

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# **Rekonstrukce zadní kyvné vidlice motocyklu**

*Redesign of a motorcycle rear fork spring*

Student:  
Vedoucí bakalářské práce:

Lukáš Jančar  
Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava: 20.5.2013

## Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Jančar**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Rekonstrukce zadní kyvné vidlice motocyklu  
Redesign of a Motorcycle Rear Fork Spring**

### Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh změny provedení zadní kyvné vidlice motocyklu Jawa 350, typ 634. Zpracujte rozbor původního řešení a nové vylepšené řešení vidlice a řetězového převodu. Zprávu doplňte o potřebné návrhové a kontrolní výpočty, v přílohách vypracujte výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

### Zadané podmínky:

- max zatížení zadní osy 243 kg, zdvih zadních tlumičů 90 mm.
- výkon motoru 14,7 kW při 5250 ot/min, původní motor s převodovkou.
- jednoduchá konstrukce, zachování původní vzdálenosti kol.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů I. a II.* Brno: Nakladatelství František Vlček, 2004. ISBN 802-391-6017.

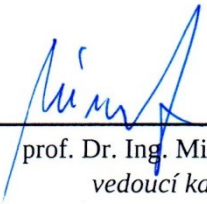
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....  
20.5.2013

.....  


Lukáš Jančar

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevydělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20.5.2013



.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:  
Adresa trvalého bydliště autora práce:

Lukáš Jančar  
Výškovická 91; Ostrava

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

JANČAR, L.: *Rekonstrukce zadní kyvné vidlice motocyklu*. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2013. 42 s. Bakalářská práce, vedoucí: PIŠŤÁČEK, D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zadní kyvné vidlice motocyklu Jawa 350/634. V úvodu práce je vypracována rešerše běžně sériově vyráběných kyvných vidlic a jejich způsobu uchycení k rámu. Dále je proveden rozbor konstrukce kyvné vidlice u motocyklu Jawa 350/634 a je vypracován návrh nového řešení. Výpočtová část se zabývá rozбором sil, které na vidlici působí a jejich výslednou reakcí v ložiscích. Na základě tohoto rozboru je dimenzována nová vidlice. Pevnostní výpočet navržené konstrukce je proveden metodou konečných prvků. Dále jsou provedeny výpočty ložisek, pevnostní kontrola čepu a je navržena nová rozeta, jejíž kritická místa jsou rovněž výpočtem zkontrolována. Vyměnitelný věnec rozety je zkontrolován metodou konečných prvků. Součástí práce je výkres kompletní sestavy navržené konstrukce a výrobní výkres vyměnitelného věnce rozety.

## **ANNOTATION OF BACHELOR THESIS**

JANČAR, L.: *Redesign of a Motorcycle Rear Fork Spring*. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms – 347, Faculty of Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2013. 42 pages. Bachelor thesis, supervisor: PIŠŤÁČEK, D.

This bachelor thesis deals with an engineering design of a rear springing fork on the Jawa 350/634 motorcycle. The introduction of the thesis provides a review of the commonly wholesale produced springing forks and the ways of their attachment to the frame. Further there is an analysis of the engineering design of fork on the Jawa 350/634 motorcycle and a concept of a new design is drawn up. Calculation part of thesis is dedicated to the forces to which the fork is exposed and the resulting reaction of the bearings. Calculation part of thesis deals with force parsing, which fork is exposed to and the resulting reaction to bearings. On the basis of this analysis a new springing fork is dimensioned. Strength calculation of the devised design is carried out by the finite element method. Next, strength calculations of the bearings and tenon are performed and a new rosette is designed and checked. Replaceable rosette wreath is checked by the finite element method. The design drawing of the complete fork assembly and the working drawing of the replaceable rosette wreath are included.

## Obsah

Seznam použitých označení .....	7
1 Úvod.....	9
1.1 Cíle práce .....	9
1.2 Rešerše konvenčních typů zadních vidlic motocyklů s řetězovým sekundárním převodem .....	9
1.2.1 Kluzákové zavěšení .....	9
1.2.2 Dvouramenná kyvná vidlice s dvojicí tlumičů .....	10
1.2.3 Konzolová kyvná vidlice .....	10
1.2.4 Kyvná vidlice s pákovým mechanismem a centrální tlumicí jednotkou .....	11
1.2.5 Jednoramenná kyvná vidlice.....	12
1.3 Rešerše konvenčních uložení zadních vidlic v rámu .....	12
1.4 Stávající konstrukce zadní vidlice motocyklu Jawa 350/634 .....	13
1.4.1 Vidlice.....	13
1.4.2 Uložení.....	13
1.4.3 Řetězový převod .....	14
1.4.4 Vlastnosti .....	15
2 Návrh přepracovaného řešení .....	16
3 Silový rozbor.....	18
3.1 Výpočet sil od maximálního zatížení.....	18
3.2 Výpočet tlumicí síly od tlumičů.....	19
3.3 Výpočet kolové síly a síly v řetězu .....	20
3.4 Výpočet reakce v čepu kyvné vidlice.....	23
4 Pevnostní výpočet .....	24
5 Kontrola trvanlivosti ložisek.....	26
6 Kontrola čepu kyvné vidlice .....	28
6.1 Kontrola čepu na ohyb .....	28
6.2 Kontrola čepu na stříh .....	30
7 Rozeta .....	32
7.1 Pevnostní kontrola šroubů.....	32
7.2 Pevnostní kontrola věnce rozety .....	35
8 Závěr .....	38
9 Literatura.....	39
Seznam příloh .....	41

## Seznam použitých označení

C	Základní dynamická únosnost ložiska; délka	[kN]; [mm]
C <sub>0</sub>	Základní statická únosnost ložiska	[kN]
C <sub>u</sub>	Mezní únavové zatížení	[kN]
D	Průměr	[mm]
F	Síla	[N]
F <sub>1</sub>	Síla zatěžující zadní osu	[N]
F <sub>k</sub>	Síla kolová	[N]
F <sub>m</sub>	Síla ve šroubu (zachycující klopný moment)	[N]
F <sub>n</sub>	Síla ve šroubu (přenášená třením)	[N]
F <sub>o</sub>	Síla ve šroubu (osová)	[N]
F <sub>p</sub> <sup>⊥</sup>	Síla v jednom šroubu rozety	[N]
F <sub>r</sub>	Síla v řetězu	[N]
F <sub>s</sub>	Síla ve šroubech rozety	[N]
F <sub>tl</sub>	Síla v tlumičích	[N]
F <sub>u</sub>	Síla střížná	[N]
F <sub>w</sub>	Průměr	[mm]
F <sub>z</sub>	Síla od zatížení, výpočtová	[N]
K <sub>s</sub>	Statická bezpečnost	[-]
M	Moment silové dvojice	[N.m]
M <sub>k</sub>	Krouticí moment	[N.m]
M <sub>o</sub>	Ohybový moment	[N.m]
P	Výkon; stoupání závitů	[kW]; [mm]
P <sub>0</sub>	Ekvivalentní statické zatížení ložiska	[kN]
R	Reakce; poloměr	[N]; [m]
R <sub>e</sub>	Mez kluzu materiálu	[MPa]
R <sub>m</sub>	Mez pevnosti materiálu	[MPa]
S <sub>0</sub>	Statická bezpečnost ložiska	[-]
S	Obsah	[mm <sup>2</sup> ]
W <sub>k</sub>	Průřezový modul v krutu	[mm <sup>3</sup> ]
W <sub>o</sub>	Průřezový modul v ohybu	[mm <sup>3</sup> ]
a	Délka	[m]
b	Délka	[m]
c	Délka	[m]
d	Průměr	[mm]
e	Délka	[m]

f	Součinitel smykového tření; délka	[-]; [mm]
g	Gravitační zrychlení; délka	[m.s <sup>-2</sup> ]; [m]
h	Délka	[m]
i	Převodový poměr	[-]
k	Součinitel dynamického rázu	[-]
m	Hmotnost	[kg]
n	Otáčky	[ot.min <sup>-1</sup> ]
p	Délka	[mm]
q	Délka	[mm]
t	Délka	[mm]
v	Rychlost	[km.h <sup>-1</sup> ]
z	Počet zubů	[-]
$\alpha$	Úhel	[°]
$\beta$	Úhel	[°]
$\gamma$	Úhel	[°]
$\eta$	Účinnost	[-]
$\sigma$	Napětí	[MPa]
$\tau$	Napětí	[MPa]
$\varphi'$	Redukovaný třecí úhel	[°]
$\Psi$	Úhel stoupání závitu	[°]
$\omega$	Úhlová rychlost	[rad.s <sup>-1</sup> ]



# 1 Úvod

V bakalářské práci jsem se zabýval rekonstrukcí zadní kyvné vidlice motocyklu Jawa 350/634. Je zde proveden rozbor současného stavu, analýza jeho nedostatků a na jejich základě je navrženo nové řešení. Práce se soustředí hlavně na konstrukci samotné vidlice, na uzel jejího napojení k rámu a na přenos krouticího momentu na zadní kolo. Při návrhu jsem kladl důraz zejména na spolehlivou a bezpečnou funkci, dlouhou životnost součástí, možnost se co nejlépe napojit na zbytek motocyklu a také na designovou stránku věci.

## 1.1 Cíle práce

Jako cíle této práce byly stanoveny následující body:

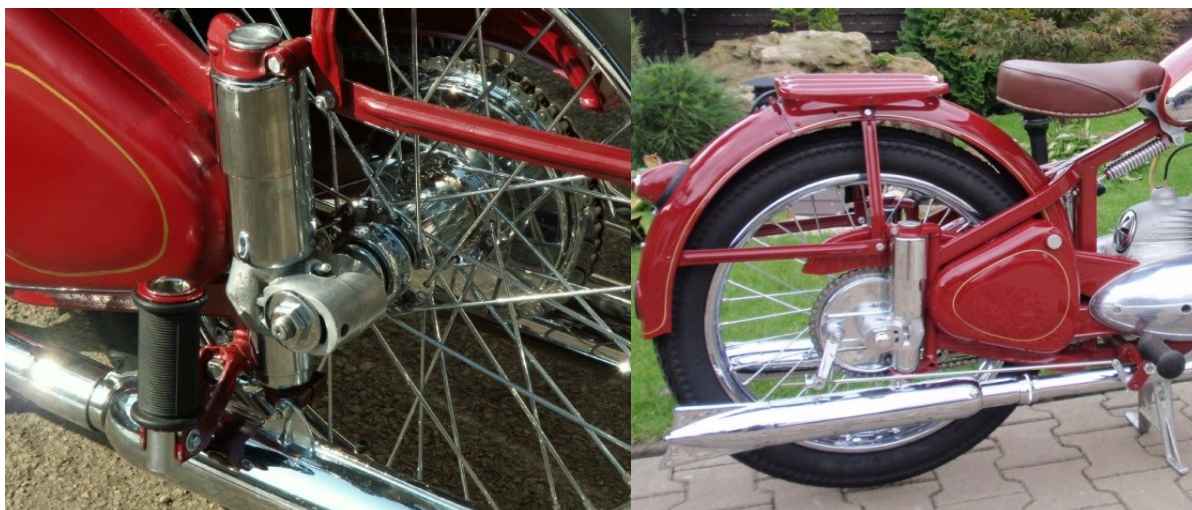
- zpracovat rešerši možných řešení
- provést rozbor stávajícího řešení u motocyklu Jawa 350/634
- na základě rešerše navrhnout novou inovovanou konstrukci vidlice a jejího uložení
- tuto konstrukci pevnostně zkontrolovat
- výpočtem ověřit bezpečnost kritických míst
- vytvořit výkres sestavy celku a výrobní výkres jednoho z dílů

## 1.2 Rešerše konvenčních typů zadních vidlic motocyklů s řetězovým sekundárním převodem

Zadní vidlice je část povozku motocyklu, sloužící k uchycení a vedení zadního kola. Je uchycena k rámu a odpružena, nejčastěji jednou, či dvěma pružícími jednotkami. Vidlice je otočně uložena na čepu, který je připevněn k rámu. Otočné uložení bývá řešeno kluzným, nebo valivým ložiskem. Osa kola je uchycena v zadní části vidlice. Uchycení musí být řešeno tak, aby umožňovalo napínání řetězu, a to nejčastěji posuvem celku zadního kola společně s kolem řetězovým. Výřezy ve vidlici musí umožnit posuv kola v takových mezích, aby dovolovaly zkrácení řetězu o jeden vnější a jeden vnitřní článek, plus poskytnout dostatečnou rezervu pro případnou změnu sekundárního převodu změnou počtu zubů jednotlivých kol. [5]

