



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# KLÍKOVÝ MECHANISMUS DVOUDOBÉHO ZÁVODNÍHO MOTOCYKLOVÉHO MOTORU

CRANK TRAIN OF A TWO-STROKE RACING MOTORCYCLE ENGINE

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Matěj Šmahel**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.**

**BRNO 2024**



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Matěj Šmahel</b>
Studijní program:	Automobilní a dopravní inženýrství
Studijní obor:	bez specializace
Vedoucí práce:	<b>Ing. Lubomír Drápal, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2023/24

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Klikový mechanismus dvoudobého závodního motocyklového motoru

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce výpočtově–konstrukčního charakteru zaměřená na konstrukční model a výpočtové modelování klikového mechanismu dvoudobého zážehového jednoválcového motoru závodního motocyklu.

### Cíle diplomové práce:

Stručně představit závodní kategorii motocyklů Jawa 50. Detailněji technicky popsat výchozí sériový dvoudobý zážehový jednoválcový motor a jeho úpravy pro závody dle pravidel příslušné kategorie. Provést konstrukční návrh klikového mechanismu závodního motoru. V případě potřeby vytvořit digitální konstrukční model i dalších částí pohonné jednotky. Navrhnout a posoudit několik variant konstrukčního vyvážení klikového mechanismu. S využitím simulačních nástrojů stanovit síly od tlaku plynů působící na píst závodního motoru. Sestavit pokročilý výpočtový model dynamiky klikového mechanismu a stanovit zatížení jeho částí. Zhodnotit dosažené výsledky, případně navrhnout další možný postup.

### Seznam doporučené literatury:

HEYWOOD, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st edition. New York: McGraw-Hill, 1988. 930 s. ISBN 0-07-028637-X.

BELL, A., G. Two-Stroke Performance Tuning. 2nd edition. Sparkford: Haynes Publishing, 1999. 271 s. ISBN 978-1-8596-0619-3.

DIXON, J., C. The High-Performance Two-Stroke Engine. Sparkford: Haynes Publishing, 2005. 290 s. ISBN 1-84425-045-8.

SHABANA, A. A. Dynamics of Multibody Systems. 3rd edition. Cambridge: Cambridge University Press, 2005. 374 s. ISBN 978-0-521-85011-7.

VYKOUKAL, R. Dvoudobé motory vozidlové: Theorie, výpočet a konstrukce. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1957. 342 s.

KOŽOUŠEK, J. Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 483 s.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčně výpočetním návrhem klikové hřídele dvoudobého zážehového jednoválcového motoru. V první části jsou popsány hlavní silové účinky klikového mechanismu a popis zvoleného dvoudobého motoru. Druhá část se věnuje výpočtovému modelování klikového mechanismu v prostředí Multi-Body System. Hlavním cílem je stanovení vlivu hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu na zatížení jednotlivých částí motocyklu. Hodnoceno je zatížení hlavních ložisek klikové hřídele a míst pro uložení motoru. Stanoveno je také zrychlení vzniklé v řídítkách a místech pro uložení stupaček. V závěru jsou shrnuty výsledky a nastíněn další možný postup.

## KLÍČOVÁ SLOVA

klikový mechanismus, vyvažování, vibrace, Multi-Body System

## ABSTRACT

This diploma thesis deals with numerical-construction design of a two-stroke single cylinder internal combustion engine crankshaft. First part of diploma thesis describes main force effects of crank train and describes selected two-stroke engine. The second part of this diploma thesis is dedicated to numerical modelling of crank train in Multi-Body System. The main goal is to determine an effect of balance factor to motorcycle components. Loads of main crankshaft bearing and engine mounts are evaluated. Acceleration in handlebars and attachment points for footrest is also determined. The results are summarised, and further possible process is outlined.

## KEYWORDS

crank train, balancing, vibration, Multi-Body System

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ŠMAHEL, Matěj. *Klikový mechanismus dvoudobého závodního motocyklového motoru*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157892>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Lubomír Drápal.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 20. května 2024

.....

Matěj Šmahel

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu práce panu Ing. Lubomíru Drápalovi, Ph.D. za ochotu, trpělivost, cenné rady a vedení celé diplomové práce.

Velké díky patří Milanu Hasilovi za obrobění jednotlivých součástí klikové hřídele a skříní motoru. Velmi děkuji také Ing. Vladimíru Krutišovi, Ph.D. za poskytnutí možnosti tvorby vlastních odlitků skříní motoru. Rád bych poděkoval Ing. Radimu Jelínkovi a Ondřeji Štočkovi, bez jejich ochoty a usilovné práce by odlitky skříní motoru nikdy nevznikly.

Poslední díky patří pak celé rodině, přítelkyni a spolužákům za podporu během celého magisterského studia.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Současný stav poznání.....</b>	<b>12</b>
1.1 Historie dvoudobých motorů.....	12
1.2 Budoucnost dvoudobých motorů.....	14
1.3 Klikový mechanismus dvoudobého motoru.....	16
1.3.1 Pístní skupina.....	16
1.3.2 Ojnice.....	17
1.3.3 Kliková hřídel.....	18
1.3.4 Skládaná kliková hřídel – lisovaná.....	19
<b>2 Silový rozbor klikového mechanismu.....</b>	<b>21</b>
2.1 Síly od tlaku plynů – Primární síly.....	21
2.2 Setrvačné síly – Sekundární síly.....	23
2.2.1 Redukce ojnice.....	23
2.2.2 Setrvačné síly rotačních částí.....	26
2.2.3 Setrvačné síly posuvných částí.....	27
2.3 Vyvažování jednoválcového klikového mechanismu.....	29
2.3.1 Vyvážení setrvačných sil rotačních částí.....	29
2.3.2 Vyvážení setrvačných sil posuvných částí.....	30
<b>3 Popis zvoleného závodního motoru.....</b>	<b>38</b>
3.1 Historie motocyklu JAWA 50.....	38
3.2 Pravidla závodů motocyklů JAWA 50.....	39
3.3 JAWA 50 Speciál – Pravidla pro úpravu motoru.....	40
3.4 Popis pohonné jednotky.....	41
3.4.1 Píst.....	41
3.4.2 Ojnice.....	42
3.4.3 Kliková hřídel.....	42
3.4.4 Spojka.....	42
3.4.5 Převodovka.....	43
3.4.6 Válec.....	44
3.4.7 Skříň motoru.....	45
<b>4 Vlastní návrh klikové hřídele.....</b>	<b>47</b>
4.1 Motivace.....	47
4.2 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů.....	47
4.3 Stanovení hmotnosti ostatních částí klikového mechanismu.....	52
4.4 Simulace motoru v softwaru GT-Suite.....	53
4.5 Výpočetní model dynamiky klikového mechanismu.....	56
4.5.1 Tvorba šablony (Template) klikového mechanismu.....	56
4.5.2 Volba počátečních hodnot částečného vyvážení ( $K$ faktor).....	60
4.5.3 Spuštění simulace MSC Adams/Engine – ustálený stav.....	62
4.5.4 Výsledky simulace ustáleného stavu – zatížení hlavních ložisek.....	62
4.5.5 Výsledky simulace ustáleného stavu – zatížení uložení v místě A.....	67
4.5.6 Výsledky simulace ustáleného stavu – zatížení uložení v místě B.....	69
4.5.7 Výsledky simulace ustáleného stavu – zatížení uložení v místě C.....	71

---

4.5.8	Hodnocení výsledků silového zatížení uložení motoru .....	73
4.6	Výpočetní model dynamiky se zahrnutím pružných těles .....	73
4.6.1	Tvorba modálně redukováného tělesa.....	73
4.6.2	Nastavení výpočetního modelu dynamiky se zahrnutím pružného tělesa .....	75
4.6.3	Hodnocení výsledků pro říditka a stupačky .....	76
4.7	Konstrukční řešení klikové hřídele .....	81
<b>Závěr</b>	.....	<b>88</b>
<b>Použité informační zdroje</b>	.....	<b>89</b>
<b>Seznam použitých zkratk a symbolů</b>	.....	<b>92</b>
<b>Seznam příloh</b>	.....	<b>96</b>

## ÚVOD

Automobilový a motocyklový průmysl stojí na křižovatce mezi politicky podporovanou elektrifikací a cestou spalovacích motorů, která je omezoována přísnými emisními normami. I díky této vyvolané změně se klasický Motorsport těší čím dál větší zálibě a láká pozornost velkého počtu fanoušků. Především závody maloobjemových motocyklů přitahují v poslední dekádě více a více závodníků. Může za to především velmi nízká finanční náročnost.

Amatérské závody motocyklů JAWA 50 na území České i Slovenské republiky zažívají opětovný rozkvět. Z dochovaných fotografií je zřejmé, že první závody tohoto motocyklu probíhaly již v době jeho největší slávy. Tedy v době, kdy motocykl JAWA 50, lidově označovaný jako Pionýr, tvořil klíčový produkt firmy JAWA. S pokročilými moderními technologiemi a zvyšující se znalostí úprav dvoudobých motorů roste vysokým tempem i výkonost samotných motorů. Nedokonalosti a špatná kvalita náhradních dílů vedou úpravce často ke konstrukci zcela vlastních dílů. Eliminuje se tím vznik možný poruch při závodním nasazení. Zároveň touha po vítězství přináší do tohoto typu závodů i značný konstrukční vývoj v podobně nejrůznějších komponentů podvozku, či motoru.

Nejjednodušší cesta ke zvýšení výkonu je zvýšení samotných otáček motoru. Tato metoda však způsobuje výrazné snížení životnosti dílčích částí, především pak klikového mechanismu. Nadále i z důvodu nedokonalému mazání dvoudobého motoru může dojít k přídření, či úplné destrukci komponentů klikového mechanismu. Zvýšením otáček však dochází i ke vzniku nežádoucích vibrací, které se následně skrz rám přenáší do míst kontaktu s řidičem (stupačky, řídítka). Při závodním nasazení mohou být tyto vzniklé vibrace velmi nepříjemné a ovlivnit i výkonost řidiče.

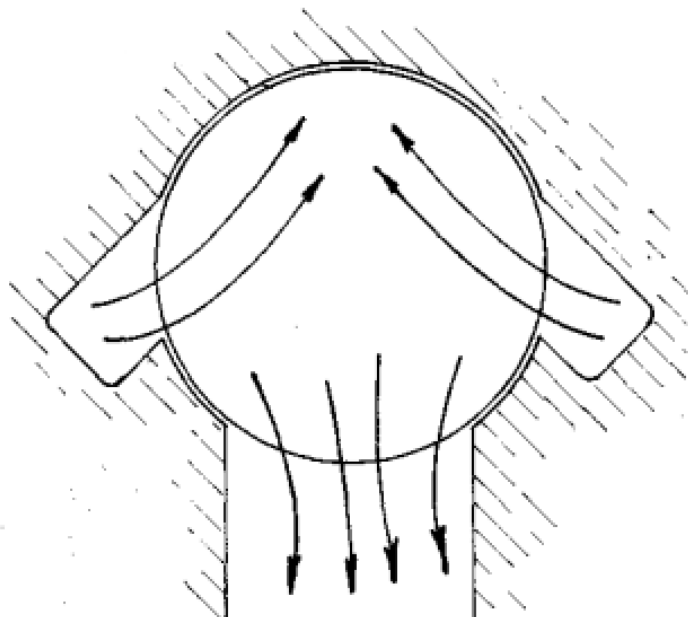
Tato diplomová práce se proto zabývá konstrukčním návrhem klikové hřídele s následným výpočtovým ověřením pro dvoudobý zážehový jednoválcový motor, používaný při závodech motocyklů JAWA 50.

# 1 SOUČASNÝ STAV POZNÁNÍ

Tato diplomová práce je zaměřena na výpočetně-konstrukční návrh klikové hřídele jednoválcového, závodního, dvoudobého motocyklu. Před samotným návrhem je tedy vhodné se alespoň částečně zaměřit na historii a vývoj dvoudobých motorů. Popsat jednotlivé hlavní části klikového mechanismu, společně s hlavními rozdíly oproti čtyřdobému motoru, a popsat možné způsoby vyvažování klikového mechanismu jednoválcového motoru.

## 1.1 HISTORIE DVOUDOBÝCH MOTORŮ

Vznik dvoudobého zážehového spalovacího motoru se datuje do roku 1881, kdy byl tento motor patentován. Za jeho vynálezce se považuje Dugald Clerk **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Po celou dobu své existence prošel dvoudobý motor velkou řadou inovací. Přes malé benzínové motory, po přeplňované vznětové lodní motory, až po velmi malé kompaktní motor disponující vysokým výkonem. Právě malé a kompaktní dvoudobé motory jsou v dnešní době hojně užívány především v zahradní technice. Mimo jiné byla takto zkonstruovaná pohonná jednotka velmi hojně a oblíbeně využívána pro různé druhy závodního použití. I díky tomu prošel dvoudobý motor ve svých počátcích značně zrychleným vývojem.



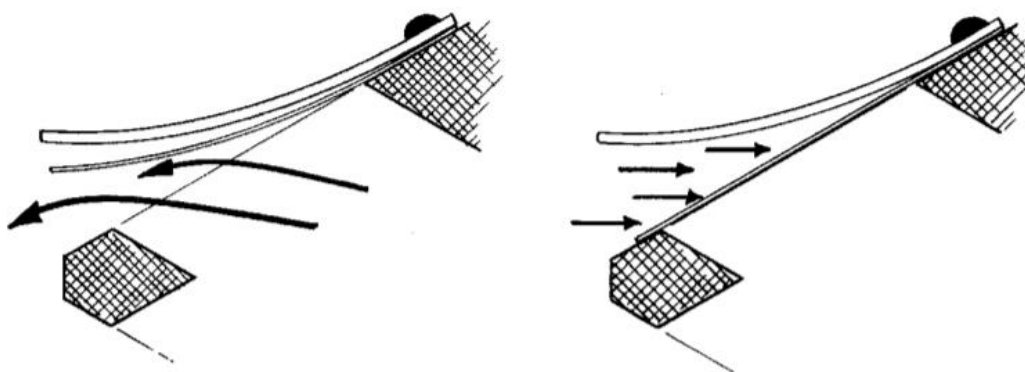
Obr. 1 Vratné vyplachování [1]

Prvním větším průlomem v oblasti vývoje bylo objevení vratného vyplachování Adolfem Schnürlem v roce 1925 [1]. Lepší představu vratného způsobu vyplachování ukazuje obr. 1. Takto uspořádané rozmístění kanálů přineslo zvýšení samotného maximálního výkonu, zjednodušilo konstrukci motoru a ukázalo tak směr, jakým se bude následující vývoj ubírat. Vratné vyplachování je hojně využíváno dodnes v nejmodernějších dvoudobých motorech.

V 50. až 70. letech minulého století dochází k značnému urychlení vývoje, kdy byl původní symetrický rozvod sání (sání řízeno pomocí pohybu pístu a rozměry sacího kanálu) nahrazen nesymetrickým rozvodem sání. Nesymetrický rozvod zajišťuje rotační šoupátko umístěné nejprve na samotném klikovém hřídeli, později i mimo něj a poháněné ozubeným soukolím, či jiným převodem. Ve stejné době vzniká první rezonanční výfukové potrubí, které je nezbytnou součástí vysokovýkonného dvoudobého motoru. V určitý okamžik je ve stejný moment otevřen výfukový i přepouštěcí kanál, dochází tedy k částečnému úniku čerstvé směsi do výfukového potrubí. Pokud je potrubí správně navrženo, tlaková vlna spalin se v určitém místě potrubí odrazí a putuje zpět do válce. Tímto vrátí uniklou směs zpět do válce. Takto navržené potrubí však pracuje pouze v určitém úzkém pásmu otáček. V moderních dvoudobých motorech lze nejčastěji pozorovat proměnné časování výfukového kanálu řízené pomocí tzv. přívěry, která zajistí lepší průběh momentu skrz pásmo otáček. [1]

Dalším bodem ve vývoji dvoudobého motoru bylo zavedení membránového sání, nazývaného též jako jazýčkový ventil. Jazýčkový ventil nahradil rotační šoupátko se všemi jeho nevýhodami. Vkládá se do sacího kanálu a jeho největší výhodou je, že pracuje samočinně (princip rozdílných tlaků). Pokud je v klikové skříni nižší tlak, oproti tlaku před jazýčkovým ventilem, dojde k otevření tohoto ventilu. Neplatí zde tedy omezení na rozvod s pevně daným časováním, jako tomu je např. u rozvodu pomocí rotačního šoupátka. Nevýhodou jsou však ztráty způsobené odporem těchto jazýčků a také snížená průtočná plocha. Z počátku tomuto řešení zabráňovalo časté praskání samotných jazýčků z důvodu únavy. S nástupem moderních materiálů je tento problém již prakticky vyřešen.

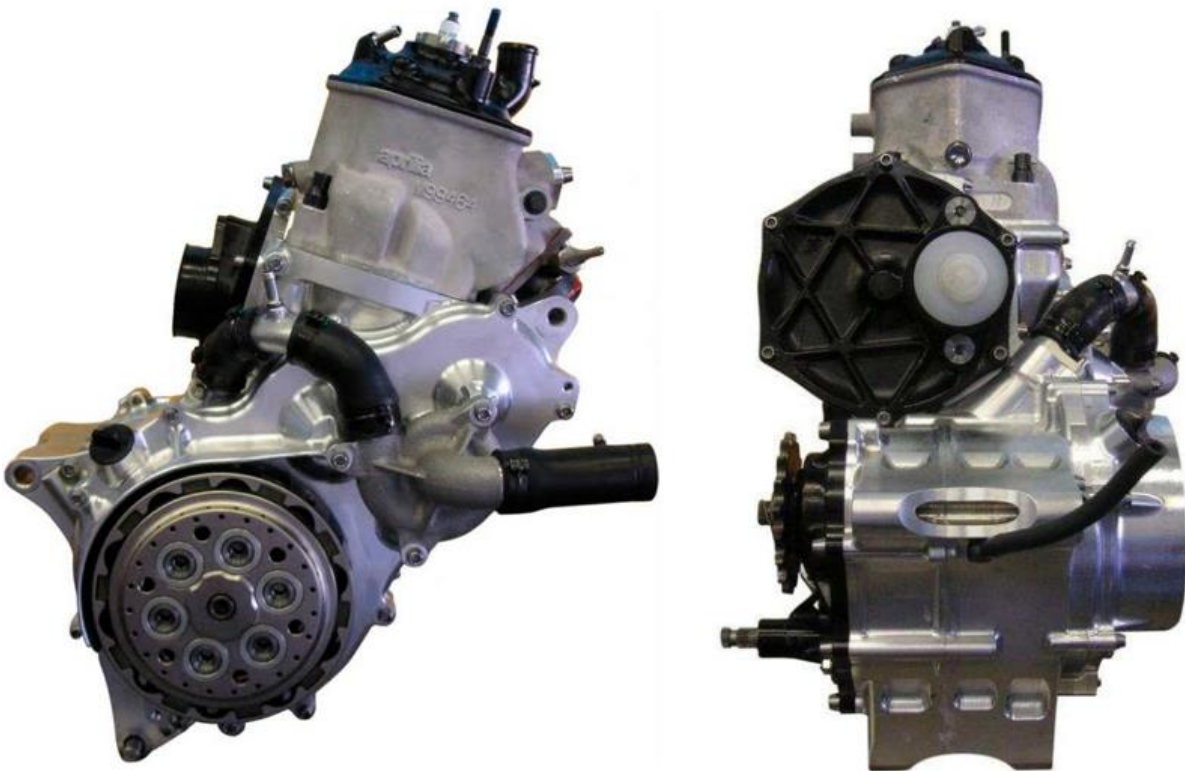
Naprostá většina moderních dvoudobých motorů užívá rozvod sání pomocí jazýčkového ventilu, jelikož se jedná o jednoduchý a velmi efektivní způsob. Jeho princip je znázorněn na obr. 2. U motorů určených pro zahradní techniku a malou mechanizaci však stále převládá symetrický rozvod sání pomocí pístu, především díky jednoduchosti a nízkému nároku na pružnost motoru. Rozvod pomocí rotačního šoupátka téměř vymizel, avšak stále je využíván např. pro závodní účely.



Obr. 2 Rozvod pomocí jazýčkového ventilu [1]

Jako historicky nejdokonalejší závodní dvoudobý motor, který bylo možné na závodních dráhách pozorovat mezi lety 2008 a 2009 v kategorii do 125 cm<sup>3</sup>, je považován motor z motocyklu Aprilia RSA 125, konstruovaný Janem Thielem [2]. Znamý a úspěšný konstruktér několika maloobjemových dvoudobých strojů, společně s Fritsem Overmarssem, vytvořili motor s rozvodem sání pomocí rotačního šoupátka, které bylo poháněno šikmým ozubeným soukolím. Nacházelo se tedy nikoli na klikovém hřídeli, ale mimo ni. Tímto řešením

docílili lepšího proudění směsi skrz sací kanál. Užitím rotačního šoupátka se otevírá možnost velmi jednoduché změny časování sání. Společně s vhodným časováním ostatních kanálů a perfektního naladění motoru tak docílili maximálního výkonu přesahujícího 42 kW při 13 500 min<sup>-1</sup>. Tento motocykl dovezl Juliána Simóna k titulu mistra světa v roce 2009. O dva roky později však došlo k zrušení celé kategorie 125 cm<sup>3</sup> a tím skončil i jakýkoli další vývoj. Ukázka tohoto motoru je na *obr. 3*. Z poznatků o tomto dvoudobém motoru dodnes těžší velké množství úpravců motorů. Jde především o fakt, kdy se jedná o jediné uniklé informace z takto vrcholové scény motorsportu a vstřícnost dvojice konstruktérů Thiel a Overmars. [2]



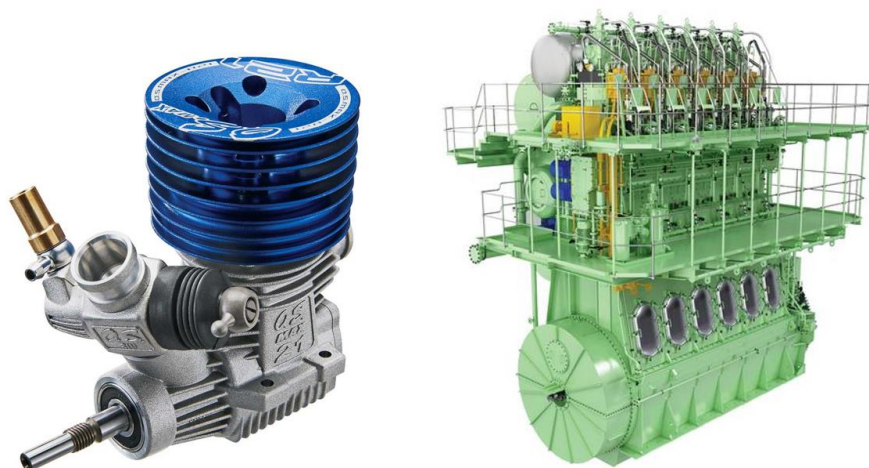
*Obr. 3* Motor motocyklu Aprilia RSA 125 [2]

## 1.2 BUDOUCNOST DVOUDOBÝCH MOTORŮ

Dvoudobý spalovací motor postupným časem zaniká a je vytlačován nejčastěji právě motorem čtyřdobým, či jinými alternativy. V moderní době však stále častěji i elektrickým pohonem. Především kvůli neustálému tlaku na snižování emisí se očekává, že v blízké budoucnosti dojde k úplnému nahrazení široce rozšířeného a téměř dokonalého čtyřdobého spalovacího motoru. Zda se tato cesta ukáže jako správná, odpoví až budoucnost.

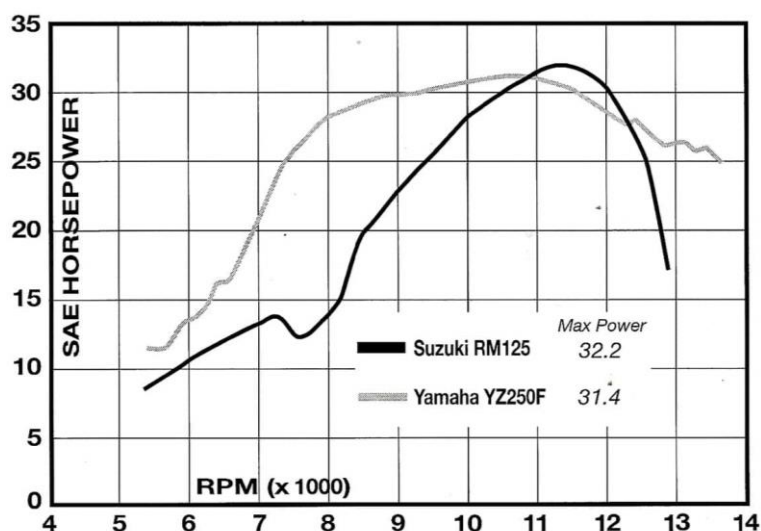
Dvoudobý motor se tak nyní vyskytuje již pouze v okrajových záležitostech, avšak stále nachází své uplatnění. Nejčastěji ho lze pozorovat právě v motokrosovéch závodních speciálech, speciálně upravených vozidlech pro závody ve sprintu, avšak své nenahraditelné místo si drží i v zahradní technice (křovinořezy, motorové pily, ...), či v RC modelech. V těchto případech se jedná spíše o menší konstrukce motorů, které vynikají malými rozměry

a vysokým výkonem. Na druhé straně nejmohutnější dvoudobý motor se vyskytuje u velkých vznětových motorů dopravních lodí. Dvoudobý motor z RC modelu a vznětový motor dopravní lodě ukazuje *obr. 4*.



*Obr. 4* Dvoudobý motoru z RC modelu (vlevo) a dopravní lodě (vpravo) [5], [6]

Největším problémem dvoudobého motoru je právě množství škodlivin (emisí), vypouštěných ve výfukových spalínách. Tento problém je zapříčiněn částečným spalováním oleje, obsaženého v benzínu při ztrátovém mazání (toto však neplatí u vznětových lodních motorů). Z hlediska běžného každodenního použití poté i nevhodná výkonová křivka. Její porovnání vůči čtyřdobému motoru ukazuje *obr. 5*.



*Obr. 5* Porovnání výkonové křivky dvoudobého a čtyřdobého motoru [7]

Na *obr. 5* jsou znázorněny dva průběhy výkonu motoru, kde tmavá křivka reprezentuje dvoudobý motor motocyklu SUZUKI, světlá křivka poté čtyřdobý motor motocyklu YAMAHA.

Nejrozšířenějším způsobem zlepšení průběhu výkonu dvoudobého motoru je užití tzv. výfukové přívěry. Jedná se o šoupátko umístěné ve výfukovém kanálu, které mění dobu jeho otevření v závislosti na otáčkách motoru (variabilní rozvod). Vhodně naladěná přívěra je schopná zlepšit průběh výkonu skrz celé pásmo otáček. Neřeší však nijak zásadně vznik emisí, které je možné potlačit užitím např. katalyzátoru. Oba tyto problémy částečně redukuje nástup moderních vstřikovacích jednotek, společně s vhodnou mapou předstihu zážehu. Přes různé vývojové prototypy a závodní speciály vyráběné v řadě jednotek kusů je nejdále ve vývoji dvoudobých motorů se vstřikováním rakouská firma KTM, která jako první na světě zavedla vstřikování do svých komerčně vyráběných endurových závodních speciálů, homologovaných i pro silniční provoz, v roce 2018. Jednalo se o verzi TPI – Transfer Port Injection [7]. Kde je karburátor nahrazen škrtkící klapkou a vstřikovací jednotky jsou umístěny v přepouštěcích kanálech. Dále je užito oddělených nádob pro benzín a olej pro ztrátové mazání. Toto řešení umožňuje dle momentální potřeby měnit jak směšovací poměr vzduchu a benzínu, tak množství přidávaného oleje. V roce 2023 představila KTM druhou generaci vstřikovacích jednotek s názvem TBI. Nejzásadnější změnou je umístění vstřikovacích jednotek, které jsou nyní součástí samotného těla škrtkící klapky. Toto řešení společně s další optimalizací vede především k vyhlazení výkonové křivky, a tedy i větší pružnosti motoru [8]. Mezi další dvoudobé závodní motocykly, používající princip vstřikování paliva se řadí např. i značky TM, Husqvarna, či GasGas [9]. Ve všech případech se jedná o nepřímé vstřikování paliva.

Velkým pojmem v oblasti vývoje dvoudobých motorů je i firma Rotax. Největší pozornost má momentálně jejich nově zkonstruovaný přeplňovaný motor 850 E-TEC turbo, používající přímé vstřikování paliva. Tato pohonná jednotka je užita např. v sněžném skútru SkiDoo. Jedná se o vůbec první komerčně vyráběný, přeplňovaný dvoudobý motor. Výhodou této jednotky je především nízká hmotnost společně s výkonem přesahující litrový výkon 175 kW [10].

Oba tyto směry tedy ukazují, kam by se v budoucnu vývoj dvoudobých spalovacích motorů mohl uchýlit. Nutno podotknout, že díky vysokým nárokům na emisní normy byl ve velké míře pozastaven vývoj dvoudobých motorů, nejedná-li se o již zmíněné případy. Nabízí se zde tedy stále značný prostor pro tvorbu a další možný výrazný posun.

### 1.3 KLIKOVÝ MECHANISMUS DVOUDOBÉHO MOTORU

Jelikož se tato diplomová práce zabývá návrhem klikového mechanismu maloobjemového dvoudobého motoru, je i nadále popsána konstrukce motorů se zdvihovým objemem do 250 cm<sup>3</sup>. Podobné konstrukce je však možné pozorovat i v objemově větších pohonných jednotkách.

Klikovým mechanismem se u pístových spalovacích motorů rozumí pístní skupina, ojnice a samotná kliková hřídel. Jejím hlavním úkolem je přeměnit pohyb přímočarý posuvný na pohyb rotační [12]. U většiny dvoudobých motorů slouží klikový mechanismus také jako dmychadlo pro nasátí směsi.

#### 1.3.1 PÍSTNÍ SKUPINA

Pístní skupina se skládá z pístu samotného, pístního čepu, ložiska (u dvoudobých motorů nejčastěji valivého), těsnících kroužků a pojistných kroužků. Jejím hlavním úkolem je přenos



síly od tlaku plynů. Zároveň zařizuje i částečný rozvod, kdy jednotlivé hrany pístu otevírají a zavírají kanály [12]. Na *obr. 6* je znázorněna typická konstrukce pístu dvoudobého motoru.



*Obr. 6* Pístní skupina motoru KTM SX 50 [11]

Konstrukce pístu dvoudobého motoru se značně odlišuje od pístu čtyřdobého motoru, především výškou – nesmí dojít k vybočení pístu do kanálu ve válci. Dno pístu má vypouklý tvar, který usnadňuje výplach směsi ve válci. Je možné se dále setkat se zploštělou částí dna pístu podle tvaru spalovacího prostoru v hlavě válce. Plášť pístu je na sací straně uzpůsoben rozvodu sacích a přepouštěcích kanálů. Na druhé straně poté navržen tak, aby v horní úvratí nedošlo k otevření výfukového kanálu a tím k úniku nasáté směsi z prostoru pod pístem do výfuku. Často jsou i k vidění různé otvory, či vybrání v pístu. Tento způsob úpravy pístu se užívá při použití jazýčkového ventilu, pro dřívější otevření sacího kanálu [12].

Písty závodních motorů často obsahují pouze jeden těsnící kroužek, běžné motory poté kroužky dva. Všechny kroužky slouží pouze k utěsnění (u dvoudobého motoru není nutný kroužek stírací). Samotné kroužky mají v pístu přesně fixovanou polohu pomocí kolíčků. Pokud by došlo k protočení pístního kroužku, velmi pravděpodobně dojde k destrukci z důvodu vybočení kroužku do jednoho z větších kanálů ve válci [4], [12]. Vysokootáčkové motory pro modelářské modely, které pracují běžně při otáčkách  $30\,000\text{ min}^{-1}$ , nemají často žádné těsnící kroužky.

Pístní čep zajišťuje přenos síly od tlaku plynů z pístu na ojnici. U dvoudobého motoru se užívá tzv. plovoucí čep, tedy v pístu uložen s určitou vůlí a axiálně zajištěn pomocí pojistných kroužků. V ojnici je poté uložen na ložisku, které bývá nejčastěji valivé, jehličkové [12].

### 1.3.2 OJNICE

Hlavním úkolem ojnice je přenos sil z pístu na klikovou hřídel. Při svém pohybu koná obecný rovinný pohyb, pro výpočty se tedy vhodně rozdělí do dvou nebo tří hmotných bodů. U dvoudobých motorů je ojnice namáhána výhradně tlakem (u dvoudobého motoru probíhá zážeh každou otáčku klikové hřídele). Zatížení od tlaku plynů je proměnlivé, proto je nutné navrhovat konstrukci s ohledem na únavovou pevnost. Pro zlepšení únavové pevnosti jsou ojnice vysokovýkonných motorů často leštěny. Důraz je zde kladen také na co nejmenší hmotnost [12].

Díky skládané klikové hřídeli se u dvoudobých motorů používá ojnice s neděleným spodním okem. Malé i velké oko ojnice je osazeno valivými ložisky (nejčastěji jehličkovými).

Tyto ložiska jsou mazána olejem obsaženém v nasávané směsi. Nejvíce zatížená část dvoudobého motoru je právě spodní oko ojnice společně s ložiskem. Z důvodu velmi vysokých obvodových rychlostí, společně se špatným mazáním, dochází běžně k zadírání. Pozice samotné ojnice je v klikovém hřídeli zajištěna pomocí podložek, které se vkládají z každé strany ojnice na ojnicí čep. Zároveň tyto podložky musí být vyrobeny z otěruvzdorného materiálu, nebo také s vhodnou povrchovou úpravou [12]. Konstrukci ojnice závodního dvoudobého motoru ukazuje *obr. 7*.



*Obr. 7* Ojnice Wössner z motocyklu Yamaha YZ 65 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**

### 1.3.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Kliková hřídel je zatěžována od tlaku plynů a současně od setrvačných sil (posuvných a rotačních částí). Silové účinky jsou tak časově proměnné z hlediska velikosti síly i z hlediska směru působení síly. Klikový mechanismus tedy musí zajišťovat dostatečnou ohybovou i torzní tuhost a současně i únavovou pevnost, z důvodu cyklického zatěžování [12].

Kliková hřídel se skládá z ramen, hlavních čepů a ojnicích čepů. U dvoudobého motoru bývá nejčastěji použita skládaná kliková hřídel. Ojnicí čep je nalisován do ramen, a poté musí být provedeno vystředění. Při této operaci se klade důraz na sousost hlavních čepů. Toto řešení umožňuje použití valivých ložisek ojnicího čepu. Dále je pomocí ramen dosaženo částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Nejedná se však čistě o vyvážení, ale o přenesení vektoru síly do jiného směru. Pro vyvážení prvního řádu setrvačných sil posuvných částí stačí vhodně navrhnout samotná ramena. Druhý řád setrvačných sil se u menších motorů nevyvažuje. U větších motorů je možné použít vyvažovací hřídel, otáčející se dvojnásobnou frekvencí oproti frekvenci otáčení klikové hřídeli. Hlavní čepy bývají buď lisovány nebo jsou již součástí samotných ramen. Toto řešení má pozitivní vliv na tuhost klikové hřídele, avšak rostou zde finanční náklady na výrobu.

