujeme pomocí montážní trubky 2 do ložiskového domku.



### Krok 3:

Hřídel s nalisovaným ložiskem podchladíme. Montážní trubkou (1) podepřeme ložisko 7308 a montážní trubku ustavíme na základnu (2). Působením tlaku na hřídel nalisujeme ložiska do požadované polohy.



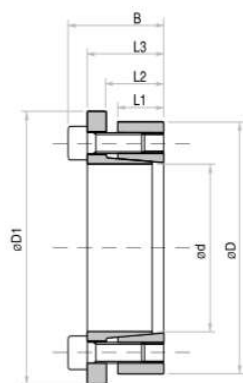
### Krok 4:

Na hřídel nasadíme pojistný hřídelový kroužek a ložiskový domek zakryjeme víčkem, které zajistíme šrouby M6 a dotáhneme na moment 8 Nm. Následně na konec hřídele nasadíme náboj převodovky, který zajistíme osmi šrouby M8, které dotáhneme na moment 20 Nm.



# 15 Svěrné pouzdro

Pomocí svěrného pouzdra je realizováno spojení hřídele spojkové soustavy a hřídele vystupující z dynamometru. Pro toto spojení je vhodné využít svěrné pouzdro, které je výhodné tím, že je velmi jednoduché na použití ( není třeba do hřídelí frézovat drážky pro pero nebo drážkování) a zároveň je samostředící. Na svěrné pouzdro se namontuje příruba, která slouží pro připojení kloubového hřídele.



Samostředící - TLK 134

Rozměry						Kroutcí moment Mt Nm	Axiální síla Fa KN	Měrné tlaky na		Upínací šrouby		Hmotnost Kg
dxD mm	L1 mm	L2 mm	L3 mm	B mm	D1 mm			Hřídel pw N/mm <sup>2</sup>	Náboj pn N/mm <sup>2</sup>	Počet DIN 912 N°xtyp	Utahovací moment Ms Nm	
35x65	17	22	30	38	72	910	52	234	126	12,9 5xM8	41	0,5

Obrázek 52: Svěrné pouzdro

Na hřídeli je třeba vyrobit válcovou plochu s průměrem 35 mm s tolerancí h8 a drsností Ra 3,2µm.