### 1.2.1 Kluzákové zavěšení

Jedná se o nejstarší zavěšení zadního kola, kdy je kolo vlečně uloženo v pevném rámu. Nejde tedy o kyvnou vidlici jako takovou, posuvný pohyb ve vertikálním směru koná jen kolo. Toto konstrukční řešení se vyskytovalo u prvních poválečných motocyklů, např. Jawa „pérák“, než bylo nahrazeno regulérní kyvnou vidlicí. Pérování má malý zdvih. Často se vyskytovalo bez tlumení, neboť systém byl natolik tuhý, že žádné větší kmity nehrozily. Uchycení kola však nebylo dostatečně pevné a vzhledem k vlastnostem tohoto pérování se motocykl neobešel bez odpruženého sedadla. [14]



Obrázek 1.1 Kluzákové zavěšení kola Jawa „Pérák“ [15, 16]

### 1.2.2 Dvouramenná kyvná vidlice s dvojicí tlumičů

Jedná se o poměrně starý (v Evropě vyráběn cca od 50. let), ale stále velmi rozšířený typ kyvné vidlice. Hojně využíván byl v minulosti, ale i dnes je používán zejména u méně výkonných a levnějších motocyklů. Vidlice sestává ze dvou ramen, z nichž každé je po straně odpruženo jednou tlumicí jednotkou. Její výhodou je možnost dosažení větších zdvihů a při dostatečně masivním provedení má dobré vedení zadního kola a poskytuje kvalitní tlumení. Její nevýhodou je horší tuhost a kroucení při plném zatížení, takže je třeba ji dostatečně dimenzovat. Při nestejném zahřátí oleje tlumičů a nestejném opotřebení dochází k rozdílné účinnosti a tím k dalšímu kroucení zadní vidlice. Nevýhodou je také nutnost použití dvou tlumících jednotek, což vede mimo jiné i ke zvýšení hmotnosti celku. [5]



Obrázek 1.2 Klasická dvouramenná kyvná vidlice s dvojicí tlumičů

### 1.2.3 Konzolová kyvná vidlice

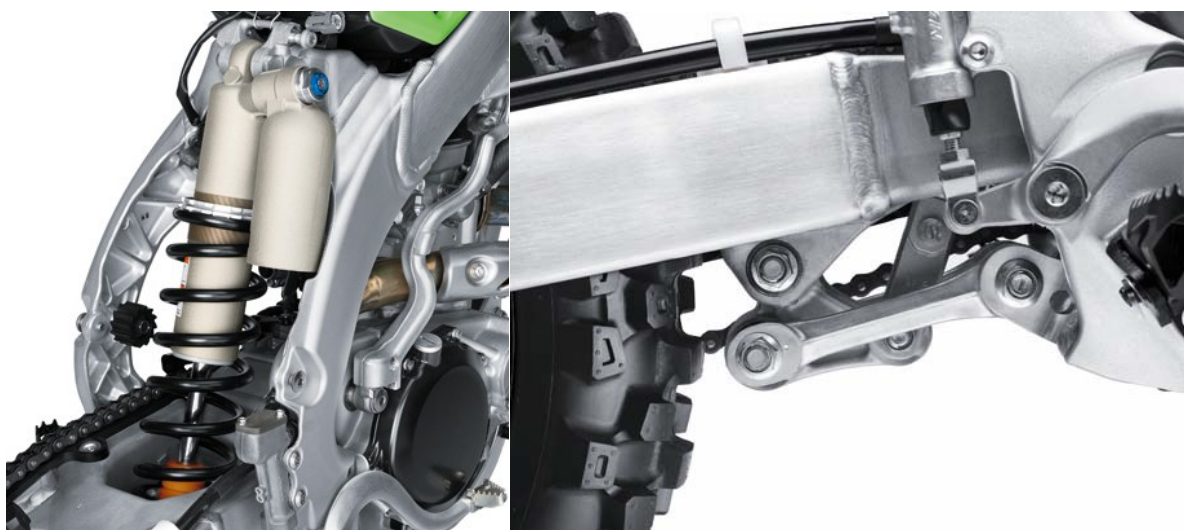
Vyskytuje se zhruba od 70. let. Jedná se o konstrukci nejčastěji pyramidového tvaru, která je odpružena jednou centrální jednotkou, umístěnou téměř vodorovně uvnitř rámu. Výhodou je větší tuhost konstrukce, než u vidlice dvouramenné. Použitím jen jedné tlumící jednotky je také potlačen neduh nestejného opotřebení dvou tlumičů a tedy rozdílného útlumu. Nevýhodou tohoto řešení jsou větší zástavbové rozměry vidlice i tlumící jednotky. První s odpružením centrální tlumící jednotkou přišla Yamaha se systémem zvaným „Cantilever“. [5]



Obrázek 1.3 Konzolová kyvná vidlice typu „Cantilever“ [17]

#### 1.2.4 Kyvná vidlice s pákovým mechanismem a centrální tlumicí jednotkou

Tento mechanismus byl vyvinut v 80. letech a v současnosti je to jeden z nejrozšířenějších způsobů uložení zadního kola u moderních silničních motocyklů. Jedná se o kyvnou vidlici, příp. o konstrukci podobnou systému „Cantilever“, kdy je vidlice spojena s tlumicí jednotkou přes soustavu pák. Tento mechanismus mění míru stlačení pružící jednotky v závislosti na pohybu zadní kyvné vidlice. Při větším výkyvu je jednotka stlačena v jiném poměru, než při přejezdu malé nerovnosti. Systém pák tedy přináší značné zdokonalení tolik žádoucího efektu – progresivity (proměnlivou účinnost pružící a tlumicí jednotky v závislosti na zatížení). Díky soustavě pák je taky možno dosáhnout velkých zdvihů. Další výhodou je, že díky progresivitě není třeba seřizovat tvrdost tlumicí jednotky v závislosti na zatížení, povrchu vozovky atd. Nevýhodou je značné namáhání pákových systémů, které musí být vyrobeny z velmi kvalitních materiálů. Dalším problémem je přímé vystavení čepů mechanismu nečistotám a provozním podmínkám, což se výrobci snaží eliminovat pečlivým utěsněním a zapouzdřováním. Mnoho renomovaných výrobců motocyklů má vyvinuto své pákové systémy, nejznámější např. „Pro-Link“ firmy Honda, „Uni-Trak“ od Kawasaki, „Full Floater“ od Suzuki, nebo „Mono Cross“ firmy Yamaha. [5]



Obrázek 1.4 Pákový mechanismus UNI-Trak Kawasaki [18]

### 1.2.5 Jednoramenná kyvná vidlice

Jedná se o kyvnou vidlici, která má však jen jedno rameno a jeden tlumič. Ten může být klasický, upevněný podobně jako u vidlice dvouramenné, nebo uložený i jinak prostřednictvím systému pák. Konstrukce vidlice musí být robustní a masivní, aby byla dostatečně tuhá a zachycovala spolehlivě provozní zatížení. Výhodou tohoto řešení je úspora hmotnosti, kdy se ušetří hmotnost jednoho ramene a jednoho tlumiče. Další výhodou je snadná demontáž a přístup k zadnímu kolu. Dále taky atraktivní vzhled. Nevýhodou je větší ohybové namáhání jednoho ramene a vychylování do stran. Tímto také dochází k většímu opotřebení pneumatik, což bylo testy dokázáno. S tímto typem vidlice se lze setkat např. u některých modelů BMW, nebo Ducati. Populární je také její užití u lehkých skútrů. [5]



Obrázek 1.5 Jednoramenná vidlice Honda VFR 800 [19]



Obrázek 1.6 Jednoramenná vidlice Honda VFR 1200F [20]

### 1.3 Rešerše konvenčních uložení zadních vidlic v rámu

Kyvná vidlice je v rámu uložena na otočném čepu (někdy dvou). Otočné uložení je zprostředkováno pomocí ložiska. To může být kluzné, nebo valivé. Kluzné uložení se vyskytuje spíše u starších strojů. Nejčastěji je užití tvrdého ocelového čepu a kluzného pouzdra z vhodného materiálu. Používá se bronz, nebo litina. Toto uložení je poměrně odolné, ale vyžaduje dobré mazání a zamezení vniku nečistot. Další nevýhodou je v případě opotřebení nutnost výměny nejen pouzder, ale většinou i čepu, které se mohou vydržit. Méně časté je užití kluzného ložiska s plastovými vložkami. Jako kluzného elementu je zde užito plastické objímky, či folie z vhodného kluzného materiálu, např. teflonu. Toto uložení je však méně trvanlivější, než s kovovým kluzným prvkem. Je ale odolnější vůči suchému tření. Nejrozšířenější je použití valivých ložisek, převážně jehlových, ale vyskytují se i kuličková, popř. kombinace obou. Tato ložiska jsou schopná přenášet velká radiální zatížení a snášet rázy. Jsou velmi trvanlivá a vzhledem k rozšíření a sériové výrobě i levná (nejedná-li se o atypický rozměr). Při výměně stačí vyměnit ložisko, jeho uložení a čep se prakticky neopotřebovávají. [5]



Obrázek 1.7 Uložení vidlice na jehlových ložiscích [21]



Obrázek 1.8 Uložení vidlice na kluzných pouzdech [22]

## 1.4 Stávající konstrukce zadní vidlice motocyklu Jawa 350/634

### 1.4.1 Vidlice

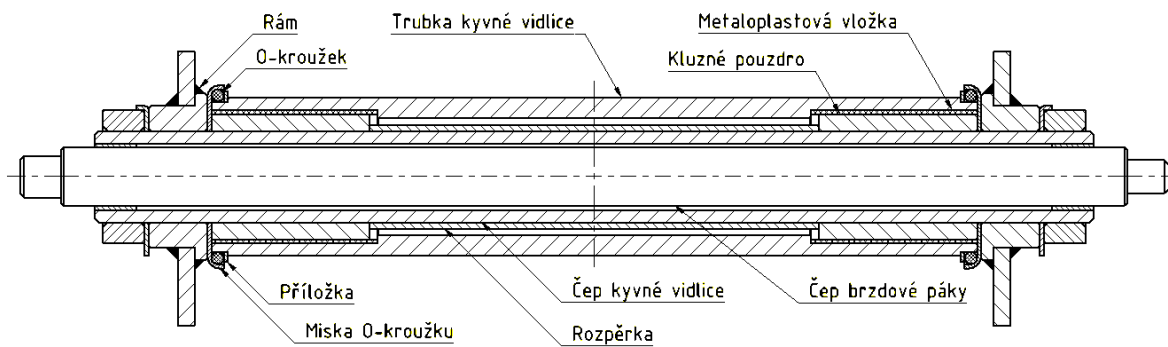
Na motocyklu Jawa 350/634 je dvouramenná kyvná vidlice klasické koncepce s dvojicí tlumičů po stranách. Samotná vidlice je svařenec z ocelových trubek kruhového průřezu o průměru 32 mm. Konce trubek jsou slisovány k sobě, svařeny a mají v sobě obrobena potřebné otvory a drážky pro uchycení kola. Tlumiče se k těmto ramenům přichycují prostřednictvím čepu, který je vevařen do provrtaného otvoru v rameni. Ramena jsou přivařena k hlavní trubce, celek je navíc posílen přivařenou výztuhou z ohnutého plechu. Napínání řetězu se děje posouváním celku kola pomocí šroubových napínáků na konci ramen.



