

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

DIPLOMOVÁ PRÁCE

System řízení motocyklu s použitím čtyřkloubového mechanismu

Autor: **Bc. Jan LÁŠEK**
Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan LÁŠEK**
Osobní číslo: **S11N0066P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**
Název tématu: **Systém řízení motocyklu s použitím čtyřkloubového mechanismu**
Zadávající katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Proveďte studii mechanismu řízení předního kola motocyklu s použitím čtyřkloubového mechanismu. Navrhněte konstrukční řešení zavěšení kola včetně řídicího mechanismu a ve zvoleném CAD systému zhotovte 3D model. Proveďte potřebné výpočty a analýzy a vytvořte výkresovou dokumentaci v dohodnutém rozsahu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, studie
2. Specifikace požadavků
3. Konstrukční řešení, 3D data
4. Výpočty, analýzy, výkresová dokumentace
5. Zhodnocení výsledků, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1.* Brno: Vlastní nakl., 2004

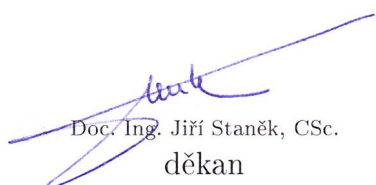
VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2.* Brno: Vlastní nakl., 2004

STANĚK, J., NĚMEJC, J. *Metodika zpracování a úprava diplomových (bakalářských) prací.* Plzeň: ZČU, 2005


Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Ladislav Tříška**
Regionální technologický institut

Datum zadání diplomové práce: **23. září 2013**
Termín odevzdání diplomové práce: **23. května 2014**


Doc. Ing. Jiří Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 23. září 2013

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Lášek	Jméno Jan		
STUDIJNÍ OBOR	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKS			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Systém řízení motocyklu s použitím čtyřkloubového mechanismu			

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	71	TEXTOVÁ ČÁST	67	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce se zabývá studii a konstrukčním návrhem systému řízení motocyklu s použitím čtyřkloubového mechanismu. Součástí práce je i přehled současných systémů řízení, postup stanovení nového konstrukčního řešení, tvorba 3D modelů, výkresů a MKP analýz.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Motocykly, řízení, čtyřkloubový mechanismus, zavěšení kola, vidlice, CAD, 3D modely, konstrukční návrh, MKP analýzy</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Lášek	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2301T001 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Němec, CSc.	Name Ladislav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Four-bar steering system of a motorcycle		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	71	TEXT PART	67	GRAPHICAL PART	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma thesis contains a study and a engineering design of the four-bar steering system of a motorcycle. The work includes a overview of present steering systems, design process, creation of 3D models, drawings and FEM analysis.
KEY WORDS	Motorcycles, steering, four-bar mechanism, wheel suspension, fork, CAD, 3D models, engineering design, FEM analysis

Obsah

1. Úvod	1
2. Teoreticko-analytická část	1
2.1. Řízení motocyklu	1
2.1.1. Rozměry a geometrie motocyklu	2
2.1.2. Ovladatelnost a stabilita	3
2.2. Konvenční typy zavěšení předního kola	8
2.2.1. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na předním kole	8
2.2.2. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na hlavě řízení	9
2.2.3. Vahadlová (kyvná) vidlice se dvěma tlumiči odpružení	9
2.2.4. Páková teleskopická vidlice	10
2.3. Mechanismus řízení	11
2.3.1. Hřídel řízení v hlavě rámu	11
2.3.2. Řízení s otočným čepem	12
2.4. Čtyřkloubový mechanismus	13
2.4.1. Druhy rovinných čtyřkloubových mechanismů	14
2.4.2. Kinematika čtyřkloubového mechanismu	14
2.4.3. Využití čtyřkloubového mechanismu v systému řízení	16
2.5. Nestandardní systémy řízení	16
2.5.1. Systém Hub-center steering Bimota	16
2.5.2. Systém RADD (Rationally Advanced Design)	18
2.5.3. Systém Difazio	18
2.5.4. Systém Telelever a Duolever BMW	19
2.6. Předpisy a směrnice pro návrh motocyklu	20
2.6.1. Vyhláška ministerstva dopravy ČR	20
2.6.2. Předpisy Evropské hospodářské komise OSN	20
2.6.3. Směrnice evropského společenství	20
2.7. Patentová rešerše	21
2.7.1. Four and five bar linkage steering mechanism for 3 wheel vehicle and methods for defining the geometry of said vehicle [13]	21
2.7.2. Motorcycle steering with four-bar linkage [14]	22
2.8. Upřesnění zadání	24
2.9. Technické parametry konkurenčních výrobků	25
2.9.1. Parametry řízení	25
2.10. Stanovení konstrukčního řešení	25

2.10.1.	Transformační proces	25
2.10.2.	Návrh transformačního procesu.....	26
2.10.3.	Transformační systém.....	26
2.10.4.	Orgánová struktura	27
2.10.5.	Varianta 1	29
2.10.6.	Varianta 2	33
2.10.7.	Varianta 3	37
2.10.8.	Hodnocení variant.....	39
2.10.9.	Rozpracování 3D modelu konstrukčního řešení.....	40
3.	Analyticko-syntetická část	49
3.1.	Analytické výpočty silového působení na motocykl.....	49
3.1.1.	Statické silové a momentové zatížení motocyklu	49
3.1.2.	Dynamické silové a momentové zatížení motocyklu.....	50
3.1.3.	Silové a momentové zatížení rámu při brzdění	51
3.2.	Příprava modelů pro MKP analýzu	52
3.2.1.	Tvorba sítě elementů	53
3.2.2.	Použité materiály.....	54
3.2.3.	Kontakty	54
3.2.4.	Okrajové podmínky.....	55
3.3.	Výsledky MKP analýz.....	56
3.3.1.	Stav statického zatížení	56
3.3.2.	Stav dynamického zatížení.....	58
3.3.3.	Stav zatížení při maximálním brzdění.....	60
3.4.	Technicko-ekonomické hodnocení.....	62
3.4.1.	Technické hodnocení.....	62
3.4.2.	Ekonomické hodnocení	63
4.	Závěr.....	65
	Použité publikace	67

Seznam vevázaných příloh

Příloha č. 1- Vybrané obrázky výsledků MKP analýzy

Seznam volně vložených příloh

Výkresová dokumentace

1. Úvod

Zadáním diplomové práce bylo provedení studie využití čtyřkloubového mechanismu jako prvku řízení a zavěšení předního kola motocyklu na základě navrženého konstrukčního řešení. Výhody konceptu použití čtyřkloubového mechanismu spočívají v možnosti jeho umístění na koncové části vodorovné kyvné vidlice, díky které jsou síly působící na přední kolo (především brzdná síla) přenášeny přímo na rám motocyklu. Tím lze eliminovat nežádoucí noření přední části motocyklu a zároveň jsou separovány funkce řízení a tlumení. Geometrie řízení není při propružení ovlivněna, což zvyšuje jízdní stabilitu a komfort.

Práce volně navazuje na řešený semestrální projekt zavěšení zadního řízeného a poháněného kola pro soutěžní tříkolové vozítko Shell Eko-marathon, kde byl koncept řízení pomocí čtyřkloubového mechanismu poprvé definován.

Cílem práce bylo nalézt silné a slabé stránky využití konceptu řízení pomocí čtyřkloubového mechanismu na základě konkrétního konstrukčního návrhu. Součástí práce bylo vhodným a racionálním způsobem navrhnout a vybrat optimální konstrukční řešení, zhotovení 3D modelů a vybraných výkresů a provedení potřebných výpočtů a MKP analýz.

Pro dosažení cílů práce byla nejprve vypracována podrobná rešerše z oblasti konstrukčních řešení zavěšení předních kol motocyklů, geometrie řízení a jejich technických parametrů. Další významnou oblastí rešerše byla patentová databáze. Na základě získaných informací došlo k upřesnění zadání a udání směru, kterým se bude dále ubírat. Pro výběr optimálního konstrukčního řešení bylo využito poznatků z metodiky EDS (Engineering Design Science), která se zabývá strategií navrhování technických systémů. Prostředky pro tvorbu 3D modelů sestavy konstrukce a MKP výpočty zajistila univerzitní počítačová laboratoř a software PTC Pro/Engineer a MSC Marc.

2. Teoreticko-analytická část

2.1. Řízení motocyklu

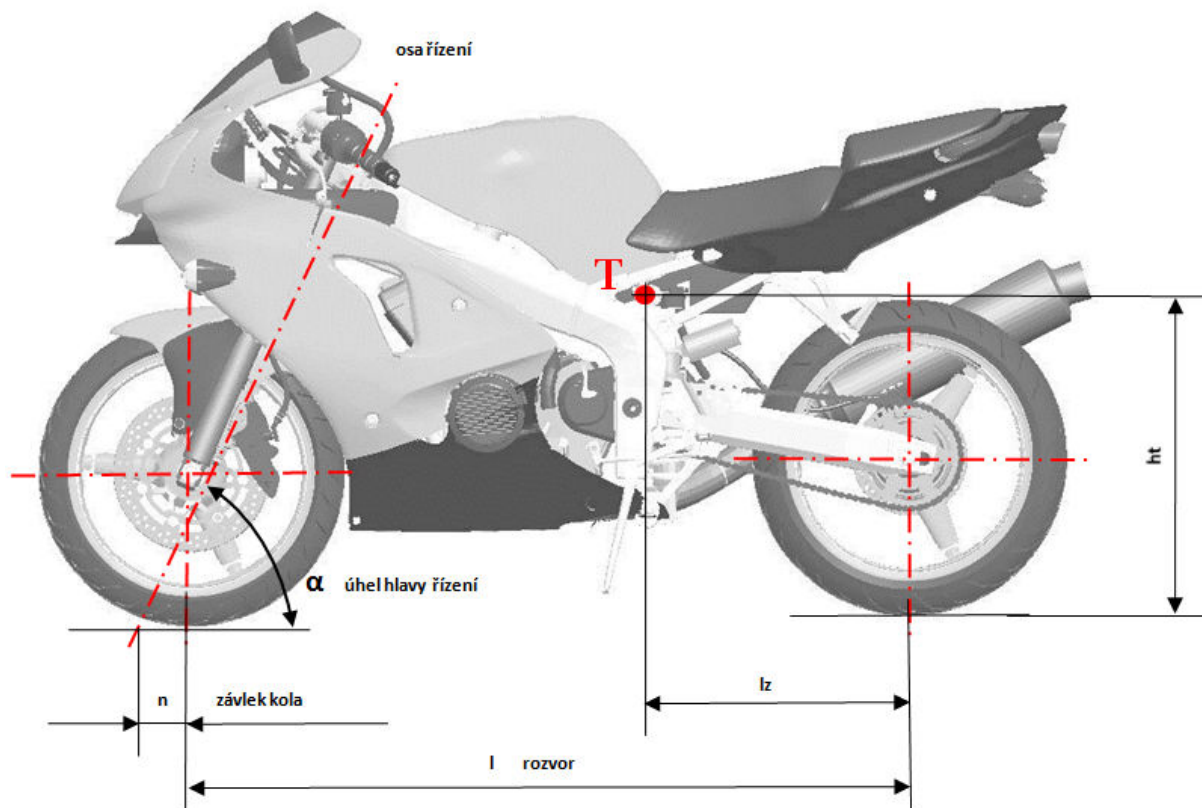
Řízení umožňuje provádět s motocyklem změnu směru jízdy. Požadavky kladené na tato mechanická zařízení jsou především v umožnění kontrolovaného a bezpečného projíždění zatáček při co možná nejmenším silovém působení zpět na řídítka. Reakce řízení musí být přiměřené a předvídatelné i při změně polohy těžiště vozidla, způsobené posunem jezdce na sedačce nebo při jiných podélných i příčných výkyvech. [2]

Řídicí mechanismus je přímo spjat s daným způsobem uložení předního kola motocyklu. Tento konstrukční celek potom ovlivňuje vlastnosti řízení jako je komfort, citlivost, tuhost nebo míra samočinné stabilizace.

Pod pojmem ovladatelnosti motocyklu si lze představit způsob, druh a lehkost, jakou se dá motocykl ovládat a pocit, který je jezdci přitom zprostředkován. Ovladatelnost závisí na pevnosti rámu motocyklu, geometrii řízení, typu a velikosti pneumatik a hmotnosti stroje a jejím rozložení. [1]

2.1.1. Rozměry a geometrie motocyklu

Rozměry motocyklu mají přímý vliv na jeho ovladatelnost i vlastnosti řízení. Nejdůležitějšími parametry znázorněnými na obr. 2.1.1 jsou: úhel sklonu osy řízení- α , závlek předního kola- n , rozvor kol- l , poloha těžiště- h_t , l_z . [1]

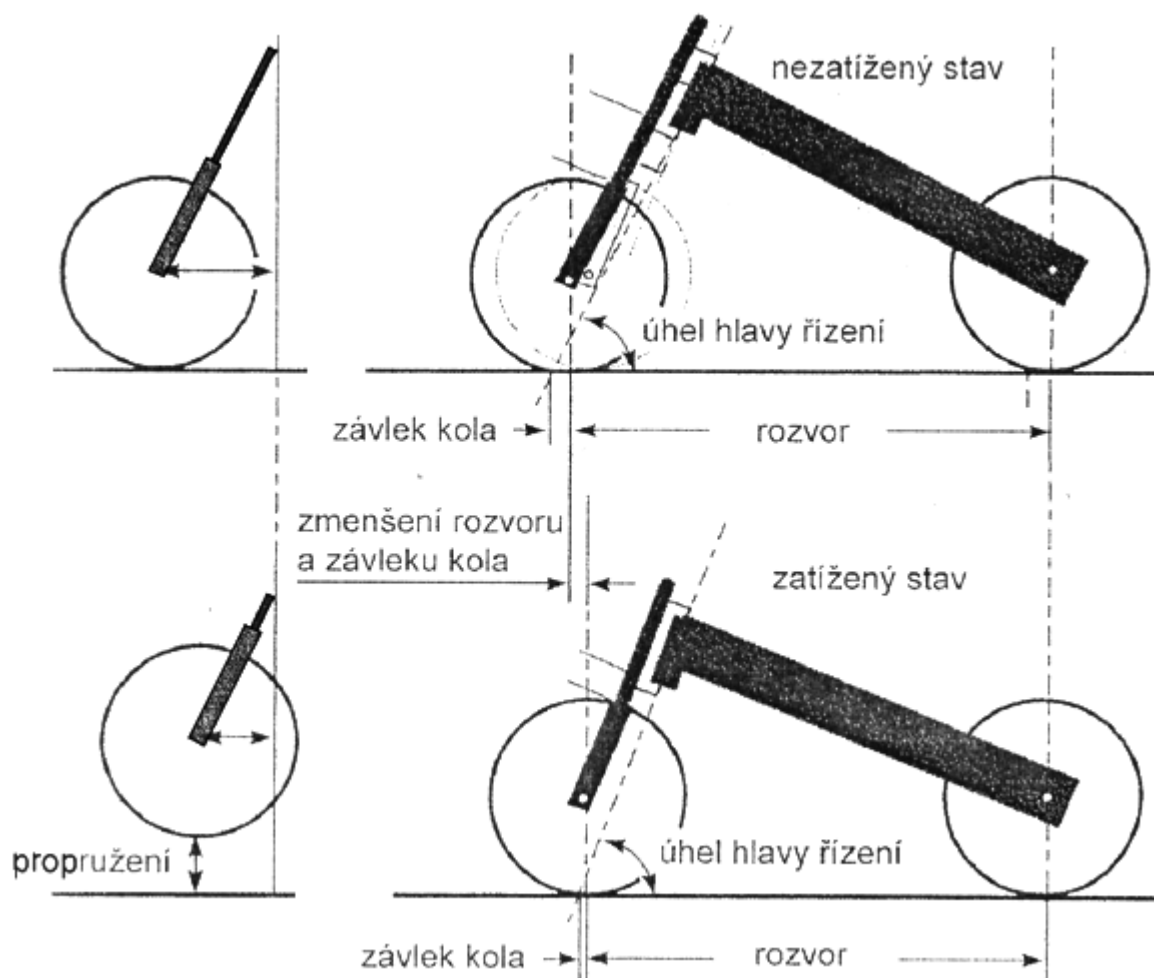


Obr. 2.1.1 Rozměry a geometrie motocyklu [3]

Úhel sklonu osy řízení je definován jako úhel mezi osou otáčení hlavy řídicích a rovinou vozovky. Jeho velikost bývá mezi $\alpha = 61^\circ \div 64^\circ$. Menší úhel sklonu (přední kolo je předsunuté dopředu) má stabilizující účinek na přední vidlici, zlepšuje vedení kola při přímé jízdě vyššími a vysokými rychlostmi. Menší úhel sklonu také zvětšuje setrvačný moment konstrukce a lépe tak eliminuje kmitání řídicích. Větší úhel sklonu osy řízení oproti tomu zmenšuje rozvor kol a tím zvyšuje obratnost motocyklu a zlepšuje jeho chování v ostrých zatáčkách. [1]

Závlek předního kola je vzdálenost mezi průsečíkem osy řízení se zemí a styčným bodem kola se zemí. Větší závlek předního kola zajišťuje větší stabilitu při vysokých i nízkých rychlostech motocyklu. [1]

Rozvor kol je vzdálenost středů předního a zadního kola. Jeho volba zásadním způsobem ovlivňuje vlastnosti motocyklu. Větší rozvor kol zhoršuje projíždění ostrých zatáček, zato však zajišťuje lepší vedení podvozku a přesunuje nebezpečné vlastní kmitání sestavy podvozku do oblastí vyšších rychlostí. [1]

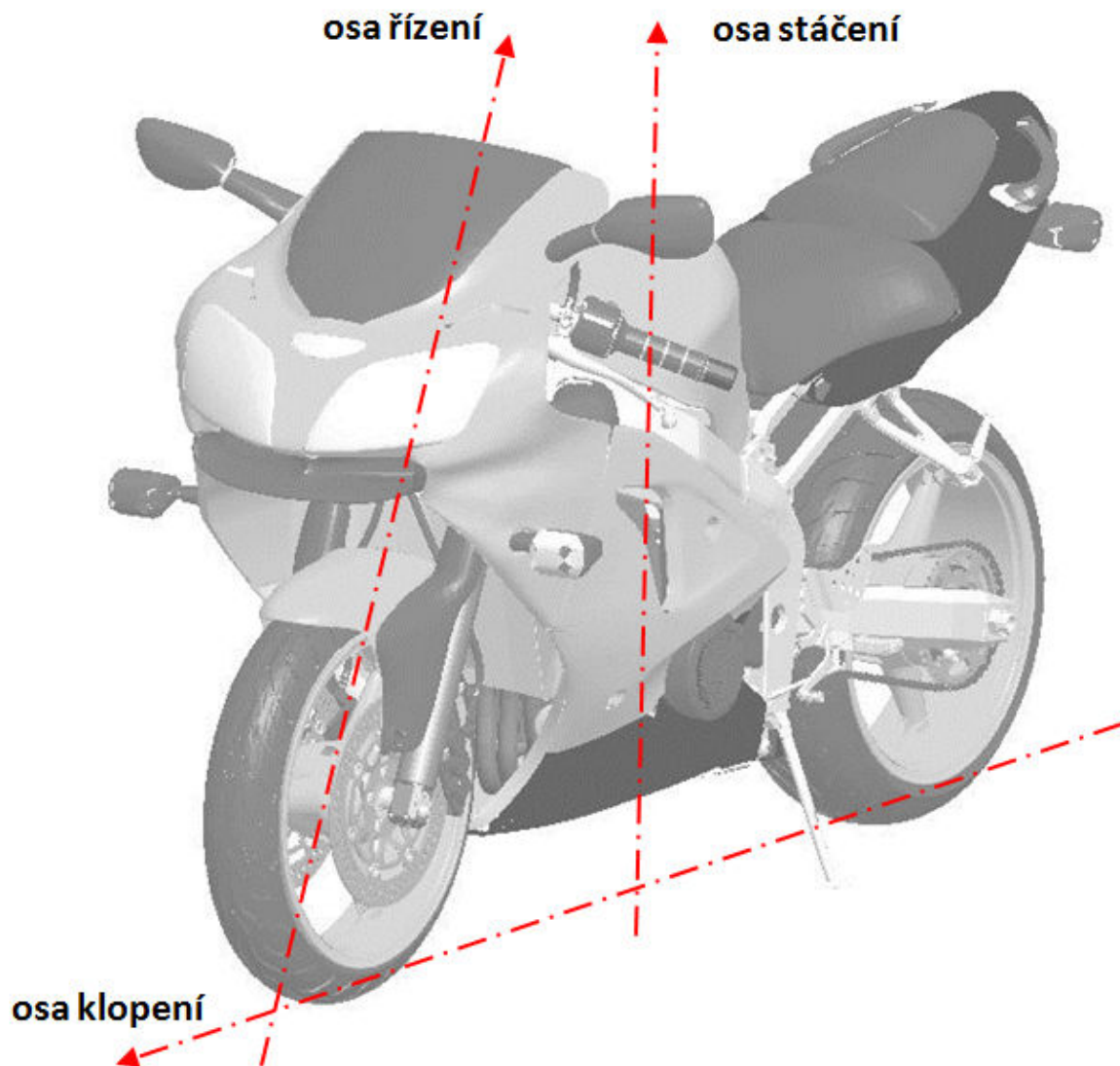


Obr. 2.1.2 Změna rozvoru a závleku při propružení [1]

Poloha těžiště je posuzována pro celek tvořený jezdce i motocyklem. Nižší poloha těžiště ulehčuje ovládání stroje a zvyšuje stabilitu při menší rychlosti. Naopak výše položené těžiště způsobuje při menších rychlostech vratkost motocyklu, má však dobrý vliv na stabilitu při vyšších rychlostech. Těžiště posunuté dopředu zhoršuje ovladatelnost, ale potlačuje sklon ke kmitání přední vidlice a kývání motocyklu se posune do oblasti vyšších rychlostí. Naopak je to při těžišti posunutém dozadu. [1]

2.1.2. Ovladatelnost a stabilita

Motocykl v klidu nemá možnost sám se udržet v rovnováze, tuto schopnost však získá, jakmile se začne pohybovat dopředu a to již při nízké rychlosti. Při velmi malých rychlostech, kdy se ještě neprojevují gyroskopické momenty, je rovnováha závislá především na geometrii podvozku, poloze těžiště, hmotnosti stroje a schopnostech jezdce. Při vyšších rychlostech je rovnováha více a více udržována gyroskopickými momenty kol a schopnosti řidiče už hrají malou roli. [1]

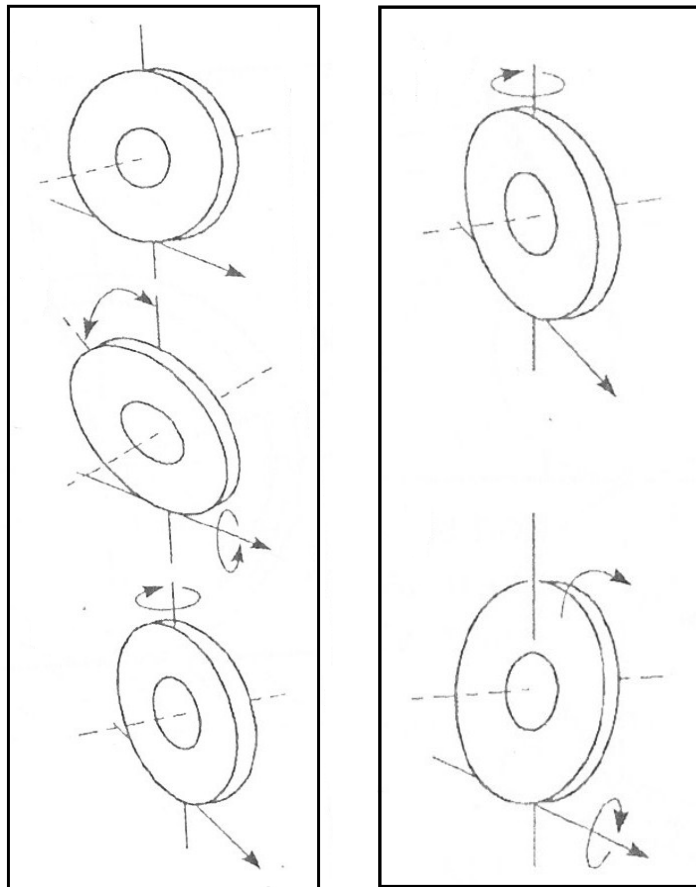


Obr. 2.1.3 Ovladatelnost a stabilita

Negativní vliv na jízdní vlastnosti mají dva nestabilní stavy při jízdě. Chvění řídítek a kývání motocyklu okolo podélné a příčné osy. Chvění řídítek je způsobeno kmitáním přední vidlice okolo osy řízení, které většinou nastává při rychlostech 40- 90 km/h a dosahuje frekvence 2- 10 výkyvů za sekundu. Je způsobeno charakterem konstrukce motocyklu, především pak mechanickými vlastnostmi předního a zadního podvozkového podsystemu. Kývání okolo podélné a příčné osy nastává při rychlosti asi 100 km/h a projevuje se frekvencí 2- 3 výkyvy za sekundu. [1]

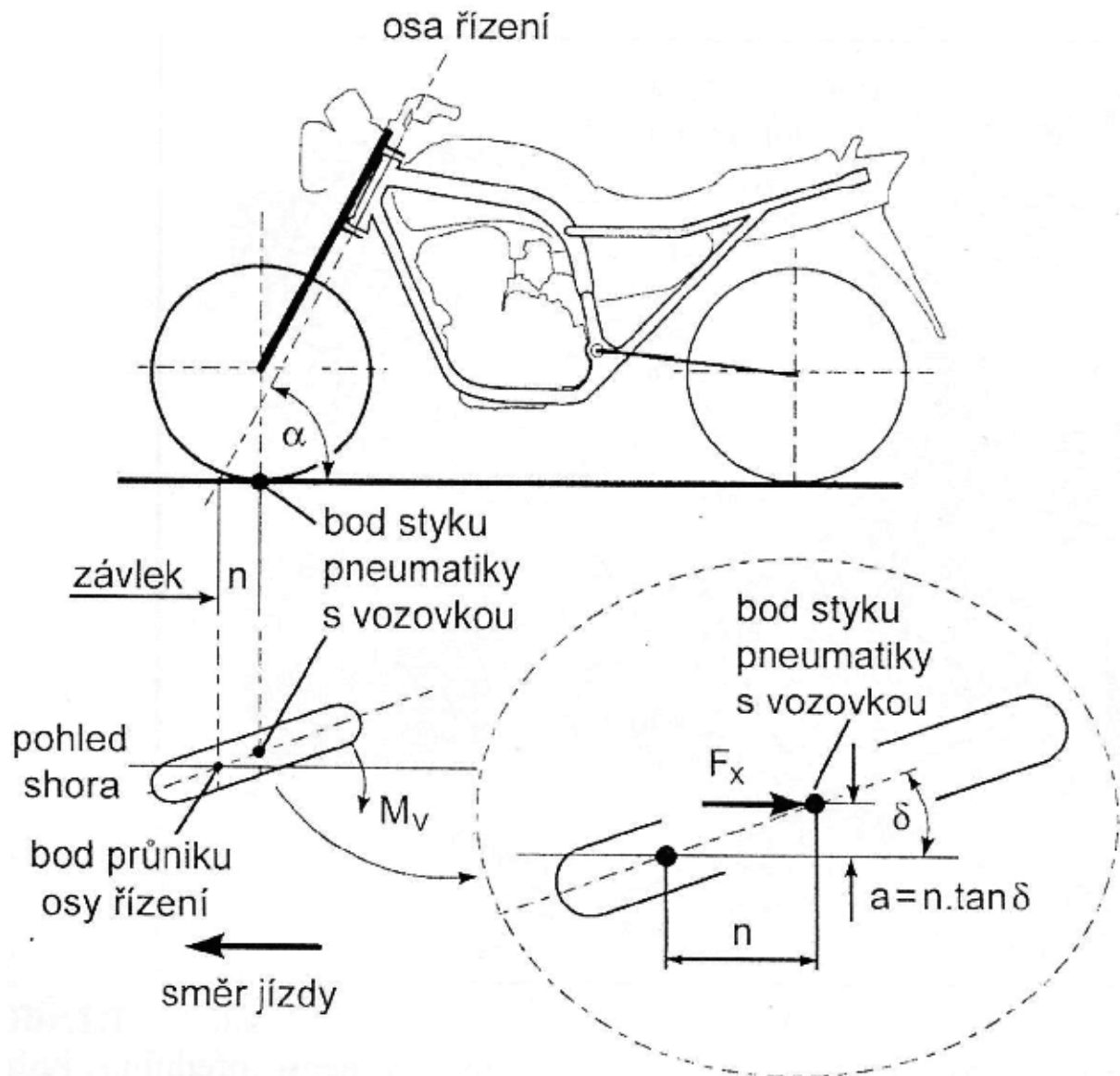
Stabilizující účinek gyroskopických momentů při působení vnější poruchy (např. nerovnost vozovky, boční vítr) lze popsat jako opakující se proces o 2 fázích. V první fázi se vlivem účinku vnější poruchy motocykl naklápí (např. doprava) kolem podélné osy klopení, včetně předního kola (v bodě jeho styku s vozovkou). Jako reakce na tento rušivý impuls se kolo vlivem gyroskopického momentu natočí okolo osy řízení o určitý úhel také doprava. Ve druhé fázi je kolo (a celý motocykl) gyroskopickým momentem klopeno zpět doleva okolo podélné osy klopení jako reakce na natočení kola v první fázi, přesto že bylo způsobeno samotným

systemem. Motocykl je tedy stabilizován úhlem natočení předního kola ve směru klopení (první fáze) a navazujícím napříměním z nakloněné polohy (druhá fáze). [1]



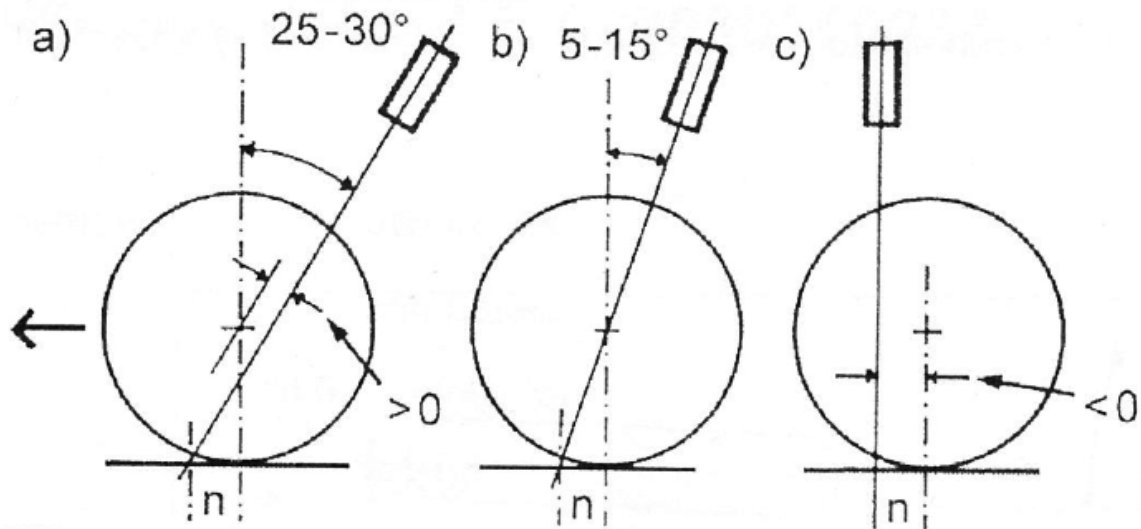
Obr. 2.1.4 Stabilizace gyroskopickými momenty- Fáze 1 (vlevo) a fáze 2 (vpravo) [1]

Stabilizující účinek závleku kola je popsán na obr. 2.1.5. Pokud se kolo natočí z přímého směru, posune se bod styku kola s vozovkou v bočním směru. To je způsobeno tím, že se kolo otáčí kolem osy řízení a ne okolo styčného bodu kola s vozovkou. Podélná síla F_x (působící proti směru jízdy, brzdná síla, odpor valení) a boční síla F_y (vzniká odstředivou silou, bočním větrem, jízdou na nakl. vozovce) působící na rameni daném velikostí závleku potom vytvářejí vratný moment, který stabilizuje motocykl a vrací kolo do přímého směru. [1]



Obr. 2.1.5 Stabilizující účinek závleku kola [1]

