



# KONTROLA KLIKOVÉHO HŘÍDELE MOTOCYKLU

## Diplomová práce

*Studijní program:*

N2301 Strojní inženýrství

*Studijní obor:*

Konstrukce strojů a zařízení

*Autor práce:*

**Bc. Martin Kolomazník**

*Vedoucí práce:*

Ing. Pavel Brabec, Ph.D.  
Katedra vozidel a motorů





## Zadání diplomové práce

# KONTROLA KLIKOVÉHO HŘÍDELE MOTOCYKLU

*Jméno a příjmení:* **Bc. Martin Kolomazník**  
*Osobní číslo:* S18000254  
*Studijní program:* N2301 Strojní inženýrství  
*Studijní obor:* Konstrukce strojů a zařízení  
*Zadávací katedra:* Katedra vozidel a motorů  
*Akademický rok:* 2019/2020

### Zásady pro vypracování:

1. Popište obecnou problematiku namáhání klikového hřídele spalovacího motoru a vypracujte rešerši používaných konstrukčních provedení u jednoválcových motocyklů.
2. Pro zadaný spalovací motor vypracujete simulační model s využitím softwaru Ricardo Wave.
3. Proveďte rozbor namáhání a pevnostní analýzu klikového hřídele pomocí MKP, zhodnoťte výsledky, navrhněte případné úpravy a proveďte optimalizaci.
4. Vytvořte výkresovou dokumentaci pro výrobu.
5. Cílem diplomové práce je využití výsledků na Katedře vozidel a motorů (TUL) a Laboratoři pohonných jednotek.

Rozsah grafických prací:  
Rozsah pracovní zprávy:  
Forma zpracování práce:  
Jazyk práce:

Výkresová dokumentace  
cca 50 stran textu  
tištěná/elektronická  
Čeština



### 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. VLK, František. *Teorie a konstrukce motocyklů 1, 2*. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
4. BASSHUYSEN, Richard a Fred SCHÄFER. *Internal Combustion Engine Handbook – Basic, Components, Systems, and Perspectives*. Wiesbaden, Germany: Vieweg Verlag, 2002. ISBN 0-7680-1139-6.
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. GREGOROVÁ, Diana. *Návrh klikového hřídele závodního vozu dle nových homologačních předpisů FIA*. Liberec, 2019. Diplomová práce, TUL.
8. PAVLŮ, Tomáš. *Návrh jednoválcového čtyřdobého zážehového motoru o objemu 250 cm<sup>3</sup> pro sportovní motocykl*. Liberec, 2018. Diplomová práce, TUL.
9. Manuál softwaru WAVE.
10. Běžně dostupné materiály – odborné časopisy, databáze patentů, internet.

Vedoucí práce:

Ing. Pavel Brabec, Ph.D.  
Katedra vozidel a motorů

Datum zadání práce:

1. listopadu 2019

Předpokládaný termín odevzdání:

1. února 2021

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld  
děkan

L.S.

Ing. Robert Voženílek, Ph.D.  
vedoucí katedry

## Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, 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 nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

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

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

9. června 2020

Bc. Martin Kolomazník

## Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. za obětavou pomoc při tvorbě práce, za dobré rady, nápady a věnovaný čas během konzultací diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Fakultě za umožněná data, která jsem k tvorbě diplomové práce potřeboval, a také za umožnění podílet se na tomto projektu. Poděkování patří také rodině za obětavou psychickou a peněžní pomoc během celé doby studia.

## Anotace

Diplomová práce se zabývá pevnostní kontrolou klikové hřídele spalovacího motoru pro závodní motocykl. Teoretická část se zabývá obecnou problematikou namáhání klikové hřídele, popis jednotlivých provedení klikových hřídelí a následné představení kontrolované klikové hřídele pro jednoválcový motor. Praktická část začíná tvorbou simulačního 1D modelu v softwaru Ricardo Wave, který je vstupem pro namáhání klikové hřídele. Dále došlo k analýze kinematických a silových poměrů včetně volby zatížení klikové hřídele. Výpočet začíná analytickým řešením, dále pokračuje numerickým řešením s postupnou úpravou ve složitější sestavu modelu s využitím MKP. Na závěr došlo k vytvoření výkresové dokumentace a shrnutí veškerých poznatků tvorby práce.

