



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI  
Fakulta strojní



# NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELEZÁVODNÍHO VOZU DLE NOVÝCH HOMOLOGAČNÍCH PŘEDPISŮ FIA

Diplomová práce

*Studijní program:* N2301 – Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* 2302T010 – Konstrukce strojů a zařízení  
*Autor práce:* **Bc. Diana Gregorová**  
*Vedoucí práce:* Ing. Pavel Brabec, Ph.D.





TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní



## Zadání diplomové práce

# NÁVRH KLIKOVÉHO HŘÍDELE ZÁVODNÍHO VOZU DLE NOVÝCH HOMOLOGAČNÍCH PŘEDPISŮ FIA

*Jméno a příjmení:* **Bc. Diana Gregorová**  
*Osobní číslo:* S16000335  
*Studijní program:* N2301 Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* Konstrukce strojů a zařízení  
*Zadávající katedra:* Katedra vozidel a motorů  
*Akademický rok:* **2017/2018**

### Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte řešení nových používaných konstrukčních provedení klikového hřídele, dále popište obecnou problematiku namáhání klikového hřídele spalovacího motoru.
2. Zpracujte vlastní konstrukční návrh klikového hřídele splňující nové předpisy.
3. Proveďte analýzu pevnosti klikového hřídele pomocí MKP, zhodnoťte výsledky, navrhněte případnou optimalizaci.
4. Připravte výkresovou dokumentaci pro výrobu.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a ve firmě Škoda Auto a.s..

*Rozsah grafických prací:* výkresová dokumentace  
*Rozsah pracovní zprávy:* cca 50 stran textu  
*Forma zpracování práce:* tištěná/elektronická



### Seznam odborné literatury:

- [1] BARTONÍČEK, Ladislav: *Konstrukce pístových spalovacích motorů*. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1992. ISBN 80-7083-094-8.
- [2] VLK, František: *Vozidlové spalovací motory*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [3] BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER: *Internal Combustion Engine Handbook – Basic, Components, Systems, and Perspectives*. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
- [4] HOAG, Kevin L.: *Vehicular Engine Design Powertrain*. Springer-Verlag, Austria 2006 – ISBN 3-211-21130-6.
- [5] SCHOLZ, Celestýn a Pavel BRABEC: *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [6] TOMAN, Patrik: *Výpočet sil v klikovém ústrojí spalovacího motoru a jeho vyvážení*. Liberec, 2016. Diplomová práce, TUL.
- [7] Obecně dostupné materiály (Aachen Colloquium, Internationales Wiener Motorronsposium, propagační materiály firem, internet).

*Vedoucí práce:* Ing. Pavel Brabec, Ph.D.  
Katedra vozidel a motorů

*Datum zadání práce:* 20. listopadu 2017

*Předpokládaný termín odevzdání:* 20. května 2019

L. S.

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Liberci 20. listopadu 2017

# Prohlášení

Byla jsem seznámena s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědoma povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracovala samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že texty tištěné verze práce a elektronické verze práce vložené do IS STAG se shodují.

6. 5. 2019

Bc. Diana Gregorová

# Poděkování

Tímto bych chtěla poděkovat svému vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. za odborné vedení, řadu cenných rad a věnovaný čas při zpracování této práce. Dále bych chtěla poděkovat Ing. Patriku Tomanovi a Ing. Lukáši Šopíkovi za odborné konzultace.

# Anotace

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem klikového hřídele závodního motoru dle homologačních předpisů FIA. První část práce zahrnuje prozkoumání možností dnešní doby ať už z hlediska výroby či nových konstrukčních provedení, problematiku namáhání klikových hřídelů a způsoby jejich vyvažování. Druhá část práce, tedy výzkumná, se především zabývá samotným návrhem hřídele, doprovodným měřením pasivních odporů a pevnostní analýzou.

## Klíčová slova

kliková hřídel, spalovací motor, namáhání klikového hřídele, vyvažování klikového hřídele, konstrukční návrh, pasivní odpory, pevnostní analýza, optimalizace

## Annotation

The master thesis deals with the design of crankshaft of racing car according to FIA homologation regulations. The first part of thesis includes exploring the possibilities of today's time, whether in terms of production or new construction, problems of crankshaft stress and ways of their balancing. The second part of the thesis, i.e. research, deals mainly with the shaft design itself, the accompanying measurement of passive resistances and strength analysis.

## Key words

crankshaft, combustion engine, crankshaft stress, crankshaft balancing, crankshaft design, passive resistances, strength analysis, optimization

# Obsah

1	Úvod.....	9
2	Cíl práce .....	10
3	Rešeršní část.....	11
3.1	Typy KH z hlediska jejich výroby.....	11
3.1.1	Celoobráběné klikové hřídele.....	11
3.1.2	Odlévané klikové hřídele.....	12
3.1.3	Kované klikové hřídele.....	13
3.1.4	Skládané klikové hřídele .....	13
3.2	Dokončovací metody KH .....	14
3.2.1	Chemicko-tepelné zpracování KH .....	14
3.2.2	Beztrískové dokončovací metody obrábění KH.....	15
3.3	Namáhání klikového hřídele spalovacího motoru .....	15
3.3.1	Síly působící na klikový čep.....	16
3.3.2	Momenty zatěžující klikový hřídel.....	18
3.3.3	Výpočet jmenovitých napětí klikového hřídele.....	18
3.3.4	Určení bezpečnosti klikového hřídele v únavě.....	21
3.3.5	Tvarová pevnost KH.....	23
3.4	Vyvažování klikových hřídelí.....	24
3.4.1	Vyváženost 4 - válcového plochého motoru .....	25
3.5	Nová konstrukční provedení klikového hřídele.....	27
3.5.1	Uložení KH.....	27
3.5.2	Snížení třecích ztrát .....	28
3.5.3	Snížení hmotnosti .....	29
3.5.4	Zvýšení tuhosti .....	30

3.5.5	Materiál KH.....	31
3.6	Závodní klikový hřídel.....	31
3.7	Závodní klikový hřídel u konkurence .....	32
4	Výzkumná část .....	35
4.1	Hmotnost KH.....	36
4.2	Moment setrvačnosti KH .....	36
4.3	Materiál KH .....	36
4.3.1	42CrMo4 (dřívější označení ČSN 15 142).....	37
4.3.2	42CrMoV4.....	37
4.3.3	32CrMo12 (dřívější označení ČSN 15 432).....	38
4.3.4	32CrMoV12-10 .....	39
4.3.5	33CrMo12.....	39
4.3.6	33CrMoV12-9 .....	39
4.4	Analýza pasivních odporů .....	40
4.4.1	Měření třecích ztrát v hlavních ložiskách KH.....	41
4.4.2	Aerodynamika vývažků KH .....	46
4.5	Vyvážení KH .....	47
4.6	Konstrukční návrh klikového hřídele .....	49
4.7	Celková analýza pevnosti klikového hřídele .....	50
4.7.1	MKP model .....	50
4.7.2	MBS model - AVL Excite Power Unit.....	51
4.7.3	Torzni kmitání .....	52
4.7.4	Zatížení hlavních ložisek.....	54
4.7.5	Výpočet únavové pevnosti – metoda výpočtu.....	55
4.7.6	Výsledky pevnostní analýzy .....	57
4.8	Návrh optimalizace modelu klikového hřídele .....	61



5	Závěr .....	64
	Seznam použité literatury .....	66
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	69
	Seznam obrázků.....	73
	Seznam tabulek.....	74
	Seznam grafů .....	74
	Seznam příloh .....	75

# 1 Úvod

Klikový hřídel pístového spalovacího motoru zabezpečuje spolu s ojnicí kinematický převod přímočarého vratného pohybu pístu na pohyb rotační. Současně zabezpečuje přenesení točivého momentu na ostatní hnací ústrojí vozidla a pohon ventilového rozvodu, alternátoru a dalších pomocných agregátů nutných k provozu spalovacího motoru. U čtyřdobých motorů je klikový hřídel využíván i k rozvodu mazacího oleje do ojnicích ložisek. Klikový hřídel má za úkol i částečné vyvážení setrvačných sil a momentů posuvných a rotujících hmot pomocí protizávaží.

Konstrukce klikového hřídele závisí na mnoha aspektech. Především se jedná o počet válců, s tím související i počet uložení klikového hřídele, uspořádání válců apod. Dále musí zajišťovat tuhost ve vztahu k ohybovému a krouticímu zatěžování, pevnost vůči působícím silovým účinkům, odolnost proti opotřebení čepů ložisek a dlouhou životnost při cyklickém zatěžování (vysokou únavovou pevnost).

Před samotným začátkem konstruování klikového hřídele je nutné si stanovit požadavky, které na tuto součást máme. Jiné konstrukční nároky budeme mít na klikový hřídel pro sériové motory a jiné nároky pro motory závodní. Zároveň je velmi důležité prozkoumat možnosti z hlediska výroby či omezujících parametrů, jako je například cena.

## 2 Cíl práce

Cílem této práce je zpracovat vlastní konstrukční návrh klikového hřídele (dále KH) do závodního motoru, který bude splňovat nové předpisy FIA (Mezinárodní automobilová federace). Tyto předpisy umožňují upravit sériovou součást i zkonstruovat zcela nový KH. Ovšem obojí má jisté omezení. Nutno podotknout, že níže zmíněné předpisy jsou stanoveny pro určitou skupinu závodní kategorie, pro kterou bude hřídel konstruovaný. Pro jiné závodní kategorie se mohou tyto předpisy lišit.

Pokud bychom se rozhodli použít sériový KH, můžeme ho dále obrábět a odlehčit, veškeré změny však musí být homologovány. Za účelem změny objemu válců je možné upravit zdvih. Šířka hlavních a ojnicích ložisek musí být stejná jako u sériového motoru.

Jak už bylo řečeno, může být homologován i nový KH, jehož design je volný s výjimkou dodržení velikosti (šířka a průměr) hlavních a ojnicích ložisek. Tyto parametry musí být stejné jako v základním sériovém motoru, ze kterého se vychází. Totéž platí i pro upevňovací systém setrvačníku. Další podmínkou je použití materiálu z předepsaného seznamu. Jedná se o tyto typy materiálů: 42CrMo4, 42CrMoV4, 32CrMo12, 32CrMoV12-10, 33CrMo12 a 33CrMoV12-9. Minimální hmotnost KH je omezena 12 kg a moment setrvačnosti k ose otáčení musí být větší než  $0,016 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ .

V obou případech jsme omezeni také nejvyšší cenou, za kterou můžeme tuto součást nabídnout veřejnosti. Ta činí 2 693 €. Je tedy také důležité brát ohled na výrobní náklady, abychom součást neprodávali pod cenou.

Diplomovou práci jsem zpracovávala ve firmě Škoda Auto a.s. a je zároveň součástí konstrukčního vývoje, z tohoto důvodu nemohou být zveřejněny tajné či důvěrné informace. Proto jsou metodiky měření či výpočtu popsány pouze obecným postupem.

## 3 Rešeršní část

Před svým konstrukčním návrhem součásti se budu věnovat podpůrným obecným informacím, které se týkají KH. Prostudování jednotlivých materiálů (informačních zdrojů) je pak pro mne důležité ať už z hlediska konstrukce či výroby, ale také i výhodou, co se týká pokroku a časového vývoje.

Na začátku této kapitoly popíšu typy KH z hlediska jejich výroby a dokončovací metody. V krátkosti bych se zmínila o namáhání a vyvažování KH. Dalším zajímavým tématem je časový vývoj a pokrok konstrukčních provedení KH. Nakonec se zaměřím na to, čím se liší závodní KH od sériového a jak je na tom konkurence.

### 3.1 Typy KH z hlediska jejich výroby

V dnešní době můžeme rozdělit KH do čtyř typů – celobráběné, odlévané, kované a skládané. Volba technologie výroby KH je důležitou součástí návrhu, neboť má vliv na mechanické a fyzikální vlastnosti. V neposlední řadě ovlivňuje výrobní náklady, které hrají také velkou roli.

#### 3.1.1 Celobráběné klikové hřídele

Celobráběné KH se používají především k výrobě prototypů KH. Dále jsou vhodné pro extrémně zatěžované motory. Jedním z důvodů je, že nedochází k deformování struktury zrn a zbytková napětí následkem obrábění jsou daleko menší než u kovaných hřídelů. U závodních motorů je počet výrobků v porovnání s ostatními metodami malý (často v řádu jednotek). To je další důvod, proč je tato metoda výroby vhodná.

Základní polotovar je v podobě ingotu, který je dále umístěn do obráběcího stroje, ze kterého vzejde finální podoba KH. Tato metoda zaručuje sice dokonale vyrobený tvar KH a extrémně přesné obrábění po celé délce, ale je také metodou nejdražší hlavně kvůli časové náročnosti obráběcího procesu a vysokému procentu odpadu z polotovaru (cca 70 % odpadu). Je zde také minimální nutnost vyvažování. Další výhodou je možnost kontroly povrchu součásti rentgenem přímo při opracování. [1, 2]



Obrázek 1: Příklad obráběného KH Subaru EJ33 SVX [14]

### 3.1.2 Odlévané klikové hřídele

Tato technologie byla hojně využívána v minulých letech, protože technologie obrábění a zápusťového kování nebyly dostatečně rozvinuté. Odlévané KH mají zpravidla větší rozměry hlavních a ojnicích čepů a tím i větší překrytí čepů, což se pozitivně projevuje v torzní tuhosti. Lité hřídele mají menší měrnou hmotnost oproti kovaným hřídelím a zpravidla lepší tlumící vlastnosti, což pozitivně ovlivňuje hladinu hluku. U sériové výroby bývá cena odlitku většinou nižší než cena výrobků zhotovených jinými způsoby. Nevýhodou odlévaných KH je nižší modul pružnosti, nižší únavová pevnost a možný výskyt materiálových nedostatků (sraženiny, vměstky). Metodou odlévání také vznikají pnutí a hrubozrnná struktura vlivem nerovnoměrného chladnutí, které je způsobeno rozdílnou tloušťkou stěn. [1, 2]



Obrázek 2: Příklad litého KH Ford FE V8 [15]

### 3.1.3 Kované klikové hřídele

Dalším typem výroby KH je zápustkové kování. V minulosti byla tato varianta limitována kvůli správnému toku materiálu u ramen KH. [16] Dnes jsou kované KH velmi výhodné z hlediska lepších mechanických vlastností (houževnatost a mez únavy). Dobrá tvarová pevnost je způsobena průběhem a zhuštěním vláken materiálu ve směru největšího zatížení. Únavová pevnost tak stoupne oproti litým KH až o 30 % a výskyt povrchových či vnitřních vad je také v porovnání nižší. Značnou nevýhodou této metody jsou však vysoké pořizovací náklady na zápustky, proto je tato technologie vhodná jen pro sériově vyráběné KH. Konečného tvaru výkovku nelze dosáhnout pouze jednou operací, ale je nutné použít zápustky postupové. Je také technologicky složité kování KH, jejichž zalomení neleží v jedné rovině. [1, 2]



Obrázek 3: Příklad kovaného KH VW [17]

### 3.1.4 Skládání klikové hřídele

Skládané klikové hřídele jsou složeny z více prvků, které mohou být tvořeny podsestavami slisováním nebo šroubovanými spoji. To nám umožňuje použití nedělených ojnic uložených ve valivých ložiscích, a tím snížení třecích ztrát oproti kluzným ložiskům. Lisování KH je využíváno u motocyklových motorů. U automobilů jsou skládané hřídele spojovány především se značkou TATRA. Obecně je tato koncepce díky vysoké tuhosti a kompaktnosti vhodná pro velkoobjemové motory nákladních vozů. Nevýhodami jsou naopak vyšší vibrace motoru a vyšší hlučnost. [2, 16]



Obrázek 4: Příklad skládaného KH motocyklu Honda RC211V [16]

## 3.2 Dokončovací metody KH

Tvar a jakost povrchu KH jsou důležité faktory ovlivňující funkci ložisek a životnost celého KH. Po obrábění vznikají na povrchu čepů vruby, které je nutné odstranit. Za účelem získání výsledné požadované drsnosti povrchu hlavních a ojnicích čepů se používá broušení, hlazení a leštění. Takto opracované čepy mají zrcadlově lesklý povrch a chrání tak ložiska před předčasným opotřebením, čímž se zvyšuje životnost KH. Pro získání vyhovujících mechanických vlastností a dostatečné únavové pevnosti se provádí chemicko-tepelné zpracování a vytvoření napětí v povrchové vrstvě kritických míst (přechody čepu do ramene) metodou válečkování či kuličkování. [1]

### 3.2.1 Chemicko-tepelné zpracování KH

Jedná se o jeden z největších vlivů, který se podílí na zvýšení únavové životnosti KH. Mez únavy chemicko-tepelně zpracované oceli roste se zvyšující se pevností oceli, avšak je nutné, aby zpracování proběhlo technologicky správně.

Typickým postupem pro tepelné zpracování KH z uhlíkových ocelí je zušlechťování, tedy kombinace kalení a popuštění. Dnes se však pro použití u KH využívá jen u těch méně namáhaných. Oceli s nižším obsahem uhlíku je nutné před zušlechťováním cementovat. Z důvodu tvorby povrchových vad se tato metoda chemicko-tepelného zpracování nahrazuje nitridováním, které probíhá za nižších teplot. Jedná se o difuzní proces sycení povrchu KH dusíkem. Přesto, že je to proces časově náročný, využívá se dnes pro zpracování KH nejčastěji. Výsledkem nitridace je vrstva o tloušťce 0,1 – 0,2 mm o vysoké pevnosti, tvrdosti a odolnosti vůči opotřebením. Tím dochází k výrazně lepší únavové životnosti KH. [3]

### 3.2.2 Beztrískové dokončovací metody obrábění KH

Jak už bylo výše řečeno jedná se o metody válečkování a kuličkování, kdy vytvoříme tlaková napětí zplastizováním povrchové vrstvy. Tato napětí pak lépe eliminují šíření trhlin a zabraňují vzniku mikrovrubů.

Válečkování zlepšuje v povrchové vrstvě čepů KH hned několik vlastností najednou. Nejen, že tvoří příznivá tlaková pnutí, ale také zlepšuje drsnost povrchu, jeho únosnost a zvyšuje též geometrickou přesnost. Princip válečkování je přitlačení tvrdého odvalovacího tělíska na povrch obrobku, čímž na povrchu vytvoří tlak, který svým napětím překračuje mez kluzu materiálu a dojde tak k plastické deformaci povrchové vrstvy.

Kuličkování je řízený proces tryskání velkého počtu tvrzených, kulových těles na měkký povrch KH. Každé tělíska udělá v povrchu součásti otisk a dojde tak ke zhutnění povrchu a vytvoření povrchového napětí. Takto opracovaný povrch dokáže mnohem lépe odolávat únavě materiálu. Metoda kuličkování je oproti válečkování metoda progresivnější, používá se v méně přístupných místech KH, tedy přechody čepů apod. [3]

## 3.3 Namáhání klikového hřídele spalovacího motoru

Klikový hřídel je zatěžován současným působením prostorové soustavy sil od tlaku plynů na písty a sil setrvačných. Silové účinky časově proměnné, jak z hlediska velikosti, tak i směru nositelky sil vyvolávají v hřídeli pružné kmity, které jej namáhají na ohyb a krut. [4]

Tyto síly a jimi vyvolané momenty je možné rozdělit na síly a momenty primární, vyvolané od tlaku plynů, a sekundární neboli setrvačné. Z hlediska projevu se dále dělí na volné (vnější) a vnitřní.

Vnitřní se navenek neprojevují, ale namáhají jednotlivé díly motoru. Volné (vnější) síly a momenty se přes jednotlivé díly motoru přenáší do uložení motoru a způsobují svými kmitavými účinky další dynamické efekty v motoru i v celém vozidle.

Konstrukce motoru musí proto z velké části eliminovat, nebo alespoň omezit na přijatelnou míru především vnější (tj. volné) setrvačné síly a jejich momenty, které jsou

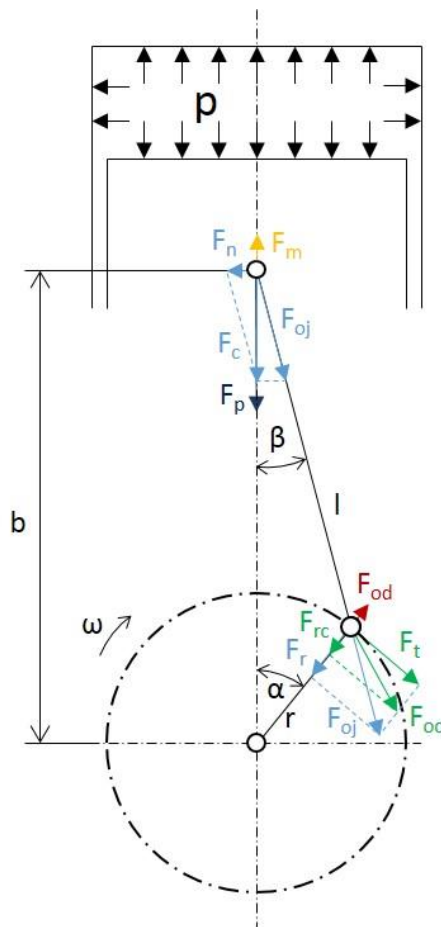


způsobeny setrvačnými účinky pohybujících se částí klikového mechanismu. Vnější setrvačné síly pochází od částí rotačních a posuvných. [4]

Při analýze víceválcových motorů se pro zjednodušení předpokládá, že úhlová rychlost klikového hřídele je konstantní, hmotnosti všech jednotlivých klikových ústrojí jsou stejné, tedy i jejich setrvačné síly jsou shodné a klikový hřídel při přenosu sil a momentů je dokonale tuhý bez jakýchkoliv deformací. [5]

### 3.3.1 Síly působící na klikový čep

Výsledná síla  $F_c$  působící na pístní skupinu je dána součtem sil od tlaků plynů  $F_p$  a setrvačné síly posuvných částí  $F_m$ . Ta se v důsledku otáčení KH rozkládá do směru osy ojnice  $F_{oj}$  a na boční sílu ve směru kolmém k ose válce  $F_n$ . Právě složka výsledné síly v ose ojnice působí na klikový čep. Lze ji rozložit na složku radiální  $F_r$  a tangenciální  $F_t$ . K uvedené radiální síle je třeba přičíst ještě odstředivou sílu rotujících hmot  $F_{od}$ , která působí ve směru kliky a je během otáčky konstantní. [6]



Obrázek 5: Síly působící v klikovém ústrojí

Síla  $F_p$  vzniklá tlakem plynů [7]:

$$F_p = (p - p_0) \frac{\pi \cdot D^2}{4} [N], \quad (1)$$

kde  $p$  [Pa] je absolutní tlak,  $p_0$  [Pa] je atmosférický tlak a  $D$  [m] je vrtání válce.