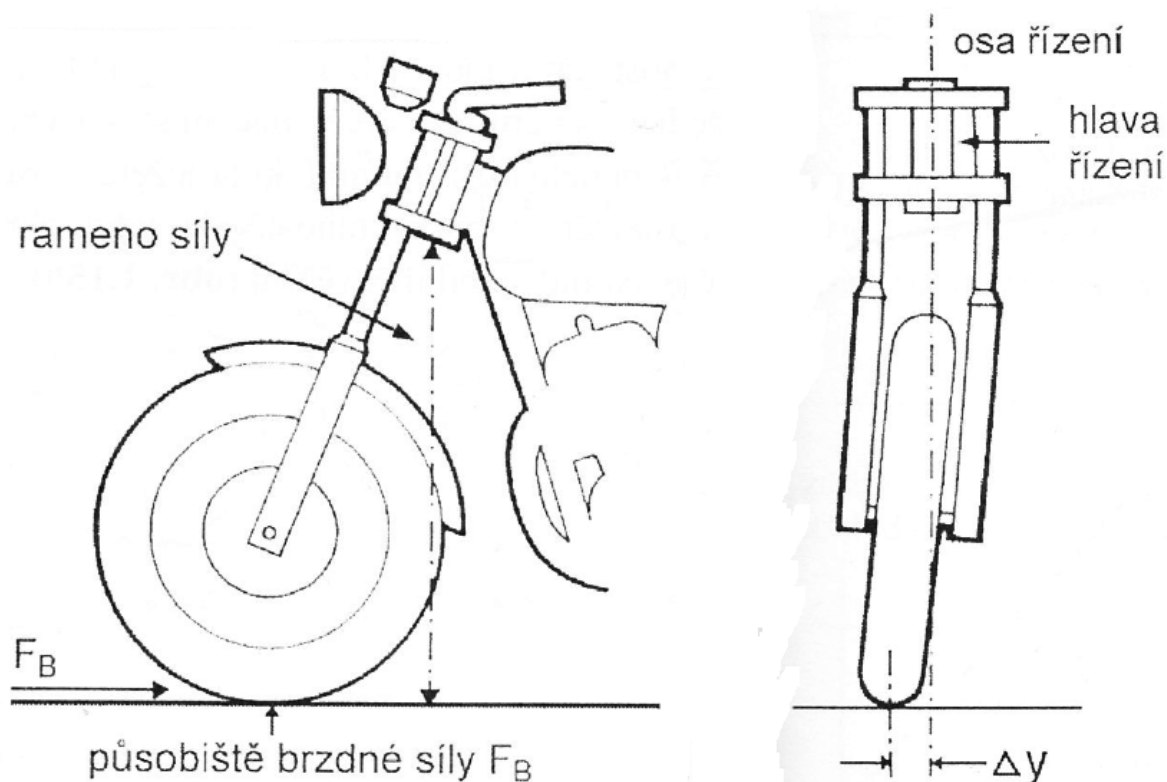
Velikost závleku kola určuje konstrukční řešení uložení kola ve vidlici a sklon osy řízení. V praxi se kvůli konstrukčním přednostem používá sklon přední vidlice v rozmezí 25° a 30°. Závlek řízení ale vznikne i při sklonu 0°, který se používá například u systémů řízení s natáčením hlavy předního kola. [1]



Obr. 2.1.6 Závlek kola při různých sklonech osy řízení [1]

Jízdní stabilitu ovlivňuje i rozvor kol. Velký rozvor zlepšuje směrovou stabilitu motocyklu, protože případné boční vychýlení zadního kola vyvolá menší úhel ke směru pohybu. Zároveň však platí, že čím je rozvor větší, tím větší je potřebný úhel rejdu, čímž vzrůstá námaha jezdce. [1]

Tvarová tuhost rámu je další velmi významný prvek určující jízdní vlastnosti motocyklu. Na obr. 2.1.7 (vlevo) je zobrazeno boční vychýlení styčného bodu pneumatiky s vozovkou (Δy) vzhledem k ose řízení. To je způsobeno poddajnou konstrukcí přední vidlice a zavěšením předního kola. Rovněž uložení zadního kola a celý rám motocyklu musí mít dostatečnou odolnost proti ohybu a krutu, aby podélná osa zadního kola ležela v ose řízení předního kola. Problém malé tuhosti je velmi zřetelný při brzdění motocyklu. U konvenční vysoko umístěné hlavy řízení vyvolává dlouhé rameno brzděné síly (F_B) vysokou hodnotu ohybového momentu. To má za následek změnu jízdních vlastností, třepetání a skákání předního kola. [1]



Obr. 2.1.7 Namáhání hlavy řízení brzdou silou (vlevo) a boční vychýlení přední vidlice (vpravo) [1]

Nízká hmotnost motocyklu znamená schopnost lepší akcelerace, ale také, že stroj lépe reaguje na příkazy jezdce. Ve spojení s nízkou umístěným těžištěm usnadňuje udržení motocyklu v rovnováze. [1]

2.2. Konvenční typy zavěšení předního kola

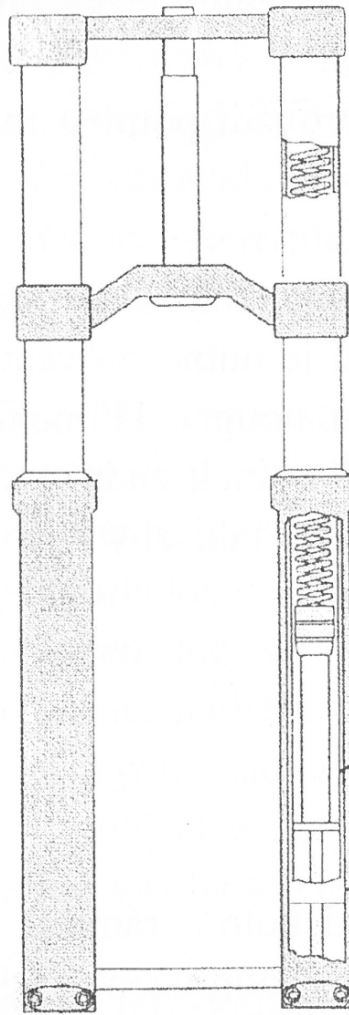
Zavěšení předního kola motocyklu je realizováno pomocí přední vidlice. Vidlice tedy spojuje přední kolo s rámem a plní v podstatě 2 úlohy: zavěšení včetně odpružení kola a řízení motocyklu. Přední vidlice se podle konstrukčního provedení dají rozdělit do následujících skupin [2]:

- teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na předním kole
- teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na hlavě řízení
- vahadlová vidlice se dvěma tlumiči odpružení
- pružinová vidlice s centrálním tlumičem
- páková vidlice

2.2.1. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na předním kole

Tento koncept je nejrozšířenějším typem zavěšení předních kol napříč spektrem výrobců i druhů motocyklů. Je tvořen dvěma dutými trubkami spojenými horním a dolním můstkem

(brýlemi) a dvěma pohyblivými kluzáky, na jejichž spodních koncích je uchyceno přední kolo. Uvnitř trubek se nalézají dobře chráněné pružiny a tlumiče. Výhodou teleskopických vidlic je jejich kompaktnost, nenáročná údržba, nízká poruchovost a dlouhá životnost. Mezi nevýhody patří jejich poměrně silné stlačování při brzdění a velké momentové namáhání uložení vidlice v hlavě řízení.[2]



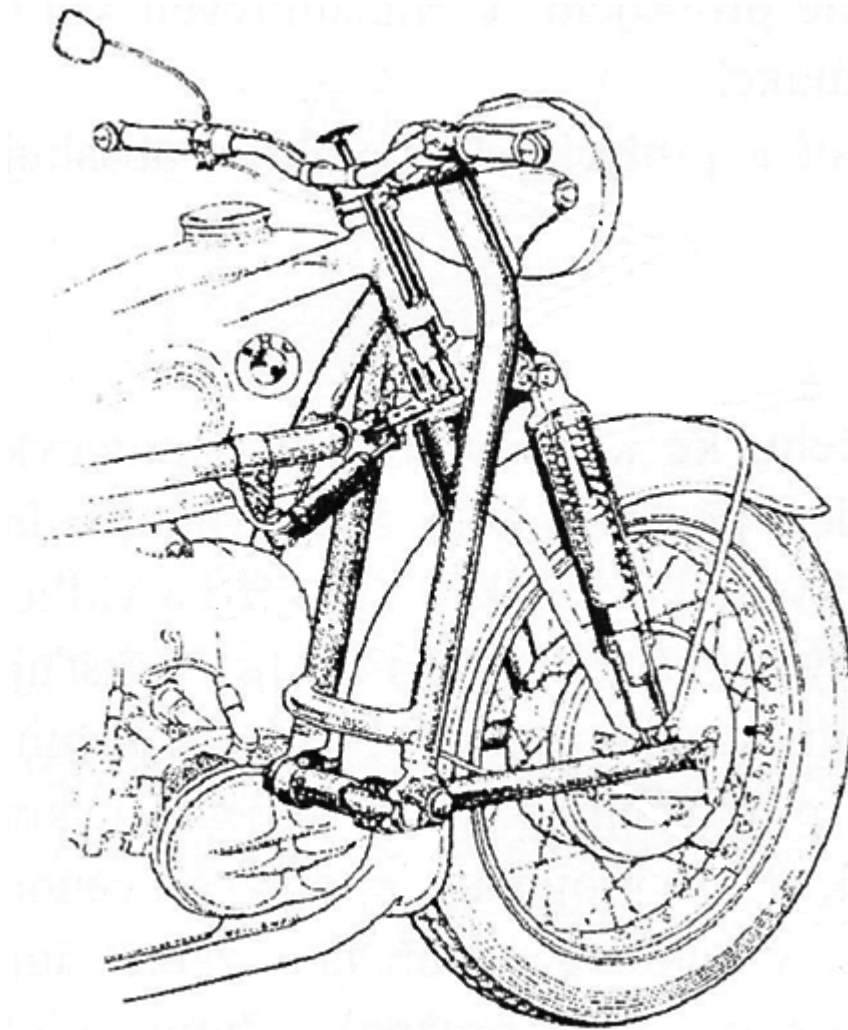
Obr. 2.2.1 Teleskopická vidlice [2]

2.2.2. Teleskopická vidlice s kluzáky uchycenými na hlavě řízení

Tento koncept uspořádání teleskopické vidlice, také nazývaný obrácená vidlice, byl vyvinut především kvůli redukci neodpružených hmot. Čím menší je hmotnost přední vidlice, tím rychleji reaguje na nerovnosti a přispívá tak k lepším jízdním vlastnostem motocyklu. [2]

2.2.3. Vahadlová (kyvná) vidlice se dvěma tlumiči odpružení

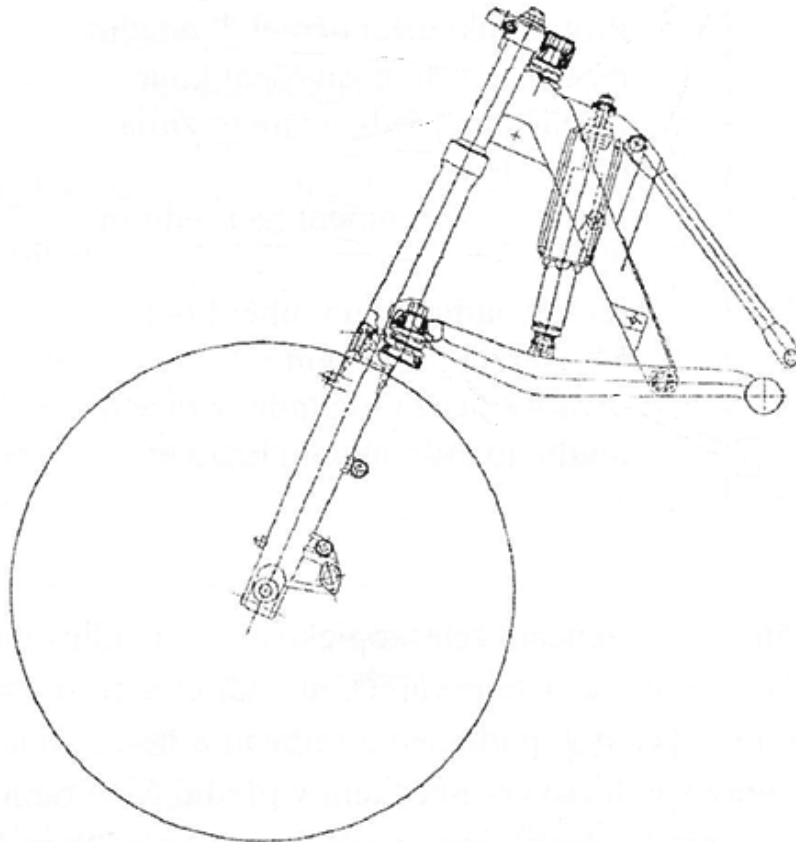
Vahadlová vidlice je charakteristická vodorovnou kyvnou vidlicí zajišťující vedení předního kola a dvěma pružícími jednotkami umístěnými po stranách konstrukce, které zajišťují odpružení. Oba tyto konstrukční prvky jsou rotačně uloženy v hlavě řízení. [2]



Obr. 2.2.2 Vahadlová vidlice [2]

2.2.4. Páková teleskopická vidlice

Páková vidlice je kombinací vidlice teleskopické a vahadlové. Kluzáky teleskopické vidlice jsou přes kulový kloub spojeny s podélným ramenem, které přenáší velké zatížení vidlice od brzdění na rám. To umožňuje použití lehčí konstrukce. Systém odpružení je realizován centrální pružící jednotkou. [2]



Obr. 2.2.3 Páková teleskopická vidlice [2]

2.3. Mechanismus řízení

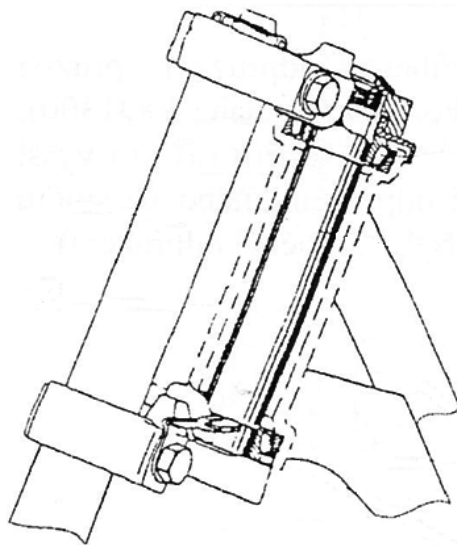
Řízení umožňuje kontrolované a bezpečné projíždění zatáček, přičemž silové působení zpět na řídítka by mělo být co nejmenší. Motocykl musí přiměřeně reagovat a samočinně se stabilizovat při různých výkyvech těžiště nebo změnách okolního prostředí.

Mechanismy řízení se z konstrukčního hlediska dají rozdělit do dvou skupin [2]:

- Řízení s hřídelem uloženým v hlavě rámu (hlavě řízení)
- Řízení s otočným (rejdovým) čepem uloženým v náboji předního kola

2.3.1. Hřídel řízení v hlavě rámu

Tento druh řízení je zastoupený u většiny sériově vyráběných motocyklů. Prvky vedení a odpružení předního kola jsou rotačně uloženy v hlavě řízení pomocí kuličkových nebo kuželíkových ložisek. Jezdec otáčením řidítek pohybuje celým tímto ústrojím okolo hřídele řízení. [2]

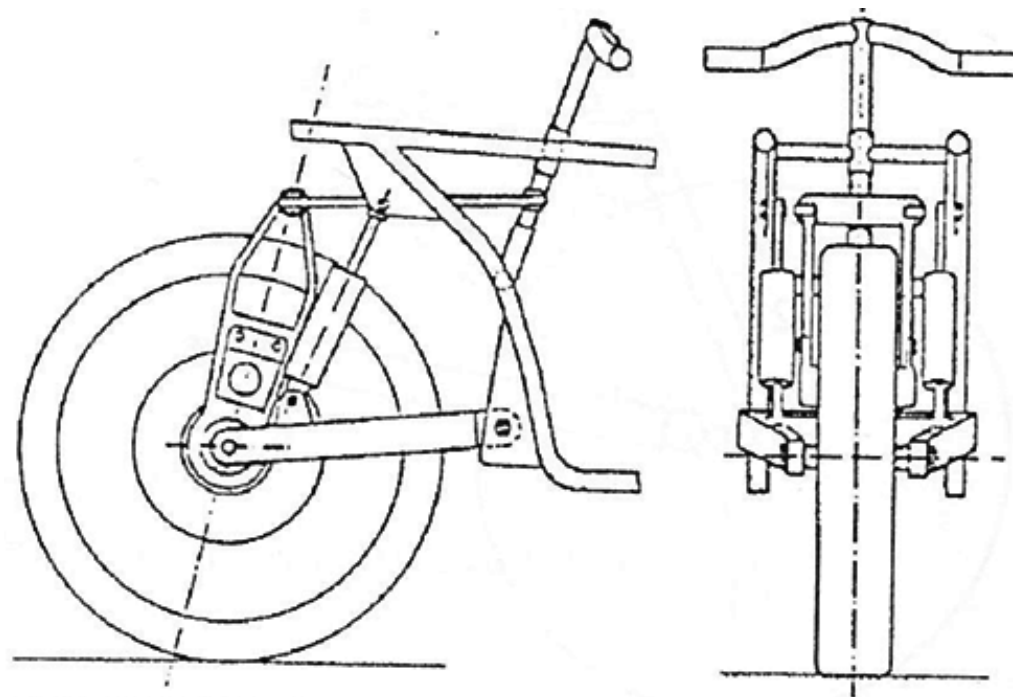


Obr. 2.3.1 Řízení s hřídelem v hlavě rámu [2]

2.3.2. Řízení s otočným čepem

Řízení s otočným čepem se dá zařadit spíše k nekonvenčním řídicím ústrojím, u sériově vyráběných motocyklů se objevuje jen velmi zřídka.

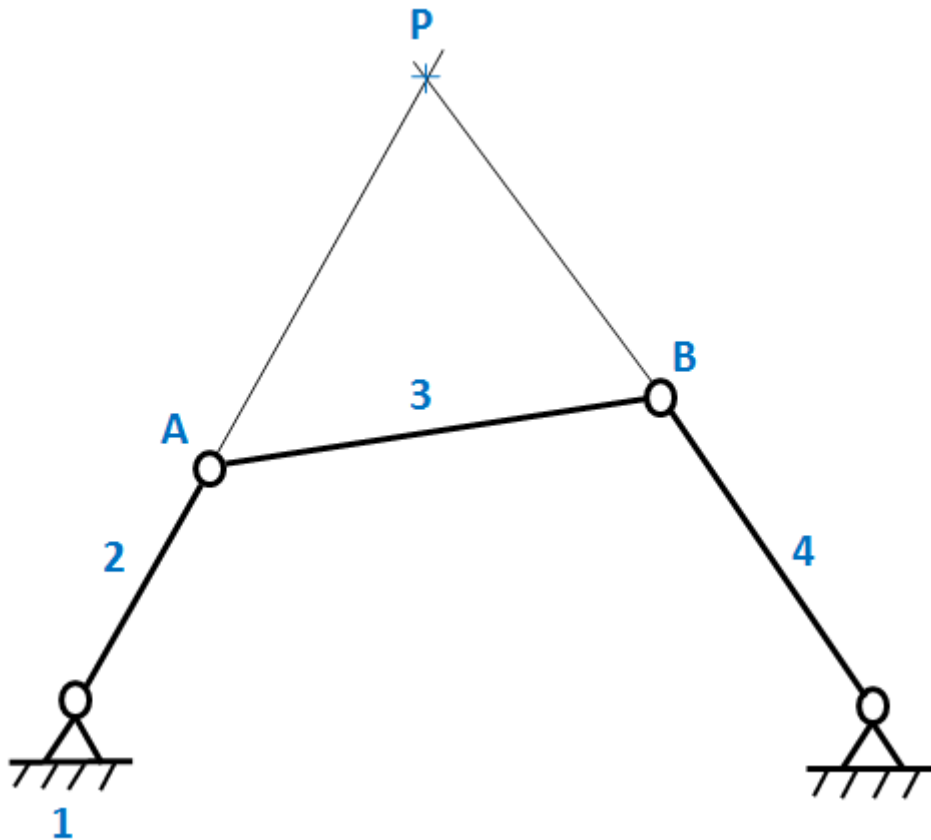
U tohoto řízení se přední kolo natáčí okolo otočného čepu, který je součástí středu kola. Celý mechanismus je uložen na vodorovné vidlici s cílem lepšího přenosu sil od brzdění a zatáčení a redukce přenosu sil do řidítek. [2]



Obr. 2.3.2 Řízení s otočným čepem [2]

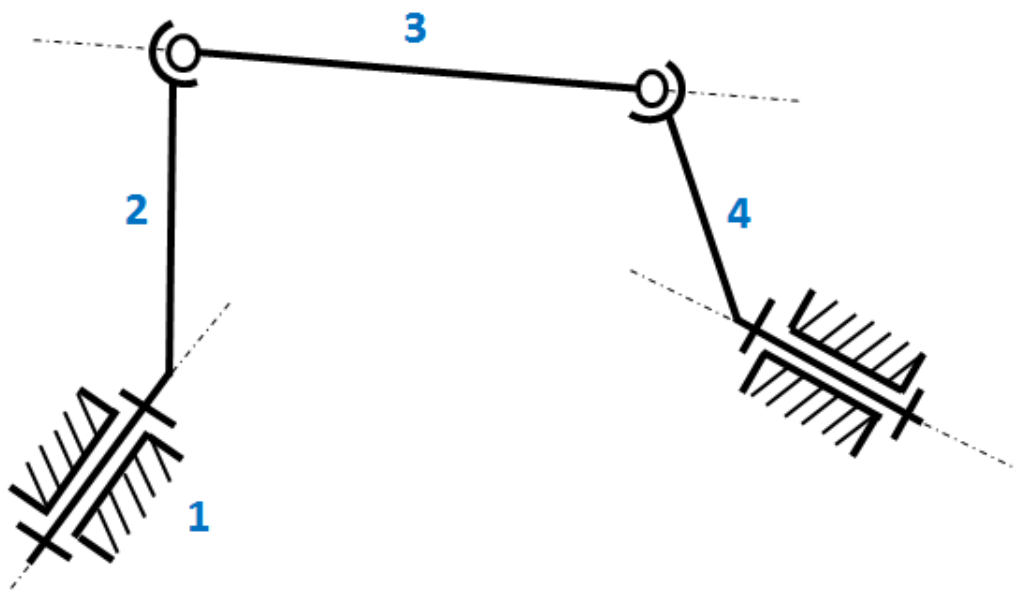
2.4. Čtyřkloubový mechanismus

Rovinný čtyřkloubový mechanismus je charakteristický čtyřmi tuhými členy se čtyřmi rotačními vazbami, které mu udělují jeden stupeň volnosti. Člen 1 dle obr. 2.4.1 je pevný rám, členy 2 a 4 se nazývají klikami nebo vahadly podle toho zda mohou konat rotační nebo kývavý pohyb a člen 3 je označován jako ojnice nebo těhlice. Bod P je okamžitým středem otáčení (okamžitým pólem pohybu) členu 3 a je dán průsečíkem normál pohybů bodů A a B.



Obr. 2.4.1 Rovinný čtyřkloubový mechanismus

Prostorový čtyřkloubový mechanismus (obr. 2.4.2) je oproti rovinnému tvořen dvěma vazbami rotačními a dvěma sférickými. Mechanismus v prostoru má dva stupně volnosti, protože člen 3 může rotovat okolo své osy.



Obr. 2.4.2 Prostorový čtyřkloubový mechanismus

2.4.1. Druhy rovinných čtyřkloubových mechanismů

Čtyřkloubové mechanismy lze podle charakteru pohybu jednotlivých členů rozdělit do několika skupin.

Klikovahadlový mechanismus (obr. 2.4.1) je tvořen pevným rámem (1), klikou (2), těhlicí (3) a vahadlem (4). Klinka může vykonávat plnohodnotný rotační pohyb, kdežto vahadlo pouze pohyb kývavý.

U dvojklikového mechanismu jsou členy 2 a 4 tvořeny dvěma klikami, které mohou konat plnohodnotný rotační pohyb.

Mechanismus dvojavahadlový naopak svými rozměrovými dispozicemi umožňuje členům 2 a 4 pouze kývavý pohyb. Oba členy jsou pak nazývány vahadly.

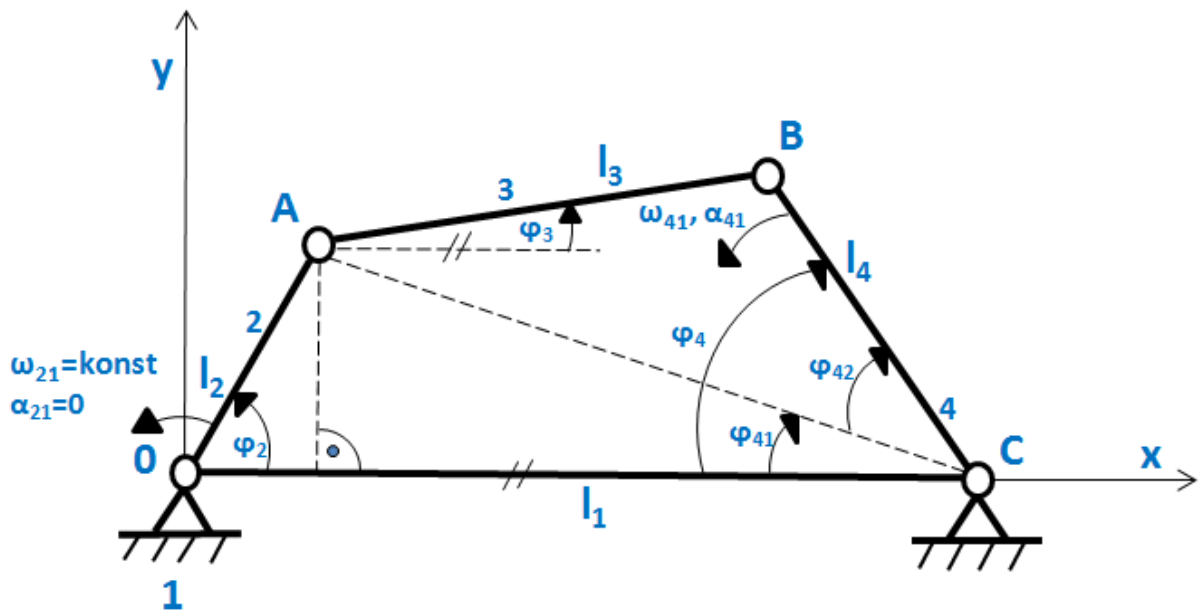
Paralelogram je specifický druh dvojklikového čtyřkloubového mechanismu, kdy obě dvojice protilehlých členů jsou v každé poloze natočení klik navzájem rovnoběžné.

2.4.2. Kinematika čtyřkloubového mechanismu

Kinematický rozbor čtyřkloubového mechanismu je možné provést několika způsoby. Na následujícím obecném příkladu byla použita trigonometrická metoda pro nalezení zdvihové funkce určeného členu.

Byly známi rozměry l_1, l_2, l_3, l_4 , úhlová rychlost hnacího členu 2 ω_{21} je konstantní, zrychlení členu je tedy nulové $\alpha_{21}=0$.

Úkolem bylo analyticky určit kinematické poměry na hnaném členu 4 (ω_{41} a α_{41}) přes zdvihovou funkci $\varphi_4 = f_{42}(\varphi_2)$.



Obr. 2.4.3 Kinematické řešení čtyřkloubového mechanismu

Obecný trojúhelník AOC: $\operatorname{tg} \varphi_{41} = \frac{l_2 \sin \varphi_2}{l - l_2 \cos \varphi_2} \rightarrow \varphi_{41} = \operatorname{arctg} \left(\frac{l_2 \sin \varphi_2}{l - l_2 \cos \varphi_2} \right)$

Kosínová věta na obecný trojúhelník: $l_3^2 = |AC|^2 + l_4^2 - 2|AC|l_4 \cos \varphi_{42} \rightarrow$
 $\cos \varphi_{42} = \frac{|AC|^2 + l_4^2 - l_3^2}{2|AC|l_4}$

$$|AC| = \sqrt{l_2^2 \sin^2 \varphi_2 + (l - l_2 \cos \varphi_2)^2} = \sqrt{l^2 + l_2^2 - 2ll_2 \cos \varphi_2}$$

$$\varphi_{42} = \operatorname{arccos} \left(\frac{l^2 + l_2^2 + l_4^2 - l_3^2 - 2ll_2 \cos \varphi_2}{2l_4 \sqrt{l^2 + l_2^2 - 2ll_2 \cos \varphi_2}} \right)$$

$$\varphi_4 = \varphi_{41} + \varphi_{42}$$

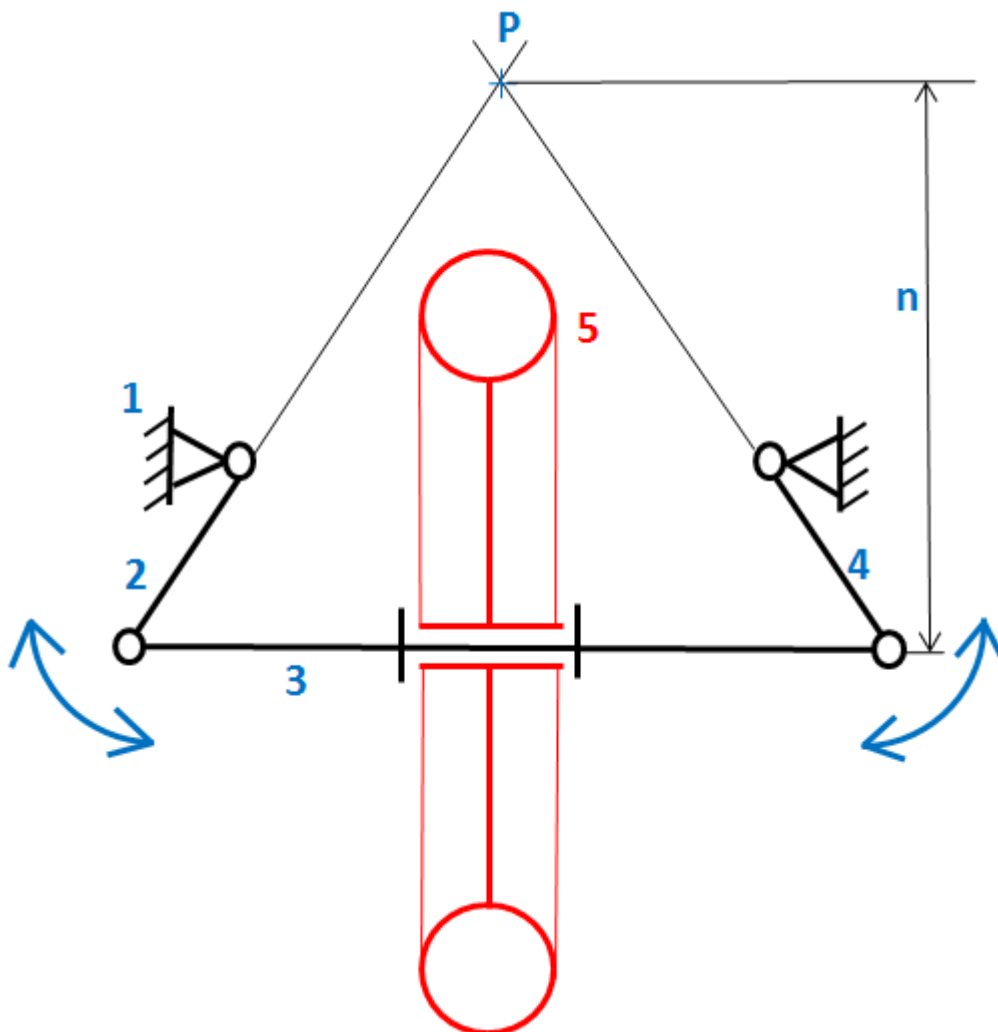
$$\varphi_4 = \varphi_4(\varphi_2) = f_{42}(\varphi_2)$$

$$\omega_{41} = \frac{d\varphi_4}{dt} = \left(\frac{d\varphi_{41}(\varphi_2)}{d\varphi_2} + \frac{d\varphi_{42}(\varphi_2)}{d\varphi_2} \right) \times \omega_{21} = p_{42}(\varphi_2) \times \omega_{21}$$

$$\alpha_{41} = \frac{d\omega_{41}}{dt} = p'_{42}(\varphi_2) \times \omega_{21}^2$$

2.4.3. Využití čtyřkloubového mechanismu v systému řízení

Pro systém řízení předního kola motocyklu lze využít dvouvahadlový čtyřkloubový mechanismus (obr. 2.4.4). Kývavým pohybem vahadel (2, 4) dochází ke změně úhlu těhlice (3), na které je umístěna osa kola. Závlek kola (n) je tvořen vzdáleností styčného bodu pneumatiky s vozovkou a průmětu okamžitého středu otáčení těhlice (P) do roviny vozovky.