Kliková hřídel dvoudobého motoru slouží také jako dmychadlo, pracující na principu pístového kompresoru. Při konstrukci se tak klade důraz na co nejdokonalejší vyplnění škodného prostoru v klikovém prostoru. Toto je možné pozorovat například i na ramenech, kdy je na vhodných místech klikové hřídele ubrán materiál z důvodu vyvážení. Tyto místa jsou následně vyplněna materiálem odolávajícím vysokým teplotám (nejčastěji hliníkem, silonem nebo i wolframem) [12].

Typický tvar klikové hřídele dvoudobého motoru ukazuje *obr. 8*. Jsou zde použita široká ramena, zajišťující dostatečný moment setrvačnosti. Otvory v ramenech, vzniklé pro vyvážení prvního řádu setrvačných sil posuvných částí, jsou vyplněny silonovými pouzdry. Podobně je i ucpan otvor v ojnicím čepu. Obě tyto úpravy vedou k dokonalejšímu vyplnění klikového prostoru, čímž dojde k celkovému zvýšení plnicí účinnosti. Zároveň je použita na první pohled poměrně štíhlá a jednoduchá konstrukce ojnice. Právě takto konstruovaná ojnice je dalším z mnoha typických znaků charakterizující dvoudobé motory. Závodní motory poté bývají osazeny klikovými hřídeli s ještě dokonalejším vyplněním škodlivého prostoru, nebo i vyvážené pomocí wolframových válečků, zalísovaných do ramen klikového hřídele na odvrácené straně oproti ojnicímu čepu.



*Obr. 8* Kliková hřídel dvoudobého motocyklu [14]

#### 1.3.4 SKLÁDANÁ KLIKOVÁ HŘÍDEL – LISOVANÁ

Skládaná kliková hřídel je již podle samotného názvu složena z několika dílčích součástí. Téměř bez výjimky jsou veškeré klikové hřídele malých dvoudobých motorů lisovány.

Jde o nejjednodušší typ spojení, zároveň se jedná tedy i o cenově nenáročné řešení. Celý princip spoje spočívá ve vytvoření dostatečně velkého přesahu, čímž při slisování vznikne velmi tuhý spoj, schopný přenášet silové i momentové zatížení [16].

Nejčastěji se lze setkat s klikovými hřídeli, kdy jsou ramena a hlavní čepy vykovány, odlity, či obrobeny z jednoho kusu. Spojení poté zajišťuje ojnicí čep. Méně časté je pak lisování hlavních čepů do ramen (např. motocykly JAWA, ČZ) [4], [12].

Namáhání lisované klikové hřídele je mimo samotného namáhání od tlaků plynů dále namáháno vzniklým napětím při samotném lisování. Přechod z čepu do ramene představuje koncentrátor napětí, a tedy i místo nejčastějších vzniků defektů při provozu. Vhodným návrhem lze docílit lepší únavové životnosti (např. vytvoření rádiusu na čepu v místě přechodu do ramene). Po této úpravě se celý spoj chová jako jeden díl s vrubem. Další možností snížení namáhání je užití dutého čepu společně s trny. Samotný čep je nejprve nalisován s malým přesahem, tuhé spojení poté zajišťují trny vlisované do dutého čepu [4].

V naprosté většině moderních, především motocyklových motorů se používá klikový hřídel, kdy rameno a hlavní čep tvoří jeden díl. Ojniční čep poté tyto díly spojí. Dutý čep se používá vhodně pro snížení hmotnosti a tím i ke snížení celkového namáhání klikového mechanismu. Lze se setkat i s případem, kdy je ojnicí čep dodatečně pojištěn v ramenech svarem. Nejedná se však o svařované klikové hřídele. Takto pojištěný ojnicí čep ukazuje *obr. 9*.



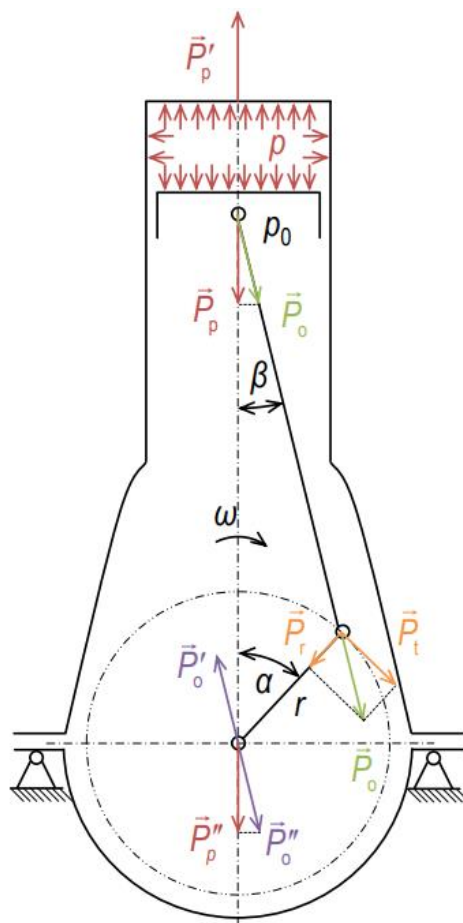
*Obr. 9* Lisovaný čep s pomocným svárem [16]

## 2 SILOVÝ ROZBOR KLIKOVÉHO MECHANISMUMU

Klikový mechanismus je primárně namáhán silou vznikající od tlaku plynů. Nadále také setrvačnou silou posuvných částí, vzniklou pohybem jednotlivých částí klikového mechanismu.

### 2.1 SÍLY OD TLAKU PLYNŮ – PRIMÁRNÍ SÍLY

Primární síly působící na mechanismus jsou čistě závislé na velikosti tlaku plynů  $p$  ve válci a na ploše dna pístu  $S_p$ . Dále poté lze i do výpočtu zahrnout úhel  $\beta$ , který svírá ojnice s osou válce při dosažení maximálního tlaku plynů ve válci. Nejčastěji se tento úhel pohybuje v hodnotách  $10^\circ$  až  $20^\circ$  za horní úvratí. Výsledná síla působící na dřík ojnice  $P_o$  tím vzroste [17]. Lepší pochopení jednotlivých veličin je vidět na *obr. 10*.



*Obr. 10* Primární síly v klikovém mechanismu [18]

Síla od tlaku plynů je definována vztahem [17]:

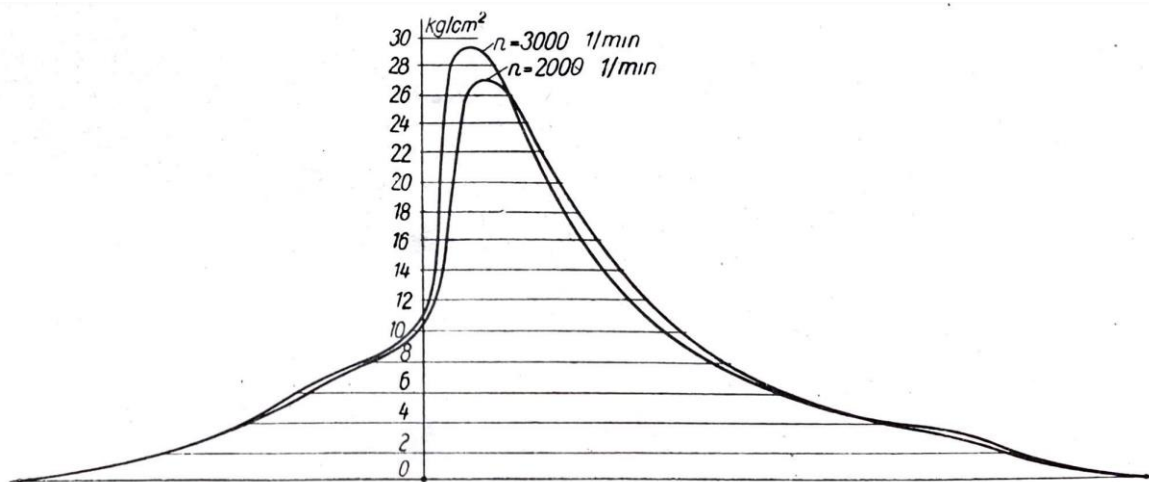
$$P_p = (p - p_0)S_p = (p - p_0) \frac{\pi D^2}{4}. \quad (1)$$

Síla působící v dřívku ojnice poté [17]:

$$P_o = \frac{P_p}{\cos \beta}. \quad (2)$$

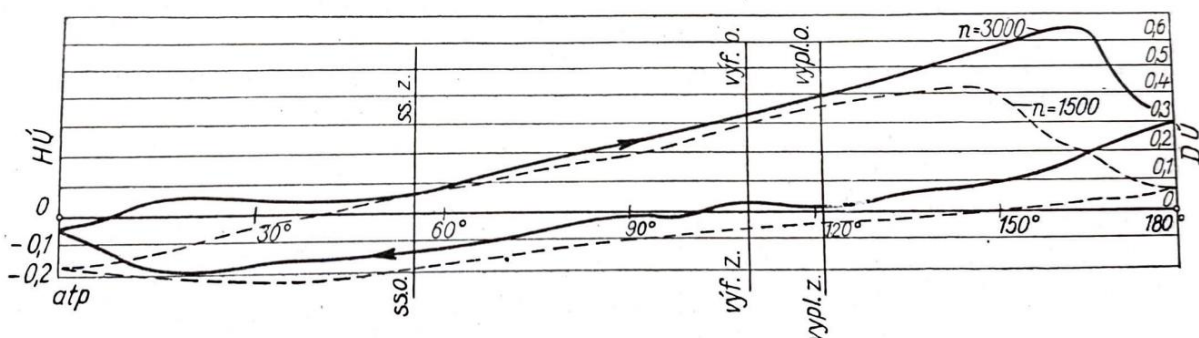
Sílu v dřívku ojnice lze užít jak pro pevnostní výpočet ojniční sestavy, tak pro pevnostní výpočet hlavních ložisek klikové hřídele. Odvození radiálních a tangenciálních sil lze pomocí jednoduchých goniometrických funkcí, jedná se však vždy pouze o rozklad síly  $P_o$  do různých směrů.

Velikost tlaku ve válci je časově závislá, tudíž i velikost působící síly je časově závislá. Nejčastěji se tento průběh vyjadřuje grafem závislosti tlaku na úhlu natočení klikové hřídele pomocí tzv. Indikátorového diagramu. Lze ho získat přímou indikací – přímé měření tlaku ve válci motoru při zkoušce v motorové zkušebně, nebo pomocí výpočetních simulací. Možnou podobu indikátorového diagramu dvoudobého motoru ukazuje *obr. 11*.



Obr. 11 Indikátorový diagram motoru Jawa 700 cm<sup>3</sup> [19]

U dvoudobých motorů se dále posuzuje i indikace klikové skříně. Průběh tlaku v klikové skříně během jednoho zdvihu je zobrazeno na *obr. 12*.



Obr. 12 Průběh tlaku v klikové skříně motoru Jawa 250 [19]

Díky nižšímu tlaku v klikové skříně vůči tlaku okolí je možné nasát čerstvou směs.

## 2.2 SETRVAČNÉ SÍLY – SEKUNDÁRNÍ SÍLY

Klikový mechanismus dále výrazným způsobem zatěžují setrvačné síly vzniklé pohybem klikového mechanismu. Tyto síly vznikají na základě odporu hmoty proti změně pohybu. U obecného pohybu je tato změna vyvolána změnou rychlosti a směru. U přímočarého pohybu změnou rychlosti a u rotačního pohybu poté změnou směru. Můžeme je dále rozdělit na:

- Setrvačné síly rotačních částí
- Setrvačné síly posuvných částí

Pístní skupina koná čistě pohyb posuvný vratný, veškeré síly vzniklé pístní skupinou jsou tedy setrvačné síly posuvných částí. Samotný klikový hřídel koná pouze rotační pohyb, vzniklé síly jsou způsobené posunem těžiště mimo osu rotace. Ojnice v klikovém mechanismu koná obecný rovinný pohyb. Je tedy nutné provést rozklad hmotnosti ojnice – redukce. Redukcí, nejčastěji do dvou hmotných bodů, se rozdělí hmotnost ojnice do části, která koná pohyb posuvný a do části, konající pohyb rotační. Dynamické i statické účinky však musí zůstat nezměněny [17].

Velikosti a směr sekundárních sil má harmonický průběh s určitou periodou. Z tohoto důvodu je nezbytné, se těmito silovými účinky zabývat nejen při pevnostním výpočtu, ale už při samotném návrhu klikového mechanismu. Dalším důležitým faktorem je mimo jiné i pohodlí řidiče. Správným návrhem celého mechanismu je tak možné docílit většího pohodlí řidiče i snížit celkové namáhání mechanismu, zvýšit životnost a v některých případech i snížit hmotnost mechanismu.

### 2.2.1 REDUKCE OJNICE

Před samotným popisem jednotlivých setrvačných sil je provedena redukce ojnice do hmotných bodů. Střed malého oka ojnice koná translační pohyb, střed velkého oka ojnice naopak pohyb rotační. Dřík ojnice poté obecný rovinný pohyb. Z tohoto důvodu je nutné provést redukci a dále tyto redukované hmoty přičíst k posuvným částem a rotačním částem.

Redukci je možné provést do dvou nebo tří hmotných bodů, kdy musí být splněny následující podmínky:

- Součet hmotnosti redukovaných bodů se musí rovnat hmotnosti ojnice [17]:

$$m_1 + m_2 + m_3 = m_o. \quad (3)$$

- Poloha těžiště musí být zachována [17]:

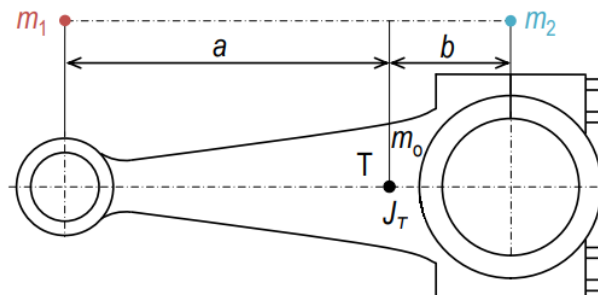
$$m_1 a = m_2 b. \quad (4)$$

- Moment setrvačnosti vzhledem k těžiště zůstává nezměněn [17]:

$$m_1 a^2 + m_2 b^2 = J_T, \quad (5)$$

kde  $m_1$  je redukovaná hmotnost do posuvných částí,  $m_2$  hmotnost redukovaná do rotačních částí,  $m_3$  hmotnost soustředěná do těžiště ojnice,  $m_o$  celková hmotnost ojnice,  $a$  vzdálenost

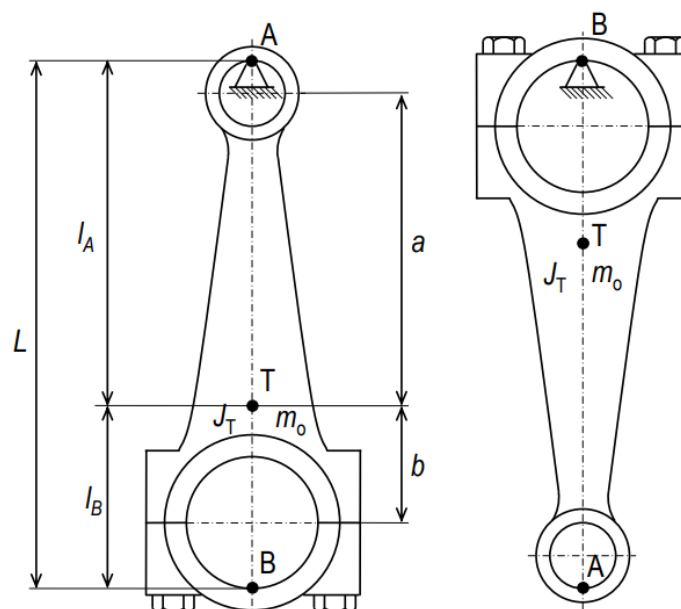
středu malého oka od těžiště,  $b$  vzdálenost středu velkého oka od těžiště,  $J_T$  moment setrvačnosti ojnice vztažen k těžišti. Pro zjednodušení výpočtu se velmi často používá redukce do dvou bodů ( $m_3 = 0$  g). Podmínka momentu setrvačnosti je tedy zanedbána a uvažují se pouze první dvě podmínky. Obr. 13 lépe popisuje rovnice výše.



Obr. 13 Redukce ojnice do dvou hmotných bodů [18]

Pro zjištění redukovaných hmotností je možné použít různých metod. První možností je zjištění polohy těžiště pomocí CAD modelu [17]. Následně užitím analytických rovnic popsaných výše lze jednoduše vypočítat redukované hmotnosti. Problémem však může být právě vytvoření samotného modelu a jeho přesnost oproti originálnímu dílu.

Další možností je tzv. odkývání ojnice. Zde se pracuje s principem fyzikálního kyvadla. Ojnice je zavěšena na břit nejprve za malé oko a posléze i za velké oko. Následným vychýlením je uvedena do kývavého pohybu [4], [17]. Nákres odkývání ojnice zobrazuje obr. 14.



Obr. 14 Princip odkývání ojnice [18]

Výsledkem měření je celkový čas a počet kmitů za daný čas. Z těchto hodnot lze následně určit periodu jednoho kmitu. Toto měření je provedeno pro obě oka separátně. Těžiště je zjištěno pomocí Steinerovy věty a následujících rovnic.



Perioda kmitu  $T_A$  pro malé oko ojnice [17]:

$$T_A = 2\pi \sqrt{\frac{J_A}{m_o g l_A}}. \quad (6)$$

Perioda kmitu  $T_B$  pro velké oko ojnice [17]:

$$T_B = 2\pi \sqrt{\frac{J_B}{m_o g l_B}}, \quad (7)$$

kde  $m_o$  je hmotnost ojnice,  $l_A$  vzdálenost bodu podepření malého oka od těžiště a  $l_B$  vzdálenost bodu podepření velkého oka od těžiště.

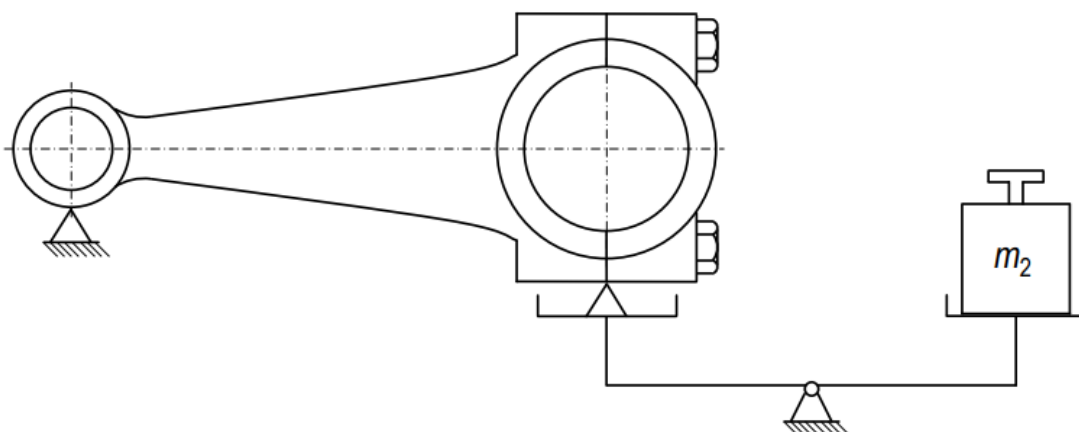
Steinerova věta pro momenty setrvačnosti  $J_A$  a  $J_B$  [17]:

$$J_A = J_T + m_o l_A^2, \quad (8)$$

$$J_B = J_T + m_o l_B^2. \quad (9)$$

Kombinací a úpravou těchto čtyř rovnic lze získat přesnou polohu těžiště ojnice. Vzniká však nepřesnost v podobě zanedbání pasivních odporů. Dále je kladen velký důraz na přesnost měření periody kmitu [17].

Poslední metodou redukce ojnice do dvou hmotných bodů je vážení. Ojnice je vždy položena jedním okem na váhu a druhé oko je podloženo tak, aby spojnice středu ojnících ok byla ve vodorovné poloze. Toto měření je provedeno pro obě oka zvlášť. Součet naměřených hmotností se musí rovnat hmotnosti celé ojnice. Princip vážení je vyobrazen na *obr. 15*.



*Obr. 15* Princip vážení ojnice [18]

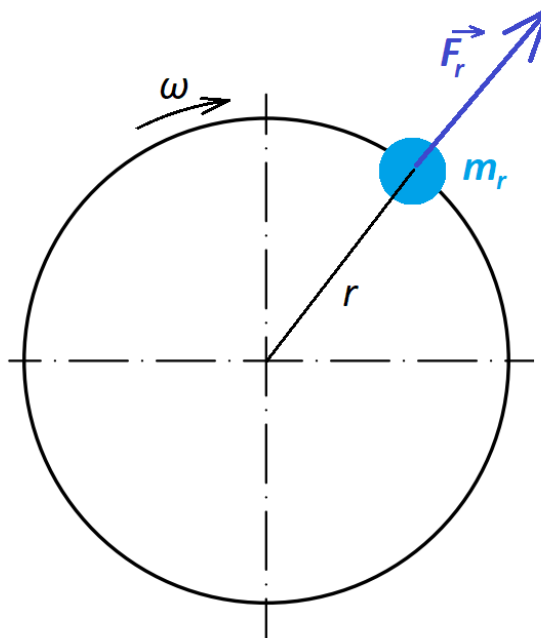
Výsledkem všech těchto měření pro redukci ojnice jsou tedy dvě hodnoty hmotnosti. Hodnota  $m_1$  soustředěná do středu malého oka ojnice. Pro výpočty je dále posuzována jako posuvná

část ojnice. Hodnota  $m_2$  soustředěná do středu velkého oka ojnice. Pro další výpočty představuje naopak rotační část ojnice.

Velmi vhodný způsob je kombinace nejlépe všech těchto možností redukce ojnice a následná analýza výsledků. Eliminují se tím případné vzniklé chyby. U víceválcových motorů je kladen důraz na co nejmenší odchylky mezi hmotnostmi jednotlivých ojníc [17]. Vhodně jsou proto ojnice opatřeny vývažky, které se mohou dodatečně upravovat a tím i korigovat celkovou hmotnost ojnice i rozložení redukovaných hmotností mezi posuvnou a rotační část.

### 2.2.2 SETRVAČNÉ SÍLY ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotačních částí se skládají z hmotnosti zalomení klikového ramene a rotační částí ojnice. Jejich velikost se mění pouze se změnou otáček motoru. Vektor síly směřuje vždy od středu rotace, jak ukazuje *obr. 16*.



*Obr. 16* Znárodnění setrvačných sil rotačních částí

Hmotnost rotačních částí  $m_r$  klikové hřídele [17]:

$$m_r = m_{zal} + m_2, \quad (10)$$

kde  $m_{zal}$  je součet hmotnosti zalomení klikové hřídele a valivého ložiska,  $m_2$  rotační část ojnice.

Velikost setrvačných sil rotačních částí  $F_r$  je poté dána vztahem [17]:

$$F_r = m_r r_T \omega^2, \quad (11)$$

kde  $r_T$  je vzdálenost těžiště od středu rotace a  $\omega$  úhlová rychlost otáčení klikové hřídele.

Pro zjednodušení výpočtu se často užívá redukovaná hmotnost  $m_{red}$ , kdy je hmotnost všech rotačních částí redukována do poloměru zalomení klikového hřídele  $r$  [17]:

$$m_r r_T \omega^2 = m_{red} r \omega^2, \quad (12)$$

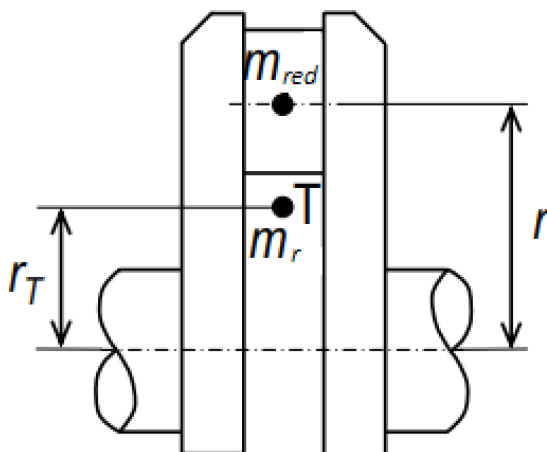
jednoduchou úpravou vzniká vztah:

$$m_{red} = m_r \frac{r_T}{r}, \quad (13)$$

poté je tedy možné vyjádřit setrvačnou sílu rotačních částí pomocí redukované hmotnosti do poloměru zalomení klikové hřídele [17]:

$$F_r = m_{red} r \omega^2. \quad (14)$$

Tyto rovnice lépe vystihuje *obr. 17*.



*Obr. 17* Redukce hmotnosti do poloměru zalomení [17]

### 2.2.3 SETRVAČNÉ SÍLY POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly posuvných částí zahrnují hmotnost pístu, pístních kroužků, čepu, valivého ložiska a posuvných částí ojnice. Vznikají v důsledku změny rychlosti pohybu pístu při přímočarém posuvném pohybu. Velikost této síly se mění s natočením klikové hřídele a působí v ose válce [17]. Dále uvedené vztahy platí pro centrický klikový mechanismus.

Výslednou sílu setrvačných sil posuvných částí  $F_s$  lze vyjádřit jednoduše jako součin hmotnosti a zrychlení:

$$F_s = -(m_p + m_l)a, \quad (15)$$

kde  $m_p$  je hmotnost pístní skupiny,  $m_l$  je redukovaná hmotnost posuvných částí ojnice a  $a$  je zrychlení.

Ke zjištění zrychlení je nejprve nutné znát rovnici dráhy  $s$ , která je nadále dvakrát derivována podle času pro získání rovnice zrychlení [20]:

$$s = r(1 - \cos \alpha) + l \left[ 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2(\alpha)} \right], \quad (16)$$

kde  $r$  je poloměr zalomení,  $l$  délka ojnice,  $\alpha$  úhel natočení klikové hřídele a  $\lambda$  klikový poměr. Pro zjednodušení se však člen pod odmocninou převádí na rozvoj pomocí binomické věty a dále se do výpočtů zahrnují pouze první dva členy tohoto rozvoje.

Klikový poměr se u moderních motorů pohybuje v rozmezí 0,25 – 0,35 a je vyjádřen vztahem [20]:

$$\lambda = \frac{r}{l}. \quad (16)$$

Po úpravě je tedy výsledný vztah pro dráhu pístu  $s$  [20]:

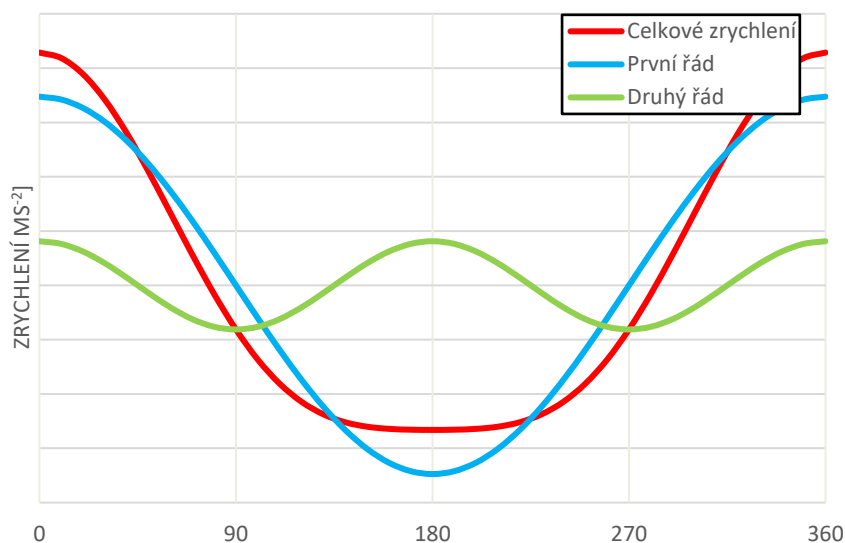
$$s \approx r \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]. \quad (17)$$

Následnou derivací podle času vzniká rychlost pístu  $v$  [20]:

$$v \approx r\omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (18)$$

Další derivací poté hledané zrychlení  $a$  [20]:

$$a \approx r\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (19)$$



Obr. 18 Zrychlení pístu a jednotlivé harmonické složky

Z obr. 18 je patrné, že první řád setrvačné síly posuvných částí má stejnou frekvenci jako je frekvence otáčení klikové hřídele. Druhý řád setrvačné síly posuvných částí má frekvenci

dvojnásobnou. Vyvážení druhého řádu je tedy možné buď zanedbat nebo dodat dvojici tzv. protiběžných vyvažovacích hřídelů, otáčející se dvojnásobnou frekvencí oproti frekvenci klikové hřídele.

### 2.3 VYVAŽOVÁNÍ JEDNOVÁLCOVÉHO KLIKOVÉHO MECHANISMUMU

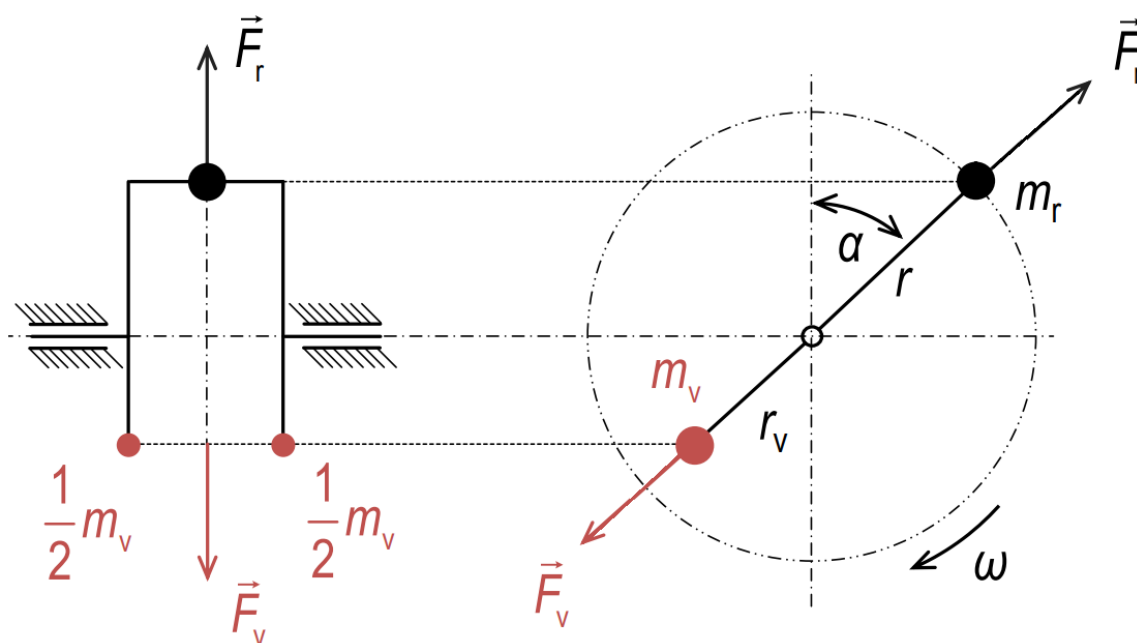
Konstrukce a výroba každého pístového stroje je úzce spjata i se samotným vyvážením klikového ústrojí. Význam vyvážení dále stoupá i se zvyšováním otáček motoru. Je proto důležité se vyvažování klikového ústrojí věnovat i u zdánlivě malých motorů [21].

Vyvažováním se rozumí způsob odstranění nebo zmenšení účinků setrvačných sil. Nejjednodušším způsobem je vhodné uspořádání klikového ústrojí víceválcových motorů, kterým dojde k přirozenému vyvážení. Toto však u jednoválcového motoru není možné. Tato kapitola je tedy věnována vyvažování pouze jednoválcového motoru [21].

#### 2.3.1 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL ROTAČNÍCH ČÁSTÍ

Setrvačné síly rotačních částí vznikají v důsledku rotace klikové hřídele, jejíž těžiště se nenachází právě v ose otáčení. S rostoucí frekvencí otáčení tak i roste velikost této síly.

Nejjednodušším způsobem, jak vyvážit tuto setrvačnou sílu, je přidání protizávaží  $m_v$  ve vzdálenosti  $r_v$  od středu otáčení, jak je znázorněno na *obr. 19*. Dodaná hmota při rotaci způsobí vznik síly  $F_v$  proti síle  $F_r$ . Výslednice těchto sil je tedy nulová. Při konstrukci protizávaží se nejčastěji hledá správný geometrický tvar protizávaží tak, aby bylo dosaženo potřebné hodnoty a směru výsledné síly. Konstrukce protizávaží se může lišit. Nejběžnějším a nejjednodušším způsobem je právě rozšíření samotného ramena klikové hřídele. [21]



Obr. 19 Vyvážení setrvačných sil rotačních částí [23]

Vztah rovnosti setrvačné síly posuvných částí a síly od protizávaží [23]:

$$m_r r \omega^2 = m_v r_v \omega^2. \quad (20)$$

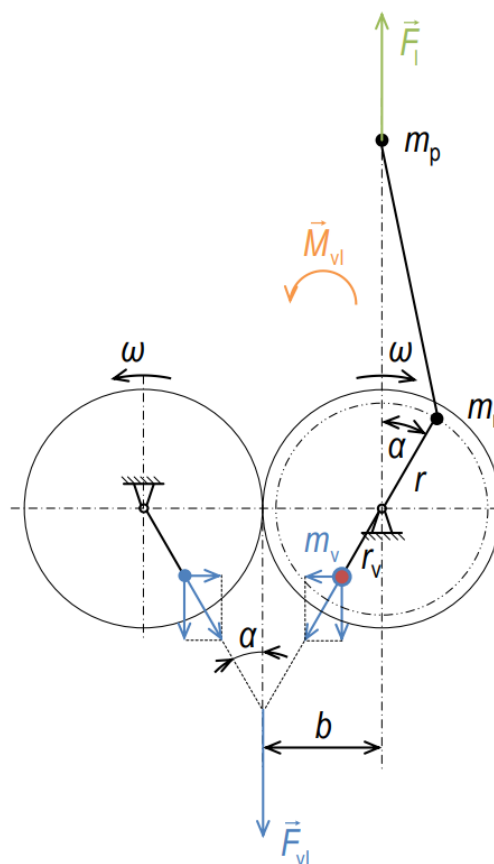
Po úpravě tedy velikost dodané hmoty  $m_v$  je rovna [23]:

$$m_v = m_r \frac{r}{r_v}. \quad (21)$$

### 2.3.2 VYVÁŽENÍ SETRVAČNÝCH SIL POSUVNÝCH ČÁSTÍ

Vyvážení setrvačných sil posuvných částí je z konstrukčního hlediska mnohem obtížnější. Vektor této síly sice nemění směr, ale mění se jeho velikost v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Velikost vektoru síly je popsána rozvojem goniometrické řady. Pro zjednodušení se při výpočtech často berou v potaz pouze první dva řády harmonických složek. Toto zjednodušení je možné díky velmi malému vlivu ostatních řádů na výslednou sílu [21].