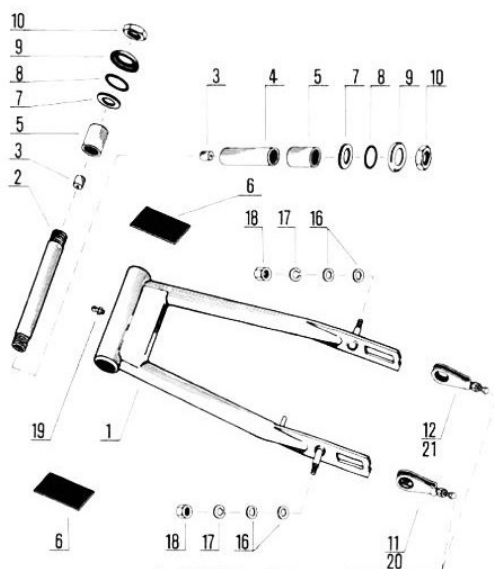
Obrázek 1.9 Dvouramenná kyvná vidlice motocyklu Jawa 350/634

### 1.4.2 Uložení

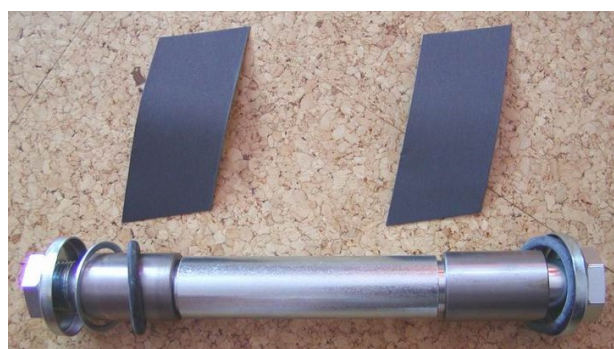
Vidlice je otočně uložena na dutém čepu, který je pevně přišroubován v rámu. Na tomto čepu jsou nasunuta ocelová pouzdra, axiálně zajištěná pomocí rozpěrky. Jako kluzné vrstvy je zde užito plastové vložky. Jedná se o stočený pásek metaloplastové fólie. Pod tímto označením se skrývá fólie z kluzného plastového materiálu, v níž je zalita nosná kovová mřížka. Na této fólii se otáčí celá vidlice. Uložení je těsněno pomocí dvou O-kroužků, držených plechovými příložkami. Některé vidlice, většinou u novějších strojů, byly vybaveny mazací hlavicí v navrtaném otvoru hlavní trubky.



Obrázek 1.20 Řez stávajícím uložením kyvné vidlice Jawa 350/634



Obrázek 1.31 Sestava kyvné vidlice Jawa 350/634 [7]



Obrázek 1.12 Uložení kyvné vidlice Jawa 350/634 [23]

### 1.4.3 Řetězový převod

Součástí celku kola, uloženého v kyvné vidlici, je i velké řetězové kolo, tzv. rozeta. Toto kolo je uloženo na kuličkovém ložisku, uchyceném k ose kola, a svými ozubci, opatřenými gumovým tlumičem záběru, zapadá do bubnu kola a pohání jej. Jedná se o poměrně masivní hliníkový odlitek, ve kterém je zalit ocelový ozubený věnec. Věnec rozety je prostřednictvím řetězu spojen s výstupem převodovky.



Obrázek 1.13 Rozeta Jawa 350/634, detail zalití věnce



Obrázek 1.14 Rozeta Jawa 350/634, celkový pohled s tlumiči záběru

#### 1.4.4 Vlastnosti

Toto řešení se poprvé sériově objevilo na motocyklech Jawa 350/634 v roce 1973. V tomto uspořádání a v prakticky nezměněné podobě se montovalo na všechny následující typy motocyklů Jawa 350 (632,638,639,640). Montuje se dodnes na nové stroje Jawa 350/640, které se ještě stále vyvážejí převážně do zemí třetího světa.

Jak patrně, jedná se o velmi zastaralé řešení, které za 40 let nedoznalo modernizace a trpí několika neduhy:

##### *Nedostatečná tuhost celku*

- Při svižnější jízdě a jízdě do zatáček, zejména se spolujezdcem, je patrná nedostatečná tuhost této konstrukce. Vidlice se zdatně kroutí a motocykl se stává nejistým. Při prudkém přejetí větší nerovnosti může rázem dojít až k zohnutí jednoho z ramen. Tato závada je neopravitelná a je poté nutná výměna celé vidlice.

##### *Malá trvanlivost kluzného uložení*

- Plastická fólie je málo únosná a časem dochází k jejímu otlačení a následně velké vůli v uložení. Toto uložení je nutno častěji měnit, což se neobejde bez demontáže značné části zadní partie motocyklu. I nově repasované uložení má však vůli, která se na konci vidlice, potažmo na kole, už zdatněji projeví.

##### *Nedostatečné mazání a utěsnění*

- Uložení se maže plastickým mazivem jednak při montáži, dále pak, pokud je to možné, se mazivo průběžně doplňuje. Byť jsou některé vidlice vybaveny tlakovou maznicí, která je však při údržbě hůře přístupná, mazání není ideální a mazivo se nedostane na všechna potřebná místa. To jednak zkracuje už tak nízkou životnost kluzného materiálu, ale poskytuje i špatnou ochranu proti korozi. Ta je navíc podpořena nedostatečným utěsněním ve formě dvou gumových O-kroužků po stranách hlavní trubky vidlice. Je tak velmi časté, že čep a pouzdra přireznou k sobě a k demontáži je nutno užít lis. Nezřídka se vyskytují i případy, kdy je uložení tak zkorodované, že je nutno vidlici rozřezat a nahradit novým celkem. Toto se děje zejména nedbá-li se na údržbu a uložení se pravidelně nerepasuje.

##### *Nevhodnost původní rozety*

- Hlavní nevýhodou je ozubený věnec zalitý v materiálu rozety. V případě opotřebení věnce (po cca 20 000km) je tedy nutné vyměnit celou rozetu. To je jednak neekonomické a také je v dnešní době problémem vhodnou rozetu sehnat. Originální díly už nejsou příliš časté a na trhu jsou hlavně repliky z Polska a Číny, které mají problém s kvalitou materiálu věnce a taky jeho házením v důsledku křivého zalití v rozetě.

## 2 Návrh přepracovaného řešení

Nová koncepce kyvné vidlice byla volena především s ohledem na eliminaci výše zmíněných nedostatků. Při návrhu byl kladen důraz zejména na spolehlivou a bezpečnou funkci, dlouhou životnost součástí, zachování co možná největšího počtu původních dílů a velkou měrou také na výsledný vzhled. Vzhledem k rázu a retro vzhledu motocyklu byla zachována koncepce klasické dvouramenné kyvné vidlice. Ta je však nyní navržena robustněji, aby nedocházelo k jejím deformacím. Připojovací rozměry vidlice zůstaly zachovány, rozvor motocyklu zůstane tedy nezměněn. V zadní části dojde jen k nepatrnému rozšíření o rozměr obdélníkového profilu, držáky tlumičů se tedy přestěhují z boku vidlice na horní plochu ramen. To má za následek hned dvě pozitivní změny. Jednak nebude nutno rameno provrtávat a tím jej oslabovat, a také dojde k mírnému poklesu vidlice, zadní část motocyklu se tedy lehce přizvedne. Obecně je při zatížení, zejména dvěma jezdci, zadní část motocyklu poměrně nízko, což má za následek subjektivně horší ovladatelnost a nejistotu motocyklu v zatáčkách vlivem odlehčenějšího předního kola a také při jízdě po nerovnostech nezřídka dochází ke škrtnutí pneumatiky o vnitřní plochu blatníku.

Jedná se o svařenec z jednotlivých dílů, které jsou předem obrobena a naohýbány dle potřeby. Ramena jsou tvořena ocelovými trubkami obdélníkového průřezu, které mají obrobena příslušné otvory a montážní plochy. Jsou k nim přivařeny úchyty tlumičů. Obě ramena jsou přivařena k hlavní trubce. Ta je tvořena silnostěnnou trubkou kruhového průřezu, v níž jsou obrobena vnitřní průměry, do kterých se zalisují ložiska a těsnění.

Jako uložení otočného čepu byla zvolena jehlová ložiska pro svou výbornou únosnost, velkou trvanlivost a snadnou dostupnost. Byla vybrána ložiska bez vnitřního kroužku, který se bude vyrábět zvlášť na míru a bude zároveň tvořit jednu z rozpěrek sestavy v rámu.

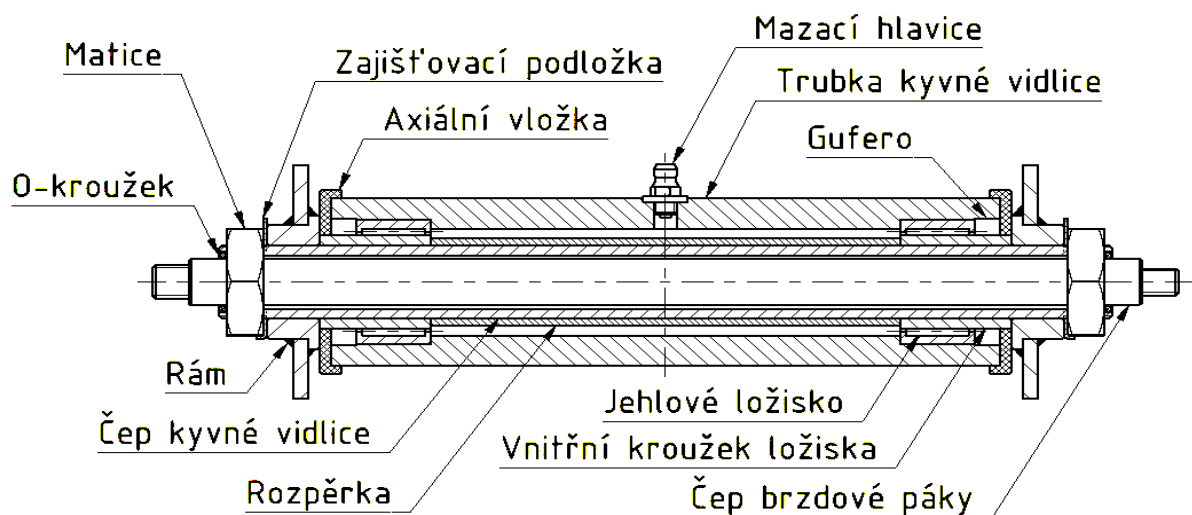
Ložiska budou těsněna hřídelovým těsněním, jehož břit se bude točit po vnitřním kroužku ložiska. Těsnění budou nalisována v hlavní trubce vidlice.

Celek bude v rámu uchycen a stažen prostřednictvím dutého čepu. Ten zůstane původní, společně s maticemi a zajišťovacími podložkami.

Ve směru osy čepu bude vidlice zajištěna axiálními příložkami z kluzného plastického materiálu, vloženými mezi rám a hlavní trubku vidlice. Tyto budou zachycovat axiální síly např. při průjezdu zatáčkou a bránit posouvání vidlice v uložení. Mezi rámem a příložkami je nutno nechat nepatrnou vůli kvůli umožnění kývavého pohybu po stažení čepu.

Řez zamýšleným uložením v rámu je zobrazen na obrázku 2.1. Na obrázku 2.2 je pak zamýšlený celek, včetně osazeného náboje kola s bubnovou brzdou. Pro názornost není zobrazen dvoudílný plechový kryt řetězu, který by v tomto případě zakrýval celou rozetu a svými otvory by umožňoval vstup a výstup nabíhající a odbíhající větvi řetězu. Tyty by pak dále běžely v gumových „nohavicích“ přímo napojených na plechový celokryt rozety.





Obrázek 2.1 Řez novým uložením kyvné vidlice Jawa 350/634

Napínání řetězu bude řešeno šroubovými napínáky, umístěnými uvnitř ramen vidlice. Nebude tedy docházet k chytání nečistot na závit a vidlice bude opticky celistvější. Opěrné plochy napínáků budou zároveň tvořit záslepky ramen, zabraňující vnikání nečistot do ramen a možné korozi.

Princip uložení kola bude zachován. Vlivem jiných rozměrů vidlice ale bude nutno upravit některé rozpěrky, aby byla zajištěna poloha kola v ose rámu.

Přepřepočována bude rozeta. Její ložisko a zajištění zůstane stejné, odlitek ale bude nahrazen tělesem soustruženým z hliníkové slitiny, na nějž se bude šrouby připevňovat vyměnitelný věnec. Tento může být buď kupovaný konvenční výrobek, nebo je zde možnost zakázkové výroby věnce vlastního.



Obrázek 2.2 Sestava navrženého celku i s nábojem kola a bubnovou brzdou

### 3 Silový rozbor

Pro návrh vidlice a jejího uložení je klíčové znát síly, které na ní působí a jejich účinek na celek. Tyto síly namáhají vidlici a jsou odváděny dále do rámu motocyklu. Použité součásti je tedy třeba dimenzovat na přenos těchto sil.