Obr. 2.4.4 Využití čtyřkloubového mechanismu v systému řízení

2.5. Nestandardní systémy řízení

2.5.1. Systém Hub-center steering Bimota

Systém Hub-center steering se vyznačuje především tím, že odděluje funkci přenosu brzdných sil na rám od funkce řízení a odpružení kola. Tedy tyto funkce se vzájemně neovlivňují.

Systém se skládá z oboustranného horizontálního kyvného ramene, na němž je uložen náboj kola. Náboj je tvořen mechanismem, který umožňuje pomocí rejdového čepu jeho rotaci a tím

i zatáčení kola. Systém je používán například u motocyklů Bimota Tesi (obr.2.5.1).



Obr. 2.5.1 Bimota Tesi 2D [4]

Podobný systém řízení byl použit i na motocyklu s elektrickým pohonem Johammer J1. Přední kolo je rotačně uloženo na rejdovém čepu uvnitř středu kola, ovládání mechanismu je realizováno pomocí přepákování na jedné straně motocyklu. Celý systém je uložen na jedné hlavní kyvné vidlici svařené z hliníkových plechů a jedné menší vidlice pro vyrovnávání úhlu řízení.



Obr. 2.5.2 Johammer J1 [10]

2.5.2. Systém RADD (Rationally Advanced Design)

Stejně jako předchozí technologie se systém RADD vyznačuje především oddělením funkcí předního kola zatačení od přenášení sil od brzdění na rám. Díky tomu je vozidlo stabilnější při brzdění před nájездem do oblouku.

Tento systém je charakteristický letmým uložením kola, stejně tak se i horizontální vzpěrná tyč nachází pouze na jedné straně vozidla.

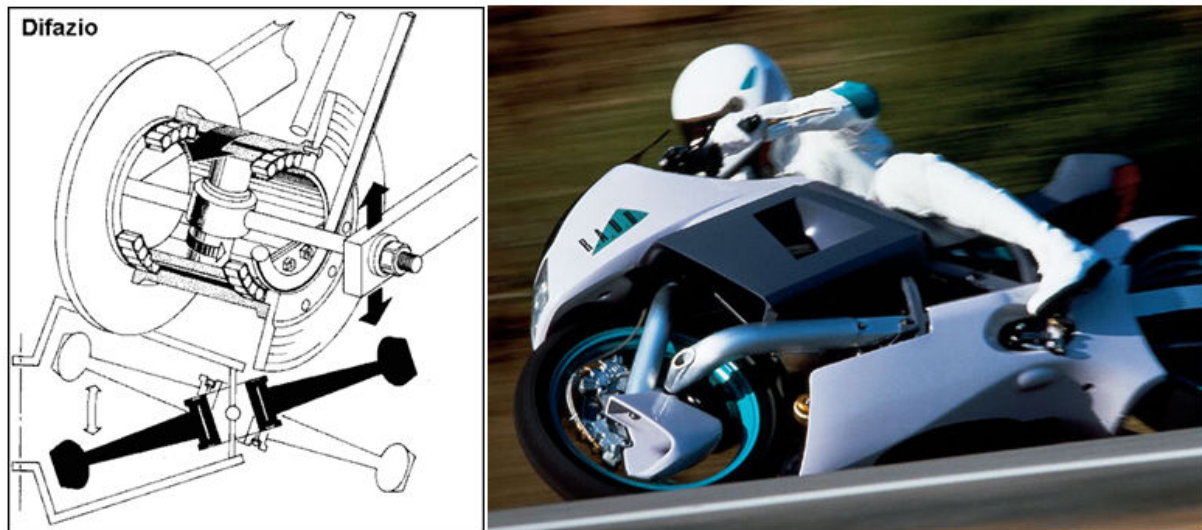
RADD technologii je možné vidět na sériově vyráběných motocyklech Honda XL6 (Obr.2.5.3). [5]



Obr. 2.5.3 Honda XL6 [5]

2.5.3. Systém Difazio

Dalším příkladem nekonvenčního řešení řízení motocyklu je systém Difazio (obr.2.5.4) výrobce Yamaha. Jedná se o řízení rejdovým čepem umístěným uvnitř středu předního kola. Zatáčení je realizováno pomocí táhel. Tento systém je použit u sériově vyráběných motocyklů Yamaha GTS 1000 (obr 2.5.4).



Obr. 2.5.4 Systém Difazio Yamaha- Yamaha GTS [2], [6]

2.5.4. Systém Telelever a Duolever BMW

Systém zavěšení předního kola Telelever je založen na principu pákové vidlice, kde tlumič nárazů je umístěn mezi motorem a předním kolem. Systém snižuje neodpruženou hmotu a zároveň tlumí nárazy z předního kola. Zabraňuje také ponořování se motocyklu při prudkém brzdění a zlepšuje pohodlí a stabilitu motocyklu. [7]



Obr. 2.5.5 Systém Telelever [12] (vlevo) a Duolever BMW [9] (vpravo)

Dalším vývojovým stupněm zavěšení od BMW, který vychází ze systému Telelever je systém Duolever. Zavešení předního kola Duolever tvoří z hlediska kinematiky kloubový čtyřúhelník, ve kterém jsou do rámu přes valivá ložiska upevněna dvě podélná ramena z kované oceli. Ta vedou nosič kola vyrobený z litého hliníku. Pružení a tlumení přebírá centrální pružící jednotka, která je kloubově spojena s dolním z obou ramen a opírá se proti rámu. Nůžkový kloub uložený na řídicí hlavě a nosiči kola je spojen s říditky a přenáší pouze

řídící pohyby. Konstrukce Duolever se zcela obejde bez kluzné a vodící trubky. Funkce řízení a tlumení odděluje ještě důsledněji, než systém Telelever. [8]

2.6. Předpisy a směrnice pro návrh motocyklu

2.6.1. Vyhláška ministerstva dopravy ČR

Vyhláška ministerstva dopravy o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu silničních vozidel na pozemních komunikacích stanovuje podmínky pro schvalování technické způsobilosti, technické podmínky pro konstrukci a provedení vozidel, technické podmínky pro vozidla poháněná stlačeným nebo zkapalněným plynem, technické podmínky pro elektromobily a některá jiná vozidla. [2]

Vyhláška dále rozděluje a popisuje vozidla spadající do kategorie L.

Česká Republika se zavázala plnit všechny předpisy Evropské hospodářské komise OSN a směrnice Evropského hospodářského společenství, která jsou konkrétně uvedena v příloze této směrnice. [2]

2.6.2. Předpisy Evropské hospodářské komise OSN

Dohoda o přijetí jednotných podmínek pro homologaci a o vzájemném uznávání homologace výstroje a součástí motorových vozidel z roku 1958 stanovuje rámcové technické podmínky provozu, konstrukci a provedení motorových vozidel. Konkrétní technická témata jsou řešena jednotlivými předpisy, které jsou přílohami k dohodě a jsou označeny signaturou, skládající se z části označující dohodu a z čísla přílohy o dohodě.

Splnění homologačních předpisů se úředně ověřuje v autorizovaných zkušebnách kteréhokoli z členských států, které se svým dobrovolným přistoupením k předpisu zavázaly, že jsou ochotny připustit do provozu jen vozidla, která získala tzv. Evropskou homologační značku.

V České republice jsou tyto mezinárodní homologační zkušebny[2]:

- Ústav pro výzkum motorových vozidel, Praha
- Ústav silniční a motorové dopravy, Praha
- Institut gumárenské technologie a testování, Zlín
- Státní zkušebna zemědělských, potravinářských a lesnických strojů
- Elektrotechnický zkušební ústav, Praha

2.6.3. Směrnice evropského společenství

V Evropské unii je pro schvalování silničních vozidel homologační systém, který je analogický jako systém Evropské hospodářské komise. Avšak užívání jednotlivých směrnic je povinné pro všechny státy Evropské unie.

Homologační systém obsahuje navíc typové homologace vozidel jako celků, někdy též nazývané globální typové homologace.

Směrnice Evropské unie se označují ES (EHS/ES, dříve jen EHS).

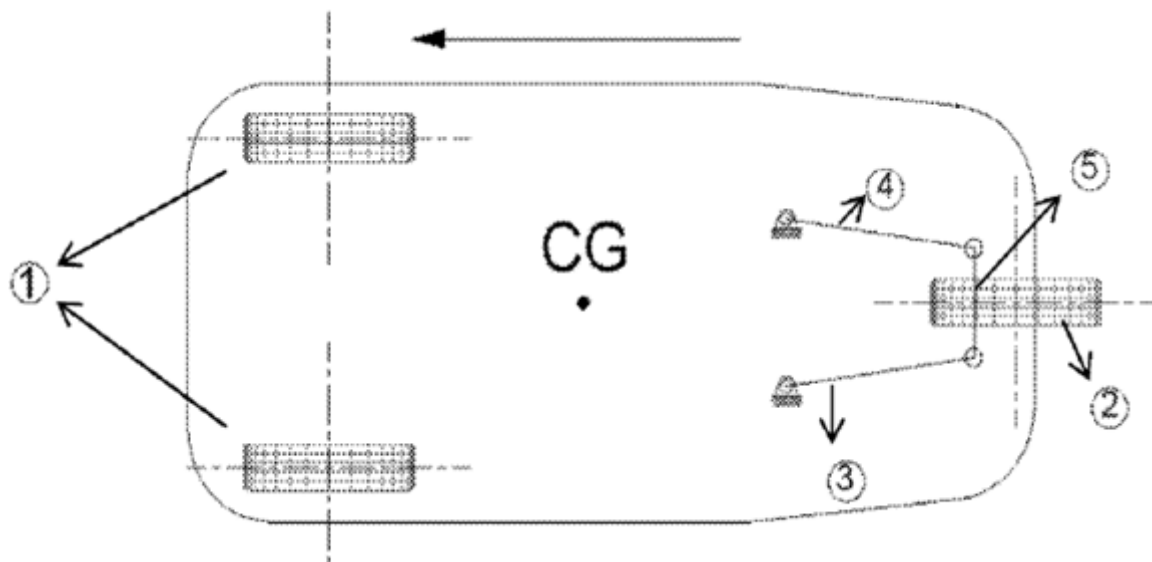
Některé směrnice EHS/ES pro motocykly:

- 92/61 Homologace typu vozidla kategorie L
- 93/14 Brzdění vozidel kategorie L
- 93/29 Ovladače, sdělovače a indikátory vozidel kategorie L
- 93/34 Povinné štítky a značení vozidel kategorie L
- 93/93 Hmotnosti a rozměry vozidel kategorie L
- 95/1 Maximální konstrukční rychlost a výkon vozidel kategorie L
- 97/24 (1) Pneumatiky vozidel kategorie L
- 97/24 (3) Vnější výčnělky vozidel kategorie L

2.7. Patentová rešerše

2.7.1. Four and five bar linkage steering mechanism for 3 wheel vehicle and methods for defining the geometry of said vehicle [13]

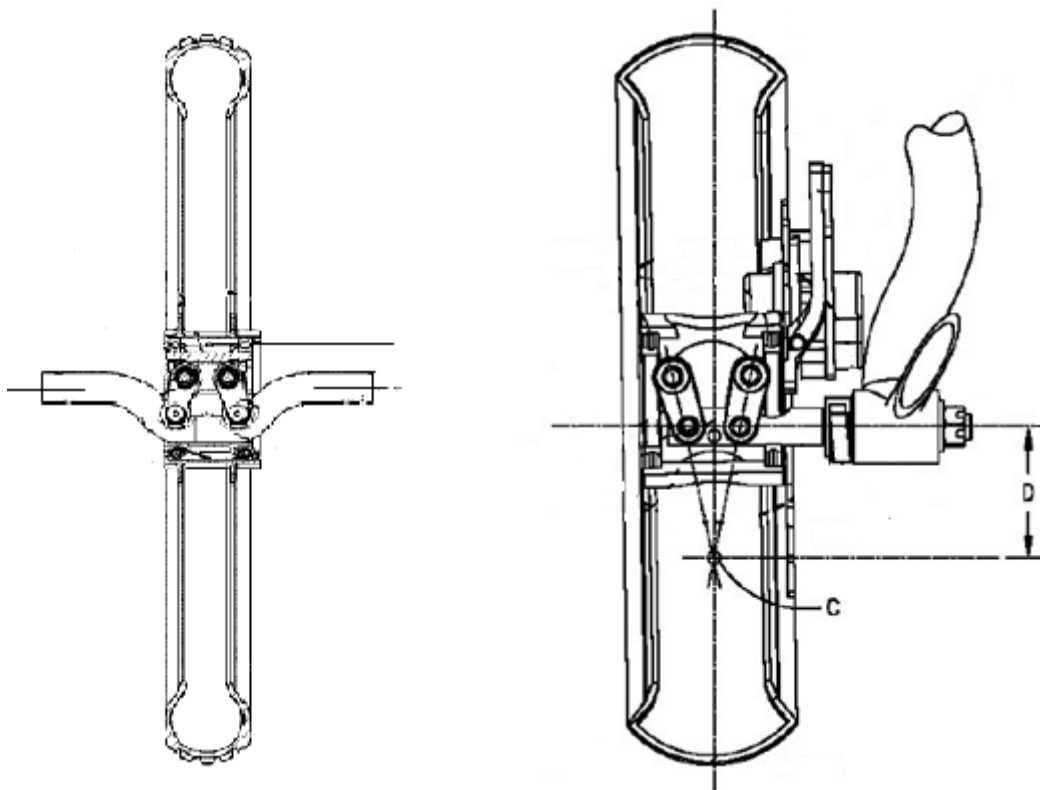
Americký patent popisuje využití čtyřkloubového mechanismu pro zavěšení zadního řízeného kola tříkolových vozíků. Přední náprava (1) na obr.2.7.1 je zavěšena pevně, směr pohybu vozíku je vyznačen šipkou. Mechanismus řízení je orientován tak, aby zadní kolo (2), upevněné na těhlici mechanismu (5), bylo vlečeno na relativně dlouhých kyvadlech (3, 4) a tím i vyrovnáváno do přímého směru. Dlouhá kyvadla mechanismu umožňují řízenému kolu velké úhlové vychýlení.



Obr. 2.7.1 Patent US 2014/0001724A1

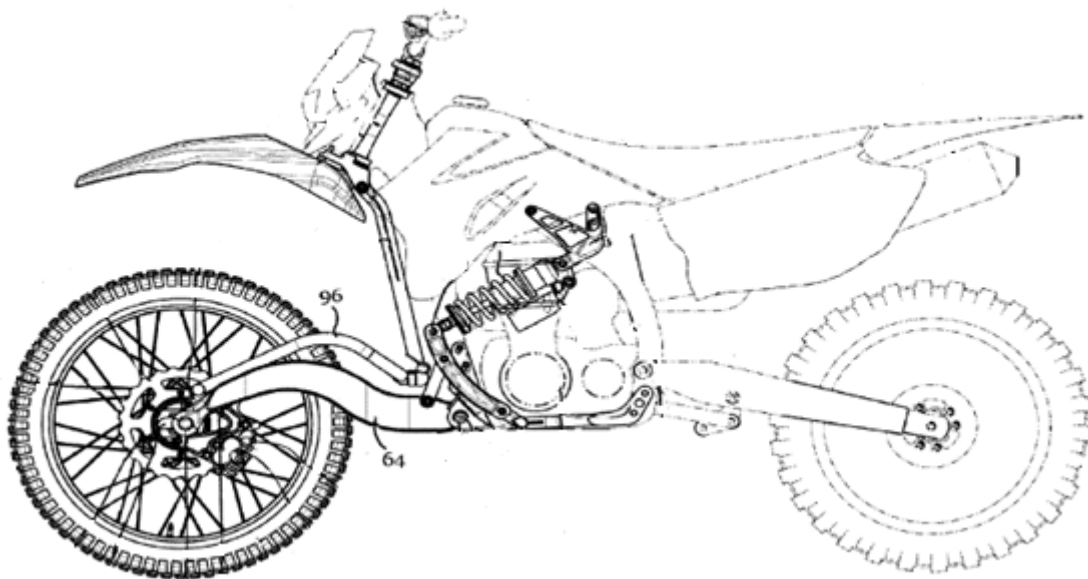
2.7.2. Motorcycle steering with four-bar linkage [14]

Americký patent obsahuje koncept využití čtyřkloubového mechanismu jako systému řízení pro motocykly. Čtyřkloubový mechanismus je umístěn uvnitř středu předního kola, jak je vidět na obr. 2.7.2. Kolo je uloženo ve valivých ložiskách velkého průměru nad středem kola. Mechanismus je možné uložit jak ve vidlici s oběma rameny, tak i na jednostranném rameni. Na obr. 2.7.2 je dále popsána geometrie řízení, bod C znázorňuje okamžitý střed otáčení kola a vzdálenost D závlek kola.



Obr. 2.7.2 Čtyřkloubový mechanismus patentu US 2014/0027998A1

Patent dále popisuje možné uložení soustavy kola a řídicího mechanismu ve vodorovné kyvné vidlici (64, obr. 2.7.3) včetně mechanického ovládní mechanismu pomocí pákoví s kulovým kloubem (96). Odpružení je řešeno centrální pružící a tlumící jednotkou umístěnou asymetricky v oblasti motoru motocyklu.



Obr. 2.7.3 Ovládání řídicího mechanismu patentu US 2014/0027998A1

Výrobce a držitel patentu Tier Motorsports také představil několik prototypů motocyklů využívající jejich systém řízení. Jedná se o upravené motocykly světových výrobců. Na obr. 2.7.4 je vyobrazena upravená Yamaha YZF R1 s řízením pomocí čtyřkloubového mechanismu uloženého na jednostranném kyvném rameni.



Obr. 2.7.4 Yamaha YZF R1 upravená Tier Motorsports [15]

2.8. Upřesnění zadání

Vzhledem ke komplexnosti problematiky řídicích systémů motocyklů a zjištěným okolnostem ve stavu techniky na trhu a v patentových databázích, bylo nutné stanovit užší oblast studie, směr a hranice této práce.

Pro konstrukční řešení zavěšení předního kola motocyklu s použitím čtyřkloubového mechanismu byla určena oblast silničních sportovních motocyklů, pro kterou hraje výzkum a vývoj mechanismu řízení za účelem zlepšení jízdních vlastností velkou roli. Pro konkrétnější stanovení konstrukčního řešení a některých výpočtů byl zvolen referenční model motocyklu Kawasaki ZX6R, který reprezentuje vybranou oblast.

Vzhledem k již existující aplikaci čtyřkloubového mechanismu pro řízení motocyklu, nalezené při patentové rešerši, byly cíle této práce orientovány k nalezení konstrukčního řešení eliminujícího negativní vlastnosti konkurenční koncepce a k provedení studie a potřených analýz této problematiky pro účely možného budoucího využití.

Vlastní konstrukční řešení bylo tedy stanoveno s ohledem na snížení nákladů na jeho výrobu a realizaci a snahou o zvýšení spolehlivosti řešení, přičemž byly zachovány výhody a pozitivní vlivy na jízdní vlastnosti oproti koncepcím současných výrobců motocyklů.

Předpokládaný objem výroby konstrukčního řešení byl zvolen velmi nízký, tedy kusová zakázková výroba.

Hranice rozsahu práce byly stanoveny na studii a konstrukční návrh čtyřkloubového mechanismu samotného, jeho upevnění v segmentu podvozku a mechanismu pro jeho ovládání. Další nutné konstrukční úpravy, např. úprava rámu motocyklu, komponent kapotáže nebo umístění kolidujících komponent nebyly předmětem zkoumání této práce.

2.9. Technické parametry konkurenčních výrobků

2.9.1. Parametry řízení

Pro stanovení konstrukčního řešení a jeho porovnání s řídicími systémy konkurenčních motocyklů byla zhotovena tabulka (tab. 2.1) některých dostupných parametrů řízení z oblasti silničních sportovních motocyklů.

Výrobce	Model	Rok	Typ zavěšení př. kola	Úhel hlavy řízení	Zdvih [mm]	Rejd	Závlek [mm]	Rozvor [mm]
Kawasaki	ZX9R	1994-99	Telesk. vidlice	66°	120	27°/27°	93	1415
	ZX10R	2008-13	Telesk. vidlice	66°	120	27°/27°	102	1385-1425
	ZX6R	2009-13	Telesk. vidlice	66°	120	27°/27°	103	1400
Honda	CBR1000RR	2008-13	Telesk. vidlice	67°	120	-	96	1405
	1000F	1999	Telesk. vidlice	63°	130	-	110	1500
	CBR600RR	2011-13	Telesk. vidlice	66,5°	120	-	97	1375
	CBR900RR	1999	Telesk. vidlice	66°	120	-	95	1405
Yamaha	YZF R1	2008-13	Telesk. vidlice	66°	120	-	102	1415
	YZF R6	2009-13	Telesk. vidlice	66°	115	-	97	1380
Suzuki	GSX-R 1000	2008-13	Telesk. vidlice	66°	115	-	98	1405
	GSX-R 750	2008-13	Telesk. vidlice	66°	135	-	92	1395
	GSX-R 600	2008-13	Telesk. vidlice	66°	120	-	98	1385
Aprilia	RSV 1000	1998-99	Telesk. vidlice	66,5°	120	-	97	1415
	RSV4			64,5°	120	-	105	1420
MZ	1000 S	2006	Telesk. vidlice	65°	-	-	-	1445

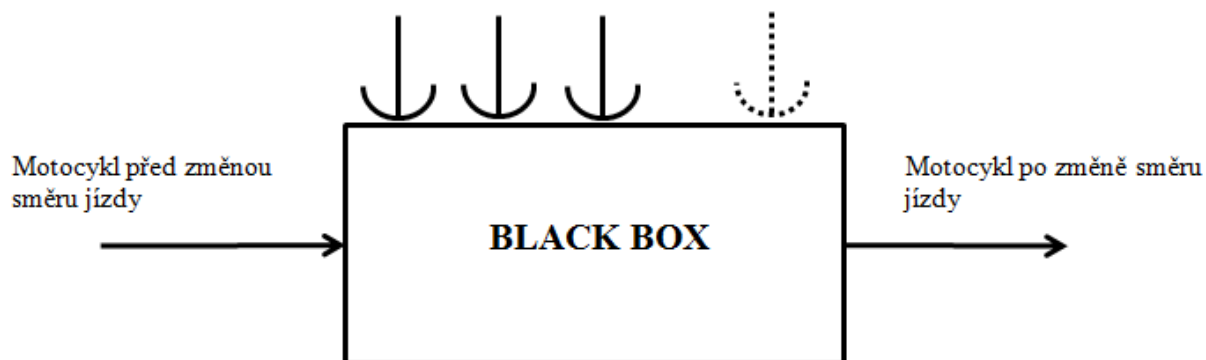
Tab. 2.1 Tabulka parametrů řízení konkurenčních výrobků

2.10. Stanovení konstrukčního řešení

Pro stanovení racionálního návrhu konstrukčního řešení zadaného úkolu diplomové práce byla zvolena strategie navrhování technických prostředků dle metodiky Engineering Design Science (EDS). EDS je konstrukční vědní obor, zabývající se vývojem a výzkumem strategie navrhování technických prostředků, tj. konstruování, s cílem zvýšení jeho užitné výstupní hodnoty, snížení nákladů a časové náročnosti. Obsahem EDS je systematický přehled poznatků o objektech, procesech a vazbách, které konstruování ovlivňují.

2.10.1. Transformační proces

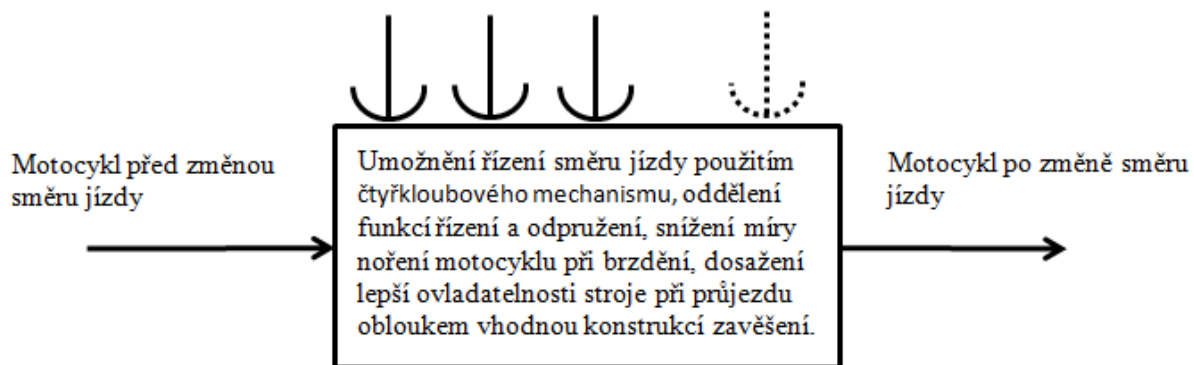
Transformační proces objektu je proces změny jeho stavu ze stavu dostupného na stav požadovaný. V první fázi je postup a technologie transformace neznámá, proto je na schématu označena jako černá skříňka- Black box. Proces transformace je ovlivňován vnějšími účinky člověka, systému, okolí a dalších operátorů.



Obr. 2.10.1 Transformační proces- Black box

2.10.2. Návrh transformačního procesu

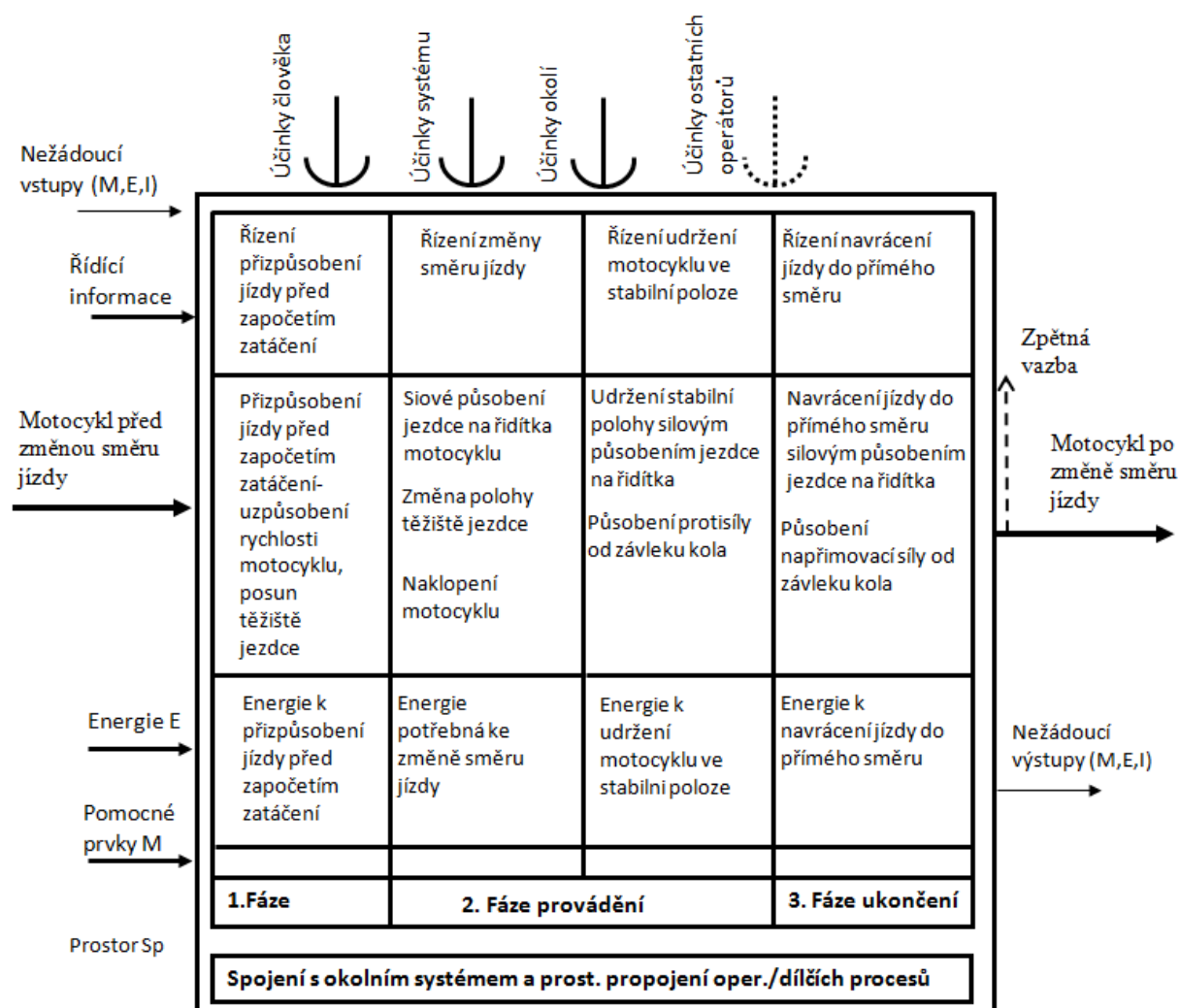
V dalším kroku jsou navrženy procesy uvnitř černé skříňky vedoucí ke změně stavu objektu ze stavu dostupného na stav požadovaný.



Obr. 2.10.2 Návrh transformačního procesu

2.10.3. Transformační systém

Transformační systém je tvořen transformačním procesem a všemi vzájemně souvisejícími a působícími prvky. Do procesu vstupují tzv. asistující vstupy informační, energetické a materiálové a vstupy nežádoucí. Proces je dále ovlivňován účinky operátorů. Těmi mohou být člověk, technický systém, informační systém, manažerský systém a aktivní a reaktivní okolí.



Obr. 2.10.3 Transformační systém

2.10.4. Orgánová struktura

Návrh orgánové struktury je řešen formou morfologické matice. Ta je tvořena orgány, tedy nositeli funkcí a prvků, které tvoří hledané konstrukční řešení. V orgánové struktuře jsou barevně vyznačeny 3 varianty konstrukčního řešení spojením jednotlivých orgánů matice.