Setrvačná  $F_m$  síla posuvných částí [6]:

$$F_m = -m_p \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) [N]. \quad (2)$$

Současně platí:

$$r = \frac{L}{2} [m], \quad (3)$$

kde  $m_p$  [kg] je hmotnost posuvných částí (píst, pístní čep, pístní kroužky a 1/3 hmotnosti ojnice),  $r$  [m] je poloměr kliky,  $L$  [m] je zdvih pístu,  $\omega$  [s<sup>-1</sup>] je úhlová rychlost,  $\alpha$  [°] je úhel natočení klikové hřídele a  $\lambda$  [-] je klikový poměr.

Výsledná síla  $F_c$  působící na píst je potom [7]:

$$F_c = F_p + F_m [N]. \quad (4)$$

Složka výsledné síly  $F_{oj}$  působící ve směru ojnice [7]:

$$F_{oj} = \frac{F_c}{\cos \beta} [N]. \quad (5)$$

Normálová složka výsledné síly  $F_n$  kolmé k ose válce [7]:

$$F_n = F_c \cdot \tan \beta [N], \quad (6)$$

kde  $\beta$  [°] je odklon osy ojnice od osy válce a platí:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin(\alpha)). \quad (7)$$

Radiální složka  $F_r$  síly působící ve směru ojnice [7]:

$$F_r = F_{oj} \cdot \cos(\alpha + \beta) [N] \quad (8)$$

a složka tangenciální  $F_t$ :

$$F_t = F_{oj} \cdot \sin(\alpha + \beta) [N]. \quad (9)$$

Odstředivá síla rotujících hmot  $F_{od}$  [7]:

$$F_{od} = -m_r \cdot r \cdot \omega^2 [N], \quad (10)$$

kde  $m_r$  [kg] je součet rotačních hmot (2/3 hmotnosti ojnice, klikový čep a ramena kliky).

Celková radiální síla  $F_{rc}$  je pak dána součtem [7]:

$$F_{rc} = F_r + F_{od} [N]. \quad (11)$$

Velikost celkové síly  $F_{oc}$  působící v ojnicním čepu je dána vektorovým součtem tangenciální a celkové radiální síly [7]:

$$F_{oc} = \sqrt{F_t^2 + F_{rc}^2} [N]. \quad (12)$$

### 3.3.2 Momenty zatěžující klikový hřídel

Výsledná síla působící na klikový čep namáhá klikový hřídel na krut a ohyb. Kroutící a ohybové momenty vzbuzené těmito silami jsou pro různá místa odlišné a mění se periodicky s časem. [6]

Kroutící moment  $M_k$  [Nm] na hřídeli vytváří tangenciální složka síly působící ve směru ojnice a jeho průběh je dán vztahem [7]:

$$M_k = F_t \cdot r [Nm]. \quad (13)$$

Reakčním momentem k momentu krouticímu je moment klopný  $M_{kl}$  [Nm], který má stejnou velikost, ale působí v opačném smyslu. Je dán rovnicí:

$$M_{kl} = F_n \cdot b [Nm], \quad (14)$$

kde  $b$  je vzdálenost osy rotace klikového hřídele od osy pístního čepu a její vzdálenost se mění v závislosti na úhlu natočení KH. [7]

### 3.3.3 Výpočet jmenovitých napětí klikového hřídele

Jedná se o velmi zjednodušený kontrolní výpočet, který je v dnešní době nahrazen výpočtem pomocí MKP a MBS.

Vzhledem k dynamickému namáhání KH je pro výpočet důležité určit největší rozkmit napětí v nebezpečných průřezech. To znamená stanovit extrémní

hodnoty ohybových a krutových napětí (horních napětí  $\sigma_h [Pa]$ ,  $\tau_h [Pa]$  a dolních napětí  $\sigma_d [Pa]$ ,  $\tau_d [Pa]$ ). [6]

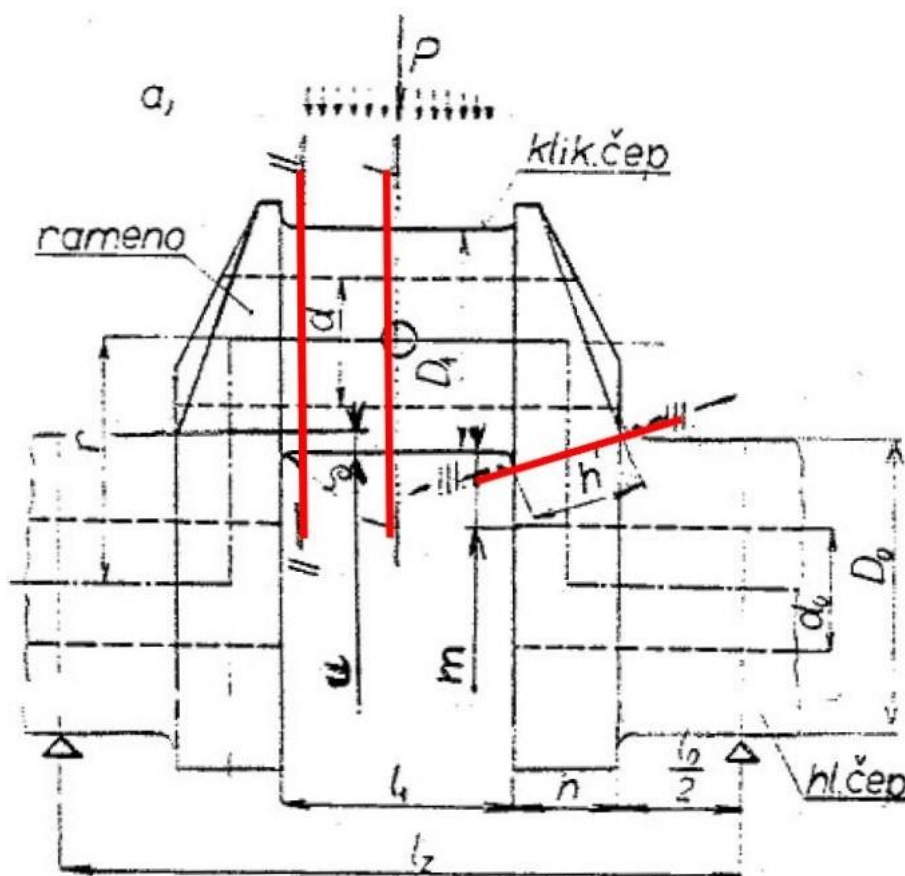
Dále vypočítáme střední napětí  $\sigma_m [Pa]$  a amplitudu napětí  $\sigma_a [Pa]$  pomocí následujících vzorců [6]:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2} [Pa], \tau_m = \frac{\tau_h + \tau_d}{2} [Pa], \quad (15), (16)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2} [Pa] \text{ a } \tau_a = \frac{\tau_h - \tau_d}{2} [Pa]. \quad (17), (18)$$

Hlavní nebezpečné průřezy u KH jsou (viz obr. 2):

- I – klikovým čepem v místě mazacího otvoru
- II – klikovým čepem v přechodu čepu do ramene
- III – ramenem v místě přechodů do čepů



Obrázek 6: Zalomení KH - hlavní nebezpečné průřezy [6]

Ohybová napětí v rovině KH vznikají od zatížení celkové radiální síly  $F_{rc}$ . Určíme její extrémny ( $F_{rch}[N]$  a  $F_{rcd}[N]$ ):

$$F_{rch} = (p - p_0) \frac{\pi \cdot D^2}{4} - r \cdot \omega^2 \cdot [m_p(1 + \lambda) + m_r] [N] \quad (19)$$

pro  $\alpha = 360^\circ$  a

$$F_{rcd} = -r \cdot \omega^2 \cdot [m_p(1 + \lambda) + m_r] [N] \quad (20)$$

pro  $\alpha = 0^\circ$ . [6]

Dle obecného vzorce pro výpočet napětí [6]:

$$\sigma = \frac{F_{rc} \cdot a}{W_o} [Pa], \quad (21)$$

kde  $a$  [m] je rameno působící síly  $F_{rc}$ , můžeme následně spočítat pro každý průřez zvlášť  $\sigma_h, \sigma_d, \sigma_m$  a  $\sigma_a$ . Pro jednotlivé nebezpečné průřezy platí (viz obr. 2) [6]:

$$a^I = \frac{l_z}{2} [m]; a^{II} = \frac{l_z - l_1 + 2\rho}{2} [m]; a^{III} = \frac{l_0 + h}{2} [m]; \quad (22), (23), (24)$$

$$W_o^I = W_o^{II} = \frac{\pi}{32} D_1^3 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_1} \right)^4 \right] [m^3]; W_o^{III} = \frac{b \cdot h'^2}{6} [m^3]. \quad (25), (26)$$

Ohybová napětí v rovině kolmé na KH jsou vyvolána tangenciální silou  $F_t$ . Extrémní hodnoty těchto napětí působí v jiné poloze a odlišném čase. Jejich účinek se ve zjednodušených výpočtech zanedbává.

Tangenciální síla  $F_t$  dále vyvolává kroucení ramene, kde způsobuje maximální smykové napětí uprostřed delší hrany jeho průřezu, proto se rovněž v průřezu III obvykle neuvažuje při výpočtu míry bezpečnosti v únavě KH.

Smyková napětí, která zatěžují klikový čep se skládají z konstantního kroutícího momentu přivedeným předcházejícími klikami, z pulzujícího momentu od průběhu tangenciální síly a z přídavných torsních momentů. [6]

Konstantní napětí pro průřezy I a II ukazuje následující vzorec [6]:

$$\tau_{mI} = \tau_{mII} = \frac{M_{kn}}{W_k} [Pa]. \quad (27)$$

Současně platí:

$$M_{kn} = \frac{P_e}{\omega} [Nm]; \quad (28)$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} D_1^3 \left[ 1 - \left( \frac{d}{D_1} \right)^4 \right] [m^3], \quad (29)$$

kde  $P_e [W]$  je efektivní výkon při otáčkách motoru  $n [min^{-1}]$  [6].

Tangenciální síla  $F_t$  je maximální cca 35° po horní úvrati a extrém smykového napětí vyvolaný touto silou nenastává současně s extrémem ohybového napětí. Současně působící složku smykového napětí lze přibližně odhadnout na [6]:

$$\tau_{al} = \tau_{all} = \zeta \cdot \frac{p_{max} \cdot \pi \cdot r \cdot D^2}{4 \cdot W_k} + \psi [Pa], \quad (30)$$

kde

$$\zeta = 0,1 - 0,2 \quad (31)$$

podle počtu válců a přídatné napětí od torsních kmitů  $\psi [Pa]$  je

$$\psi = 20 - 40 [MPa]. \quad (32)$$

### 3.3.4 Určení bezpečnosti klikového hřídele v únavě

Výpočet bezpečnosti v únavě vychází ze základního Smithova diagramu, který je sestaven z hodnot mezí únavy získaných z normovaných zkoušek (hladká zkušební tyč daného materiálu) nebo z empirických vzorců. [6]

Mez únavy pro střídavé tahové napětí  $\sigma_c$  a mez únavy pro míjivé tahové napětí  $\sigma_{hc}$  pak lze určit z tohoto diagramu (viz obr. 3 níže), který vychází ze statické pevnosti materiálu  $\sigma_p$ :

$$\sigma_c = 0,28\sigma_p [Pa] \text{ (pro ocel);} \quad (33)$$

$$\sigma_{hc} = 0,4\sigma_p [Pa] \text{ (pro legované oceli);} \quad (34)$$

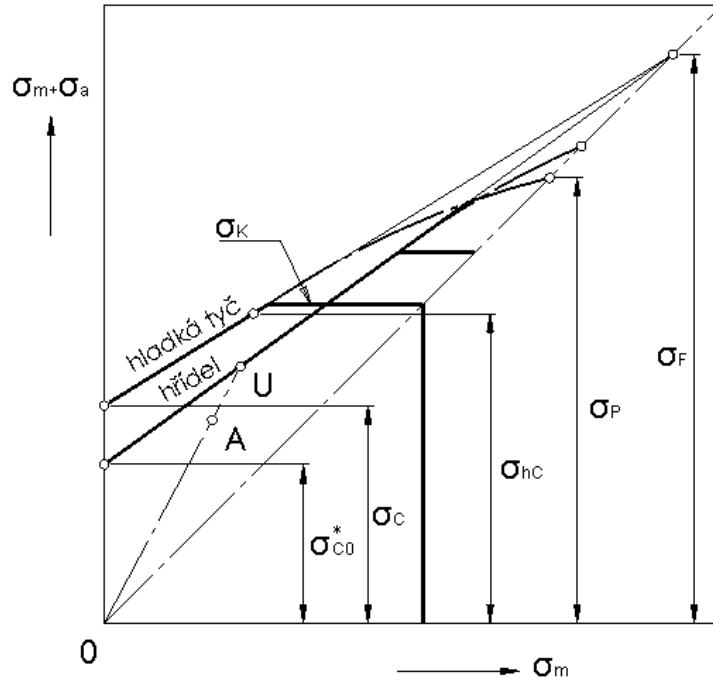
$$\sigma_{hc} = 0,5\sigma_p [Pa] \text{ (pro uhlíkové oceli).} \quad (35)$$

Fiktivní mez pevnosti  $\sigma_F$  nám dále určuje následující vzorec [6]:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c \cdot \sigma_{hc}}{2\sigma_c - \sigma_{hc}} [Pa]. \quad (36)$$

V diagramu (obr. 3) lze pak zjistit mez únavy KH pomocí spojnice hodnoty tvarové pevnosti v ohybu  $\sigma_{co}^*$  a bodem fiktivní pevnosti  $\sigma_F$ . Horním omezením tohoto diagramu je pak mez kluzu v ohybu  $\sigma_{ko}$ , pro kterou přibližně platí u legované oceli:

$$\sigma_{ko} = 1,2\sigma_k [Pa]. \quad (37)$$



Obrázek 7: Smithův diagram pro KH [3]

Podobným způsobem se stanoví základní diagram pro smykové napětí. Podle zkušeností platí, že se velikost meze únavy při namáhání střídavým smykovým napětím  $\tau_c$  snižuje cca o 30 % oproti meze únavy pro střídavé tahové napětí  $\sigma_c$ . Dle teorie deformační práce při zachování objemu se mez kluzu sníží pro ocel v poměru  $\sqrt{E/G} = 1,6$ . [6]

Pro fiktivní mez pevnosti dále platí [6]:

$$\tau_F = 6\tau_c [Pa]. \quad (38)$$

Dílečí míry bezpečnosti v ohybu  $s_{co}$  a v krutu  $s_{ct}$  stanovíme pro jednotlivé průřezy I, II a III následovně:

$$\frac{1}{s_{co}} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{co}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}; \quad (39)$$

$$\frac{1}{s_{ct}} = \frac{\tau_a}{\tau_{ct}^*} + \frac{\tau_m}{\tau_F}. \quad (40)$$

Hodnotu celkové bezpečnosti  $s_c$  potom vypočítáme z následující rovnice:

$$\frac{1}{s_c^2} = \frac{1}{s_{co}^2} + \frac{1}{s_{ct}^2}. \quad (41)$$

Obecně se pro sériové klikové hřídele doporučuje hodnota celkové bezpečnosti  $s_c = 1,5$  až  $2$ . A to z důvodu nehomogenity materiálu, konstrukčních a technologických nepřesností, výrobním tolerancím a podobně[6].

### 3.3.5 Tvarová pevnost KH

Jedná se o hodnotu střídavého napětí, kterou hřídel vydrží při nekonečném počtu zatěžovacích cyklů ( $10^6$  cyklů). Lze ji zjistit experimentálně nebo přibližným výpočtem dle následujících vztahů:

$$\sigma_{co}^* = \eta_{po} \cdot \nu_o \cdot \frac{\sigma_c}{\beta_o} [Pa]; \quad (42)$$

$$\tau_{ct}^* = \eta_{pt} \cdot \nu_t \cdot \frac{\tau_c}{\beta_t} [Pa], \quad (43)$$

kde  $\eta_{po}$  a  $\eta_{pt}$  jsou součinitelé vlivu povrchu pro ohyb a krut,  $\nu_o$  a  $\nu_t$  jsou součinitelé vlivu velikosti pro ohyb a krut a  $\beta_o$  a  $\beta_t$  jsou součinitele vrubu pro ohyb a krut [6].

#### Vliv tvaru KH na mez únavy

Kliková hřídel patří mezi tvarově složité součásti. Nejvíce cyklicky namáhané části jsou přechody mezi čepy a rameny kliky, osazení čepů a mazací díry. Obecně tam, kde se znatelně mění průřez či působící síla. Všechna tato místa působí jako koncentrátoři napětí a chovají se jako vruby. [3]

Působící vrubový účinek lze vyjádřit početně pomocí následujících vzorců:

$$\beta_o = 1 + \eta_o(\alpha_o - 1), \quad (44)$$



$$\beta_t = 1 + \eta_t(\alpha_t - 1), \quad (45)$$

kde  $\eta_o$  a  $\eta_t$  je vrubová citlivost materiálu podle Lejkina pro ohyb a krut a  $\alpha_o$  a  $\alpha_t$  jsou tvarové součinitelé pro namáhání ohybem a krutem.

#### Vliv velikosti KH na mez únavy

Součinitel vlivu velikosti se značí  $\vartheta_o$ ,  $\vartheta_t$  a vstupuje do vzorce pro výpočet meze únavy součásti. Udává poměr meze únavy součásti při namáhání ohybem (krutem) k mezi únavy při namáhání tahem (smykem). Obecně platí, že mez únavy cyklicky namáhané součásti v ohybu (krutu) klesá se zvětšující se velikostí průřezu. U velkých průřezů, což je případ KH, se pak mez únavy v ohybu (krutu) blíží k mezi únavy v tahu (smyku). [3, 6]

#### Vliv povrchu materiálu a jeho zpracování

Pro vyjádření jakosti a zpracování povrchu součásti zavádíme tzv. součinitel vlivu povrchu  $\eta_p$ . Jeho hodnota je menší, čím je jakost a zpracování materiálu lepší. U KH (ocele vysoké pevnosti) je požadováno, aby byly opracovány bez povrchových vad, a to zejména místa s vysokou koncentrací napětí. Pozitivní vliv mají tlaková předpětí v povrchové vrstvě (kuličkování, válečkování) nebo například iontová nitridace. [3, 6]

### 3.4 Vyvažování klikových hřídelí

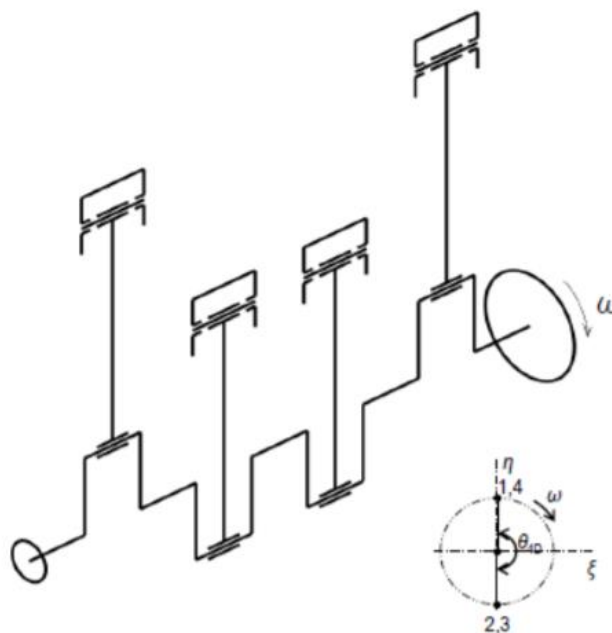
Vyvážením klikového ústrojí se rozumí odstranění nebo zmírnění účinků setrvačných (sekundárních) sil a momentů, které jsou vyvolané pohybujícími se hmot rotačních  $m_r$  a posuvných  $m_p$ . Nejjednodušší způsob spočívá ve vhodném zvolení uspořádání klikového ústrojí a rozestupu zapalování tak, aby se hlavní setrvačné síly a momenty v každé poloze mechanismu navzájem kompenzovaly. Toto přirozené vyvážení však v mnoha případech nestačí, je tedy nutné připojovat ke klikovému ústrojí vyvažovací hmoty, jejichž účinek působí proti účinku setrvačných sil a momentů, a tím je úplně nebo částečně ruší.