Vzhledem ke složité skladbě a charakteru působících sil je velmi těžké jejich přesné teoretické určení. V případě absence reálného měření v provozu je tedy třeba brát v potaz vždy nejextrémnější případ a komponenty na tuto situaci náležitě dimenzovat.

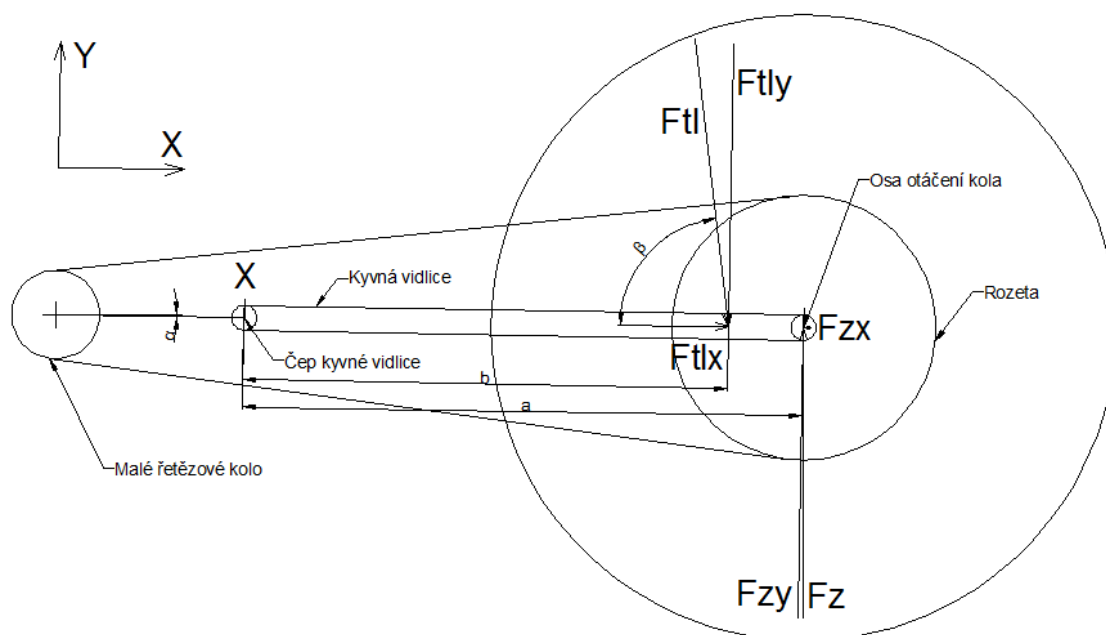
Jako reprezentativní namáhání byla vybrána určitá provozní situace a v tomto okamžiku je výpočet proveden. Jedná se o jízdu plně zatíženého motocyklu rychlostí  $v = 90 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  na třetí převodový stupeň. Tímto bude simulováno maximální přípustné zatížení při přenosu maximálního výkonu motoru. Vzhledem k dynamickému charakteru zatěžujících sil a možnosti jejich nahodilých změn jsou navíc jejich účinky násobeny součinitelem dynamického rázu, reprezentující nepředvídatelný nárůst těchto sil [6].

Výpočtové zatížení tedy budou reprezentovat 4 zatěžující síly:

- Síla od maximálního zatížení
- Síla od tlumičů
- Síla v řetězu
- Hnací kolová síla

#### 3.1 Výpočet sil od maximálního zatížení

Tato síla je vyvolána pohotovostní hmotností stroje (včetně všech provozních kapalin) a jeho obsazením 2 jezdci, příp. dalším nákladem do hmotnosti maximálního užitečného nákladu. Výsledné zatížení zadní osy je dáno rozložením hmotnosti na kola a jeho maximální hodnota je určena výrobcem [7].



Obrázek 3.1 Schéma působení sil

Potřebné výpočtové rozměry byly experimentálně změřeny přímo na daném motocyklu při uvažovaném zatížení a jejich hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.1. Úhel  $\alpha$  je sklon ramen kyvné vidlice od vodorovné plochy, tedy od roviny vozovky. Úhel  $\beta$  je sklon tlumičů vůči ramenům vidlice. Byl zaveden výpočtový souřadný systém, který je otočen o úhel  $\alpha$  ve směru hodinových ručiček a je uveden na obrázku 3.1.

Tabulka 3.1 Rozměry vidlice

Rozměr	Hodnota
$a$	0,455 m
$b$	0,385 m
$\alpha$	1°
$\beta$	82,4°

V tomto případě činí maximální zatížení zadní osy  $m_z = 243$  kg. Síla, působící na zadní osu od zatížení motocyklu, je tedy:

$$F_1 = m_z \cdot g = 243 \cdot 9,81 = 2384 \text{ N} \quad (3.1)$$

Kvůli dynamickému charakteru síly, jejím nepředvídatelným změnám a špičkám je výpočtová síla ještě násobena součinitelem  $k = 3$  [-] ve prospěch bezpečnosti [6].

$$F_z = F_1 \cdot k = F_1 \cdot 3 = 2384 \cdot 3 = 7152 \text{ N} \quad (3.2)$$

Pro potřeby dalších výpočtů byla síla rozložena na jednotlivé osové složky dle zvoleného souřadného systému, uvedeného ve schématu na obrázku 3.1:

$$F_{z_y} = F_z \cdot \cos \alpha = 7152 \cdot \cos 1^\circ = 7151 \text{ N} \quad (3.3)$$

$$F_{z_x} = F_z \cdot \sin \alpha = 7152 \cdot \sin 1^\circ = 124,8 \text{ N} \quad (3.4)$$

### 3.2 Výpočet tlumicí síly od tlumičů

Síla, kterou působí pružiny tlumiče na vidlici, je vypočítána ze statické rovnováhy kyvné vidlice jako reakce na sílu od zatížení. V okamžiku uvažované modelové situace je kyvná vidlice v klidu a ypsilonové složky obou sil, od zatížení a tlumicí, jsou tedy v momentové rovnováze vůči čepu kyvné vidlice.

Momentová rovnováha ypsilonových složek vůči čepu kyvné vidlice:

$$\sum M_x = 0 \quad (3.5)$$

$$F_{z_y} \cdot a - F_{tl_y} \cdot b = 0 \quad (3.6)$$

$$F_{tl_y} = \frac{F_{z_y} \cdot a}{b} = \frac{7151 \cdot 0,455}{0,385} = 8451 \text{ N} \quad (3.7)$$

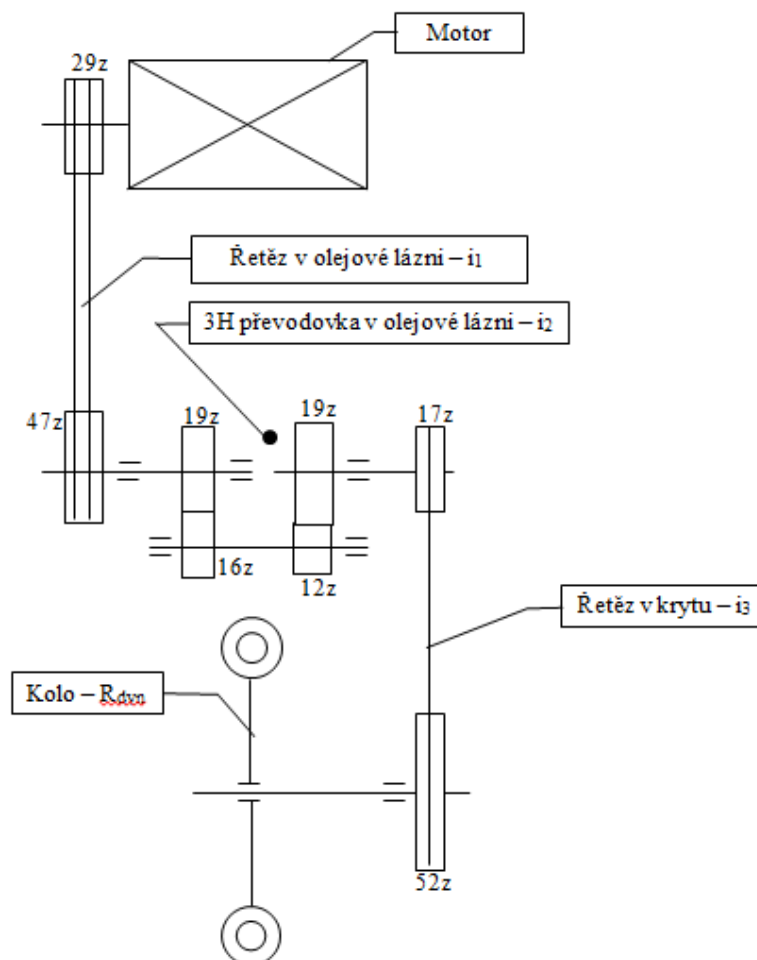
$$F_{tl} = \frac{F_{tl_y}}{\sin \beta} = \frac{8450,4}{\sin 82,4^\circ} = 8526 \text{ N} \quad (3.8)$$

$$F_{tl_x} = F_{tl} \cdot \cos \beta = 8525,3 \cdot \cos 82,4^\circ = 1128 \text{ N} \quad (3.9)$$

### 3.3 Výpočet kolové síly a síly v řetězu

Jedná se o síly vyvolané pohonnou jednotkou. Tyto síly souvisí s pohybem motocyklu v dané modelové situaci a vnitřně namáhají vidlici.

Uspořádání pohonu stroje je patrné z obrázku 3.2. Dvoutaktní motor o výkonu  $P = 16,2 \text{ kW}$  při  $5000 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$  pohání přes dvouřadý řetězový převod v olejové lázni tříhřídelovou čtyřstupňovou převodovku, rovněž pracující v olejové lázni. Na jejím výstupu je opět řetězový převod jednořadým řetězem pracujícím v ochranném krytu. Jeho velká řetězka svými ozubci již pohání samotné zadní kolo. Počty zubů jednotlivých řetězových a ozubených kol jsou uvedeny přímo v obrázku 3.2.



Obrázek 3.2 Schéma pohonu

Dynamický poloměr pneumatiky Mitas H-03 / 3.50-18 M/C byl experimentálně změřen při výpočtovém zatížení a výrobcem předepsaném nahuštění pneumatiky a činí  $R_{dyn} = 0,305 \text{ m}$ .

Převodový poměr primárního řetězového převodu je:

$$i_1 = \frac{47}{29} = 1,62 [-] \quad (3.10)$$

Převodový poměr převodovky na 3. rychlostní stupeň je:

$$i_2 = \frac{16}{19} \cdot \frac{19}{12} = 1,33 [-] \quad (3.11)$$

Převodový poměr sekundárního řetězového převodu je:

$$i_3 = \frac{52}{17} = 3,06 [-] \quad (3.12)$$

Celkový převodový poměr hnacího ústrojí při zařazeném 3. stupni je:

$$i_{c3} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 1,62 \cdot 1,33 \cdot 3,06 = 6,59 [-] \quad (3.13)$$

Účinnosti jednotlivých prvků převodu jsou uvedeny v tabulce 3.2. Byly zvoleny dle [2] s ohledem na pracovní podmínky převodu.

Tabulka 3.2 Účinnosti

Název	Značka	Hodnota [-]
Účinnost ložisek	$\eta_L$	0,99
Účinnost ozubení	$\eta_Z$	0,99
Účinnost brodění	$\eta_{BR}$	0,99
Účinnost řetězu v olejové lázni	$\eta_{RO}$	0,98
Účinnost řetězu v krytu	$\eta_{RK}$	0,97

Pro určení kolové síly a síly v řetězu bylo třeba zjistit otáčky a krouticí moment motoru při výpočtové situaci. Přes úhlovou rychlost otáčení zadního kola, spočtenou podle vztahu 3.14 (kde je rovněž proveden přepočít z  $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$  na  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )

$$\omega = \frac{v \cdot 0,277777}{R_{dyn}} = \frac{90 \cdot 0,277777}{0,305} = 81,97 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.14)$$

byly určeny otáčky kola při této rychlosti.

$$n_k = \frac{\omega \cdot 60}{2 \cdot \pi} = \frac{81,97 \cdot 60}{2 \cdot \pi} = 782,8 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.15)$$

Tyto otáčky byly užitím známých převodových poměrů jednotlivých částí hnacího ústrojí přepočteny na otáčky motoru při 90 km/h.

$$n_m = n_k \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 = 782,8 \cdot 1,62 \cdot 1,33 \cdot 3,06 = 5161 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.16)$$

Vypočtené otáčky odpovídají oblasti otáček maximálního výkonu, dále tedy bylo počítáno s maximálním výkonem motocyklu uvedeným v manuálu výrobce [7].