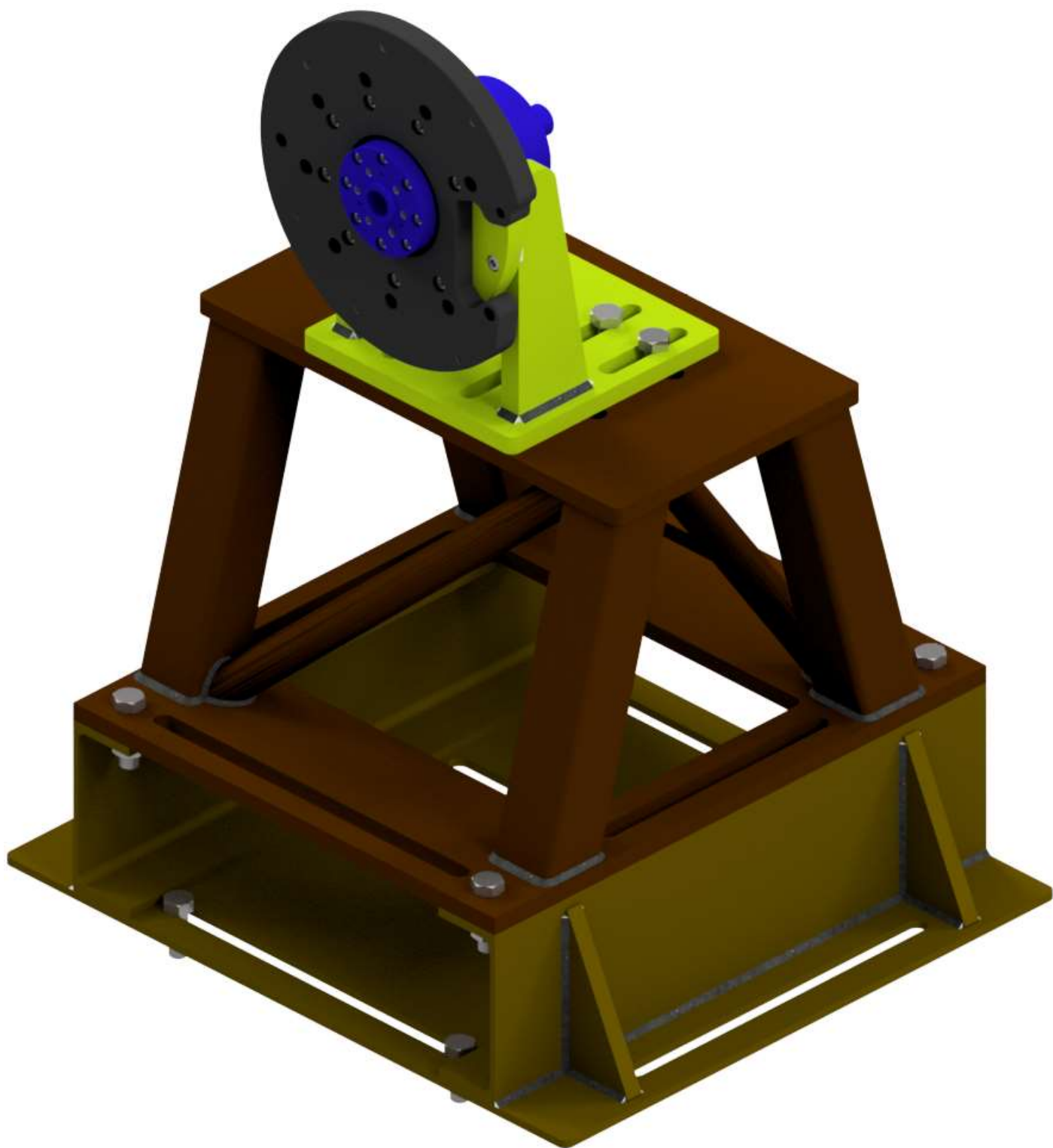
**Volím pouzdro TLK 134-35x65**

# 16 Navrhnutý rám

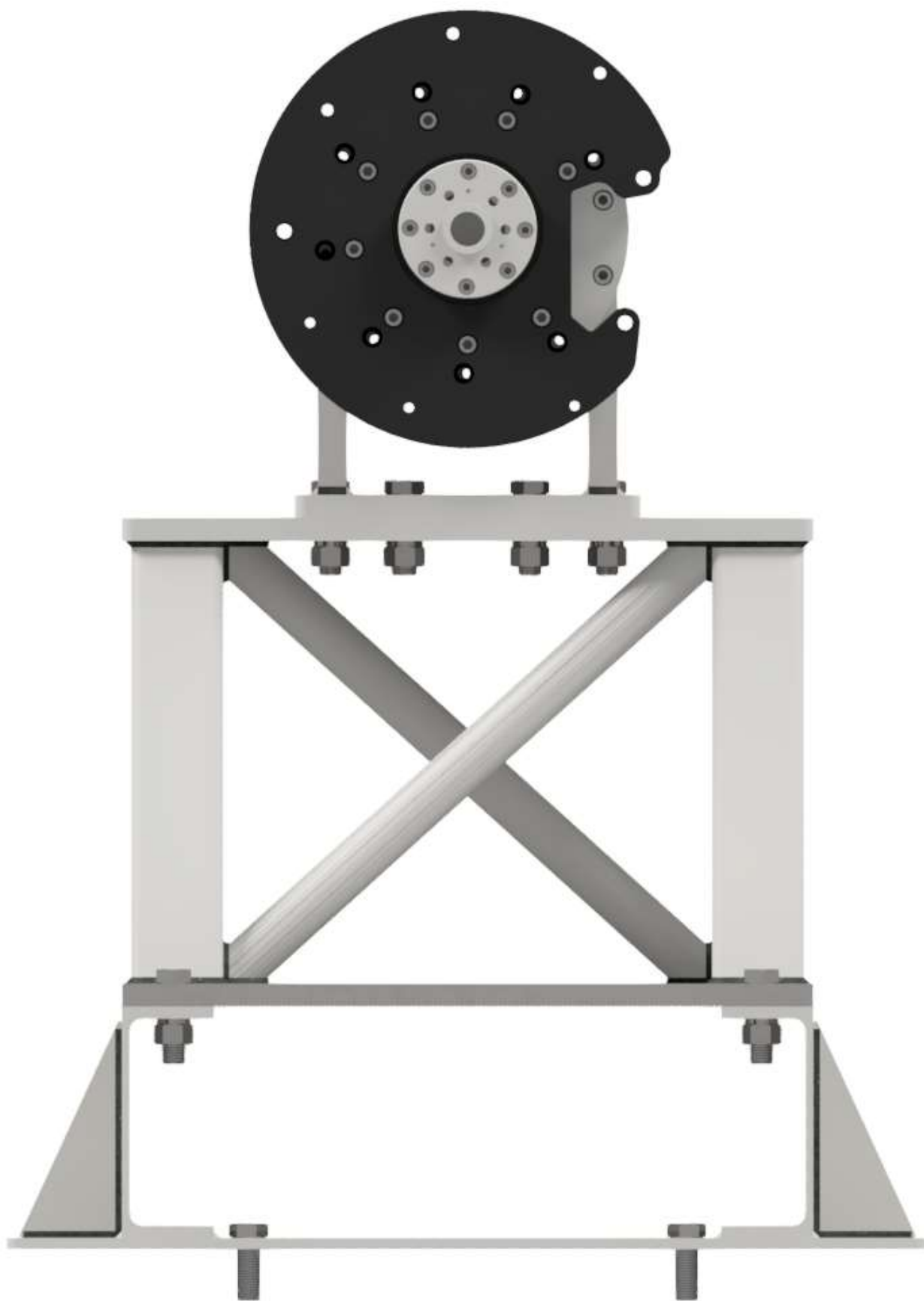
Na následujícím obrázku je zobrazen navrhnutý rám, který se skládá z jednotlivých dílů, jejichž konstrukce byla vysvětlena v předchozích kapitolách bakalářské práce. Z důvodu názornosti jsou jednotlivé části rámu vybarveny rozdílnými barvami. Zkoušená převodovka MQ200 je připevněna k přírubě, která má na obrázku černou barvu. Zkušební rám je tvořen modulární konstrukcí z důvodu použití rámu na dvou zkušebních stanovištích. Pro zkušební stanoviště s osovou výškou dynamometru 883mm je rám používán sestaven tak jak je zobrazen na obrázku. Při používání rámu na zkušebním stanovišti s osovou výškou 673mm je rám provozován bez spodní části rámu, která je vybarvena zeleně. Dále je možné testovanou převodovku pohánět přes spojkovou sadou. K tomu slouží vrchní část rámu, která je na obrázku vybarvena modře. Při pohánění převodovky napřímo hřídelí z dynamometru je tato část demontovaná. Pro nastavování přesné polohy převodovky vůči dynamometru slouží na vrchní části rámu podélné drážky, které umožňují pohyb vrchní části rámu ve všech směrech. Jednotlivé části rámu jsou k sobě přišroubovány šrouby, které jsou dotaženy na momenty uvedené v následující tabulce.

Velikost šroubu (pevnostní třída 8.8 )	M6	M8	M10	M20
Utahovací moment [Nm]	8	20	40	350