Účelem vyvážení je dosažení klidného chodu motoru bez chvění, které způsobuje namáhání a hluk. Vyvažovací hmoty se též používají ke snížení tření v hlavních ložiscích, což přispívá k hodnotě mechanické účinnosti ústrojí. Naopak dochází ke zvýšení hmotnosti, jež má za následek vyšší moment setrvačnosti. [6]

### 3.4.1 Vyváženost 4 - válcového plochého motoru

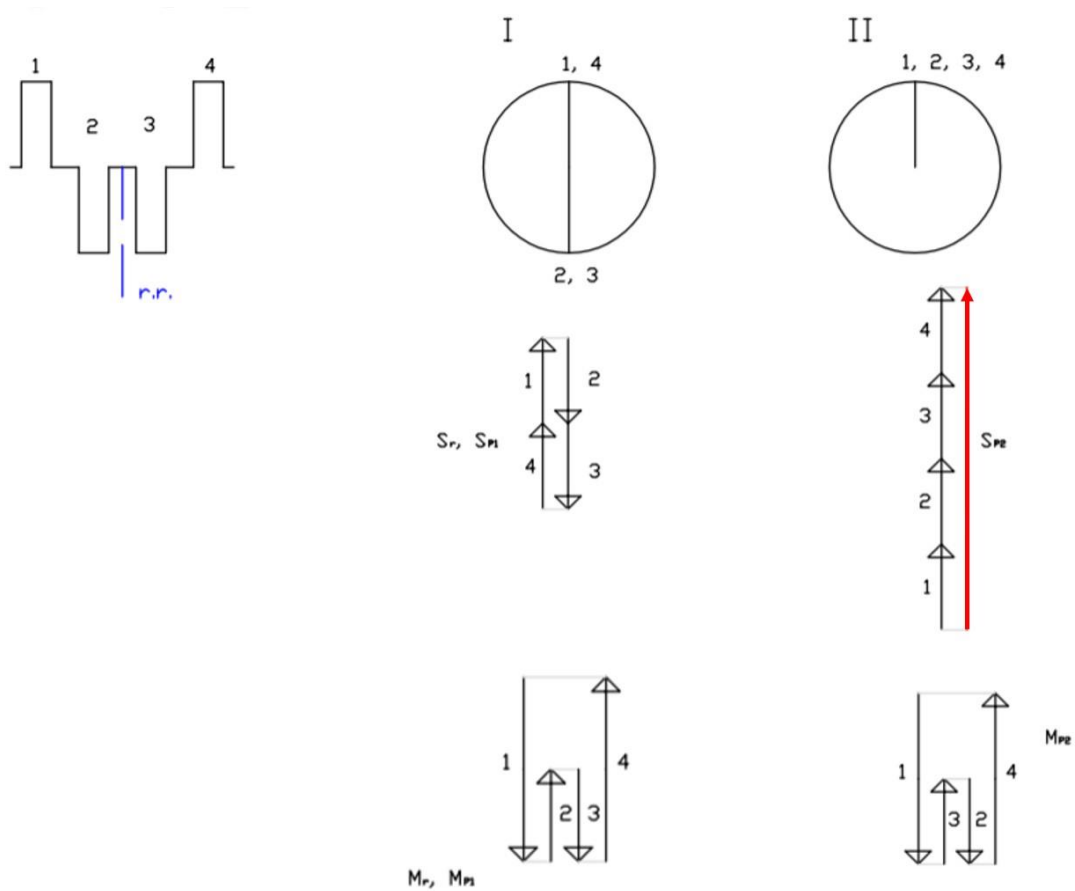
Na základě tématu této diplomové práce se budu věnovat vyváženosti 4 – válcového plochého motoru, jehož pořadí zážehů je 1-3-4-2 a úhel natočení klikových čepů na klikové hřídeli je  $180^\circ$  (viz schématický obr. č. 8).

Pro výpočet se vychází ze zjednodušených předpokladů. Rozměry a hmotnosti jednotlivých částí klikového ústrojí jsou shodné, KH považujeme za absolutně tuhý a úhlová rychlost během jedné pracovní otáčky je konstantní. [18]



Obrázek 8: Schéma klikového hřídele a pořadí zážehů [8]

Nevyváženost klikového mechanismu od účinků setrvačných sil posuvných a rotačních hmot lze určit jak početně, tak pomocí jednoduché grafické metody. Pro čtyřválcový řadový motor s výše definovaným tvarem a pořadím zážehů je grafická metoda znázorněna na obrázku č. 9.



Obrázek 9: Grafická metoda určení nevyváženosti KH [6]

### Volné setrvačné síly a momenty posuvných částí klikového mechanismu

Jednotlivé řády setrvačných sil posuvných částí, které se od sebe liší frekvencí a amplitudou, neexistují samostatně nezávisle na sobě, ale jsou složkami jedné setrvačné síly posuvných částí. V praxi se uvažuje pouze vyvážení setrvačných sil posuvných I. a II. řádu. Vyšší řády se neuvažují z důvodu velice nízké amplitudy. [5]

Tyto síly působí v ose každého válce a jejich velikost se v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele  $\alpha$  v průběhu otáčení klikového hřídele mění. Z grafického řešení výše (vektorový součet působících sil) je patrné přirozené vyvážení, tedy výslednice setrvačných sil I. řádu je nulová. Naopak výslednice setrvačných sil II. řádu je nenulová a její hodnotu můžeme vyjádřit následujícím vztahem:

$$F_{pII} = 4 \cdot m_p \cdot r \cdot \lambda \cdot \omega^2 \cdot \cos 2\alpha \text{ [N]}. \quad (46)$$

Podobně se určí i výslednice momentu setrvačných sil posuvných částí. I. i II. řád je vzhledem k symetrii silové soustavy nulový. [9]

## Volné setrvačné síly a momenty rotačních částí klikového mechanismu

Setrvačná síla rotujících částí zahrnuje hmotnost rotační části ojnice, ojničního ložiska a zalomení klikového hřídele. Její výslednice se graficky určí stejně jako výslednice setrvačné síly posuvných částí I. řádu. Pro čtyřválcové motory s pravidelným rozestupem zážehu je nulová.

Setrvačné síly rotujících částí od jednotlivých válců vyvolávají příslušné momenty, které se snaží natočit motor vzhledem k jeho těžišti. Výslednice těchto momentů je opět vzhledem k symetrii silové soustavy u čtyřválcových motorů nulová. [9]

Volné setrvačné síly a momenty se přenášejí do prostoru motorové skříně a uložení motoru, namáhají je a jsou zdrojem vibrací a chvění. Obecně se vyvažují od rotačních hmot na 100 %, pokud již nejsou přirozeně vyváženy a od posuvných hmot se pak vyvažují dle nároku na komfort.

Vnitřní setrvačné síly a podélné momenty se navenek neprojevují, ale namáhají části klikového ústrojí. Svým působením na jednotlivé zalomení způsobují zatížení ložisek namáhání klikového hřídele a bloku válce. Tyto síly a momenty se vyvažují dle požadovaných nároků. 100% vyvážení se nepoužívá z důvodu nárůstu hmotnosti a momentu setrvačnosti. [10]

## 3.5 Nová konstrukční provedení klikového hřídele

Klikové hřídele prošly velkým vývojem. Na začátku se jednalo o primitivní KH pro prvotní spalovací motory. Tento vývoj, trvající již od konce 18. století, se vždy zakládal na nejnovějších poznacích vědy a díky pokroku výpočetních a výrobních technologií jsou na dnešní konstrukční provedení KH kladeny daleko vyšší nároky. V tomto moderním konstrukčním procesu jsou nedílnou součástí metody využívající podpory počítačové techniky, proto je nutné, aby měl konstruktér znalosti i z tohoto odvětví inženýrství. [1]

### 3.5.1 Uložení KH

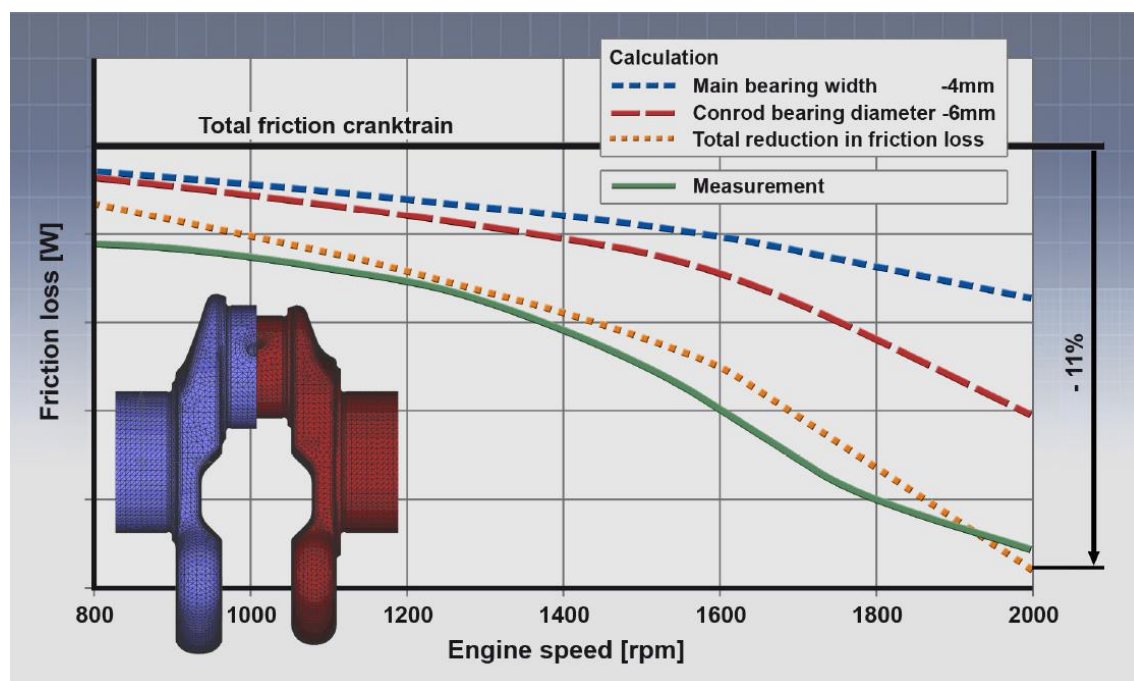
Pro zabezpečení co možná největší ohybové tuhosti hřídele v podélné ose se dnes volí KH s uložením za každým zalomením. Je tak zabezpečena požadovaná tuhost

uložení, nízké vibrace a hluk motoru. Tato konstrukce sice zvyšuje počet třecích ploch, a tím zvýšení pasivních odporů, ale minimalizuje jakýkoliv průhyb, který je u této součásti nežádoucí. Důležitým požadavkem na konstrukci KH je, aby kritické otáčky hřídele byly co nejvíce vzdáleny provozním otáčkám motoru. Tento požadavek je usnadněn právě pro plné uložení KH díky menší vzdálenosti. [1, 18]

### 3.5.2 Snížení třecích ztrát

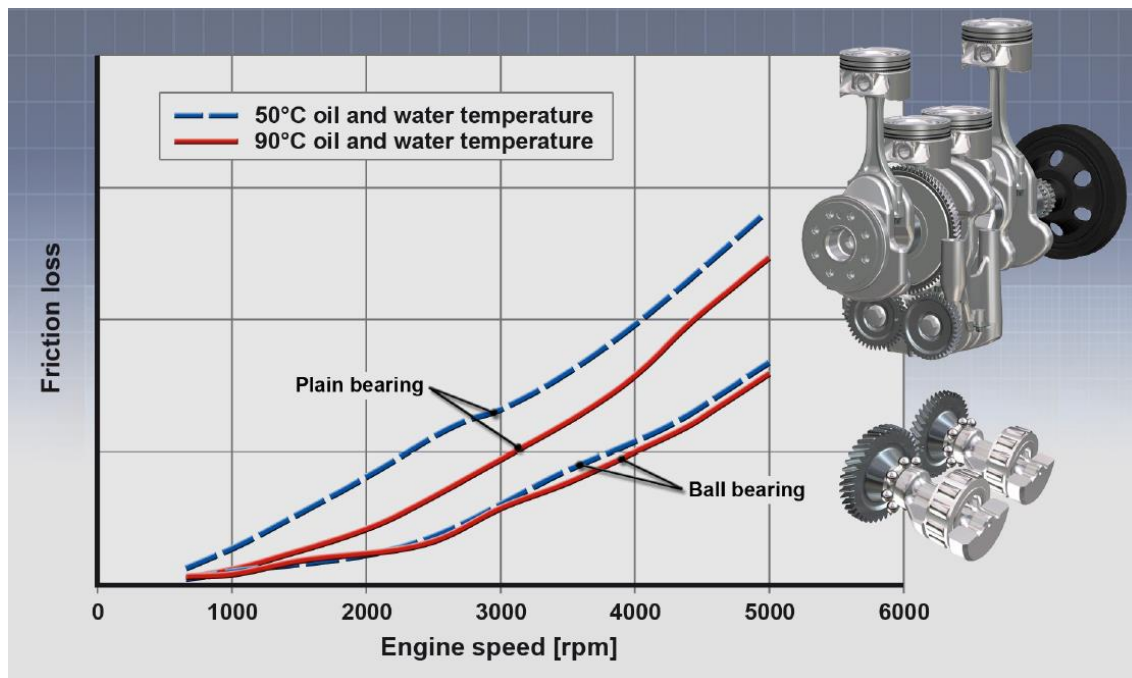
Hlavní oblastí pro snížení třecích ztrát KH jsou hlavní a ojnicí ložiska. Dříve bývala tato ložiska z hlediska zjednodušení výroby a montáže standardizována pro konkrétní typ motoru. Obvykle to mělo za následek u výkonově menších motorů nadměrné dimenzování klikového mechanismu. Díky novým dostupným technologiím je však možné navrhnout či optimalizovat KH s nižšími třecími ztrátami.

Jedním z možných řešení snížení třecích ztrát je zmenšení průměru hlavních a ojnicích čepů. Další možností je zmenšení šířky čepů. Tím dojde ke zmenšení třecí plochy a výkonové ztráty budou tak menší. Na obrázku č. 10 je znázorněna redukce třecích ztrát u konkrétní klikové hřídele, která se upravila tak, že se šířka hlavního ložiska zmenšila o 4 mm a průměr ojnicího ložiska o 6 mm. Tato úprava snížila třecí ztráty o 11 % z celkových třecích ztrát v klikovém mechanismu. [19]



Obrázek 10: Snížení třecích ztrát změnou rozměrů ložisek [19]

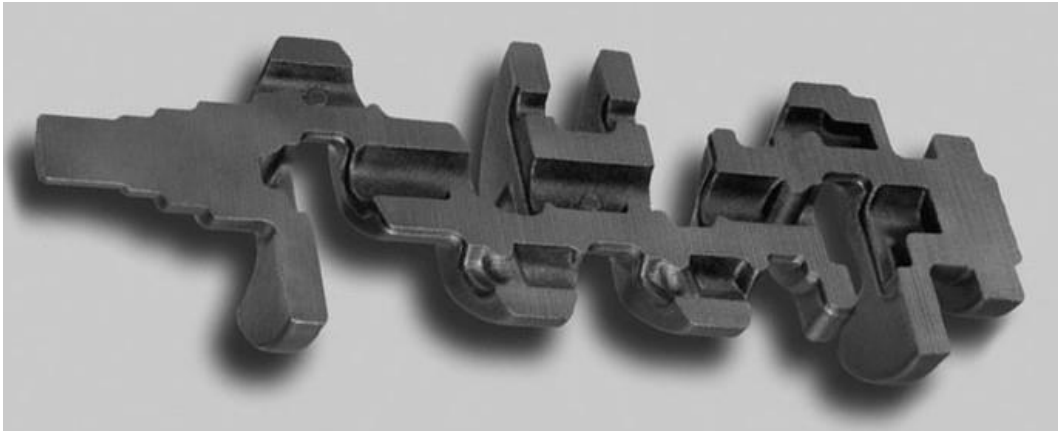
Tření je také možno snížit optimalizací vůle kluzných ložisek s ohledem na jejich funkčnost, opotřebení, akustiku a průtok oleje. Výměna kluzných ložisek za valivá může také výrazně snížit třecí ztráty v klikovém mechanismu (viz obr. č. 11). [19]



Obrázek 11: Porovnání třecích ztrát kluzných a valivých ložisek [19]

### 3.5.3 Snížení hmotnosti

Pro snížení hmotnosti se využívá dutých KH. Výroba těchto KH jako celku je však možná pouze u kusů odlévaných a je technologicky složitější. V praxi se však více setkáváme s variantou vyvrtaných děr v hlavních i ojnicích čepech. V ojnicích čepech se vývrty často ještě zhotovují excentricky, jedná se o neúčinnější způsob, jak snížit moment setrvačnosti bez ovlivnění celkové pevnosti KH. [1, 12]



Obrázek 12: Dutiny vzniklé odléváním [1]

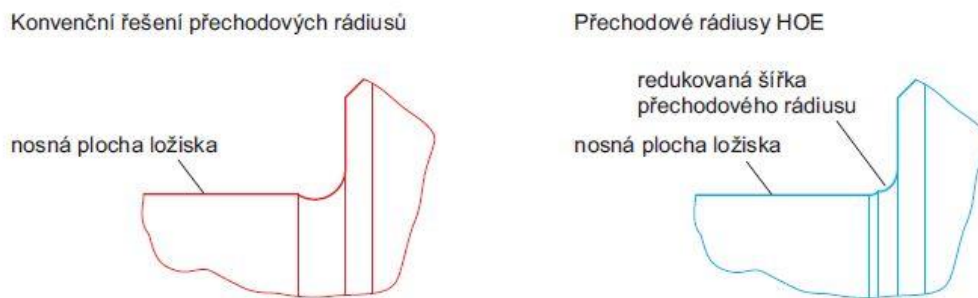


Obrázek 13: Dutiny vzniklé vývrtem [1]

### 3.5.4 Zvýšení tuhosti

Pro zvýšení tuhosti klikového hřídele se minimalizuje šířka hlavních a ojnicích ložisek. Vnější stěny ramen klikového hřídele se naopak pro snížení průhybu klikového hřídele zesilují.

Přechod z čepu do ramene je významným zdrojem koncentrace napětí. Technické řešení přechodových rádiusů HOE hlavních a ojnicích čepů klikového hřídele umožňuje rozšíření ramen klikového hřídele (vyšší tuhost klikového hřídele) při zachování nosné plochy ložiska a tím tedy vyšší tuhost KH. [11]



Obrázek 14: Konvenční řešení přechodových rádiusů a rádiusy HOE [11]

### 3.5.5 Materiál KH

Volba materiálu pro KH je velmi „individuální“ záležitostí, odráží se od faktu, že KH je vysoce namáhaná součást. Je tedy nutné, aby měl daný materiál vysokou pevnost a byl vhodný k zušlechťování a chemicko-tepelnému zpracování.

Vzhledem k dynamickému nebo rázovému namáhání KH musí mít jejich materiál i dostatečnou houževnatost. Je ovšem důležité také zvážit ekonomičnost užití materiálu, například není nutné užívat těch nejpevnějších materiálů pro výkonově slabé motory. Opět se tedy naráží na optimalizační proces, aby bylo dosaženo co nejlepšího řešení.

## 3.6 Závodní klikový hřídel

Rozdílů mezi sériovým KH a závodním dílem je mnoho. Ty přinášejí řadu výhod, které dělají závodní motor daleko výkonnějším oproti motoru sériovému. U sériových KH se klade důraz především na jejich dlouhodobou životnost a cenu, kdežto závodní KH musí přežít extrémní zatížení a zároveň zaručit, aby výkonnostní parametry těchto součástí byly co nejlepší, proto je velmi důležité správné dimenzování této součásti.

Před samotným vývojem závodní součásti je velmi důležité zvážit, jaká budou očekávání zákazníka, jak dlouho má zákazník v úmyslu udržet vůz s neporušenou součástí a v neposlední řadě také cena, za kterou je ochotný klikovou hřídel koupit.

Závodní kliková hřídel musí přežít nadměrné zatížení od ohybového a torzního namáhání, proto je pevnost součásti rozhodující. S tím souvisí především volba materiálu, z kterého je KH vyrobena, metoda použitá při výrobě, velikost čepů a poloměr zaoblení v přechodech mezi čepy a rameny KH.



Obecně používaným materiálem pro vysoko zatížené KH je ušlechtilá ocel s pevností v tahu nad 1000 MPa. Nejvhodnějším typem výroby součásti jsou pak celobrábené KH, neboť nedochází k deformování struktury zrn a zbytková napětí následkem obrábění jsou daleko menší než u kovaných hřídelí. Proto se uvádí, že celobrábené KH jsou nejsilnějšími klikovými hřídeli na trhu. Tento způsob výroby dále umožňuje vyrobit KH na zakázku s téměř libovolnými požadavky. Většina závodních KH jsou tepelně či chemicky zpracovány, nejběžnější je nitridování. Další typický rysem je přesnost při broušení a leštění hlavních a ojnicích čepů, velké poloměry zaoblení v přechodech mezi čepem a rameny a odlehčovací otvory v hlavních a ojnicích čepích. Pro snížení pasivních odporů se používají aerodynamické vývažky. [12, 13]

### 3.7 Závodní klikový hřídel u konkurence

V této nejmenované závodní kategorii vystupuje řada konkurenčních vozů. Z důvodu ochrany úniku citlivých informací jsou jednotliví konkurenti pro danou závodní kategorii označováni pouze pod obecným názvem, tj. Konkurent 1, Konkurent 2, ... a tak dále.

V následujících tabulkách nalezneme shrnutí parametrů KH konkurenčních vozů, které jsme schopni dohledat v jejich homologačním formuláři.


#### Konkurent 1

Typ konstrukce	Jednodílná součást	
<b>Materiál</b>	Ocel	
<b>Způsob výroby</b>	Celobrábená	
<b>Typ hlavních ložisek</b>	Kluzná ložiska	
<b>Průměr hlavních ložisek</b>	52 mm	
<b>Víka ložisek KH - materiál</b>	Slitina hliníku	
<b>Minimální hmotnost KH</b>	13521 g	
<b>Průměr ojnicích čepů</b>	52 mm	

Tabulka 1: Konkurent 1 – shrnutí parametrů KH

## Konkurent 2

Typ konstrukce	Jednodílná součást
Materiál	Ocel
Způsob výroby	Kovaná
Typ hlavních ložisek	Kluzná ložiska
Průměr hlavních ložisek	45 mm
Víka ložisek KH - materiál	Slitina hliníku
Minimální hmotnost KH	10679 g
Průměr ojnicích čepů	45 mm



Tabulka 2: Konkurent 2 – shrnutí parametrů KH

## Konkurent 3


Typ konstrukce	Jednodílná součást
Materiál	Ocel
Způsob výroby	Kovaná
Typ hlavních ložisek	Kluzná ložiska
Průměr hlavních ložisek	45 mm
Víka ložisek KH - materiál	Slitina hliníku
Minimální hmotnost KH	10679 g
Průměr ojnicích čepů	45 mm



Tabulka 3: Konkurent 3 – shrnutí parametrů KH

## Konkurent 4

Typ konstrukce	Jednodílná součást
Materiál	Ocel
Způsob výroby	Celoobráběná
Typ hlavních ložisek	Kluzná ložiska
Průměr hlavních ložisek	52 mm
Víka ložisek KH - materiál	Slitina hliníku
Minimální hmotnost KH	12070 g
Průměr ojnicích čepů	48 mm



Tabulka 4: Konkurent 4 – shrnutí parametrů KH

## Konkurent 5


Typ konstrukce	Jednodílná součást
Materiál	Ocel
Způsob výroby	Kovaná
Typ hlavních ložisek	Kluzná ložiska
Průměr hlavních ložisek	45 mm
Víka ložisek KH - materiál	Slitina hliníku
Minimální hmotnost KH	10679 g
Průměr ojnicích čepů	45 mm



Tabulka 5: Konkurent 5 – shrnutí parametrů KH

## Konkurent 6

Typ konstrukce	Jednodílná součást
Materiál	Ocel
Způsob výroby	Celoobráběná
Typ hlavních ložisek	Kluzná ložiska
Průměr hlavních ložisek	48 mm
Víka ložisek KH - materiál	Litina
Minimální hmotnost KH	12000 g
Průměr ojnicích čepů	47,8 mm



Tabulka 6: Konkurent 6 – shrnutí parametrů KH

Z tabulek je patrné, že Konkurent 2, Konkurent 3 a Konkurent 5 používají totožný kovaný sériový KH, neboť je jeho hmotnost nižší než 12 kilogramů. Všichni tito konkurenti jsou součástí jednoho koncernu. U ostatní vozů jsou KH celoobráběné.