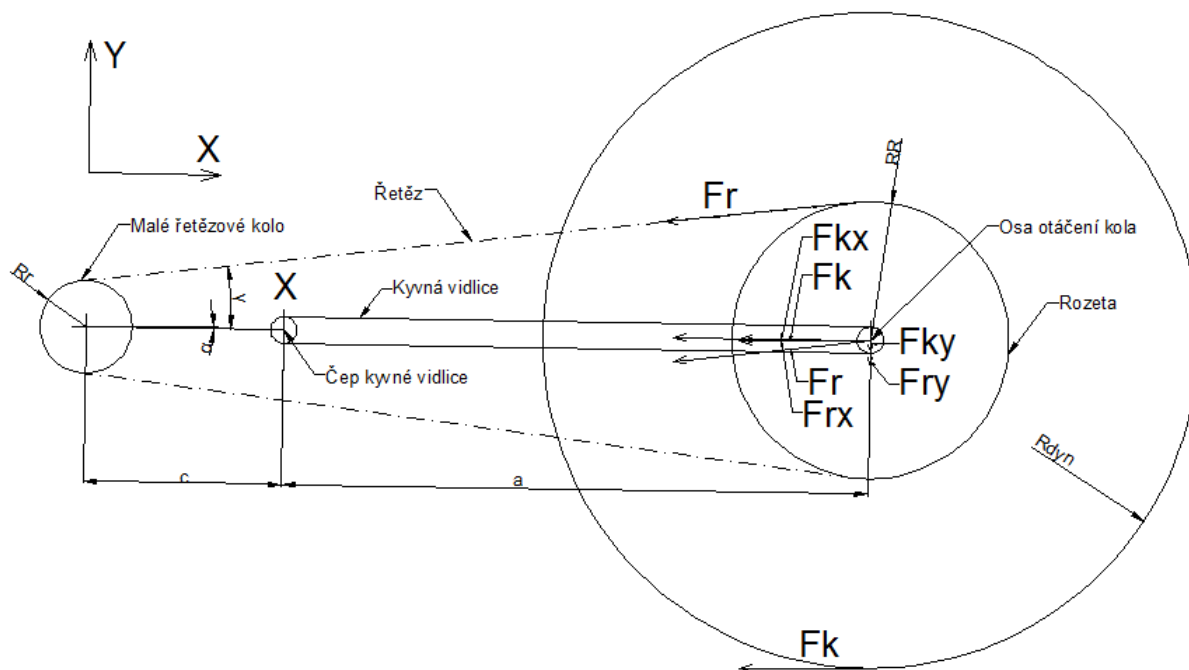
Krouticí moment motoru při těchto vypočítaných otáčkách činí dle vztahu 3.17:

$$M_{k_m} = \frac{P \cdot 30}{\pi \cdot n_m} = \frac{16,2 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 5161,1} = 30 \text{ Nm} \quad (3.17)$$

Krouticí moment na sestavě zadního kola byl vypočten z krouticího momentu motoru přepočtem přes celkový převodový poměr hnacího ústrojí a účinnosti jeho jednotlivých částí (viz tabulka 3.2):

$$M_{kk} = M_{km} \cdot i_{c3} \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_Z^2 \cdot \eta_{BR}^2 \cdot \eta_{RO} \cdot \eta_{RK} = 30 \cdot 6,59 \cdot 0,99^8 \cdot 0,98 \cdot 0,97 = 173,4 \text{ Nm} \quad (3.18)$$

Z tohoto krouticího momentu byla určena kolová síla, jež žene motocykl kupředu a také síla v řetězu, jež vnitřně namáhá vidlici. Schéma působení obou sil je znázorněno na obrázku 3.3, rozměry jsou uvedeny v tabulce 3.3.



Obrázek 3.3 Schéma působení sil

Tabulka 3.3 Rozměry vidlice

Rozměr	Hodnota
$a$	0,455 m
$c$	0,150 m
$\alpha$	$1^\circ$
$\gamma$	$6,8^\circ$
$R_{dyn}$	0,305 m
$R_r$	0,03456 m
$R_R$	0,10517 m

Kolová síla, pocházející od krouticího momentu na zadním kole je:

$$F_k = \frac{M_{kk}}{R_{dyn}} = \frac{173,4}{0,305} = 568,5 \text{ N} \quad (3.19)$$

Poloměr roztečné kružnice malé řetězky, nutný k určení síly v řetězu, je spočten dle vztahu 3.20, uvedeného v [1], kde  $z_r$  je počet zubů male řetězky, patrný ze schématu na obrázku 3.2 a  $t$  je rozteč řetězu sekundárního převodu dle [7], uvedená v [1]. Na motocyklu je použit řetěz 08 B – 1 dle ČSN 02 3311.2.

$$R_r = \frac{t \cdot \left(\sin \frac{180}{z_r}\right)^{-1}}{2} = \frac{12,7 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\sin \frac{180}{17}\right)^{-1}}{2} = 0,03456 \text{ m} \quad (3.20)$$

Síla v řetězu pak je:

$$F_r = \frac{M_{k_m} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_L^4 \cdot \eta_Z^2 \cdot \eta_{BR}^2 \cdot \eta_{RO}}{R_r} = \frac{30 \cdot 1,62 \cdot 1,33 \cdot 0,99^8 \cdot 0,98}{0,03456} = 1691 \text{ N} \quad (3.21)$$

Kolová síla i síla v řetězu byly rozloženy na jednotlivé složky dle zvoleného souřadného systému, který je patrný ze schématu na obrázku 3.3.

Rozklad kolové síly:

$$F_{k_y} = F_k \cdot \sin \alpha = 568,5 \cdot \sin 1^\circ = 9,9 \text{ N} \quad (3.22)$$

$$F_{k_x} = F_k \cdot \cos \alpha = 568,5 \cdot \cos 1^\circ = 568,4 \text{ N} \quad (3.23)$$

Rozklad síly v řetězu:

$$F_{r_y} = F_r \cdot \sin \gamma = 1691 \cdot \sin 6,8^\circ = 200,2 \text{ N} \quad (3.24)$$

$$F_{r_x} = F_r \cdot \cos \gamma = 1691 \cdot \cos 6,8^\circ = 1679 \text{ N} \quad (3.25)$$

### 3.4 Výpočet reakce v čepu kyvné vidlice

Sečtením příslušných složek všech vypočtených zatěžujících sil byla vztahem 3.28 určena výsledná reakce, přenášející se přes ložiska do čepu vidlice.

$$R_x = F_{tl_x} - F_{z_x} - F_{r_x} - F_{k_x} = -1244 \text{ N} \quad (3.26)$$

$$R_y = -F_{tl_y} + F_{z_y} - F_{r_y} - F_{k_y} = -1510 \text{ N} \quad (3.27)$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{(-1244)^2 + (-1510)^2} = 1956 \text{ N} \quad (3.28)$$

## 4 Pevnostní výpočet

Vzhledem ke složitému tvaru a skladbě zatížení byl pevnostní výpočet proveden pomocí metody konečných prvků. Model vidlice byl vytvořen pomocí aplikace Inventor firmy Autodesk a samotný výpočet byl proveden v témže programu.

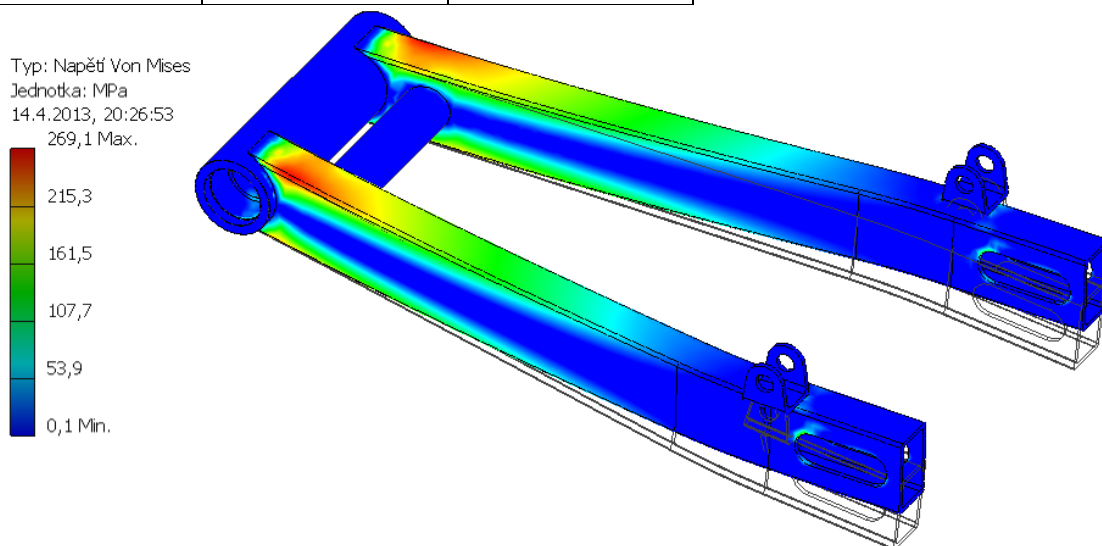
Ramena jsou vyrobena z čtyřhranných trubek obdélníkového průřezu 50x30x3 dle ČSN EN 10219-2. Materiál použitého polotovaru je konstrukční ocel ČSN 11 523 (S335JO dle EN 10025-2:2004). Hlavní trubka vidlice je vysoustružena z polotovaru ve formě trubky  $\phi 50 \times 10$  dle ČSN 42 6711 z materiálu ČSN 11 353 (SPT360 dle EN 10027-1). Výztužná trubka je vyrobena z polotovaru  $\phi 30 \times 3$  z téhož materiálu. Mechanické vlastnosti použitých materiálů jsou uvedeny v tabulkách 4.1 a 4.2.

Tabulka 4.1 Vlastnosti materiálu 11 523 [10]

11 523		
Název	Značka	Hodnota [MPa]
Mez kluzu	$R_e$	335
Mez pevnosti	$R_m$	470 – 630
Svařitelnost	-	dobrá

Tabulka 4.2 Vlastnosti materiálu 11 353 [11]

11 353		
Název	Značka	Hodnota [MPa]
Mez kluzu	$R_e$	216 – 245
Mez pevnosti	$R_m$	343 – 441
Svařitelnost	-	zaručená



Obrázek 4.1 Průběh napětí

Jak lze vidět z obrázku, maximální napětí při ohybu ramen je u místa napojení na hlavní trubku a jeho hodnota dle hypotézy HMM činí  $\sigma_{max}^{HMM} = 269,1$  MPa. Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu materiálu ramen pak je:

$$K_s = \frac{R_{e11523}}{\sigma_{max}^{HMM}} = \frac{335}{269,1} = 1,24 [-] \quad (4.1)$$



Již při stanovení zatěžujících sil byly tyto velmi zdůrazněny ve formě součinitele dynamického rázu. Do výpočtu rovněž nebyla zahrnuta tlumicí síla, která má směr proti ohybu ramen. Bylo to z důvodu jejího proměnlivého charakteru a tím i složitého následného výpočtu. Vzhledem k výše zmíněným faktům je konstrukce vidlice považována za robustní a tuhou a výsledná bezpečnost 1,24 za vyhovující.

## 5 Kontrola trvanlivosti ložisek

Jako otočného elementu je použito jehlových ložisek. Byla vybrána alternativa ložiska bez vnitřního kroužku, který bude vyroben zvlášť a bude zároveň sloužit jako kluzná plocha pro břit hřídelového těsnění a axiální příložky. Vzhledem k daným rozměrům vidlice, snaže zachovat co nejvíce původních součástí a možnosti napojit se na nezměněný zbytek motocyklu byly rozměry čepu vidlice, příšroubovaného k rámu, zachovány. Tím byla také určena minimální hodnota vnitřního průměru ložisek  $F_w$ .