Klíčová slova:

kliková hřídel, klikový mechanismus, CAD model, Ricardo Wave, vnější otáčková charakteristika, simulace, analytický výpočet, MKP model, ojnice, blok motoru, šroubový spoj, dynamika systému

## Annotation

The diploma thesis deals with the strength control of the crankshaft of an internal combustion engine for a racing motorcycle. The theoretical part deals with the general issues of crankshaft stress, a description of individual designs of crankshafts and the subsequent introduction of a controlled crankshaft for a single-cylinder engine. The practical part begins with the creation of a 1D simulation model in the Ricardo Wave software, which is the input for crankshaft stress analysis. Then, the analysis of kinematic and force ratios was made, including choosing the appropriate ways of loading the crankshaft. The calculation begins with an analytical solution, then continues with a numerical solution with a gradual modification into a more complex set of models using FEM. In the end, the drawings were created and all the findings of the work were summarized.

### Keywords:

crankshaft, crank mechanism, CAD model, Ricardo Wave, external speed characteristic, simulation, analytical calculation, FEM model, connecting rod, engine block, screw connection, system dynamics

## Obsah

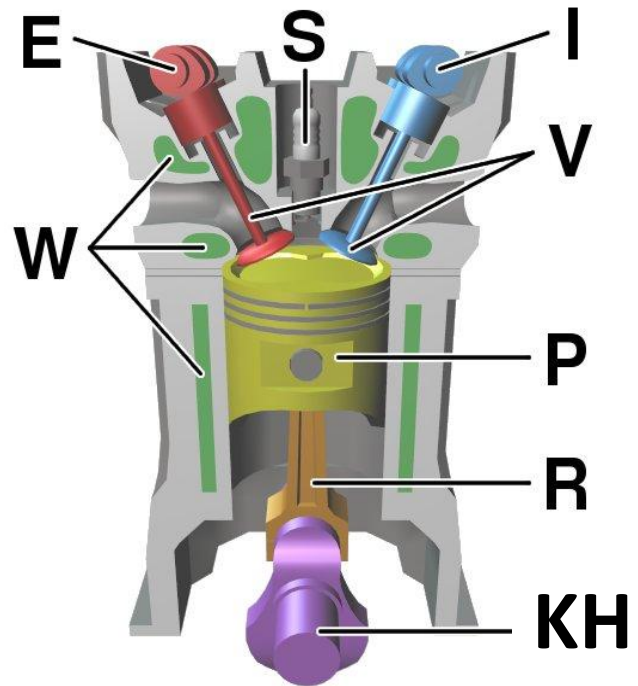
1	Úvod .....	9
2	Cíle práce.....	10
3	Obecná problematika namáhání KH .....	11
4	Konstrukční provedení klikového mechanismu .....	11
5	Simulační model Ricardo Wave .....	14
6	Namáhání KH.....	17
6.1	První varianta výpočtu .....	21
6.2	Druhá varianta výpočtu.....	25
6.3	Třetí varianta výpočtu .....	27
6.4	Kontrola drážkování pro uložení setrvačnicku .....	41
7	Výkresová dokumentace .....	45
8	Závěr.....	46
	Seznam zkratk.....	50
	Seznam obrázků.....	53
	Seznam tabulek.....	54
	Seznam příloh .....	55



## 1 Úvod

Součástí spalovacího motoru je kliková hřídel (dále jenom KH viz obr. 1), sloužící spolu s dalšími díly k přeměně přímočarého vratného pohybu pístu na rotační pohyb. Současně tento převod vytváří také točivý moment, který se přenáší na ostatní části hnacího ústrojí, nebo na pohon ventilového rozvodu, mazacího systému a dalších agregátů zaručujících chod motoru. Diplomová práce s názvem **Kontrola klikové hřídele motocyklu** se zaměřuje pouze na jednu potřebnou součást, kterou obsahuje celý spalovací motor. K získání potřebných informací např. o namáhání, uložení a tuhosti je třeba podrobná znalost celého motoru k vytvoření potřebné kontroly. Výpočty KH se

provádí s cílem maximálního využití materiálu, které je nezbytně nutné pro správnou funkci celého zařízení, ale také k tomu, aby materiálu na jednotlivých komponentech nebylo zbytečně moc. Tomuto trendu se v dnešní době říká optimalizace. Nejenom optimalizace KH, ale i optimalizace dalších dílů ve spalovacím motoru, pomůže dosáhnout následného zpřesnění životnosti celku. V některých případech může dojít ke snížení hmotnosti a využití jiných materiálů např. kompozitních, které by bylo možné na danou součást použít.