## 4 Výzkumná část

Ve své práci jsem se rozhodla zkonstruovat zcela nový KH, který bude splňovat výše uvedené předpisy, bude dimenzován s ohledem na vysoké zatížení a maximální výkon motoru.

Pro lepší přehlednost požadavků FIA je přiložena tabulka č. 7, kde jsou uvedeny základní body, které musí nový hřídel splňovat.

Konstrukční požadavky	Předpis
<b>Minimální hmotnost</b>	12 kg
<b>Minimální moment setrvačnosti k ose otáčení</b>	0,016 kg·m <sup>2</sup>
<b>Materiál</b>	42CrMo4, 42CrMoV4, 32CrMo12, 32CrMoV12-10, 33CrMo12, 33CrMoV12-9
<b>Maximální prodejní cena</b>	2 693 €
<b>Geometrie ložisek</b>	Velikost hlavních a ojnicích ložisek stejná jako na sériovém motoru (motor, z kterého se vychází)
<b>Příruba</b>	Upevňovací systém setrvačnicku stejný jako na sériovém motoru (motor, z kterého se vychází)

*Tabulka 7: Předpisy FIA pro nový klikový hřídel*

Před samotným konstrukčním návrhem bylo nutné si všechny tyto požadavky důkladně rozebrat, dále využít vědomostí získaných na základě informací z rešeršní části a případně pak provést několik měření týkajících se následující volby konstrukce.

## 4.1 Hmotnost KH

Jelikož je minimální hmotnost 12 kilogramů jedním z požadavků FIA pro zkonstruování nového klikového hřídele, jedná se o důležitý parametr, který je nutno po celou dobu konstruování sledovat. K tomu mi pomohl software Creo parametric, ve kterém jsem vytvářela model KH. V záložce *model properties* jsem si nadefinovala příslušný materiál (správnou hustotu materiálu) a poté přes ikonku *mass properties* jsem sledovala hmotnost modelu.

Mým cílem bylo zkonstruovat KH do závodního motoru, proto jsem se snažila vytvořit KH co možná nejlehčí. Z hlediska výrobní jistoty není vhodné, aby byl konstrukční model přímo na hranici 12 kilogramů. Je nutno počítat s rezervou v rámci předepsaných výrobních tolerancí na výkrese.

## 4.2 Moment setrvačnosti KH

V předpisech je povolen minimální moment setrvačnosti  $0,016 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  k ose otáčení hřídele. Stejně jako u hmotnosti, jsem tento parametr sledovala v Creo Parametric pomocí ikonky *mass properties*. Nejprve jsem si vytvořila příslušný souřadný systém a následně už jen odečítala hodnotu k ose totožné s osou otáčení.

Z již dříve nabytých znalostí vím, že velikost setrvačného momentu k ose otáčení nám ovlivňuje dynamiku zrychlení (zpomalení). U závodního motoru se klade důraz na to, aby reakce od polohy akcelérátoru ke kolům byla co nejrychlejší, tudíž je žádoucí, aby moment setrvačnosti k ose otáčení byl co nejmenší.

## 4.3 Materiál KH

Dle FIA předpisů jsem měla na výběr z šesti různých materiálů: 42CrMo4, 42CrMoV4, 32CrMo12, 32CrMoV12-10, 33CrMo12 a 33CrMoV12-9. Pro výběr jednoho z nich jsem prozkoumala charakteristické vlastnosti všech šesti materiálů. Nepřehlédnutelným parametrem je také jejich cena a dostupnost, neboť právě cena

materiálu přímo souvisí s náklady na výrobu součástí. Jelikož jsme omezeni maximální prodejní cenou, je žádoucí, abychom se s výrobními náklady do této ceny vešli.

### 4.3.1 42CrMo4 (dřívější označení ČSN 15 142)

Jedná se běžně dostupný materiál. Chemické složení (v %) nám ukazuje následující tabulka č. 8.

C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo
0,38-0,45	0,6-0,9	max 0,035	max 0,035	max 0,4	0,9-1,2	0,15-0,3

Tabulka 8: Chemické složení materiálu 42CrMo4 [20]

V další tabulce č. 9 nalezneme přehled mechanických vlastností.

Rozměr t, d [mm]	≤ 16	17 - 40	41 - 100	101-160
Stav	zušlechťený			
Mez kluzu $R_e$ [MPa] min	900	750	650	550
Mez pevnosti $R_m$ [MPa] min	1100 - 1300	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950
Tažnost A [%] min	10	11	12	13
Kontrakce Z [%] min	40	45	50	50
Vrubová houževnatost KCV [J] min	30			

Tabulka 9: Mechanické vlastnosti materiálu 42CrMo4 [20]

Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování a v kaleném stavu dobře odolává opotřebení.

Používá se v automobilovém průmyslu a letectví, především jako hřídele, klikové hřídele, pastorkové hřídele a ozubená kola. [20]

### 4.3.2 42CrMoV4

Tento materiál nepatří mezi ty běžné. Dle dostupných informací ho nabízí pouze firma Ju Feng Special Steel (Taiwan) jako speciální materiál z oceli vhodný k šroubování a přesnému obrábění.

Chemické složení (v %) nám ukazuje následující tabulka č. 10.

C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo
0,30-0,45	0, 5-0,8	max 0,025	max 0,025	0,15-0,40	0,9-1,2	0,15-0,30

Tabulka 10: Chemické složení materiálu 42CrMoV4 [21]

Dostupné informace o mechanických vlastnostech tohoto materiálu nám níže ukazuje tabulka č. 11.

Rozměr t, d [mm]	Mez kluzu [MPa] min	Mez pevnosti R <sub>m</sub> [MPa] min	Tažnost A [%] min
16 – 40	765	980 – 1180	11

Tabulka 11: Mechanické vlastnosti materiálu 42CrMoV4 [21]

### 4.3.3 32CrMo12 (dřívější označení ČSN 15 432)

Tento materiál je v Evropě dostupný. Chemické složení (v %) nám ukazuje následující tabulka č. 12.

C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo
0,28- 0,35	0,4-0,7	max 0,035	max 0,035	max 0,4	Max 0,6	2,8-3,3	0,3-0,5

Tabulka 12: Chemické složení materiálu 32CrMo12 [22]

A v tabulce č. 13 nalezneme jeho mechanické vlastnosti.

Rozměr t, d [mm]	≤ 16	17 - 40	41 - 100	101-160
Stav	zušlechtný			
Mez kluzu R <sub>e</sub> [MPa] min	1030	1030	885	785
Mez pevnosti R <sub>m</sub> [MPa] min	1230 - 1420	1230 - 1420	1080 - 1270	980 - 1180
Tažnost A [%] min	9	9	10	11
Kontrakce Z [%] min	35	35	40	45
Vrbová houževnatost KCV [J] min	30	30	35	40

Tabulka 13: Mechanické vlastnosti materiálu 32CrMo12 [22]

Materiál 32CrMo12 je vhodný pro strojní součásti s vysokými požadavky na pevnost a houževnatost.

#### 4.3.4 32CrMoV12-10

Chemické složení (v %) nám ukazuje následující tabulka č. 14.

C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	V
0,29-0,36	0,4-0,7	max 0,015	max 0,002	0,1-0,4	Max 0,3	2,8-3,3	0,7-1,2	0,15-0,35

Tabulka 14: Chemické složení materiálu 32CrMoV12-10 [23]

Pro tento materiál se hodnoty mechanických vlastností z různých zdrojů velmi liší a bohužel nikde není specifikováno, ke kterému polotovaru se tyto vlastnosti vztahují. Dle [23] jsou mechanické vlastnosti pro tento materiál následující:

Mez kluzu [MPa] min	Mez pevnosti $R_m$ [MPa] min	Tažnost A [%] min
1030	1230 - 1420	9

Tabulka 15: Mechanické vlastnosti materiálu 32CrMoV12-10 [23]

Používá se v oblasti lodního, automobilového, leteckého průmyslu i zbrojního průmyslu. V automobilech je vhodný pro výrobu ozubených kol, hřídelů a ojníc.

#### 4.3.5 33CrMo12

K uvedenému materiálu nejsou žádné veřejně dostupné informace.

#### 4.3.6 33CrMoV12-9

Tento materiál se řadí mezi nitridační oceli. Chemické složení (v %) nám ukazuje následující tabulka č. 16.

C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo	V
0,29-0,36	0,4-0,7	max 0,025	max 0,035	max 0,4	2,8-3,3	0,7-1	0,15-0,25

Tabulka 16: Chemické složení materiálu 33CrMoV12-9 [24]



Mechanické vlastnosti nám opět ukazuje tabulka č. 17 níže.

Rozměr t, d [mm]	≤ 40	41 - 100	101 - 160	161 - 250
Stav	zušlechťený			
Mez kluzu $R_e$ [MPa] min	950	850	750	700
Mez pevnosti $R_m$ [MPa] min	1150 - 1350	1050 - 1250	950 - 1150	900 - 1100
Tažnost A [%] min	11	12	12	13
Vrubová houževnatost KCV [J] min	35	40	45	45

Tabulka 17: Mechanické vlastnosti materiálu 33CrMoV12-9 [24]

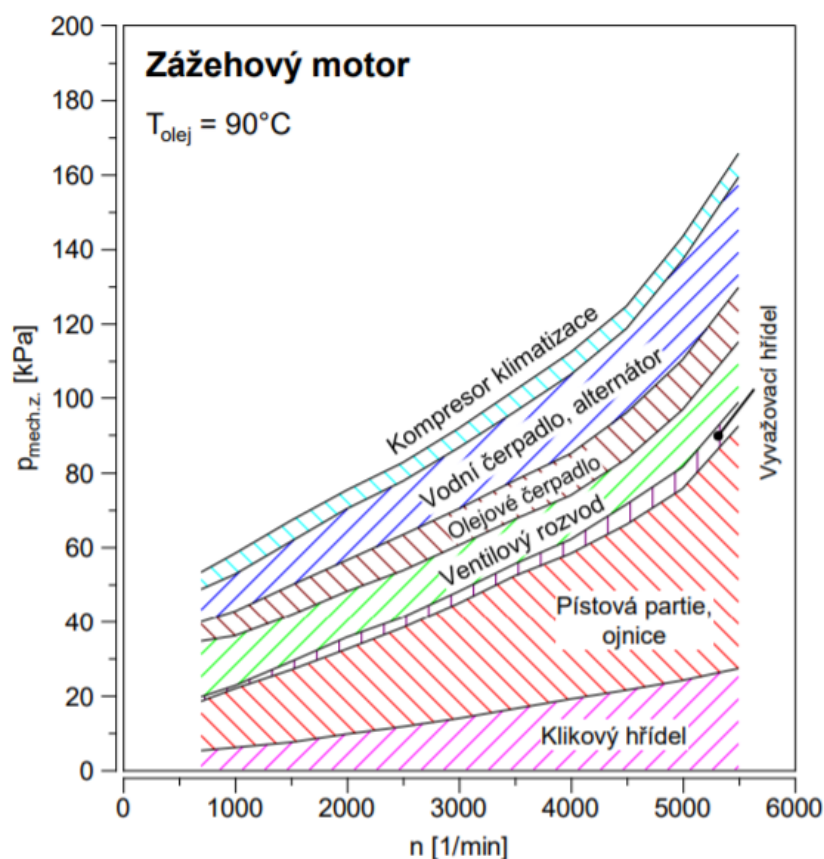
Jedná se o materiál používaný při výrobě součástí vyžadujících vysokou odolnost proti opotřebení, konkrétně například pro ložiska, nápravy, klikové hřídele a ozubená kola.

## 4.4 Analýza pasivních odporů

Snižování třecích a aerodynamických ztrát KH nemá pro běžné motory takovou prioritu, avšak výjimku tvoří závodní motory, u kterých se pohybujeme v oblasti vysokých otáček. U závodních motorů se snažíme o dosažení maximálního výkonu a jedna z možností je právě snižování pasivních odporů.

Z obrázku č. 15 je patrné, že z celkových mechanických ztrát zážehového motoru značnou část tvoří právě KH. Pokud se zaměříme na závodní motory, tedy na vysoké provozní otáčky, jsou i tyto ztráty daleko vyšší. Obecně tedy platí, že s rostoucími otáčkami rostou i mechanické ztráty. Na pasivní odpory nemají vliv jen otáčky motoru, ale i typ a teplota oleje. Pro klikovou hřídel potom platí, že čím je vyšší teplota oleje, tím jsou mechanické ztráty nižší.

V této diplomové práci se konkrétně zabývám měřením třecích ztrát v hlavních ložiscích KH, s tím spojenou volbou rozměrů (průměrů) hlavních ložisek KH. Následně se budu věnovat aerodynamice vývažků čili optimalizaci jejich tvaru.



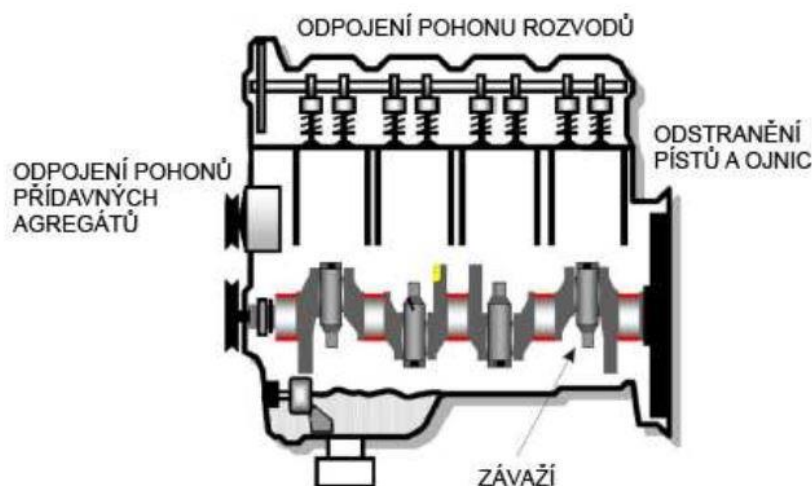
Obrázek 15: Mechanické ztráty pro zážehový motor [25]

#### 4.4.1 Měření třecích ztrát v hlavních ložiskách KH

Cílem tohoto měření je zjistit závislost třecích ztrát na otáčkách při různých velikostech průměrů hlavních čepů. Dle naměřených výsledků je potom nutné zvážit, zda má rozdíl velikosti hlavních čepů velký vliv na výkon motoru. V případě zanedbatelného rozdílu hodnot pak ve finálním konstrukčním návrhu KH použít větší průměr hlavních čepů, a tím dosáhnout lepší tuhosti a životnosti KH, nebo naopak použít menší průměr čepů, vyjde-li rozdíl výkonových ztrát příliš velký. Nutno podotknout, že volba tohoto rozměru je spojená i se změnou výchozího sériového bloku válců (motoru).

Před samotným měření třecích ztrát, byla nutná důkladná příprava. Jedná se o zajištění dílů, příprava technické dokumentace pro nové zkonstruované díly či následné obrobení sériových dílů.

Abychom mohli změřit třecí ztráty klikového hřídele, je nutné motor upravit následovně – odpojíme pohon rozvodů a pohon přídatných agregátů, aby nezatěžovaly klikový hřídel, odstraníme písty a ojnice a nahradíme je závažím (viz obr. č. 16).



Obrázek 16: Schéma motoru pro měření pasivních odporů KH [26]

V konstrukčním návrhu nového KH je možno vycházet ze dvou velikostí průměrů hlavních čepů, a to z toho důvodu, že daný závodní motor, pro který bude nový hřídel konstruován, používá sériový blok válců. Série využívá tento blok válců právě ve dvou provedení, které se liší ve velikosti hlavních čepů KH – 48 mm a 52 mm, jinak je zaměnitelný. Tím, že závodní motor vychází ze sériového bloku válců, můžeme pro naše měření použít i sériový KH, jenž byl pro daný blok konstruován.

Na měření pasivních odporů bylo tedy nutné zajistit dva sériové bloky válců (odlišné průměry hlavních čepů) a dva sériové klikové hřídele s průměrem hlavního čepu 52 mm, přičemž se jeden z nich jsem nechala obrobit na průměr hlavních čepů 48 mm dle předem připraveného výkresu (viz příloha II). Aby byly zajištěny stejné předpoklady pro následující měření, bylo nutné zachování stejných vlastností nově obrobeného klikového hřídele jako u původního hřídele (tolerance, drsnost povrchu atd.). Není to však jediná úprava. Oba klikové hřídele jsem nadále upravovala na jejich konci pro upnutí a přenosu krouticího momentu z komponentního stavu. Použití dvou totožných hřídelů (pouze jiný průměr hlavních čepů) mi zajišťuje stejné podmínky měření a tím i věrohodnost naměřených hodnot.

Dalším bodem přípravy bylo zkreslení a příprava technické dokumentace pro výrobu závaží na klikovou hřídel reprezentující hmotnost pístu, pístních kroužků, pístního čepu a ojnice (viz příloha III). V tomto případě nebylo nutné dodržet přesnou hmotnost, neboť se jedná pouze o porovnání poměru třecích ztrát různých průměrů čepu. Velmi důležitým

bodem byla také precizní kontrola, zda nedochází při protáčení klikové hřídele ke kolizi uvnitř bloku motoru i z hlediska protáčení závaží na čepu.



Obrázek 17: Kliková hřídel se závažím na ojnicích čepch

Pro snímání točivého momentu a získání velikosti třecích ztrát byl použit univerzální snímač T40B, který se používá na měření statického i dynamického momentu síly na stacionárních, nebo otáčejících se hřídelích.

Tento snímač se skládá ze dvou samostatných částí: z rotoru a statoru. Rotor obsahuje mechanický měrný element a systém snímání a přenosu signálu. Na měrném elementu (vnitřní stěny krátké trubky opatřené přípojovacími přírubami) jsou aplikovány tenzometry.



Obrázek 18: Univerzální snímač pro testovací stavy

Výstupem měření jsou naměřené hodnoty točivého momentu a pro zajištění stejných provozních podmínek jsou naměřeny i hodnoty tlaku a teploty oleje ve filtru v závislosti na otáčkách motoru. Od každé varianty proběhla tři měření.

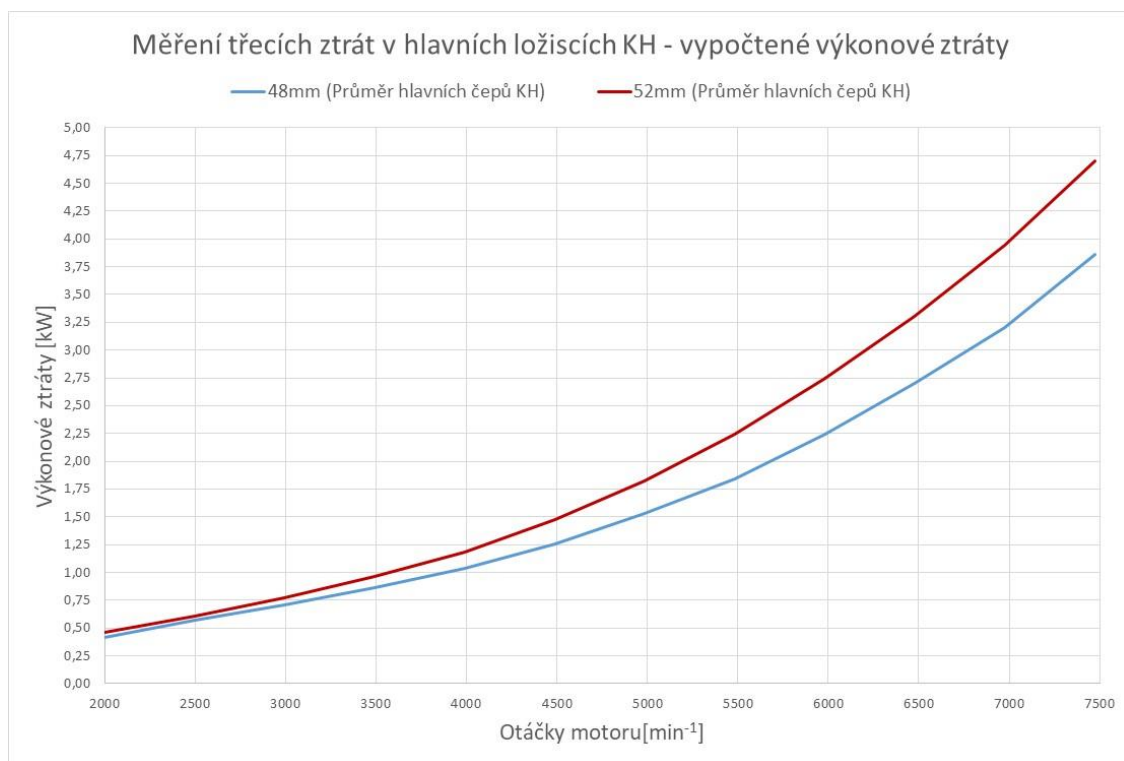
Následující tab. č. 18 nám ukazuje již zprůměrované hodnoty točivého momentu z všech tří měření pro každou variantu a k tomu následně dle vzorce č. 47 vypočítané výkonové ztráty.

$$P = M \cdot \omega = M \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} [W] \quad (47)$$

Měření třecích ztrát v hlavních ložiscích KH				
48 mm (průměr hlavních čepů KH)			52 mm (průměr hlavních čepů KH)	
Otáčky motoru [min <sup>-1</sup> ]	Naměřený moment [Nm]	Vypočtené výkonové ztráty [kW]	Naměřený moment [Nm]	Vypočtené výkonové ztráty [kW]
1994	2,009	0,420	2,215	0,462
2492	2,200	0,574	2,336	0,610
2990	2,266	0,710	2,462	0,771
3489	2,355	0,861	2,626	0,960
3987	2,489	1,039	2,843	1,187
4486	2,669	1,254	3,137	1,473
4983	2,934	1,531	3,490	1,821
5482	3,213	1,844	3,911	2,245
5979	3,577	2,240	4,383	2,745
6477	3,975	2,697	4,871	3,304
6975	4,390	3,206	5,393	3,939
7472	4,939	3,865	6,011	4,703

Tabulka 18: Naměřené hodnoty výkonových ztrát vlivem pasivních odporů

Pro názornost jsou hodnoty výkonových ztrát v závislosti na otáčkách motoru vykresleny do grafu č. 1 níže.