Byla vybrána ložiska firmy INA skupiny Schaeffler Technologies AG & Co. KG. V jejím širokém sortimentu jsou i jehlová ložiska bez vnitřního kroužku, která rozměrově vyhovují dané zástavbě a lze je tedy užít bez náročnějších úprav vidlice i čepu.

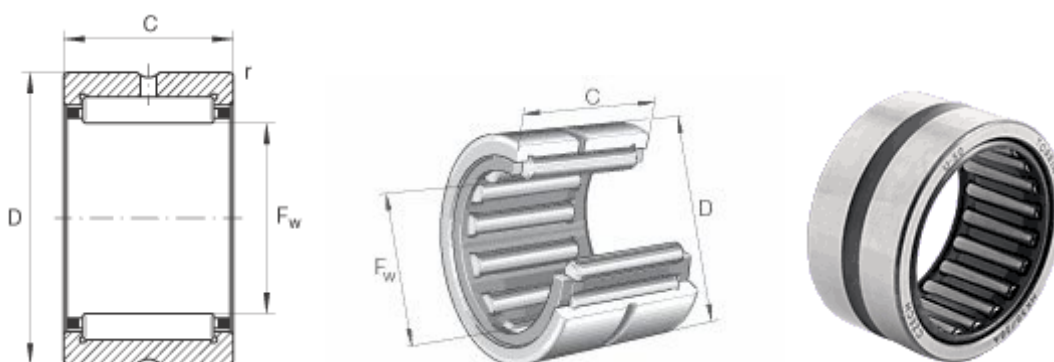
Jsou použita ložiska NK 28/20, jejichž rozměry jsou uvedeny v tabulce 5.1 a parametry dle výrobce v tabulce 5.2 [8].

Tabulka 5.1 Rozměry použitých ložisek

Název	Značka	Hodnota [mm]
Vnější průměr	$D$	37
Vnitřní průměr	$F_w$	28
Šířka	$C$	20

Tabulka 5.2 Parametry použitých ložisek

Název	Značka	Hodnota [kN]
Statická únosnost	$C_0$	34
Dynamická únosnost	$C$	24,8
Mezní únavové zatížení	$C_u$	5,9
Hmotnost	$m$	0,0522 kg



Obrázek 5.1 Jehlové ložisko bez vnitřního kroužku [24]

Vzhledem ke kývavému pohybu vidlice je provedena statická kontrola ložisek. Jelikož jsou užita dvě ložiska, bude každé z nich přenášet polovinu reakční síly. Ekvivalentní zatížení je tedy rovno polovině reakce  $R$ .

$$K_s = \frac{R_{e_{11523}}}{\sigma_{max}^{HMH}} = \frac{335}{269,1} = 1,24 [-] \quad (5.1)$$

$$P_0 = \frac{R}{2} = \frac{1956}{2} = 978 \text{ N} \quad (5.2)$$

Výsledná statická bezpečnost každého ložiska pak činí

$$S_o = \frac{C_0}{P_0} = \frac{34}{978 \cdot 10^{-3}} = 35 [-] \quad (5.3)$$

Tato statická bezpečnost je velmi vysoká a zajistí dlouhou a spolehlivou životnost ložisek. Jak patrně, jistě by v této kontrole vyhověla i ložiska menších rozměrů a únosnosti. Jak ale bylo řečeno výše, jejich použití je nemožné vzhledem k zástavbovým rozměrům.

## 6 Kontrola čepu kyvné vidlice

Uložení kyvné vidlice bylo koncipováno tak, aby mohlo pokud možno co nejvíce součástí zůstat původních. Na čepu vidlice nebylo třeba žádných zvláštních úprav, zůstal tedy zachován originální díl a bylo zkontrolováno, zda vyhovuje pevnostním podmínkám. Jeho rozměry, potřebné pro výpočet, byly změřeny přímo na originálním dílu a jsou zaznamenány v tabulce 6.1.

Tabulka 6.1 Rozměry čepu

Název	Značka	Hodnota [mm]
Vnější průměr čepu	$D_{\epsilon}$	22
Vnitřní průměr čepu	$d_{\epsilon}$	17
Poloha středu ložiska	$p$	28,5
Vzdálenost středů ložisek	$q$	146



Obrázek 6.1 Čep kyvné vidlice Jawa 350/634; detail závitu [25]

### 6.1 Kontrola čepu na ohyb

Čep byl zkontrolován na ohyb a byly v něm vyšetřeny průběhy ohybového momentu a posouvajících sil. Síly, které jej namáhají, pocházející od reakce v ložiscích, byly umístěny v půlce šířky ložisek. Podpory jsou uvažovány ve středech uchycení k rámu. Schéma výpočtu a průběhy jsou patrné z obrázku 6.3.

Ze statické rovnováhy sil byly určeny velikosti reakcí v místech podpor, tedy uchycení k rámu motocyklu.

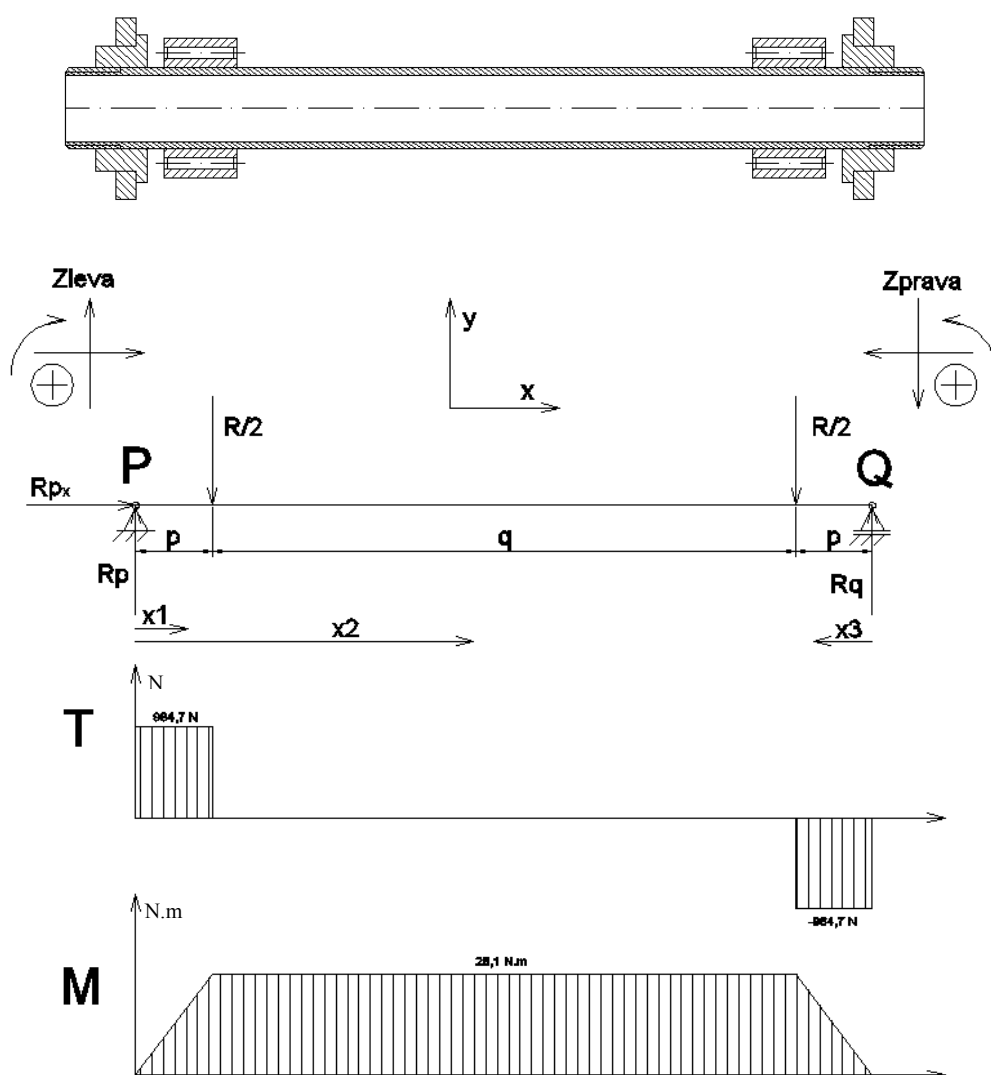
$$\sum F_{ix} = 0 \quad (6.1)$$

$$R_{px} = 0 \text{ N} \quad (6.2)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (6.3)$$

$$R_p + R_q - 2 \cdot \frac{R}{2} = 0 \text{ N} \quad (6.4)$$

$$R_p = R_q = \frac{R}{2} = \frac{1956}{2} = 978 \text{ N} \quad (6.5)$$



Obrázek 6.2 Kontrola čepu

Dále byly určeny průběhy posouvajících sil a ohybového momentu ve stanovených intervalech  $x$  1-3. Celkový průběh a velikosti intervalů jsou zakresleny v obrázku 6.2.

### Interval $x_1$

$$T_{x_1} = R_p \quad (6.6)$$

$$T_{(x_1=0)} = 978 \text{ N} \quad (6.7)$$

$$T_{(x_1=p)} = 978 \text{ N} \quad (6.8)$$

$$M_{O_{x_1}} = R_p \cdot x_1 \quad (6.9)$$

$$M_{O_{(x_1=0)}} = 0 \text{ Nm} \quad (6.10)$$

$$M_{O_{(x_1=p)}} = 28 \text{ Nm} \quad (6.11)$$

### Interval x2

$$T_{x2} = R_p - \frac{R}{2} \quad (6.12)$$

$$T_{(x2=p)} = 0 \text{ N} \quad (6.13)$$

$$T_{(x2=p+q)} = 0 \text{ N} \quad (6.14)$$

$$Mo_{x2} = R_p \cdot x2 - \frac{R}{2} \cdot (x2 - p) \quad (6.15)$$

$$Mo_{(x2=p)} = 28 \text{ Nm} \quad (6.16)$$

$$Mo_{(x2=p+q)} = 28 \text{ Nm} \quad (6.17)$$

### Interval x3

$$T_{x3} = -R_q \quad (6.18)$$

$$T_{(x3=0)} = -978 \text{ N} \quad (6.19)$$

$$T_{(x3=p)} = -978 \text{ N} \quad (6.20)$$

$$Mo_{x3} = R_q \cdot x3 \quad (6.21)$$

$$Mo_{(x3=0)} = 0 \text{ Nm} \quad (6.22)$$

$$Mo_{(x3=p)} = 28 \text{ Nm} \quad (6.23)$$

Jak je patrné z obrázku, na délce mezi působišti zatěžujících sil, resp. středy jehlových ložisek, je posouvající síla nulová a je zde maximum ohybového momentu, který činí  $Mo_{max} = 28 \text{ Nm}$ . Maximální ohybové napětí je tedy dle vztahu 6.24:

$$\sigma_{o_{max}} = \frac{Mo_{max}}{W_o} = \frac{Mo_{max}}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_{\check{c}}^4 - d_{\check{c}}^4}{D_{\check{c}}}} = \frac{28 \cdot 10^3}{\frac{\pi}{32} \cdot \frac{22^4 - 17^4}{22}} = 42 \text{ MPa} \quad (6.24)$$

Materiál čepu, použitý v originální prvovýrobě není znám. Byla tedy uvažována běžná konstrukční ocel 11 373, jejíž dovolené napětí v ohybu dle [3] je  $\sigma_{oD} = 70 \text{ MPa}$ .

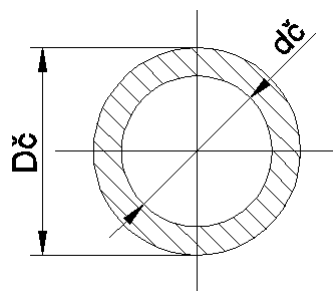
$$K_s = \frac{\sigma_{oD}}{\sigma_{o_{max}}} = \frac{70}{42} = 1,66 [-] \geq 1,5 \quad (6.25)$$

Výsledná statická bezpečnost čepu v ohybu je 1,66, čep tedy z hlediska ohybu vyhovuje.