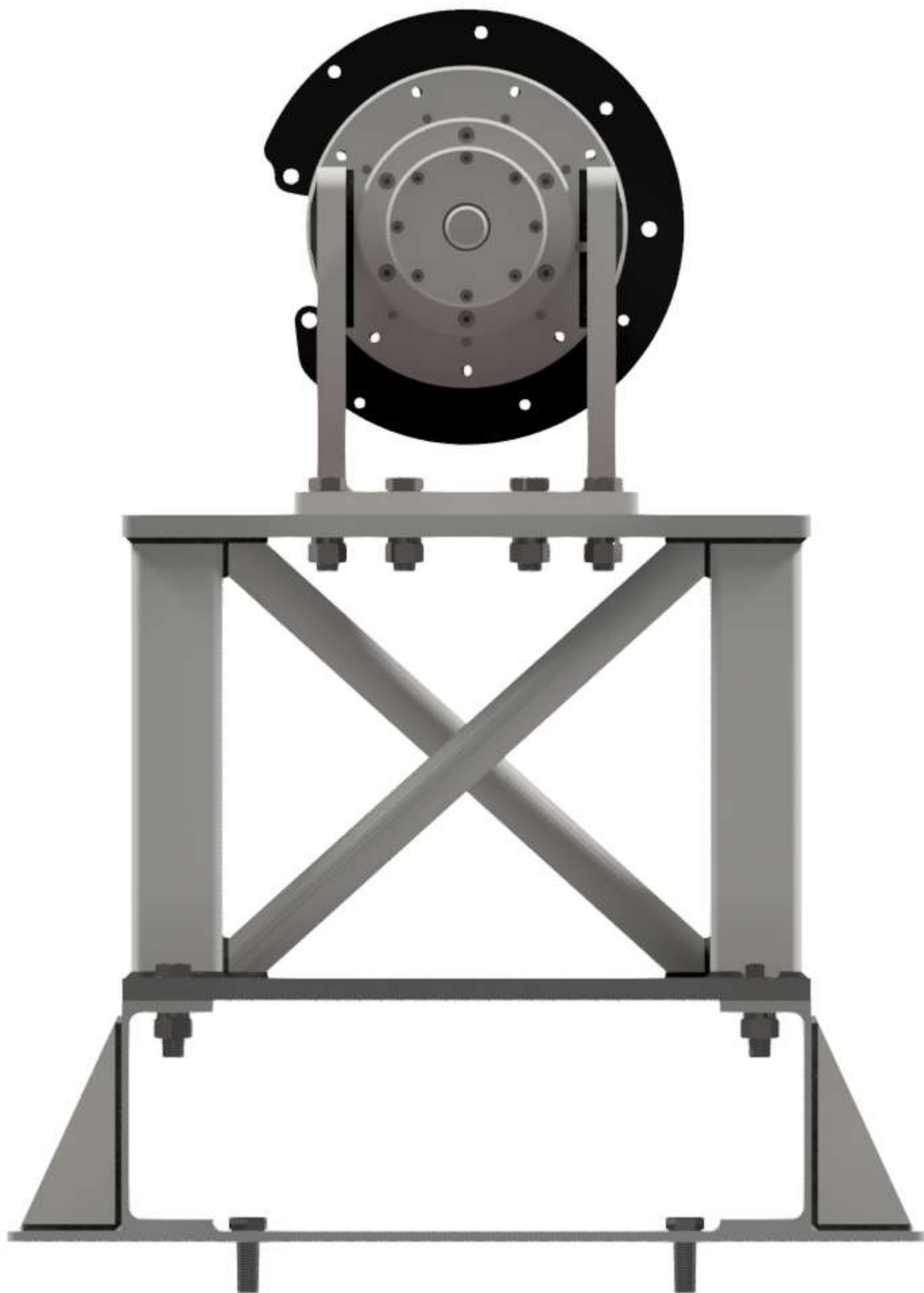
Tabulka 4: Utahovací momenty šroubů



*Obrázek 53: Pohled na rám*



*Obrázek 54: Pohled na rám ze předu*



*Obrázek 55: Pohled na rám ze zadu*



*Obrázek 56: Pohled na rám z boku*

# 17 Závěr

V úvodu teoretické části bakalářské práce byl vysvětlen důvod používání převodovek v automobilech, dále byly vyjmenovány nejpoužívanější druhy převodovek a vysvětlen jejich princip funkce a jejich technologická řešení. V další části teoretické části bakalářské práce byly popsány zkušební stanoviště, které slouží k testování a vývoji automobilových převodovek. Dále byly popsány nosné konstrukce a způsoby spojování, které se používají při konstrukci rámu, které slouží k upnutí převodovek na zkušební stanoviště.

V praktické části bakalářské práce byla navržena konstrukce rámu pro uchycení automobilové převodovky MQ 200 na otevřený zkušební stav, která umožňuje pohon převodovky dynamometrem přes rozjezdovou spojky nebo přímo přes vstupní hřídel převodovky. Rám je sestaven z několika částí tak, aby vynecháním základní části rámu šla nastavovat jeho osová výška na dvě požadované hodnoty, z důvodu aby zkušební rám šel namontovat na dvě zkušební stanoviště s různou osovou výškou. Dále byly navrženy ložiska a ložiskový domek, pomocí kterého lze testovat převodovku s i bez spojkové sady.