Graf 1: Naměřené výkonové ztráty v závislosti na otáčkách motoru

Z naměřených hodnot je patrné, že pokud by se jednalo o klasický sériový motor (ne závodní), kde jsou nízké provozní otáčky, je rozdíl těchto ztrát minimální. Tudíž bych pro lepší tuhost a bezpečnost KH volila variantu s většími průměry hlavních čepů. V mém případě se ale jedná o motor závodní, jehož provozní otáčky jsou daleko vyšší.

Z grafu č. 1 můžeme vyčíst, že rozdíl výkonových ztrát například pro 6000 otáček za minutu činí cca 0,5 kW. Z důvodu dosáhnutí co nejvyššího výkonu motoru je tato hodnota až příliš vysoká, proto volím pro návrh klikové hřídele menší průměr hlavních čepů (48 mm) na úkor menší tuhosti a životnosti KH.

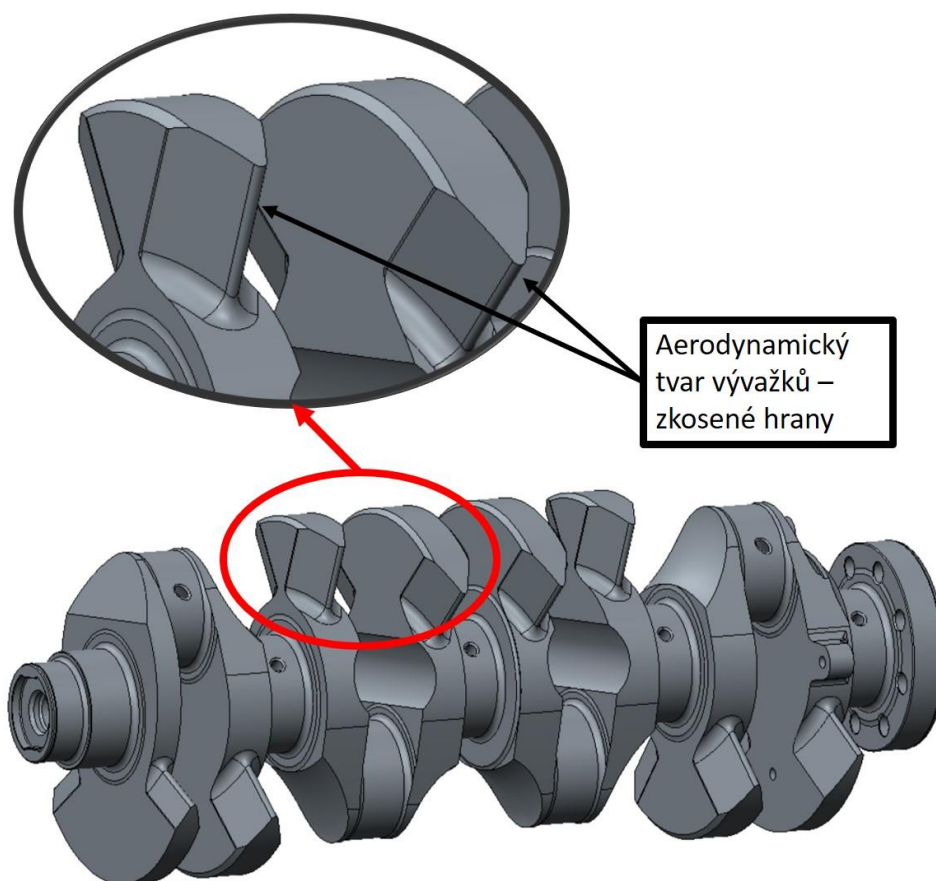
Naměřené hodnoty tlaku a teploty oleje ve filtru v závislosti na otáčkách motoru naleznete v příloze I.

## 4.4.2 Aerodynamika vývažků KH

Při rotaci KH dochází k mechanickým ztrátám vlivem víření vzduchu a rozprášeného oleje. Tyto ztráty jsou tím větší, čím je vyšší součinitel odporu vzduchu, třecí plocha či náchylnost k ulpívání oleje.

Mezi prvky snižující aerodynamické ztráty zahrnujeme aerodynamický tvar vývažků, malou velikost smykových ploch a hladký povrch nefunkčních ploch, který snižuje součinitel tření a ulpívání oleje na jeho povrchu.

Dle prostudovaných materiálů týkajících se závodních KH a nabytých zkušeností ve firmě Škoda Auto a.s. jsem zvolila aerodynamický tvar vývažků (tzv. nožový tvar), který můžete vidět na následujícím obrázku č. 19.



Obrázek 19: Konstrukční model KH – aerodynamický tvar vývažků

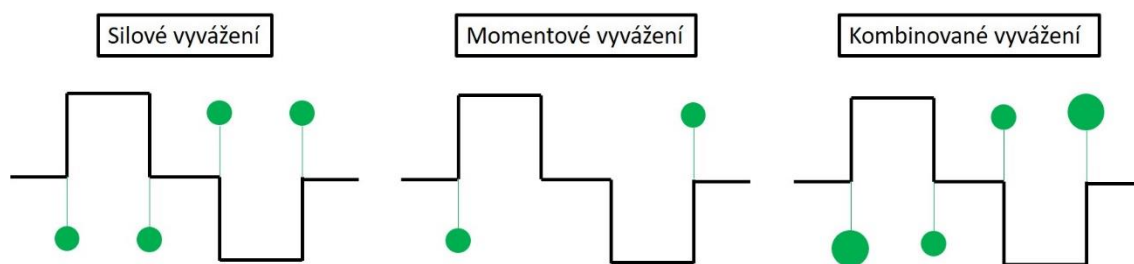
Zkosené hrany vývažků snižují mechanické ztráty, a tím tak zvyšují výkon motoru.

Dalším prvkem navrhnutého KH, který přispívá k minimalizování pasivních odporů je předepsaná drsnost povrchu u smykových ploch.

## 4.5 Vyvážení KH

Dle kapitoly 3.4.1, ve které jsem se zabývala výhradně vyvážení čtyřválcového plochého motoru, víme, že volné setrvačné síly a momenty rotačních částí klikového mechanismu jsou nulové, stejně tak i volné setrvačné síly a momenty posuvných částí klikového mechanismu I. řádu a volné setrvačné momenty posuvných částí II. řádu. Pouze II. řád volných setrvačných sil posuvných částí klikového mechanismu je nenulový. Tuto sílu lze vyvážit pomocí dvou vyvažovacích hřídelů. U závodních motorů to však není žádoucí, jelikož by se jednalo o nárůst hmotnosti a pasivních ztrát.

Ve svém konstrukčním návrhu jsem se, co se týče vyvažování, zaměřila především na vyvážení vnitřních setrvačných sil a podélných momentů, které způsobují zatížení ložisek. Existují tři způsoby vyvážení, a to silové vyvážení, momentové vyvážení a kombinované vyvážení (viz obr. č. 20).



Obrázek 20: Schéma silového, momentového a kombinovaného vyvážení

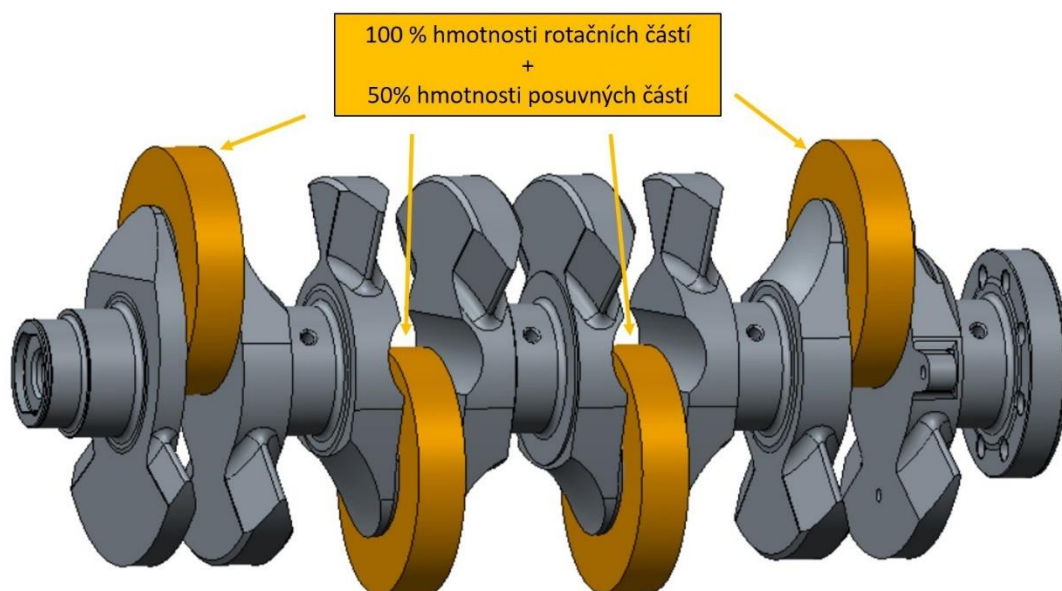
Zvolila jsem metodu kombinovaného vyvážení, tedy kompromis mezi vyvážením silovým a momentovým.

Jelikož vyvažování KH přímo souvisí s dalšími velmi důležitými parametry, jako je hmotnost a moment setrvačnosti k ose otáčení KH, je nezbytně nutné všechny tyto parametry během procesu návrhu sledovat. Jak už bylo výše řečeno, hmotnost KH by měla být co nejlehčí, avšak dle předpisů musí být její minimální hmotnost 12 kilogramů. Obdobně je to i s momentem setrvačnosti, ten by měl být také co nejmenší. Jeho minimální hodnota, jak jsem již dříve uvedla, je dle předpisů určena na  $0,016 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . Naproti tomu je snaha o maximální vyvážení jednotlivých zalomení KH z důvodu menšího ohybového namáhání KH a snížení opotřebení hlavních ložisek.

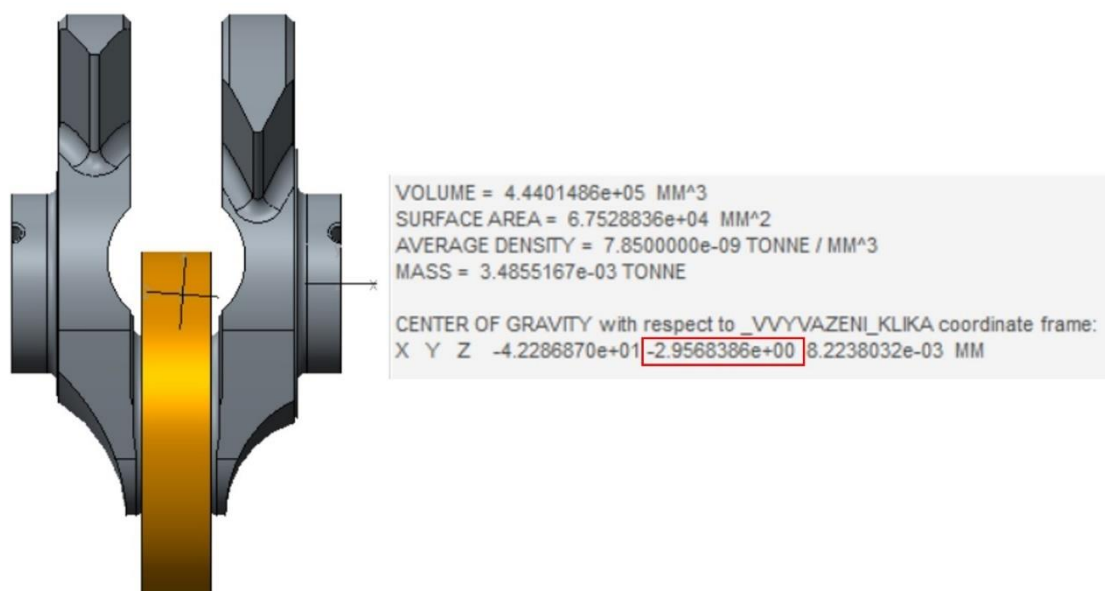
Při vyvažování vnitřních setrvačných sil jsem postupovala tak, že jsem si vymodelovala závaží reprezentující hmotnost 100 % rotačních částí a 50 % částí posuvných. Toto závaží jsem umístila na ojnicní čepy a následně jsem pro každé zalomení



zvlášť sledovala polohu těžiště vůči ose y (viz obr. č. 21 a č. 22). Tato hodnota je pro každé zalomení stejná a odpovídá celkovému procentuálnímu vyvážení 82,3 %.



Obrázek 21:Klikový hřídel z vývažky na ojníčnících čepech



Obrázek 22: Zalomení KH – poloha těžiště

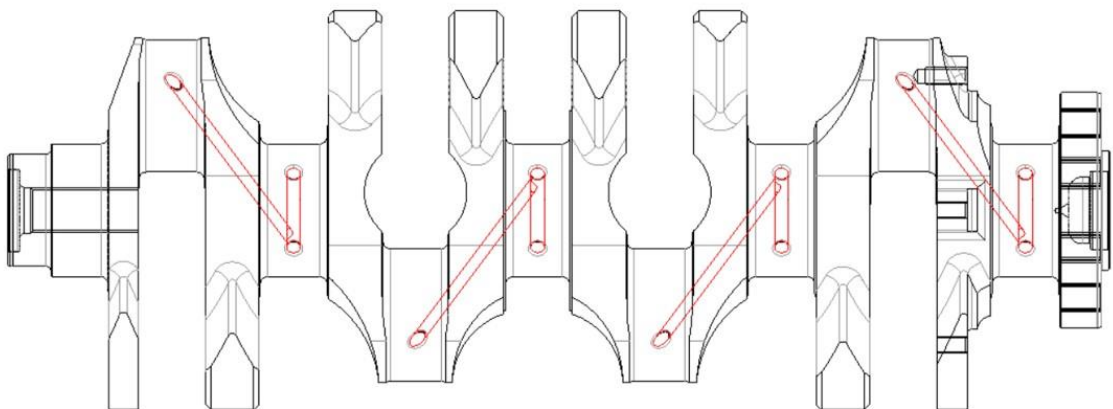
## 4.6 Konstrukční návrh klikového hřídele

Finální konstrukční návrh závodního KH byl zkonstruován na základě předpisů FIA pro konkrétní závodní kategorii. Zvolila jsem celoobráběný KH, jehož materiál jsem z hlediska mechanických vlastností, dostupnosti a ceny vybrala 32CrMo12 (ČSN 15 432). Výsledná hmotnost součásti vychází 12 155 g a moment setrvačnosti je 0,0176 kg·m<sup>2</sup>. Obě tyto hodnoty jsou s dostatečnou rezervou nad FIA limit, aby z hlediska výrobního procesu a předepsaných tolerancí nedošlo k porušení předpisů. Cena při zavedení dílu do sériové výroby závodních vozů pak vychází přibližně na 2300 € za kus.

Co se týče základních rozměrů vytvořeného modelu, průměr hlavních čepů je 48 mm při délce 24 mm včetně přechodového poloměru a průměr ojnicích čepů je 47,8 mm při délce 23,4 mm. Axiální ložisko se nachází na třetím hlavním čepu. Výška zdvihu pístu je 75,5 mm. Celková délka KH pak vychází na 397,5 mm.

Pohon rozvodů a přídatných agregátů zajišťuje přední konec KH prostřednictvím řemenice a ozubených kol. Na druhý konec, tedy na přírubu setrvačnicku, je připevněn setrvačnick pomocí osmi šroubů velikosti M10, z nichž jeden je pro zajištění správné polohy KH a setrvačnicku vyosen. Čtvrté zalomení KH je připraveno pro upevnění kola snímače otáček a polohy KH.

Pro rozvod motorového oleje a zajištění mazání ojnicích čepů jsou vyvrtány vnitřní mazací kanály (viz obr. č. 23).



Obrázek 23: Systém mazacích kanálků

Vývažky KH mají pro snížení mechanických ztrát aerodynamický tvar.

Součástí diplomové práce je přiložený finální výrobní výkres KH, který se skládá ze dvou listů velikosti A0 (příloha IV).

## 4.7 Celková analýza pevnosti klikového hřídele

V dnešní době se při vývoji nových strojních součástí používají simulační programy, které nám umožňují snížit dobu vývoje a cenové náklady na vývoj. Tyto výpočetní programy používáme nejen při tvorbě nového modelu, ale také při optimalizaci již stávající součásti.

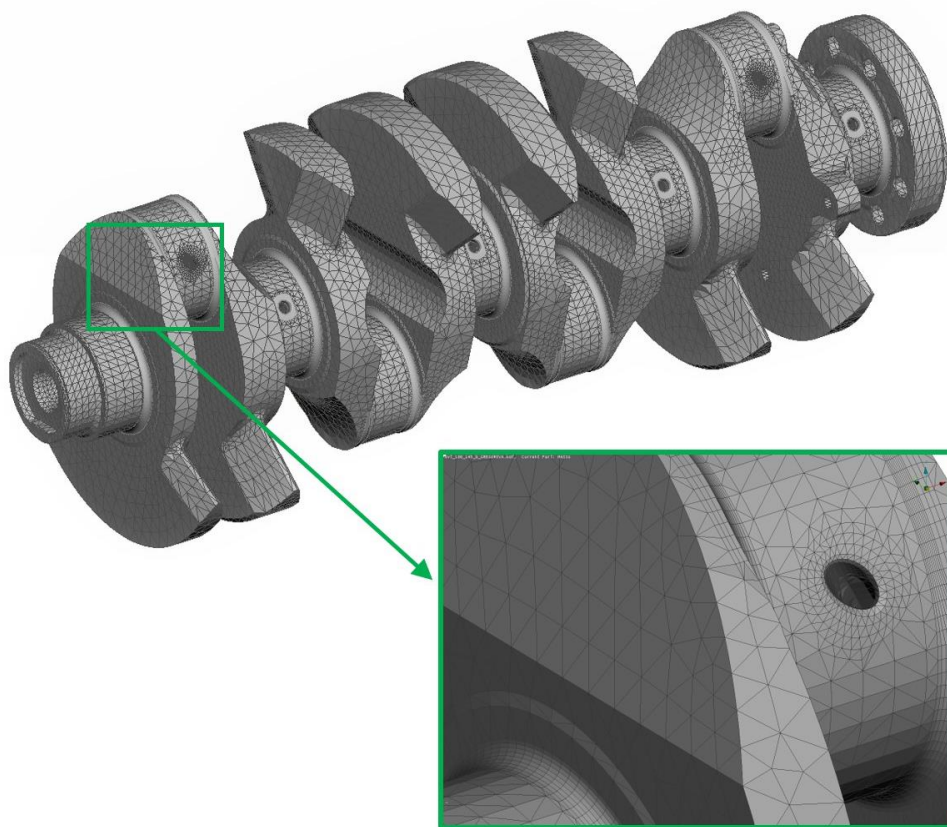
Klikový hřídel je dynamicky velmi namáhanou součástí pístového spalovacího motoru, tudíž jsou pevnostní výpočty jeho nedělitelnou součástí.

Pevnostní analýza navrhnutého KH probíhala ve spolupráci s oddělením výpočtů agregátů EPO/5. Dle směrnic firmy Škoda Auto a.s. je popsán pouze obecný postup výpočtu.

### 4.7.1 MKP model

Metoda konečných prvků MKP, označována také jako FEM (Finite Element Method), má dnes již nezastupitelnou roli v inženýrských výpočtech všeobecně. Tato metoda řešení patří do metod variačních. Ty se vyznačují tím, že se řešené objemové těleso rozdělí do konečného počtu prvků (diskretizace), které tvoří síť. Hledané parametry jsou vyšetřovány v jednotlivých prvcích (uzlech) sítě.

MKP model byl vytvořen v softwaru ANSA a vychází z navrhnutého CAD modelu v softwaru Creo Parametric. Pro následnou MBS simulaci bylo nutné vytvoření tzv. interface uzlů, které slouží k zadání zatížení a okrajových podmínek.

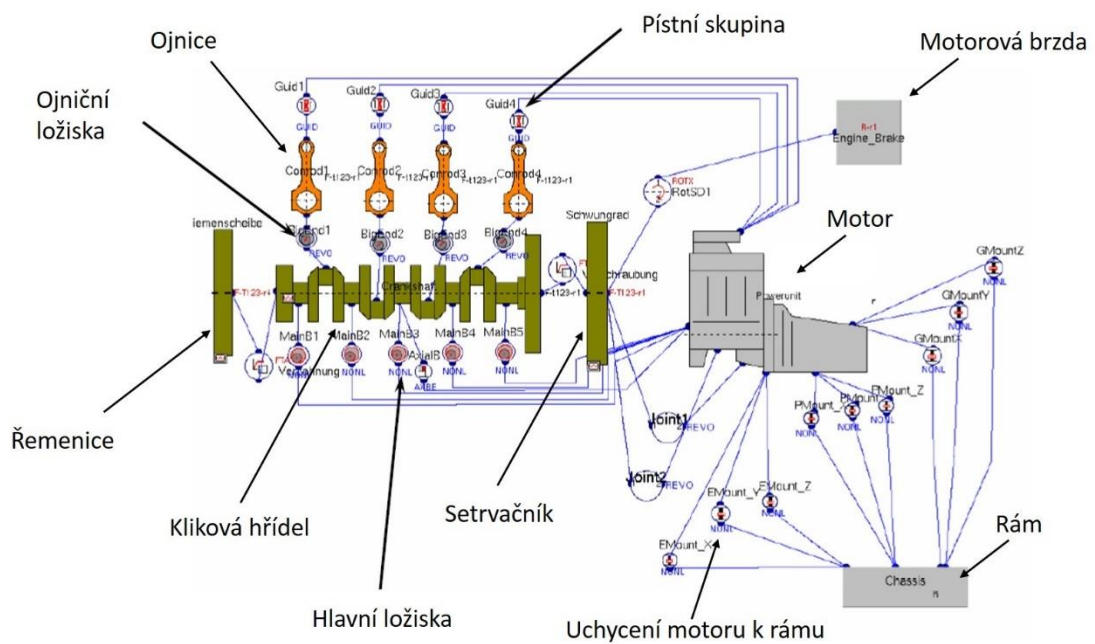


Obrázek 24: Zasiťovaný model KH

#### 4.7.2 MBS model - AVL Excite Power Unit

Sestavení výpočtového MBS modelu proběhlo v softwaru ALV Excite Power Unit. Jedná se o software pro výpočet dynamiky, pevnosti a akustiky spalovacích motorů, převodovek a pohonných jednotek. Model se skládá z částí hnacího ústrojí spalovacího motoru, tzn., že obsahuje klikovou hřídel, ojnice, pístní skupinu, řemenici, setrvačnick atd. (viz obr. č. 25).