Obr. 1: Řez motoru [1]

## **2 Cíle práce**

Cílem diplomové práce je pevnostní kontrola KH motocyklu. Práce vychází ze současného provedení KH z motoru pro závodní motocykl o obsahu 500 ccm. Dále je třeba vytvořit simulační model spalovacího motoru v softwaru Ricardo Wave. Model umožňující virtuální chod motoru, slouží k získání vstupních dat pro výpočet a informací při chodu motoru, které vnitřně na motor působí. Veškeré informace o zatížení motoru, potřebné pro výpočet namáhání, se následně projeví v pevnostní analýze KH. Hřidel bude posuzována z různých hledisek výpočtu pro širší oblast kontroly. Výpočet bude proveden jak pomocí analytické metody, tak ale také pomocí MKP metody. Po následném vyhodnocení výsledků proběhnou případné optimalizace tvaru či operace výroby a vytvoření technického výkresu KH. Na závěr se shrnou veškeré poznatky zjištěné během tvorby práce a vytvoření celkového souhrnu a zhodnocení práce.

### 3 Obecná problematika namáhání KH

Namáhání KH je různého charakteru, jelikož se jedná o spalovací motor „tepelný stroj“, je hřídel namáhána tepelně. Vlivem působení vnitřních sil a momentů dochází k silovému namáhání. Je třeba přihlídnout, zda není spalovací motor stacionární, pak dochází vlivem pohybu celého vozidla k působení nejen gravitačního zrychlení, ale také ke vzniku sil způsobeným např. zrychlením, či zpomalením vozidla, překonáváním nerovností na vozovce, případně přenosem vibrací z vozidla na KH.

Při pohledu na silové namáhání KH je možné přistupovat ze dvou hledisek zatěžování, tzn. cyklicky statické a dynamické namáhání.

Hřídel je staticky namáhána převážně silami, které působí na klikový mechanismus od tlakového namáhání, způsobené expanzí zažehnuté směsi, dále od odstředivých sil vývažků KH, případně od ohybového namáhání (řetězový, ozubený převod).

Dynamické namáhání je převážně způsobené výrazným zrychlením nebo zpomalením rotace klikového mechanismu, kde jednotlivé účinky dynamických momentů namáhají KH převážně na krut. Tento druh namáhání je častější u víceválcových motorů. Zde v důsledku dlouhých KH dochází ke zkrucování a větším výchylkám.

### 4 Konstrukční provedení klikového mechanismu

Jelikož se diplomová práce zabývá jednoválcovým spalovacím motorem, tak i konstrukční provedení bude zobrazováno pouze pro jednoválcové motory. Pro víceválcové motory je konstrukční provedení téměř obdobné. Liší se pouze v možnostech uspořádání víceválcového motoru.

Konstrukce KH pro jednoválcový motor se v zásadě dělí na rozebíratelnou a nerozebíratelnou součást neboli celek. V případě, jedná-li se o rozebíratelnou součást (viz obr. 2), je složitý tvar KH dělen na jednodušší tvary, jako jsou např. dlouhé válce (čepy), krátké kotouče (setrvačníky), případně ramena zalomení KH. Velká výhoda rozebíratelného



**Obr. 2: Rozebíratelná KH [2]**

provedení KH spočívá v relativně jednodušší a přesnější výrobě jednotlivých součástí, které po následném spojení vytvoří jeden pevný celek. Ve většině případů je u rozebíratelného provedení KH při montáži připojena také ojnice, kde je možné využít snadného uložení pomocí valivých tělísek, které snižují třecí odpor v kontaktním místě. Ojnice nemusí být dělená, ale zhotovená jako jeden pevný kus. Kvůli větším rozměrům setrvačnicků a nutnosti lisovaných spojů je zapotřebí, aby délka ojnice byla delší než v případě nerozebíratelné KH. Lisované spojení není pouze jediným způsobem spojení. KH může být také sešroubovaná v jeden celek.