# 18 seznam obrázků

- Obrázek 1: Graf průběhu výkonu a točivého momentu. In: Forum.octaviaclub [online]. 2009 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://forum.octaviaclub.cz/index.php?/topic/172-14-16v-kw-z%C3%A1kladn%C3%AD-technick%C3%A1-data/>
- Obrázek 3: Schéma uspořádání je-li motor vpředu a pohon předních kol. In: Files.strojarna.webnode [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [http://files.strojarna.webnode.cz/200000026-6cd126ec4b/Automobily-převodové%20ústrojí\\_L4.pdf](http://files.strojarna.webnode.cz/200000026-6cd126ec4b/Automobily-převodové%20ústrojí_L4.pdf)
- Obrázek 4: Gearbox design. In: Skoda-fabia-israel.blogspot [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://skoda-fabia-israel.blogspot.com/2011/02/lmg-gearbox-aggregate-assignment-ratios.html>
- Obrázek 5: Gearbox design. In: Skoda-fabia-israel.blogspot [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://skoda-fabia-israel.blogspot.com/2011/02/lmg-gearbox-aggregate-assignment-ratios.html>
- Obrázek 6: Lechner, Gisbert a Harald Naunheimer. Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application. Berlin: Springer, ©1999. xxii, 448 s. ISBN 3-540-65903-X.
- Obrázek 7: Lechner, Gisbert a Harald Naunheimer. Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application. Berlin: Springer, ©1999. xxii, 448 s. ISBN 3-540-65903-X.
- Obrázek 8: Lechner, Gisbert a Harald Naunheimer. Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application. Berlin: Springer, ©1999. xxii, 448 s. ISBN 3-540-65903-X.
- Obrázek 9: Třecí spojka. In: Coptkm [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://coptkm.cz/portal/reposit.php?action=0&id=36416&revision=-1&instance=4>
- Obrázek 10: Component of Epicyclic Gearbox. In: Mechanicalbooster [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.mechanicalbooster.com/2017/12/epicyclic-gearbox-main-components-working-application.html>
- Obrázek 11: Achtgang-Automatik von ZF. In: Heise Autos [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.heise.de/autos/artikel/Achtgang-Automatik-von-ZF-Spar-Uebersetzung-2299986.html?view=bildergalerie>
- Obrázek 12: ŽDÁNSKÝ, Ing. Bronislav.: Převody, Avid, Brno, 2010,
- Obrázek 13: Vlk, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. 312 s. ISBN 80-238-5275-2
- Obrázek 14: Vlk, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. 312 s. ISBN 80-238-5275-2
- Obrázek 15: Obrázek 15: Koncepce pohonu. In: Studium.fs.cvut [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12120/2211581/1-OA.pdf>
- Obrázek 16: Lechner, Gisbert a Harald Naunheimer. Automotive Transmissions: fundamentals, selection, design and application. Berlin: Springer, ©1999. xxii, 448 s. ISBN 3-540-65903-X.
- Obrázek 17: TŮMOVÁ, Gabriela a Vlastislav TŮMA. Vozidla s pohonem všech kol. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7
- Obrázek 18: Vlk, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzdné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001. viii, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.