Funkce/prvek	Orgány			
Mechanismus řízení kola	čtyřkloub uvnitř středu kola	čtyřkloub vně středu kola		
Zachování úhlu osy řízení při propružení	Pevné uložení bez kompenzace úhlu řízení	Podélné přepákování tvořené jednou vidlicí a táhlem	Podélné přepákování tvořené dvěma vidlicemi	
Odpružení předního kola	Jedna centrální pružící a tlumící jednotka	Dvě pružící a tlumící jednotky po stranách motocyklu	Samostatná pružící jednotka a tlumící jednotka	
Nosný prvek zavěšení kola	Jednostranné rameno s letným uložením kola	Horizontální vidlice	Vertikální vidlice	
Materiál konstrukce	Svařované ocelové trubky	Profily ze slitiny AL	Profily ze slitiny Ti	Kompozit
Přenos momentu od řídítek na mechanismus	Kuželovým soukolím	Šnekovým skoukolím	Pohybovým šroubem	Přímým tlakem na uložení kola
Ovládání řídicího mechanismu	Mechanickým přepákováním	Táhly	Rotačními hřídeli s kloubnými spojkami	Pružnými rotačními hřídeli

- Varianta 1
- Varianta 2
- Varianta 3

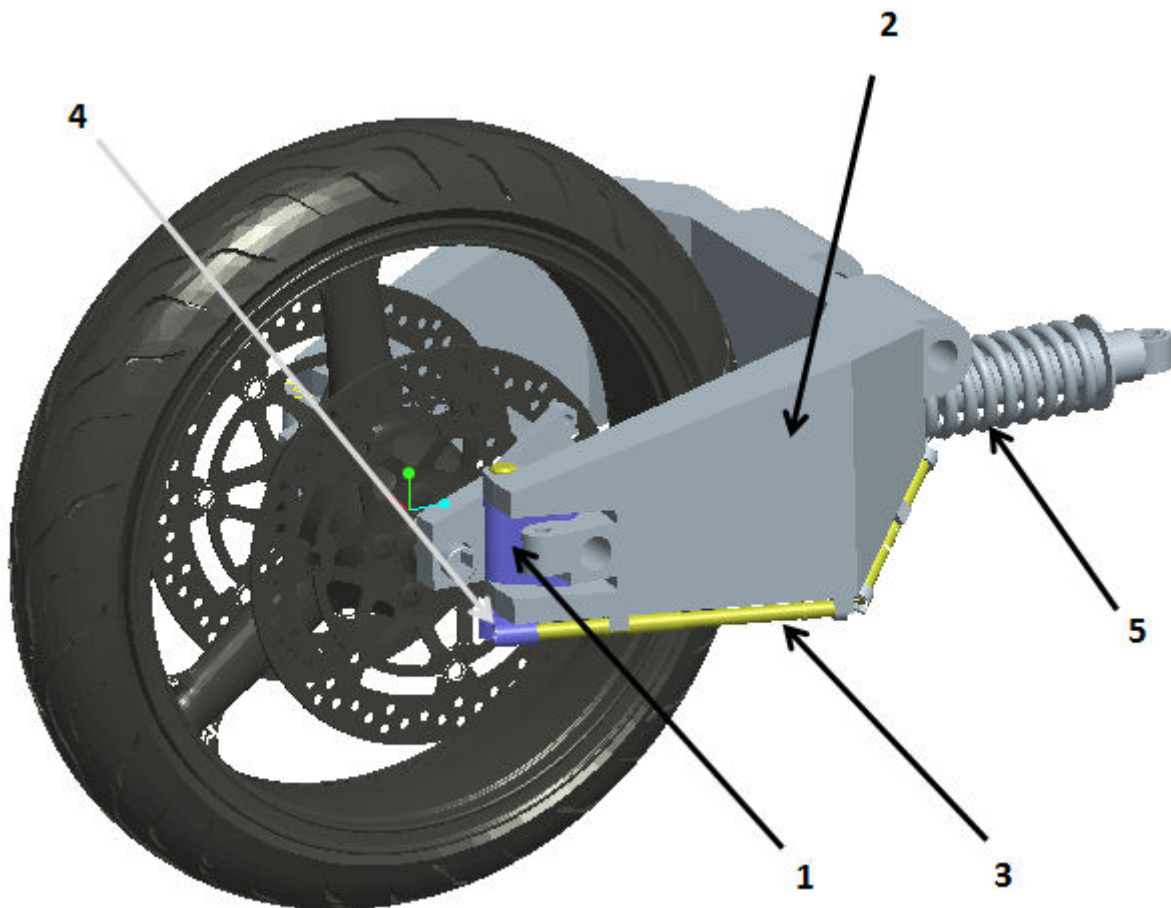
Obr. 2.10.4 Orgánová struktura

2.10.5. Varianta 1

Varianta 1 představuje na konstrukčně jednoduché řešení zadaného úkolu, za účelem snížení nákladů na materiál i výrobu konstrukce. Zároveň obsahuje inovativní prvky, především v oblasti přenosu kroutícího momentu od řídítek na řízené kolo, které musely být podrobeny hlubšímu rozboru.

2.10.5.1. Charakteristika konstrukce

Přední kolo je zavěšeno ve vnějším čtyřkloubovém mechanismu (1, obr. 2.10.5) upevněném na horizontální kyvné vidlici (2) z kompozitního materiálu. Přenos kroutícího momentu od řídítek je zajištěn rotačními hřídeli (3) navzájem spojenými křížovými klouby, které vyúsťují do kuželového soukolí (4), uvádějící v pohyb ramena čtyřkloubu. Centrální pružící a tlumící jednotka (5) je umístěna horizontálně ve spodní části motocyklu a s přední vidlicí spojena vhodným pákovím.

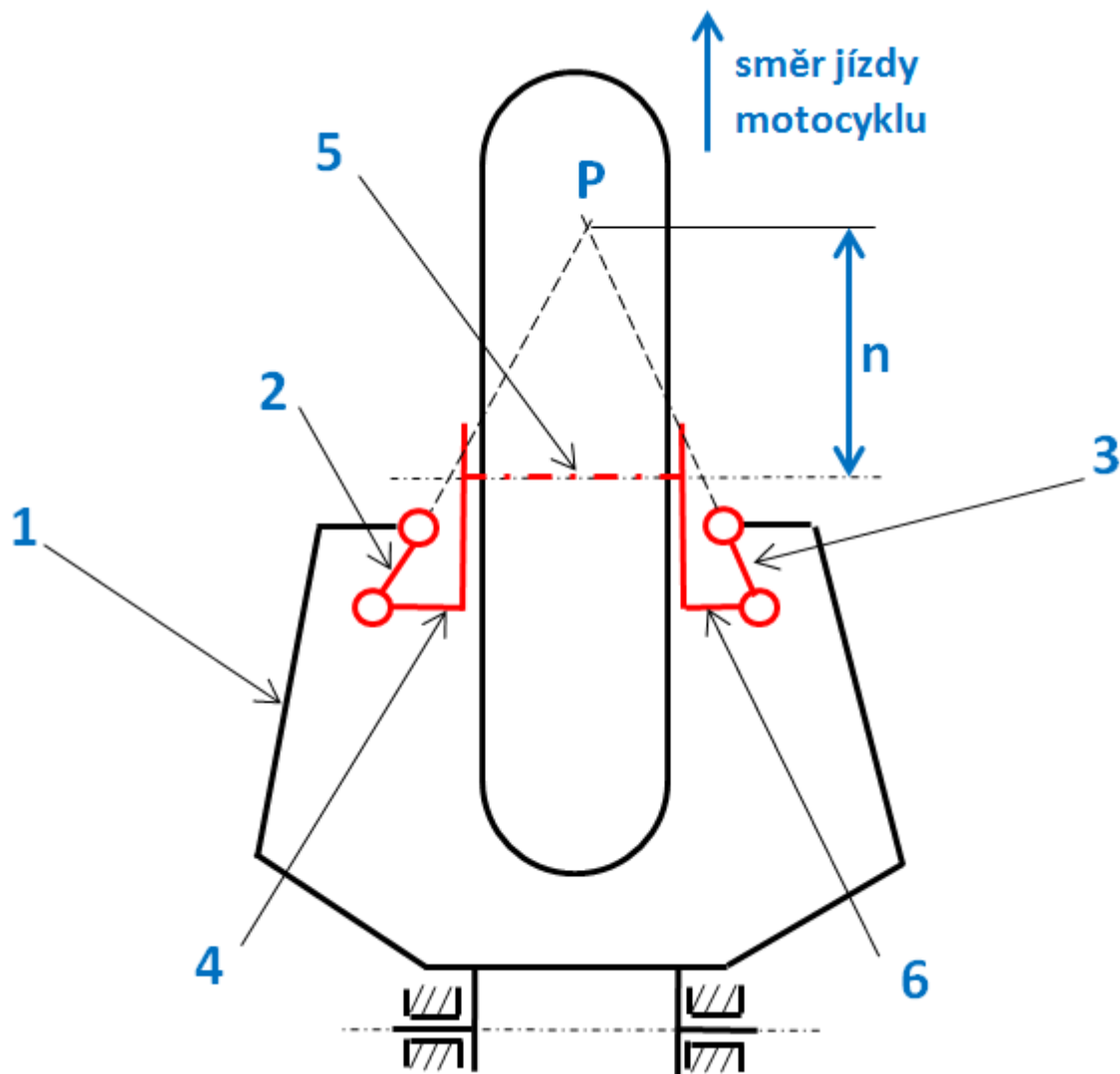


Obr. 2.10.5 Varianta 1- popis konstrukčního návrhu

2.10.5.2. Řízení

Schématické znázornění zavěšení předního kola na čtyřkloubovém mechanismu je vyobrazeno na obr. 2.10.6. Čtyřkloub je lichoběžníkového dvouvahadlového tvaru

s okamžitým středem otáčení (P) orientovaným ve směru jízdy motocyklu. Mechanismus tvořen vidlicí (1), levým a pravým vahadlem (2,3) a těhlicí. Těhlice je rozčleněna do 3 segmentů: levé části těhlice (4), předsunuté osy kola (5) a pravé části těhlice (6). Vzdálenost styčného bodu pneumatiky s vozovkou od průmětu okamžitého středu otáčení mechanismu do stejné roviny představuje závlek předního kola (n).



Obr. 2.10.6 Varianta1-Schéma čtyřkloubového mechanismu řízení

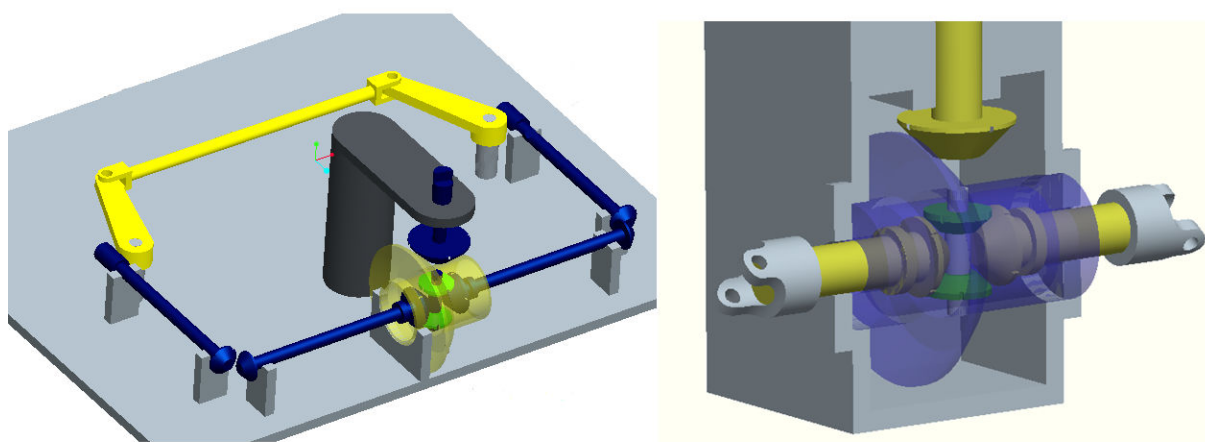
Pro konstrukční variantu 1 je přenos kroučícího momentu od řídítek motocyklu přenášen pomocí rotačních hřídelů po obou stranách kyvné vidlice až k osám ramen čtyřkloubového mechanismu. Na obr. 2.10.7 a 2.10.8 je schematicky znázorněno provedení celého řídicího mechanismu. Přední kolo (1) je zavěšeno pomocí čtyřkloubu v kyvné vidlici (2). Natočením řídítek (Ř) dojde k otáčení osy řízení v hlavě rámu (3) a dále hřídeli po obou stranách vidlice (vyznačeny červenou barvou) až ke kuželovým soukolím (K), které otáčí svislými osami ramen čtyřkloubu. Jednotlivé hřídele jsou spojeny křížovými, popřípadě homokinetickými klouby (4). Vzhledem ke kývavému pohybu kola okolo osy vidlice (5) při propružení, musí být soustava hřídelů vybavena lineárně posuvným členem (6). Ramena čtyřkloubového

2.10.5.3. Diferenciál

Nutnost použití rozvodové skříně s diferenciálem je dána rozdílnou úhlovou rychlostí obou vahadel čtyřkloubového mechanismu při natačení řízeného kola.

Pro konstrukční variantu 1 je diferenciál pevně připojen ke kyvné vidlici. Při proružení motocyklu se spolu s vidlicí natáčí i spodní systém hřídelů řízení včetně diferenciálu a nedochází k ovlivnění úhlu natočení kola. Změnu délky horní sestavy řídicích hřídelů je při propružení nutné kompenzovat teleskopickým hřídelem.

Funkčnost diferenciálu v soustavě řídicího mechanismu z hlediska kinematiky byla ověřena na pomocném 3D modelu v modulu Mechanism CAD systému Pro/Engineer.



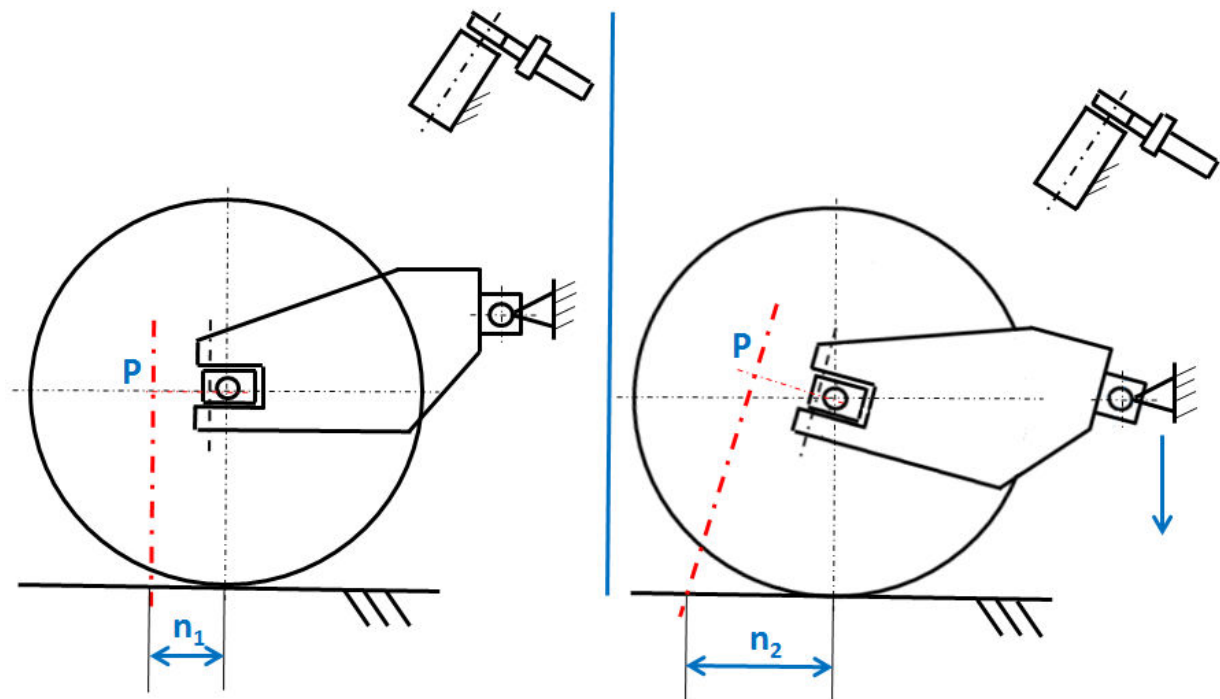
Obr. 2.10.9 Pomocný model diferenciálu

2.10.5.4. Silné a slabé stránky Varianty 1

Použití vodorovné kyvné vidlice s integrovaným řídicím mechanismem v její přední části přináší pozitivní vlastnosti v oblastech jízdní stability, bezpečnosti i komfortu. Brzdné síly jsou přenášeny přímo na rám motocyklu a tím je dosaženo zmenšení vlivu těchto sil na řízení. Další výhody tohoto konstrukčního řešení spočívají v redukci počtu prvků konstrukce a jejich celkové hmotnosti. Kyvná vidlice z kompozitního materiálu tvoří dostatečně tuhou a zároveň lehký celek pro připevnění ostatních komponent. Rovněž použití jedné centrální tlumicí a pružící jednotky přispívá k redukci celkových neodpružených hmot.

Po hlubším rozpracování této konstrukční varianty se jako problematický ukázal koncept přenosu momentu od řídítek ke koncovému mechanismu řízení. Vzhledem k prostorové náročnosti zástavby bylo nutné systém rotačních hřídelů rozčlenit na mnoho kloubově spojených segmentů. Z toho vyplývají rizika spojená se vznikem vůlí v řízení, zajištění rovnoměrného převodu při použití kloubů a náročností konstrukce kvůli velkému množství prvků pro uložení hřídelů. Hřídele uložené nechráněně na vnější straně vidlice snižují spolehlivost a funkčnost celé konstrukce.

Negativní vlastností celistvé kyvné vidlice je nežádoucí efekt proměnlivého úhlu osy řízení při propružení motocyklu. Na obr. 2.10.10 je znázorněn stav před a po propružení. Natočením vidlice dojde k natočení osy řízení a tím i ke změně velikosti závleku kola (n).



Obr. 2.10.10 Změna velikosti závleku kola po propružení motocyklu (vpravo)

Řešení odpružení přední vidlice pomocí jedné centrální jednotky umístěné horizontálně na spodní části motocyklu by mohlo přijít do kolize s dalšími prvky motocyklu jak např. výfukovými svody, chladičem, atp.

Dalším negativním prvkem konceptu rotačních hřídelů je nutnost použití rozvodové skříně s diferenciálem. To je dáno rozdílnou úhlovou rychlostí obou vahadel čtyřkloubového mechanismu při natáčení řízeného kola. Nákup vhodné univerzální jednotky není vzhledem k jedinečným požadavkům na zástavbu a převod reálný a výroba vlastního celku neekonomická. Kuželová soukolí pro přenos momentu na koncový čtyřkloubový mechanismus také kladou nároky na chráněný prostor a přísun maziva.

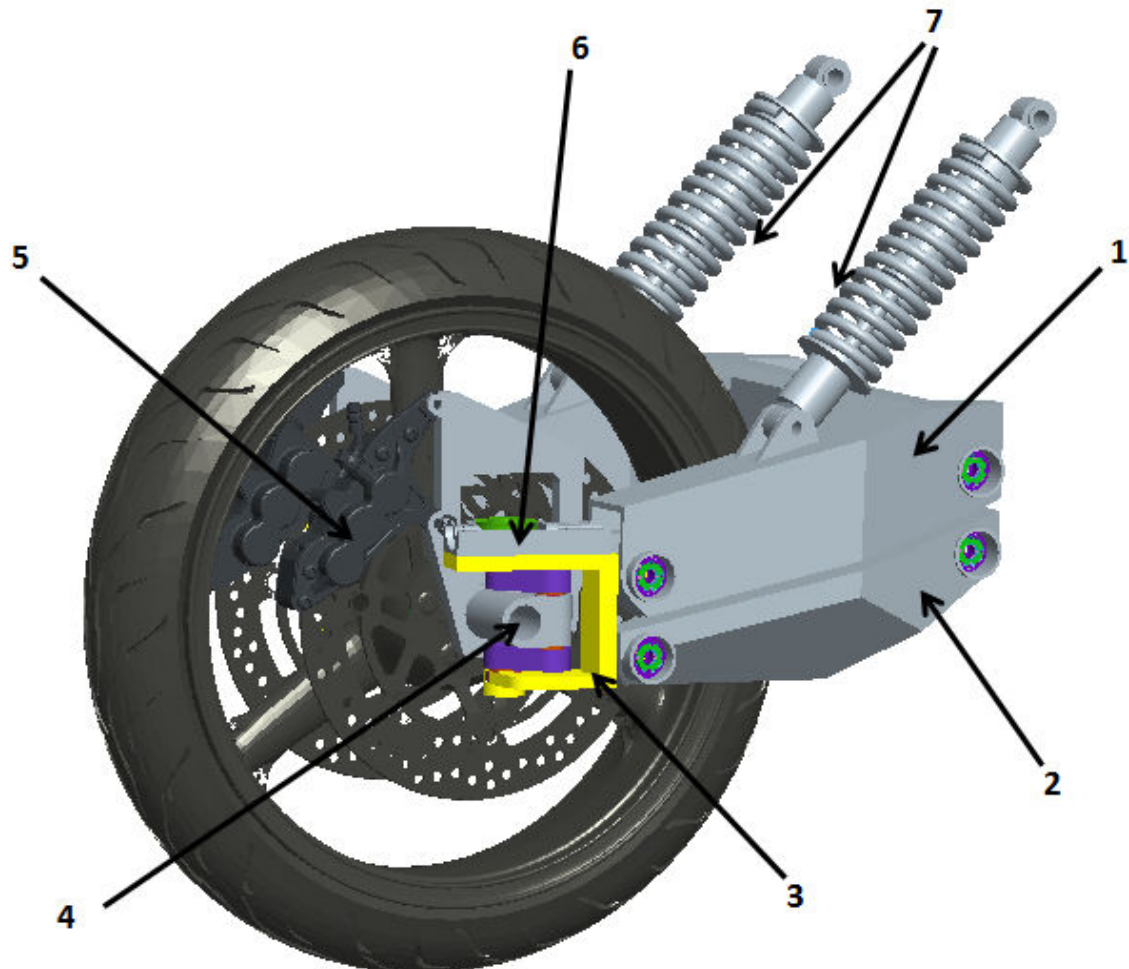
2.10.6. Varianta 2

Varianta 2 představuje inovativní řešení konstrukčního úkolu s maximální snahou o vylepšení vlastností v oblastech jízdní stability, komfortu a bezpečnosti. Zároveň eliminuje nebo úplně nahrazuje některé slabé stránky odhalené při rozboru varianty 1.

2.10.6.1. Charakteristika konstrukce

Významným charakteristickým prvkem této konstrukční varianty je rozdělení kyvné vidlice na dva paralelní segmenty (1,2), které společně s třmenem pro uložení čtyřkloubového mechanismu (3) a rámem motocyklu tvoří paralelogram. Horní i dolní vidlice (1,2) jsou tenkostěnné svařence profilů ze slitiny hliníku. Osa předního kola byla umístěna do trubkové části těhlice (4), čímž došlo k uspořené místa a zmenšení jejího namáhání. Brzdové třmeny (5) byly umístěny na přední stranu pravého i levého segmentu těhlice. Přenos kroutícího momentu od řidítek je realizován pomocí pružných hřídelů procházejících vnitřní částí horní kyvné vidlice až ke šnekovému soukolí (6) ovládajícímu koncový řídicí mechanismus.

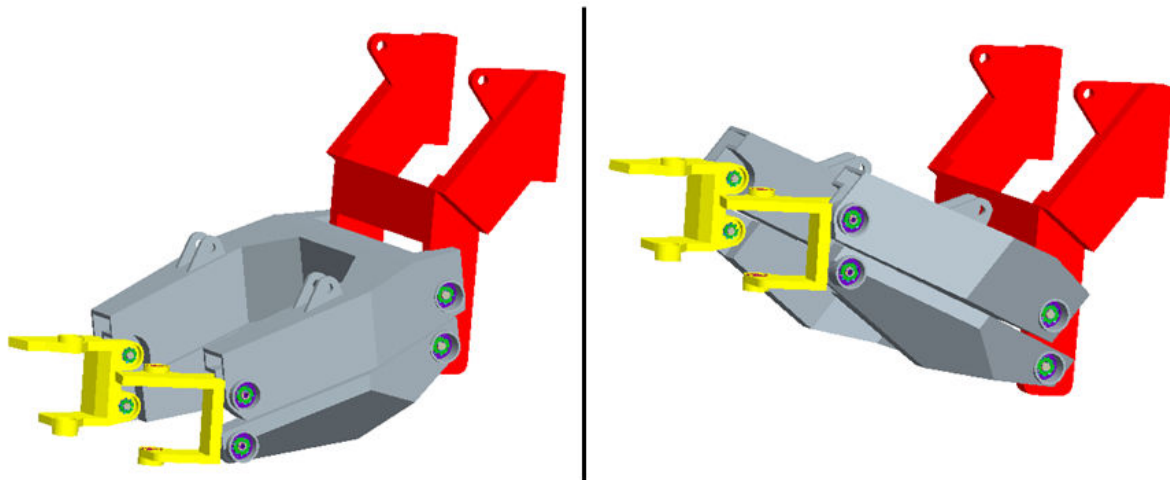
Odpružení přední vidlice zajišťují dvě tlumící a pružící jednotky (7) umístěné po jejich stranách.



Obr. 2.10.11 Varianta 2- popis konstrukčního návrhu

2.10.6.2. Vidlice

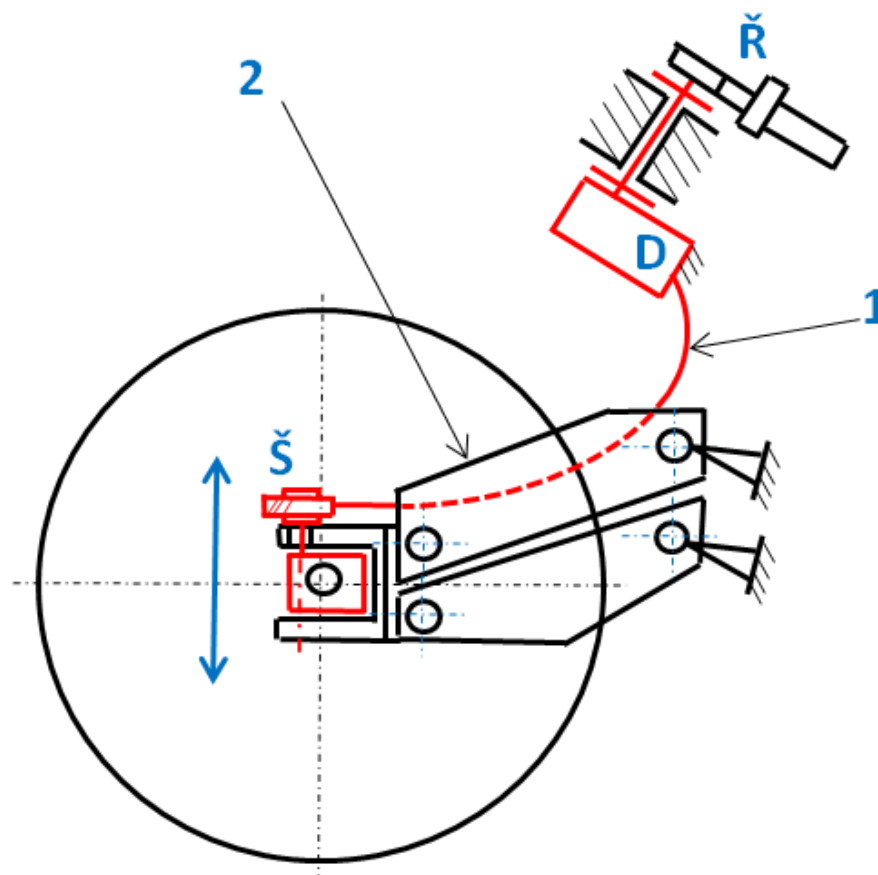
Rozdělení vidlice má velký význam z hlediska zlepšení jízdní stability motocyklu. Paralelogram tvořený horní a dolní vidlicí, třmeny pro uložení řídicího mechanismu a rámem motocyklu zajišťuje stálost úhlu osy řízení při propružení motocyklu. Velikost závleku kola se nemění a řízení tedy není propružením ovlivněno, viz obr. 2.10.12.



Obr. 2.10.12 Varianta 2- stejná orientace třmenů před a po pružení motocyklu

2.10.6.3. Řízení

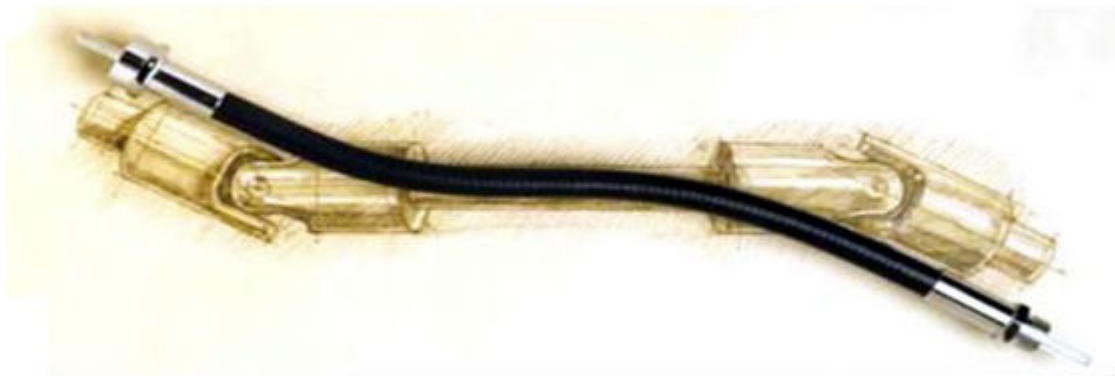
Přenos kroutícího momentu od řidítek je realizován pomocí pružných hřídelů (1) vyobrazených na schématu obr. 2.10.14. Ty jsou připojeny do převodových skříní šnekových soukolí (Š) na koncích vidlice. Pružné hřídele dále procházejí dutinou horní kyvné vidlice (2) a ústí do rozvodové skříně s diferenciálem (D), umístěné na rámu motocyklu v oblasti řidítek (Ř).



Obr. 2.10.13 Varianta 2- schéma řízení

2.10.6.4. Pružný hřídel

Pružným hřídelem lze v mnoha případech nahradit složité soustavy pevných ocelových hřídelů spojených klouby, zvláště v prostorově náročných zástavbách. Velkou výhodou pružných hřídelů je i jejich nízká hmotnost a stálý převod 1:1. Vhodné pružné hřídele lze vybírat z mnoha katalogů různých výrobců. Důležitými parametry pro správný výběr jsou především přenášený krouticí moment, úhlová rychlost, poloměr ohybu hřídele a torzní tuhost.



Obr. 2.10.14 Porovnání kloubového hřídele s pružným hřídelem [11]

2.10.6.5. Silné a slabé stránky varianty 2

Rozdělení kyvné vidlice na dva segmenty zajišťuje neměnnou geometrii a dobrou ovladatelnost motocyklu při propružení. Slitina hliníku je vhodným materiálem pro svařovanou konstrukci vidlic. Uložení rotačních prvků pomocí předepnutých valivých ložisek s kosoúhlým stykem zajišťuje přesný chod s minimálními odpory.

Nahrazením pevných rotačních hřídelů pružnými se eliminuje náchylnost soustavy na vůle v řízení a potíže se synchronizací nekonstantních úhlových rychlostí. Pružné hřídele rovněž přispěly ke snížení celkové hmotnosti této soustavy.

Posunutím osy kola do trubkového ramene těhlice čtyřkloubu a umístěním mezi dvojici vahadel došlo ke zmenšení zástavbových prostor řídicího mechanismu a zároveň ke zmenšení momentu, kterým je těhlice namáhána od kola.

Použitím dvou tlumících a pružících jednotek na bočních stranách konstrukce se zmírnilo riziko jejich kolize s dalšími prvky motocyklu.

Mezi negativní vlastnosti této konstrukční varianty lze zařadit větší množství rotačních uložení kyvných segmentů, což zvyšuje náročnost konstrukce a riziko vzniku vůlí. Slabou stránkou konstrukčního návrhu lze také označit nutnost použití rozvodové skříně s diferenciálem, která činí celou konstrukci složitou a snižuje její ekonomičnost.

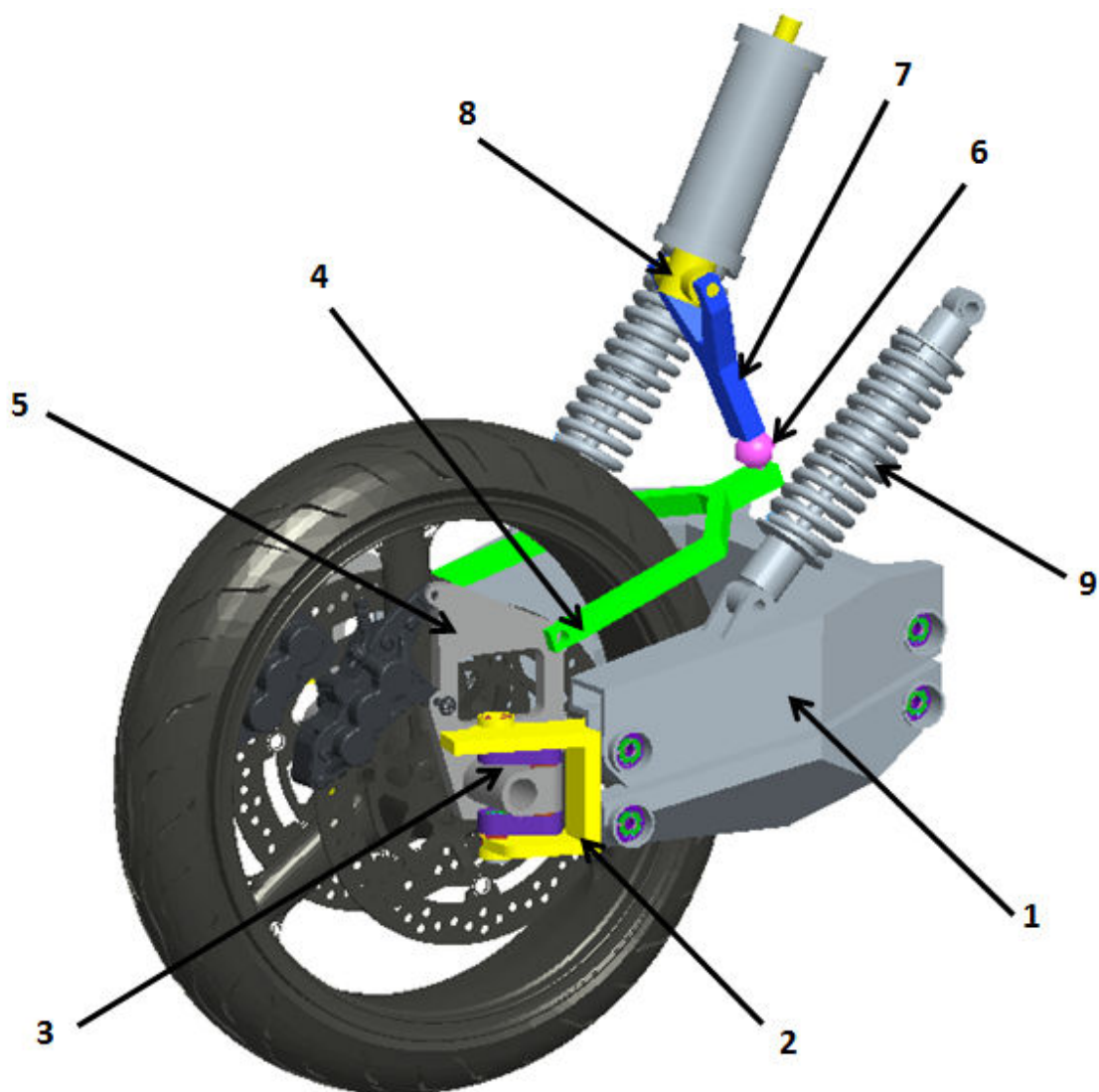
Šnekové soukolí klade nároky na uložení ve dvou samostatných skříních s přísunem maziva. Malý zástavbový prostor vede k použití soukolí s nízkým dovoleným zatěžovacím momentem.