Harmonická složka prvního řádu má stejnou frekvenci jako frekvence otáčení klikové hřídele. Její silový účinek lze vyrušit dvěma protiběžnými hřídeli. Kliková hřídel se vhodně spojí s pomocným protiběžným hřídelem převodovým poměrem 1, jak naznačuje *obr. 20* [21].



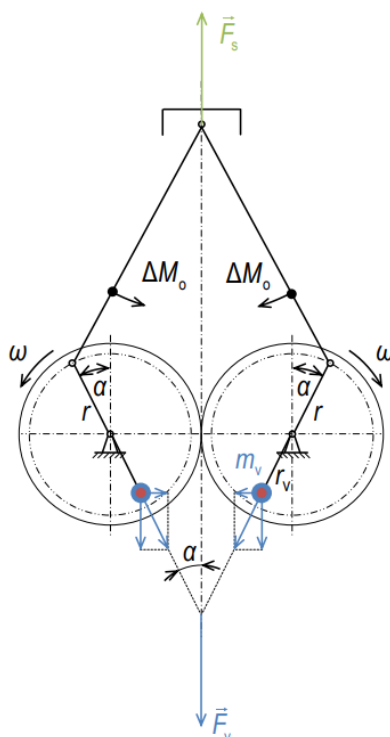
Obr. 20 Vyvážení prvního řádu pomocí protiběžného hřídele [23]

Z Obr. 20 je patrné, že vzniklá síla  $F_{vI}$  od protiběžných závaží  $m_v$ , má stejnou velikost, jako setrvačná síla posuvných částí  $F_I$ . Výslednice těchto sil je tedy nulová, avšak díky ramenu  $b$  vzniká přídavný příčný moment  $M_{vI}$ . Možnou konstrukci zobrazuje obr. 21.



Obr. 21 Kliková hřídel s vyvažovacím hřídelem [24]

Jiným způsobem vyvážení prvního řádu harmonické složky je použití dvou protiběžných klikových hřídelí, jak je zobrazeno na obr. 22.

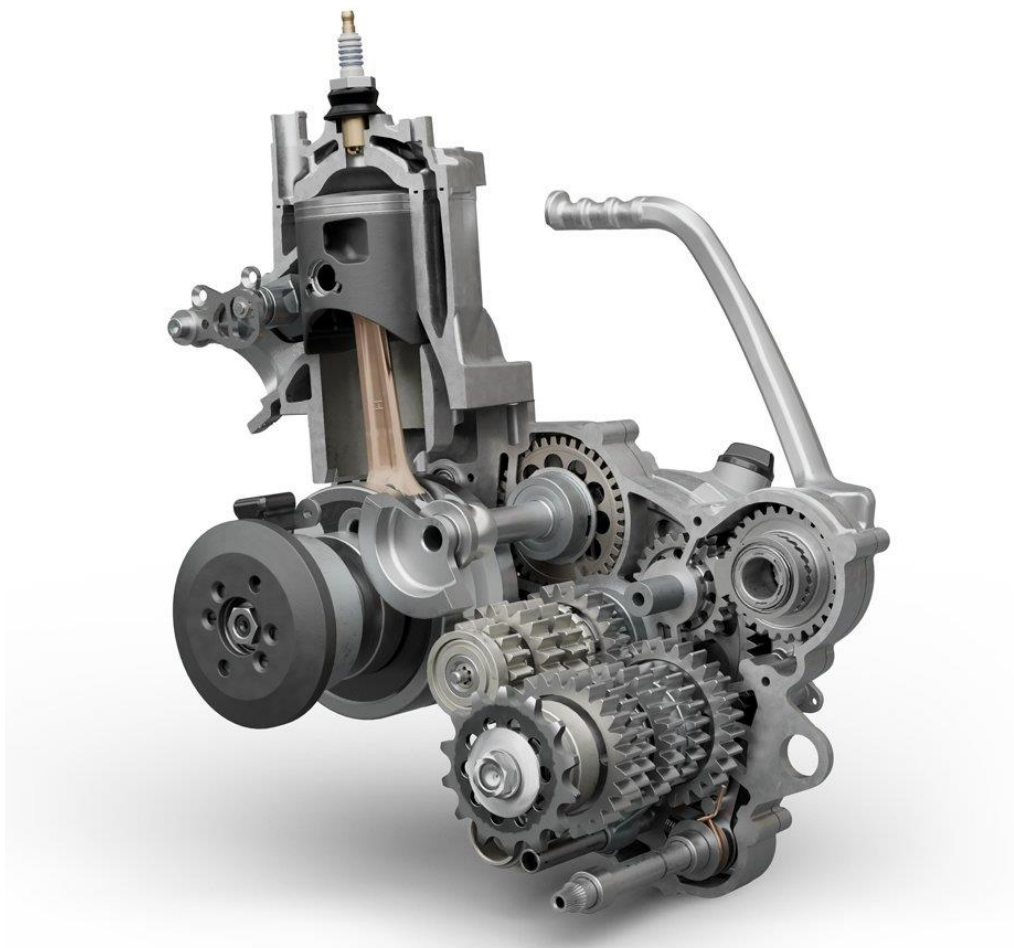


Obr. 22 Užití dvou protiběžných klikových hřídelí

Z obr. 22 je patrné, že výslednice sil je opět nulová, avšak nevzniká zde žádný příčný moment. Klikové hřídele jsou spojeny pomocí ozubení. S oběma hřídeli je dvojicí ojníc

spojen píst, kdy díky této konstrukci není namáhán plášť pístu normálovou silou. [21]. U motorů se spodní kompresí je však tento způsob zcela nevhodný.

Vyvažovací hřídel je možné vyrobit metodou odlití nebo obrábění. Následně však musí být vhodně stanovena hodnota jeho statického momentu. Výroba je tedy poměrně nákladná. Dalšími omezujícími faktory jsou zástavbové rozměry a silné zatížení ložisek, ve kterých je hřídel uložen. Právě díky těmto problémům se vyvažovací hřídel používá spíše u objemově větších motorů, kdy setrvačné síly posuvných částí dosahují vyšších hodnot a je tedy nutné se jimi zabývat. Vyvažovací hřídel motocyklu Husqvarna TC 250 je vidět na *obr. 23*.



*Obr. 23* Řez motorem a ukázka vyvažovací hřídele motocyklu TC 250 [27]

Klikové hřídele pro maloobjemové motory (do 100 cm<sup>3</sup>) téměř bez výjimky vyvažovací hřídel neuvžívají.

Uvedené způsoby vyvážení vedou ke značným konstrukčním problémům a celý klikový mechanismus prodražují a zesložitují. Možným způsobem je tedy přeložení části síly do roviny kolmé na osu válce. Celková dodaná hmota tedy 100 % vyváží setrvačné síly rotačních částí a dále částečně přesune vektor síly posuvných částí do směru kolmého na osu válce. Jak velká část síly je přesunuta do kolmého směru určuje tzv. *K* faktor. [21]



Volba hodnoty  $K$  však není jednotná a řídí se několika teoriemi. Při předpokladu, že uložení motoru je ve všech směrech stejně tuhé, se  $K$  volí tak, aby výsledné silové zatížení lůžek motoru bylo minimální. Volbu hodnoty  $K$  popisují tyto vztahy [21].

Hodnota  $K$  podle Lägela a Schenidera [21]:

$$K = 0,50 + 0,36\lambda. \quad (22)$$

Hodnota  $K$  podle Geronimuse [21]:

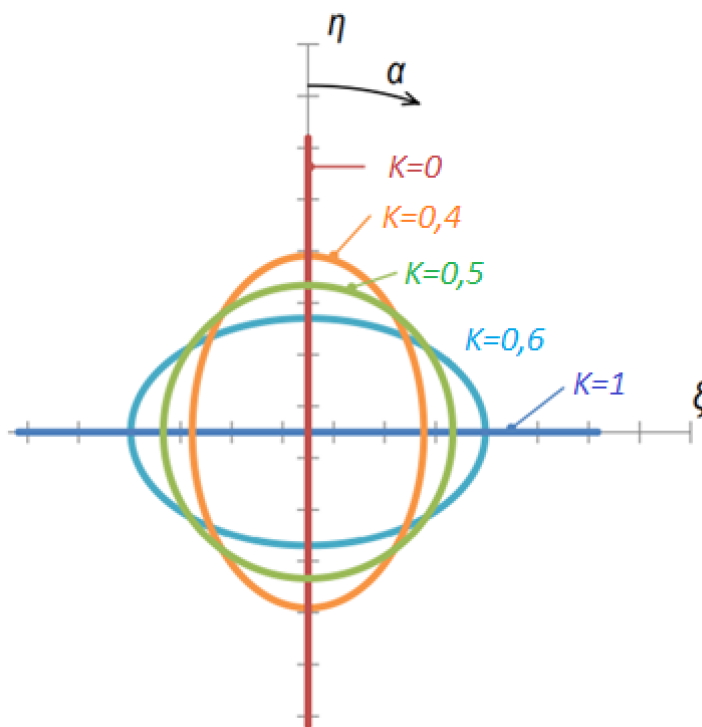
$$K = 0,50 + 0,41\lambda - 0,17\lambda^2, \quad (23)$$

kde v obou případech představuje  $\lambda$  klikový poměr. Při rozdílných tuhostech uložení motoru má být  $K$  [21]:

$$K = \frac{1}{1 + \left(\frac{c_\eta}{c_\xi}\right)^2}, \quad (24)$$

kde  $c_\eta$  je tuhost uložení motoru ve směru osy válce a  $c_\xi$  tuhost motoru ve směru kolmém na osu válce [21].

Jako vhodný kompromis však může být volba hodnoty  $K = 0,50$  [21], její vliv při zahrnutí pouze prvního řádu setrvačných sil posuvných částí ukazuje *obr. 24*.



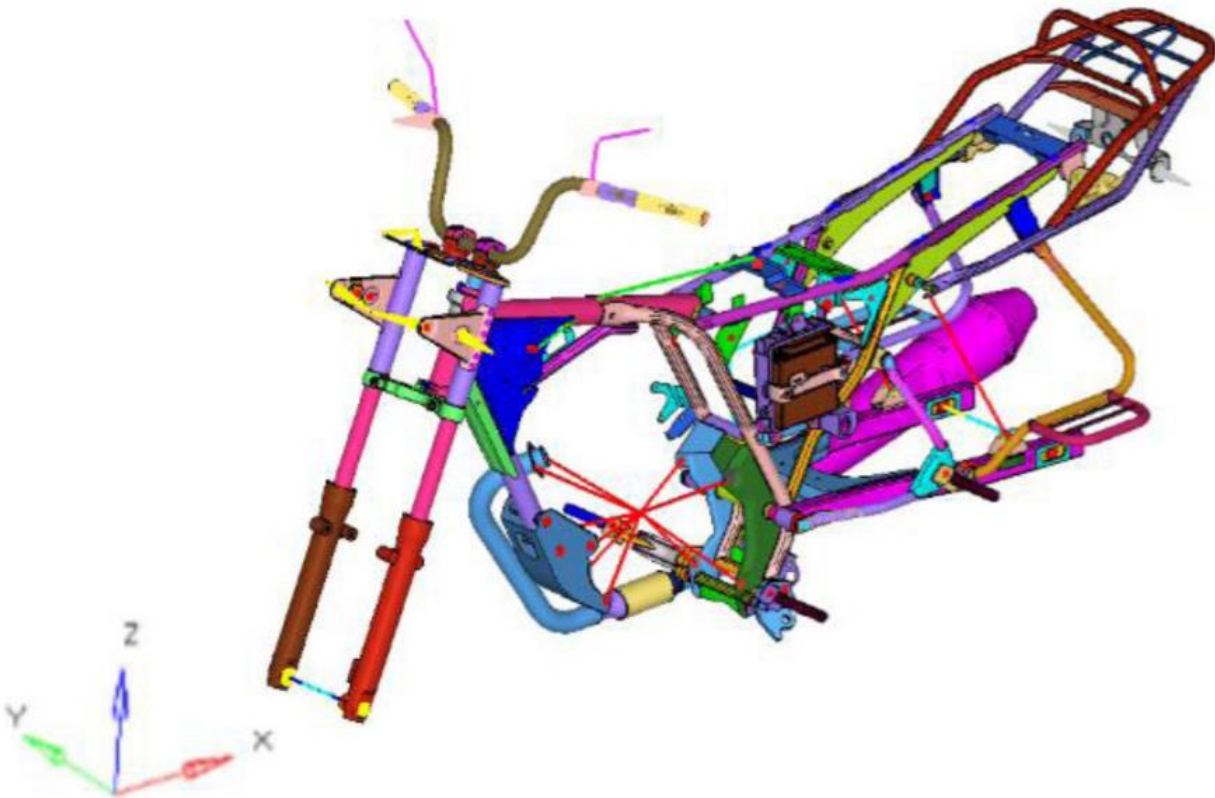
*Obr. 24* Vliv hodnoty  $K$  na setrvačné síly prvního řádu [23]

Vztahy výše popisují volbu hodnoty  $K$  podle klikového poměru nebo podle rozdílných tuhostí uložení motoru. Cílem je dosáhnout co možná nejvhodnějšího poměru rozložení sil

v jednotlivých osách, s ohledem na namáhání samotného motoru, tak s ohledem na pohodlí řidiče. Právě pohodlí řidiče je jeden ze zásadních faktorů, kterými je potřeba se zabývat.

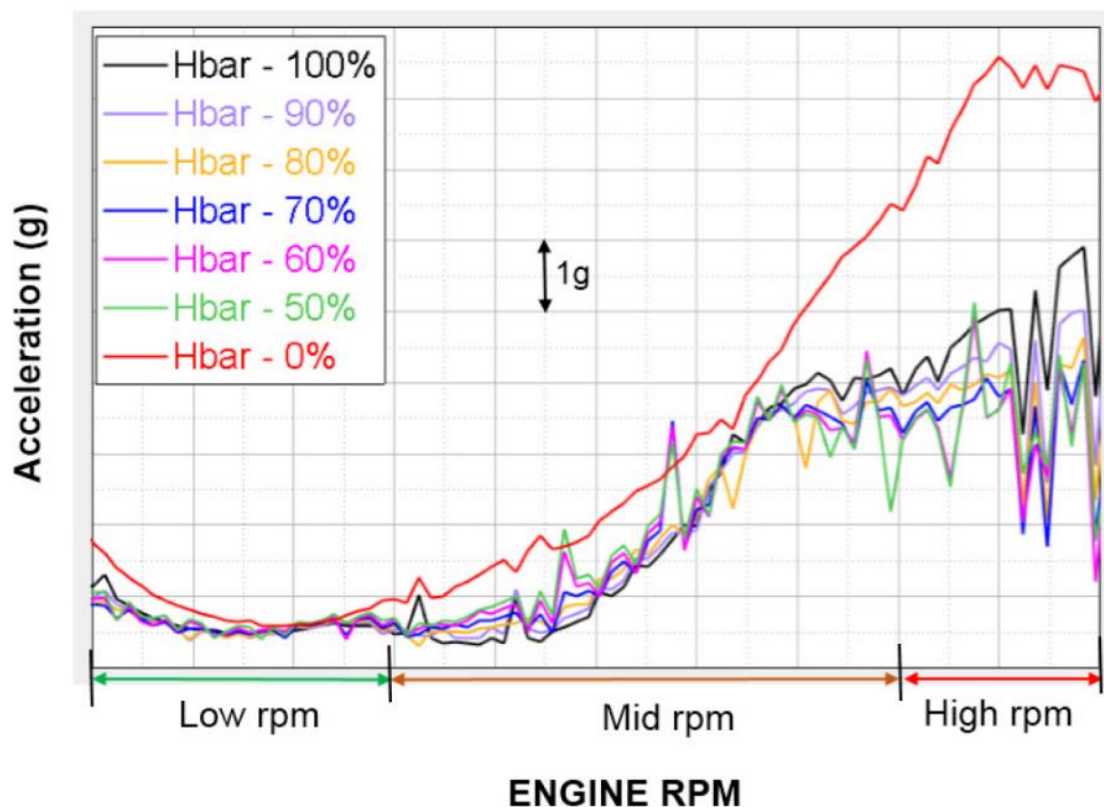
Nejprve je nutné stanovit místa, která řidič vnímá při řízení. V závodním nasazení hraje velkou roli i samotné pohodlí. Nejčastějším jevem, na který si závodníci stěžují, je brnění prstů od vibrací řídítek. Dalším velmi častým problémem je brnění chodidel od stupaček. Oba zmíněné problémy mohou mít zásadní vliv na jezdčův pocit z motocyklu a následně i jeho výkon. Brnění prstů i chodidel může vést ke zhoršení citlivosti, což vede ke špatnému ovládní stroje. V horším případě i odstoupení ze závodu. Tyto dva (resp. čtyři) body je tak nutné zohledňovat při výpočtech.

Možným způsobem volby hodnoty  $K$  je tak vytvoření výpočetního dynamického modelu rámu motocyklu. Motor je brán jako zdroj vibrací od setrvačných sil posuvných částí. Řídítka a stupačky jsou osazeny snímači zrychlení. Na takto nastaveném modelu je možno nadále sledovat vliv změny hodnoty  $K$  na hodnoty zrychlení ve všech sledovaných bodech. Možný dynamický model rámu motocyklu *obr. 25*.



*Obr. 25* Dynamický model rámu motocyklu [22]

Vliv hodnoty  $K$  na maximální hodnotu celkového zrychlení na řídítkách skrz spektrum otáček (různé silové zatížení) zobrazuje *obr. 26*.



Obr. 26 Vliv hodnoty  $K$  na zkoumaných bodech řídítek [22]

Po volbě hodnoty  $K$  je tedy nutné provést konstrukční úpravu klikové hřídele. Nejčastěji jsou k vidění dva způsoby řešení, případně jejich kombinace:

- Dodání hmotnosti na straně opačné vůči ojnicnímu čepu.
- Odebrání materiálu na straně u ojnicního čepu.
- Kombinace těchto dvou způsobů

První zmíněný způsob je prováděn jako odebrání částí materiálu na straně odvrácené vůči ojnicnímu čepu, kdy se tento prostor vyplní materiálem o vyšší hustotě. Jedná se o válečky wolframu, mědi, případně je otvor vylit olovem. Při tomto způsobu naroste celková hmotnost klikové hřídele a naroste i její moment setrvačnosti.

Druhý způsob je technicky úplně stejný jako předešlý. Materiál je však odebrán na straně u ojnicního čepu a otvory jsou naopak vyplněny materiálem o nižší hustotě. Hmotnost takové klikové hřídele klesne a klesne i její moment setrvačnosti.

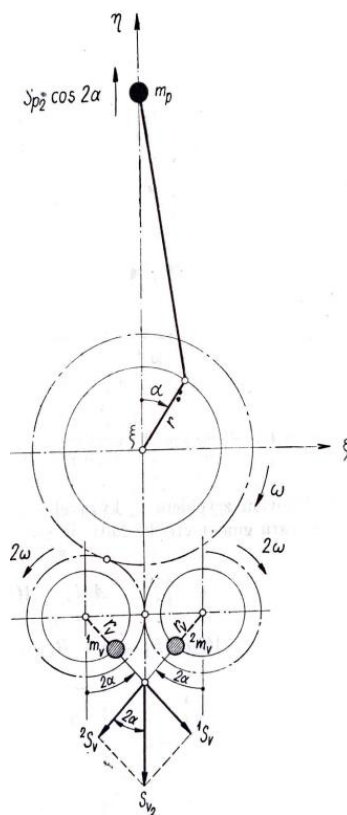
Posledním způsobem je kombinace obou těchto metod dohromady. Jedná se o technicky i finančně nejnáročnější proces a provádí se pouze, pokud vyvážení pomocí jednoho z předchozích způsobů není dostatečné. Velmi často se setkáváme s problémem malé možnosti odebrání materiálu z důvodu rozměrů, či pevnosti.

Různé konstrukční způsoby částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu jsou zobrazeny na obr. 27.



Obr. 27 Kombinace wolframu a hliníku (vlevo), užití silonových výplní (vpravo) [24], [25]

Harmonická složka druhého řádu má dvojnásobnou frekvenci vůči frekvenci otáčení klikové hřídele. Její účinek může být tedy zrušen užitím dvou shodných vyvažujících hřídelů, otáčejících se dvojnásobnou frekvencí vůči frekvenci klikové hřídele. Spojení s klikovou hřídelí je provedeno opět pomocí zubového převodu. Umístění dvojice protiběžných hřídelů se volí tak, aby nevznikaly žádné přídavné, volné podélné ani příčné momenty. Toto umístění lépe vystihuje obr. 28 [21].

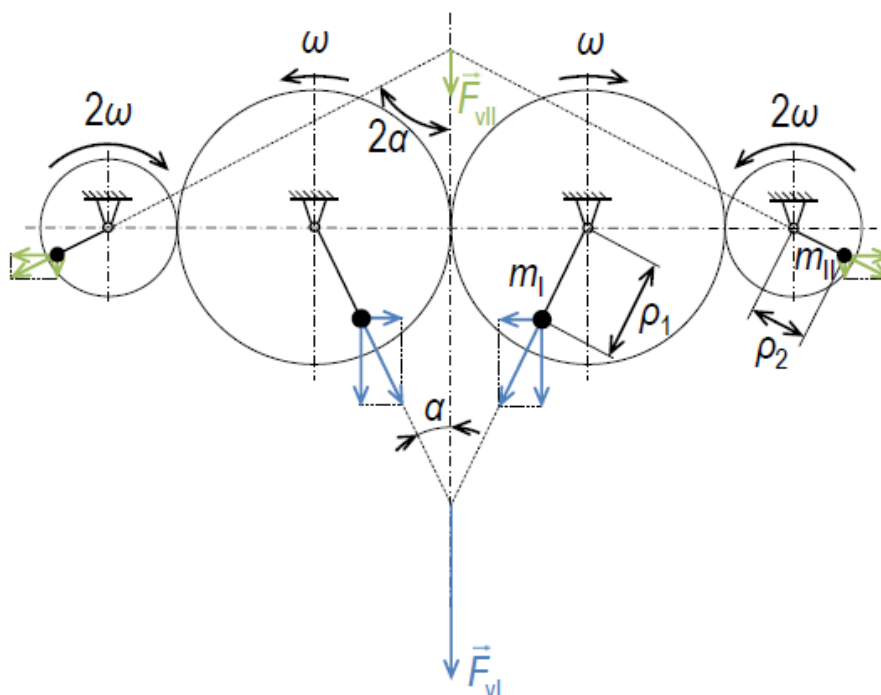


Obr. 28 Umístění protiběžných vyvažovacích hřídelů [17]

Posledním členem, kterým je potřeba se zabývat z pohledu vyvažování, je volný příčný moment. Tento moment vzniká v důsledku pohybu ojnice. Lze jej opět vyjádřit rozkladem do

goniometrické řady a skládá se tedy z nekonečného počtu harmonických složek. Vlivem malých hodnot však tento moment nemá výrazný vliv na celkové vyvážení motoru [21].

Nejkomplexnější možností vyvážení je použití vyvažovací jednotky, která zahrnuje vyvážení prvního i druhého řádu harmonických složek. Konstrukčně se jedná vždy o dva protiběžné shodné hřídele, pracující společně. Nejčastěji spojené pomocí ozubených kol. Pro vyvážení prvního řádu se hřídele otáčí stejnou frekvencí, jako je frekvence klikové hřídele. Vyvážení druhého řádu mají za úkol další dva hřídele, otáčející se dvojnásobnou frekvencí, vůči frekvenci klikové hřídele. Možná konstrukce je nastíněna na obr. 29 [23].



Obr. 29 Vyvažovací jednotka [23]

Kompletní vyvažovací jednotka je však jak konstrukčně, tak finančně velice náročná na výrobu. U sériové výroby je toto řešení prakticky vyloučeno. Své užití má například na experimentálních modelech motorů, při testování termodynamiky motoru a jiných laboratorních testováních.

### 3 POPIS ZVOLNÉHO ZÁVODNÍHO MOTORU

Následující kapitola je věnována popisu vlastního motoru. Dále představuje jednotlivé závodní kategorie motocyklu JAWA 50 společně s popsáním pravidel. Stručně je popsána i historie samotného motocyklu.

#### 3.1 HISTORIE MOTOCYKLU JAWA 50

Historie tohoto stroje sahá do padesátých let minulého století. Skrz svůj vývoj prošel motocykl JAWA 50, označením Pionýr, řadou změn. Ať už se jednalo o změny designové nebo změny v konstrukci rámu a motoru samotného. Cílem v tehdejší době bylo vytvoření jednoduchého, lehkého, ale i cenově dostupného motocyklu. Zpětně lze říct, že toto se konstruktérům povedlo do posledního detailu.

Prvním modelem byla JAWA 550, vyráběná v letech 1955–1958. Disponovala třístupňovou převodovkou s maximálním výkonem 1,2 kW při 5 000 min<sup>-1</sup>. Tvarově připomínala spíše motokolo, avšak nebyla opatřena šlapkami. Následoval model JAWA 555. Cítil především na zvýšení výkonu, který u tohoto modelu narostl na hodnotu 1,6 kW při 5 500 min<sup>-1</sup>. Zvýšila se tím i samotná maximální rychlost na hodnotu 60 km/h. Produkce skončila v roce 1962. Následovaly vrcholové řady s označením JAWA 50 typ 05, jehož podobu ukazuje obr. 30. Následně byl tento typ modernizován na typy 20, 21 a 23. Právě poslední tři zmíněné typy se staly nejrozšířenější variantou s jednotným motorem. Rozdíl byl pouze v designové koncepci. Typ 20 byl osazen speciálními plechy, sloužící k ochraně nohou. Jednalo se tak do značné míry o skútrovou koncepci. Typ 21 byl naopak osazen klasickými stupačky, bez přítomnosti ochranných plechů, schopen zvládnou i náročnější terén. Poslední zmíněný typ 23 (často označován jako Mustang) působil odlišně díky umístění nádrže mezi sedlo a řídítka. Ze skútrové koncepce byl rázem stroj, který se více podobal motocyklům klasické konstrukce [27], [28].



Obr. 30 JAWA 05 - dobový reklamní prospekt [27]

Motocykly JAWA 50 však přežívají i do dnešní doby a pyšní se stále větší oblibě. Jedná se především o radost a požitek z jízdy. Nemalá část těchto motocyklů je však upravována pro různé závodní účely. Právě finanční nenáročnost a pocit pravého závodění přivádí do tohoto odvětví nadále více nových jezdců a úpravců. V další kapitole jsou tak představeny kategorie a pravidla závodů JAWA 50.

### 3.2 PRAVIDLA ZÁVODŮ MOTOCYKLŮ JAWA 50

Závodní použití těchto motocyklů se dá nejjednodušeji rozdělit do dvou hlavních kategorií. Jsou jimi závody na silničním okruhu a terénní závody. Obě tyto kategorie se dále dělí podle množství a velikosti úprav.

Silniční závody motocyklů JAWA 50 byly dříve zahrnuty do oficiálního seriálu Autoklubu České republiky. Mají tak i jasně popsána pravidla. Zároveň se jedná o vývojově velmi vyspělou kategorii. V této kategorii je k vidění i několik zajímavých konstruktérských řešení, jako např. suchá spojka, či rotační šoupátko. Kategorie silničních závodů se dělí do dvou skupin:

- JAWA 50 RS
- JAWA 50 GP

Názorná ukázka motocyklu JAWA 50 GP je na *obr. 31*.



*Obr. 31* Motocykl kategorie GP [30]

Terénní závody jsou obecně rozšířenější kategorií a zároveň i více amatérskou. Pravidla se tak závod od závodu odlišují. Před samotnou stavbou závodního motocyklu je tak vhodné nastudovat veškerá pravidla. Terénní závody se dále podle kategorie dělí nejčastěji do dvou skupin:

- JAWA 50 Klasik
- JAWA 50 Speciál

Na mnoha závodech je dále možné vidět i jakousi přestupovou kategorii mezi těmito dvěma. Obě kategorie mají striktně dáno pravidlo dodržení maximálního možného zdvihu 44 mm a maximálního možného vrtání válce 40 mm.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem klikové hřídele pro závodní motor do kategorie JAWA 50 Speciál. Ukázka těchto závodů je na *obr. 32*. Její pravidla pro úpravy motoru jsou tak dále detailněji popsána. Z velké části se tyto pravidla i překrývají s kategorií JAWA 50 GP. Hlavním problémem je také jednotnost pravidel, proto jsou dále popsána pravidla určena pro úzkou skupinu závodů.



*Obr. 32* Terénní závod kategorie Speciál

### 3.3 JAWA 50 SPECIÁL – PRAVIDLA PRO ÚPRAVU MOTORU

Vzduchem chlazený ležatý jednoválec o maximálním dovoleném vrtání 40 mm a maximálním dovoleném zdvihu 44 mm. Kliková a převodová skříň musí pocházet z původního modelu motocyklu nebo je možné použití replik. Bezpodmínečně však musí být zachována silueta motoru. Klikovou a převodovou skříň je dále možno upravit pro zvýšení pevnosti nebo pro instalaci klapky, či rotačního šoupátka. Víko spojky je možno jakýmkoli způsobem upravit. Válec musí pocházet z původního motocyklu nebo musí vycházet z dobové úpravy „Kreibich“ (odlitek válce má umístěna žebra rotačně okolo osy válce). Rozteč svorníku musí



být dodržena a to 44 x 38 mm. Rozvod sání je možno řídit jakýmkoliv způsobem. Počet kanálů válce není omezen. Hlava válce je libovolná. Klikovou hřídel i ojnici je možno použít libovolnou. Musí být však dodržen maximální povolený zdvih. Karburátor i systém sání je možno použít libovolný. Převodovka mechanicky řazená bez omezení počtu převodových stupňů. Dále je možné použít libovolnou spojku s mechanickým ovládním. Konstrukce primárního převodu libovolná. Je možné použít bezkontaktní zapalování bez možnosti programovatelné mapy křivky předstihu zážehu.

Správné nastudování a výklad pravidel je stěžejní pro návrh motoru. Je velmi vhodné využívat celý potenciál pravidel. Stručně lze říci, že největší omezení z pohledu pravidel tvoří vzduchem chlazený motor, dodržení siluety a dodržení předepsaného zdvihu a vrtání.

### 3.4 POPIS POHONNÉ JEDNOTKY

Následující kapitola je věnována detailnějšímu popisu vlastního motoru společně s použitými díly. Volba veškerých použitých dílů je zvolena na základě zkušeností a poměru ceny vůči kvalitě výrobku.

#### 3.4.1 PÍST

Originální písty nebo repliky pístů jsou prakticky nepoužitelné pro závodní použití. Pro popisovaný motor byl zvolen píst z motocyklu KTM 50 SX. Jeho podobu ukazuje *obr. 33*. Jedná se o píst pro závodní motokrosový speciál. Disponuje jedním těsnícím kroužkem. Díky menšímu průměru pístního čepu oproti originálu je možné rozšířit výfukový kanál (nesmí dojít k propojení přepouštěcích a výfukových kanálů). Tvar pístu musí být upraven tak, aby v dolní úvratí nezasahoval nijak do přepouštěcích kanálů a tím bránil proudění směsi. Zároveň při dosažení horní úvratě plášť pístu zakrývá výfukový kanál. Celkově je píst konstruován pro zvýšené zatížení a provoz v náročnějších podmínkách. Přesto, že pochází z vodou chlazeného motoru, ze zkušenosti se tento píst velmi osvědčil. Cena však vysoko překračuje cenu originálního dílu.



*Obr. 33* Píst KTM SX 50

### 3.4.2 OJNICE

Nejslabším místem celého motoru bývá zpravidla právě dolní oko ojnice. Může za to především nedokonalost mazání dvoudobého motoru, na jehož základě dochází k zadírání ojnicního jehličkového ložiska. Nadále také vysoké provozní otáčky spojené s vysokou teplotou. Nejběžněji používanou ojnici v závodních motorech JAWA 50 je ojnice od výrobce CKR, která nese označení 168. Jedná se o repliku originálního dílu vylepšenou o jehličkové ložisko v malém oku ojnice. Hlavní nevýhodou této ojnice je však průměr ojnicního čepu  $d_{aCKR} = 20,20$  mm. Vznik vysokých obvodových rychlostí má za příčinu časté zadírání ložiska a následnou destrukci. Délka této ojnice  $l_{CKR} = 100$  mm se shoduje s originálním dílem. Průměr pístního čepu má hodnotu  $d_{pCKR} = 14,1$  mm.

Ojnice na popisovaný motor pochází z motocyklu YAMAHA YZ 65. Jedná se o motokrosový závodní speciál provozovaný ve velmi náročných podmínkách. Nadále byla ojnice odlehčena a leštěna. Její podobu ukazuje obr. 34. Tato ojnice byla zvolena především díky jejím rozměrům a dostupnosti. Oproti ojnici CKR má ojnicní čep průměr  $d_{aYZ} = 18$  mm. Díky menšímu průměru sice narůstá poměrné zatížení, ale klesá obvodová rychlost. V minulosti se tento přístup velice osvědčil. Průměr pístního čepu je poté  $d_{pYZ} = 12$  mm. Při použití tohoto průměru se otevírá široká škála možných použitelných pístů pro zvolené vrtání. Zároveň jsou tyto písty několikanásobně kvalitnější, než písty originální konstrukce. Délka ojnice činí  $l_{YZ} = 90$  mm.



Obr. 34 Upravená ojnice motocyklu YAMAHA YZ 65

### 3.4.3 KLIKOVÁ HŘÍDEL

Pravidla umožňují použití jakékoli klikové hřídele. Podmínkou je dodržení předepsaného zdvihu 44 mm. Její detailní konstrukce je popsána v kapitolách níže.

### 3.4.4 SPOJKA

Neustálé zvyšování výkonových parametrů motoru s sebou přináší i potřebu konstrukčního vylepšení spojky. Možným řešením je použití tvrdších přitlačných pružin. Tím však roste i ovládací síla pro rozpojení spojky. Opět je možné zakoupit několik variant komerčně prodávaných spojek, upravených pro originální převodovou skříň a převodovku motocyklu.

Popisovaný motor je osazen spojkou z motoru motocyklu Derbi Bi3, viz. *obr. 35*. Při částečné úpravě vnitřního koše je tato spojka plně kompatibilní se zvolenou převodovkou.