### 6.2 Kontrola čepu na střih

Dále byla provedena kontrola čepu na střih. Na obrázku 6.3 je znázorněn průřez čepem, který má tvar mezikruží. Obsah tohoto průřezu je:

$$S_{\check{c}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\check{c}}^2 - d_{\check{c}}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (22^2 - 17^2) = 153,2 \text{ mm}^2 \quad (6.26)$$



Obrázek 6.3 Průřez čepu

Střížné napětí pak je:

$$\tau_s = \frac{R}{2 \cdot S_{\check{c}}} = \frac{1956}{2 \cdot 153,2} = 6,4 \text{ MPa} \quad (6.27)$$

Dovolené střížné napětí pro ocel 11 373 je dle [3]  $\tau_{sD} = 50 \text{ MPa}$

$$K_s = \frac{\tau_{sD}}{\tau_s} = \frac{50}{6,4} = 7,8 [-] \geq 1,5 \quad (6.28)$$

Z hlediska stříhu tedy čep rovněž vyhovuje.

## 7 Rozeta

Byla zvolena alternativa výroby nové rozety. Jako základ slouží obrobený kotouč z hliníkové slitiny, k němuž jsou přišroubovány ozubce, přenášející krouticí moment. Na těchto ozubcích jsou navlečeny gumové tlumiče záběru, které zůstanou původní. Každý ozubec je k nosnému kotouči rozety přišroubován dvojicí šroubů M5x50 s vnitřním šestihranem dle ČSN 02 1143. Rovněž je pomocí těchto šroubů přišroubován věnec rozety. Nakonec byla dána přednost alternativě výroby nového věnce před koupí konvenčního výrobku. Tím je možno využít k přichycení věnce už instalované šrouby a není třeba používat další, jak by tomu bylo u konvenčního výrobku, neboť by zde neseděly rozteče děr. Dojde tak k úspoře hmotnosti a potlačení množství rotujících hmot. Další úspory hmotnosti je navíc dosaženo vylehčujícím odvrtáním kotouče rozety a vybráním samotného věnce. Věnec je na rozetě středěn obrobeným výstupkem, na který těsně doléhá svým vnitřním průměrem. Uložení rozety je zachováno původní. Je provedeno prostřednictvím kuličkového ložiska 6205 2RS dle ČSN 02 4630, oboustranně zajištěného pojistnými kroužky 52 dle ČSN 02 2931.

Výše popsanou úpravou bylo dosaženo snadné vyměnitelnosti věnce, který navíc může být vyroben z kvalitnějšího materiálu, než původní a dosahovat tak vyšší životnosti. Druhým pozitivem je snížení hmotnosti rotujícího celku z původních cca 1,5 kg na 1,3 kg. Tato úspora činí takřka 15%. Výsledný výrobek je zobrazen na obrázku 7.1.



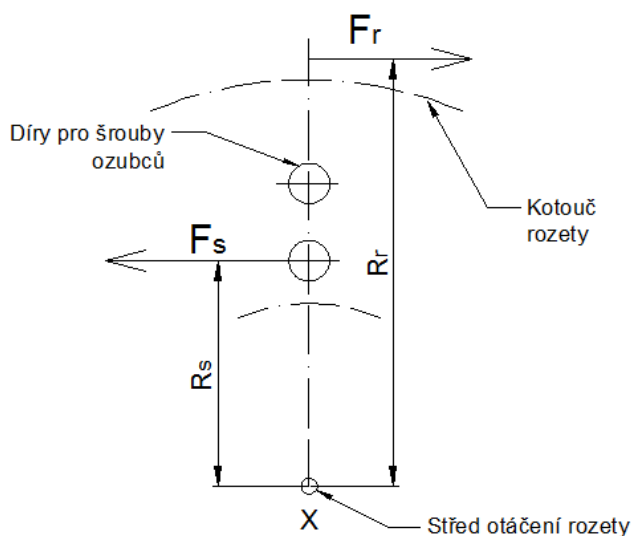
Obrázek 7.1 – Přepracovaná rozeta

### 7.1 Pevnostní kontrola šroubů

Každý z 6 ozubců je uchycen prostřednictvím dvou šroubů s vnitřním šestihranem M5x50. Hlavy šroubů jsou zapuštěny. Na každém ozubci je navlečený gumový tlumič záběru, který se vnějšími stěnami opírá o vybrání v bubnu kola. Tyto ozubce přenášejí na kolo sílu od řetězu, vyvolanou hnacím ústrojím. Použité šrouby musí zachytit třením hnací sílu pocházející od řetězu, a také ohybový moment vzniklý tím, že ozubce sílu nepřenášejí v rovině rozety. Pevnostní kontrola byla tedy provedena s ohledem na oba druhy namáhání.



Reakce na sílu v řetězu, která namáhá šrouby, byla určena z momentové rovnováhy vůči středu otáčení rozety. Byla určena pro šrouby ležící na menším průměru, neboť ty přenáší větší sílu. Způsob výpočtu je patrný z obrázku 7.2, potřebné rozměry jsou uvedeny v tabulce 7.1.



Obrázek 7.2 Působení sil na rozetu

Tabulka 7.1 Rozměry kotouče rozety

Název	Značka	Hodnota [m]
Roztečný poloměr ozubení věnce rozety	$R_r$	0,10517
Roztečný poloměr vnitřních šroubů	$R_s$	0,0555

Celková reakce na tyto šrouby od síly v řetězu je:

$$\sum M_x = 0 \quad (7.1)$$

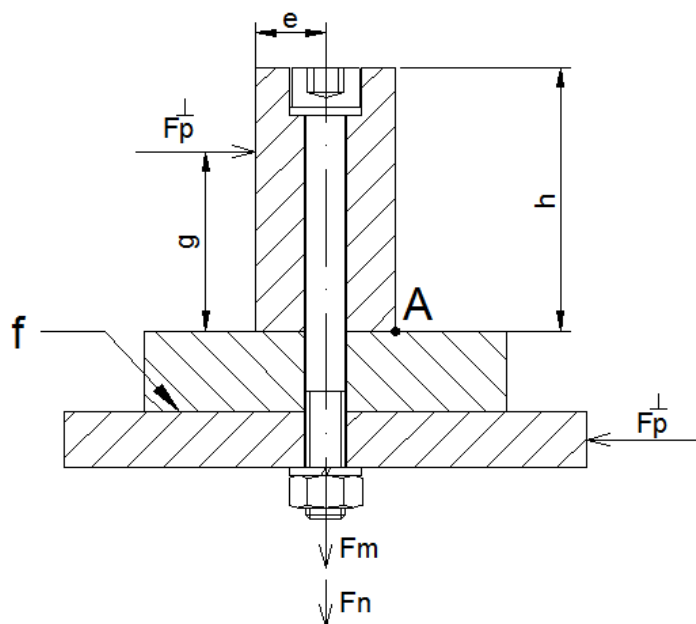
$$F_r \cdot R_r - F_s \cdot R_s = 0 \quad (7.2)$$

$$F_s = \frac{F_r \cdot R_r}{R_s} = \frac{1691 \cdot 0,10517}{0,0555} = 3204 \text{ N} \quad (7.3)$$

Z této síly byla určena síla, kterou je potřeba přenést jedním šroubem. Je předpokládán rovnoměrný přenos zatížení všemi šrouby najednou, pak tedy síla zachycená jedním šroubem je:

$$F_p^\perp = \frac{F_s}{12} = 267 \text{ N} \quad (7.4)$$

Osová síla ve šroubu, vyvozená jeho utaháním, musí jednak přenést toto zatížení třením a taky musí zachytit klopný moment, vzniklý tím, že zatížení se nepřenáší v rovině věnce rozety. Řez smontovanou sestavou je na obrázku 7.3 a jeho rozměry v tabulce 7.2.



Obrázek 7.3 Řez uchycením ozubce rozety

Tabulka 7.2 Rozměry ozubců

Název	Značka	Hodnota [m]
Šířka ozubce	$e$	0,00876
Působíště kolmé síly	$g$	0,0255
Výška ozubce	$h$	0,036

Síla, potřebná k přenosu síly od řetězu třením, je spočtena dle vztahu 7.6. Součinitel smykového tření mezi plochami byl zvolen dle [3] jako  $f = 0,3 [-]$ . Působící síla, kolmá na osu šroubu, byla navíc násobena koeficientem  $k$  z důvodu zahrnutí dynamických rázů do výpočtu. Celý řetězový převod je značně namáhán rázovitým provozem, zejména při střídání akcelerace a decelerace, což je respektováno vyšší hodnotou  $k = 2 [-]$ .

$$k \cdot F_p^\perp = F_n \cdot f \quad (7.5)$$

$$F_n = \frac{k \cdot F_p^\perp}{f} = \frac{2 \cdot 270}{0,3} = 1780 \text{ N} \quad (7.6)$$

Síla potřebná k překonání klopného momentu je spočtena z momentové rovnováhy vůči bodu A podle vztahu 7.9.

$$\sum M_A = 0 \quad (7.7)$$

$$F_m \cdot e - F_p^\perp \cdot g \cdot k = 0 \quad (7.8)$$

$$F_m = \frac{F_p^\perp \cdot g \cdot k}{e} = \frac{270 \cdot 25,5 \cdot 2}{8,76} = 1554 \text{ N} \quad (7.9)$$

Potřebná osová síla vyvozená utažením šroubu je pak dána součtem obou složek.

$$F_o = F_m + F_n = 1554 + 11780 = 3334 \text{ N} \quad (7.10)$$

Použité šrouby jsou pevnostně zkontrolovány dle Guestovy pevnostní hypotézy. Parametry použitých šroubů jsou uvedeny v tabulce 7.3.

Tabulka 7.3 Parametry šroubů

Název	Značka	Hodnota [mm]
Velký průměr	$d_1$	5
Střední průměr	$d_2$	4,480
Malý průměr	$d_3$	4,019
Stoupání	$P$	0,8
Úhel metrického závitu	$\alpha$	60°

Tahové napětí v jádře šroubu činí:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S} = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{3372}{\pi \cdot \left(\frac{4,019}{2}\right)^2} = 263 \text{ MPa} \quad (7.11)$$

Redukovaný třecí úhel je:

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \arctg \frac{0,3}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 19,1^\circ \quad (7.12)$$

a úhel stoupání:

$$\Psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{0,8}{\pi \cdot 4,480} = 3,25^\circ \quad (7.13)$$

Napětí ve šroubu od krutu je:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{3372 \cdot \operatorname{tg}(3,25 + 19,1) \cdot \frac{4,480}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 4,019^3} = 241 \text{ MPa} \quad (7.14)$$

Redukované napětí dle Guestovy pevnostní hypotézy je pak spočítáno dle vztahu 7.15:

$$\sigma_{red}^{GUEST} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{266^2 + 4 \cdot 244^2} = 549 \text{ MPa} \quad (7.15)$$

Jsou použity šrouby pevnostní třídy 8.8. Jejich hodnota meze kluzu je dle [3]

$$R_e = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ MPa} \quad (7.16)$$

Výsledná statická bezpečnost vůči mezi kluzu pak činí:

$$K_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}^{GUEST}} = \frac{640}{549} = 1,17 [-] \quad (7.17)$$

## 7.2 Pevnostní kontrola věnce rozety

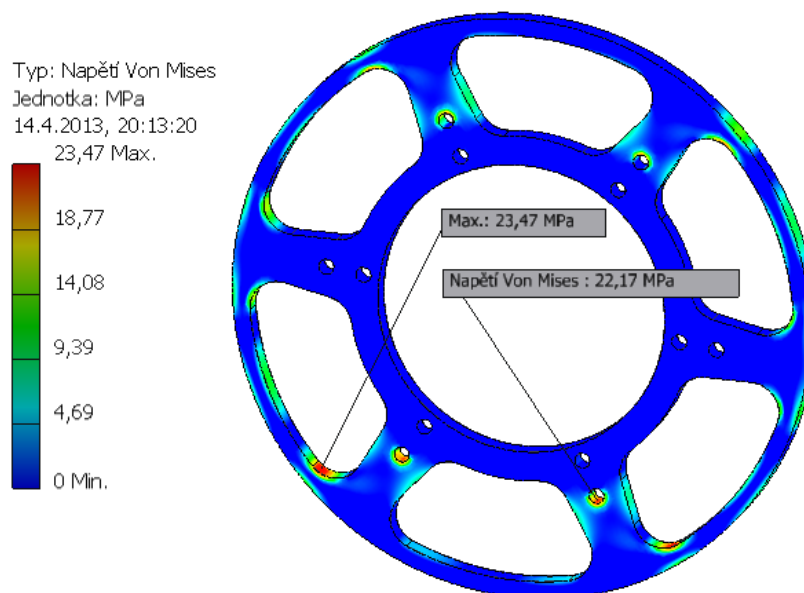
Věvec rozety bude vyroben z ořezavzdorného konstrukčního materiálu HARDOX 450 švédské firmy SSAB Oxelösund AB [12], jehož mez kluzu je  $R_e = 1200 \text{ MPa}$  a mez pevnosti  $R_m = 1400 \text{ MPa}$ . Tento materiál dosahuje tvrdosti 425 – 475 HB. Využívá se hlavně na

výrobu koreb, bagrovacích lžic atp., ale je s úspěchem používán i na výrobu kotoučů kotoučových brzd a řetězových kol motocyklů. Pro přehlednost jsou potřebné mechanické vlastnosti uvedeny v tabulce 7.4.