2.10.7. Varianta 3

Varianta 3 úplně opouští koncept ovládání řídicího mechanismu ozubenými soukolími a rotačními hřídeli a nahrazuje je mechanickým pákovým. Zároveň klade důraz na přesnost řízení a dobrou ovladatelnost motocyklu.

2.10.7.1. Charakteristika konstrukce

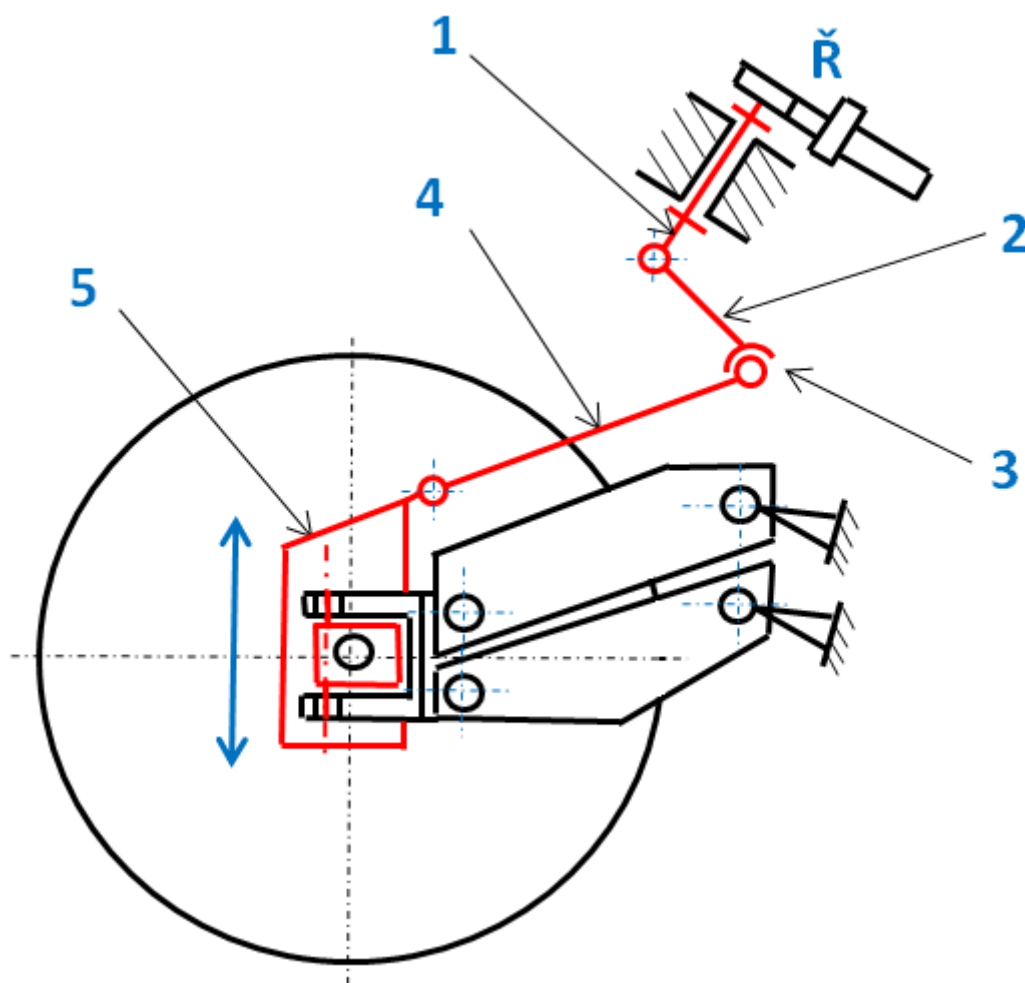
Konstrukce je tvořena kyvnou vidlicí (1) rozdělenou na dva segmenty, které společně s rámem motocyklu a třmeny (2) pro uložení čtyřkloubového mechanismu (3) tvoří paralelogram. Ovládání řídicího mechanismu je realizováno pomocí vidlice řízení (4) rotačně připojené k bočním částem těhlice mechanismu (5) a dále spojené kulovým čepem (6) s ramenem řízení (7). To je rotačně spojeno s hřídelem řízení (8) vedoucím od řídítek motocyklu. Odpružení přední vidlice je řešeno dvěma pružícími a tlumícími jednotkami (9) umístěnými na bočních stranách konstrukce.



2.10.15 Varianta 3- popis konstrukčního návrhu

2.10.7.2. Řízení

Celý mechanismus řízení je popsán na obr. 2.10.17. Otáčením řídítek (Ř) dochází k rotaci hřídele (1) uloženého v hlavě řízení. Ten přenáší pohyb dále na páku (2) a vidlici řízení (4), která je kloubně spojena přímo s oběma bočními segmenty těhlice čtyřkloubového mechanismu (5). Rotační vazby mezi prvky 1- 2 a 4- 5 společně s kulovým kloubem (3) umožňují pohyb vidlice při propružení aniž by bylo řízení ovlivněno.



2.10.16 Varianta 3- schéma řízení

2.10.7.3. Silné a slabé stránky varianty 3

Silnou stránkou varianty 3 lze určitě označit snadnou vyrobiteľnosť a nižší náklady na zhotovení a nákup potřebných komponentů konstrukce (v porovnání s předchozími variantami). Mechanické pákové pro ovládání řídicího mechanismu je jednoduchým avšak spolehlivým řešením pro splnění požadovaných funkcí.

Slabými místy konstrukce je velký počet rotačních uložení obou segmentů kyvné vidlice i řídicího pákoví, což může vést k vzniku a nasčítání vůlí a nepřesností v řízení motocyklu. Dále bude nutné přezkoumat možné ovlivnění řízení při propružení mechanismu.

2.10.8. Hodnocení variant

Pro nalezení optimální varianty konstrukčního řešení byla použita metoda vícekritériálního hodnocení. Bylo stanoveno 6 kritérií, podle kterých byly všechny 3 konstrukční varianty hodnoceny.

Kritérium 1- vlastnosti řízení- představuje komplexní souhrn vlastností řídicího systému při jízdě, jeho chování při propružení motocyklu, geometrie, komfortu a ovlivnění brzdými silami. Podle kritéria 2- zástavbového prostoru- byla hodnocena prostorová náročnost konstrukce. Kritérium 3- spolehlivost- znamená náchylnost systému řízení ke vzniku poškození, nepřesností nebo vůlí. Kritérium 4- údržba- pohlíží na náklady a četnost servisních prací na konstrukci při provozu motocyklu. Podle kritéria 5- hmotnosti- byly hodnoceny celkové hmotnosti jednotlivých konstrukčních variant, porovnávané mezi sebou. Poslední kritérium 6- výrobní náklady- pohlíží na veškeré náklady na vyráběné a nakupované díly i na náročnost montáže.

Pro stanovení vah jednotlivých kritérií byla použita metoda párového srovnání (tab. 2.1). Součtem preferencí a vydělením jejich celkovým počtem byly získány hledané váhy. Vzhledem k výskytu nulové hodnoty u jednoho z kritérií, byla provedena korektura spočívající v navýšení všech preferencí o jeden bod a následného přepočítání vah.

Kritérium	K1	K2	K3	K4	K5	K6	Počet preferencí	Váha	Navýšený počet preferencí	Upravená váha
Vlastnosti řízení	K1	1	1	1	1	1	5	0,33	6	0,29
Zástavbový prostor	K2		3	4	5	6	0	0	1	0,05
Spolehlivost	K3			3	3	3	4	0,27	5	0,24
Údržba	K4				5	4	2	0,13	3	0,14
Hmotnost	K5					6	2	0,13	3	0,14
Výrobní náklady	K6						2	0,13	3	0,14
Celkem							15	1	21	1

Tab. 2.2 Stanovení vah kritérií

Vícekritériální hodnocení variant se zahrnutím vah je zobrazeno v tab. 2.2. Všechny varianty byly porovnány s ideálním řešením, výsledky hodnocení jsou celkový součet hodnocení, normovaný součet hodnocení a pořadí variant. Optimální variantou pro řešení konstrukčního úkolu této diplomové práce byla stanovena varianta 3.

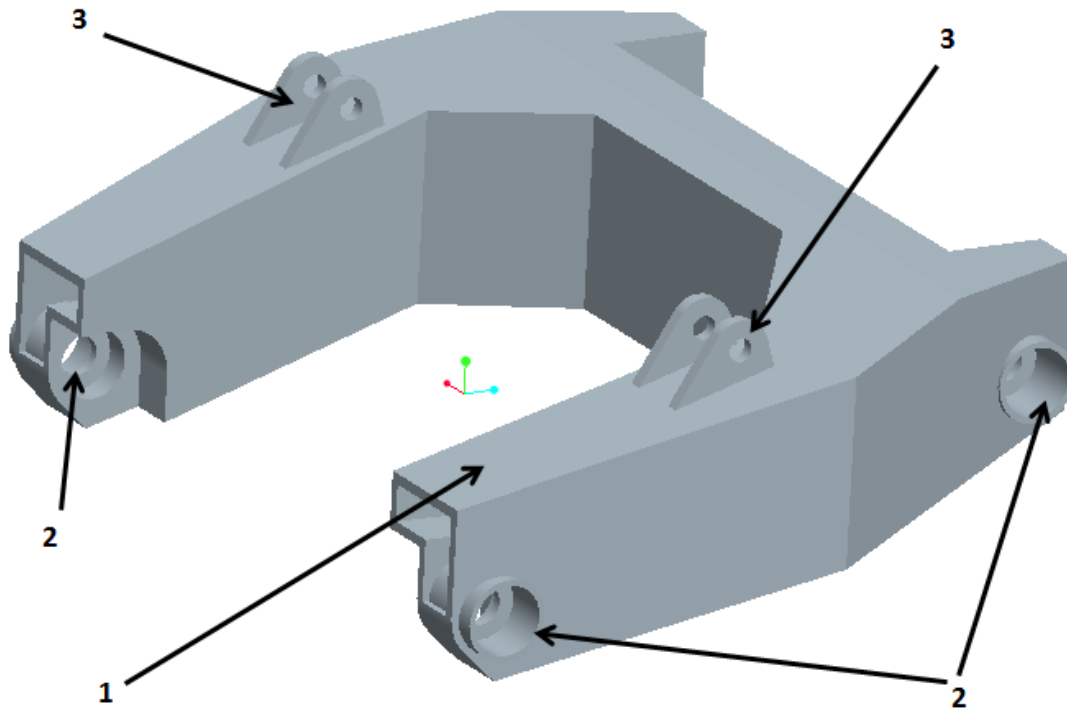
Varianty		Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3		Ideál	
Kritéria	Váha	Hodnocení	Vážené hodnocení	Hodnocení	Vážené hodnocení	Hodnocení	Vážené hodnocení	Hodnocení	Vážené hodnocení
Vlastnosti řízení	0,29	2	0,58	4	1,16	4	1,16	4	1,16
Zástavbový prostor	0,05	1	0,05	2	0,1	3	0,15	4	0,2
Spolehlivost	0,24	1	0,24	2	0,48	3	0,72	4	0,96
Údržba	0,14	1	0,14	2	0,28	3	0,42	4	0,56
Hmotnost	0,14	4	0,56	2	0,28	2	0,28	4	0,56
Výrobní náklady	0,14	2	0,28	1	0,14	3	0,42	4	0,56
Celkový součet			1,85		2,44		3,15		4
Normované hodnocení			0,46		0,61		0,79		1
Pořadí variant			3.		2.		1.		

Tab. 2.3 Hodnocení variant

2.10.9. Rozpracování 3D modelu konstrukčního řešení

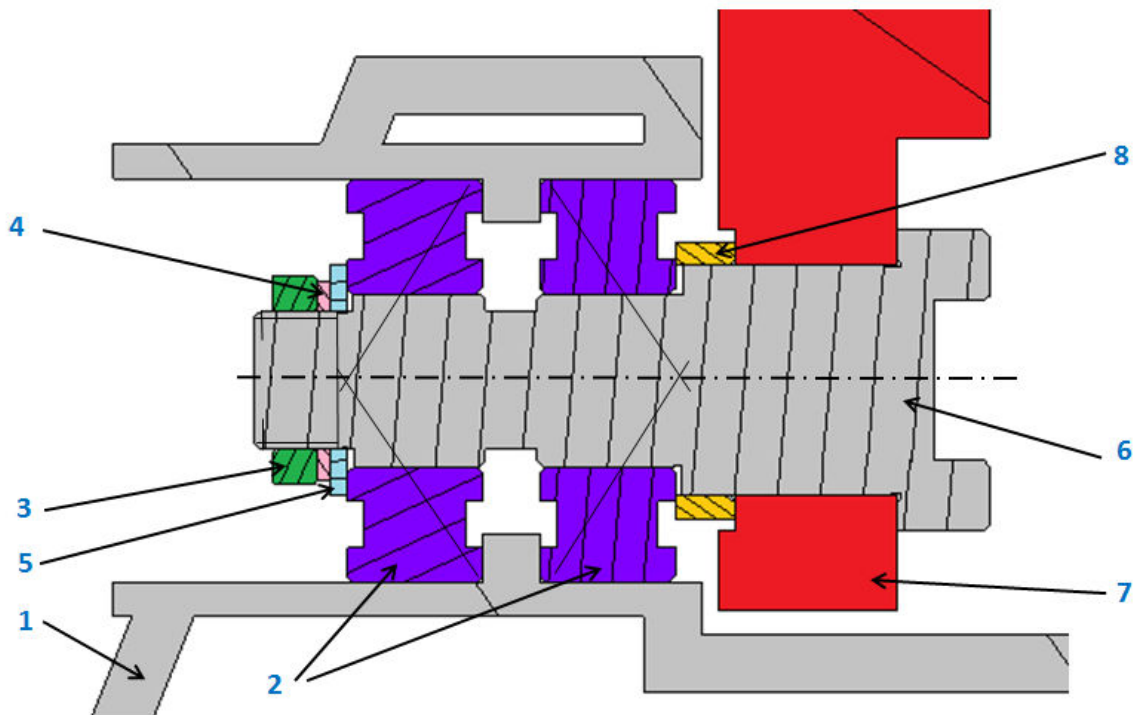
2.10.9.1. Kyvná vidlice

Při návrhu vodorovné kyvné vidlice byly zohledněny nároky a požadavky vyplývající z upřesněného zadání. Pro předpokládanou kusovou výrobu vyhovuje svařovaná konstrukce obou částí vidlice z plechů a profilů z hliníkové slitiny. Na obr. 2.10.17 je znázorněna horní část kyvné vidlice. Tělo vidlice (1) je tvořeno plechem z hliníkové slitiny tloušťky 4 mm. Na obou koncích vidlice jsou umístěny válcové nátrubky (2) s přesným vnitřním vybráním pro uložení ložisek os. Na horní straně vidlice jsou umístěny držáky (3) pružících a tlumících jednotek. Obdobným způsobem byla navržena i spodní část kyvné vidlice.



Obr. 2.10.17 Horní část vodorovné kyvné vidlice

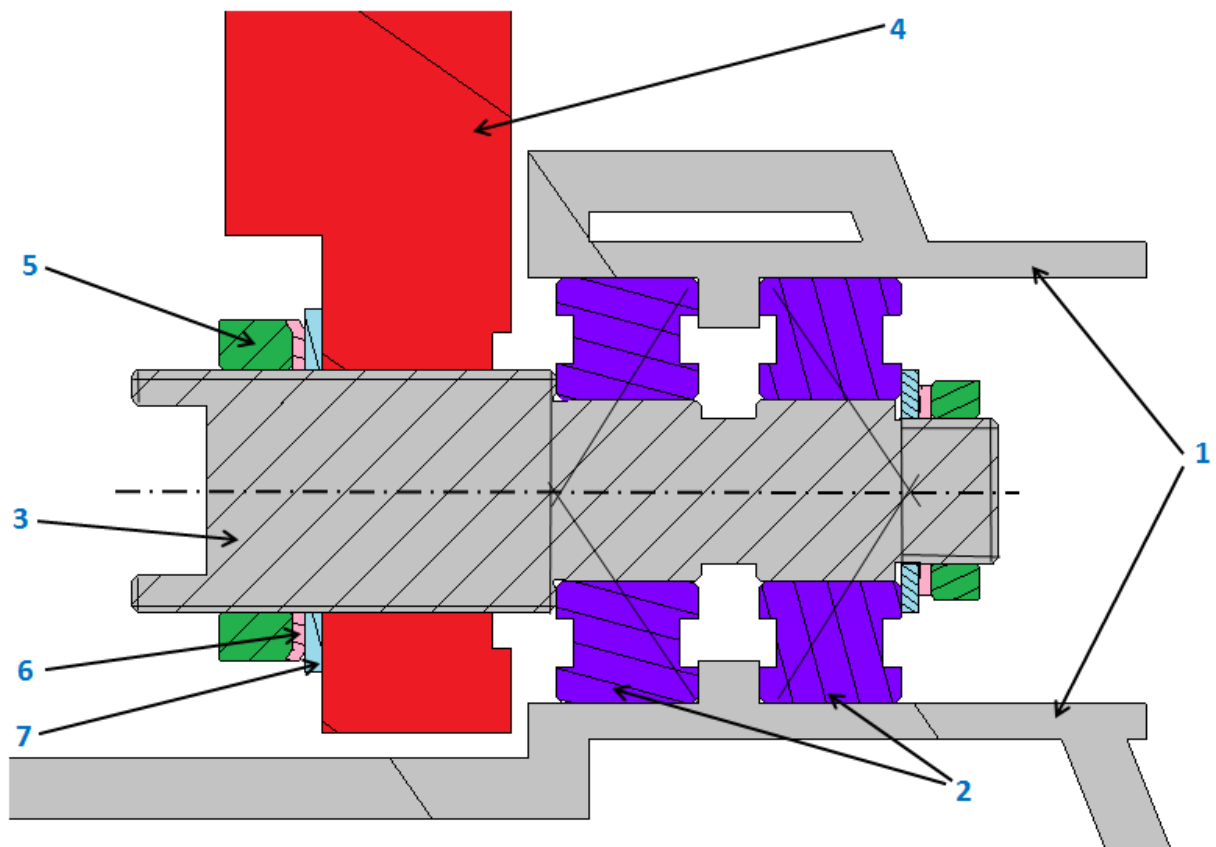
Řešení rotačního uložení obou vidlic v rámu motocyklu je znázorněno v průřezu na obr. 2.10.18. Tělo vidlice (1) je uloženo na dvou vzájemně předepnutých valivých ložiskách s kosoúhlým stykem (2) uspořádaných do "O". Ta jsou svírána pomocí KM matice (3) s MB podložkou (4) přes podložku (5) na ose (6). Zároveň je dochází k dotlačení hlavy osy k rámu motocyklu (7) přes distanční kroužek (8).



Obr. 2.10.18 Rotační uložení vidlice k rámu motocyklu

Pro vymezení vůlí mezi dvěma protilehlými uloženími os vidlice v rámu motocyklu byly navrženy vmezovací opatření popsané na průřezu uložení (obr. 2.10.19). Každá část vidlice (horní i dolní) je tedy v rámu uložena párem os, který je tvořen jednou osou pevnou (obr. 2.10.18) a jednou osou s vmezovacím opatřením.

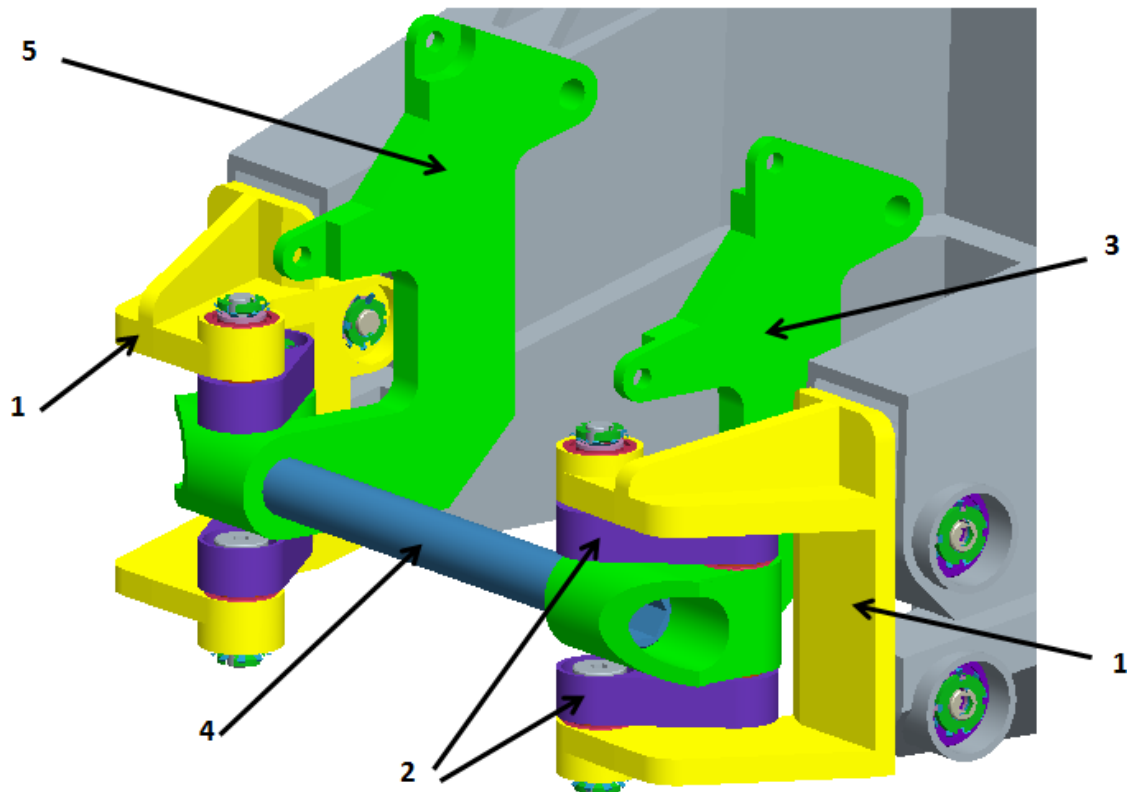
Vidlice (1) je uložena na dvou valivých ložiskách s kosoúhlým stykem (2) (s uspořádáním do "O"). Osou (3) je možné pomocí větší ze dvou závitových částí vymezení vůlí mezi rámem motocyklu (4) a vidlicí a zároveň vytváří protitlak pro předepnutí ložisek. Předepnutí a pojištění poloh je realizováno KM maticemi (5), MB podložkami (6) s podložkami (7).



Obr. 2.10.19 Uložení zadních os vidlice s opatřením pro vymezení vůlí

2.10.9.2. Mechanismus řízení

Čtyřkloubový mechanismus vyobrazený na obr. 2.10.18 je uložen ve třmenech (1) a dále je tvořen dvěma páry vahadel (2) na každé straně vidlice, mezi nimiž je upevněna těhlice mechanismu (tvořena levou částí těhlice (3), osou kola (4) a pravou částí těhlice (5)). Přesný pohyb mechanismu s nízkými odpory je zajištěn uložením hřídelů v předepnutých valivých ložiskách s kosoúhlým stykem.



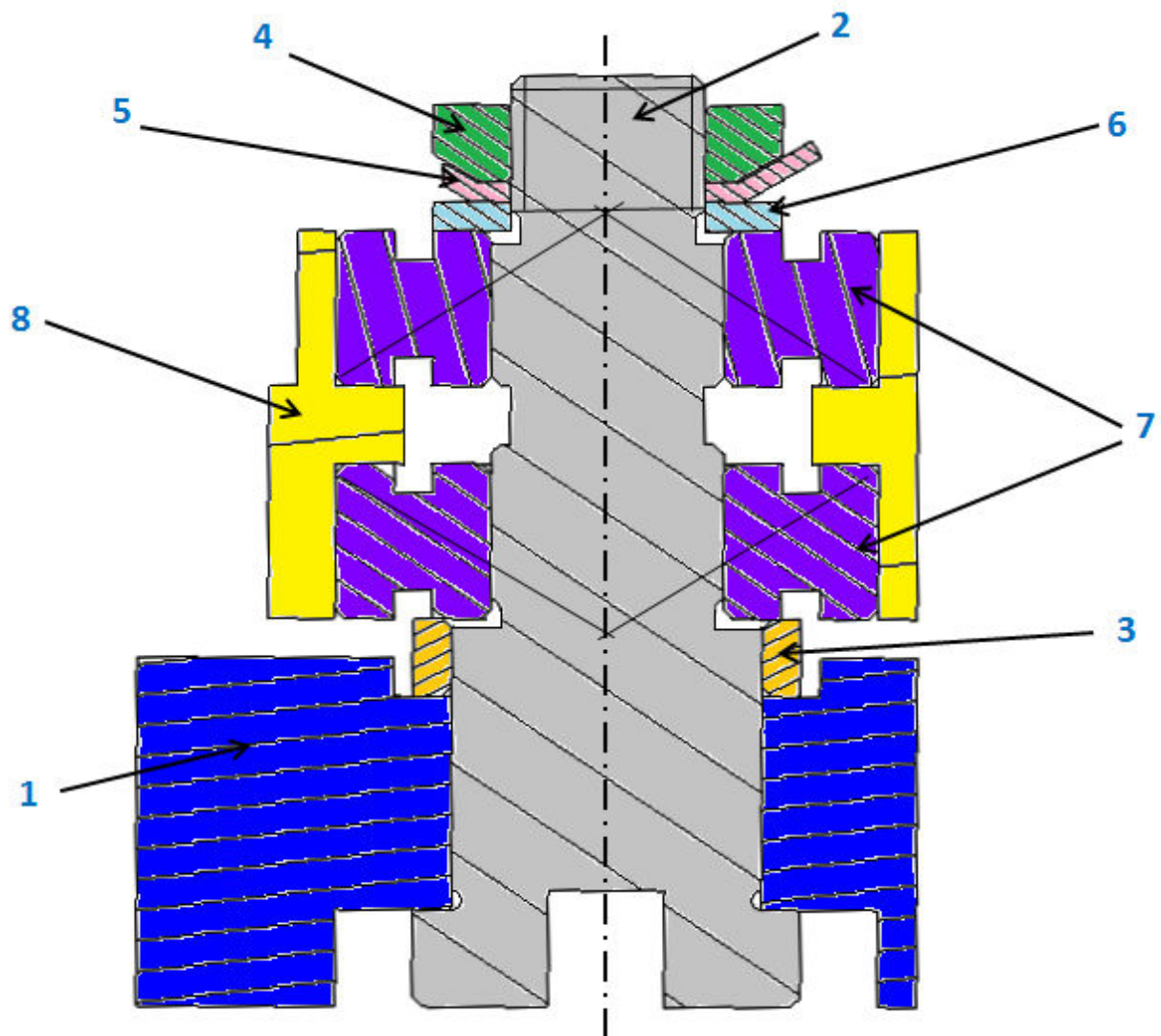
Obr. 2.10.20 Konstrukce čtyřkloubového mechanismu

Třmeny pro uložení mechanismu (1) jsou tvořeny jako svařence z profilů z hliníkové slitiny. Na horním a spodním rameni jsou umístěny nátrubky pro uložení ložisek, které zaručují rotační pohyb vahadel řídicího mechanismu. Třmeny jsou dále rotačně spojeny s oběma částmi vodorovné kyvné vidlice.

Vahadla mechanismu (2) jsou tvořena dvěma páry, pro lepší rozložení namáhání a uvolnění meziprostoru pro pohyb bočních částí těhlice. Materiál vahadel je ocel, protože zde bylo očekáváno větší namáhání vzhledem k jejich menším rozměrům.

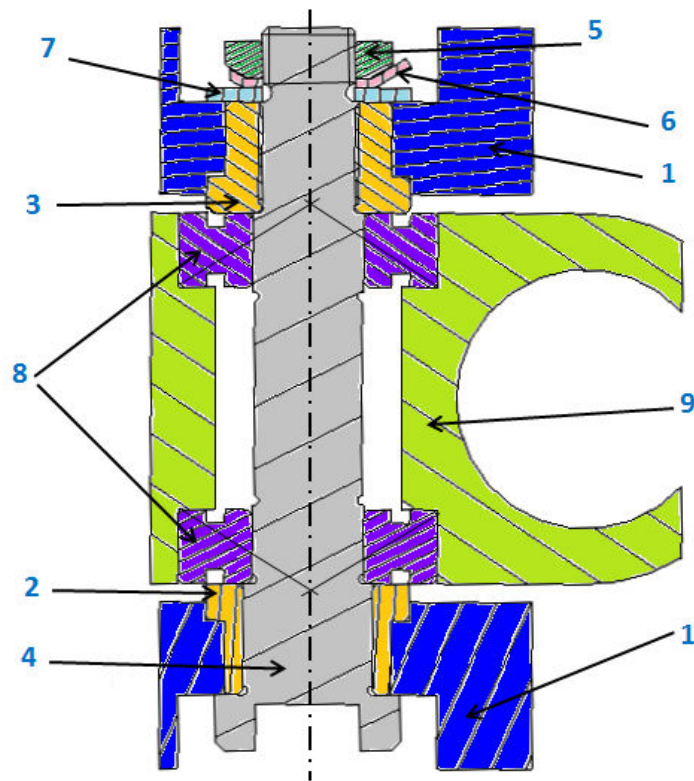
Levá a pravá těhlice (3, 5) jsou tvořeny jako svařenec jednotlivých segmentů z hliníkové slitiny. Funkcí obou těhlic je kromě upevnění předního kola motocyklu také vedení jeho směru a uložení brzdových třmenů, případně i blatníku předního kola. V duté trubkové části těhlic probíhá osa kola.

Rotační uložení vahadel ke třmenům je znázorněno v průřezu na obr. 2.10.21. Vahadlo (1) je dotlačováno k hlavě osy (2) přes distanční kroužek (3) maticí KM (4) s podložkou MB (5) a distanční podložkou (6). Tím jsou předepínána valivá ložiska s kosoúhlým stykem (7) (uspořádaných do "O"), která jsou uložena ve třmenu (8).



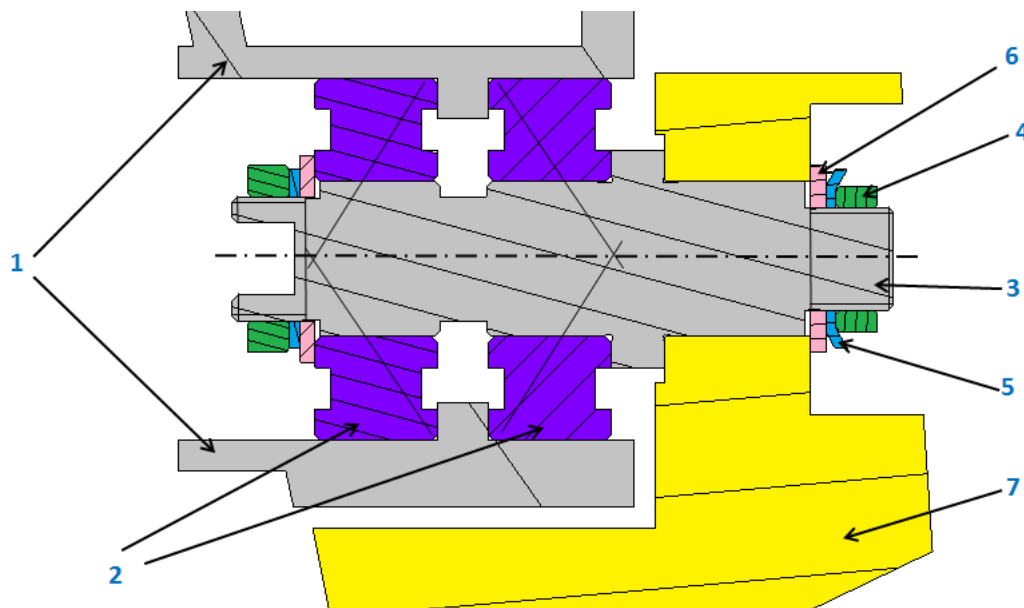
Obr. 2.10.21 Rotační uložení vahadla mechanismu ve třmenu

Opačné konce vahadel jsou rotačně spojeny s bočními těhlicemi (obr. 2.10.22). Vahadla (1) jsou přes nalisované vložky (2, 3) dotlačovány osou (4), maticí KM (5) s podložkou MB (6) a distanční podložkou (7) proti ložiskám (8), uložených v boční těhlici (9).