Jedná se o více – lamelovou mechanicky ovládanou spojkou. Hlavní výhodou je možnost přenosu většího točivého momentu společně s nižší ovládací silou (díky většímu počtu lamel lze použít měkčí sadu přitlačných pružin). Hlavní změnou oproti originální spojce je však typ primárního převodu. Řetězový převod zde nahradil převod s přímým ozubením. Kombinace primárního převodu a dvouhřídelové konstrukce převodovky vzájemně nemění smysl otáčení klikové hřídele vůči otáčení sekundárního převodu.



*Obr. 35* Spojka motocyklu Derbi Bi3

### 3.4.5 PŘEVODOVKA

Pro maximální využití pravidel a potenciálu motoru je vhodné použít převodovku s více převodovými stupni. Nejjednodušší variantou je zakoupení čtyřstupňové převodovky od Martina Choce **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Tuto převodovku lze bez větších úprav implementovat do originální převodové skříně motocyklu. Odstupňování je voleno s ohledem na použití. Finančně náročné je však její pořízení. Nevýhodou může být tříosá konstrukce.

Vhodnou alternativou tak může být implementace převodovky z moderního, sériově vyráběného motocyklu. Převodová skřín v tomto případě však musí být značným způsobem upravena. Upraveno musí být i samotné ovládání řazení. Obecně tyto převodovky odolávají hrubšímu zacházení a často disponují pěti, či více převodovými stupni. Vlastní motor je proto osazen převodovkou pocházející z motoru Minarelli AM3/5, který disponuje pěti rychlostními stupni. Popisovaná převodovka je zobrazena na *obr. 36*.



Obr. 36 Převodovka motoru AM3/5

### 3.4.6 VÁLEC

Dle psaných pravidel je možné upravit dosavadní originální válec nebo použít repliky dle vzoru „Kreibich“. Výklad pravidel tedy dovoluje odlít vlastní válec pod podmínkou dodržení hvězdicového uspořádání chladících žeber. Odlít vlastní válec s sebou nese spoustu výhod v podobě možnosti návrhu všech velikostí a tvarů jednotlivých kanálů. Nevzniká omezení dosavadní konstrukcí originálního válce. Největší nevýhodou vlastního odlitku je však finanční a časová náročnost. I přesto je na popisovaném motoru použit válec zcela vlastní konstrukce. Prvním krokem je návrh ve vhodném modelovacím softwaru. Následuje výtisk z materiálu PolyCast, který je přímo navržen pro výrobu prototypových odlitků. Poté je válec zaformován a odlit metodou vytavitelného modelu do skořepiny. Odlitek válce ukazuje *obr. 37*.

Je patrné, že o rozvod sání se stará jazýčkový ventil. Sací kanál je přímo propojen s klikovým prostorem. Rozvod sání je tedy řízen čistě pomocí rozdílných tlaků v klikové skříni a sacím potrubí. Popisovaný válec je nadále osazen pěti přepouštěcími kanály navrženými pro co nejvyšší plnicí účinnost. Především geometrie přepouštěcích kanálů má výrazný vliv na plnicí účinnost potažmo výkonové parametry. Výfukový kanál má tvar jednoho hlavního kanálu a dvou pomocných. Pro následné porovnání byl odlit i druhý válec, osazen dvěma výfukovými kanály s přepážkou uprostřed. Dále je nutné vhodně navrhnout výfukové potrubí. Jeho správný tvar a délka zásadně mění výkonové parametry.

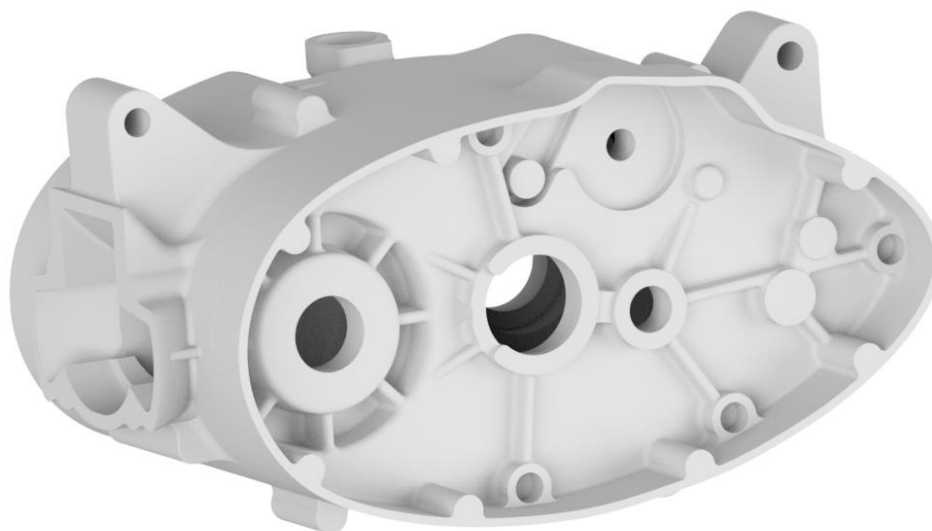
Časování všech kanálů je navrženo tak, aby motor fungoval nejlépe ve spektru vysokých otáček. Špička výkonu se potom nachází v rozmezí 12 000 – 13 000 min<sup>-1</sup>.



*Obr. 37* Odlitek válce motocyklu

### 3.4.7 SKŘÍNĚ MOTORU

Použití všech dosavadních popisovaných částí motoru komplikuje úpravu originálních skříní motoru motocyklu. Dle výkladu pravidel je možné skříně odlít pod podmínkou dodržení siluety motoru. Konstrukce skříní motoru ukazuje *obr. 38*.



*Obr. 38* 3D model skříní motoru

Odlít vlastních skříní s sebou kromě finanční a časové náročnosti nese však spoustu výhod. Největší výhodou je možnost použití nejkvalitnějších komponentů a následná zástavba do

vlastních motorových skříní. Nevzniká omezení týkající se rozměrů. Pro vlastní motor jsou tak vytvořeny modely skříní na základě použitých motorových částí (spojka, převodovka, ...). Návrh sacího a přepouštěcích kanálů je plně kompatibilní s odlitkem válce. Nadále jsou skříně vyztuženy pro zvýšení pevnosti a tuhosti.

## 4 VLASTNÍ NÁVRH KLIKOVÉ HŘÍDELE

Následující kapitola se zabývá konstrukčně-výpočetním návrhem klikové hřídele. Je doplněna o podrobnější informace parametrů jednotlivých dílů celého klikového mechanismu. Výpočty nejprve vychází z analytického přístupu, který je následně ověřen přístupem numerickým. Celkově je navrženo šest možných variant částečného vyvážení prvního řádu setrvačných sil posuvných částí.

### 4.1 MOTIVACE

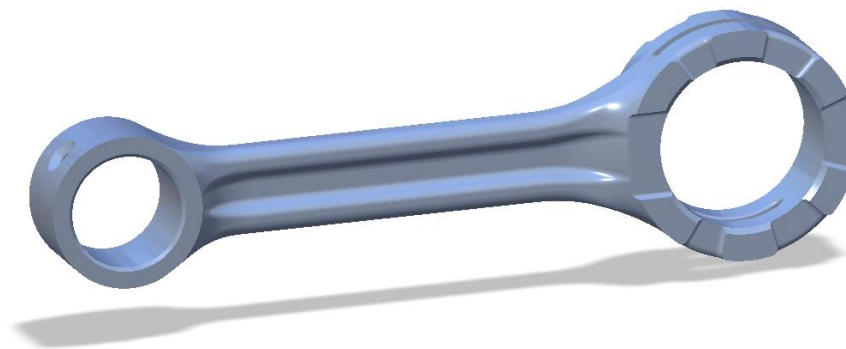
Neustále se zvyšující výkonové parametry motoru s sebou přináší i nutnost použití kvalitnějších dílů. Originály, či repliky klikových hřídelí jsou vhodné do méně upravených strojů a díky dostupnosti i finančně méně náročné. Při závodním nasazení však tyto klikové hřídele často havarují. Zároveň je jejich konstrukce do značné míry nevhodná pro závodní dvoudobý motor. Originální klikové hřídele tak bývají často upravovány nebo úplně nahrazeny např. klikovou hřídelí z motocyklu Simson.

Díky možnosti odlít vlastní odlitky skříní motoru nevznikají zástavbové rozměrové limity klikového prostoru. Nadále je možné použití kvalitnějších komponentů, ale i samotného materiálu a zpracování klikové hřídele.

### 4.2 REDUKCE OJNICE DO DVOU HMOTNÝCH BODŮ

Před samotným návrhem klikové hřídele je nutné znát veškeré hmotnosti vstupující do analytického výpočtu. Prvním krokem je tedy redukce ojnice do dvou hmotných bodů. Princip redukce ojnice je popsán v kapitole 2.2.1.

Prvním způsobem zjištění redukováných hmotností je použití modelu vytvořeného v programu Creo Parametric. Model je vytvořen na základě odměření reálného dílu. Na takto vytvořeném modelu je možné odečíst jeho vlastní hmotnost a polohu těžiště. Model použité ojnice zobrazuje *obr. 39*.



*Obr. 39* Model ojnice

**Hodnoty odečtené z modelu:**

Hmotnost ojnice	$m_{03D} = 86,35 \text{ g}$
Vzdálenost osy malého oka od těžiště	$a_{3D} = 54,36 \text{ mm}$
Vzdálenost osy velkého oka od těžiště	$b_{3D} = 35,64 \text{ mm}$
Délka ojnice	$l_0 = 90 \text{ mm}$

**Výpočet redukovaných hmotností:**

Úpravou rovnic (3), (4) lze vyjádřit vztah pro výpočet redukovaných hmotností.

$$m_{a3D} = 52,15 \text{ g}, \quad (25)$$

$$m_{b3D} = 34,19 \text{ g}, \quad (26)$$

kde  $m_{a3D}$  je redukovaná hmotnost do malého oka (posuvné části ojnice) a  $m_{b3D}$  redukovaná hmotnost do velkého oka (rotační části ojnice).

Druhou možností zjištění redukovaných hmotností ojnice je vážení. Postup je opět popsán v kapitole 2.2.1. Veškeré měření probíhá na laboratorních váhách.



Obr. 40 Vážení ojnice na laboratorních váhách

Prvním krokem je vážení samotné ojnice, jak ukazuje obr. 40. Následuje vážení jednotlivých ok, které ukazuje obr. 41. Nejdůležitějším úkonem při tomto vážení je uvedení ojnice do



přesně vodorovné polohy. Samotné měření je takto prováděno opakovaně pro přesnější výsledky.



Obr. 41 Vážení malého a velkého oka ojnice

#### Zaokrouhlené hodnoty zjištěné pomocí vážení:

Hmotnost ojnice  $m_{OV} = 86,58 \text{ g}$

Hmotnost velkého oka ojnice  $m_{aV} = 51,99 \text{ g}$

Hmotnost malého oka ojnice  $m_{bV} = 34,59 \text{ g}$

Posledním způsobem zjištění redukovaných hmotností do dvou bodů je tzv. odkývání ojnice. Princip je popsán výše v kapitole 2.2.1. Vhodnou úpravou výrazů (6), (7), (8), (9) vzniká vztah pro vzdálenost těžiště od bodů zavěšení A, B [17]

$$l_A = l \frac{T_B^2 - \frac{4\pi^2}{g} l}{T_A^2 + T_B^2 - \frac{8\pi^2}{g} l}, \quad (27)$$

kde  $l_A$  je vzdálenost těžiště od bodu zavěšení A,  $T_A$  a  $T_B$  jsou doby jednoho kmitu při zavěšení v bodech A, B a  $l$  vzdálenost bodů A, B.

Pro přesné určení těžiště stačí znát pouze vzdálenost malého oka od těžiště. Kontrolu správnosti je však vhodné ověřit doplňujícím výpočtem i pro velké oko ojnice. Postup je analogický předešlé rovnici [17]:

$$l_B = l \frac{T_A^2 - \frac{4\pi^2}{g} l}{T_B^2 + T_A^2 - \frac{8\pi^2}{g} l}, \quad (28)$$

kde  $l_B$  je vzdálenost těžiště od bodu B.

Odkývání reálné ojnice ukazuje *obr. 42*. Měření je prováděno opakovaně a následně je vypočítaná průměrná hodnota doby kmitu všech měření.



*Obr. 42* Odkývání ojnice

#### Naměřené hodnoty periody kmitu:

Perioda kmitu při zavěšení v bodě A  $T_A = 0,584$  s

Perioda kmitu při zavěšení v bodě B  $T_B = 0,557$  s

Po dosazení do rovnic (27), (28) jsou tedy hodnoty vzdálenosti os ok od těžiště:

$$l_A = l \frac{T_B^2 - \frac{4\pi^2}{g}l}{T_A^2 + T_B^2 - \frac{8\pi^2}{g}l} = 62,23 \text{ mm} \quad (29)$$

$$l_B = l \frac{T_A^2 - \frac{4\pi^2}{g}l}{T_B^2 + T_A^2 - \frac{8\pi^2}{g}l} = 47,77 \text{ mm} \quad (30)$$

Vzdálenost těžiště od osy ok ojnice je poté:

$$a_K = l_A - \frac{d_a}{2} = 54,23 \text{ mm}, \quad (31)$$

$$b_K = l_B - \frac{d_b}{2} = 35,77 \text{ mm}, \quad (32)$$

kde  $a_K$  je vzdálenost těžiště od osy malého oka,  $b_K$  je vzdálenost těžiště od osy velkého oka,  $d_a$  průměr malého oka a  $d_b$  průměr velkého oka.

Pro zjištění hodnoty redukovaných hmotností lze tyto vypočítané hodnoty jednoduše dosadit do rovnic (25), (26):

$$m_{aK} = 52,17 \text{ g}, \quad (33)$$

$$m_{bK} = 34,41 \text{ g}, \quad (34)$$

kde  $m_{aK}$  je redukovaná hmotnost zjištěná pomocí kývání do velkého oka ojnice,  $m_{bK}$  je redukovaná hmotnost zjištěná pomocí kývání do malého oka ojnice.

## Zhodnocení výsledků

Tab. 1 Porovnání redukovaných hmotností

Redukované hmotnosti	3D model	Vážení	Kývání
$m_a$ [g]	52,15	<b>51,99</b>	52,17
$m_b$ [g]	34,19	<b>34,59</b>	34,41
<b>Celková hmotnost [g]</b>	86,35	86,58	86,58

Z porovnání v tab. 1 vyplývá, že všechny tři možnosti zjištění redukovaných hmotností přináší velmi podobné výsledky. Jelikož byl 3D model tvořen odměřením reálné ojnice, lze očekávat, že v hodnotách bude zanesena největší chyba. Kývání ojnice naopak s sebou nese

značnou chybu vzniklou nepřesností při měření doby jednoho kmitu. Za nejpřesnější měření lze tedy považovat vážení ojnice, kdy chyba vzniká pouze špatným ustavením ojnice do vodorovné polohy.

Redukované hodnoty hmotnosti zjištěné pomocí vážení jsou nadále uvažovány ve výpočtech.

### 4.3 STANOVENÍ HMOTNOSTI OSTATNÍCH ČÁSTÍ KLIKOVÉHO MECHANISMU

Do dalších výpočtů nadále vstupují i hodnoty hmotností jednotlivých částí klikového mechanismu. Jedná se o pístní skupinu, ložiska malého a velkého oka a ojniční čep. Veškeré hmotnosti jsou zjištěny pomocí vážení reálných komponentů. Vážení dílů ukazuje *obr. 43*.



Obr. 43 Vážení komponent klikového mechanismu

Pístní skupina včetně ložiska koná v klikovém mechanismu pohyb čistě posuvný. Naopak ojniční čep společně s ojničním ložiskem pohyb rotační. Jejich hodnoty hmotností tedy přímo představují hodnoty posuvných a rotačních částí.

#### Zaokrouhlené hodnoty hmotností komponentu:

Pístní skupina  $m_p = 79,62 \text{ g}$

Ojniční čep a ložiska  $m_c = 91,02 \text{ g}$

Na základě všech zjištěných hmotností lze stanovit celkové hodnoty posuvných a rotačních částí. Posuvné části se skládají z hmotností pístní skupiny a redukované hmotnosti ojnice do malého oka. Rotační části se naopak skládají z ojničního čepu společně s ložisky a redukované hmotnosti ojnice do velkého oka.

**Hodnoty posuvných a rotačních částí:**

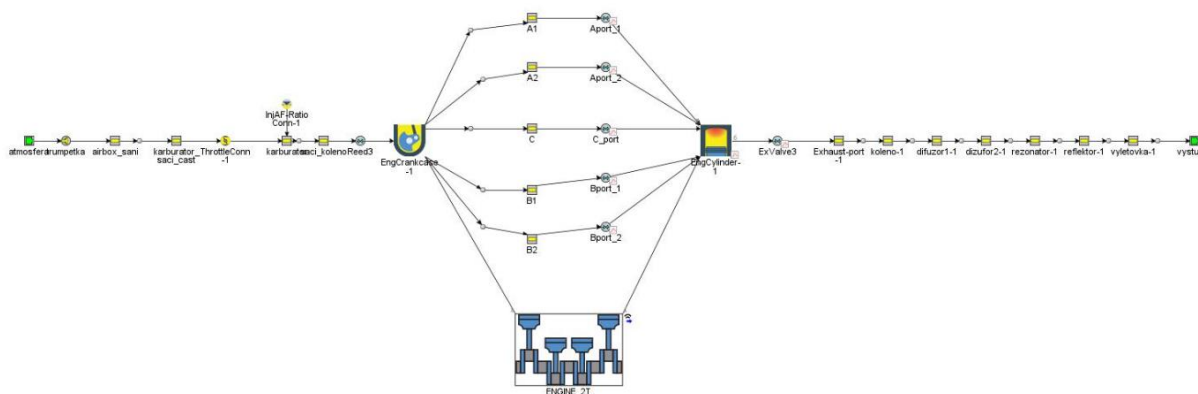
$$m_{pos} = m_p + m_b = 114,21 \text{ g}, \quad (35)$$

$$m_{rot} = m_{\xi} + m_a = 143,01 \text{ g}, \quad (36)$$

kde  $m_{pos}$  jsou posuvné části klikového mechanismu,  $m_{rot}$  rotační části klikového mechanismu,  $m_p$  hmotnost pístní skupiny,  $m_a$  redukovaná hmotnost do malého oka ojnice,  $m_{\xi}$  hmotnost ojnicního čepu a ložisek a  $m_b$  redukovaná hmotnost do velkého oka ojnice.

**4.4 SIMULACE MOTORU V SOFTWARE GT-SUITE**

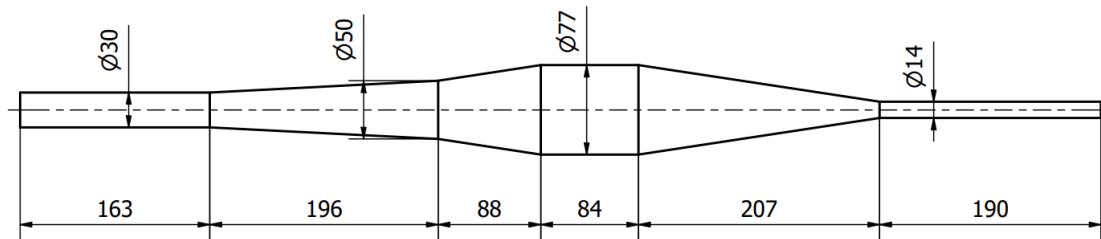
Dalším vstupním parametrem do výpočetního modelu dynamiky je stanovení zatížení od tlaku plynů. Pro tyto účely je vytvořen výpočetní model termodynamiky v softwaru GT-Suite, který zjednodušuje reálnou situaci na model 1D proudění. Pro aplikaci dvoudobého motoru hraje tak zásadní roli nastavení výplachu válce. Tvorba modelu probíhá nejprve na nastavení všech okrajových podmínek dosavadního motoru. Hlavním cílem je dosažení podobných výsledků jako při měření na válcové zkušebně. Následuje optimalizace sacího traktu a výfukového systému pro dosažení vyššího výkonu.



Obr. 44 Model motoru v softwaru GT-Suite

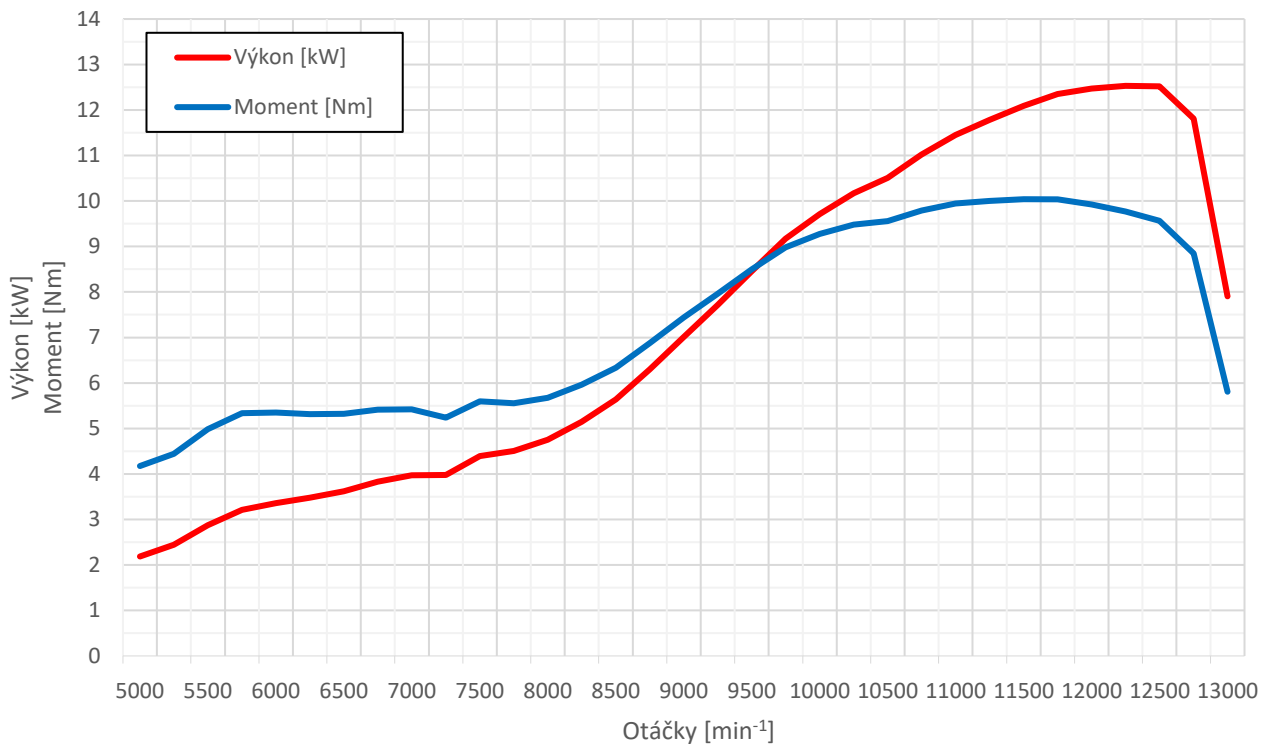
Veškeré průtočné plochy kanálů i ostatní veličiny jsou odečteny z reálných CAD modelů válce, klikové skříně a ostatních částí klikového mechanismu. Jako model vývinu tepla je použita funkce *WoschniGT* s koeficientem konvekce 1,15. Obr. 44 znázorňuje jednoduchý termodynamický model zmíněného motoru v softwaru GT-Suite.

Z obr. 44 je patrné, že válec disponuje pěti přepouštěcími kanály. O sání se stará jazýčkový ventil. Nejsložitější část však tvoří výfukový systém. Optimalizací výfukového systému byla věnovaná značná část při výpočtech na modelu. Pouhým odladěním výfukového systému společně se sacím traktem došlo k navýšení výkonu o téměř 40 %. Rozměry nově navrženého výfuku jsou zobrazeny na obr. 45.



Obr. 45 Návrh výfuku na základě simulačního výpočtu

Výsledkem výpočetní simulace je mimo jiné i vnější otáčková charakteristika. Její tvar znázorňuje obr. 46.

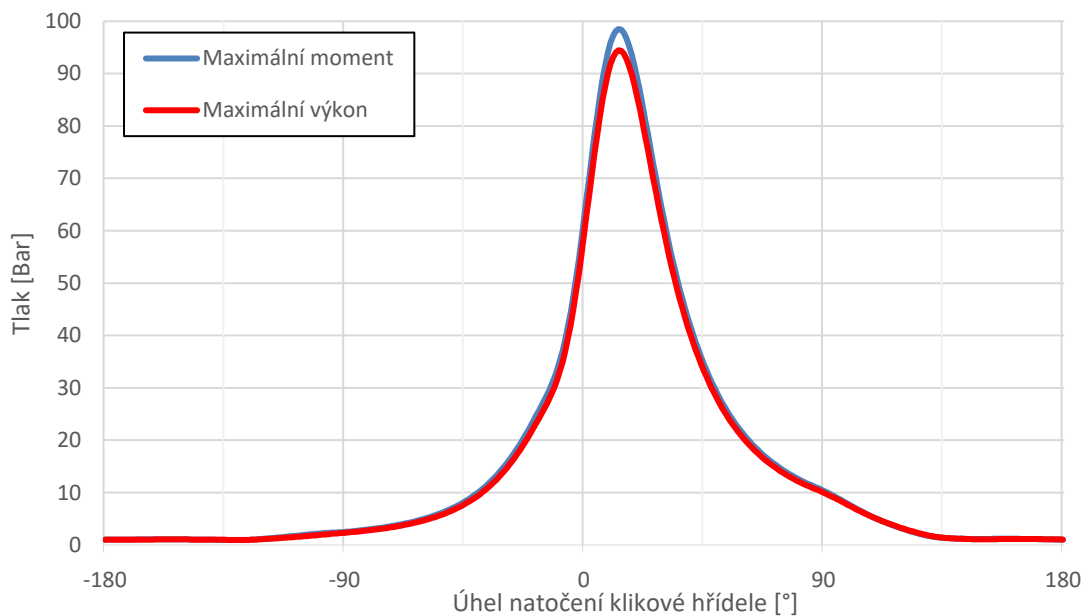


Obr. 46 Vnější otáčková charakteristika

Z tvaru vnější otáčkové charakteristiky lze zcela zřetelně rozeznat typické tvary křivek momentu a výkonu dvoudobého motoru. Na hranici 8 000  $\text{min}^{-1}$  dochází k prudkému nárůstu momentu i výkonu. Tento jev způsobuje navržené sací a výfukové potrubí. Maximum výkonu je pak dosaženo při otáčkách 12 250  $\text{min}^{-1}$ . Z grafu nadále vyplývá, že použitelné spektrum otáček se bude pohybovat v rozmezí 10 000  $\text{min}^{-1}$  – 12 500  $\text{min}^{-1}$ .

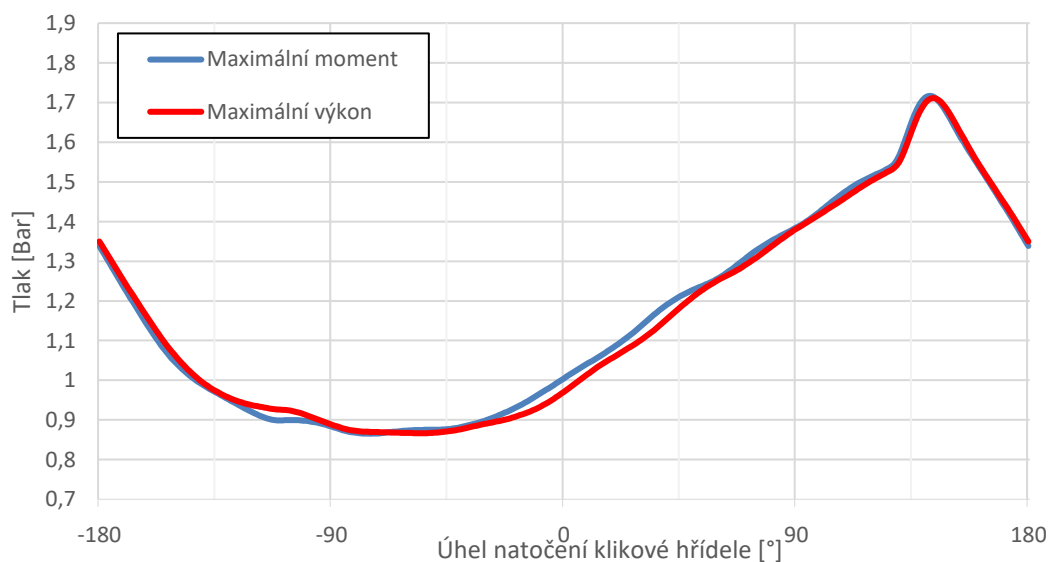
Hlavním vstupním parametrem pro výpočetní model dynamiky je však průběh tlaku plynů ve válci. Při uvážení principu fungování dvoudobého motoru je nutné stanovit i tlak v klikové

skříní. Odečtením těchto dvou tlaků je tak získán tlak, který namáhá dno písmo a který také vstupuje do samotných výpočtů. Průběh tlaku ve válci je znázorněn na obr. 47.



Obr. 47 Průběh tlaku ve válci

Průběh tlaku v klikové skříní na obr. 48.



Obr. 48 Průběh tlaku v klikové skříní

## 4.5 VÝPOČETNÍ MODEL DYNAMIKY KLIKOVÉHO MECHANISMU

Pro tvorbu výpočetního modelu dynamiky byl zvolen software MSC Adams. Tento program disponuje širokou škálou různých modulů. Jedním z těchto modulů je i MSC Adams/Engine, který se specializuje na problematiku spojenou s pohonnými jednotkami. Jeho součástí je i knihovna již vytvořených šablon nebo je možné vytvořit šablonu zcela vlastní. Pro tvorbu výpočetního modelu dynamiky byla zvolena strategie tvorby vlastní šablony.

### 4.5.1 TVORBA ŠABLONY (TEMPLATE) KLIKOVÉHO MECHANISMU

Šablona obsahuje základní data o parametrech motoru (vrtání, zdvih, ...). Veškeré komponenty klikového mechanismu jsou vkládány jako dokonale tuhá tělesa. Jedná se o píst, pístní čep, ojnici, klikovou hřídel a blok motoru. Ložiska jsou modelována jako jednoduché vazby, tedy bez uvážení vlivu tuhosti a tlumení.

#### Komponenty klikového ústrojí

Do vlastní šablony jsou postupně vloženy dílčí komponenty klikového mechanismu. Řadí se mezi ně píst, pístní čep, ojnice a blok motoru. Vlastnosti jednotlivých dílů (hmotnost, moment setrvačnosti) byly odečteny z vytvořeného 3D modelu. Pozornost je třeba věnovat správnému zvolení souřadného systému při opisu hodnot.

#### Stanovení tuhosti rámu

Dalším krokem je vytvoření lůžek motoru. Jedná se o pružné uložení motoru v rámu motocyklu. Hlavním parametrem tohoto prvku je mimo pozici a orientaci také tuhost ve třech směrech. Pro zjištění tuhosti uložení motoru v rámu byl vytvořen zjednodušený částečný model rámu motocyklu, který byl posléze pomocí metody konečných prvků (MKP) diskretizován a zatížen silami v uložení motoru. Jako materiál rámu je zvolena konstrukční ocel s hodnotou Youngova modulu pružnosti v tahu 210 GPa.

Metoda konečných prvků je numerická metoda hledání přibližného výsledku, nelze dojít k přesnému řešení. Její princip spočívá v numerické transformaci parciálních diferenciálních rovnic do diskretních rovnic pro uzlové body. [30]

Postup při používání MKP spočívá v nahrazení 3D modelu tělesa konečným počtem prvků (sítí prvků). Následuje zadání vhodných okrajových podmínek a volba materiálu. Veškeré okrajové podmínky musí co nejdokonaleji nahrazovat reálný stav vyšetřovaného tělesa.

Na testovaném rámu byly zvoleny okrajové podmínky omezující pohyb – fixed support do ploch ukončení rámu (1, 2) a okrajové podmínky popisující silové zatěžování míst pro uchycení motoru (A, B, C). Tyto místa lépe ukazuje *obr. 49*. Postupným silovým zatěžováním jednotlivých bodů uložení motoru ve všech třech směrech je zjištěna hodnota vychýlení (total deformation). Na základě znalosti hodnoty vychýlení a hodnoty zatěžující síly lze jednoduše určit tuhost  $k$  podle vztahu:

$$k = \frac{F}{y}, \quad (37)$$



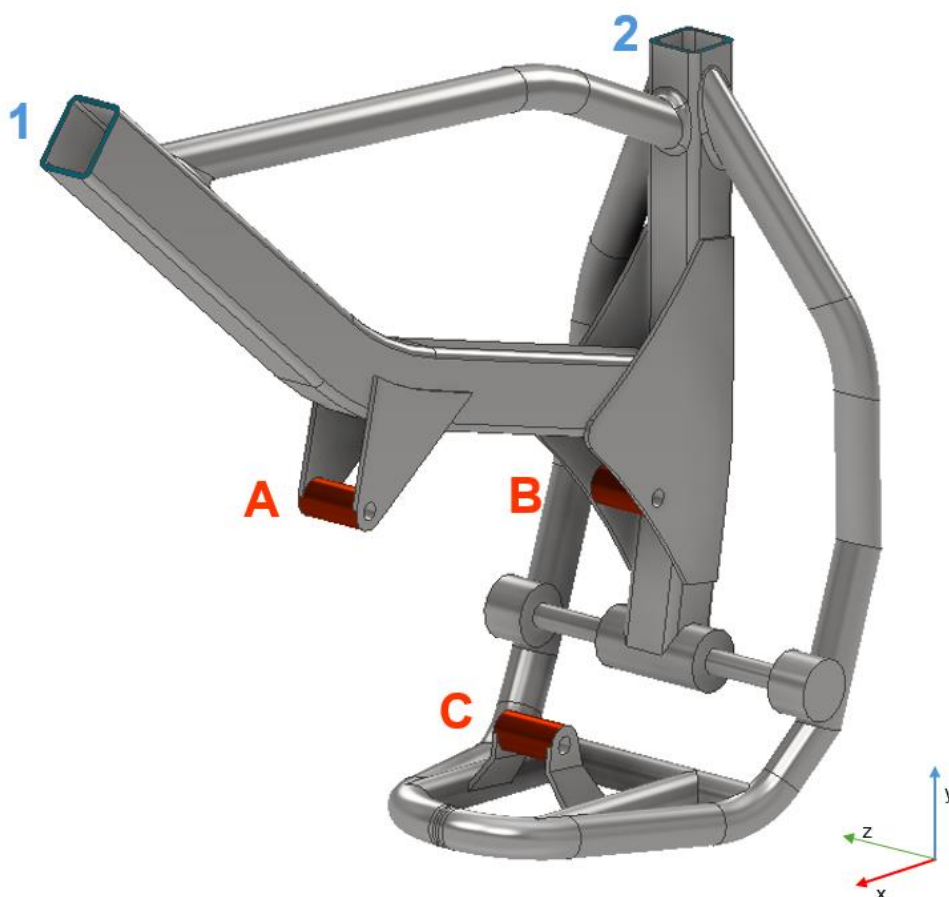
kde  $F$  je zatěžovací síla a  $y$  výchylka od původní polohy.