MBS model zahrnuje tuhá a poddajná (pružná) tělesa. Tuhá tělesa jsou určena svojí polohou, orientací, momentem setrvačnosti a polohou těžiště a nedochází k jejich deformaci a vzájemným posuvům. V našem případě se jedná o píst, pístní kroužky a pístní čep. Naopak tělesa, jejichž deformace ovlivňují dynamiku systému, je nutno považovat jako pružná. V MBS modelu je to blok motoru, klikový hřídel, ložiska, ojnice, řemenice a setrvačnick.



Obrázek 25: MBS AVL Excite Power Unit – virtuální model motoru

Model motoru je zatížen silami od tlaků plynů, které jsou zavedeny na jednotlivé písty. Jsou použité reálné naměřené hodnoty tlaků plynů v motoru. Setrvačnick je přes pružnou spojku spojen s modelem motorové brzdy, na kterou je v modelu aplikována počáteční podmínka úhlové rychlosti. [27]

Z dynamické simulace rozběhu motoru je získána analýza torzního kmitání a zatížení hlavních ložisek.

### 4.7.3 Torzní kmitání

Vlastní torzní kmitání je druh harmonického pohybu, který vzniká vyvoláním vnějším silovým impulsem bez jeho dalšího působení. Bez tlumení a pasivních odporů by kmitání trvalo nekonečně dlouho dobu. Každá rotující soustava má jiné vlastní tvary kmitání a jiné vlastní frekvence. Největší nebezpečí vzniká, pokud je při některých provozních otáčkách motoru frekvence periodicky působících sil shodná s frekvencí vlastního kmitání KH. Tím dojde k zesílení vlastního kmitání, vzniku rezonance.

Vlastní kmitání vlivem vnitřních odporů a tlumení po určitém čase zaniká, proto není samo o sobě tolik nebezpečné. Avšak z hlediska životnosti KH je nebezpečnější vynucené

torzní kmitání způsobené proměnným momentem působícím na jednotlivých zalomení KH.

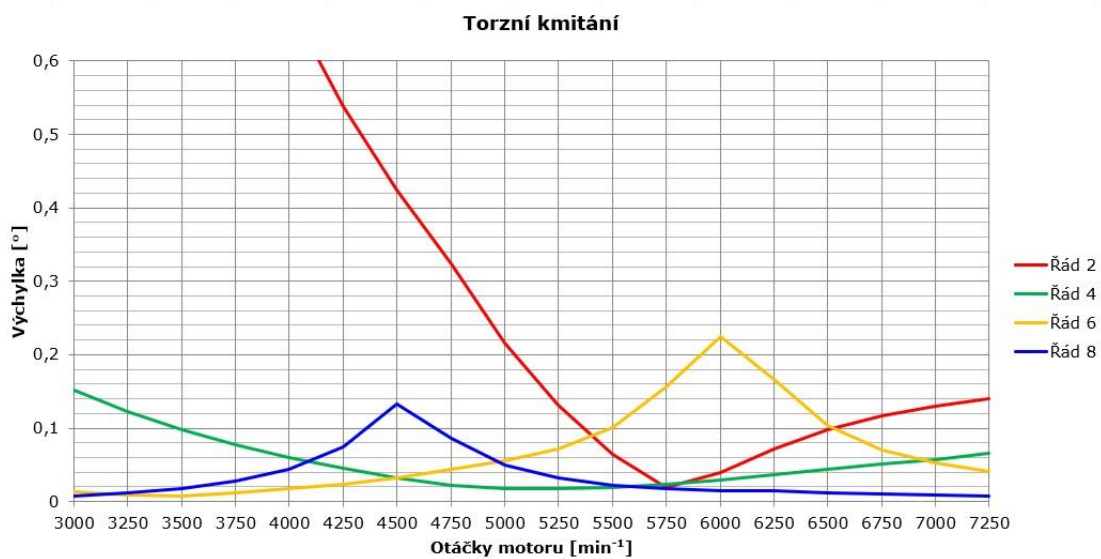
U čtyřdobých motorů je harmonická složka točivého momentu násobkem jeho periody a odpovídá dvěma otáčkám KH. Řád harmonické složky  $\kappa$  se určuje na jednu otáčku klikového hřídele a vztah pro jeho výpočet je:

$$\kappa = \frac{k}{2} [-], \quad (48)$$

kde  $k$  je 1, 2, 3, ...,  $n$ .

U motorů zjišťujeme hlavní řády harmonických složek. Pro motory s pravidelnými rozestupy zážehů jsou celočíselné a jejich hodnota je rovna násobku polovičního počtu válců motoru. U čtyřválcového motoru, který má rozstup zážehů  $180^\circ$  jsou významné hlavní řády harmonických složek  $\kappa = 2, 4, 6, 8, 10 \dots$  [8, 9]

Výsledkem dynamické simulace je graf č. 2, kde jsou zobrazeny hlavní nebezpečné řády. Graf nám ukazuje velikost úhlové výchylky řemenice KH v závislosti na otáčkách motoru. Je patrné, že velký podíl na torzních vibracích KH má 6. řád harmonické složky, který dosahuje rezonance při 6000 otáčkách za minutu. 8. řád harmonické složky dosahuje své rezonance při 4500 otáčkách za minutu, amplituda rezonance je však v porovnání s 6. řádem menší. Zmíněné harmonické složky způsobují střídavou torzní deformaci a snižují tak únavovou pevnost KH. Vyšší řády pro nás nejsou důležité, neboť je jejich amplituda malá a dosahují rezonance mimo provozní oblast motoru. Nižší harmonické složky (2. řád a 4. řád) dosahují rezonance při nízkých otáčkách motoru a bod uzlu vibrací těchto řádů leží mezi setrvačником a rotorem dynamometru. Vzhledem ke zmenšování výchylky s rostoucími otáčkami tyto harmonické složky neřadíme k torzním vibracím KH.



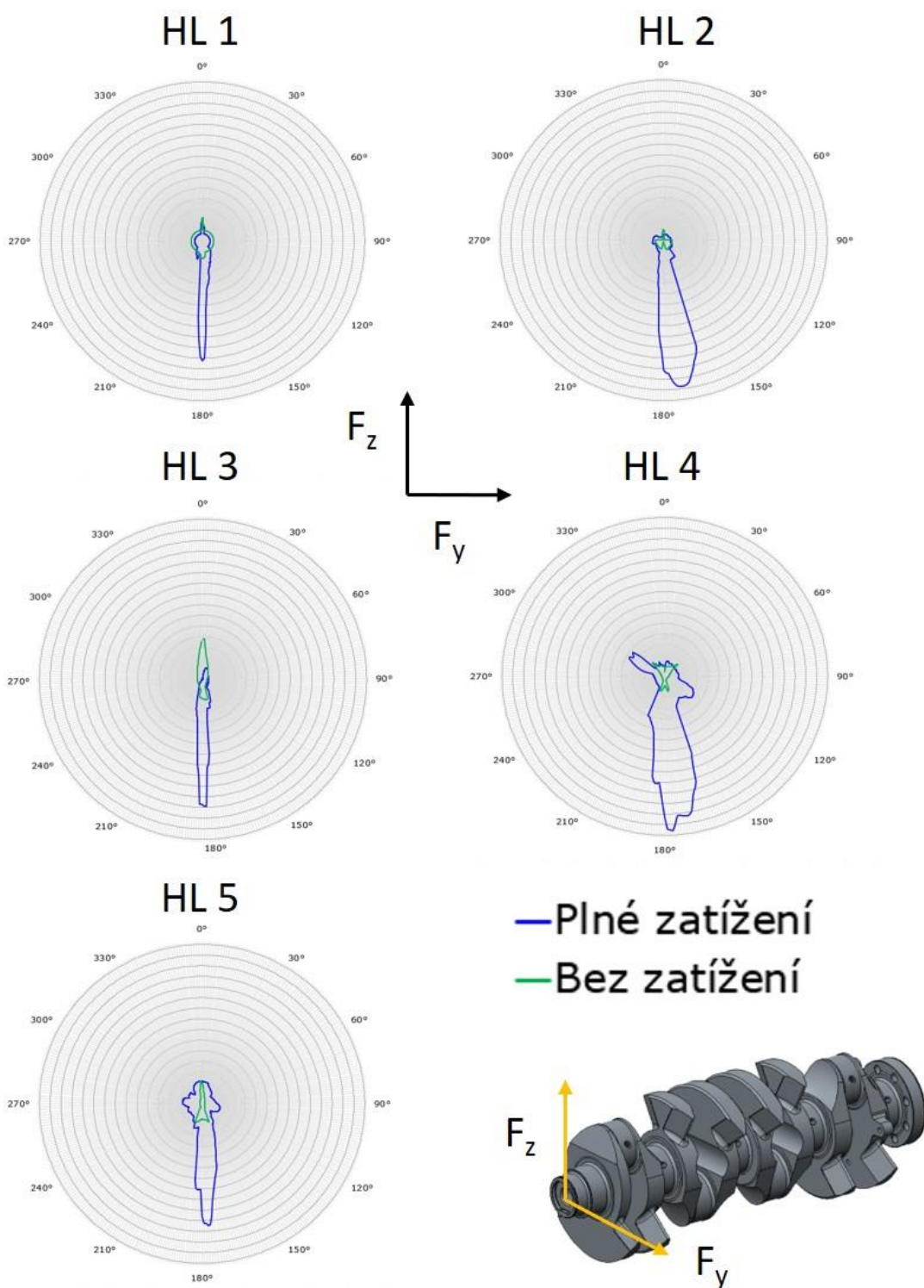
Graf 2: Velikost úhlové výchylky KH v závislosti na otáčkách motoru

#### 4.7.4 Zatížení hlavních ložisek

Dalším výsledkem dynamické simulace rozběhu motoru je zatížení jednotlivých hlavních ložisek KH. Polární diagramy amplitudy síly zatěžující hlavní ložiska znázorňuje obrázek č. 26. Z hlediska citlivých informací nejsou u jednotlivých grafů konkrétní hodnoty působících sil ve směru osy y a z. Všechny grafy jsou pro porovnání vůči sobě ve stejném měřítku.

Zelenou barvou jsou znázorněny působící síly při nezatíženém stavu motoru a modře jsou znázorněny působící síly při plném zatížení motoru.

Obecně se doporučuje eliminovat boční síly ve směru osy y, které namáhají blok motoru a způsobují jeho poškození.



Obrázek 26: Polární diagramy amplitudy síly zatěžující hlavní ložiska

#### 4.7.5 Výpočet únavové pevnosti – metoda výpočtu

Pro výpočet únavové pevnosti byl použit software FEMFAT (Finite Element Method Fatigue). Tento program nám umožňuje získat hodnoty koeficientu bezpečnosti vůči

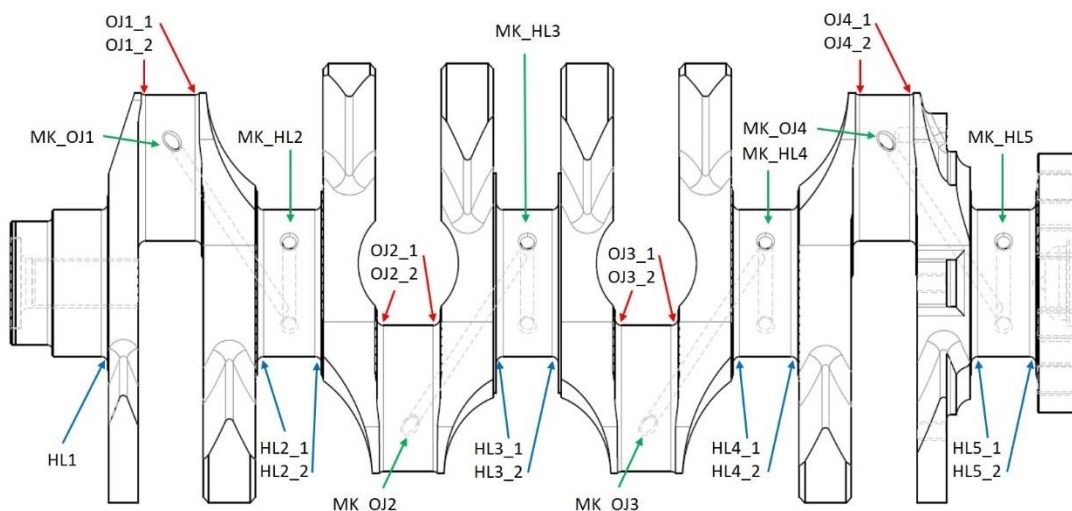


trvalé mezi pevnosti, tedy nepřipouští porušení součásti. FEMFAT má několik podsystémů. V tomto případě byl použit modul Max, který je určen pro výpočet životnosti při víceosém namáhání.

Vektor zatížení KH mění v průběhu jednoho cyklu motoru v závislosti na úhlu natočení svoji velikost a směr. Proto vstupními daty byl časový průběh napětí jednoho cyklu a pro vyhodnocení byla použita metoda kritické roviny řezu, která nalezne pro každý uzel FEM modelu rovinu s nejkritičtějším průběhem napětí. Mezi další důležité parametry pro vstup patří definovaný materiál a povrchová úprava součásti (v tomto případě se jedná o materiál 32CrMo12 s povrchovou úpravou nitridace).

Koeficient bezpečnosti se určí v každé rovině řezu porovnáním zátěžného bodu v tzv. Haighově diagramu k mezi trvalé pevnosti. Haighův diagram je v každém uzlu FEM modelu modifikován na základě gradientu napětí, povrchové úpravy a drsnosti povrchu. Tímto způsobem jsou získány hodnoty koeficientu bezpečnosti pro danou součást. [27]

Pro zkrácení doby výpočtu je dle zkušeností proveden výpočet pro kritická místa, tj. přechodové poloměry hlavních a ojnicích čepů a vyústění mazacích kanálků. Tyto vyhodnocované oblasti jsou pro názornost a pro pozdější zpracování výsledků (pojmenování hodnot) uvedeny na následujícím obrázku č. 27.

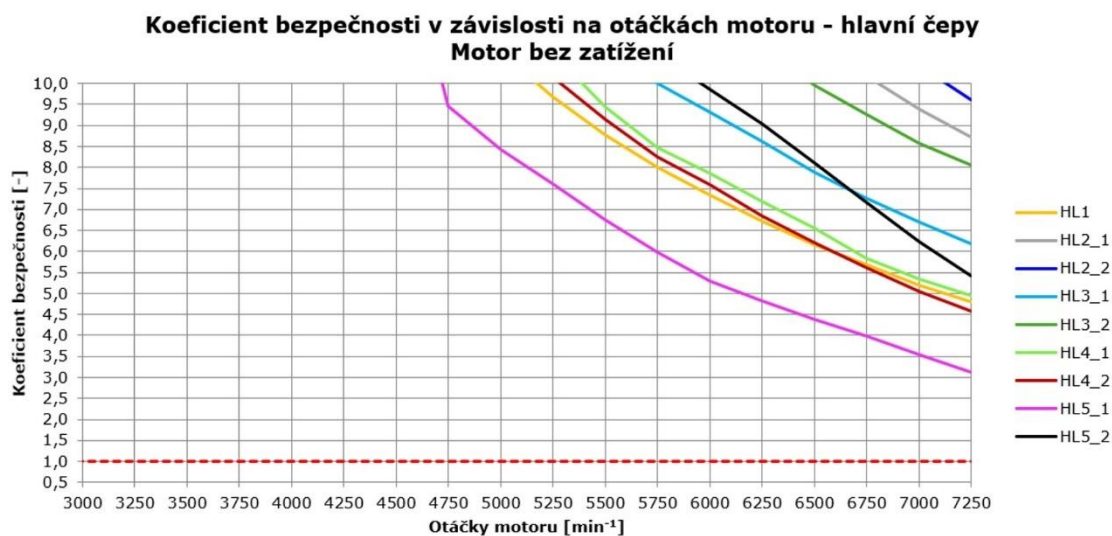


Obrázek 27: Kritická místa pro pevnostní analýzu KH

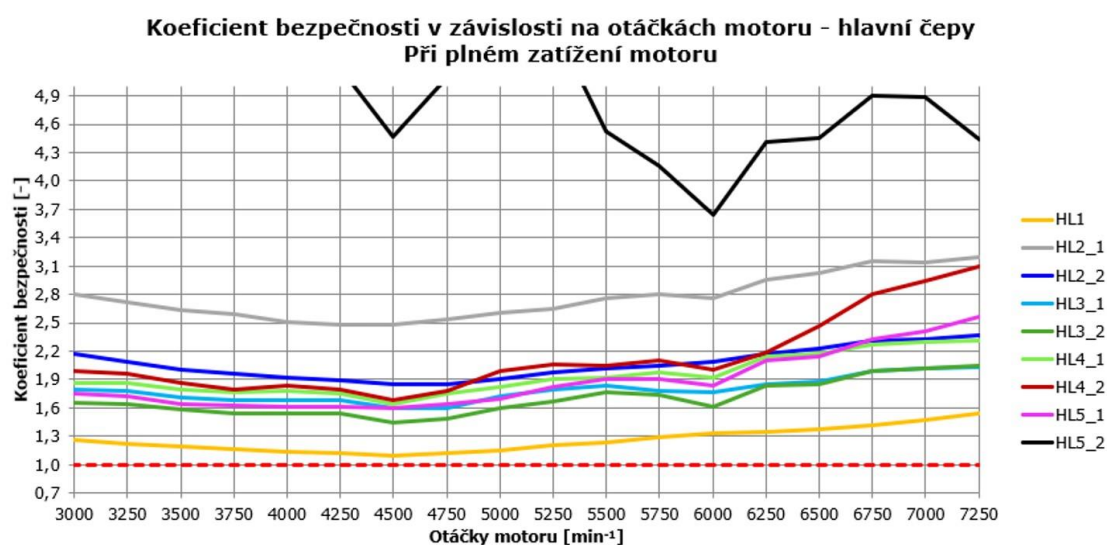
## 4.7.6 Výsledky pevnostní analýzy

Výsledkem pevnostní analýzy je průběh koeficientu bezpečnosti k mezi únavy v závislosti na otáčkách motoru při nezatíženém a plně zatíženém motoru.

Následující grafy č. 3 a č. 4 nám ukazují, jak se mění součinitel bezpečnosti na přechodových poloměrech z hlavních čepů do ramen KH v závislosti na otáčkách motoru v nezatíženém a plně zatíženém motoru. Červenou čárkovanou čarou je označena hraniční kritická hodnota součinitele bezpečnosti 1,0, tedy nejnižší přijatelná hodnota.

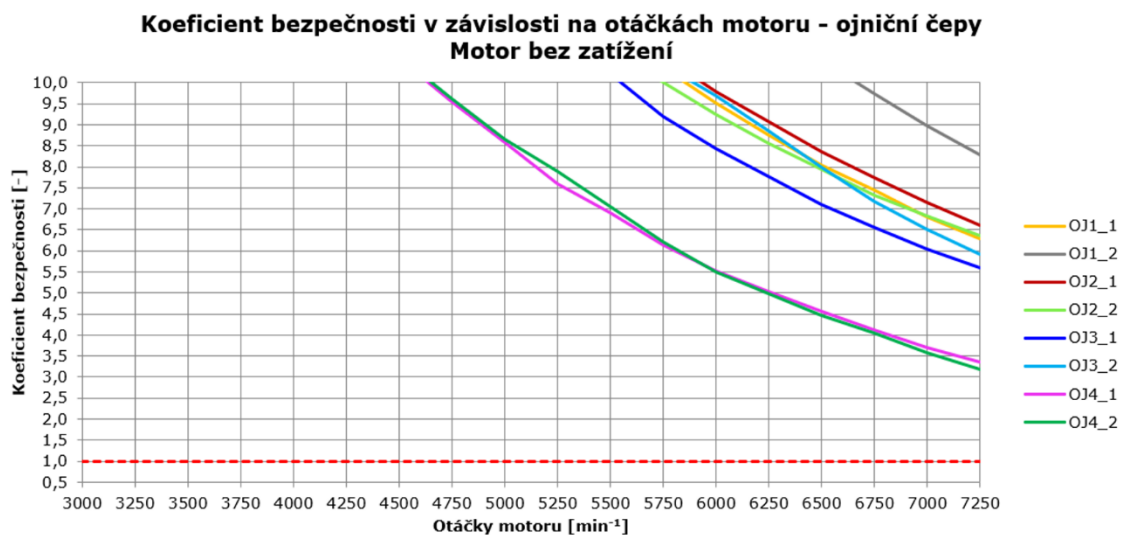


Graf 3: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při nezatíženém motoru – hl. čepy

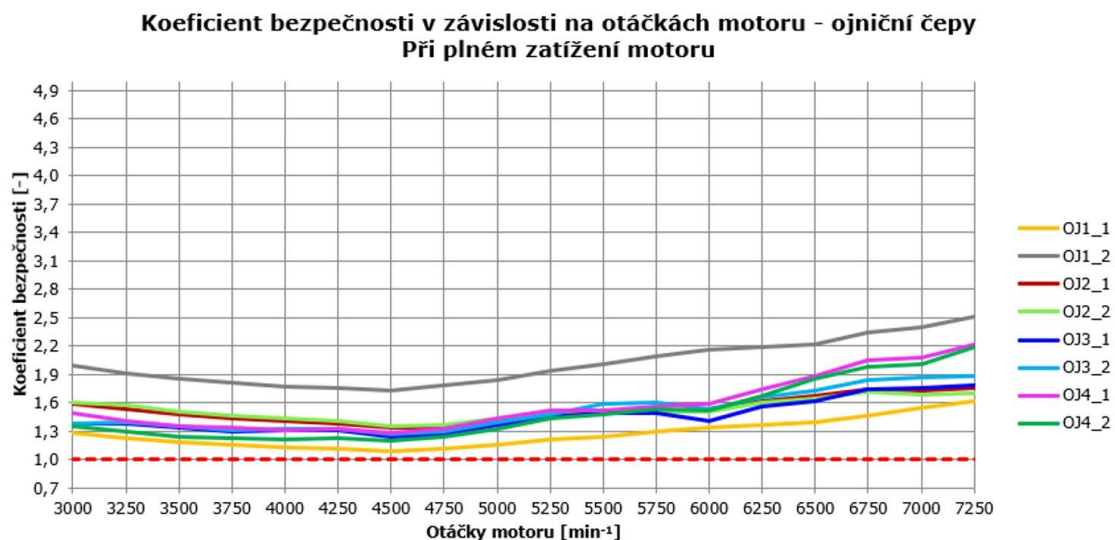


Graf 4: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při plném zatížení motoru – hl. čepy

Grafy č. 5 a č. 6 nám ukazují, jak se mění součinitel bezpečnosti na přechodových poloměrech z ojnicích čepů do ramen KH v závislosti na otáčkách motoru v nezatíženém a plně zatíženém motoru. Červenou čárkovanou čarou je opět označena hraniční kritická hodnota součinitele bezpečnosti 1,0.