Obr. 2.10.22 Rotační uložení vahadel mechanismu v těhlici

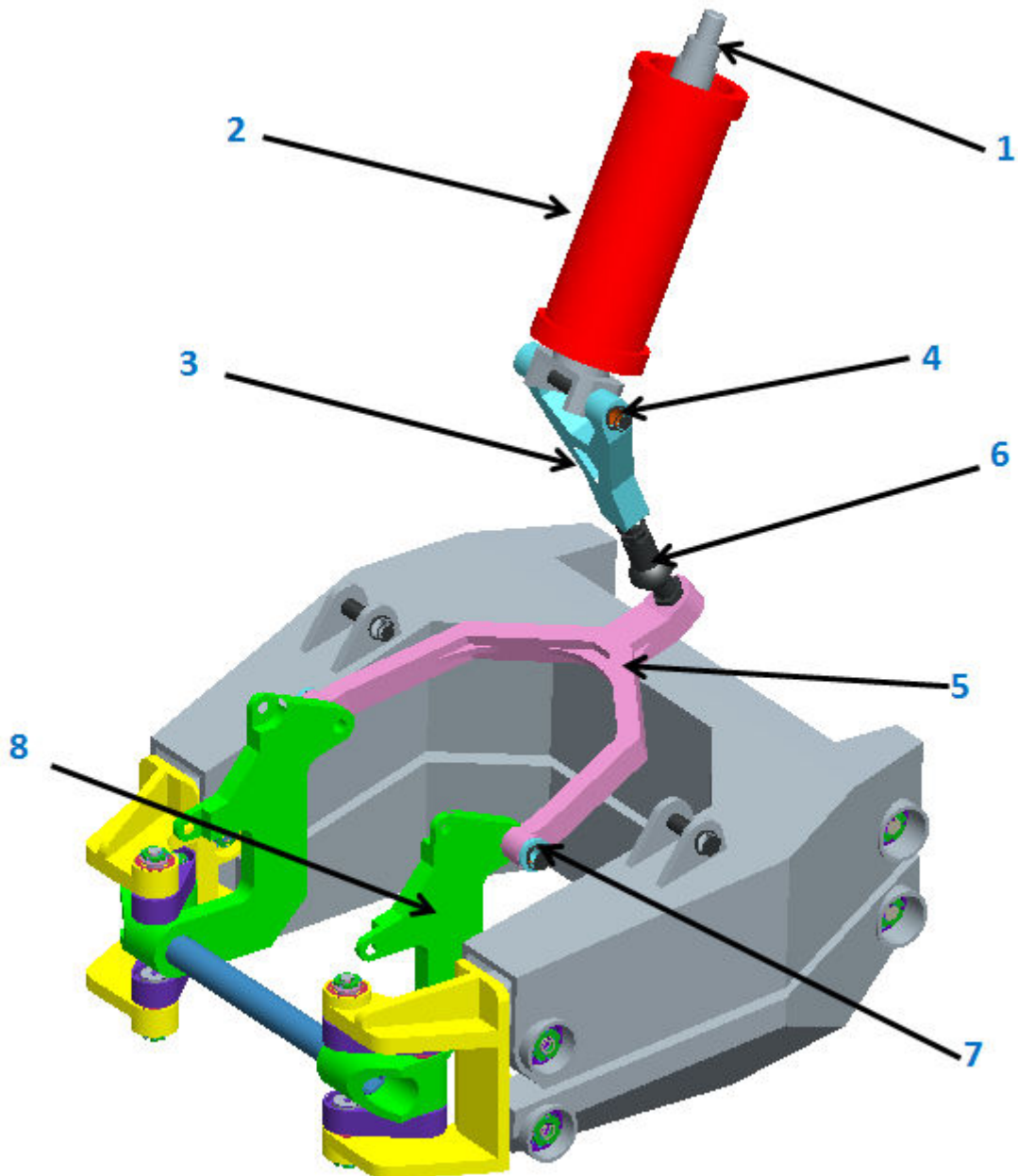
Třmeny jsou s horní i dolní částí kyvné vidlice rotačně spojeny, jak je znázorněno na obr. 2.10.23. Ve vidlici (1) jsou uložena valivá ložiska s kosouhlým stykem (2) (uspořádaná do "O"). K ose (3) jsou předepínána pomocí matice KM (4) s podložkou MB (5) a distanční podložkou (6). Třmen (7) je nasazen na osu (3) z opačné strany a upevněn a zajištěn pomocí matice KM (4) s podložkou MB (5) a distanční podložkou (6)



Obr. 2.10.23 Rotační uložení třmenů v kyvné vidlici

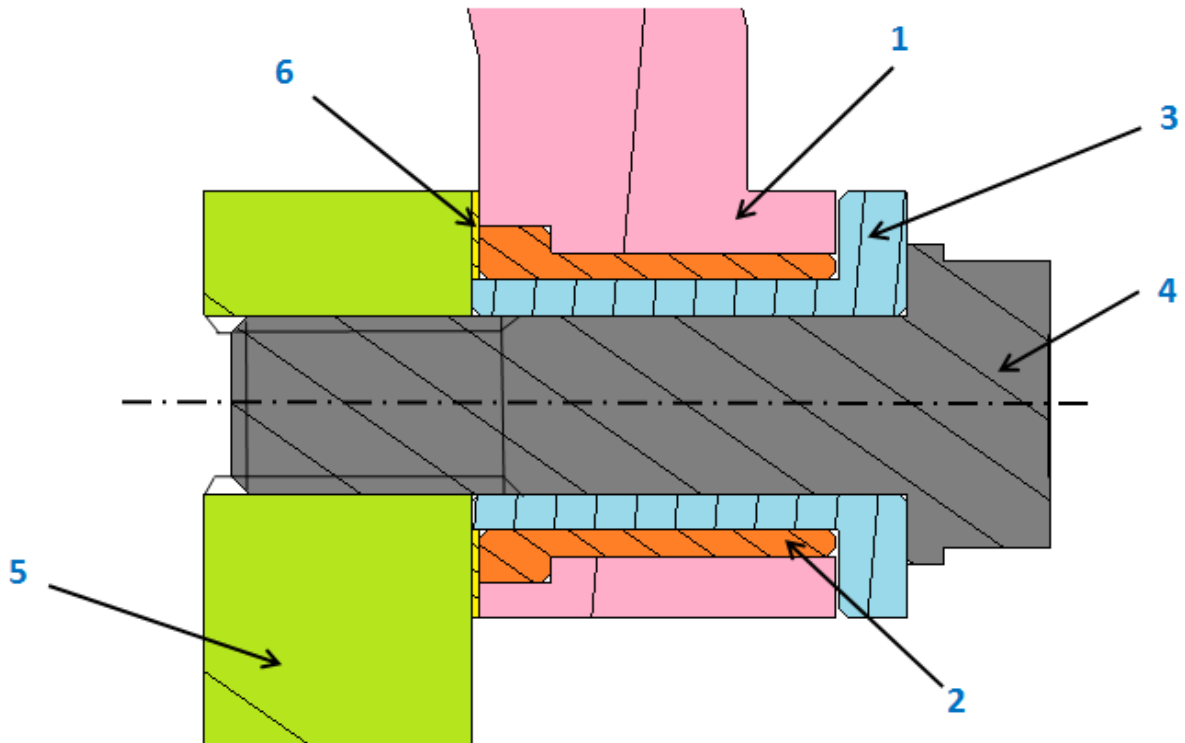
2.10.9.3. Ovládání řídicího mechanismu

Ovládání řídicího mechanismu je znázorněno na obr. 2.10.24. Krouticí moment vyvolaný působením jezdce na řídítka motocyklu způsobuje natáčení hřídele řízení (1), který je uložen na původních ložiskách hlavy rámu (2). Otáčivý pohyb je dále přenášen na horní vidlici řízení (3) přes rotační uložení (4) pomocí kluzných ložisek a dále na spodní vidlici řízení (5) přes kulový kloub (6). Spodní vidlice řízení je rotačně spojena (7) s těhlicí mechanismu (8) a přímo ovládá natočení předního kola.



Obr. 2.10.24 Ovládání řídicího mechanismu

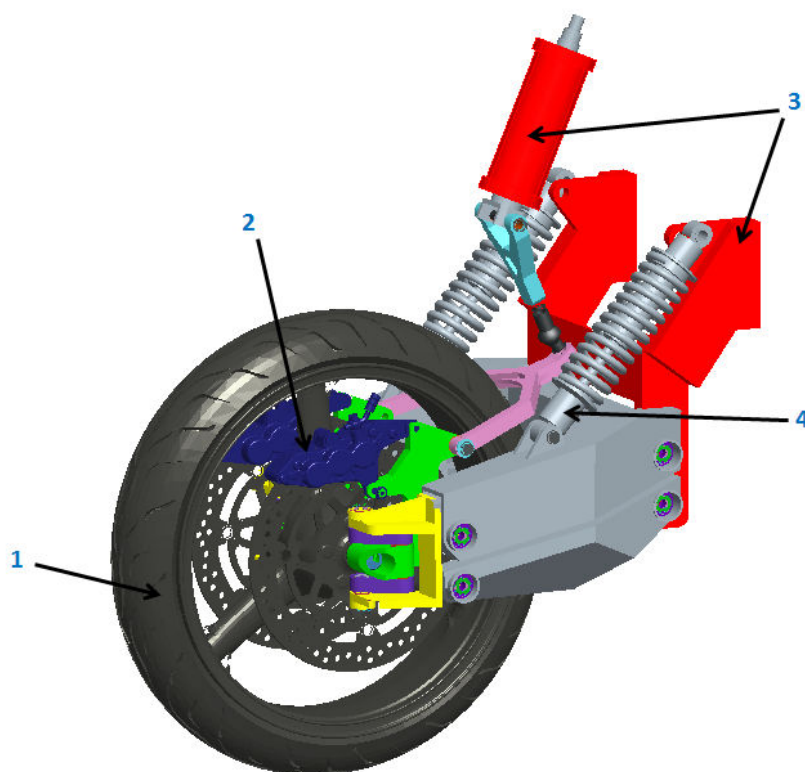
Na obr. 2.10.25 je znázorněno rotační uložení spodní vidlice řízení v kluzných ložiskách. Rameno spodní vidlice řízení (1) s nalisovanou kluznou vložkou (2) je uloženo na dutém čepu (3) zajištěném šroubem (4). Mezi tělem těhlice (5) a vidlicí řízení je vložena kluzná podložka (6).



Obr. 2.10.25 Rotační uložení spodní vidlice řízení

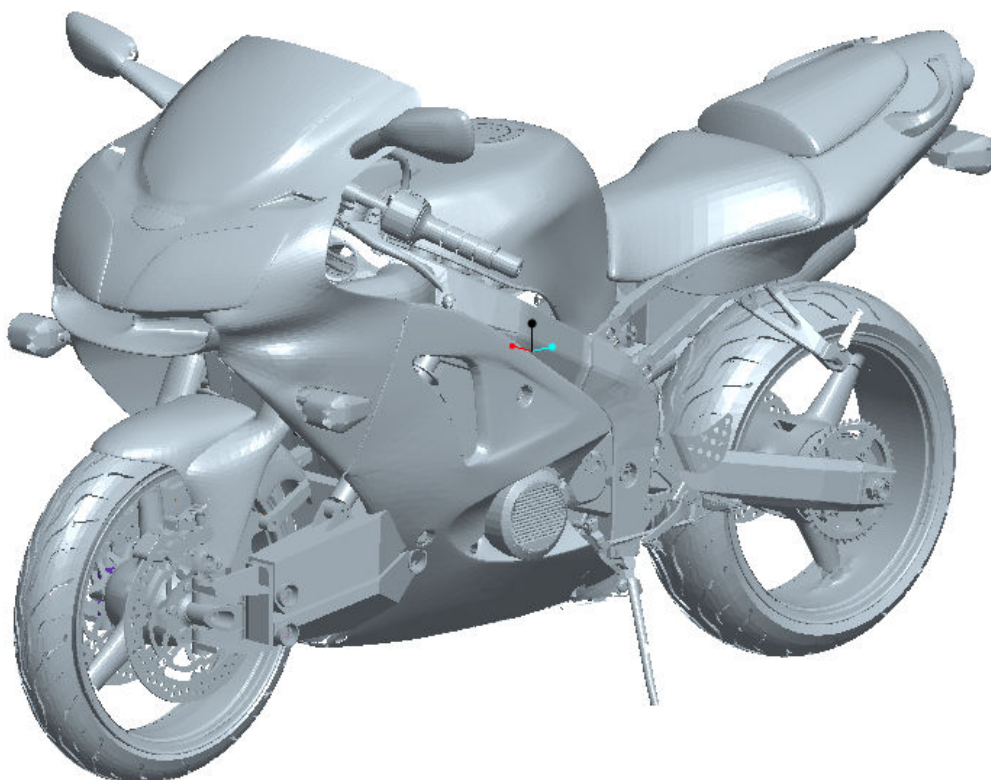
2.10.9.4. Sestava řídicího mechanismu a zavěšení kola

Na obr. 2.10.26 je znázorněna konečná sestava zavěšení kola a řídicího mechanismu, včetně referenčního modelu předního kola (1), brzdových třmenů (2) upevněných na bočních částech těhlice a pomocných modelů rámu motocyklu (3). Na obrázku je dále znázorněno uložení dvou pružících a tlumících jednotek (4). Sestava byla dimenzována pro komponenty referenčního modelu Kawasaki ZX6R [16].



Obr. 2.10.26 Sestava řídicího mechanismu a zavěšení kola

Na obr. 2.10.27 je znázorněna sestava řídicího mechanismu v celkové zástavbě referenčního motocyklu Kawasaki ZX6R [16].



Obr. 2.10.27 Náhled na sestavu zasazenou do referenčního modelu Kawasaki ZX6R

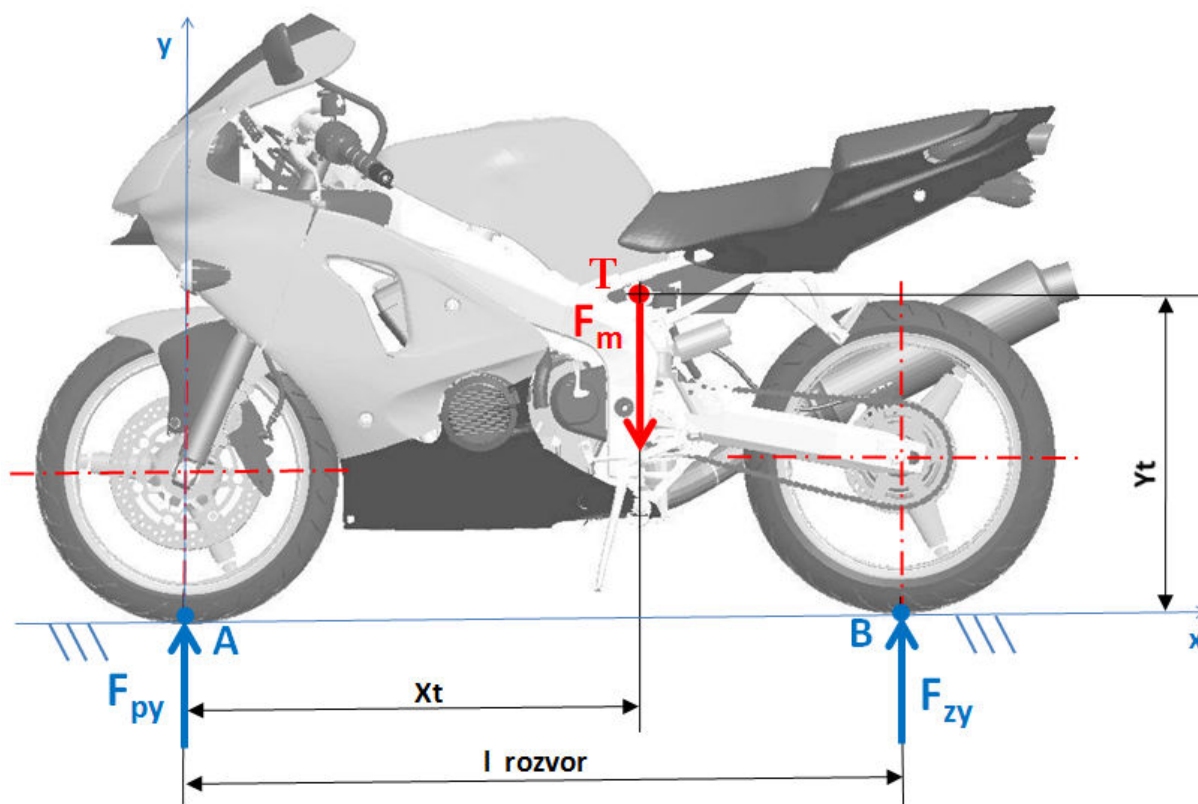
3. Analyticko-syntetická část

3.1. Analytické výpočty silového působení na motocykl

Provozní režim motocyklu lze rozdělit na tři základní stavy, které se liší velikostí a formou silového zatížení rámu a podskupin podvozku. V první řadě je to režim namáhání od statických sil vyvolaných vlastní hmotností motocyklu, případně hmotností plně naloženého motocyklu včetně posádky. Dalším zatěžovacím stavem je režim jízdy a namáhání dynamickými silami. Stanovení dynamických sil většinou probíhá na základě dané metodiky měření každého výrobce. Pro tuto práci byla použita zjednodušená metoda používaná výrobcem motocyklu Jawa Moto, popsaná v běžně dostupných zdrojích. Metoda spočívá v použití trojnásobků statických sil pro výpočet sil dynamických. Posledním zatěžovacím stavem je režim brzdění, kdy je především přední část motocyklu zatížena extrémními silami vyvolanými maximálním zpomalením.

3.1.1. Statické silové a momentové zatížení motocyklu

Statické zatížení motocyklu je znázorněno na obr. 3.1.1. Zatížení F_m , které působí v těžišti motocyklu T , zahrnuje všechny zatěžovací složky od konstrukce motocyklu, provozních kapalin i posádky, tedy nejhorší možný stav. Reakční síly na předním a zadním kole (F_{py} , F_{zy}) působí na styčných bodech obou kol s vozovkou (body A, B). Pro zjištění velikostí těchto sil je dále nutné znát polohu těžiště při naloženém motocyklu (souřadnice X_T , Y_T).



Obr. 3.1.1 Statické zatížení motocyklu

Pro analytický výpočet sil byly sestaveny 2 silové a 1 momentová podmínka rovnováhy. Ze sestavených rovnic lze vyjádřit hledaná zatížení kol F_{py} a F_{zy} .

$$\sum F_{iX} = 0: 0 = 0$$

$$\sum F_{iY} = 0: F_{py} + F_{zy} - F_m = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0: F_{zy} \times l - F_m \times x_T = 0$$

Do rovnic byly dosazeny hodnoty z tab.3.1 referenčního motocyklu Kawasaki ZX6R. Zdroj údajů v tabulce tvoří data dostupná od výrobce doplněna o některé hodnoty z programu pro analýzu dopravních nehod Virtual Crash. Výsledná hodnota zatížení předního kola F_{py} byla použita pro MKP analýzu, viz kapitoly níže.

pohotovostní hmotnost motocyklu [kg]	199
hmotnost dvoučlenné posádky [kg]	160
rozvor kol [mm]	1400
poloha těžiště X_T [mm]	680
poloha těžiště Y_T [mm]	381

Tab. 3.1 Údaje pro výpočet statického zatížení motocyklu- Kawasaki ZX6R

$$F_m = m_{celk.} \times g = (199 + 160) \times 9,81 = 3521,8 [N]$$

$$F_{zy} = \frac{F_m \times x_T}{l} = 1714 [N]$$

$$F_{py} = F_m - F_{zy} = 3521,8 - 1714 = 1807,8 [N]$$

3.1.2. Dynamické silové a momentové zatížení motocyklu

Dynamické síly byly stanoveny podle zjednodušené metodiky výrobce motocyklu Jawa Moto, spočívající ve výpočtu dynamických sil jako trojnásobku sil statických.

$$F_{mDYN} = m_{celk.} \times g \times 3$$

$$F_{zyDYN} = \frac{F_{mDYN} \times x_T}{l}$$

$$F_{pyDYN} = F_{mDYN} - F_{zyDYN}$$

Pro referenční motocykl byly vypočítány následující hodnoty dynamických sil. Data pro výpočet jsou uvedena v tabulce 3.1. Výsledná hodnota dynamického zatížení předního kola F_{pyDYN} byla použita pro MKP analýzu, viz kapitoly níže.

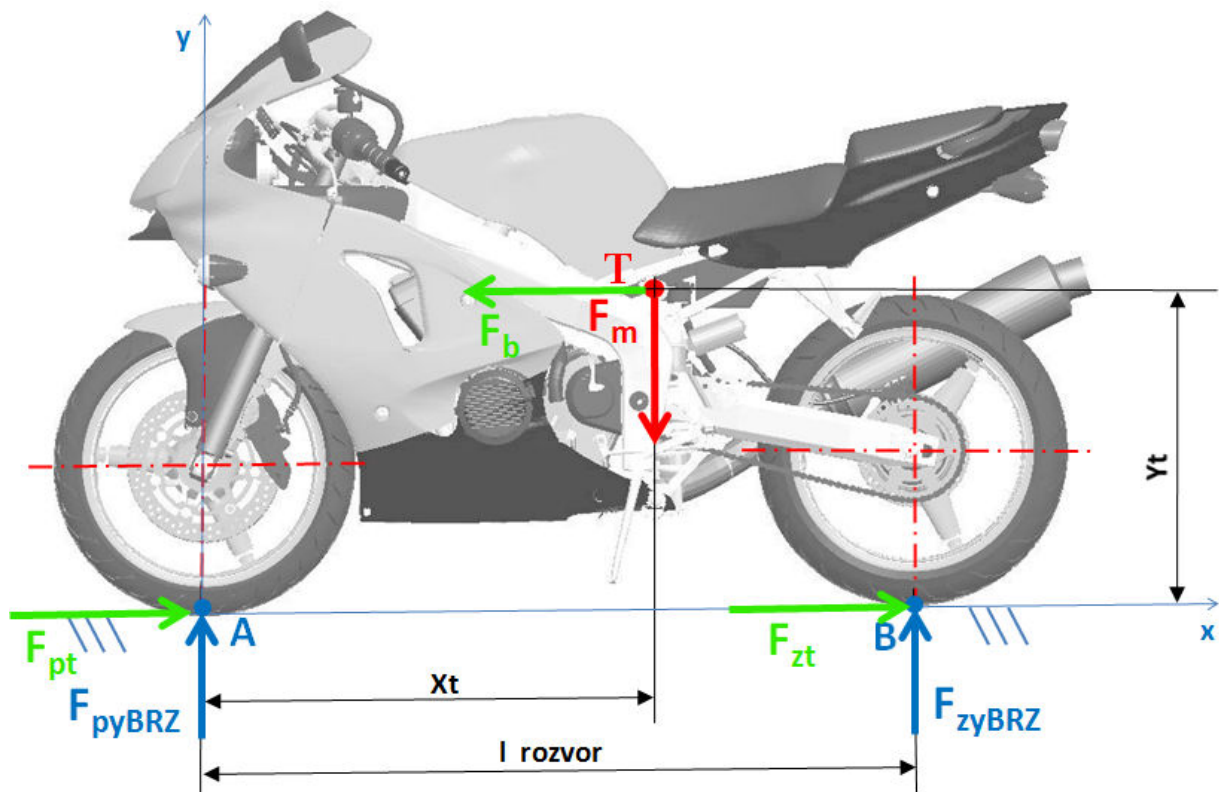
$$F_{mDYN} = m_{celk.} \times g \times 3 = (199 + 160) \times 9,81 \times 3 = 10565,4 [N]$$

$$F_{zyDYN} = \frac{F_{mDYN} \times x_T}{l} = 5131,8 [N]$$

$$F_{pyDYN} = F_{mDYN} - F_{zyDYN} = 10565,4 - 5131,8 = 5433,6 [N]$$

3.1.3. Silové a momentové zatížení rámu při brzdění

Při brzdění je nejvíce zatěžováno přední kolo motocyklu, vlivem setrvačných sil F_b (obr.3.1.2), působících v těžišti T, které mají tendenci vzniklým momentem nadlehčovat zadní kolo na úkor předního.



Obr. 3.1.2 Zatížení motocyklu při brzdění

Výpočty byly idealizovány tak, že zanedbávají odpory valení a vzduchu a setrvačné momenty kol, z důvodu minimálního vlivu na výsledek. Nejprve bylo nutné stanovit maximální možné zpomalení motocyklu při brzdění ($-a_{max}$). To vyplývá z rovnováhy sil v ose X, kdy tečné síly ve styčných bodech pneumatik s vozovkou F_t ($F_t = F_{pt} + F_{zt} = m_{celk.} \times g \times \mu$) se musí rovnat setrvačným silám F_b ($F_b = m_{celk.} \times a$). Součinitele adheze μ je v ideálním případě $\mu = 1$. Z rovnice vyplývá, že $a_{max} = g$.

$$\sum F_{iX} = 0: F_t - F_b = m_{celk} \times g \times \mu - m_{celk} \times a_{max} = 0$$

$$m_{celk} \times g \times \mu = m_{celk} \times a_{max}$$

$$g = a_{max}$$

Zatížení kol při brzdění F_{pyBRZ} a F_{zyBRZ} pak bylo možné stanovit ze silové rovnováhy v ose Y a momentové rovnováhy v bodě A.

$$\sum F_{iY} = 0: F_{pyBRZ} + F_{zyBRZ} - F_m = 0$$

$$\sum M_{iA} = 0: F_{zyBRZ} \times l - F_m \times x_T + F_b \times y_T = F_{zyBRZ} \times l - F_b \times x_T + m_{celk} \times g \times y_T = 0$$

$$F_{zyBRZ} = \frac{F_m \times x_T - m_{celk} \times g \times y_T}{l}$$

$$F_{pyBRZ} = F_m - F_{zyBRZ}$$

Tečné síly F_{pT} a F_{zT} působící na kola lze dopočítat následujícím způsobem.

$$F_{zT} = F_{zyBRZ} \times \mu$$

$$F_{pT} = F_{pyBRZ} \times \mu$$

Pro referenční motocykl byly vypočítány následující hodnoty dynamických sil. Data pro výpočet jsou uvedena v tabulce 3.1. Výsledné hodnoty zatížení předního kola při brzdění F_{pyBRZ} a F_{pT} byly použity pro MKP analýzu, viz kapitoly níže.

$$F_{zyBRZ} = \frac{F_m \times x_T - m_{celk} \times g \times y_T}{l} = 752,2 [N]$$

$$F_{pyBRZ} = F_m - F_{zyBRZ} = 2769,6 [N]$$

$$F_{zT} = F_{zyBRZ} \times \mu = 752,2 [N]$$

$$F_{pT} = F_{pyBRZ} \times \mu = 2769,6 [N]$$

3.2. Příprava modelů pro MKP analýzu

Pro zhotovení MKP výpočtů byl zvolen systém MSC Marc. Příprava plošných sítí byla realizována v systému Pro/Engineer WF4. Záměrem bylo vytvoření pravidelné sítě šestistěnných elementů s dostačující jemností pro co nejpřesnější výsledky analýzy.

Vstupními hodnotami do analýz byla vypočítaná silová zatížení rámu motocyklu ve stavu statického zatížení, dynamického zatížení a zatížení při maximálním zpomalení motocyklu (brzdění).

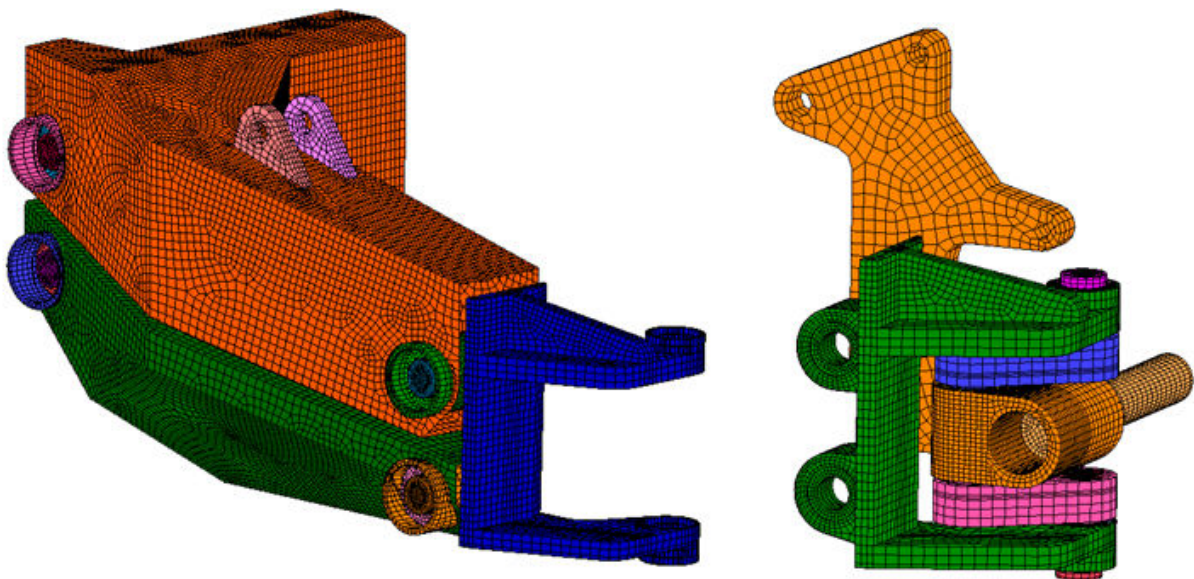
Výstupními hodnotami provedených MKP analýz byly hodnoty redukováného napětí v materiálu komponent (dle hypotézy HMM) a jejich celkové posuvy při zatížení.

3.2.1. Tvorba sítě elementů

Nejprve byly vygenerovány plošné sítě jednotlivých komponent sestavy v systému Pro/Engineer, tvořené ze čtverhranných elementů (quads). Tyto plošné sítě byly postupně exportovány pod společným souřadným systémem ve formátu vhodném pro další práci v systému MSC Marc (formát nastran).

Pro většinu komponentů sestavy konstrukce bylo vhodné vytvořit objemovou síť šestistěnných elementů (hex 8). U tenkostěnných modelů horní a spodní kyvné vidlice se jevilo jako nejvýhodnější vytvořit síťování složené jednak z plošné sítě (shell) u tenkých plocha jednak ze sítě objemové (solid) v oblastech uložení ložisek. Pro snížení počtu elementů a celkové urychlení výpočtů byla sestava díky své symetrické konstrukci zjednodušena podle pravidel síťování symetrických modelů. Jednotlivé diskretizované modely byly postupně odladovány a sestavovány (merge) do sestavy. Vzhledem k velkému množství elementů i po zjednodušení na symetrický model (asi 80 000 elementů) byla sestava rozdělena do dvou podsestav, pro něž byly následně prováděny MKP výpočty odděleně.

Na obr. 3.2.1 jsou znázorněny obě sestavy připravené pro MKP výpočty. Vlevo je sestava kyvné vidlice, včetně uložení hřídelů a třmenů pro uložení čtyřkloubového mechanismu. Vpravo je sestava čtyřkloubového řídicího mechanismu.



Obr. 3.2.1 Sestavy zasíťovaných modelů pro MKP výpočty

3.2.2. Použité materiály

Pro konstrukci a MKP výpočty byly použity materiály uvedené v tab. 3.1.