Hodnoty tuhostí uložení motoru v jednotlivých směrech ukazuje *tab. 2*.

*Tab. 2* Tuhosti uložení motoru

	$k_A$ [Nmm <sup>-1</sup> ]	$k_B$ [Nmm <sup>-1</sup> ]	$k_C$ [Nmm <sup>-1</sup> ]
x	40485	68965	4677
y	28735	208333	1941
z	2000	4291	1145

Hodnoty  $k_A$ ,  $k_B$  a  $k_C$  v *tab. 2* popisují tuhosti v jednotlivých bodech a směrech uložení motoru. Umístění těchto bodů a orientace souřadného systému je znázorněna na *obr. 49*.



*Obr. 49* Umístění okrajových podmínek pro MKP analýzu tuhosti uložení motoru

### Vložení setrvačnicku – Flywheel

Poslední komponentou šablony je setrvačnick. Jeho hlavním úkolem je vyrovnávat nestability vzniklé nerovnoměrným zatěžováním klikové hřídele od tlaku plynů.

Na zvoleném motoru plní funkci setrvačnicku především rotor zapalování s permanentními magnety a dále poté i převodové ústrojí. Jelikož se jedná o zjednodušený model je nutné provést redukci momentu setrvačnosti rotačních částí převodového ústrojí na klikovou hřídel. Takto redukovaný moment setrvačnosti bude poté plnit funkci setrvačnicku.

Prvním krokem stanovení redukovaného momentu setrvačnosti rotačních částí je stanovení momentu setrvačnosti jednotlivých kol převodového ústrojí. Pro tento účel byl použit zjednodušený vztah pro výpočet momentu setrvačnosti válce rotujícího kolem své vlastní osy:

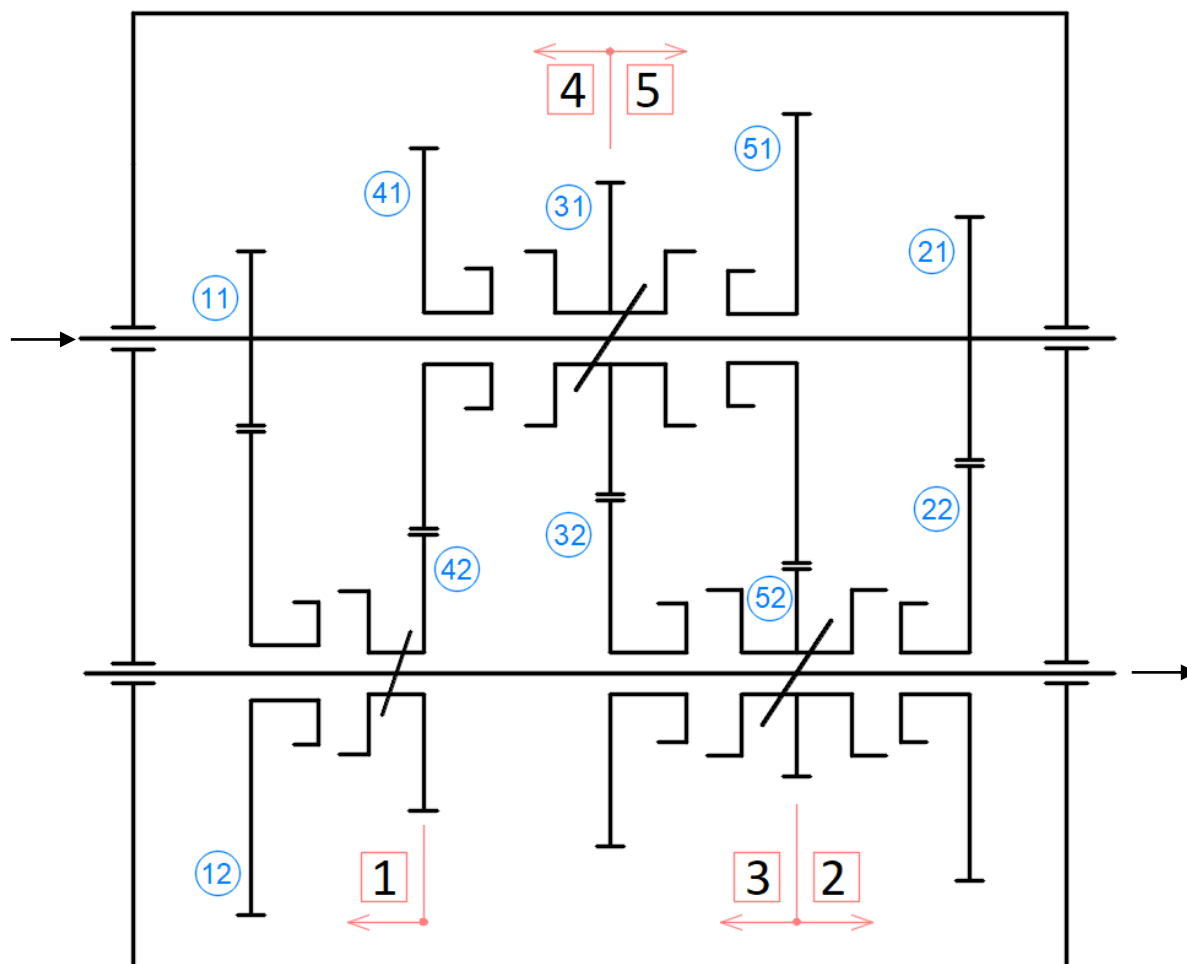
$$I_{ij} = \frac{1}{2} m_{ij} R_{ij}^2, \quad (38)$$

Kde  $I_{ij}$  je moment setrvačnosti zvoleného ozubeného kola,  $m_{ij}$  hmotnost a  $R_{ij}$  jeho poloměr. Index  $i$  značí převodový stupeň a index  $j$  udává, zda se jedná o kolo na hlavní hřídelce nebo na hřídelce předlohy. Při použití pětistupňové převodovky je tedy nutné provést výpočet momentu setrvačnosti pro 10 ozubených kol, spojku a samotné hřídelky. Momenty setrvačnosti a ostatní hodnoty jsou zobrazeny v *tab. 3*. Pro pozdější užití jsou uvedeny i počty zubů jednotlivých kol  $z$ .

Tab. 3 Hodnoty převodového ústrojí

	př. stupeň	$z$	$m$ [g]	$R$ [mm]	$I$ [ $10^{-6}$ kgm <sup>2</sup> ]
Hlavní hřídelka	1	12	-	-	-
	2	17	36	16,25	4,753
	3	20	89	19,5	16,921
	4	23	65	21,5	15,023
	5	25	72	23,5	19,881
	Hřídelka	-	-	225	8,5
Předlobová hřídelka	1	37	136	32,75	72,934
	2	33	104	30	46,8
	3	29	100	27	36,45
	4	27	130	24,5	39,016
	5	25	123	23	32,533
	Hřídelka	-	-	220	8,5
Spojka	Pastorek	22	105	18,5	17,968
	Koš	77	1300	59	2262,65

Pro správné určení redukovaného momentu setrvačnosti je taktéž vhodné sestavit schématický náčrtek použité převodovky. Takto vytvořený náčrtek slouží k určení převodových poměrů při provádění redukce. Zároveň napomůže k lepšímu pochopení fungování převodovky. Zjednodušené schéma zvolené převodovky motoru AM3/5 ukazuje *obr. 50*.



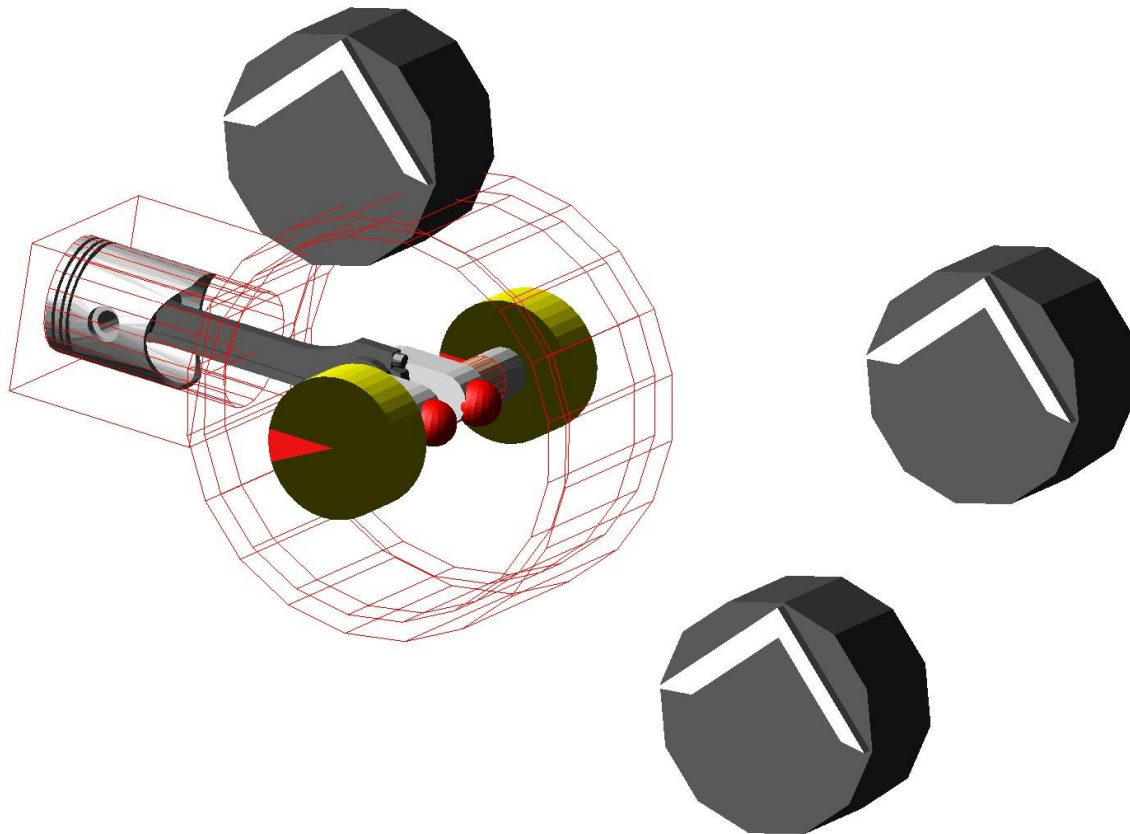
*Obr. 50* Schéma použité převodovky AM3/5

Při měření vnější otáčkové charakteristiky se zpravidla používá nejvyšší převodový stupeň. Redukovaný moment setrvačnosti rotačních částí tedy bude taktéž proveden při zařazeném pátém rychlostním stupni. Vztah pro výpočet redukovaného momentu setrvačnosti lze popsat vztahem [33]:

$$I_{in,Red} = I_{in} + I_{out} \left( \frac{z_{in}}{z_{out}} \right)^2, \quad (39)$$

Kde  $I_{in,Red}$  je redukovaný moment setrvačnosti na vstupní kolo,  $I_{in}$  moment setrvačnosti vstupního kola,  $I_{out}$  moment setrvačnosti výstupního kola  $z_{in}$  a  $z_{out}$  počty zubů vstupního a výstupního kola. Výpočet redukovaného momentu setrvačnosti je uveden v *Příloze 1*.

Výpočtový model hnacího traktu je zobrazen na *obr. 51*. Obsahuje veškeré výše popsané komponenty. Na takto vytvořeném modelu jsou nadále prováděny simulace s proměnlivou hodnotou částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Změnu lze provést úpravou hmotnosti a polohy vývažků klikové hřídele, které jsou na *obr. 51* znázorněné jako červené kulové komponenty.



*Obr. 51* Výpočtový model klikového mechanismu v prostředí MSC Adams/Engine

#### 4.5.2 VOLBA POČÁTEČNÍCH HODNOT ČÁSTEČNÉHO VYVÁŽENÍ ( $K$ FAKTOR)

Před spuštěním samotné simulace je nutné nastavení velikosti a polohy vývažků, čímž je docíleno patřičné hodnoty  $K$  faktoru. Volba hodnoty  $K$  je popsána v kapitole 2.2.3 pomocí vztahů (22), (23), (24). Následné vztahy popisují možné řešení hodnot  $K$  pro zvolený vlastní motor:

Hodnota  $K$  podle Lägela a Schenidera:

$$K = 0,50 + 0,36\lambda = 0,588. \quad (40)$$

Hodnota  $K$  podle Geronimuse:

$$K = 0,50 + 0,41\lambda - 0,17\lambda^2 = 0,59. \quad (41)$$

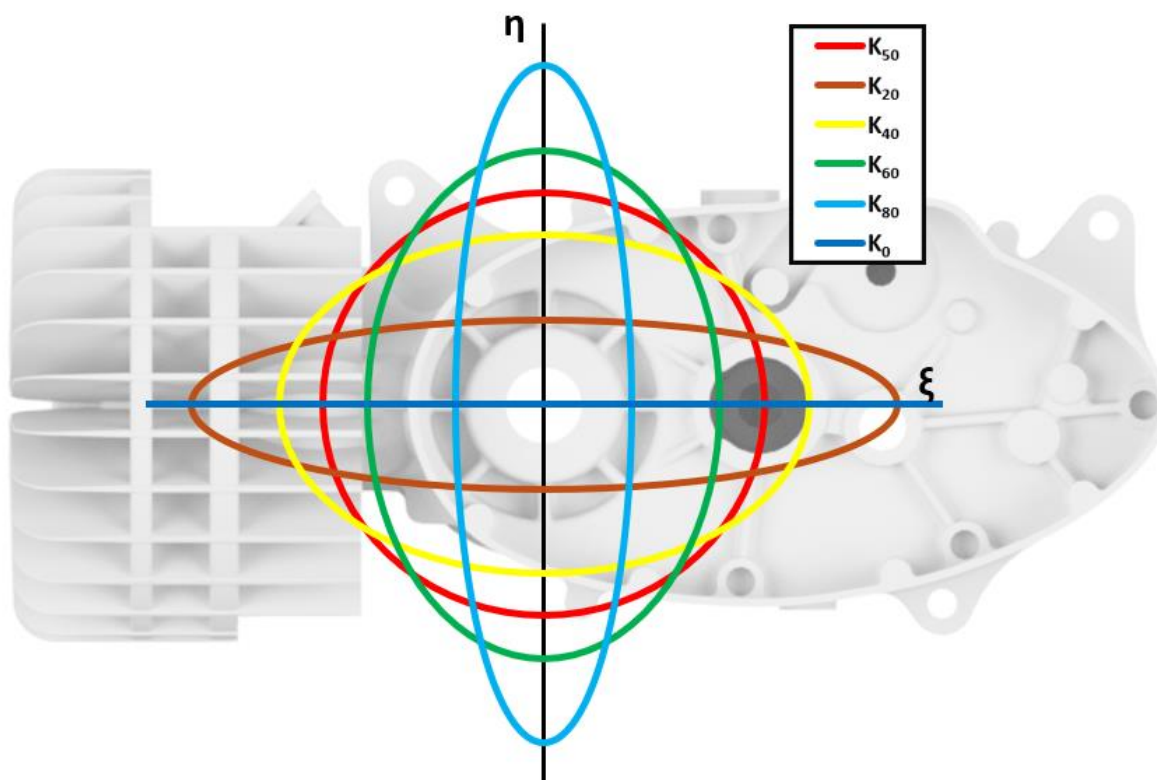
Následující vztah popisuje volbu hodnoty na základě rozdílných tuhostí motoru ve směru osy válce a ve směru kolmém na osu válce. Tuhosti uložení motoru byly zjištěny pomocí MKP analýzy. Samotné uložení motoru představují tři body. Tyto body si lze zjednodušeně představit jako pružiny zapojené paralelně mezi rámem a motorem. Pro získání celkové tuhosti v jednotlivých směrech tedy stačí jednoduchý součet tuhostí v daném směru.

Po výpočtu tuhostí uložení motoru je možné definovat hodnotu  $K$  na základě tuhostí:

$$K = \frac{1}{1 + \left(\frac{c_\eta}{c_\xi}\right)^2} = 0,814. \quad (42)$$

Výše uvedené výpočty stanovují hodnotu  $K$  faktoru vždy vyšší jak 0,5. Jedná se tedy o přesunutí více jak poloviny velikosti vektoru síly setrvačných sil posuvných částí prvního řádu ze směru osy válce do směru kolmého na osu válce.

Pro simulační výpočty je však stanoveno celkem šest hodnot faktoru  $K$ . Hodnota  $K_{80}$  vychází z výpočtu uložení tuhosti motoru (42),  $K_{60}$  z výpočtů (40), (41). Dále je zvolena typická střední hodnota  $K_{50}$ . Následují dvě hodnoty  $K_{40}$  a  $K_{20}$  představují zrcadlový doplněk a nadále i extrémní hodnota  $K_0$ . Grafické znázornění vektoru síly ukazuje obr. 52.



Obr. 52 Grafické znázornění výsledného vektoru síly

Zvolený index vždy odpovídá procentuální hodnotě částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Tyto hodnoty jsou jednotlivě vypsány v tab.4.

Tab. 4 Hodnoty  $K$  faktoru

	Hodnota $K$ faktoru
$K_{80}$	0,8
$K_{60}$	0,6
$K_{50}$	0,5
$K_{40}$	0,4
$K_{20}$	0,2
$K_0$	0

#### 4.5.3 SPUŠTĚNÍ SIMULACE MSC ADAMS/ENGINE – USTÁLENÝ STAV

Vytvořená šablona je nadále převedena nejprve do subsystému a poté do sestavy (Assembly). Na takto vytvořené sestavě je nadále možné provádět simulace a hodnocení výsledků.

Ustálený stav představuje typ simulace, kdy jsou simulovány ustálené děje v každém bodě otáčkového spektra. Rozsah tohoto spektra je nastaven na  $5\,000\text{ min}^{-1}$  až  $13\,000\text{ min}^{-1}$  se zvoleným krokem  $500\text{ min}^{-1}$ . Ve stejném otáčkovém rozsahu a se stejným krokem byl proveden výpočet pro stanovení tlaku plynů v softwaru GT – Suite.

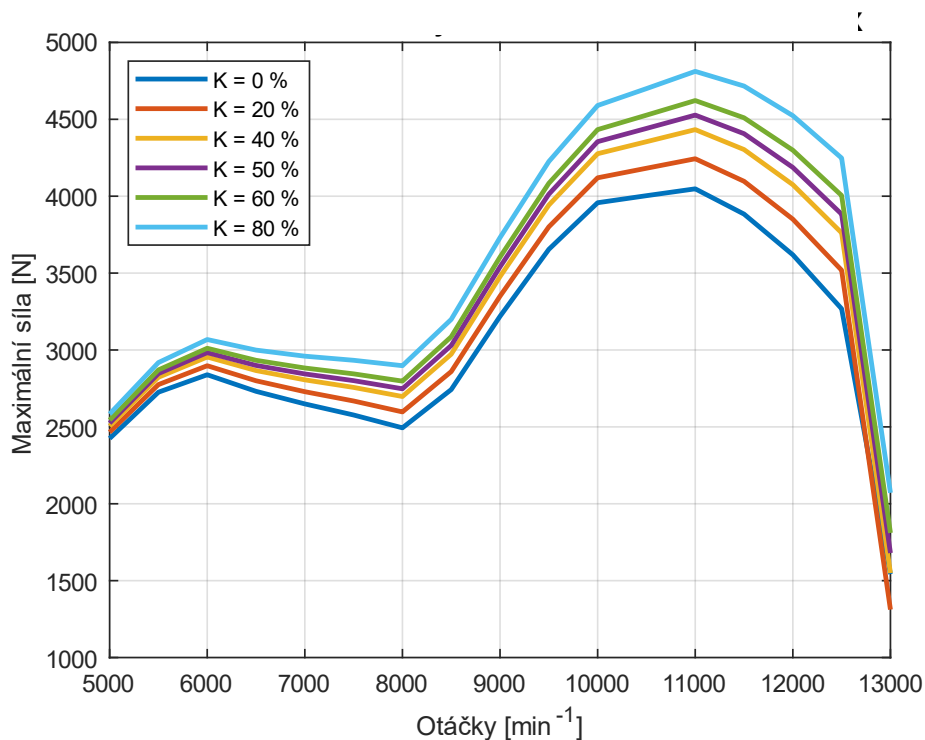
Simulace je takto provedena pro šest navržených variant částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Hodnoceno je zatížení ložisek ve směru osy válce a ve směru kolmém na osu válce. Ve stejných směrech jsou i hodnoceny zatížení třech míst uložení motoru.

#### 4.5.4 VÝSLEDKY SIMULACE USTÁLENÉHO STAVU – ZATÍŽENÍ HLAVNÍCH LOŽISEK

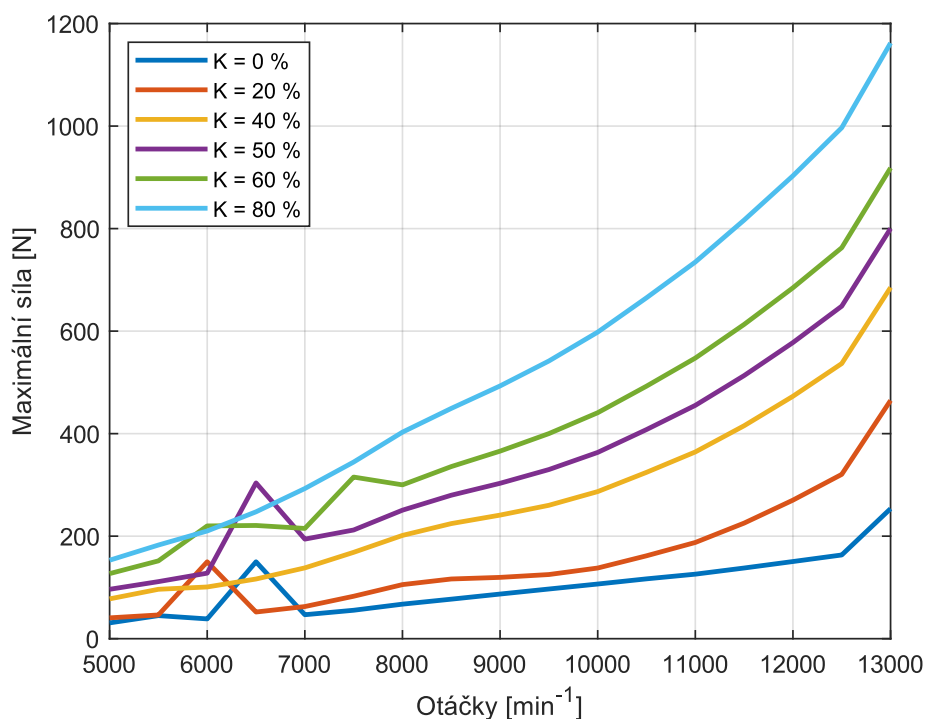
Hlavním cílem simulace je stanovení zatížení dílčích částí mechanismu, a především stanovení trendů a závislostí mezi změnou hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu a výsledným silovým zatížením dílčích částí klikového mechanismu potažmo rámu.

Hodnocení zatížení komponentů bylo zvoleno na základě maximální absolutní hodnoty zatěžující síly. Tato analýza proběhla v celém otáčkovém spektru a pro všechny navržené varianty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí.

Na obr. 53 jsou znázorněny průběhy maximálních sil v hlavních ložiscích ve směru X (směr osy válce).



Obr. 53 Průběh síly v hlavních ložiscích ve směru X



Obr. 54 Průběh síly v hlavních ložiscích ve směru Y

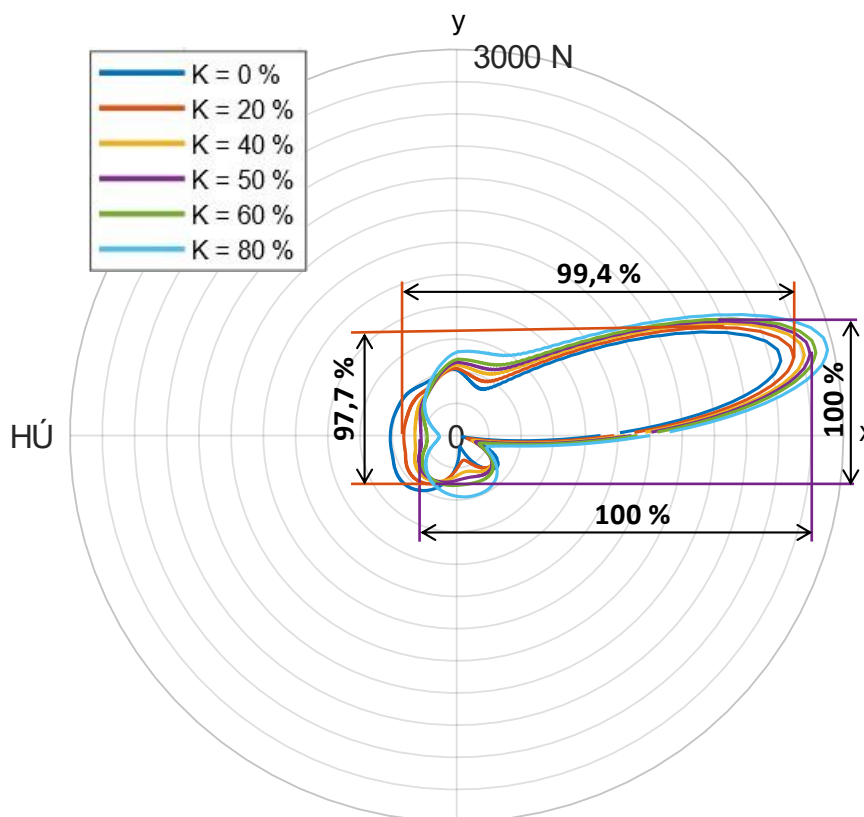
Z obr. 53 je patrné, že hlavní zatěžující složkou hlavních ložisek ve směru X je síla od tlaku plynů. Ve všech případech částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu má křivka tvar momentové charakteristiky motoru. Se zvyšujícím se hodnotou částečného

vyvážení však i maximální hodnota této síly roste. Důvodem je stejný směr působení síly od vývažků jako od tlaku plynů. Pro zatížení ložisek ve směru X by proto bylo vhodné volit hodnoty částečného vyvážení minimální.

*Obr. 54* nadále zobrazuje průběh maximální síly v hlavních ložiscích ve směru Y (kolmý na osu válce).

Zatížení hlavních ložisek ve směru Y narůstá se zvyšujícími se otáčkami. Maximálních hodnot v celém otáčkovém spektru zde dosahuje hodnota částečného vyvážení  $K_{80}$ . Naopak částečné vyvážení  $K_0$  dosahuje v celém otáčkovém spektru hodnot nejnižších. Výsledek tohoto numerického výpočtu je možné i potvrdit analytickým výpočtem, kdy s rostoucím částečným vyvážením setrvačných sil posuvných částí prvního řádu roste i zatížení ve směru Y, tedy ve směru kolmém na osu válce. Z analýzy numerického výpočtu pro zjištění zatížení hlavních ložisek klikové hřídele tak vyplývá, že nejnižší silové zatížení hlavních ložisek v obou směrech je docíleno při použití nízké hodnoty částečného vyvážení, v tomto případě tedy  $K_0$ .

Volbou hodnoty  $K$  dochází zároveň i ke změně silového rozložení v hlavních klikových ložiscích. Nadále jsou tedy hodnoceny rozkmity vektoru síly v obou směrech (X a Y). V případě hodnocení hlavních ložisek klikové hřídele se jedná o síly ve směru osy válce a ve směru kolmém na osu válce. Na *obr. 55* je znázorněn polární diagram zatěžující síly při otáčkách  $8\,000\text{ min}^{-1}$ .



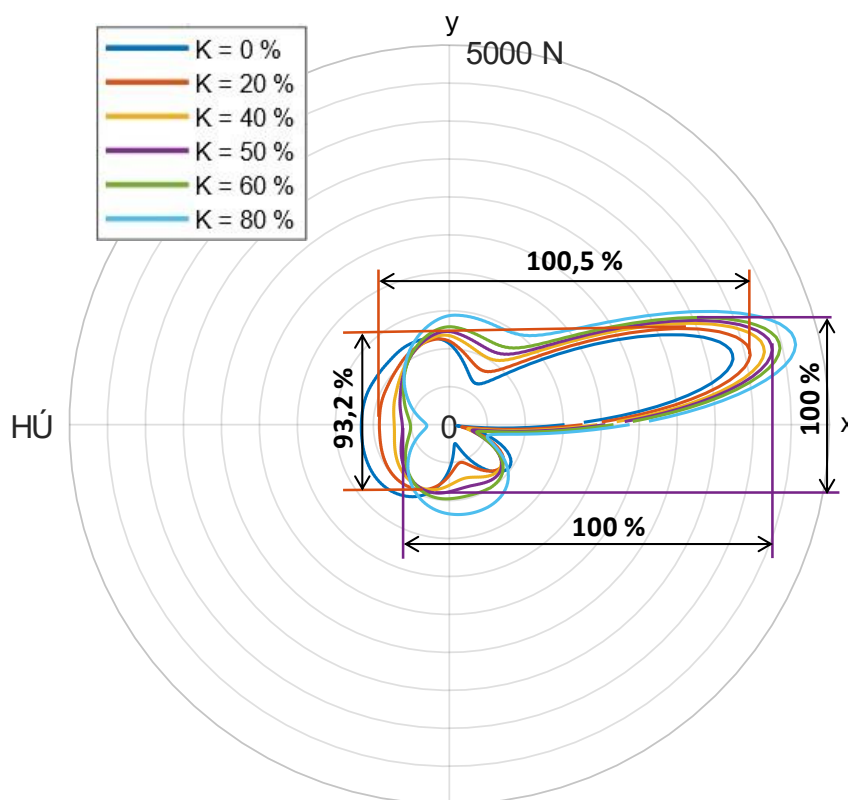
*Obr. 55* Polární diagram pro otáčky  $8\,000\text{ min}^{-1}$



Vykreslené křivky představují obálku, kterou opisuje vektor síly s počátkem v souřadném systému. Průběh síly je vykreslen pro šest variant částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí a pro jedno otočení klikové hřídele (jeden cyklus). Slouží tak pro představu dané problematiky. Detailnější porovnání je provedeno v *tab. 5*. Rozdíly jednotlivých variant jsou posuzovány pomocí procentuálního vyjádření vůči hodnotě  $K_{50}$ , kdy rozkmit síly této hodnoty v obou směrech nabývá vždy hodnoty 100 %.

Fialová křivka na *obr. 55* znázorňuje obálku vektoru síly pro  $K_{50}$ . Červená křivka poté znázorňuje obálku vektoru síly pro  $K_{20}$ . Je zřejmé, že rozkmit síly v ose válce (osa X) je pro tyto dvě zvolené hodnoty téměř totožný. Pro směr kolmý na osu válce (osa Y) je rozdíl v řádu jednotek procent.

Podobně je na *obr. 56* znázorněn polární diagram pro otáčky  $12\,000\text{ min}^{-1}$ . V diagramu jsou opět znázorněny hodnoty pro zvolené varianty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu.



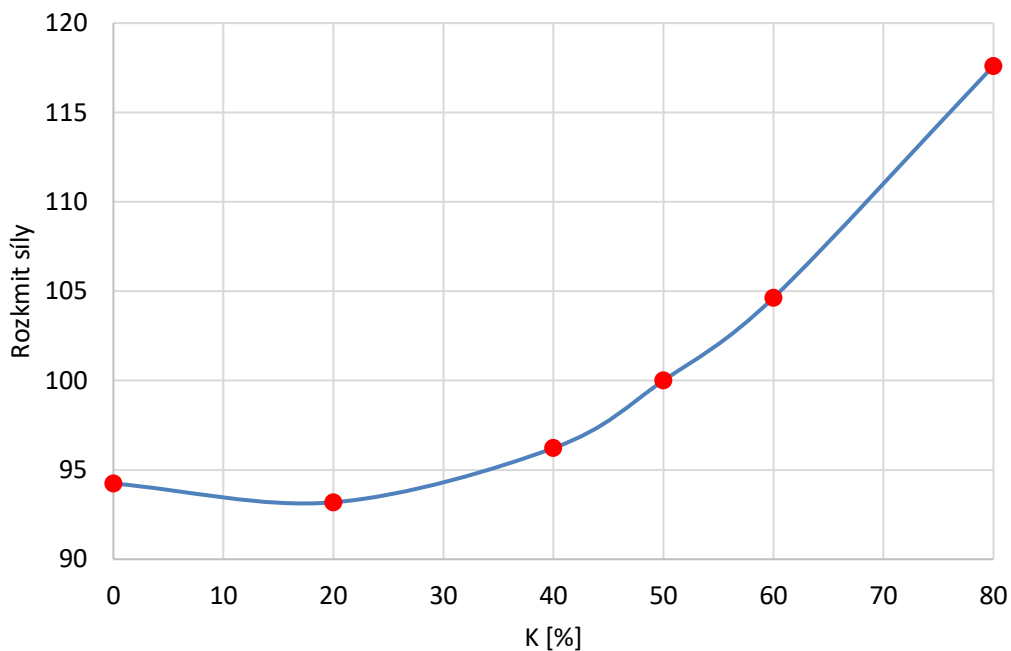
*Obr. 56* Polární diagram pro otáčky  $12\,000\text{ min}^{-1}$

Z *obr. 56* opět vyplývá, že změnou hodnoty  $K$  nedojde k výrazné změně rozkmitu síly v ose válce. Naopak ve směru kolmém na osu válce činí změna téměř 7 %. Pro lepší přehlednost jsou procentuální vyjádření pro zvolených pět variant částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu a pro hodnotu  $K_0$  uvedeny v *tab. 5*.

Tab. 5 Procentuální vyjádření rozkmitu vektoru síly

	8 000 min <sup>-1</sup>		12 000 min <sup>-1</sup>	
	x	y	x	y
$K_0$	99,9 %	98,4 %	100,7 %	94,8 %
$K_{20}$	99,4 %	97,7 %	100,6 %	93,2 %
$K_{40}$	99,8 %	98,2 %	100,5 %	96,2 %
$K_{50}$	100 %	100 %	100 %	100 %
$K_{60}$	100,7 %	103,6 %	101,1 %	104,6 %
$K_{80}$	109,6 %	113,2 %	105,2 %	117,6 %

Z tab. 5 vyplývá, že volba hodnoty  $K_{80}$  dosahuje výrazně horších výsledků oproti všem zbylým navrženým variantám. Zatížení u těchto variant se poté pouze velice mírně odlišuje ve směru osy válce (osa X), kde se rozdíl rozkmitu zatížení pohybuje okolo hranice jednoho procenta. Odlišnější jsou výsledky pro směr kolmý na osu válce (osa Y). Zde je nejnižšího silového zatížení dosaženo při volbě hodnoty  $K_{20}$ . V tomto místě lze pozorovat i dosažení minima. Obr. 57 zachycuje závislost procentuálního vyjádření rozkmitu síly na volbě hodnoty  $K$  při otáčkách 12 000 min<sup>-1</sup> a ve směru kolmém na osu válce (osa Y).