- Obrázek 19: Vlk, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: výkon vozidla, brzděné vlastnosti, převodová ústrojí, řízení, geometrie kol, tlumiče a pružiny, řiditelnost a ovladatelnost, životnostní zkoušky, motor, zapalování, elektronické systémy. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001. viii, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
- Obrázek 20: ŠIDLÁK, Martin. Nová zkušebna převodovek v Mladé Boleslavi. In: Idnes [online]. 2018 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/skoda-prevodovka-robotizovana.A180110\\_114316\\_automoto\\_taj/foto/TAJ7093ba\\_3E\\_PST\\_GAP\\_akustick07.jpg](https://www.idnes.cz/auto/zpravodajstvi/skoda-prevodovka-robotizovana.A180110_114316_automoto_taj/foto/TAJ7093ba_3E_PST_GAP_akustick07.jpg)
- Obrázek 21: Upínání obrobku na hoblovkách. In: Vutbr [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=65180](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=65180)
- Obrázek 22: Věžový jeřáb [online]. In: . [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://cz.gruetour.com/tower-crane-spare-parts/steel-structure-parts/tower-crane-mast-section.html>
- Obrázek 25: Posuvná podpora. In: Spzengrova [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/06\\_MEC\\_NOSNIKY\\_1\\_CAST\\_1\\_ROCNIK\\_SCM-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/06_MEC_NOSNIKY_1_CAST_1_ROCNIK_SCM-UT.pdf)
- Obrázek 26: Pevná podpora. In: Spzengrova [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/06\\_MEC\\_NOSNIKY\\_1\\_CAST\\_1\\_ROCNIK\\_SCM-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/06_MEC_NOSNIKY_1_CAST_1_ROCNIK_SCM-UT.pdf)
- Obrázek 27: Vetknutí. In: Spzengrova [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/06\\_MEC\\_NOSNIKY\\_1\\_CAST\\_1\\_ROCNIK\\_SCM-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/06_MEC_NOSNIKY_1_CAST_1_ROCNIK_SCM-UT.pdf)
- Obrázek 30: Nosník stálé pevnosti. In: Sspu-opava [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/\\_sablon/MECH\\_II/Mechanika\\_II\\_vyukovy\\_manual\\_na\\_SSPU\\_Opava.pdf](https://www.sspu-opava.cz/static/UserFiles/File/_sablon/MECH_II/Mechanika_II_vyukovy_manual_na_SSPU_Opava.pdf)
- Obrázek 32: Detail roštu střešní konstrukce. In: Fast.vsb [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://fast10.vsb.cz/kolos/file/SSKlprednasky/tema08.pdf>
- Obrázek 33: Šroubové spoje a jejich části. In: Moodle-trebesin [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/11179/mod\\_resource/content/1/Spojovací%20součásti%20a%20spoje.pdf](https://www.moodle-trebesin.cz/pluginfile.php/11179/mod_resource/content/1/Spojovací%20součásti%20a%20spoje.pdf)
- Obrázek 35: PEVNOSTNÍ VÝPOČET ŠROUBŮ. In: E-konstruktor [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/technicke-vypocty/78-pevnostni-vypocet-sroubu/79-sroubovy-spoj-namahany-tahem>
- Obrázek 35: PEVNOSTNÍ VÝPOČET ŠROUBŮ. In: E-konstruktor [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://e-konstruktor.cz/technicke-vypocty/78-pevnostni-vypocet-sroubu/79-sroubovy-spoj-namahany-tahem>
- Obrázek 36: Švec, Vladimír. Části a mechanismy strojů /: spoje a části spojovací. Vyd. 3. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2008. 170 s. ISBN 978-80-01-04138-3.
- Obrázek 37: Přesazený nýtový spoj. In: Domes.spssbrno [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY\\_32\\_INOVACE\\_13-18.pdf](http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-18.pdf)
- Obrázek 38: Nýtový spoj s půlkulatou hlavou. In: Digit.isste.cz [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [https://digit.isste.cz/op-hs/assets/-1570489648VY\\_32\\_INOVACE\\_37\\_Kresleni\\_nytovych\\_spoju.pdf](https://digit.isste.cz/op-hs/assets/-1570489648VY_32_INOVACE_37_Kresleni_nytovych_spoju.pdf)
- Obrázek 39: Svařování. In: Automig [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://automig.cz/o-svarovani/metody/migmag-co2/>
- Obrázek 40: Druhy a značení svarů. In: SlidePlayer [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/3733520/>
- Obrázek 41: Koutové svary [online]. In: . [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://homel.vsb.cz/~ros11/Ocel/02%20Koutove%20svary.pdf>
- Obrázek 47: GSCHEIDLE, Rolf. Příručka pro automechanika. Praha: Sobotáles, 2001. ISBN 80-85920-76-X.
- Obrázek 48: Hlavní katalog SKF: Katalog 6000 CS. 2007.
- Obrázek 50: Hlavní katalog SKF: Katalog 6000 CS. 2007.
- Obrázek 52: Svěrná pouzdra Katalog: Svěrná pouzdra TLK 134.
- Tabulka 1,2,3: Hlavní katalog SKF: Katalog 6000 CS. 2007.
- Diagram 1,2,3: Hlavní katalog SKF: Katalog 6000 CS. 2007.





- [20]: BENEŠ, Libor. Svařování. In: Users.fs.cvut [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: [users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/svarovani/UT\\_01\\_Prehled\\_svarovani\\_T08.pdf](https://users.fs.cvut.cz/libor.benes/vyuka/svarovani/UT_01_Prehled_svarovani_T08.pdf)
- [21]: MIG nebo MAG? Jaký je rozdíl?. In: Svarbazar [online]. 2008 [cit. 2019-5-2]. Dostupné z: <https://www.svarbazar.cz/phprs/view.php?cisloclanku=2007101501>
- [22]: J. Řasa a J. Švercl. Strojnické tabulky 2: pro školu a praxi. 1. Praha: Scientia, 2007. ISBN 978-8086960-20-3.
- [23]: Hlavní katalog SKF: Katalog 6000 CS. 2007.