Materiál	Modul pružnosti E [GPa]	Poisson. konst. ν	R_e [MPa]	R_m [MPa]	Hustota [kg/m ³]
AL6061	68,9	0,33	276	310	2700
Ocel 12050.1	211	0,3	325	540	7850

Tab. 3.2 Materiálové vlastnosti

3.2.3. Kontakty

V obou sestavách bylo nutné definovat kontaktní tělesa (contact body) a v tabulce kontaktů (contact tables) nastavit druh kontaktu mezi jednotlivými tělesy v interakci. Všechny kontakty sestav byly po odladění nastaveny na hodnotu "touching". Na obr. 3.2.2 je znázorněna tabulka kontaktů pro sestavu mechanismu řízení.

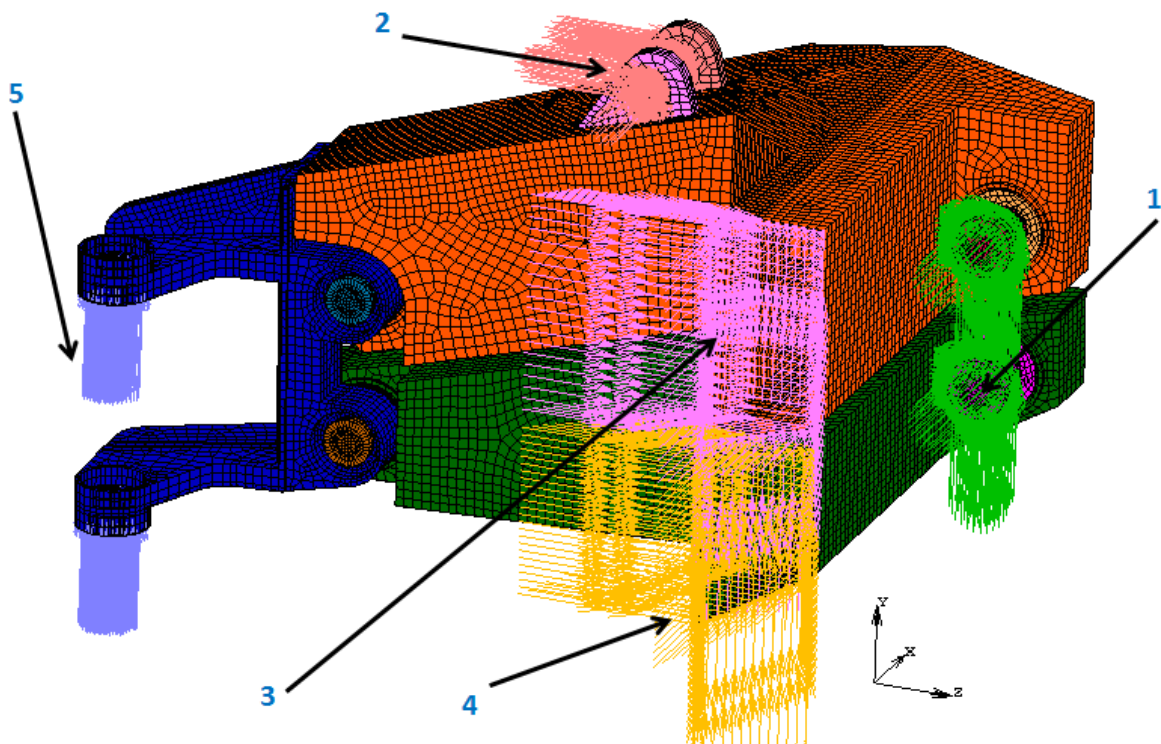
CONTACT TABLE PROPERTIES			SECOND													
	BODY NAME	BODY TYPE	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
FIRST	1	ulozeni_mechanismu					T	T	T	T						
	2	oska_mechanismu_dlouha									T	T	T	T		
	3	oska_mechanismu_horni					T	T						T		
	4	oska_mechanismu_spodni							T	T					T	
	5	losisko_mechanismu_1	T			T										
	6	losisko_mechanismu_2	T			T									T	
	7	losisko_mechanismu_5	T			T									T	
	8	losisko_mechanismu_6	T			T										
	9	losisko_mechanismu_3		T									T		T	
	10	losisko_mechanismu_4		T										T	T	
	11	vahadlo_horni		T	T			T				T				
	12	vahadlo_dolni		T		T			T			T				
	13	tehlice										T	T			T
	14	osa_kola														T

ALL ENTRIES	CONTACT TYPE	NO CONTACT	TOUCHING	GLUE		
	DETECTION METHOD	DEFAULT	AUTOMATIC	FIRST->SECOND	SECOND->FIRST	DOUBLE-SIDED
OK						

Obr. 3.2.2 Tabulka kontaktů pro sestavu mechanismu řízení

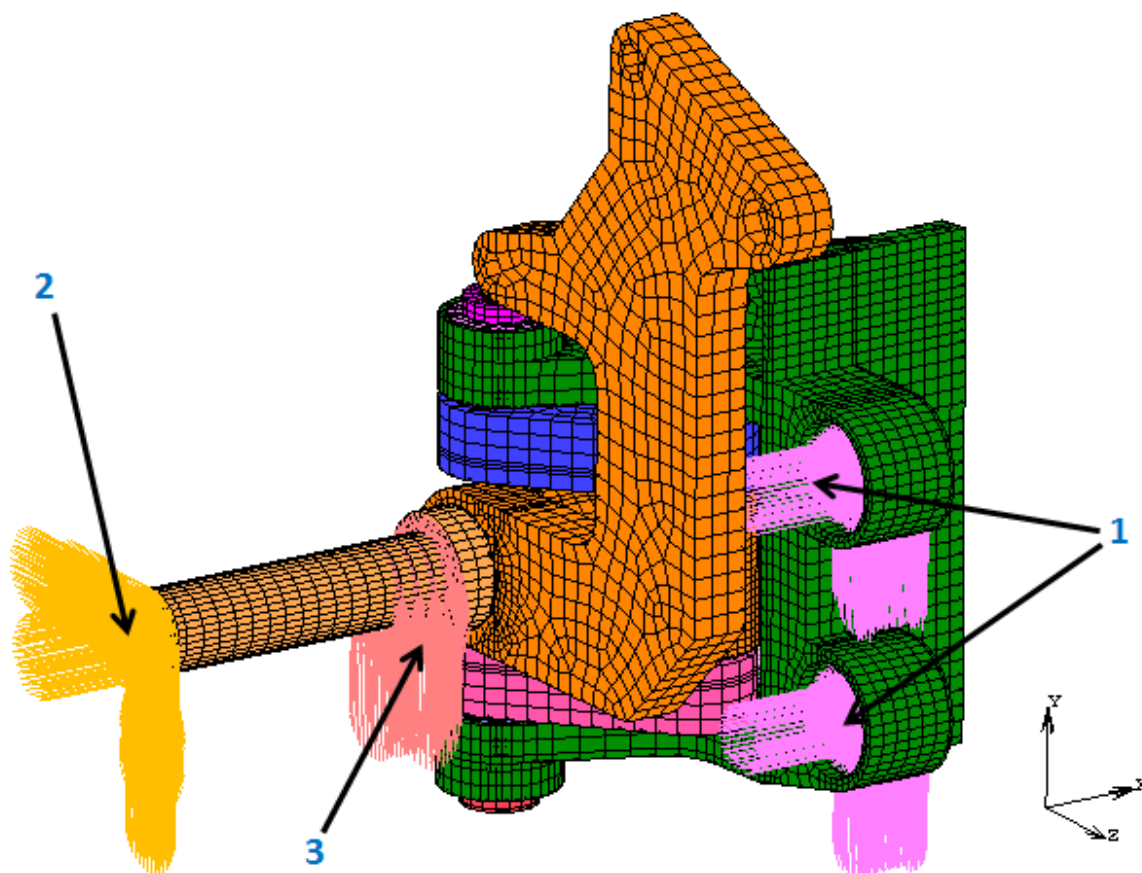
3.2.4. Okrajové podmínky

Pro model sestavy kyvné vidlice byly nastaveny okrajové podmínky znázorněné na obr. 3.2.3. Vetknutí zadních os (1) v oblastech uložení v rámu motocyklu- zakázané posuvy i rotace ve všech osách. Vetknutí v dírách pro osu tlumiče- zakázané posuvy i rotace ve všech osách. Vetknutí horní a dolní vidlice v rovině symetrie (3, 4)- zakázán posuv ve směru osy X a zakázány rotace okolo os Y a Z. Zatížení sestavy v oblastech uložení ložisek mechanismu (5)- ve směru osy Y (respektive i v ose Z), velikost a směr zatížení byl nastaven vždy podle jednoho ze tří zatěžovacích stavů, viz další kapitola.



Obr. 3.2.3 Okrajové podmínky sestavy kyvné vidlice

Pro sestavu mechanismu řízení byly nastaveny okrajové podmínky dle obr. 3.2.4. Vetknutí v oblastech upevnění třmenu na osách obou částí kyvné vidlice (1)- zakázány posuvy i rotace ve všech osách. Vetknutí osy kola v rovině symetrie- zakázán posuv ve směru osy X a zakázány rotace okolo os Y a Z. Zatížení sestavy od předního kola v oblasti kde dosedá ložisko kola na osu kola (3)- směr a velikost zatížení závisí na zatěžovacím stavu, viz další kapitola.



Obr. 3.2.4 Okrajové podmínky sestavy řídicího mechanismu

3.3. Výsledky MKP analýz

Každá sestava byla podrobena třem analýzám podle tří zatěžovacích stavům popsaných v kapitole 3.1. Stav statického zatížení- na přední kolo motocyklu působí síla 1808 [N] ve směru osy Y- vzhledem ke symetrizaci úlohy je nastavena poloviční síla 904 [N]. Stav dynamického zatížení- na přední kolo motocyklu působí síla 5434 [N] ve směru osy Y- vzhledem ke symetrizaci úlohy je nastavena poloviční hodnota 2717 [N]. Stav zatížení při maximálním brzdění- na přední kolo motocyklu působí síla 2770 [N] ve směru osy Y a 2770 [N] ve směru osy Z - vzhledem ke symetrizaci úlohy je nastavena poloviční hodnota 1385 [N] ve směru osy Y a 1385 [N] ve směru osy Z.

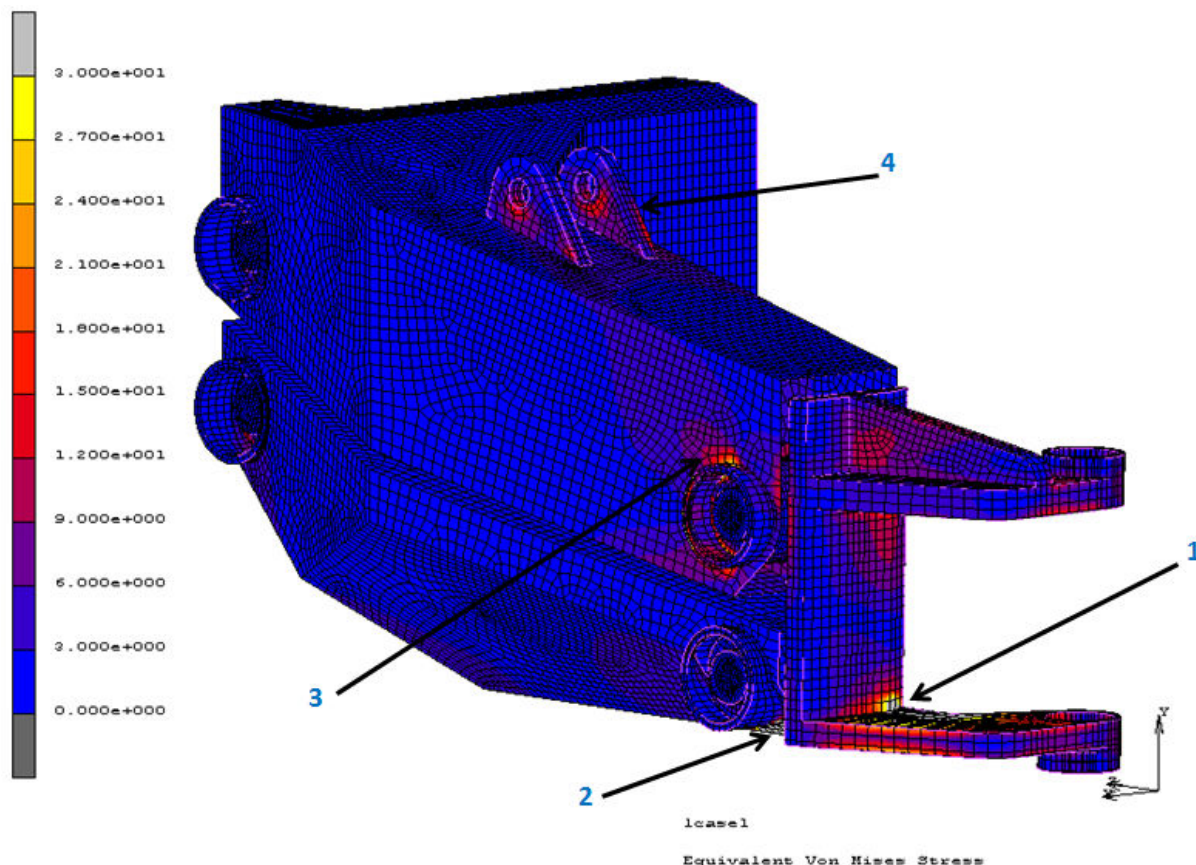
3.3.1. Stav statického zatížení

Zatěžovací síla byla nastavena na 904 [N] ve směru osy Y (okrajové podmínky podle popisu v předchozí podkapitole).

3.3.1.1. Sestava kyvné vidlice- redukované napětí

Na obr. 3.3.1 je znázorněno rozložení napětí v materiálu analyzované sestavy (redukované napětí dle hypotézy HMM). Na modelu se objevilo několik nepřírodných oblastí vysoké

koncentrace napětí (2, 3), které byly způsobeny zřejmě nepravidelnostmi ve složité síti modelu horní a dolní kyvné vidlice. Očekávané zvýšené napětí se objevilo na kritickém místě třmenu mechanismu (1), které však v tomto zatěžovacím stavu dosahovalo hodnot okolo 50 MPa. Napětí v oblasti uložení tlumiče (4) činilo asi 15 MPa. Napětí na nejslabších částech konstrukce- osách vidlic- dosahovaly va špičkách hodnot okolo 60 MPa.



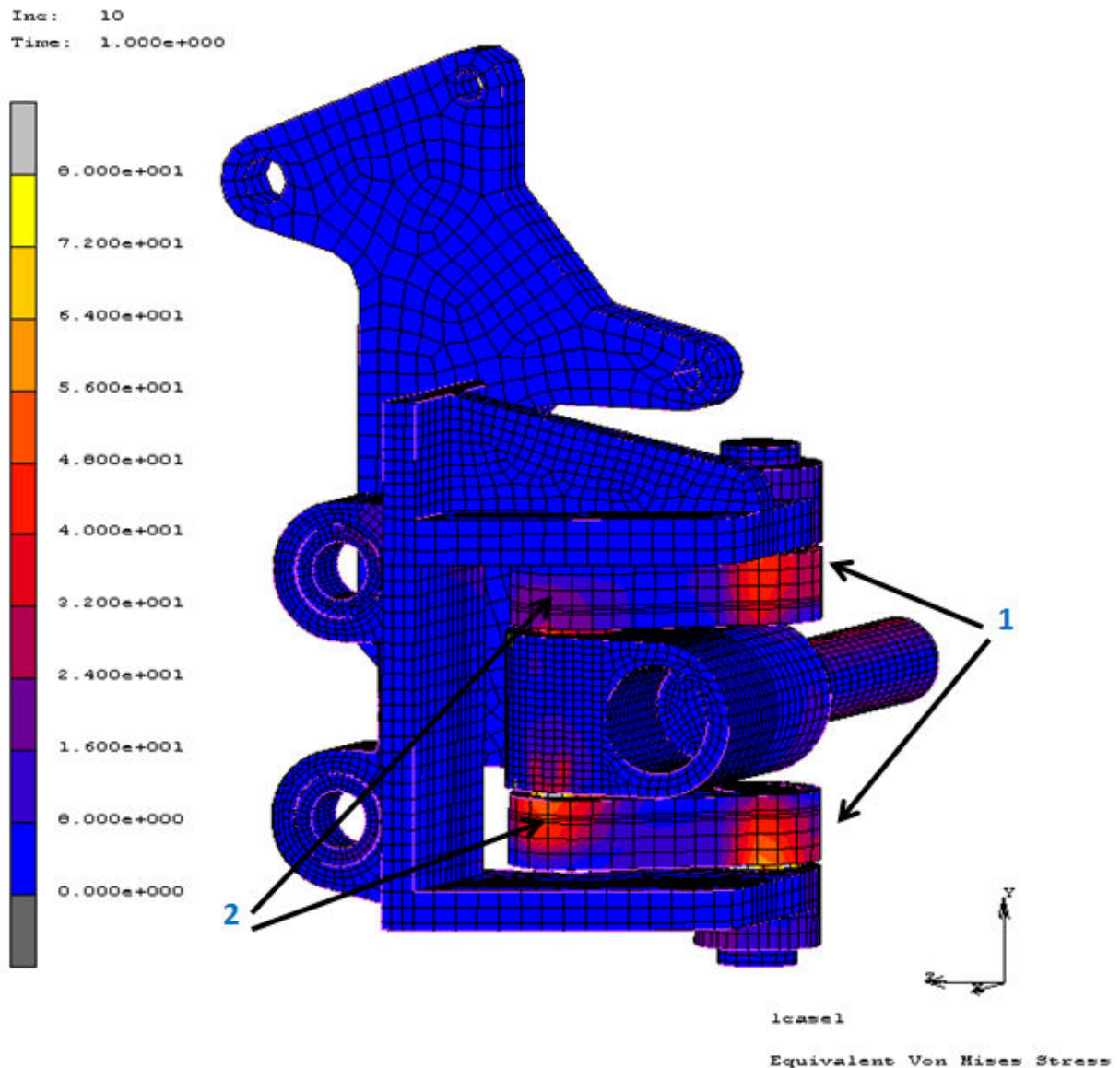
Obr. 3.3.1 Redukované napětí (HMH) na modelu sestavy vidlice v [MPa] při statickém zatížení

3.3.1.2. Sestava kyvné vidlice- celkové posunutí

Ně největších hodnot posunutí dosáhly nezpevněné koncové části třmenu mechanismu (cca 0,67 mm), který je ovšem v tomto případě jen pomocným modelem a tudíž nebyly brány na zřetel. Zkoumaná část konstrukce dosáhla celkového posunutí v nejkritičtějších místě hodnoty okolo 0,1 mm. Obrázek celkových posunutí při statickém zatížení modelu sestavy kyvné vidlice je umístěn v příloze č.1.

3.3.1.3. Sestava mechanismu řízení- redukované napětí

Na obr. 3.3.2 je znázorněno rozložení redukovaného napětí (dle HMH). Model vykazoval rovnoměrné rozložení napětí bez výskytu nepřírodných špiček napětí. Více namáhaná místa jsou v oblastech uložení os ve vahadlech mechanismu (1, 2). Napětí zde dosáhlo maximálních hodnot přibližně 60 MPa. Nejslabší články sestavy mechanismu jsou osy, které umožňují otáčení vahadel. Napětí na osách dosáhlo v maximech okolo 120 MPa.



Obr. 3.3.2 Redukované napětí (HMH) na modelu sestavy mechanismu řízení v [MPa] při statickém zatížení

3.3.1.4. Sestava mechanismu řízení- celkové posunutí

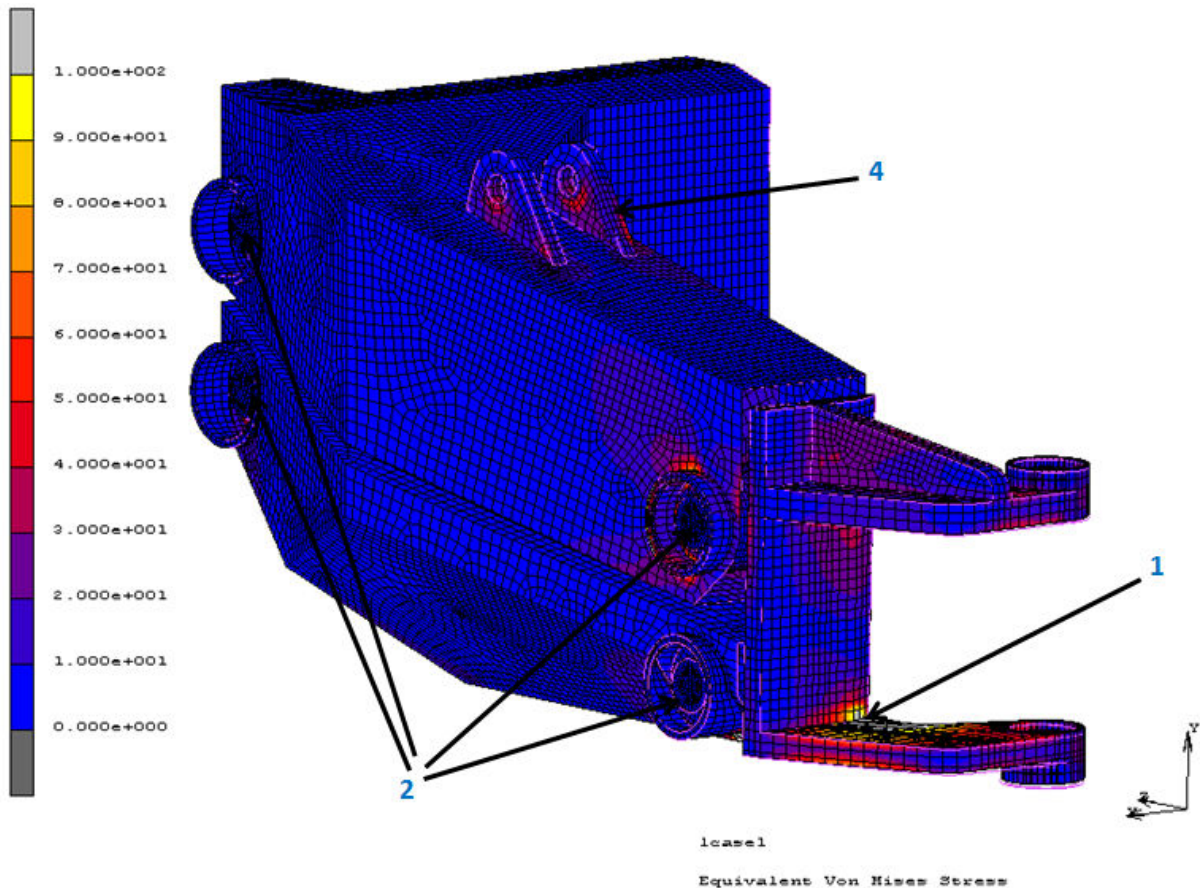
Ně největších hodnot posunutí dosáhly některé oblasti těhlice mechanismu (okolo 0,2 mm). V kritických místech konstrukce, kde by mohly hrozit kolize např. vahadel a třmenu, dosáhla celková posunutí hodnot okolo 0,1 mm. Obrázek celkových posunutí při statickém zatížení modelu sestavy mechanismu řízení je umístěn v příloze č. 1.

3.3.2. Stav dynamického zatížení

Zatěžovací síla byla nastavena na 2717 [N] ve směru osy Y (okrajové podmínky podle popisu v předchozí podkapitole).

3.3.2.1. Sestava kyvných vidlic- redukované napětí

Počet oblastí s vyšší koncentrací napětí se oproti analýze při statickém zatížení nezměnil, došlo ovšem k nárůstu jejich hodnot (obr. 3.3.3). V oblasti třmenu mechanismu (1) to bylo okolo 160 MPa, v oblasti upevnění tlumiče (4) cca 60 MPa a na osách vidlic (2) ve špičkách až okolo 200 MPa.



Obr. 3.3.3 Red. napětí (HMH) na modelu sestavy vidlic v [MPa] při dynamickém zatížení

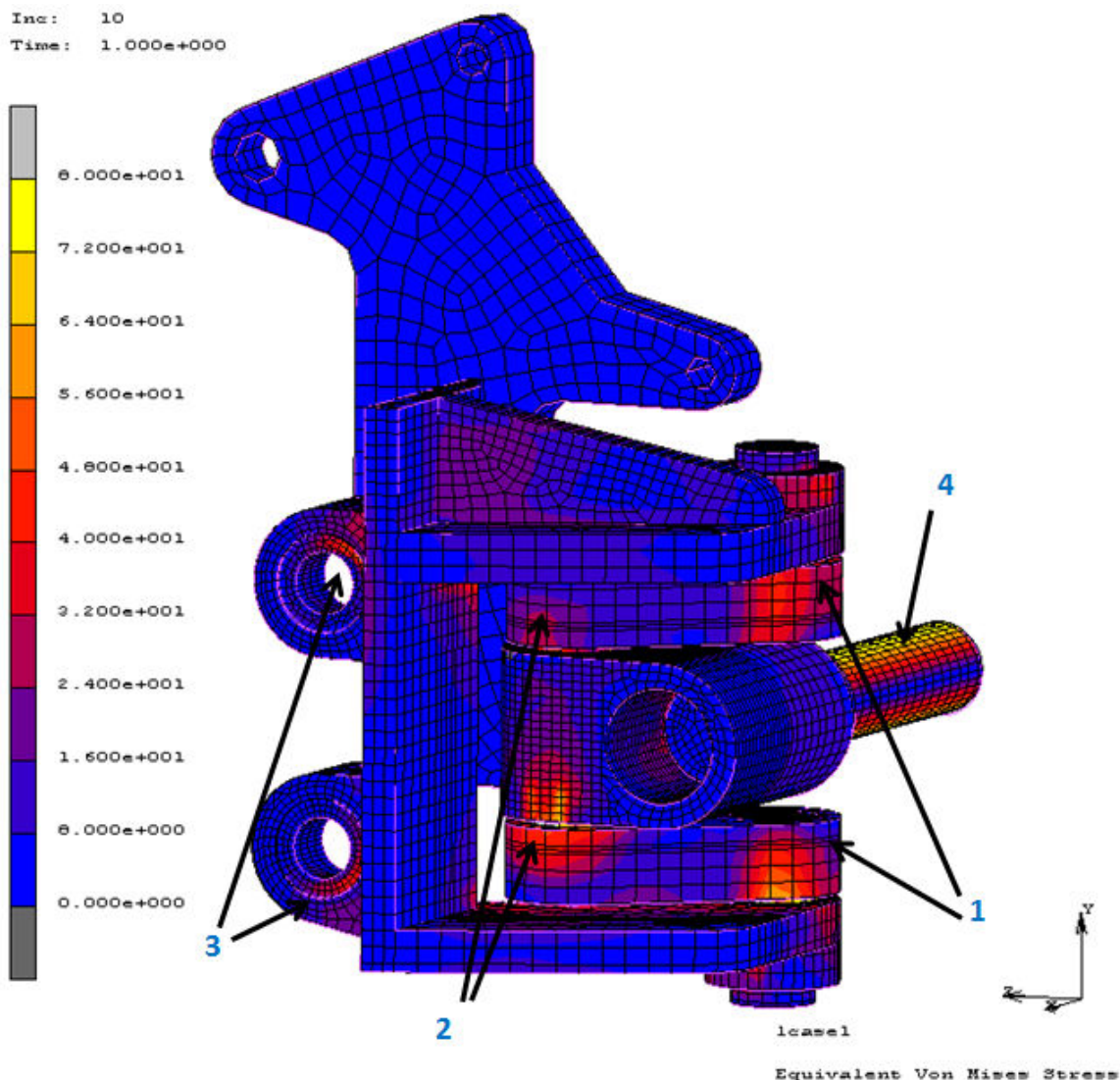
3.3.2.2. Sestava kyvných vidlic- celkové posunutí

Celkové posunutí v nekritičtější části zkoumané konstrukce (nezpevněný model třmenu mechanismu nebyl brán v potaz) dosáhlo hodnoty cca 0,3 mm. Obrázek celkových posunutí při dynamickém zatížení modelu sestavy kyvné vidlice je umístěn v příloze č.1.

3.3.2.3. Sestava mechanismu řízení- redukované napětí

Na obr. 3.3.4 je znázorněno rozložení redukovaného napětí (dle HMH) při dynamickém zatížení. Více namáhaná místa jsou v oblastech uložení os ve vahadlech mechanismu (1, 2). Napětí zde dosáhlo maximálních hodnot až 80 MPa. Napětí na ose kola (4) dosáhlo rovněž

hodnoty okolo 80 MPa. Napětí se také začalo koncentrovat v dírách pro uložení třmenu a dosáhlo hodnoty okolo 50 MPa. Napětí na osách mechanismu dosáhlo v maximech okolo 180 MPa.



Obr. 3.3.4 Red. napětí (HMH) na modelu sestavy mechanismu řízení v [MPa] při dynamickém zatížení

3.3.2.4. Sestava mechanismu řízení- celkové posunutí

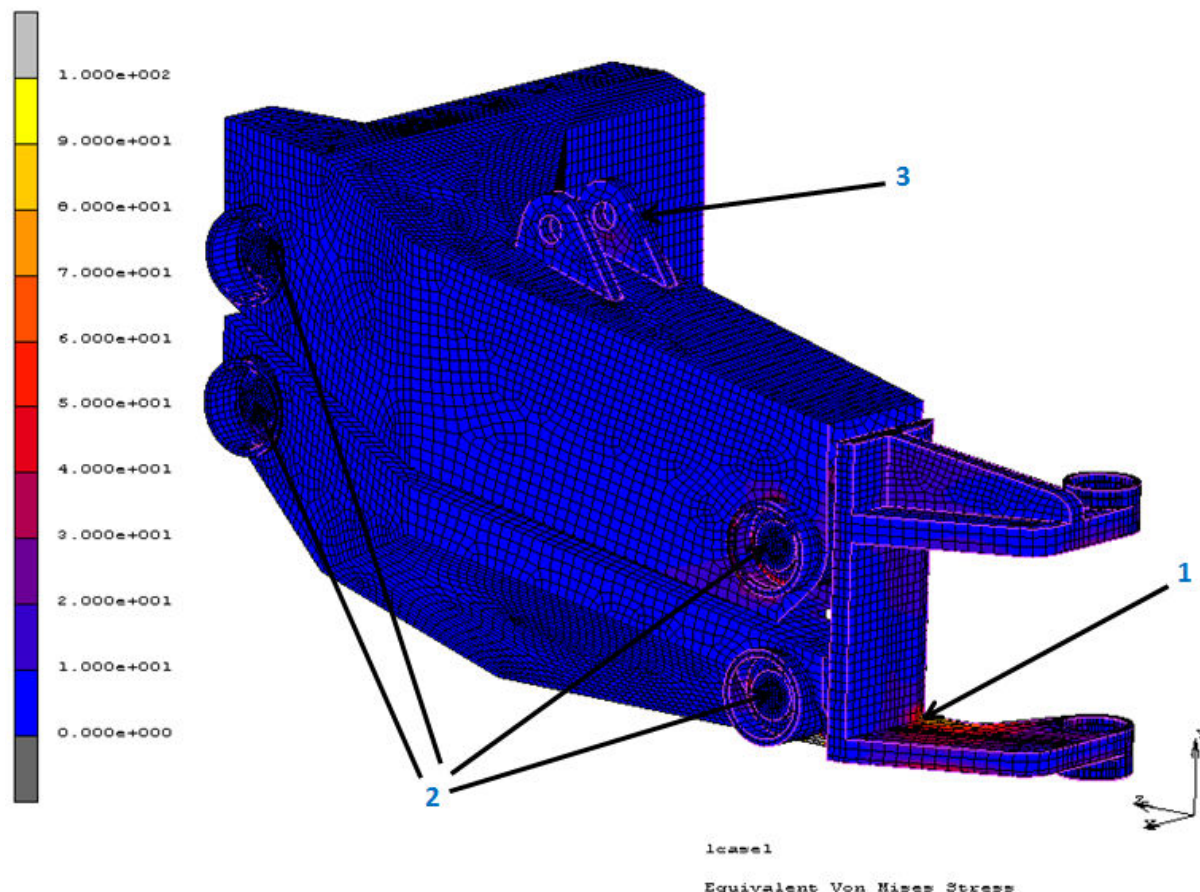
Nějvětších hodnot posunutí dosáhly některé oblasti těhlice mechanismu (okolo 0,6 mm). V kritických místech konstrukce, kde by mohly hrozit kolize např. vahadel a třmenu, dosáhla celková posunutí hodnot okolo 0,2 mm. Obrázek celkových posunutí při dynamickém zatížení modelu sestavy mechanismu řízení je umístěn v příloze č. 1.