Obr. 57 Závislost rozkmitu síly na volbě hodnoty  $K$ 

Z obr. 57 je patrné, že rozkmit síly prudce klesá mezi hodnotami  $K_{80}$  a  $K_{50}$ . Postupným snižováním hodnoty  $K$  se však sklon křivky mírní. Procentuální rozdíl rozkmitu síly při volbě

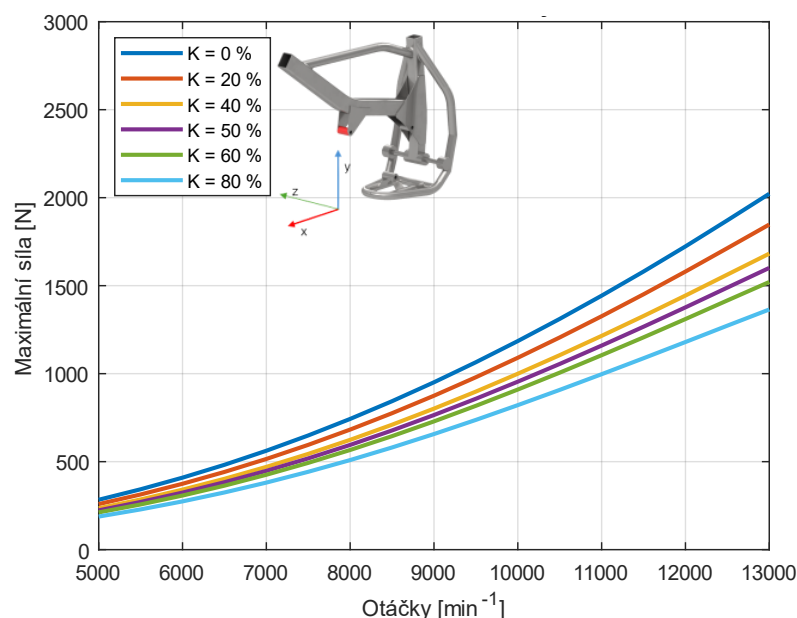
hodnoty  $K_{20}$  a  $K_{40}$  tak není příliš markantní. Tvar vzniklé křivky může zdánlivě připomínat parabolu s minimem v bodě  $K_{20}$ .

Z výše popsaných výsledků analýzy vyplývá, že volba hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu by pro danou konfiguraci motoru a rámu neměla přesahovat hodnotu 50 %. Postupným snižováním této hodnoty až do hodnoty  $K_{20}$  dochází k částečnému snížení zatížení hlavních ložisek klikové hřídele. Veškeré výsledky jsou však silně ovlivněny zjednodušeným modelem, který zahrnuje pouze klikový mechanismus nikoli kompletní pohonnou jednotku.

Vhodnou alternativou doplňující a ověřující simulační výpočty je provedení reálného testu motocyklu např. na válcové zkušebně. Kdy místa pro uložení stupaček a konce řídítek jsou opatřeny snímači pro měření zrychlení ve všech směrech. Následné testování jednotlivých variant částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu by odhalilo trendy, kterými se zrychlení v těchto místech reálně ubírá. Výpočetní řešením tohoto problému je nastíněno v kapitolách níže.

#### 4.5.5 VÝSLEDKY SIMULACE USTÁLENÉHO STAVU – ZATÍŽENÍ ULOŽENÍ V MÍSTĚ A

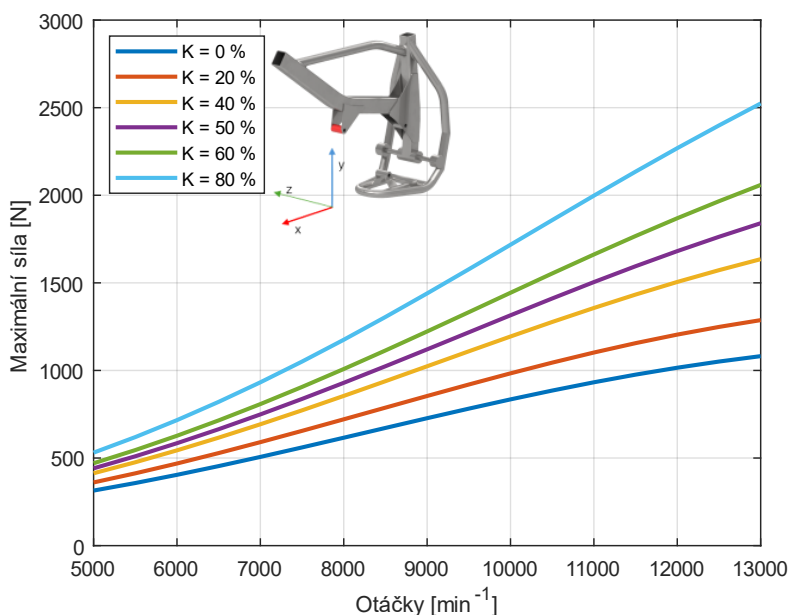
Následující výsledky se zabírají zatížením v místech uložení motoru do rámu motocyklu. Vyhodnocovány jsou maximální hodnoty síly ve směru X (směr osy válce) a ve směru Y (směr kolmý na osu válce). Opět je analýza provedena v celém otáčkovém spektru a pro všech šest navržených hodnot částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu.



Obr. 58 Průběh maximální síly ve směru X pro uložení A

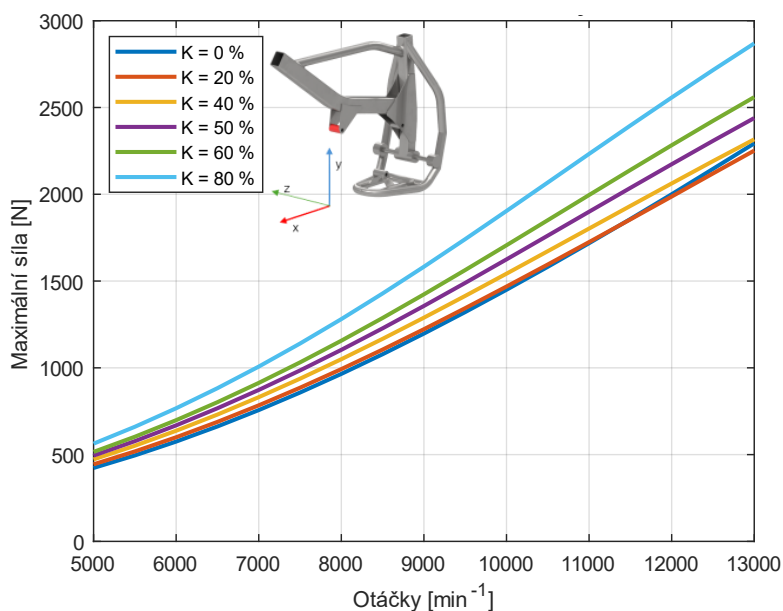
Na obr. 58 je znázorněn průběh síly v uložení A ve směru X (směr os válce) společně se znázorněným místem uložení a souřadným systémem.

Obr. 59 poté znázorňuje průběh síly ve směru Y.



Obr. 59 Průběh maximální síly ve směru Y pro uložení A

Při porovnávání výsledků zatížení uložení v místě A je však velmi zřetelný nerovnoměrný přesun síly mezi směry X a Y. Pro lepší porovnání je vhodné stanovit hodnotu celkové maximální síly působící v uložení A. Průběh této síly je zobrazen na obr. 60.



Obr. 60 Průběh celkové síly v místě uložení A

Zatížení uložení motoru v místě A ve směru X narůstá s rostoucími otáčkami. Tento směr zatěžují primárně síly setrvačných sil posuvných částí. Odpovídají tomu i samotné výsledky výpočetní simulace. Nejvyšší zatížení dosáhla hodnota částečného vyvážení  $K_0$ . Naopak nejnižší zatížení zde představuje hodnota  $K_{80}$ . Zbylé zvolené hodnoty částečného vyvážení se nachází symetricky mezi prvními dvěma zmíněnými.

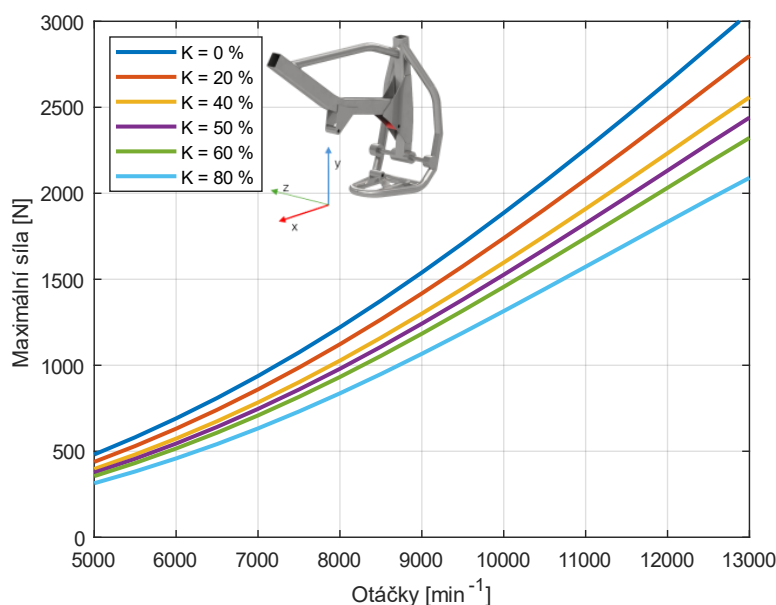
Posuzování uložení A ve směru Y přináší očekávané výsledky v podobě změny maximální zatížení s ohledem na hodnotu částečného vyvážení. V tomto případě dosahuje maximálního silového zatížení hodnota částečného vyvážení  $K_{80}$ . Výsledek lze interpretovat jako přesunutí větší části setrvačné síly posuvných částí ze směru X do směru Y a tím i nárůst silového zatížení v tomto směru.

Po vyhodnocení celkového zatížení uložení motoru v místě A lze konstatovat, že toto místo nejvíce silově zatěžuje volba hodnoty částečného vyvážení  $K_{80}$ . Velmi zajímavý je poté výsledek  $K_{20}$ ,  $K_{40}$ ,  $K_0$ . Tyto hodnoty přináší velmi podobné výsledky celkového silového zatížení a současně zde dochází k minimalizaci zatěžování. Rozdíl sil při použití  $K_{80}$  a  $K_{20}$  činí přibližně 620 N. Rozdíl mezi  $K_{40}$  a  $K_{20}$  je však pouhých 65 N při maximálních otáčkách  $13\,000\text{ min}^{-1}$ .

S ohledem na silové působení do uložení motoru v místě A by bylo vhodné zvolit hodnotu částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí v rozmezí 0 % až 40 %.

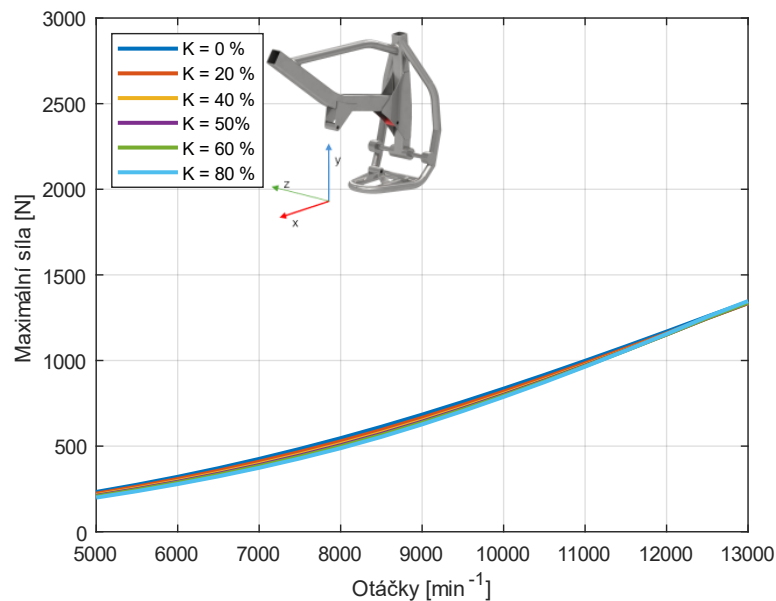
#### 4.5.6 VÝSLEDKY SIMULACE USTÁLENÉHO STAVU – ZATÍŽENÍ ULOŽENÍ V MÍSTĚ B

Tato kapitola analogicky popisuje zatížení uložení motoru v místě B pro oba směry. *Obr. 61* zobrazuje průběh maximální síly v ose X, *obr. 62* pak průběh maximální síly v směru osy Y.



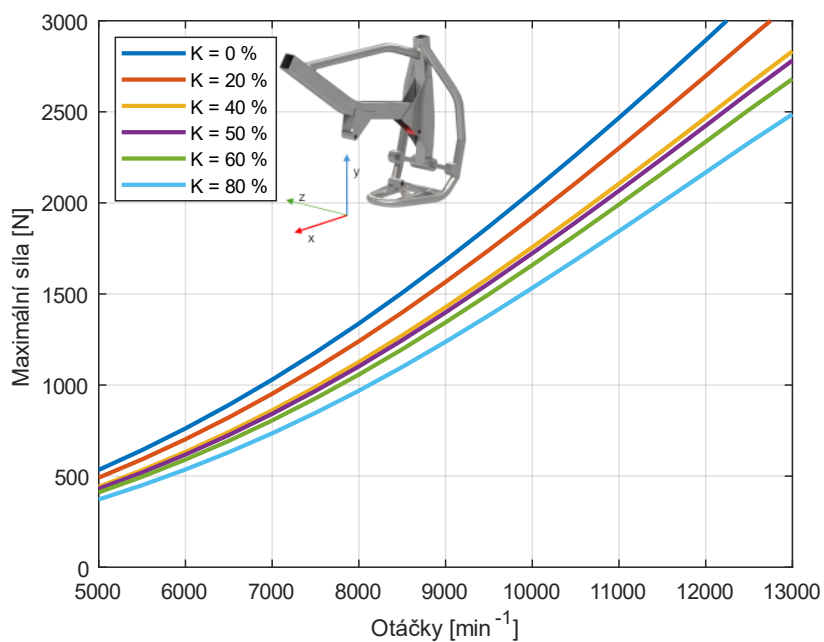
*Obr. 61* Průběh maximální síly ve směru X pro uložení B

Průběh sil v místě uložení motoru B ve směru X do značné míry připomíná průběh sil v místě A pro stejný směr. I v tomto případě dosahuje maximální hodnoty silového zatížení hodnota částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí  $K_0$ . Nejnižší zatížení naopak dosahuje při hodnotě  $K_{80}$ .



Obr. 62 Průběh maximální síly ve směru Y pro uložení B

Při pohledu na obr. 62, který vyobrazuje zatížení místa B ve směru Y nelze pozorovat téměř žádný rozdíl zatížení při různé volbě hodnoty  $K$ . Tento jev může být způsoben právě geometrií a umístěním jednotlivých míst uložení motoru A, B, C. Lze však bez větších problémů konstatovat, že uložení motoru v místě B nejméně zatěžuje volba hodnoty  $K_0$ . Toto tvrzení potvrzuje i obr. 63, kde je znázorněn průběh celkové síly.



Obr. 63 Průběh celkové síly v místě uložení B

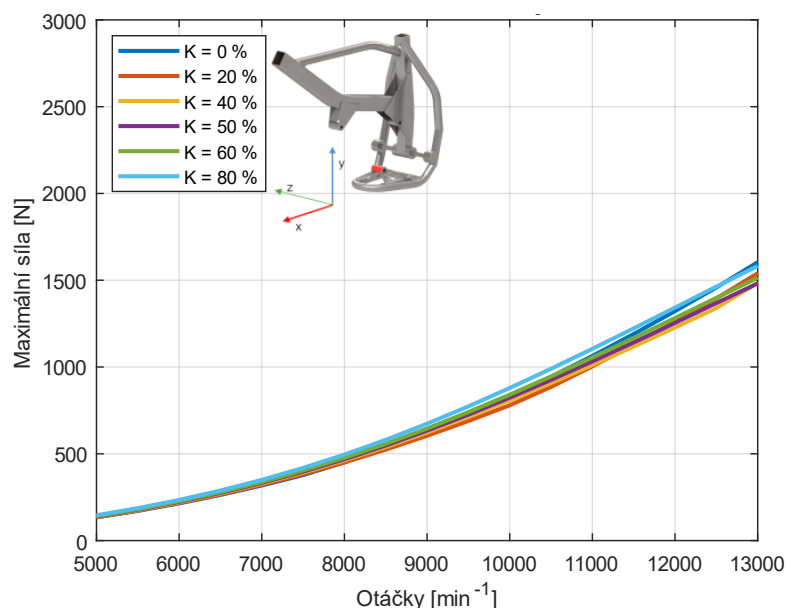
Z obr. 63 jasně vyplývá, že místo uložení motoru B nejvíce zatěžuje hodnota částečného vyvážení  $K_0$ . Nejnižší velikost zatěžování pak přináší volba hodnoty  $K_{80}$ . Zajímavým úkazem může být velmi malý rozdíl mezi  $K_{40}$  a  $K_{50}$ .

Pro snížení zatěžování v místě uložení B by bylo vhodným řešením užití co možná nejvyšší hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. S ohledem na průběh síly ve směru Y v místě uložení B lze předpokládat ovlivnění silového působení v místě uložení C.

#### 4.5.7 VÝSLEDKY SIMULACE USTÁLENÉHO STAVU – ZATÍŽENÍ ULOŽENÍ V MÍSTĚ C

Následující kapitola je věnována vyhodnocení silového zatížení uložení motoru v místě C.

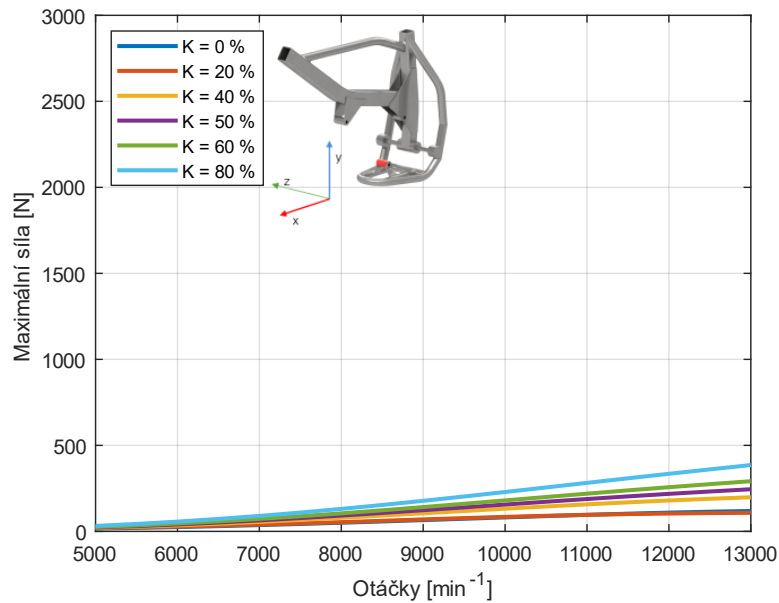
Z konstrukčního hlediska se jedná o nejslabší část celého rámu, jelikož se v jeho těsné blízkosti nachází i místo pro připevnění stupaček jezdce. Obr. 64 ukazuje průběh sil ve směru X v tomto místě, obr. 65 poté průběh sil ve směru Y.



Obr. 64 Průběh maximální síly ve směru X pro uložení C

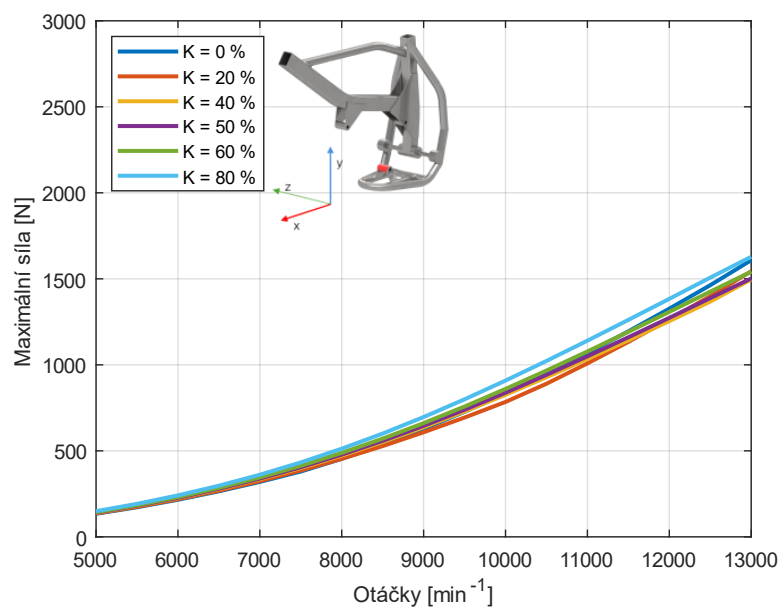
Průběh sil v místě uložení motoru C pro směr X nabývá téměř totožných hodnot pro jakoukoli zvolenou hodnotu částečného vyvážení. Velmi se tak podobá průběhu sil ve směru Y v uložení B. Jelikož se místa B i C nachází na stejné části rámu a zároveň jsou umístěny poměrně blízko sebe, lze očekávat určitou analogii těchto výsledků.

Průběh sil ve směru Y pro uložení v místě C nabývá při porovnání s jakýmkoli jiným uložení či směrem podstatně nižších hodnot. Může to být způsobeno velmi malou tuhostí právě ve směru Y. Lze prohlásit, že ve směru Y je toto místo uložení motoru zatěžováno velmi minimálně.



Obr. 65 Průběh maximální síly ve směru Y pro uložení C

Velikost a průběh celkové síly v místě uložení motoru C je znázorněna na obr. 66.



Obr. 66 Průběh celkové síly v místě uložení C

Výsledky výpočtu celkového zatížení místa uložení motoru C zobrazují velmi minimální rozdíly v silovém zatížení s ohledem na hodnotu částečného vyvážení. Nejvyšší hodnoty zde dosahuje hodnota  $K_{80}$ , avšak i v tomto případě se jedná pouze o velmi malý rozdíl vůči ostatním zvoleným hodnotám.



Na základě tohoto výpočtu lze prohlásit, že volba hodnoty  $K$  nemá výrazný vliv na výsledné zatížení uložení motoru v místě C. Nadále je místo C v porovnání s místy A a B nejméně zatěžováno od sil vzniklých chodem motoru.

#### 4.5.8 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ SILOVÉHO ZATÍŽENÍ ULOŽENÍ MOTORU

Hodnocením výše dosažených výsledků lze stanovit trendy silového zatížení všech míst uložení motoru. Zcela jasným znakem je zvyšování silového zatížení se zvyšujícími se otáčkami. Místo uložení motoru C je v porovnání zbylých míst uložení zatěžováno nejméně. Tento jev bude s velkou pravděpodobností způsoben nejnížší tuhostí uložení motoru právě v tomto místě. Silové zatížení v místě A narůstá s rostoucí hodnotou částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Místo B vykazuje přesně opačný charakter zatěžování.

Při pomnutí pevnostních důvodů uložení motoru (např. příliš velké namáhání uložení a následný vznik prasklin) nelze touto analýzou jasně stanovit vhodnou hodnotu částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Důležitým parametrem jsou vzniklé vibrace přenášející se rámem do míst kontaktu s řidičem. Jedná se především o konce řídítek a místa pro připevnění stupaček. Touto problematikou se zabývá následující kapitola.

### 4.6 VÝPOČETNÍ MODEL DYNAMIKY SE ZAHRNUTÍM PRUŽNÝCH TĚLES

Tato kapitola je věnována tvorbě a hodnocení výsledků simulací se zahrnutím pružně deformovatelného tělesa, které ve výpočetních simulacích představuje rám motocyklu. Klikový mechanismus společně s blokem motoru jsou nadále uvažovány jako tuhá tělesa. Pro zvolenou analýzu je nejprve nutné vytvořit CAD model rámu motocyklu se zahrnutím všech prvků rámu (řídítka, kyvná vidlice, ...). Dalším krokem je tvorba modálně redukováného tělesa, které je následně implementováno do výpočetního modelu dynamiky klikového mechanismu. Jelikož se jedná primárně o komparativní porovnání výsledků vzniklých vibrací při volbě různé hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu, je i CAD model výrazně zjednodušen.

#### 4.6.1 TVORBA MODÁLNĚ REDUKOVANÉHO TĚLESA

Prvním krokem při tvorbě modálně redukováného tělesa je tvorba CAD modelu, který je následně převeden na síť konečných prvků. Pro tyto účely byl použit software Ansys. Pro tvorbu sítě bylo použito automatické generování sítě s užitím jednoduchých tetra-prvků s velikostí jednoho prvku 7 mm. *Obr. 67* ukazuje CAD model rámu, který je následně převeden na síť konečných prvků.

Metoda konečných prvků (MKP) a Multi-body System (MBS) se velmi odlišují ve způsobu výpočtu řešení. MKP je zaměřena na řešení problematiky pružných těles. Model pro MKP tak obsahuje velký počet prvků a tím i velký počet stupňů volnosti. Běžný výpočetní model může dosáhnout řádově i několika statisíců stupňů volnosti. Oproti tomu MBS pracuje primárně s použitím tuhých těles. Dochází tedy k výraznému snížení počtu stupňů volnosti.



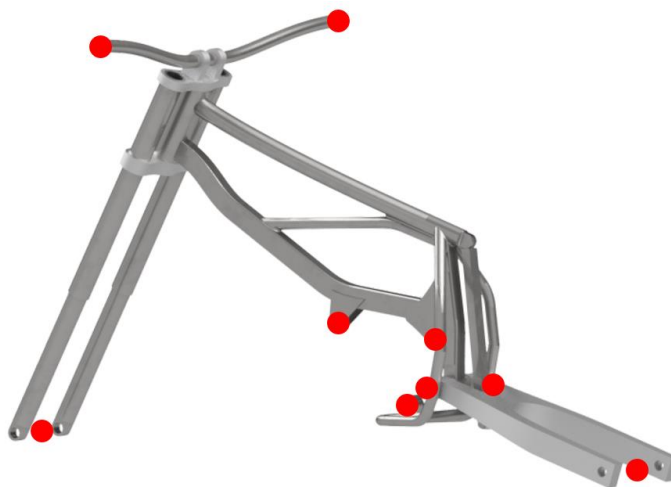
Obr. 67 Převedení CAD modelu rámu na síť konečných prvků

Pro zahrnutí pružného tělesa při použití MBS je tak nutné razantním způsobem snížit počet stupňů volnosti pružného tělesa. K tomuto účelu se používá tzv. Craig-Bamptonova metoda. Tato metoda spočívá v zahrnutí pouze určitého počtu vlastních tvarů pružného tělesa. Rozlišují se volné uzly a uzly rozhraní. [34]

Vlastní tvary lze rozdělit na dva základní tvary (módy) [34]:

- Vazební módy (Constrain modes)
- Normální módy (Normal modes)

Vazební módy jsou statické tvary získané buzením každého stupně volnosti uzlu rozhraní. Uzel rozhraní je místo, kde je předpokládána okrajová podmínka (silová, deformační, ...). Oproti tomu normální módy jsou skutečné vlastní módy pružného tělesa. Lze je získat pomocí jednoduché modální analýzy pružného tělesa. Obecně i relativně malý počet zahrnutých normálních módů dostatečně popisuje dynamické chování pružného tělesa. [34]



Obr. 68 Umístění uzlů rozhraní

Uzly rozhraní jsou na obr. 68 umístěny ve středu osy předního i zadního kola, kde bude rám spojen s okolním prostředím. Spojení rámu a motoru motocyklu zajišťují uzly rozhraní

v místech uložení motoru. Zbylé čtyři uzly rozhraní jsou pak umístěny v koncích řídítek a místech pro uchycení stupaček. Těchto devět uzlů rozhraní zanáší do modelu 54 stupňů volnosti.

Nadále je uvažováno celkem 150 normálních módů pružného tělesa. Prvních šest normálních módů představuje pohyb tělesa jako celku v prostoru. Zbylé normální módy již představují vlastní módy pružného tělesa. Celkem je tedy modálně redukovaný model rámu motocyklu popsán pomocí 204 vlastních tvarů (204 stupňů volnosti). Po takto připraveném výpočetním modelu v prostředí Ansys je možné spuštěním analýzy vygenerovat modálně redukovaný model rámu motocyklu, který je nadále použit pro MBS. Pro tyto účely je opět použit software MSC Adams/Engine.

#### 4.6.2 NASTAVENÍ VÝPOČETNÍHO MODELU DYNAMIKY SE ZAHRNUTÍM PRUŽNÉHO TĚLESA

Modálně redukovaný model rámu je nadále vložen do softwaru MSC Adams/Engine. *Obr. 69* ukazuje umístění rámu a motoru vůči sobě.



*Obr. 69* Umístění rámu a motoru motocyklu v prostředí MSC Adams

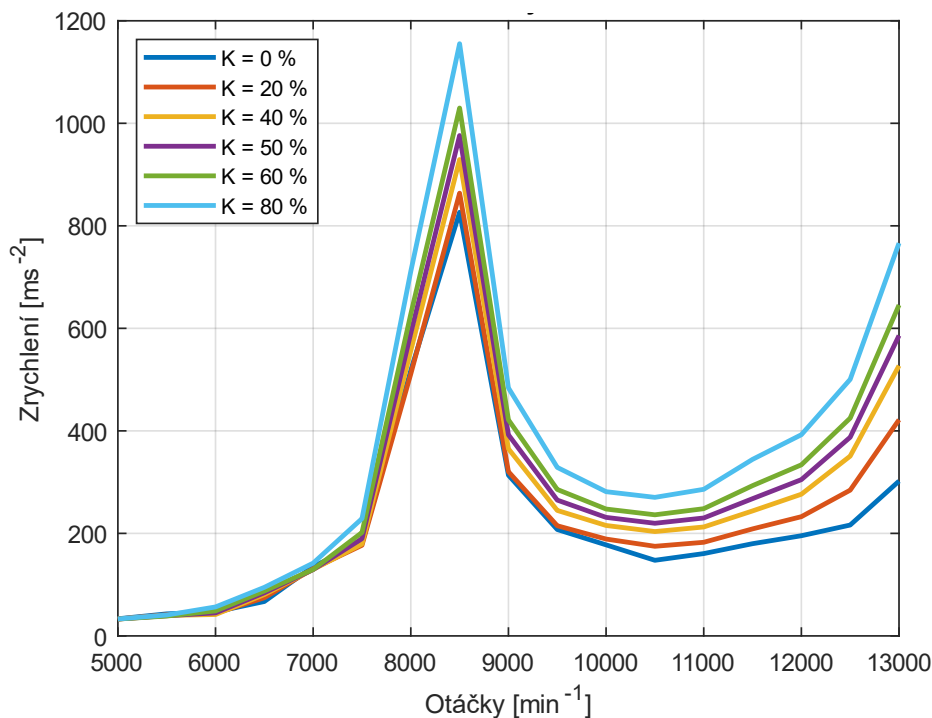
Následuje nastavení vazeb rozhraní mezi jednotlivými tělesy. Pro aplikaci vazeb jsou použity již zmíněné uzly rozhraní.

Nastavení samotné simulace je totožné s nastavením popisovaným v kapitole 4.5.3. Opětovně se jedná o analýzu ustáleného stavu otáček v rozmezí  $5\,000\text{ min}^{-1}$  až  $13\,000\text{ min}^{-1}$ , s otáčkovým krokem  $500\text{ min}^{-1}$ .

#### 4.6.3 HODNOCENÍ VÝSLEDKŮ PRO ŘÍDÍTKA A STUPAČKY

Hlavním kritériem při vyhodnocování výsledků simulace je maximální hodnota amplitudy celkového zrychlení v posuzovaných místech. Jelikož se jedná o zjednodušený modálně redukovaný model rámu, veškeré výsledky slouží spíše k porovnání jednotlivých variant částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu, než k přímému stanovení absolutních hodnot zrychlení.

*Obr. 70* ukazuje průběh hodnoty maximálního zrychlení v říditkách skrz pásmo otáček pro jednotlivé možnosti částečného vyvážení.

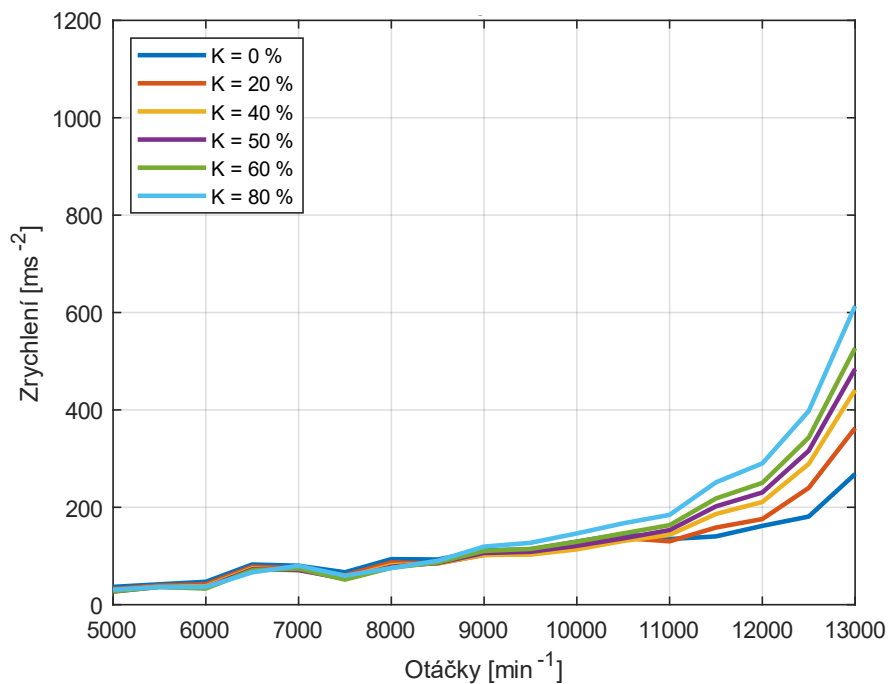


*Obr. 70* Maximální hodnoty zrychlení v říditkách

Z *obr. 70* je patrné, že nejvyšších hodnot maximálního zrychlení v říditkách skrz celé pásmo otáček nastává při volbě hodnoty  $K_{80}$ . Naopak nejnižších hodnot skrz celé otáčkové pásmo dosahuje hodnota  $K_0$ .