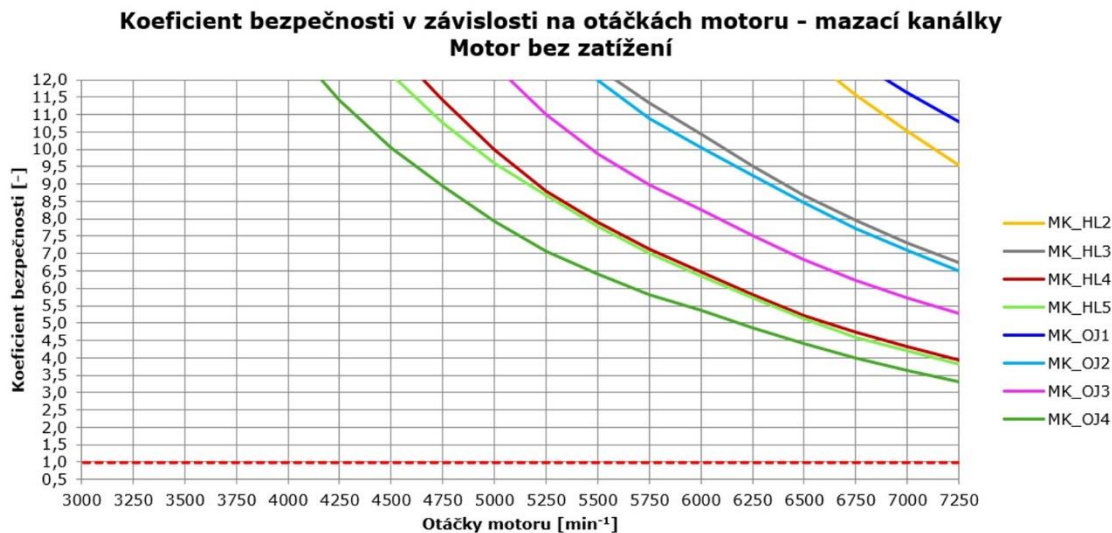


Graf 5: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při nezatíženém motoru – oj. čepy

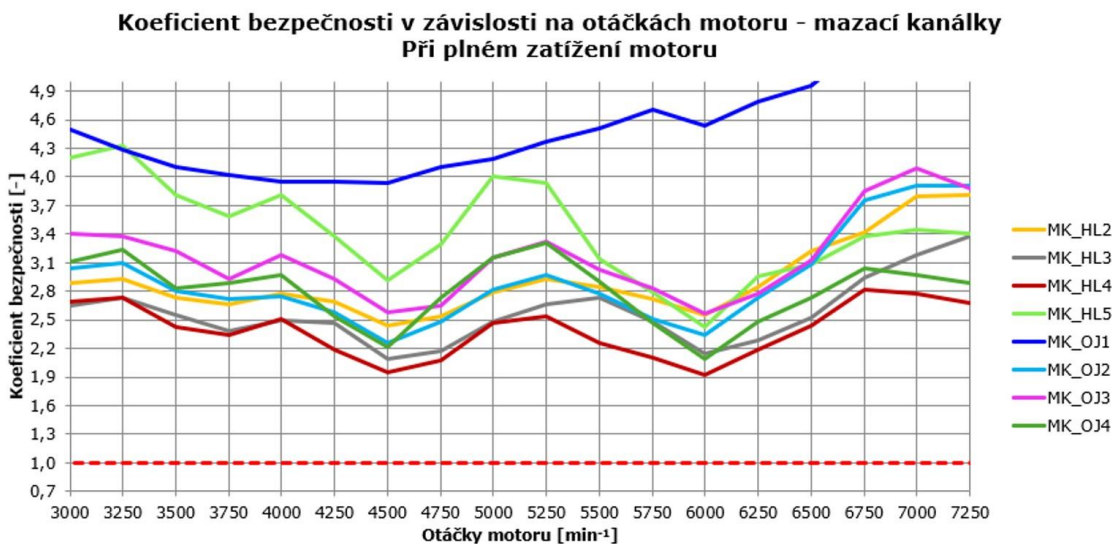


Graf 6: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při plném zatížení motoru – oj. čepy

A poslední série grafů (grafy č. 7 a č. 8) nám ukazuje hodnoty součinitele bezpečnosti pro vyústění mazacích kanálků hlavních a ojnicích čepů v závislosti na otáčkách motoru v nezátženém a plně zatíženém motoru.



Graf 7: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při nezat. motoru – maz. kanálky

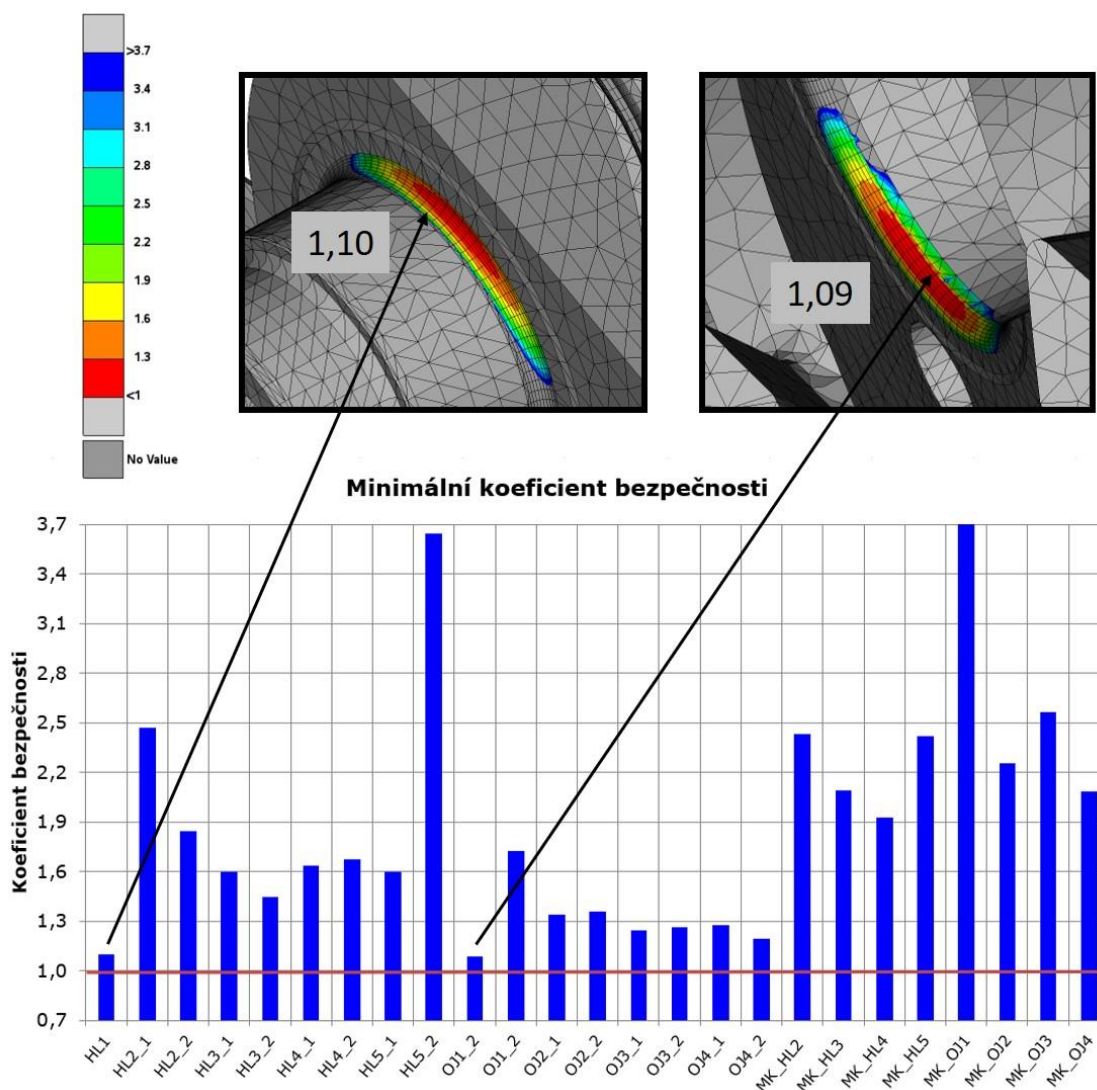


Graf 8: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při plném zat. motoru – maz. kanálky

Z grafů, ve kterých jsou znázorněny koeficienty bezpečnosti při plně zatíženém motoru, je patrný pokles hodnoty bezpečnosti při 4500 a 6000 otáček za minutu. To je způsobené rezonancí 8. a 6 řádu harmonických složek torzního kmitání. Při rezonanci 8 řádu je vypočtena nejnižší bezpečnost KH.

Pro přehledné znázornění minimálních hodnot koeficientů bezpečnosti v jednotlivých kritických místech hřídele jsem vytvořila sloupcový graf č. 9.

Celkový minimální koeficient bezpečnosti je dle výpočtu na přechodovém rádiu z prvního hlavního čepu do ramene, kde je jeho hodnota 1,10 a na přechodovém rádiu z prvního ojnicního čepu do téhož ramene s hodnotou 1,09. Nejnižší hodnota v těchto dvou místech je způsobena menší šířkou prvního ramene KH oproti šířce zbývajících ramen. Šířka prvního ramene konstrukčního návrhu KH je 11,3 mm a zbývajících ramen je 20,3 mm. Rozdíl těchto hodnot je z hlediska únavové životnosti veliký, a proto vypočtená hodnota koeficientu bezpečnosti je nejnižší právě u prvního ramene.



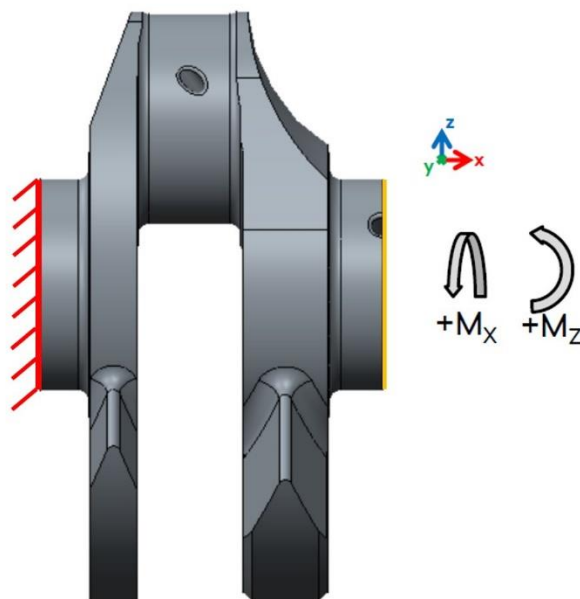
Graf 9: Celkový minimální koeficient bezpečnosti pro jednotlivá kritická místa

## 4.8 Návrh optimalizace modelu klikového hřídele

Při návrhu optimalizace KH jsem se zaměřila na místa s nejnižším vypočteným koeficientem bezpečnosti a jak už bylo výše řečeno, jedná se o přechodové rádiusy z hlavního a ojnicního čepu do prvního ramene KH.

Mým cílem bylo upravit model tak, aby došlo v těchto kritických míst ke zvýšení celkové životnosti hřídele. Konkrétně jsem se snažila maximalizovat šířku prvního ramene s ohledem na součásti motoru, se kterými by mohl přijít KH při jeho pohybu do kolize.

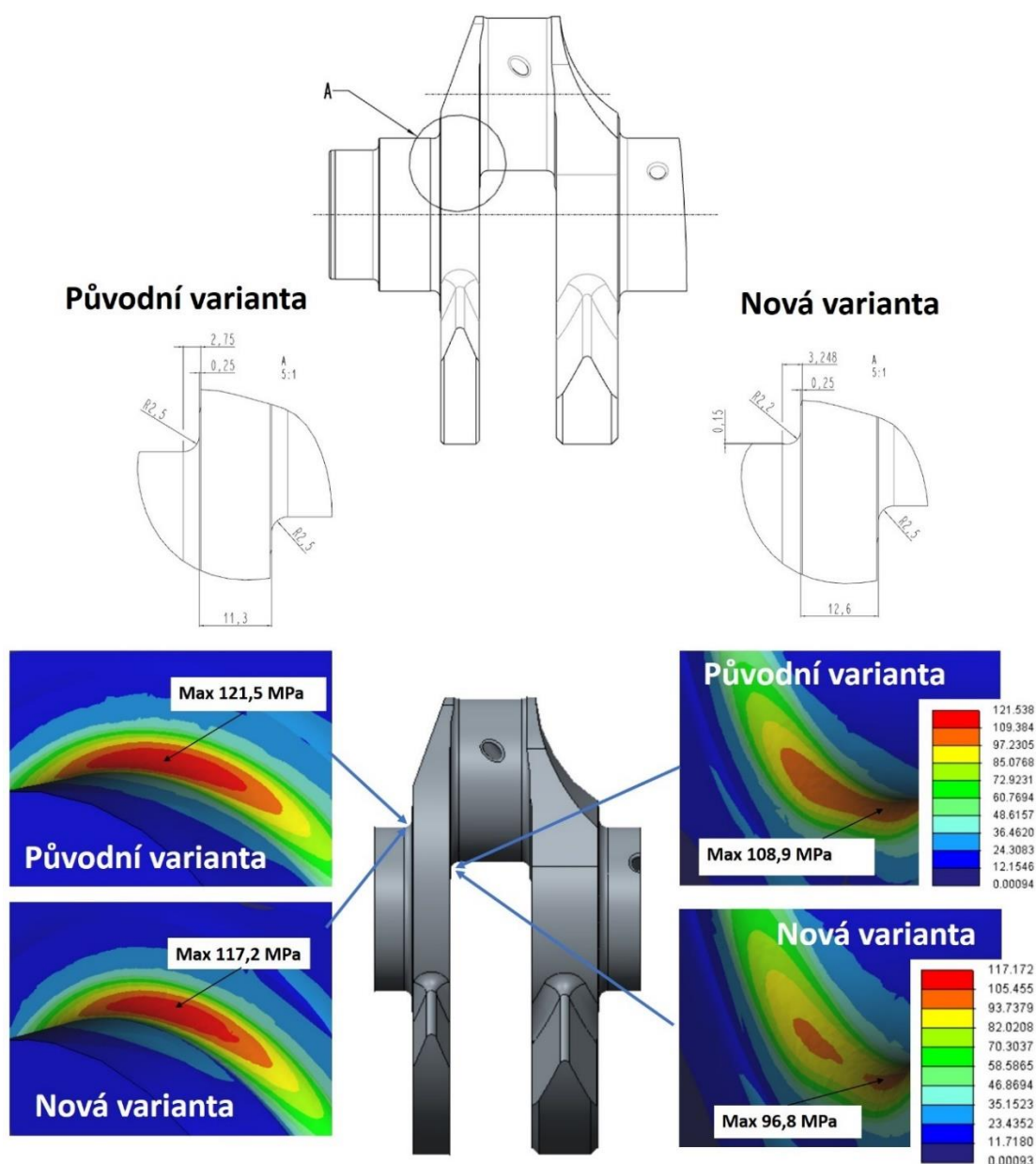
Postup při optimalizačním návrhu KH jsem zvolila následující. Jelikož se nejnižší hodnoty únavové pevnosti týkají pouze prvního zalomení, bude mi tato část hřídele vzhledem k usnadnění a zkrácení výpočtového času pro porovnání hodnot stačit. Nejprve jsem pro stávající (neupravené) první zalomení KH provedla jednoduchý výpočet pomocí softwaru Creo Simulate a to tak, že jsem jeden konec zalomení vetknula a druhý konec jsem zatížila fiktivním ohybovým a torzním momentem 100 Nm (viz obrázek č. 28). Pro porovnání jednotlivých výsledků není důležité reálné zatížení, ale sledování, jak se hodnota maximálního napětí v kritických místech mění během optimalizačního procesu konstrukčního návrhu.



Obrázek 28: Zalomení KH s okrajovými podmínkami a zatížením

Takto jsem postupovala s každou úpravou zalomení KH tak dlouho, dokud se mi nepodařilo, aby výsledné namáhání v nebezpečných místech bylo menší než u původního návrhu. Po několika zvolených variantách (kombinace variabilní šířky ramene s různými velikostmi a typy přechodových rádiusů) se mi podařilo v jedné z nich docílit požadovaných hodnot.

Na následujícím obrázku č. 29 je porovnaná původní variantu s optimalizovanou variantou jak z hlediska konstrukčních změn, tak vypočtených hodnot napětí.



Obrázek 29: Porovnání původní a optimalizované varianty

Z konstrukčního hlediska je patrná změna v šířce prvního ramene, kde došlo ke zvětšení o 1,3 mm a použití podbroušeného přechodového poloměru o velikosti 2,2 mm u prvního hlavního čepu, aby nedošlo ke kolizi s kluzným ložiskem. Všechno ostatní zůstalo původní. Díky této úpravě se velikost napětí ve vyšetřovaných místech nepatrně zmenšila a lze očekávat i zvýšení koeficientu bezpečnosti v těchto místech.



## 5 Závěr

Hlavním cílem diplomové práce bylo zpracovat vlastní konstrukční návrh klikového hřídele, který bude splňovat nové homologační předpisy FIA.

Průvodní zpráva je rozdělena do dvou základních částí. V první (rešeršní) části práce jsem představila typy klikových hřídelů z hlediska jejich výroby, dokončovací metody KH, dále jsem se věnovala problematice namáhání a vyvažování KH, novým konstrukčním provedení KH a nakonec jsem popsala, v čem se liší závodní klikový hřídel od sériového a jak je na tom konkurence. Všechny tyto informace mi pomohly prozkoumat možnosti, které nám současná doba skýtá a využít je při samotném konstrukčním návrhu.

Druhá část práce (výzkumná) už se týká samotného návrhu KH. Výchozími a zároveň zásadními body, ze kterých jsem při konstruování vycházela, byly předpisy FIA. Jedná se o podmínky, které musí závodní hřídel splňovat, aby mohl být v dané závodní kategorii zhomologován a následně použit. V první řadě se jedná o volbu materiálu z šesti nabízených a předepsanou minimální hmotnost a moment setrvačnosti. Ve svém finálním návrhu jsem se rozhodla zkonstruovat celoobráběný klikový hřídel. Výsledný model váží 12 155 g a vypočtený moment setrvačnosti je 0,0176 kg·m<sup>2</sup> vzhledem k ose otáčení. Materiál jsem z hlediska hodnot mechanických vlastností a zároveň dostupnosti a ceny materiálu zvolila 32CrMo12 (ČSN 15 432). Maximální prodejní cena je stanovena na 2 693 €. Výroba prototypu konstrukčního návrhu by sice převýšila tuto hodnotu, ale při uvedení součásti do sériové produkce závodních vozů by cena klesla na cca 2300 € za kus.

Velikosti hlavních a ojnicích ložisek jsou také podmíněny z hlediska předpisů a musí být stejné jako na sériovém motoru, ze kterého se vychází. Pro svůj návrh jsem měla dvě možnosti použití bloku základního motoru. Jeden s velikostí průměru hlavních čepů 52 mm a druhý s velikostí 48 mm. Pro výběr jedné z obou variant jsem provedla měření pasivních odporů. Větší průměry hlavních čepů by sice zajišťovaly větší tuhost KH, ale rozdíl hodnot naměřených třecích ztrát motoru je příliš vysoký pro závodní motor, proto jsem zvolila menší průměr hlavních čepů.

Upevňovací systém setrvačníku je stejný jako na sériovém motoru (motor, ze kterého vychází motor závodní).

Klikový hřídel jsem vyvažovala od vnitřních setrvačných účinků z důvodu snížení zatížení ložisek, namáhání samotného hřídele a bloku motoru. Zároveň jsem se snažila o docílení co nejmenší povolené hmotnosti a momentu setrvačnosti. Výsledné procentuální vyvážení od těchto sil činí 82,3 %.

Jedním z cílů mé práce bylo provést analýzu pevnosti navrhnutého KH. Nejprve byl vytvořen MKP model a pomocí výpočtového modelu v programu AVL Excite power Unit byla provedena dynamická simulace. Pro výpočet bezpečnosti k trvalé mezi pevnosti byl použit program FEMFAT. Výsledky dynamické simulace ukazují na nejnižší koeficient bezpečnosti v místě přechodu prvního ojnicního čepu do ramene s hodnotou 1,09. Tato hodnota by se mohla zdát, že je příliš nízká, avšak u závodních klikových hřídelů je zcela běžná. U vysoce namáhaných součástí závodního vozu, jako je právě KH, je pak předepsaná doporučená výměna po určitých kilometrech, aby nedošlo k poškození součásti během závodu.