3.3.3. Stav zatížení při maximálním brzdění

Zatěžovací síla byla nastavena na 1385 [N] ve směru osy Y a 1385 [N] ve směru osy Z (okrajové podmínky podle popisu v předchozí podkapitole).

3.3.3.1. Sestava kyvných vidlic- redukováno napětí

Výsledek analýzy je znázorněn na obr. 3.3.5. V oblasti třmenu mechanismu (1) dosahovalo napětí hodnot asi 80 MPa, v oblasti upevnění tlumiče (3) cca 40 MPa a na osách vidlic (2) ve špičkách okolo 80 MPa.



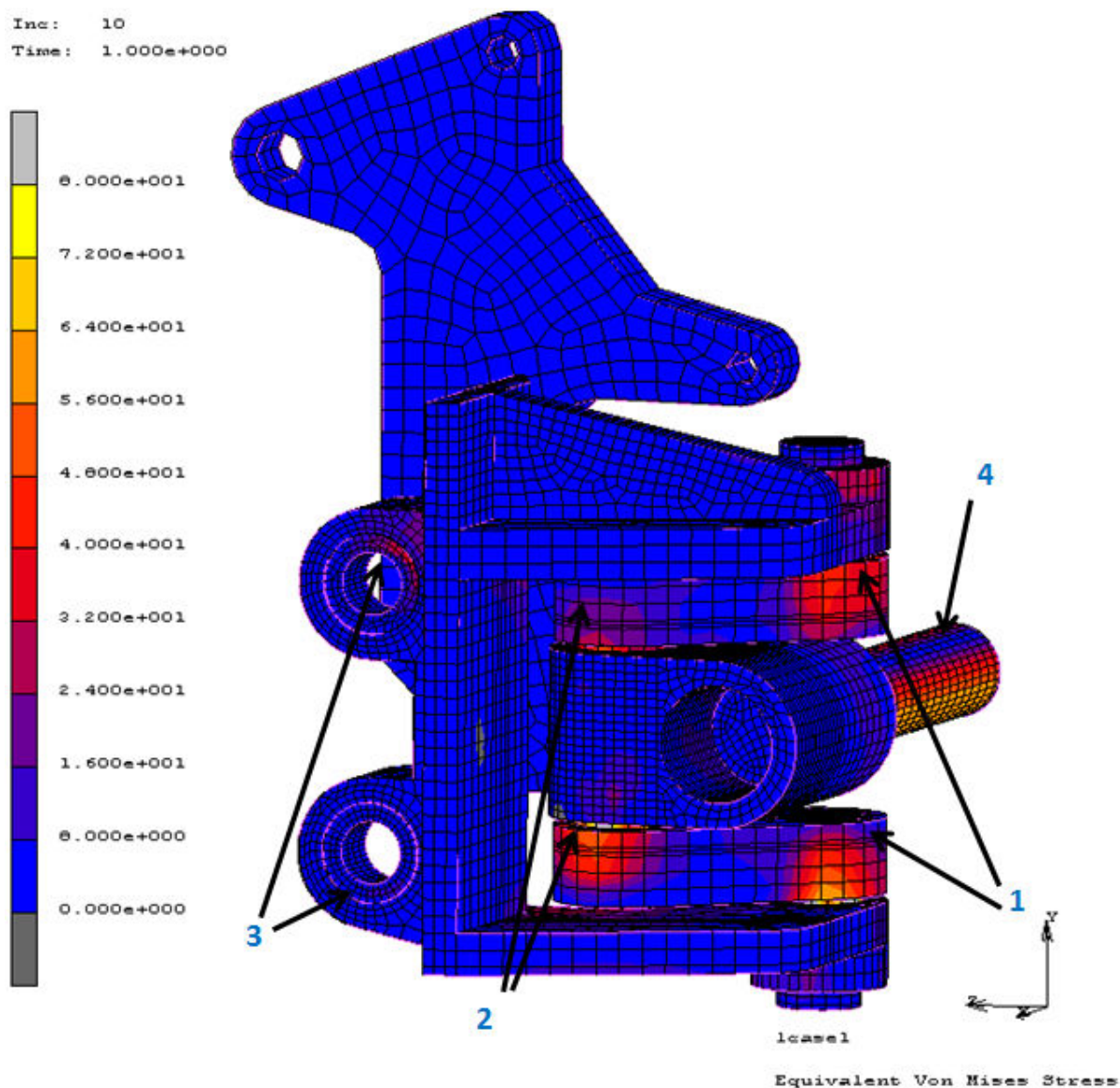
Obr. 3.3.5 Red. napětí (HMH) na modelu sestavy vidlic v [MPa] při zatížení od brzdění

3.3.3.2. Sestava kyvných vidlic- celkové posunutí

Celkové posunutí v nekritičtější části zkoumané konstrukce (nezpevněný model třmenu mechanismu nebyl brán v potaz) dosáhlo hodnoty cca 0,2 mm. Obrázek celkových posunutí při zatížení od brzdění modelu sestavy kyvné vidlice je umístěn v příloze č.1.

3.3.3.3. Sestava mechanismu řízení- redukováno napětí

Na obr. 3.3.6 je znázorněno rozložení redukováného napětí (dle HMH) při zatížení od brzdění. Více namáhaná místa jsou v oblastech uložení os ve vahadlech mechanismu (1, 2). Napětí zde dosáhlo maximálních hodnot až 70 MPa. Napětí na ose kola (4) dosáhlo hodnoty okolo 80 MPa. Napětí v dírách pro uložení třmenu dosáhlo hodnoty okolo 40 MPa. Napětí na osách mechanismu dosáhlo v maximech okolo 170 MPa.



Obr. 3.3.6 Red. napětí (HMH) na modelu sestavy mechanismu řízení v [MPa] při zatížení od brzdění

3.3.3.4. Sestava mechanismu řízení- celkové posunutí

Nějvětších hodnot posunutí dosáhly některé oblasti těhlice mechanismu (okolo 0,5 mm). V kritických místech konstrukce, kde by mohly hrozit kolize např. vahadel a třmenu, dosáhla celková posunutí hodnot okolo 0,15 mm. Obrázek celkových posunutí při dynamickém zatížení modelu sestavy mechanismu řízení je umístěn v příloze č. 1.

3.4. Technicko-ekonomické hodnocení

3.4.1. Technické hodnocení

Kladnými stránkami navržené konstrukce v porovnání s konkurenčními výrobky jsou především předpokládané zlepšené jízdní vlastnosti. Ty spočívají v propracovanější geometrii řízení a zavěšení kola, např. nedochází ke změně velikosti závleku kola při propružení motocyklu. Velkou výhodou navrženého konstrukčního řešení je přenos sil od brzdění přes

vodorovnou kyvnou vidlici na rám motocyklu. Tím je z části eliminováno nežádoucí tzv. noření přední části motocyklu při brzdění a zároveň se zvyšuje tuhost celé konstrukce rámu. V tabulce 3.3 jsou uvedeny některé technické parametry v porovnání s parametry referenčního motocyklu Kawasaki ZX6R.

	Konstrukční návrh	Kawasaki ZX6R
Celková hmotnost konstrukce zavěšení kola [kg]	21,12	10,4
Úhel natočení kola [°]	+10/-10	+27/-27
Úhel hlavy řízení [°]	90	66
Závlek kola [mm]	110	103

Tab. 3.3 Technické parametry konstrukce

Celková hmotnost navržené konstrukce značně převyšuje hmotnost konstrukce použité na referenčním motocyklu. Je ovšem nutné brát v potaz, že při použití navržené konstrukce je možné odlehčit mohutnou konstrukci rámu motocyklu v oblasti hlavy řízení. Také se dá předpokládat snížení těžiště motocyklu, což má příznivý vliv na jízdní stabilitu. (Pozn.: celková hmotnost navržené konstrukce odpovídá údajům v kusovníku sestavy přiloženém k diplomové práci. Celková hmotnost konstrukce zavěšení kola referenčního motocyklu byla změřena na fyzických dílech. Do celkové hmotnosti zavěšení kola referenčního motocyklu byly započítány jednotlivé hmotnosti levé a pravé teleskopické vidlice, brýlí a osy kola.)

Zápornou vlastností navržené konstrukce je především malý úhel natočení kola, daný rozměry, geometrií a umístěním čtyřkloubového mechanismu. Závlek kola 110 mm odpovídá rozmezí hodnot zjištěných u konkurenčních konstrukcí.

3.4.2. Ekonomické hodnocení

Konstrukční návrh byl podroben hrubé kalkulaci nákladů na výrobu a montáž konstrukčního celku dle kusovníku přiloženého k diplomové práci. Ekonomické hodnocení vychází pouze z průměrů či odhadů, cen materiálů, mezd, časů výroby, montáže, atd. Hodnocení je tedy pouze orientační. Předpokládá se výroba 1 kusu výrobku.

Kalkulace nákladů na vyráběné díly (tab. 3.4) vychází ze součtu nákladů na materiál, mzdy a strojní náklady. Vstupní hodnoty pro výpočet jednotlivých nákladů byly vypočítány či odhadnuty takto:

průměrná cena materiálu AL6061: 160 [Kč/kg]

průměrná cena materiálu ocel 12050.1: 90 [Kč/kg]

průměrná mzda pracovníka: 200 [Kč/hod]

průměrná strojní hodinová sazba: 400 [Kč/hod]

Díl	Počet kusů	Celk. hmotnost [kg]	Náklady na materiál [Kč]	Pracnost výroby [hod/ks]	Celk. čas výroby [hod]	Náklady na mzdy [Kč]	Strojní náklady [Kč]	Celkové náklady [Kč]
osa říz. dlouhá	2	0,14	9	0,75	1,5	300	600	909
osa říz. krátká	4	0,24	21,6	0,75	3	600	1200	1821,6
vložka	4	0,08	12,8	0,1	0,4	80	160	252,8
čep dutý	4	0,08	7,2	0,1	0,4	80	160	247,2
dist. kroužek	4	0,04	3,6	0,1	0,4	80	160	243,6
vložka 16	2	0,04	3,6	0,1	0,2	40	80	123,6
vložka 10,8	2	0,04	3,6	0,1	0,2	40	80	123,6
dist. kroužek 5,25	2	0,02	1,8	0,1	0,2	40	80	121,8
hřídel řízení	1	0,86	77,4	1	1	200	400	677,4
páka řízení	1	0,24	38,4	2	2	400	800	1238,4
vidlice říz.	1	0,47	75,2	3	3	600	1200	1875,2
osa kola	1	0,72	64,8	0,5	0,5	100	200	364,8
těhlice levá	1	0,62	99,2	2	2	400	800	1299,2
těhlice pravá	1	0,62	99,2	2	2	400	800	1299,2
vahadlo	4	0,92	82,8	1	4	800	1600	2482,8
třmen levý	1	0,65	104	3	3	600	1200	1904
třmen pravý	1	0,65	104	3	3	600	1200	1904
vidlice spodní	1	3,2	512	5	5	1000	2000	3512
vidlice horní	1	4,14	662,4	5	5	1000	2000	3662,4
osa přední	4	0,32	28,8	0,5	2	400	800	1228,8
osa zadní vymež.	2	0,22	19,8	0,75	1,5	300	600	919,8
osa zadní	2	0,22	19,8	0,75	1,5	300	600	919,8
Celkem			2051			8360	16720	27131

Tab. 3.4 Hrubá kalkulace nákladů na vyráběné díly

Další položkou pro kalkulaci je vyčíslení nákladů na nakupované díly a spojovací materiál (normalizované díly) viz tabulka 3.5.

Díl	Cena [Kč/ks]	Počet kusů	Cena celkem [Kč]
Pružící a tlumící jednotka BWS290	2625	2	5250
Kulový kloub Kipp	270	1	270
Ložisko 30202ACN	46	16	736
Ložisko 30201NTN	46	12	552
Spojovací materiál	300	1	300
Celkem			7108

Tab. 3.5 Náklady na nakupované díly

Celkové náklady jsou tvořeny součtem nákladů na vyráběné díly, nakupované díly a montáž konstrukčního celku (Tab. 3.6). Montáž byla odhadnuta na 8 hodin při průměrné mzdě pracovníka 200 [Kč/hod]. Celkové náklady byly vyčísleny na 35839 Kč.

Náklady	Celkem [Kč]
Vyráběné díly	27131
Nakupované díly	7108
Montáž	1600
Celkové náklady	35839

Tab. 3.6 Celkové náklady

4. Závěr

Koncept využití čtyřkoubového mechanismu jako prvku řízení přináší mnohé výhody. Ty spočívají v možnosti jeho umístění na koncové části vodorovné kyvné vidlice, díky které jsou síly působící na přední kolo (především brzdná síla) přenášeny přímo na rám motocyklu. Tím lze eliminovat nežádoucí noření přední části motocyklu a zároveň jsou separovány funkce řízení a tlumení. Geometrie řízení není při propružení ovlivněna, což zvyšuje jízdní stabilitu a komfort. Kladným efektem použití přední vodorovné kyvné vidlice je také možnost odlehčení horní části rámu motocyklu, tedy oblasti hlavy řízení, čímž dojde k posunutí těžiště do nižších poloh a zvýší se jízdní stabilita. Při vhodné konstrukci vidlice a použití lehkých materiálů může teoreticky dojít i k poklesu celkové hmotnosti motocyklu.

Na základě navrženého konstrukčního řešení byly odhaleny některé další silné a slabé stránky tohoto konceptu. Umístění čtyřkloubového mechanismu vně předního kola nese výhody v možnosti použití standardně vyráběných sériových předních kol motocyklů a jejich uložení na valivých ložiskách. Konstrukce se tak stává konkurenceschopnější, protože návrh a výroba nového konceptu předního kola (např. s ložisky vně dutého středu kola, jak je to u některých

konkurenčních výrobků) by zejména u kusové výroby byla značně neekonomická. Navržené řešení dvou paralelních částí kyvné vidlice, které společně s uložením v rámu a se třmeny mechanismu tvoří paralelogram, přináší pozitivní vlastnosti geometrie řízení při propružení motocyklu, protože nedochází ke změně úhlu osy řízení a tedy závleku kola. Řízení je pak přesnější a pro uživatele snazší a předvídatelnější.

Nevýhodami tohoto řešení je velké množství rotačních uložení, které teoreticky mohou do systému vnést mnoho vůlí a také činí konstrukci méně ekonomicky výhodnou kvůli nutnosti použití velkého množství ložisek. Riziko vzniku vůlí bylo eliminováno použitím vzájemně předepnutých párů valivých ložisek s kosoúhlým stykem a uložením vidlice na rámu motocyklu pomocí stavitelné vymezovací osy.

Slabou stránkou navržené konstrukce je poměrně malý rozsah úhlového natočení předního kola motocyklu ($+10^{\circ}/-10^{\circ}$). To je dáno geometrií čtyřkloubového mechanismu řízení, která je jednak omezována malým zástavbovým prostorem a jednak má kvůli umístění čtyřkloubu vně kola nevhodné délkové poměry vahadel vůči těhlici mechanismu.

Hmotnost sestavy navržené konstrukce okolo 21 kg zhruba dvojnásobně převyšuje hmotnost stejné sestavy referenčního motocyklu. Je ovšem nutné brát v potaz možnost odlehčení rámu motocyklu v oblasti hlavy řízení a dále celkový příznivý posun těžiště motocyklu do nižších poloh. Navíc dalším vývojem jednotlivých prvků konstrukce nebo při použití lehčích materiálů je možné celkovou hmotnost konstrukce dále snižovat.

Mechanismus ovládní řídicího čtyřkloubu byl navržen jako soustava pák spojená jedním kulovým kloubem. Při tomto uspořádání je ovšem nutné brát v potaz vliv rozměrů pák na celkový převod řízení. Tato oblast konstrukce by měla být ještě optimalizována pro dosažení uživatelsky vhodnějších řídicích vlastností.

Konstrukce byla podrobena MKP analýzám při třech zatěžovacích stavech. Nejslabšími místy konstrukce jsou osy pro uložení jak mechanismu, tak kyvných vidlic, avšak naměřená napětí v žádném z případů nepřesáhla meze kluzu navržených materiálů. Hodnoty posunutí také vyhovují a v kritických oblastech byly vyloučeny kolize jednotlivých součástí.

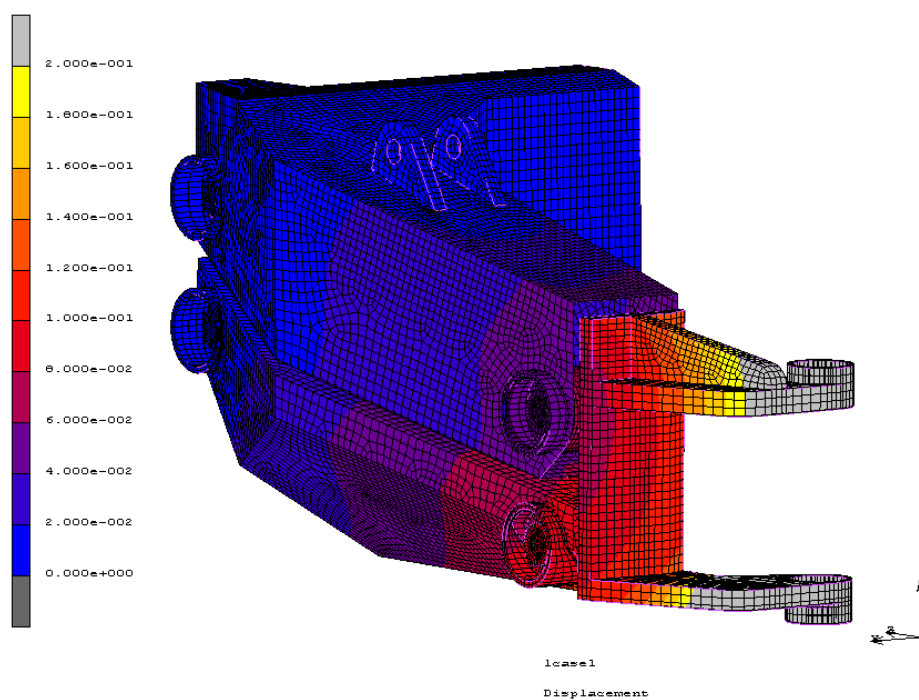
Před uvedením výrobku na trh je nutné ještě celou konstrukci podrobit legislativní analýze, zda splňuje kladené požadavky (viz. podkapitola 2.6). Konstrukci je možné doplnit o potřebná ochranná opatření, výztuhy, zakrytování, zapouzdrění, atd. Dále by konstrukce měla být podrobena některým dalším analýzám (dynamickým, na vibrace, crashtesty, apod).

Použité publikace

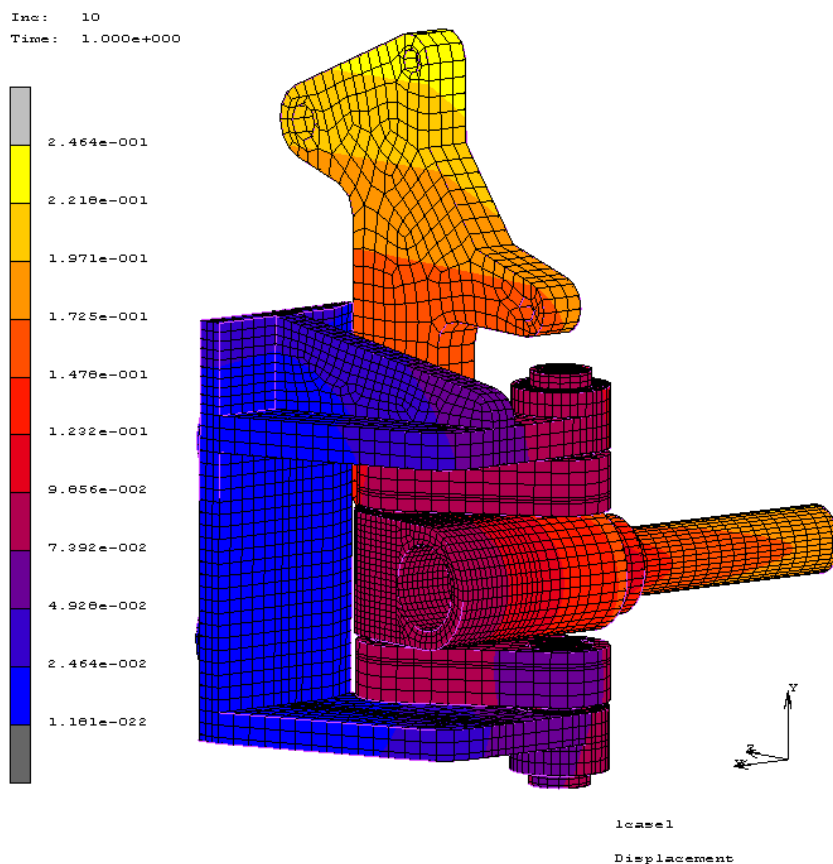
- [1] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1*. Brno: vlastní náklad, 2004
- [2] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2*. Brno: vlastní náklad, 2004
- [3] VÁVRA, P. a spol. *Strojnické tabulky*. Praha: Scientia, 1999
- [4] Bikez.com [online]. [10.11.2013]. Dostupné z WWW:
<http://www.bikez.com/motorcycles/bimota_tesi_2d_2007.php>
- [5] Motorcyclistonline.com [online]. [10.11.2013]. Dostupné z WWW:
<http://www.motorcyclistonline.com/features/122_0801_gsx_radd_p3/viewall.html>
- [6] FOALE, T. *Steer for the future* [online]. [10.11.2013]. Dostupné z WWW:
<<http://www.tonyfoale.com/Articles/Steer/STEER.htm>>
- [7] Bmwgs.cz [online]. [12.12.2013]. Dostupné z WWW:
<http://www.bmwgs.cz/articles.php?article_id=16>
- [8] Motorkari.cz [online]. [12.12.2013]. Dostupné z WWW:
<<http://www.motorkari.cz/motorka/?mid=66378>>
- [9] Freebiker.net [online]. [12.12.2013]. Dostupné z WWW:
<<http://www.freebiker.net/php/gallery/galleries/Marques/BMW/2000-2010/duolever.jpg>>
- [10] Johammer.com [online]. [12.12.2013]. Dostupné z WWW:
<<http://www.johammer.com/elektromotorrad>>
- [11] Sswt.com [online]. [12.12.2013]. Dostupné z WWW:
<<http://www.sswt.com/flexible-shaft.htm>>
- [12] Blog.motorcycle.com [online]. [10.01.2014]. Dostupné z WWW:
<<http://blog.motorcycle.com/2013/03/07/manufacturers/bmw/2013-bmw-r1200gs-telelever-problem-explained-in-transport-canada-recall/>>
- [13] BEHRANG, M., SANTA MARGHARITA. *Four and five bar linkage steering mechanism for 3 wheel vehicle and methods for defining the geometry of said vehicle*. US 2014/0001724A1. 2014-01-02.
- [14] THIERS, J., SUNNYVALE. *Motorcycle steering with four-bar linkage*. US 2014/0027998A1. 2014-01-30.
- [15] Tiermotor.com [online]. [20.02.2014]. Dostupné z WWW:
<<http://www.tiermotor.com>>
- [16] 3dcadbrowser.com [online]. [08.10.2013]. Dostupné z WWW:
<<http://www.3dcadbrowser.com/3dmodels.aspx?collection=sportbikes>>

PŘÍLOHA č. 1

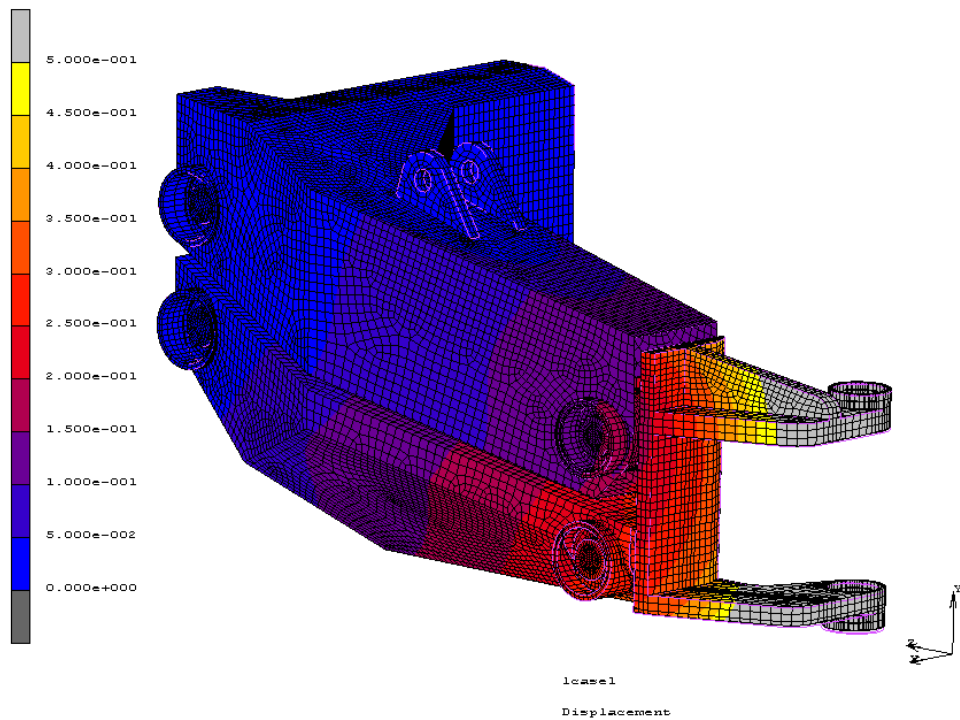
Vybrané obrázky výsledků MKP analýzy



Celková posunutí na modelu sestavy kyvné vidlice v [mm] při statickém zatížení

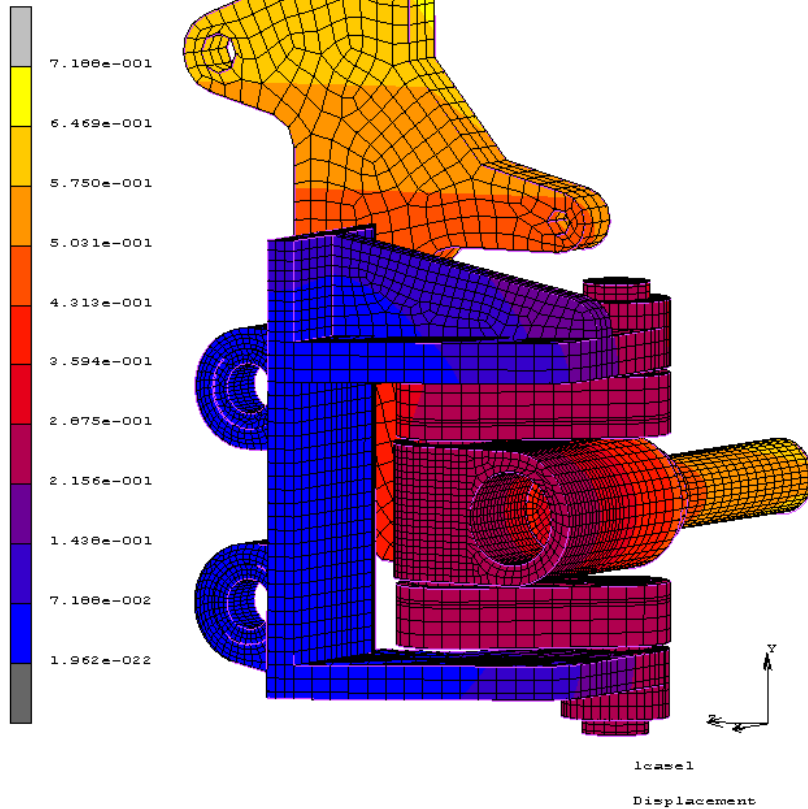


Celková posunutí na modelu sestavy mechanismu řízení v [mm] při statickém zatížení

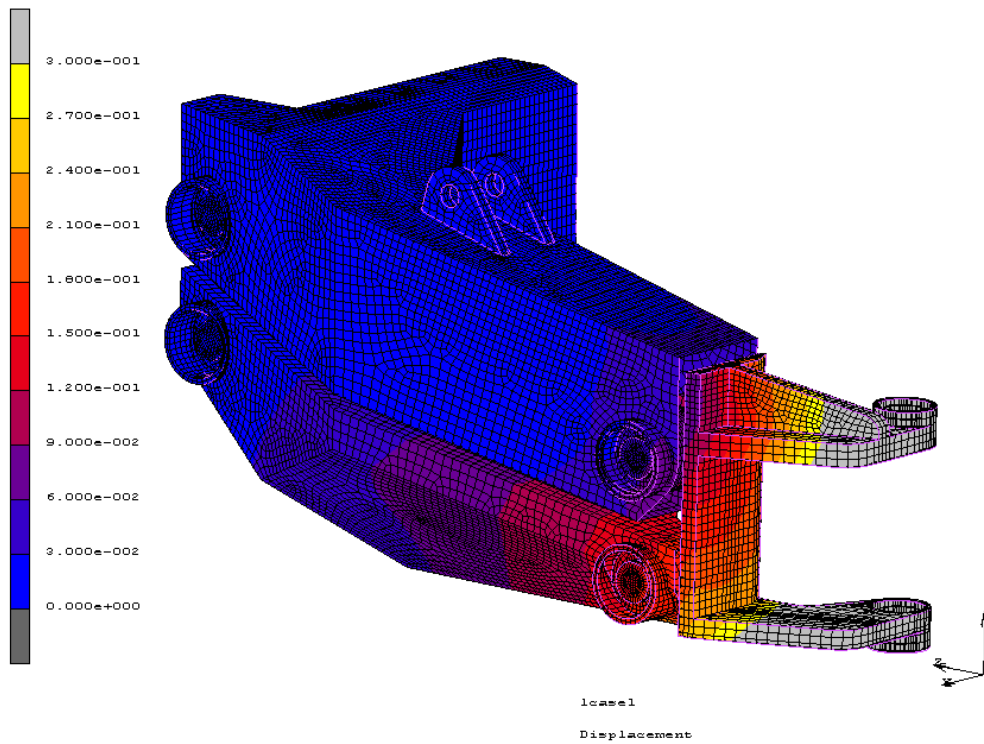


Celkové posunutí na modelu sestavy kyvné vidlice v [mm] při dynamickém zatížení

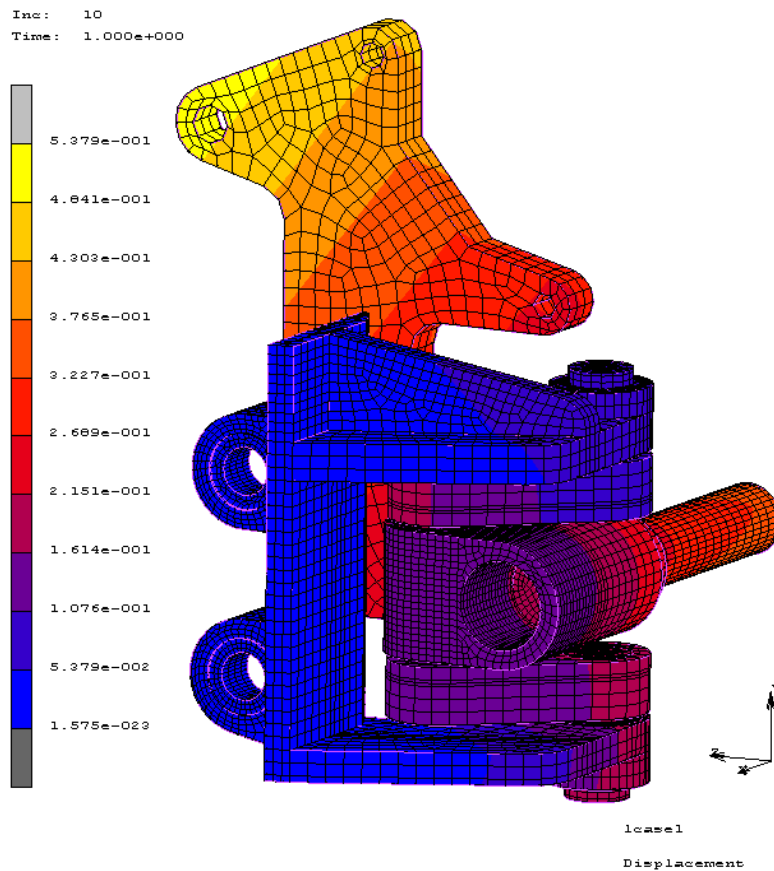
Inc: 10
Time: 1.000e+000



Celkové posunutí na modelu sestavy mechanismu řízení v [mm] při dynamickém zatížení



Celkové posunutí na modelu sestavy kyvné vidlice v [mm] při zatížení od brzdění



Celkové posunutí na modelu sestavy mechanismu řízení v [mm] při zatížení od brzdění