Velmi výrazného maxima zrychlení je však dosaženo při otáčkách  $8\,500\text{ min}^{-1}$ . Toto maximum způsobuje shodná frekvencí buzení s vlastní frekvencí rámu (resp. řídítek). Z hlediska posuzování maximálního zrychlení v říditkách se tak jako vhodnou volbou částečného vyvážení jeví hodnota  $K_0$ .

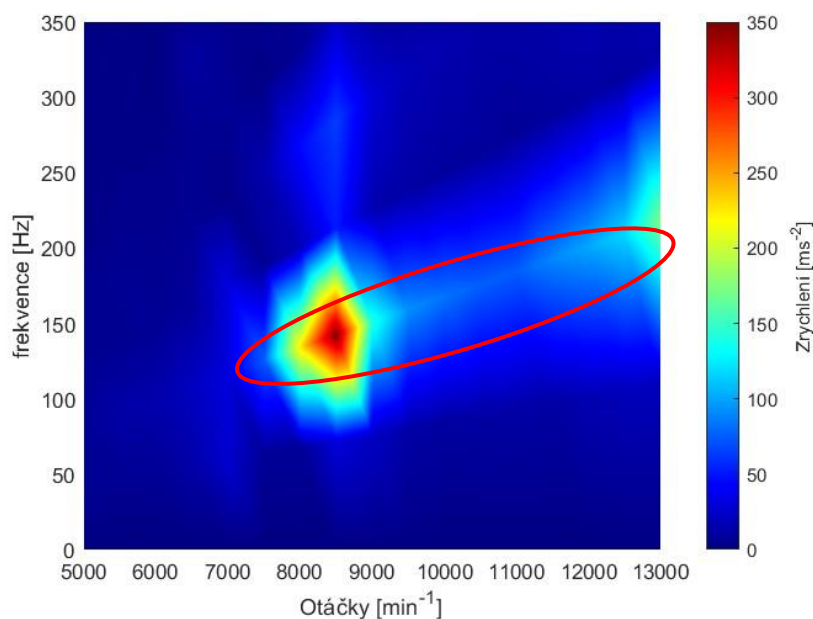
*Obr. 71* zobrazuje průběh maximální hodnoty zrychlení v místech pro uložení stupaček skrz otáčkové pásmo a pro zvolené varianty částečného vyvážení. Hodnoty zrychlení ve stupačkách dosahují v porovnání s hodnotami v říditkách podstatně nižších hodnot. Trend je však velmi podobný. Nejvyšší hodnoty zrychlení je opět dosaženo při volbě  $K_{80}$ . Nejnižší naopak při volbě  $K_0$ .



Obr. 71 Maximální hodnoty zrychlení ve stupačkách

Z obou výsledků simulací pro zjištění maximální hodnoty zrychlení skrz otáčkové pásmo lze prohlásit, že čím vyšší hodnota  $K$  tím vyšší hodnota maximálního zrychlení v říditkách i ve stupačkách. Rám jako celek je tedy náchylnější na buzení od motoru vzniklém ve směru kolmém na osu válce. Při maximálních otáčkách 13 000 min<sup>-1</sup> lze pouze volbou hodnoty  $K$  snížit maximální hodnoty zrychlení u obou případů téměř na polovinu.

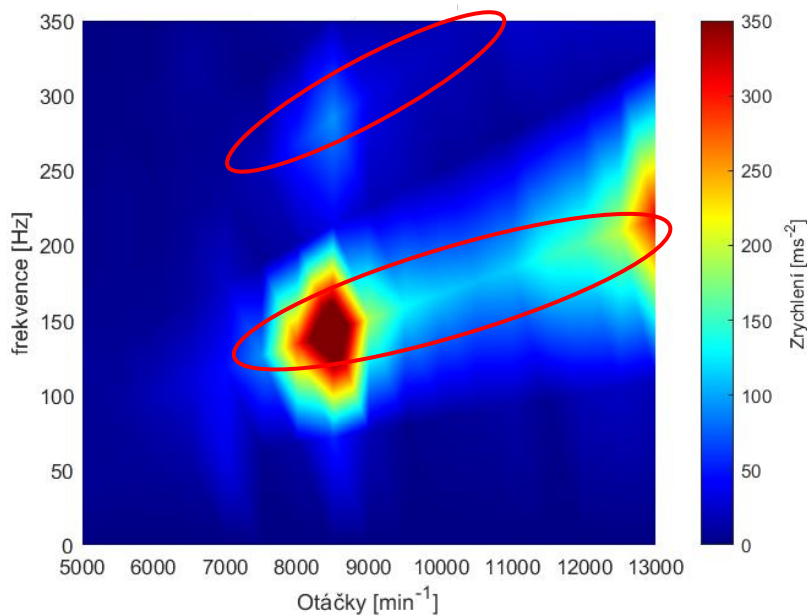
Obr. 72 ukazuje multispektrum zrychlení v říditkách pro  $K_{20}$ .



Obr. 72 Multispektrum pro říditko,  $K_{20}$

Prvním krokem při tvorbě multispektra je transformace výsledků do frekvenční domény pomocí rychlé Fourierovy transformace. Nově transformované výsledky jsou definovány pomocí amplitudy a frekvence. Na základě těchto výsledků lze tedy sestavit multispektrum, kde vodorovnou osu představují otáčky a svislou osu frekvence. Hodnoty amplitud jsou do grafu zaneseny pomocí barevné škály.

Multispektrum pro hodnotu vyvážení  $K_{80}$  poté ukazuje *obr. 73*.



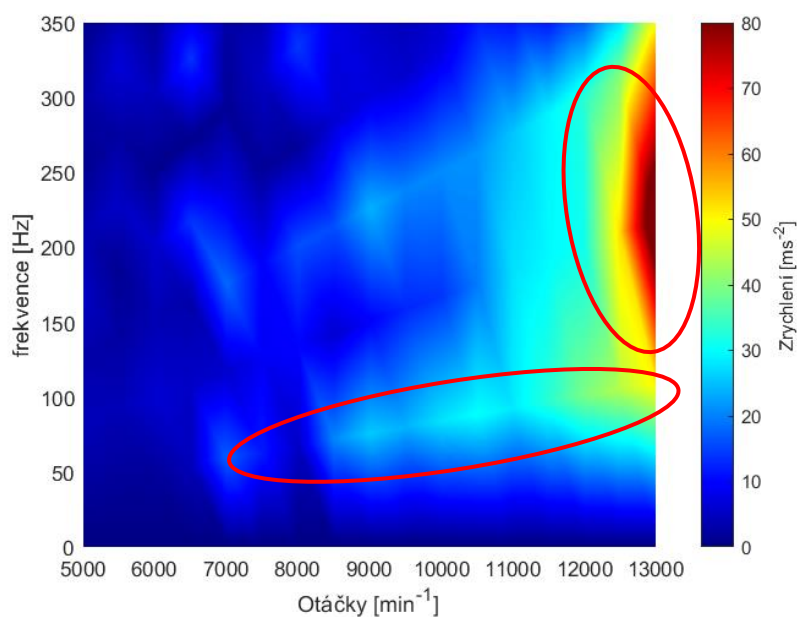
*Obr. 73* Multispektrum pro říditko,  $K_{80}$

Z *obr. 72* a *obr. 73* vyplývá, že změnou hodnoty částečného vyvážení nedojde výrazným způsobem ke změně polohy nejvyšší hodnoty amplitudy zrychlení. V obou případech se lokální maxima zrychlení vyskytují v přibližně 140 Hz při 8 500  $\text{min}^{-1}$ . Stále je však možné zřetelně pozorovat dominantní maxima zrychlení skrz pásmo otáček, které jsou v *obr. 72* a *obr. 73* znázorněny pomocí červené elipsy. Dále se při hodnotě  $K_{80}$  vyskytuje nepatrné maximum zrychlení ve vyšších frekvencích (červená elipsa ve vyšších frekvencích). Toto maximum je velmi těžko pozorovatelné při hodnotě  $K_{20}$ . Se zvyšujícími se otáčkami dochází zároveň i ke zvyšující se hodnotě frekvence. Při maximálních otáčkách 13 000  $\text{min}^{-1}$  dochází k dalšímu vzniku pomyslného lokálního maxima zrychlení. K oběma lokálním maximům velmi pravděpodobně dojde díky dosažení přibližně stejné hodnoty budící frekvence, jako je hodnota vlastní frekvence říditek.

Výsledky frekvenční analýzy pro zbylé volby hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu jsou uvedeny v *Příloze 2*.

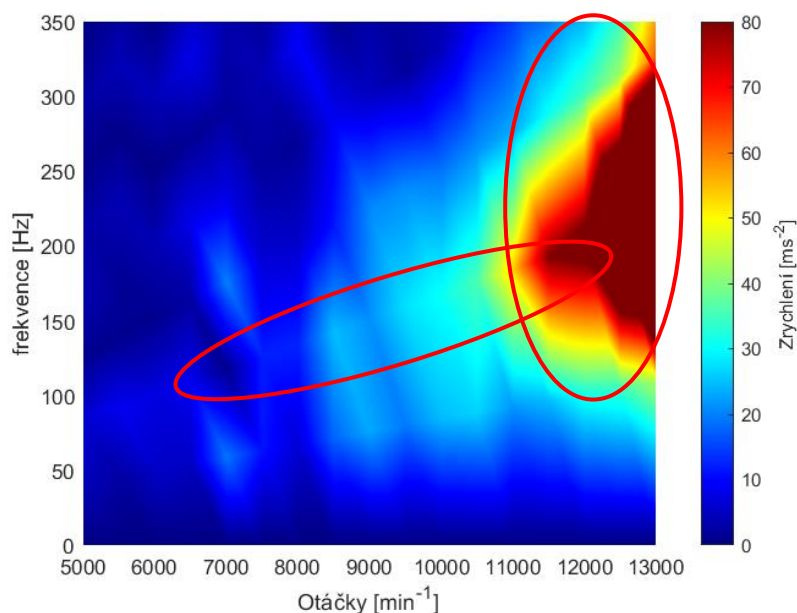
Nepříznivé vibrace vzniklé v říditkách lze částečně potlačit použitím speciálních úchytů říditek (pryžových objímek). Výsledkem je tak částečné utlumení vibrací, které se skrz rám přenáší až do říditek. Z pohledu řidiče jsou však výrazněji vnímány vibrace přenášené do stupaček. Mnohdy způsobují velmi nepříjemné brnění prstů, které může vést až ke ztrátě citlivosti či donutit řidiče ke změně jízdního stylu.

Obr. 74 tak ukazuje multispektrum pro hodnotu  $K_{20}$  v místech uložení stupaček.



Obr. 74 Multispektrum pro stupačku,  $K_{20}$

Obr. 75 zobrazuje multispektrum pro hodnotu  $K_{80}$  v místech uložení stupaček.



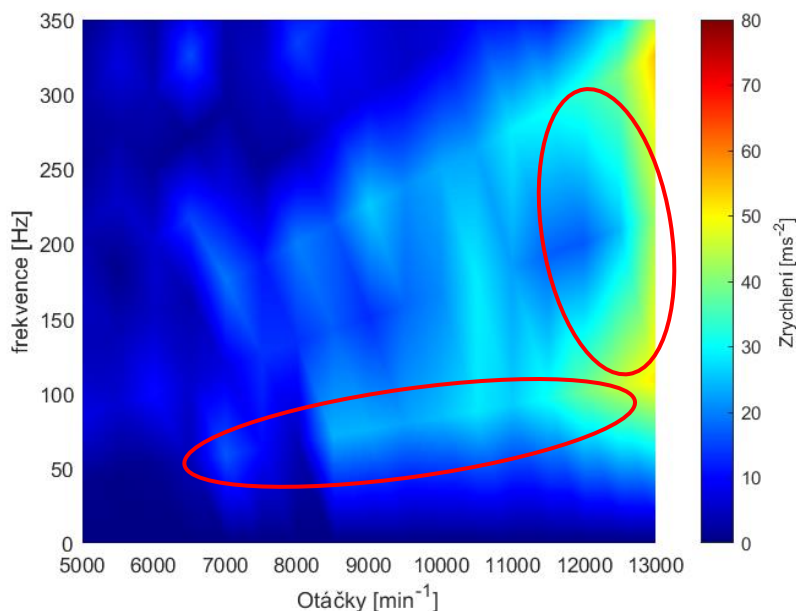
Obr. 75 Multispektrum pro stupačku,  $K_{80}$

Lokální maximum amplitudy zrychlení na obr. 74 se při hodnocení míst pro uložení stupaček nachází v oblasti maximálních otáček při přibližně 220 Hz. Zajímavý je i průběh maximálního zrychlení skrz pásmo otáček při volbě hodnoty  $K_{20}$ . Zde lze pozorovat maximum zvýrazněné pomocí červené elipsy, které se nachází v rozmezí 50 Hz – 100 Hz. S rostoucími otáčkami

zároveň i roste frekvence těchto maxim. V porovnání s maximálními hodnotami zrychlení v řídicích jsou však veškeré hodnoty ve stupačkách výrazně nižší

Z obr. 75 je patrné, že při volbě hodnoty  $K_{80}$  dojde k velmi výraznému nárůstu lokálního maxima v oblasti maximálních otáček. Opět jsou v grafu zvýrazněna maxima zrychlení skrz spektrum otáček pomocí červených elips. Maximum zrychlení v nižších frekvencích se přesouvá do rozmezí 100 Hz – 200 Hz. Z porovnání těchto dvou variant lze usoudit, že volba  $K_{80}$  způsobuje výraznější zatěžování v oblasti maximálních otáček motoru.

Jistým extrémem může být poté použití hodnoty  $K_0$ . Tedy ponechání vektoru setrvačných sil posuvných částí prvního řádu bez jakéhokoli vyvážení. Multispektrum pro stupačku v tomto případě ukazuje obr. 76.



Obr. 76 Multispektrum pro stupačku,  $K_0$

Volba hodnoty  $K_0$  potvrzuje již stanovené trendy, kde snižující se hodnotou dochází ke snížení lokálního maxima v oblasti maximálních otáček. V tomto případě dochází i k výraznému potlačení lokálního maxima v oblasti maximálních otáček. Hodnoty zrychlení skrz pásmo otáček v rozmezí 50 Hz – 100 Hz mírně vzrostou (označené červenou elipsou).

Výsledky frekvenční analýzy pro zbylé zvolené hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí jsou uvedeny v Příloze 3.

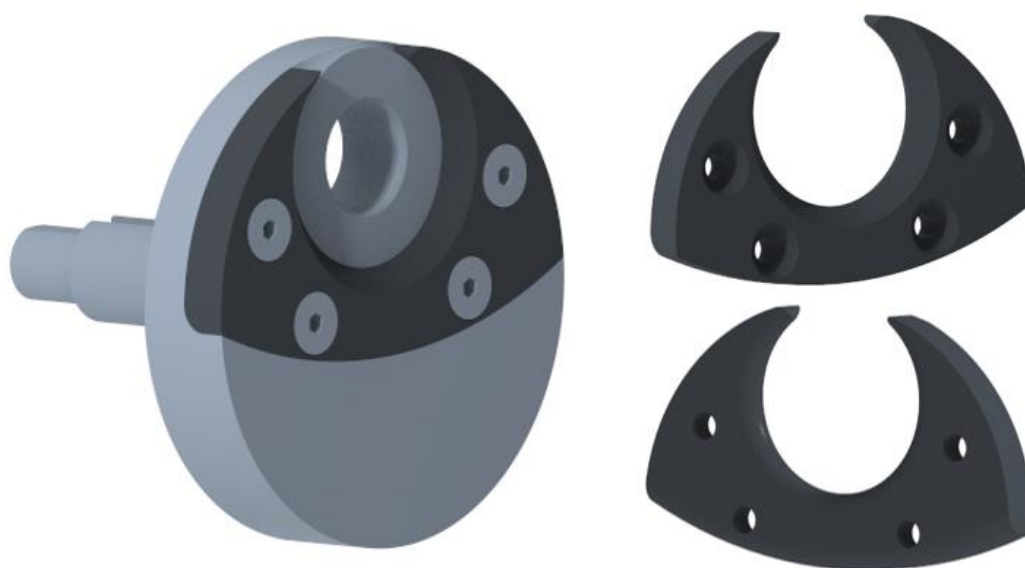
Provedené simulace ukázaly hlavní trendy, kterými se odlišují jednotlivé varianty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. V případě řídicích i stupaček dochází se zvyšováním hodnoty  $K$  i ke zvýšení maximální hodnoty amplitudy zrychlení. Obecně je vyšších hodnot dosaženo v řídicích, tento problém je však možné výrazně ovlivnit užitím speciálních pryžových objímek řídicích či různých typů řídicích (různých tuhostí). S rostoucí hodnotou  $K$  i velmi výrazně roste lokální maximum zrychlení působící ve stupačkách. Volbou nižší hodnoty  $K$  však roste maximum zrychlení v nižších frekvencích ve stupačkách, které může být velmi nepříjemné pro řidiče, resp. pro chodidlo.



Výpočtový model však nezahrnuje kompletní pohonnou jednotku, tj. včetně spojkové sestavy a převodového ústrojí. Lze tak předpokládat odlišné výsledky při zahrnutí těchto částí. Z dosažených výsledků hodnocení řídítek a míst pro uložení stupaček vyplývá, že nejvhodnější volba hodnoty  $K$  by měla nabývat hodnoty nižší než 50 %.

#### 4.7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ KLIKOVÉ HŘÍDELE

Díky možnosti výroby vlastních skříní motoru nevzniká výraznější problém se zástavbovými rozměry samotné klikové hřídele. Hlavními omezujícími faktory se stávají rozměry ojnice a ojnicního čepu, resp. průměr ojnicního čepu  $d_{oyz} = 18$  mm a délka  $l_{oyz} = 43$  mm. Délkový rozměr čepu stanovuje i šířku samotné klikové hřídele. Průměr ramen byl stanoven na hodnotu  $d_{rk} = 80$  mm. Pro dosažení požadované hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu je nadále nutné vytvořit vhodné vybrání v ramenech klikové hřídele. Toto vybrání je následně z důvodu vzniku nežádoucího parazitního prostoru vyplněno vhodným materiálem. Pohled na výplň ramen a její umístění v ramenu klikové hřídele je zobrazeno na *obr. 77*.



*Obr. 77* Výplně ramen klikové hřídele

Výplně mají stejný tvar pro obě ramena klikové hřídele. Jejich pozice je fixována jejich vlastním tvarem a nadále pojištěna pomocí čtyř šroubů M5 s kuželovou hlavou. Změnou hmotnosti těchto výplní je možné jednoduše měnit i hodnotu částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu. Změna hmotnosti může být provedena např. použitím různých materiálů (hliník, silon, ...) nebo přímo pomocí změny tvaru výplní (odvrtání, 3D tisk, ...).

Pomocí CAD softwaru lze velmi jednoduše stanovit hmotnost a polohu těžiště této sestavy a následně tak stanovit i hodnotu částečného vyvážení.

Další omezující faktor tvoří průměry hlavních čepů klikové hřídele. Zde byl s výhodou použit průměr  $d_h = 17$  mm. Jedná se o stejný průměr, jako je vnitřní průměr pastorku ozubeného

kola primárního převodu. Zároveň tato volba umožní použití snadno dostupných ložisek, které jsou aplikované i v originálním motoru JAWA 50. Zvolená ložiska nesou označení 6303 a jsou použity na oba hlavní čepy klikové hřídele.

Na klikovou hřídel je také nutné umístit pastorek ozubeného kola pro pohon primárního převodu a nadále i rotor zapalování.

Zvolený motor je osazen závodním analogovým zapalováním s označením Selettra KZ10. Jedná se o zapalování s vnitřním rotorem. Rotor je na rameni klikové hřídele uložen pomocí kuželu s danou kuželovitostí 1:5. Jeho polohu zajišťuje Woodruffovo pero a následně je rotor dotažen maticí M9. Použité zapalování je zobrazeno na *obr. 78*.



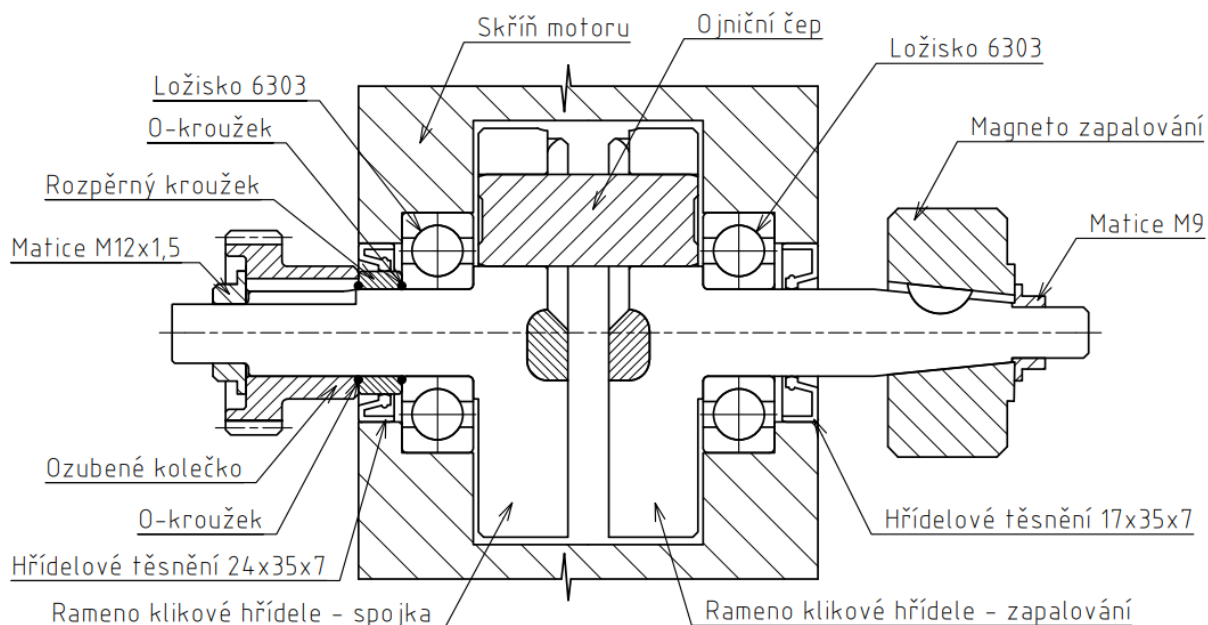
*Obr. 78* Zapalování Selettra KZ10 [35]

Pastorek ozubeného kolečka primárního převodu je svuným uložením umístěn na hlavním čepu klikové hřídele. Točivý moment je přenášen pomocí těsného pera. Jelikož pastorek ozubeného kolečka neobsahuje člen zajišťující axiální vedení (kužel, osazení, ...), je nutné použití rozpěrného kroužku společně s přitlačnou maticí. Pojistný kroužek je opět svuným uložením umístěn na hlavním ramenu klikové hřídele. Čelo rozpěrného kroužku se na jedné straně opírá o hlavní ložisko klikové hřídele, na druhé straně pak o pastorek ozubeného kola. Celá tato sestava je poté dotažena pomocí přitlačné matice M12x1,5.

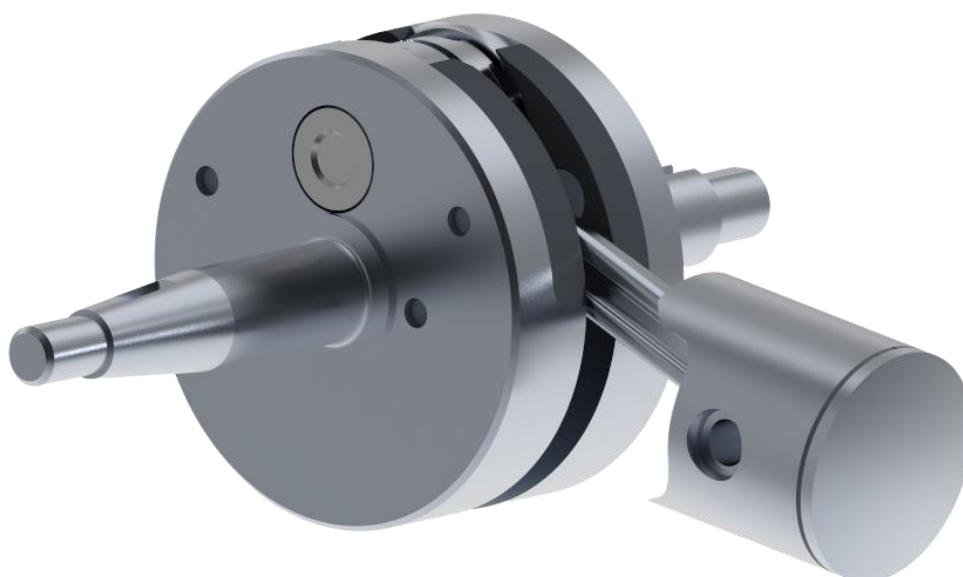
Klikový prostor dvoudobého motoru musí být nadále precizně utěsněn. K tomuto účelu jsou užitá jednoduchá hřídelová těsnění v kombinaci s O-kroužky. Na straně zapalování je použito jednoduché hřídelové těsnění s označením 17x35x7, které je s přesahem lisováno do skříně motoru. Těsnící břit dosedá přímo na hlavní čep klikové hřídele. Na straně primárního převodu je hřídelové těsnění s označením 24x35x7 opět lisováno s přesahem do skříně motoru. Těsnící břit dosedá na zmíněný rozpěrný kroužek. K utěsnění rozpěrného kroužku a hlavního čepu klikové hřídele je pak použita dvojice O-kroužků, kde první z nich se nachází

mezi čelem rozpěrného kroužku a čelem ložiska a druhý mezi čelem rozpěrného kroužku a čelem pastorku ozubeného kola. Pro lepší pochopení je celá sestava znázorněna na schématickém *obr. 79*.

*Obr. 80* vyobrazuje kompletní klikový mechanismus.



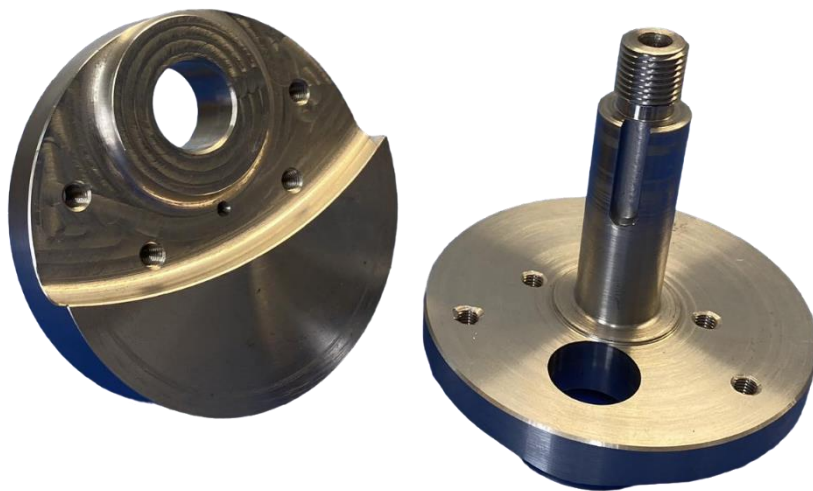
*Obr. 79* Schéma sestavy klikové hřídele a dílčích částí



*Obr. 80* Klikový mechanismus

Z vlastní zkušenosti byl pro výrobu klikové hřídele vybrán materiál s označením 15NiCr13 (dle ČSN EN 10084). Jedná se o středně legovanou ocel vhodnou k zušlechťování.

Vlastnostmi je tato ocel určená pro velmi namáhané cementované strojní součásti s vyšší pevností a vysokou houževnatostí v jádře. Prvním krokem při výrobě je soustružení polotovarů na požadovaný tvar, následuje frézování otvorů pro ojniční čep a výplně ramen klikové hřídele. Takto nahrubo obrobene polotovary jsou nadále zušlechtěny a broušeny na požadované rozměry. Na *obr. 81* jsou zobrazeny již vyfrézované polotovary klikové hřídele.



*Obr. 81* Polotovary klikové hřídele

Pro lepší názornost jsou na *obr. 82* zobrazeny reálné komponenty klikové hřídele včetně ložisek, hřídelových těsnění a ostatních součástí mechanismu.



*Obr. 82* Reálné komponenty klikového mechanismu

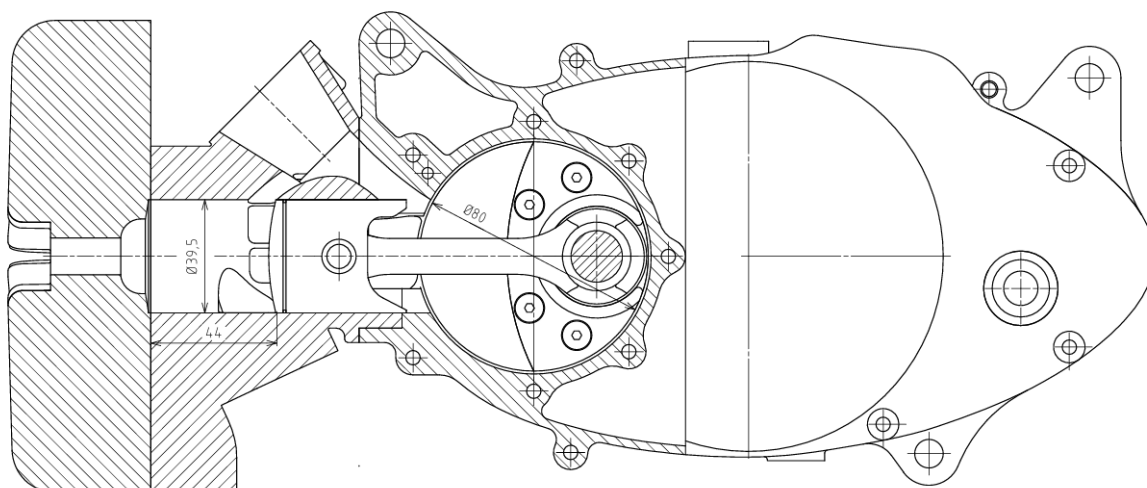
Jelikož se jedná o skládanou klikovou hřídel, kde spojení obou polovin klikové hřídele zajišťuje lisovaný ojniční čep, je nutné celou sestavu po slisování vycentrovat. Centrování je provedeno uložení sestavy klikové hřídele tzv. mezi hroty a pomocí úchylkoměru měřeno

obvodové házení dosedacích ploch pro ložiska. Hodnota obvodového házení by neměla překročit hranici 0,03 mm. Centrování klikové hřídele je nastíněno na *obr. 83*.



*Obr. 83* Centrování skládané klikové hřídele

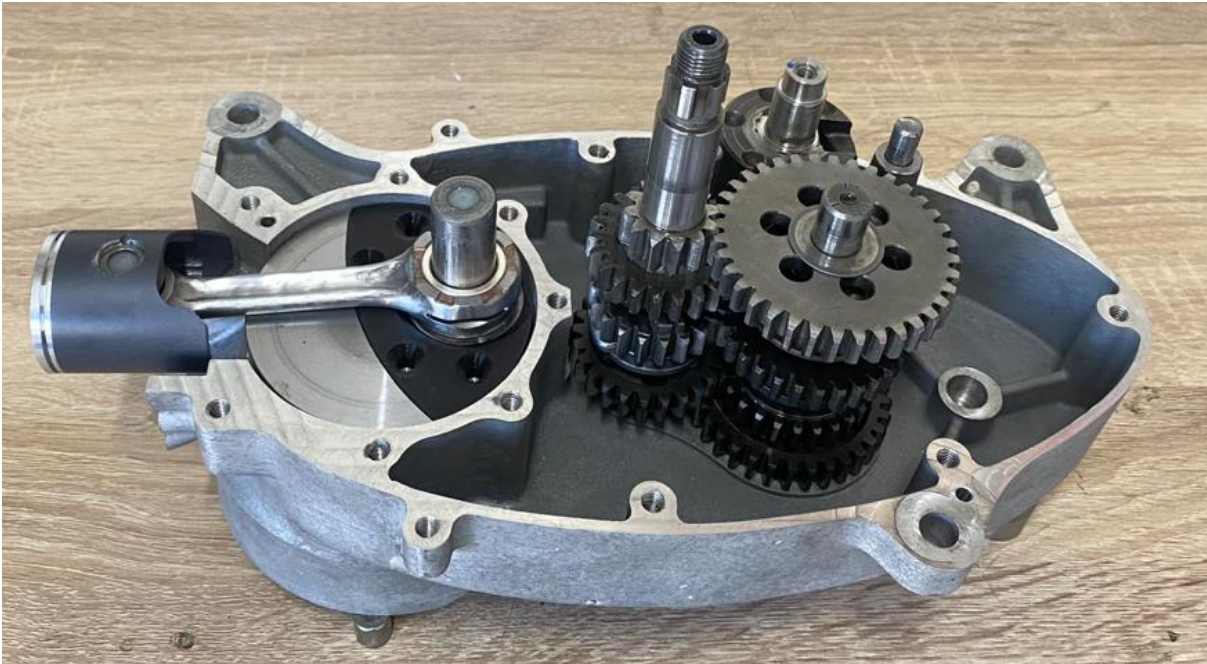
Vycentrovanou klikovou hřídel je takto možné nadále usadit do skříní motoru. Z konstrukčního hlediska je nutné kontrolovat axiální vůli klikové hřídele, nadále také možnou kolizi mezi ojnicí a skříněmi motoru. Mezi další kontrolované parametry se řadí například kolmost osy klikové hřídele a osy válce motoru, nebo také ustavení válce do správné polohy. *Obr. 84* zobrazuje částečný řez motorem s vyobrazením hlavních částí klikového mechanismu a jeho polohu ve skříní motoru.