Navrhnutý klikový hřídel splňuje veškeré požadavky a předpoklady k tomu, aby mohl být homologován a využit v závodním motoru. Pokud bych se rozhodla model ještě dále optimalizovat, zaměřila bych se na místa s vypočtenou nejnižší bezpečností, jak je popsáno v kapitole 4.8 *Návrh optimalizace modelu KH*. Jednalo by se o konstrukční úpravu prvního zalomení, konkrétně zesílení prvního ramena a s tím spojená optimalizace přechodového rádiusu.

## Seznam použité literatury

- [1] ŠKÁŠEK, R. *Inženýrský proces vývoje klikových hřídelí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Vopařil.
- [2] VIČÍK, P. *Klikový mechanismus zážehového šestiválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 112 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [3] WOLF, D. *Výpočet únavové životnosti klikových hřídelí*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jan Vopařil.
- [4] HROMÁDKO, J. a kol. *Spalovací motory*. První vydání, Praha, 2011. 296 s. ISBN 80-206-0131-7.
- [5] PŘÍBORSKÝ, V. *Hnací ústrojí čtyřválcového leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 61 s. Vedoucí bakalářské práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [6] SCHOLZ, C., BRABEC, P. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [7] RICHTER, T. *Dvouválcový zážehový motor pro osobní automobil*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 109 s. Vedoucí bakalářské práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [8] DUCHEČEK, M. *Čtyřválcový řadový vznětový motor s excentrickým klikových mechanismem pro užitková vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 63 s. Vedoucí diplomové práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [9] ŠOPÍK, L. *Řadový čtyřválcový motor sportovního vozu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 117 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Lubomír Drápal
- [10] SCHOLZ, C. *Přednášky - Pohonné jednotky II – Vyvážení klikových hřídelů*. TUL, Katedra vozidel a motorů, 2014

- [11] ŠKODA AUTO a.s. *Dílenská učební pomůcka - Zážehový motor 1,2 l/77 kW TSI s přeplňovaným turbodmychadlem*. 2009
- [12] BAECHEL, J. *How to Build Racing Engines: Crankshafts Guide*. [online] Muscle Car DiY, last modified on 5. 4. 2015 [Cit. 2019/2/21] Dostupné z WWW: <<https://www.musclediy.com/performance/how-to-build-racing-engines-crankshafts-guide/>>
- [13] ARMENT, D. *Drag racing crankshafts*. Engine builder [online] last modified on 1. 4. 2007 [Cit. 2019/2/25] Dostupné z WWW: <https://www.enginebuildermag.com/2007/04/drag-racing-crankshafts/>
- [14] ZRP – Forged a billet engine internals [online] [Cit. 2019/4/13] Dostupné z WWW: <https://www.zrp-rods.com/shop/subaru-svx-eg33-6-cyl-billet-crankshaft/>
- [15] Coast High Performance [online] [Cit. 2019/4/4] Dostupné z WWW: <https://www.coasthigh.com/SCAT-Cast-Crankshaft-Ford-FE-3-980-Stroke-p/sca-942810.htm>
- [16] VOPAŘIL, J. *Tvarová optimalizace klikového hřídele leteckého motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 85 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [17] Shop VW parts [online] [Cit. 2019/4/24] Dostupné z WWW: <https://socalautoparts.com/product/crankshaft-stock-40hp-re-grind-020-020-undersized/>
- [18] Kolektiv VÚNM a ČKD. *Naftové motory čtyřdobé, 1 díl*. Druhé vydání. Praha: STNL - Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490.
- [19] Kolektiv Daimler AG, Stuttgart. *Optimizing Friction: The Basis for Safeguarding the Future of Combustion Engines*. Wien 2012: 33rd International Vienna Motor Symposium.
- [20] Bohdan Bolzano s.r.o. [online] [Cit. 2019/1/10] Dostupné z WWW: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10083/MOP\\_vlastnosti\\_42CrMo4.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10083/MOP_vlastnosti_42CrMo4.pdf)

- [21] Ju Feng Special Steel [online] [Cit. 2019/1/15] Dostupné z WWW: <https://www.jfs-steel.com/en/steelDetail/DIN-42CrMoV4/DIN-42CrMoV4-17240.html>
- [22] Total Materia – Světově nejobsáhlejší databáze materiálů [online] [Cit. 2019/1/10] Dostupné z WWW: <https://www.totalmateria.com/>
- [23] Haihong International Trade (HK) CO. [online] [Cit. 2019/1/10] Dostupné z WWW: [http://www.ccsteels.com/Structural\\_steel/2505.html](http://www.ccsteels.com/Structural_steel/2505.html)
- [24] VIRGAMET - steel industry company [online] [Cit. 2019/1/10] Dostupné z WWW: <https://virgamet.com/32cdv13-33crmov129-32crmov12-9-uns-k24340-nitriding-steel>
- [25] Páv, K. *Mechanická účinnost PSM*. TUL, Katedra vozidel a motorů. Liberec. [cit. 2019/3/3]. Dostupné z WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:2626>
- [26] HONC, R. *Obecné řešení ztrát klikového mechanismu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 90 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [27] SKÁCEL, J. KUCHAR, P., HLAVÁČEK, P. Analýzy klikových hřídelí [online], 2004. [cit. 2019/4/26]. Dostupné z WWW: [https://www.civ.cvut.cz/others/ansys\\_meeting/data/12.\\_AUM\\_Sbornik/Sekce\\_A\\_Mechanical/Skacel+Kuchar+Hlavacek-Analyzy\\_klikovych\\_hrideli.pdf](https://www.civ.cvut.cz/others/ansys_meeting/data/12._AUM_Sbornik/Sekce_A_Mechanical/Skacel+Kuchar+Hlavacek-Analyzy_klikovych_hrideli.pdf)

# Seznam použitých zkratek a symbolů

FEM		Finite Elements Method (Metoda konečných prvků)
FIA		Fédération Internationale de l'Automobile (cz: Mezinárodní automobilová federace)
HL		Hlavní čep
HOE		Technické řešení přechodových rádiusů
KH		Kliková hřídel
MBS		Multi Body Systém
MK		Mazací kanálky
MKP		Metoda konečných prvků
OJ		Ojniční čep
VW		Volkswagen AG
$a$	[m]	rameno působící síly $F_{rc}$
$b$	[m]	vzdálenost osy rotace klikového hřídele od osy pístního čepu
$b$	[m]	šířka ramen klikového hřídele
$D$	[m]	vrtání válce
$d$	[m]	průměr vývrtu klikového čepu klikové hřídele
$d_0$	[m]	průměr vývrtu hlavního čepu klikové hřídele
$D_0$	[m]	průměr hlavního čepu klikové hřídele
$D_1$	[m]	průměr klikového čepu klikové hřídele
$E$	[Pa]	modul pružnosti v tahu
$F_c$	[N]	výsledná síla působící na píst
$F_m$	[N]	setrvačná síla posuvných hmot
$F_n$	[N]	složka výsl. síly působící na píst do směru kolmého k ose válců
$F_{od}$	[N]	odstředivá síla rotujících hmot
$F_{oj}$	[N]	složka výsledné síly působící na píst do směru osy ojnice
$F_{oc}$	[N]	celková síla působící v ojničím čepu

$F_p$	[N]	síla od tlaků plynů
$F_{pII}$	[N]	setrvačná síla posuvných částí II. řádu
$F_r$	[N]	radiální složka výsledné síly působící ve směru osy ojnice
$F_{rc}$	[N]	celková radiální síla
$F_{rcd}$	[N]	celková radiální síla dolní
$F_{rch}$	[N]	celková radiální síla horní
$F_t$	[N]	tangenciální složka výsledné síly působící ve směru osy ojnice
$G$	[Pa]	modul pružnosti ve smyku
$h$	[m]	šířka ramene čepu klikového hřídele
$h'$	[m]	příčný rozměr průřezu mezi hlavním a ojničným čepem
$L$	[m]	zdvih pístu
$l$	[m]	délka ojnice (vzdálenost horního a spodního oka)
$l_0$	[m]	šířka hlavního čepu klikové hřídele
$l_1$	[m]	šířka klikového čepu klikové hřídele
$l_z$	[m]	délka jednoho zalomení klikové hřídele (rozteč válců)
$M_k$	[Nm]	krouticí moment
$M_{kl}$	[Nm]	klopný moment
$M_{kn}$	[Nm]	konstantní krouticí moment
$m_p$	[kg]	hmotnost posuvných částí
$m_r$	[kg]	hmotnost rotačních částí
$p$	[Pa]	tlak absolutní
$p_0$	[Pa]	tlak atmosférický
$P_e$	[W]	efektivní výkon
$p_{max}$	[Pa]	maximální tlak
$r$	[m]	poloměr kliky

$s_c$	[-]	celková míra bezpečnosti
$s_{co}$	[-]	míra bezpečnosti v únavě ohybem
$s_{ct}$	[-]	míra bezpečnosti v únavě krutem
$W_o$	[ $m^3$ ]	průřezový modul v ohybu
$W_k$	[ $m^3$ ]	průřezový modul v krutu
$\alpha$	[ $^\circ$ ]	úhel natočení klikového hřídele
$\alpha_o$	[-]	tvarový součinitel v ohybu
$\alpha_t$	[-]	tvarový součinitel v krutu
$\beta$	[ $^\circ$ ]	odklon osy ojnice od osy válce
$\beta_o$	[-]	vrubový součinitel v ohybu
$\beta_t$	[-]	vrubový součinitel v krutu
$\eta_o$	[-]	vrubová citlivost materiálu podle Lejkina pro ohyb
$\eta_{po}$	[-]	součinitel vlivu povrchu při ohybovém namáhání
$\eta_{pt}$	[-]	součinitel vlivu povrchu při krutovém namáhání
$\eta_t$	[-]	vrubová citlivost materiálu podle Lejkina pro krut
$\kappa$	[-]	řád harmonické složky
$\lambda$	[-]	klikový poměr
$\rho$	[m]	poloměr zaoblení – přechod čepů do ramene klikového hřídele
$\sigma$	[Pa]	ohybové napětí
$\sigma_a$	[Pa]	amplituda ohybového napětí
$\sigma_c$	[Pa]	mez únavy při střídavém tahovém napětí
$\sigma_{co}^*$	[Pa]	tvarová pevnost v ohybu
$\sigma_d$	[Pa]	dolní ohybové napětí
$\sigma_F$	[Pa]	fiktivní mez pevnosti v ohybu
$\sigma_h$	[Pa]	horní ohybové napětí



$\sigma_{hc}$	[Pa]	mez únavy při míjivém tahovém napětí
$\sigma_{ko}$	[Pa]	mez kluzu v ohybu
$\sigma_m$	[Pa]	střední ohybové napětí
$\sigma_p$	[Pa]	statická pevnost materiálu
$\tau_a$	[Pa]	amplituda smykového napětí
$\tau_d$	[Pa]	dolní smykové napětí
$\tau_F$	[Pa]	fiktivní mez pevnosti v krutu
$\tau_h$	[Pa]	horní smykové napětí
$\tau_m$	[Pa]	střední smykové napětí
$\nu_o$	[-]	součinitel vlivu velikosti při namáhání ohybem
$\nu_t$	[-]	součinitel vlivu velikosti při namáhání krutem
$\psi$	[Pa]	přídavné torzní napětí
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost klikového hřídele

# Seznam obrázků

Obrázek 1: Příklad obráběného KH Subaru EJ33 SVX [14].....	12
Obrázek 2: Příklad litého KH Ford FE V8 [15].....	12
Obrázek 3:Příklad kovaného KH VW [17].....	13
Obrázek 4: Příklad skládaného KH motocyklu Honda RC211V [16].....	14
Obrázek 5: Síly působící v klikovém ústrojí .....	16
Obrázek 6: Zalomení KH - hlavní nebezpečné průřezy [6].....	19
Obrázek 7: Smithův diagram pro KH [3] .....	22
Obrázek 8: Schéma klikového hřídele a pořadí zážehů [8] .....	25
Obrázek 9: Grafická metoda určení nevyváženosti KH [6] .....	26
Obrázek 10: Snížení třecích ztrát změnou rozměrů ložisek [19].....	28
Obrázek 11: Porovnání třecích ztrát kluzných a valivých ložisek [19] .....	29
Obrázek 12: Dutiny vzniklé odléváním [1] .....	30
Obrázek 13: Dutiny vzniklé vývrtem [1].....	30
Obrázek 14: Konvenční řešení přechodových rádiusů a rádiusy HOE [11].....	31
Obrázek 15: Mechanické ztráty pro zážehový motor [25] .....	41
Obrázek 16: Schéma motoru pro měření pasivních odporů KH [26].....	42
Obrázek 17: Kliková hřídel se závažím na ojnicích čepech .....	43
Obrázek 18: Univerzální snímač pro testovací stavy.....	43
Obrázek 19: Konstrukční model KH – aerodynamický tvar vývažků.....	46
Obrázek 20: Schéma silového, momentového a kombinovaného vyvážení.....	47
Obrázek 21:Klikový hřídel z vývažky na ojnicích čepech .....	48
Obrázek 22: Zalomení KH – poloha těžiště.....	48
Obrázek 23: Systém mazacích kanálků .....	49
Obrázek 24: Zasítovaný model KH.....	51
Obrázek 25: MBS AVL Excite Power Unit – virtuální model motoru .....	52
Obrázek 26: Polární diagramy amplitudy síly zatěžující hlavní ložiska .....	55
Obrázek 27: Kritická místa pro pevnostní analýzu KH.....	56
Obrázek 28: Zalomení KH s okrajovými podmínkami a zatížením .....	61
Obrázek 29: Porovnání původní a optimalizované varianty.....	62

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Konkurent 1 – shrnutí parametrů KH .....	32
Tabulka 2: Konkurent 2 – shrnutí parametrů KH .....	33
Tabulka 3: Konkurent 3 – shrnutí parametrů KH .....	33
Tabulka 4: Konkurent 4 – shrnutí parametrů KH .....	33
Tabulka 5: Konkurent 5 – shrnutí parametrů KH .....	34
Tabulka 6: Konkurent 6 – shrnutí parametrů KH .....	34
Tabulka 7: Předpisy FIA pro nový klikový hřídel .....	35
Tabulka 8: Chemické složení materiálu 42CrMo4 [20] .....	37
Tabulka 9: Mechanické vlastnosti materiálu 42CrMo4 [20] .....	37
Tabulka 10: Chemické složení materiálu 42CrMoV4 [21] .....	38
Tabulka 11: Mechanické vlastnosti materiálu 42CrMoV4 [21] .....	38
Tabulka 12: Chemické složení materiálu 32CrMo12 [22] .....	38
Tabulka 13: Mechanické vlastnosti materiálu 32CrMo12 [22] .....	38
Tabulka 14: Chemické složení materiálu 32CrMoV12-10 [23] .....	39
Tabulka 15: Mechanické vlastnosti materiálu 32CrMoV12-10 [23] .....	39
Tabulka 16: Chemické složení materiálu 33CrMoV12-9 [24] .....	39
Tabulka 17: Mechanické vlastnosti materiálu 33CrMoV12-9 [24] .....	40
Tabulka 18: Naměřené hodnoty výkonových ztrát vlivem pasivních odporů .....	44

## Seznam grafů

Graf 1: Naměřené výkonové ztráty v závislosti na otáčkách motoru .....	45
Graf 2: Velikost úhlové výchylky KH v závislosti na otáčkách motoru .....	54
Graf 3: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při nezatíženém motoru – hl. čepy .....	57
Graf 4: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při plném zatížení motoru – hl. čepy .....	57
Graf 5: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při nezatíženém motoru – oj. čepy .....	58
Graf 6: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při plném zatížení motoru – oj. čepy .....	58
Graf 7: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při nezat. motoru – maz. kanálky .....	59
Graf 8: Koef. bezp. v závislosti na ot. motoru při plném zat. motoru – maz. kanálky ...	59
Graf 9: Celkový minimální koeficient bezpečnosti pro jednotlivá kritická místa .....	60

# Seznam příloh

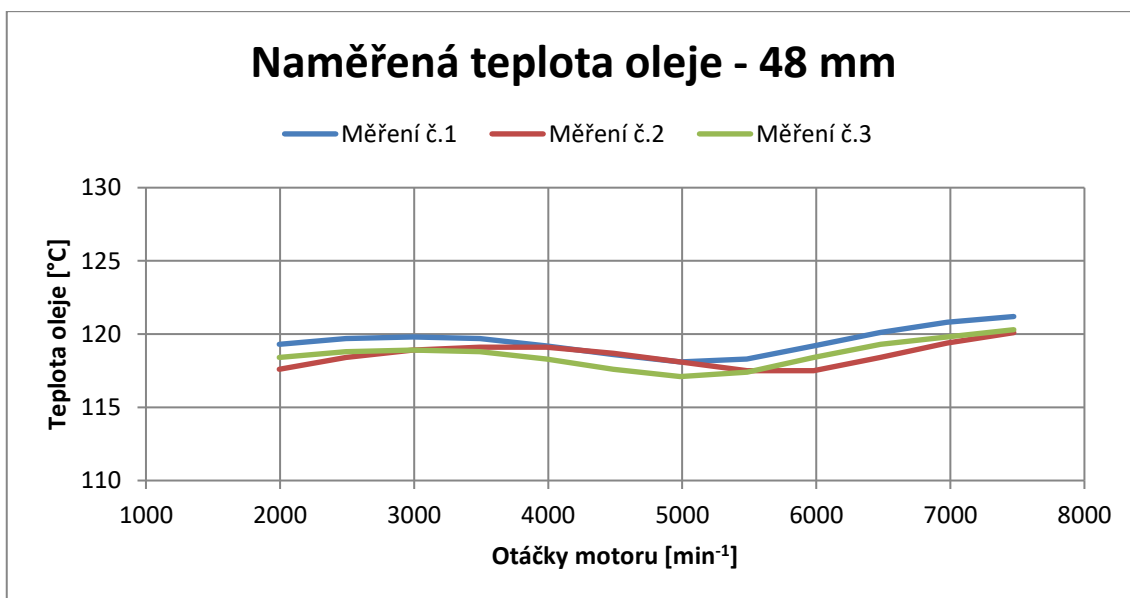
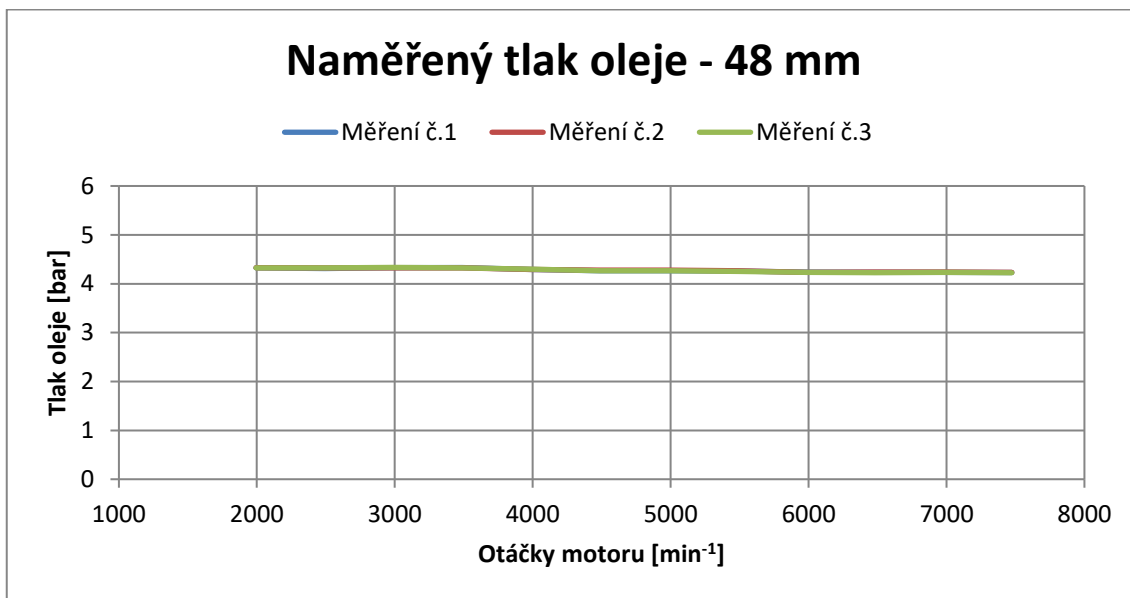
Příloha I: Naměřené hodnoty tlaku a teploty oleje ve filtru v závislosti na otáčkách motoru

Příloha II: Výkres upraveného sériového KH pro měření pasivních odporů

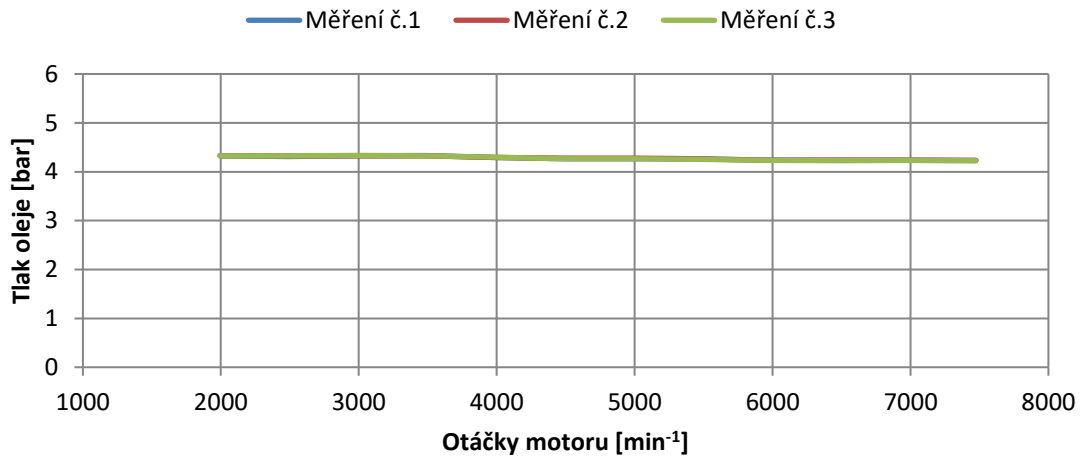
Příloha III: Výkres závaží

Příloha IV: Výkres finálního návrhu KH

# Příloha I



## Naměřený tlak oleje - 52 mm



## Naměřená teplota oleje - 48 mm