Tabulka 7.4 Vlastnosti materiálu HARDOX 450

HARDOX 450	
Mez kluzu $R_e$	1200 MPa
Mez pevnosti $R_m$	1400 MPa
Tvrдость HB	425 - 475

Samotná pevnostní kontrola věnce rozety byla provedena programem Autodesk Inventor. Pro simulaci reálných podmínek byly do otvorů pro úchytné šrouby zavedeny pevné vazby a na obvod věnce byl zaveden výše vypočtený kroučící moment na sestavě zadního kola  $M_{kk} = 173,4 \text{ Nm}$ , pocházející od řetězové síly  $F_r = 1691 \text{ N}$ . Stejně jako u výpočtu šroubů, i zde byla působící síla násobena součinitelem dynamických rázů  $k = 2 [-]$ . Pro zjednodušení výpočtu a umožnění zavedení kroučícího momentu na obvod věnce bylo odstraněno ozubení. Obvod věnce je tedy o rozměr ozubení užší. Toto ozubení je provedeno, stejně jako původní, dle normy ČSN 01 4809 a pevnostně tedy vyhovuje.



Obrázek 7.4 Průběh napětí

Maximální napětí při zatížení výpočtovým kroučícím momentem je v dírách horních úchytných šroubů a jeho hodnota dle hypotézy HMM činí  $\sigma_{max} = 23,47 \text{ MPa}$ . Výsledná statická bezpečnost je vůči mezi kluzu materiálu:

$$K_s = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{1200}{23,47} = 51[-] \quad (7.18)$$

Tato hodnota je velmi vysoká i s přihlédnutím k velkým dynamickým rázům, které mohou v řetězovém převodu při provozu nastat. Celková konstrukce věnce s jeho vylehčeními byla tedy vzhledem k velmi vysoké bezpečnosti shledána vyhovující.

Jak je patrné z obrázku, při případném porušení by došlo buď k ohybu obvodu věnce v místě napojení příček, nebo k usmýknutí příček věnce v místech horních děr pro šrouby.

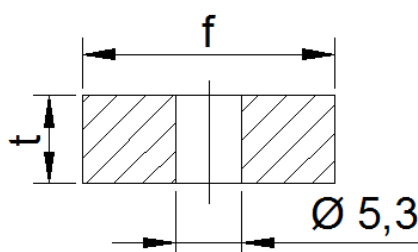
Toto místo bylo tedy zkontrolováno na smyk. Bylo předpokládáno, že každá příčka přenáší jednu šestinu redukované střižné síly ze síly v řetězu, spočtenou dle vztahu 7.19. Příčka by se stříhala na průřezu nakresleném na obrázku 7.5, jehož obsah je  $S_p$ . Příslušné rozměry průřezu byly změřeny přímo na modelu a jsou uvedeny v tabulkách 7.5 a 7.6. Průměr díry pro šroub M5 je volen dle [1].

Tabulka 7.5 Rozměry rozety

Název	Značka	Hodnota [m]
Roztečný poloměr ozubení věnce rozety	$R_r$	0,10517
Roztečný poloměr vnějších šroubů	$R_u$	0,0685

Redukovaná střižná síla se spočte ze síly v řetězu přepočtem přes roztečné průměry:

$$F_u = \frac{F_r \cdot R_r}{R_u} = \frac{1691 \cdot 105,17}{68,5} = 2596 \text{ N} \quad (7.19)$$



Obrázek 7.5 Průřez příčky

Tabulka 7.6 Rozměry průřezu příčky

Název	Značka	Hodnota [mm]
Tloušťka věnce	$t$	7
Šířka příčky	$f$	20
Průměr díry	$d_d$	5,3

Smykové napětí v kritickém místě pak činí:

$$\tau_s = \frac{F_u}{S_p} = \frac{F_u}{6 \cdot t \cdot (f - d_d)} = \frac{2596}{6 \cdot 7 \cdot (20 - 5,3)} = 4,2 \text{ MPa} \quad (7.20)$$

Dovolené napětí ve smyku je dle [13] uvažováno:

$$\tau_{sD} \cong 0,6 \cdot \sigma_{tD} = 0,6 \cdot \frac{R_e}{k} = 0,6 \cdot \frac{1200}{1,5} = 480 \text{ MPa} \quad (7.21)$$

Výsledná statická bezpečnost proti usmýknutí příček pak je:

$$K_s = \frac{\tau_{sD}}{\tau_s} = \frac{480}{4,2} = 114 [-] \quad (7.22)$$

Tato bezpečnost je rovněž velmi vysoká a ani při extrémním zatížení a rázech při provozu nehrozí porušení příček a následná destrukce věnce. Konstrukční návrh nového věnce tedy vyhovuje.

## 8 Závěr

Na základě zadání a stanovených parametrů byla navržena zadní kyvná vidlice pro motocykl Jawa 350/634, která by se však bez větších obtíží dala použít i na pozdější typy motocyklů Jawa 350. Navržená konstrukce je dostatečně tuhá a robustní tak, aby spolehlivě vydržela maximální přípustné zatížení, uvedené výrobcem.

Byla navržena jak konstrukce samotné vidlice, tak způsob jejího otočného uchycení k rámu prostřednictvím jehlových ložisek, jejich utěsnění, a také byla vytvořena nová rozeta. Všechny navržené součásti jsou vytvořeny tak, aby potlačovaly, nebo úplně eliminovaly všechny výše zmíněné nedostatky stávající konstrukce. Normalizované části, jako např. ozubení věnce rozety, byly navrženy podle v ČR platných norem.

Součástí práce je komplexní silový rozbor, na jehož základě byly veškeré navrhované součásti dimenzovány. Klíčové součásti jsou poté pevnostně zkontrolovány metodou konečných prvků. Dále je výpočtem ověřena bezpečnost kritických míst. Jsou rovněž navrženy vhodné materiály pro výrobu těchto dílů tak, aby byla zajištěna dostatečná tuhost a životnost. Jak je patrné z výsledků práce, konstrukce dílů je dostatečně kvalitní a dimenzována pro výpočtové zatížení. Díly by tedy bylo možno vyrobít a na motocyklu prakticky používat pro provoz na veřejných komunikacích. V tomto případě by ale bylo třeba jak samotné díly, tak celek s motocyklem zkontrolovat a homologovat pro silniční provoz v certifikované zkušebně dle platné legislativy ČR.

Dále byla vytvořena výkresová dokumentace dle zadání. Byly tedy splněny všechny požadavky zadání a cíle vytyčené v úvodu této práce. Výsledek celé práce je znázorněn na následujícím obrázku.



## 9 Literatura

### Tištěné zdroje

- [1] VÁVRA, P. et al *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983.
- [2] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2012, 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [3] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů: Části spojovací* 1. vyd. Ostrava: VŠB - TU Ostrava, 2007, 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [4] VLK, F. Ovladatelnost a stabilita motocyklu. *Soudní inženýrství*. 2004, č. 6. Dostupné z: [www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-06-303-311.pdf](http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-06-303-311.pdf)
- [5] VLK, F. Rámy a odpružení motocyklů. *Soudní inženýrství*. 2004, č. 3. Dostupné z: [www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-03-159-177.pdf](http://www.sinz.cz/archiv/docs/si-2004-03-159-177.pdf)
- [6] JANSA, V. et al *Konstrukce motocyklu*. Praha: SNTL, 1960, 748 s.
- [7] JAWA N.P. *Návod k obsluze Jawa 350/634-7*. Praha, 1982.
- [8] ČSN 01 4809 *Kloubové řetězy. Výpočet řetězových převodů*. Český normalizační institut, Praha, 1972.

### Internetové zdroje

- [9] Katalog ložisek INA a FAG: <[medias.schaeffler.de](http://medias.schaeffler.de)> [cit. 2013-03-02]
- [10] Vlastnosti materiálu 11 523: <<http://prirucka.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/techprirI/tycovaocel/EN10025/S355JO/>> [cit. 2013-04-06]
- [11] Vlastnosti materiálu 11 353: <<http://frippersy.sweb.cz/tabulky/pages/mat1.htm>> [cit. 2013-04-06]
- [12] SSAB Oxelösund AB: <[www.ssab.com](http://www.ssab.com)> [cit. 2013-04-06]
- [13] Mechanické vlastnosti materiálů: <[fyzikalniolympiada.cz/texty/pruznost.pdf](http://fyzikalniolympiada.cz/texty/pruznost.pdf)> [cit. 2013-04-06]
- [14] <<http://www.motorkari.cz/clanky/jak-na-to/technika-motocyklu-8.-cast-podvozek-3456.html>> [cit. 2013-02-11]
- [15] <<http://www.simonberan.wz.cz/obrazky/perak%2013.JPG>> [cit. 2013-02-11]
- [16] <<http://www.rajveteranu.cz/1326-jawa-250-perak-zatec>> [cit. 2013-02-11]
- [17] <<http://racingcafe.blogspot.cz/2012/07/ducati-750-pantahstica-2012-by-radical.html>> [cit. 2013-02-13]
- [18] <[http://www.kawasaki-cp.khi.co.jp/mcy/off-road/11\\_kx450e\\_essence\\_2\\_e.html?page=3](http://www.kawasaki-cp.khi.co.jp/mcy/off-road/11_kx450e_essence_2_e.html?page=3)> [cit. 2013-02-16]
- [19] <[http://www.motocykl-online.cz/gallery\\_popup.php?img\\_id=90912](http://www.motocykl-online.cz/gallery_popup.php?img_id=90912)> [cit. 2013-02-16]

- [20] <[http://www.motocykl-online.cz/gallery\\_popup.php?img\\_id=90915](http://www.motocykl-online.cz/gallery_popup.php?img_id=90915)> [cit. 2013-02-18]
- [21] <<http://www.motorkari.cz/forum-detail/?fid=5&ft=71421>> [cit. 2013-02-18]
- [22] <<http://etovar.cz/cs/ceske-povalecne-motocykly/2133-jawa-kyvacka-cep-kyvne-vidlice.html>> [cit. 2013-02-20]
- [23] <[http://jenikovo.misto.cz/\\_MAIL\\_/Foto/Full/cep\\_kyvky.JPG](http://jenikovo.misto.cz/_MAIL_/Foto/Full/cep_kyvky.JPG)> [cit. 2013-03-12]
- [24] <[http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/NTN/all/NK-28\\_20-1/](http://www.zkl-loziska.cz/Vyrobky-info/NTN/all/NK-28_20-1/)> [cit. 2013-03-09]
- [25] <<http://www.motokramek.cz/cep-kyvne-vidlice-jawa-350-634-638-640/>> [cit. 2013-03-12]

### **Použitý software**

Microsoft Office Word 2010

Microsoft Office Powerpoint 2010

Autodesk Inventor 2012

Autodesk AutoCAD 2012



## Seznam příloh

<b>Výkres</b>	<b>Název výkresu</b>	<b>Označení</b>	<b>Formát</b>
Výkres sestavy	Zadní kyvná vidlice	JAN0180-BP-00	A0
Výrobní výkres	Věvec rozety	JAN0180-BP-00-01	A2

Děkuji Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph.D. za cenné rady a pomoc ve formě konzultací při vypracovávání bakalářské práce. Dále děkuji své rodině za trpělivost a podporu při studiu.