*Obr. 84* Poloha klikového mechanismu ve skříní motoru

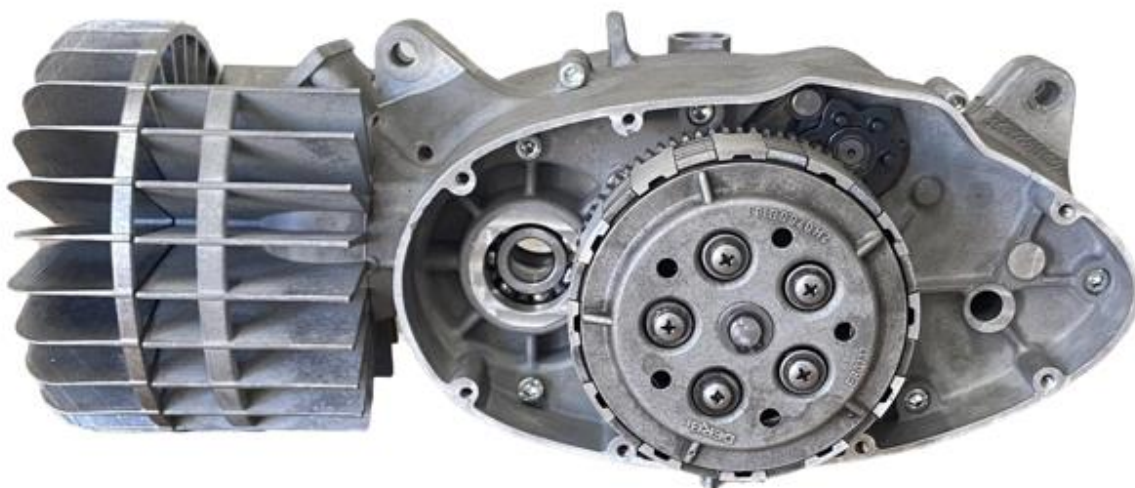
Z *obr. 84* je patrné, že při konstrukci klikové hřídele byla dodržena hlavní pravidla. Zdvih tedy činí 44 mm, pro vrtání válce je poté zvolena hodnota 39,5 mm. Průměr klikové hřídele byl stanoven na hodnotu 80 mm. Nadále je k vidění tvar sacího kanálu, který umožňuje

propojení s klikovým prostorem po celou dobu jedné otáčky klikové hřídele. Tato konstrukce obnáší použití jazýčkového ventilu v sacím kanálu, který řídí rozvod sání směsi a zabraňuje nežádoucímu úniku směsi zpět do směřovací jednotky (karburátoru). *Obr. 85* nadále zobrazuje podobný řez motoru, jako je na *obr. 84*. Vyobrazen je však reálný klikový mechanismus ve skříni motoru společně s již osazeným převodovým ústrojím.



*Obr. 85* Poloha reálného klikového mechanismu ve skříni motoru

Po osazení převodového ústrojí je nadále možné složit obě skříně motoru. Pohonná jednotka v pohledu na sestavu spojky je zobrazena na *obr. 86*.



*Obr. 86* Pohonná jednotka v pohledu na spojku

Při obrábění skříní motoru je kladen velký důraz na sousost dosedacích ploch pro uložení ložisek a mechanismu řazení. Obě poloviny skříní motoru jsou tak vůči sobě vystředěny pomocí dvou přesně broušených čepů o průměru 4 mm. Na *obr. 87* je poté znázorněno

porovnání CAD modelu motoru s reálným vytvořeným motorem. Tento obrázek mimo jiné i může zachycovat jakousi vizi přetvoření myšlenky a nápadu na reálný produkt.



*Obr. 87* Porovnání CAD modelu a reálného modelu motoru

## ZÁVĚR

Kliková hřídel hraje zásadní roli ve správné funkčnosti celého klikového mechanismu potažmo kompletní pohonné jednotky. Především se zvyšujícími se výkonnostními nároky a zvyšujícími se otáčkami roste její vliv na namáhání dílčích součástí. Je proto třeba jejímu návrhu věnovat značnou pozornost.

Z výše dosažených výsledků lze vyvodit jisté závěry, díky kterým je nadále možné alespoň částečně určit variantu, která je pro danou konfiguraci motoru a rámu nejvhodnější.

Pomocí výpočtového modelu dynamiky klikového mechanismu je nejprve hodnoceno silové zatížení třech míst pro uložení motoru v rámu motocyklu. Místo uložení motoru s označením A je silově nejvíce namáháno při volbě hodnoty částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu  $K_{80}$ . Tento výsledek lze logicky očekávat, jelikož se místo A nachází v těsné blízkosti osy klikové hřídele. Navýšením hodnoty  $K$  tedy dojde k razantnímu přesunu vektoru síly ze směru osy válce do směru kolmého na osu válce. Tento přesun poté způsobí i zvýšené silové namáhání tohoto místa. Přesně opačný trend však lze pozorovat v místě uložení motoru B. Zde je nejvyššího zatížení dosaženo při volbě hodnoty  $K_0$ . Místo uložení motoru s označením C je v porovnání s předchozími místy zatěžováno nejméně. Lze to přisoudit nejnížší tuhosti v obou hlavních směrech tohoto místa. Při pominutí zvýšeného silového zatížení míst pro uložení motoru je nutné se také zabývat i pohodlím řidiče a silovým zatěžováním hlavních ložisek klikové hřídele.

Z kvantitativního hlediska zatěžování hlavních ložisek klikové hřídele je posuzován procentuální rozkmit vektoru síly ve dvou hlavních osách, kdy referenční hodnotu tvoří rozkmit pro  $K_{50}$ . Takto jsou posuzovány stavy při  $8\,000\text{ min}^{-1}$  a při  $12\,000\text{ min}^{-1}$ . Se změnou hodnoty  $K$  dochází k velmi malému rozdílu rozkmitu vektoru síly v ose válce. Závislost rozkmitu vektoru síly v ose kolmém na osu válce na hodnotě  $K$  vytváří křivku s jakýmsi parabolickým tvarem, kdy je minima dosaženo při  $K_{20}$ .

Hledisko pohodlí posuzují dvě místa interakce řidiče a motocyklu. Jedná se o řídítka a stupačky. Hodnocení probíhá na základě frekvenční analýzy výsledků, které jsou následně zobrazeny pomocí multispektra.

Analýza řídítek odhalila vznik lokálního maxima zrychlení v oblasti  $140\text{ Hz}$  při  $8\,500\text{ min}^{-1}$ . Ze zvyšující se hodnotou  $K$  dochází i ke zvyšování maximální hodnoty v tomto místě. Lze pozorovat i maxima zrychlení skrz pásmo otáček v rozmezí  $120\text{ Hz} - 220\text{ Hz}$ . I zde dochází k zesílení s rostoucí hodnotou  $K$ . Analýza stupaček poté odhaluje lokální maximum zrychlení vzniklé v místě maximálních otáček při přibližně  $220\text{ Hz}$ . Oblast tohoto maxima se s rostoucí hodnotou  $K$  rozšiřuje. Volbou hodnoty  $K_0$  dojde k téměř dokonalé eliminaci tohoto lokálního maxima zrychlení.

Dalším možným postupem by mohlo být zdokonalení výpočtového modelu dynamiky se zahrnutím kompletní pohonné jednotky. Tedy zahrnutí převodovky a spojky do výpočtového modelu. Jiným možným řešením je poté experimentální pokus na válcové zkušební s osazenými snímači zrychlení v koncích řídítek a míst pro uložení stupaček. Zde by bylo vhodné však posuzovat spíše podobnost trendů s výpočtním řešením než posuzování absolutních hodnot. Pro vlastní klikovou hřídel byla ze zkušenosti zvolena hodnota  $K_{50}$ . Konstrukce však nabízí variabilitu změnou výplní ramen klikové hřídele.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Dugald Clerk. Online. *Britannica*. 2024, roč. ©2024, s. 1. Dostupné z: <https://www.britannica.com/biography/Dugald-Clerk>. [cit. 2024-05-22].
- [2] BELL, A.Graham. *Two-Stroke Performance Tuning*. Second edition. Haynes Publishing Group, 2022. ISBN 1859606199.
- [3] OPLUŠTIL, Vít. *Dvoudobé motory závodních motocyklů GP*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [4] DOLEŽAL, Lukáš. *Inovace skládané klikové hřídele pro minibikové motory*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [5] MINBOX. *Lodní dvoudobý motor*. Online. In: MarineInbox. © Copyright 2019. Dostupné z: <https://marineinbox.com/marine-exams/powertrain-engine-structure-of-modern-low-speed-two-stroke-marine-diesel-engine/>. [cit. 2024-05-22].
- [6] *Dvoudobý motor RC modelu*. Online. In: O.S.Engines. ©. Dostupné z: [https://www.os-engines.co.jp/english/line\\_up/engine/car/catalog/1D200.html](https://www.os-engines.co.jp/english/line_up/engine/car/catalog/1D200.html). [cit. 2024-05-22].
- [7] *Power difference*. Online. In: DirtBike magazine. © 2024. Dostupné z: <https://dirtbikemagazine.com/when-they-wanted-to-ban-the-yz250f-the-wrap/>. [cit. 2024-05-22]
- [8] KTM TPI systém. Online. *DirtBike Australasian*. ©, s. 1. Dostupné z: <https://adbmag.com.au/editorial/works-ktms-fuel-injected-two-stroke/>. [cit. 2024-05-22].
- [9] KTM TBI systém. Online. *DirtBike magazine*. © 2024, s. 1. Dostupné z: <https://dirtbikemagazine.com/ktms-2023-two-strokes-big-changes/>. [cit. 2024-05-22].
- [10] OLDAR, Andrew. Two-Stroke fuel injection. Online. *DirtRider*. © 2024, s. 1. Dostupné z: <https://www.dirtrider.com/dirt-bikes/fuel-injected-250cc-two-stroke-off-road-enduro-bikes-to-buy/>. [cit. 2024-05-22].
- [11] MOUNTAIN SLEDDER. Rotax 850 E-TEC. Online. *Mountain Sledder*. 2020, s. 1. Dostupné z: <https://sleddermag.com/ski-doo-summit-850-e-tec-turbo/>. [cit. 2024-05-22].
- [12] *Píst KTM SX 50*. Online. In: VHM. © 2024. Dostupné z: <https://www.vhm.nl/en/catalog/engine-parts/piston-parts/piston-kits/23429ab/50sx/infoorder/g+c+a+nr+mo+view>. [cit. 2024-05-22].
- [13] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Brno, 2005. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [14] *Ojnice YAMAHA YZ 65*. Online. In: YAMAHA WHANGAREI. © 2024. Dostupné z: <https://shop.yamahawhangarei.co.nz/products/wop2071>. [cit. 2024-05-22].
- [15] *Kliková hřídel SX 300*. Online. In: VHM. © 2024. Dostupné z: <https://www.vhm.nl/en/catalog/engine-parts/crankshaft-parts/crankshafts/4028/infoorder/g+c+a+nr+view>. [cit. 2024-05-22].

- [16] *Svařovaná kliková hřídel*. Online. In: KTM ATV HQ. 2012. Dostupné z: <https://www.ktmatvhq.com/threads/xc-dreaded-crank-spread-crank-options.13124/>. [cit. 2024-05-22].
- [17] PETELE, Miroslav. *Výpočet lisovaného spoje*. Online. MITCalc. © 2003–2024. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/shaftconf/help/cz/shaftconf.txt.htm>. [cit. 2024-05-22].
- [18] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno, 2020. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [19] VYKOUKAL, R. *Dvoudobé motory vozidlové, výpočet a konstrukce*. 1. vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1957. 342 s.
- [20] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Kinematika centrického klikového mechanismu*. Brno, 2020. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [21] KOLEKTIV VÚNM A ČKD. *Naftové motory čtyřdobé. 1. díl. 2. vyd.* Státní nakladatelství technické literatury: Slovenské vydavateľstvo technickej literatúry, 1962, 541 s.: il. gr. + 1 složený list A3, 2 složené listy A4.
- [22] Ganguly, A., Bhatia, N., Agarwal, V., and Mohite, U., "Balancing Optimization of a Motorcycle Engine Crankshaft for Vibration Reduction," SAE Technical Paper 2016-01-1060, 2016, doi:10.4271/2016-01-1060.
- [23] PÍŠTĚK, Václav a Lubomír DRÁPAL. *Vyvažování klikového mechanismu*. Brno, 2020. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [24] *Vyvažovací hřídel*. Online. In: Polini Thor. ©. Dostupné z: <https://www.polinithor.com/en/thor-200-3/>. [cit. 2024-05-22].
- [25] *Kliková hřídel – wolfram*. Online. In: Maxiscoot. © 1998–2024. Dostupné z: <https://www.maxiscoot.com/en/product/crankshaft-italkit-stroke-44mm-italkit-minarelli-am6-78339>. [cit. 2024-05-22].
- [26] *Kliková hřídel – silon*. Online. In: V1MX. © 2018. Dostupné z: <https://www.v1mx.nl/en/crankshaft/crankshaft-hot-rods-yamaha-yz250-1.html>. [cit. 2024-05-22].
- [27] *Vyvažovací hřídel – Husqvarna*. Online. In: ST.ONGE. © 2024. Dostupné z: <https://stongerecreation.com/Husqvarna-Motorcycles/adid/17808843/2022-Husqvarna-TC-250-Barrie-ON>. [cit. 2024-05-22].
- [28] HYAN, Tomáš. *JAWA 50 - Historie*. Online. *Garáž.cz*. 2020, s. 1. Dostupné z: <https://www.garaz.cz/clanek/pionyr-jawa-50-21003703>. [cit. 2024-05-22].
- [29] REDAKCE. *JAWA 50 - Historie II*. Online. *Bike-mania.cz*. 2020, s. 1. Dostupné z: <https://bike-mania.cz/pred-65-lety-se-zacal-vyrabet-legendarni-jawa-pionyr/>. [cit. 2024-05-22].
- [30] HAKL, Martin. *JAWA 50 GP*. Online. In: Morokáři.cz. © 2001-2024. Dostupné z: <https://www.motorkari.cz/clanky/clanky-reportaze/jawa-50-rs-gp-fichtl-tak-trochu-jinak-36939.html>. [cit. 2024-05-22].

- [31] *Převodovky Martin Choc*. Online. © 2024. Dostupné z: <https://jawa-prevodovky.cz>. [cit. 2024-05-22].
- [32] NOVOTNÝ, Pavel. *Metoda MKP*. Studijní opory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2022.
- [33] OTIPKA, Václav. *Převodová ústrojí vozidel*. Online, Studijní opory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2023. [cit. 2024-02-27].
- [34] NOVOTNÝ, Pavel. *Pružná tělesa v MBS*. Online, Studijní opory. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2020. [cit. 2024-04-16].
- [35] *Selletra ignition*. Online. In: VDM PuchParts. © 2018–2024. Dostupné z: <https://www.vdmpuchparts.com/a-58717346/show-all/inner-rotor-ignition-selettra-kz-race-puch/>. [cit. 2024-05-22].

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

MKP	[-]	Metoda konečných prvků
MBS	[-]	Multi-Body System
$p$	[Pa]	Tlak ve válci
$p_0$	[Pa]	Atmosférický tlak
$S_p$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha dna pístu
$\alpha$	[°]	Úhel mezi klikovou hřídelí a osou válce
$\beta$	[°]	Úhel mezi ojnicí a osou válce
$D$	[mm]	Vrtání válce
$P_p$	[N]	Síla od tlaku plynů
$P_o$	[N]	Síla působící v ojnicí
$m_1$	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí
$m_2$	[kg]	Redukovaná hmotnost posuvných částí
$m_o$	[kg]	Hmotnost ojnice
$a$	[mm]	Vzdálenost středu malého oka ojnice od těžiště
$b$	[mm]	Vzdálenost středu velkého oka ojnice od těžiště
$J_T$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti ojnice vzhledem k těžišti
$J_A$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti ojnice vzhledem k malému oku ojnice
$J_B$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti ojnice vzhledem k velkému oku ojnice
$T_A$	[s]	Perioda kmitu pro malé oko ojnice
$T_B$	[s]	Perioda kmitu pro velké oko ojnice
$l_A$	[mm]	Vzdálenost závěsu malého oka od těžiště ojnice
$l_B$	[mm]	Vzdálenost závěsu velkého oka od těžiště ojnice
$m_r$	[kg]	Hmotnost rotačních částí klikové hřídele
$m_{zal}$	[kg]	Hmotnost zalomení klikové hřídele včetně valivého ložiska a rotačních částí
$F_r$	[N]	Setrvačná síla rotačních částí

$r_T$	[mm]	Vzdálenost těžiště od středu rotace
$\omega$	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost klikové hřídele
$m_{red}$	[kg]	Redukovaná hmotnost rotačních částí
$r$	[mm]	Poloměr zalomení klikové hřídele
$F_s$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
$m_p$	[kg]	Hmotnost pístní skupiny
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení pístní skupiny
$s$	[mm]	Dráha pístu
$l$	[mm]	Délka ojnice
$\lambda$	[-]	Klikový poměr
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost pístní skupiny
$m_v$	[kg]	Hmotnost vývažku
$r_v$	[mm]	Vzdálenost vývažku od osy rotace klikové hřídele
$F_V$	[N]	Vyvažující síla
$F_{vI}$	[N]	Vyvažující síla od protiběžných vývažků
$F_I$	[N]	Setrvačná síla posuvných částí
$M_{vI}$	[N·m]	Příčný moment
$K$	[%]	Hodnota částečného vyvážení setrvačných sil posuvných částí prvního řádu
$c_\eta$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost uložení motoru ve směru osy válce
$c_\zeta$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost uložení motoru ve směru kolmém na osu válce
$d_{dCKR}$	[mm]	Průměr ojnicního čepu ojnice CKR
$l_{CKR}$	[mm]	Délka ojnice CKR
$d_{pCKR}$	[mm]	Průměr pístního čepu ojnice CKR
$d_{dYZ}$	[mm]	Průměr ojnicního čepu ojnice YAMAHA
$l_{YZ}$	[mm]	Délka ojnice YAMAHA
$d_{pYZ}$	[mm]	Průměr pístního čepu ojnice YAMAHA

$m_{03D}$	[g]	Hmotnost ojnice – CAD model
$a_{3D}$	[mm]	Vzdálenost osy malého oka od těžiště – CAD model
$b_{3D}$	[mm]	Vzdálenost osy velkého oka od těžiště – CAD model
$m_{a3D}$	[g]	Hmotnost rotačních částí ojnice – CAD model
$m_{b3D}$	[g]	Hmotnost posuvných částí ojnice – CAD model
$l_O$	[mm]	Délka ojnice – CAD model
$m_{OV}$	[g]	Hmotnost ojnice – Vážení
$m_{aV}$	[g]	Hmotnost rotačních částí ojnice – Vážení
$m_{bV}$	[g]	Hmotnost posuvných částí ojnice – Vážení
$a_K$	[mm]	Vzdálenost středu malého oka od těžiště – Kývání
$b_K$	[mm]	Vzdálenost středu velkého oka od těžiště – Kývání
$d_a$	[mm]	Průměr malého oka ojnice
$d_b$	[mm]	Průměr velkého oka ojnice
$m_{aK}$	[g]	Hmotnost rotačních částí ojnice – Kývání
$m_{bK}$	[g]	Hmotnost posuvných částí ojnice – Kývání
$m_{\tilde{c}}$	[g]	Hmotnost ojnicního čepu a ložisek
$m_{pos}$	[g]	Hmotnost posuvných částí
$m_{rot}$	[g]	Hmotnost rotačních částí
$m_a$	[g]	Hmotnost rotačních částí ojnice
$m_b$	[g]	Hmotnost posuvných částí ojnice
$k$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost
$F$	[N]	Zatěžující síla
$y$	[m]	Výchylka
$k_A$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost uložení motoru v místě A
$k_B$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost uložení motoru v místě B
$k_C$	[N·m <sup>-1</sup> ]	Tuhost uložení motoru v místě C

$I_{ij}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti ozubeného kola
$m_{ij}$	[kg]	Hmotnost ozubeného kola
$R_{ij}$	[m]	Poloměr ozubeného kola
$z$	[-]	Počet zubů ozubeného kola
$I_{ij,Red}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Redukovaný moment setrvačnosti na vstupní kolo
$I_{in}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti vstupního kola
$I_{out}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	Moment setrvačnosti výstupního kola
$z_{in}$	[-]	Počet zubů vstupního kola
$z_{out}$	[-]	Počet zubů výstupního kola
$K_0$	[%]	Hodnota částečného vyvážení K = 0 %
$K_{20}$	[%]	Hodnota částečného vyvážení K = 20 %
$K_{40}$	[%]	Hodnota částečného vyvážení K = 40 %
$K_{50}$	[%]	Hodnota částečného vyvážení K = 50 %
$K_{60}$	[%]	Hodnota částečného vyvážení K = 60 %
$K_{80}$	[%]	Hodnota částečného vyvážení K = 80 %
$d_{rk}$	[mm]	Průměr ramen klikové hřídele
$d_h$	[mm]	Průměr hlavních čepů klikové hřídele

## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Redukovaný moment setrvačnosti .....	I
Příloha 2 – Výsledky frekvenční analýzy říditka .....	III
Příloha 3 – Výsledky frekvenční analýzy stupačky.....	V



# PŘÍLOHA 1 – REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

## Momenty setrvačnosti jednotlivých součástí:

### Hlavní hřídelka (spojková):

$I_{21} := 0,000004753 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 2. stupně
$I_{31} := 0,00001692 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 3. stupně
$I_{41} := 0,00001502 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 4. stupně
$I_{51} := 0,00001988 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 5. stupně
$I_{h1} := 0,000008128 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti hlavní hřídelky

### Předloková hřídelka:

$I_{12} := 0,00007293 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 1. stupně
$I_{22} := 0,0000468 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 2. stupně
$I_{32} := 0,00003645 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 3. stupně
$I_{42} := 0,00004902 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 4. stupně
$I_{52} := 0,00003253 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti 5. stupně
$I_{h2} := 0,000007947 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti předlokové hřídelky

### Sestava spojky:

$I_p := 0,00001797 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti pastorku
$I_k := 0,002262 \text{ kg m}^2$	Moment setrvačnosti spojkového koše

## Počty zubů ozubených koleček

### Hlavní hřídelka (spojková):

$z_{11} := 12$
$z_{21} := 17$
$z_{31} := 20$
$z_{41} := 23$
$z_{51} := 25$

### Předloková hřídelka:

$z_{12} := 37$
$z_{22} := 33$
$z_{32} := 29$
$z_{42} := 27$
$z_{52} := 25$

### Primární převod:

$z_p := 22$
$z_k := 77$

### Výpočet redukováných momentů setrvačnosti na klikovou hřídel při zařazeném 5. rychlostním stupni

Spojkový koš:

$$I_{red,k} := I_k \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 = 0,0002 \text{ kg m}^2$$

Hlavní hřídelka včetně koleček na drážkách :

$$I_{red,1} := (I_{h1} + I_{31} + I_{51} + I_{21}) \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 = 4,0556 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

Předloková hřídelka včetně koleček na drážkách:

$$I_{red,2} := (I_{h2} + I_{52} + I_{42}) \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 \cdot \left( \frac{z_{31}}{z_{32}} \right)^2 = 3,4749 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

Kolečko 3. rychlostního stupně na předlokové hřídelce:

$$I_{red,32} := I_{32} \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 \cdot \left( \frac{z_{31}}{z_{32}} \right)^2 = 1,4152 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

Kolečko 2. rychlostního stupně na předlokové hřídelce:

$$I_{red,22} := I_{22} \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 \cdot \left( \frac{z_{22}}{z_{12}} \right)^2 = 3,039 \cdot 10^{-6} \text{ kg m}^2$$

Kolečko 1. rychlostního stupně na předlokové hřídelce:

$$I_{red,12} := I_{12} \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 \cdot \left( \frac{z_{11}}{z_{12}} \right)^2 = 6,2622 \cdot 10^{-7} \text{ kg m}^2$$

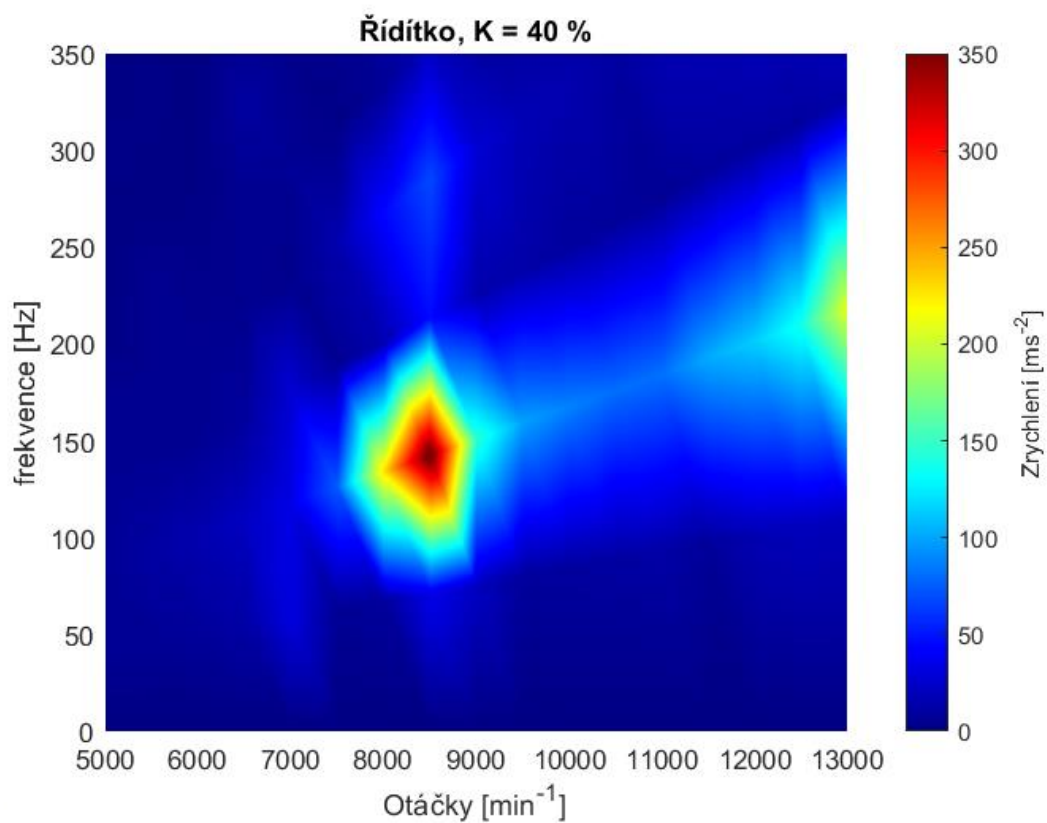
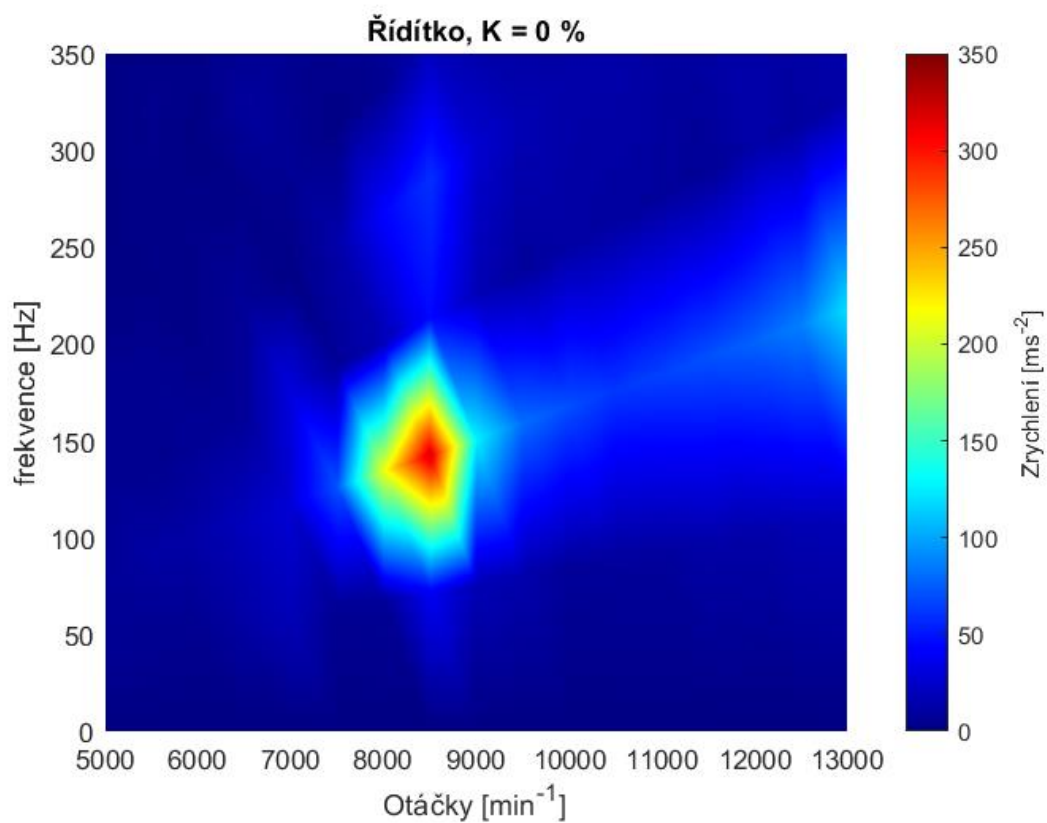
Kolečko 4. rychlostního stupně na hlavní hřídelce:

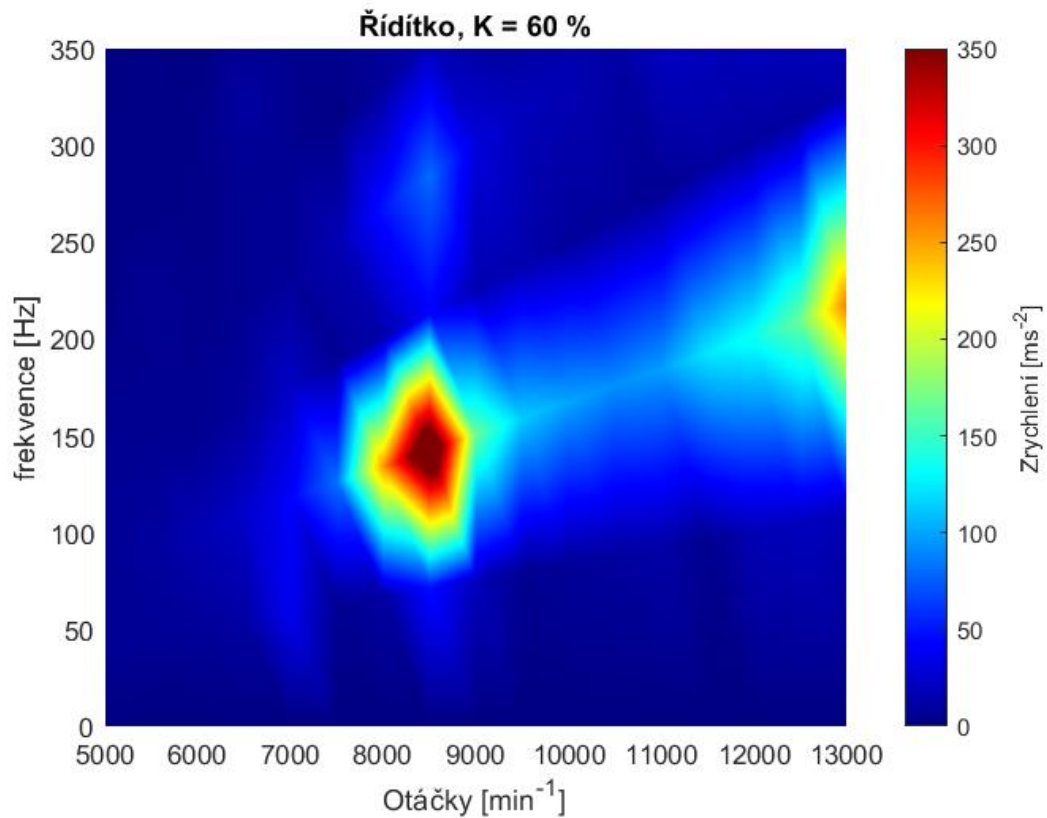
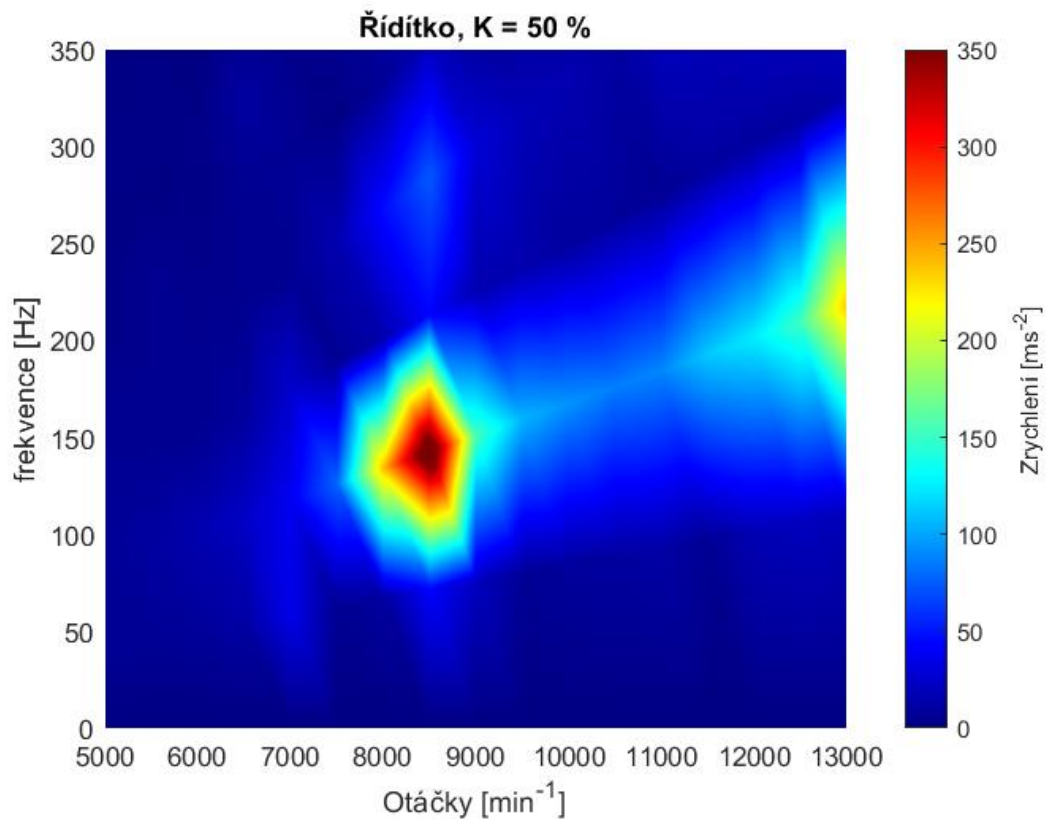
$$I_{red,41} := I_{41} \cdot \left( \frac{z_p}{z_k} \right)^2 \cdot \left( \frac{z_{31}}{z_{32}} \right)^2 \cdot \left( \frac{z_{42}}{z_{41}} \right)^2 = 8,0366 \cdot 10^{-7} \text{ kg m}^2$$

**Celkový redukováný moment setrvačnosti na klikovou hřídel:**

$$I_{red} := I_p + I_{red,k} + I_{red,1} + I_{red,2} + I_{red,32} + I_{red,22} + I_{red,12} + I_{red,41} = 0,0002 \text{ kg m}^2$$

## PŘÍLOHA 2 – VÝSLEDKY FREKVENČNÍ ANALÝZY ŘÍDÍTKA





## PŘÍLOHA 3 – VÝSLEDKY FREKVENČNÍ ANALÝZY STUPAČKY