Nerozebíratelná KH (viz obr. 3) se v zásadě vyrábí z jednoho kusu polotovaru, který se za pomoci hrubého obrábění nebo kování plynule přemění ve finální výrobek. Velká



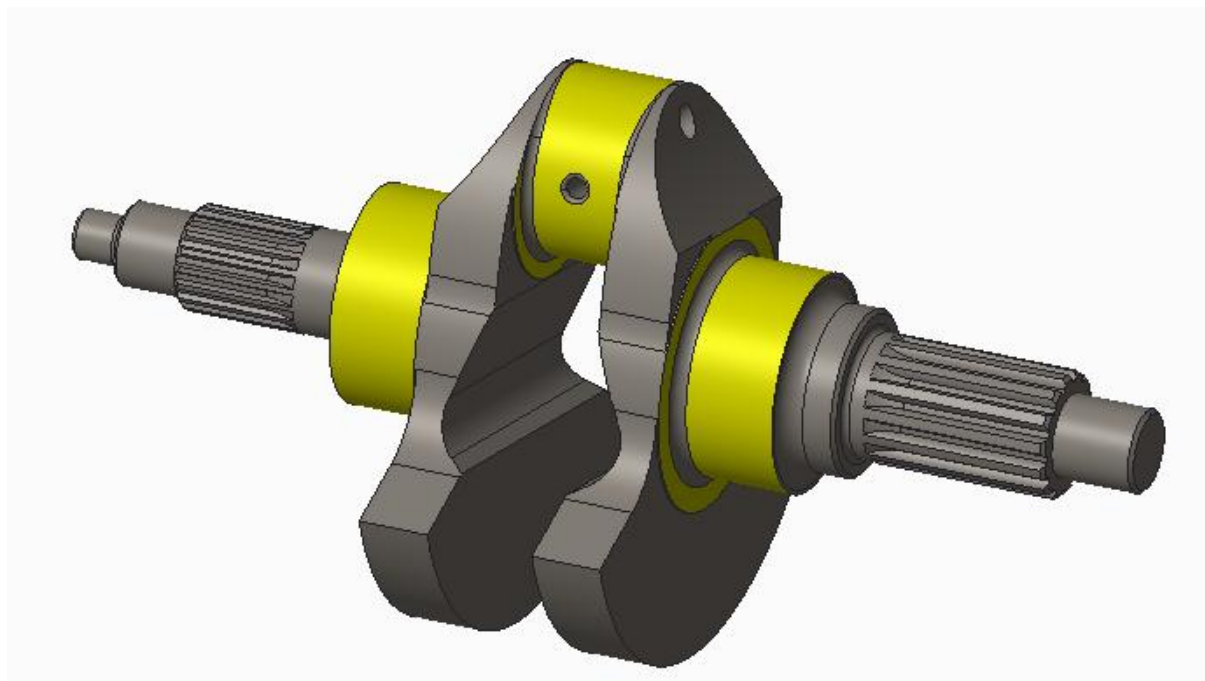
**Obr. 3: Nerozebíratelná KH [3]**

výhoda tohoto provedení je, že není třeba přesného tolerování spojovaných dílčích částí. U rozebíratelné KH se musí udržet jednotlivé části po celou dobu provozu v jednom celku. Nevýhodou tohoto provedení je skutečnost, že je třeba KH vyrábět celou najednou, což přináší značné komplikace ve výrobě z pohledu nerotačních částí KH. V tomto provedení dochází k použití

dělené ojnice, a to jakýmkoliv způsobem tak, aby byla možná následná montáž ojnice na klikový čep. Ložisko v tomto uložení je již převážně kluzné v podobě půlených kluzných pouzder.

Konstrukce KH může být i kombinovaná. Hlavní zalomení je vyrobeno z jednoho kusu materiálu o potřebné tuhosti a pevnosti, tak aby odolávalo zatížení. Vývažky KH mohou být vyrobeny z jiného materiálu a následně např. přišroubovány ke zbytku. Využitý druhý materiál, nemusí být pevnostně vyspělý, ale může mít vyšší měrnou hustotu, která se využije při vyvažování mechanismu. Tím může dojít ke zmenšení zástavbového prostoru KH v motoru.

Konstrukční návrh kontrolované KH (viz obr. 4) je tvořen v provedení nerozebíratelném. Hřídel je konstruovaná tak, aby pro výrobu nebylo potřeba složitých technologických operací (výkovek) a výroba byla provedena převážně obráběním pomocí třískových technologií. Jelikož dochází k nadměrnému odebrání materiálu z polotovaru, je tento proces časově náročný. Zbytková napětí nejsou tak výrazná jako u kování, kde dochází k deformaci struktury zrn.



**Obr. 4: Kontrolovaná KH**

Jelikož se jedná o kusovou výrobu, je to další důvod, proč je tato metoda výroby vhodná. K uložení KH slouží dvě kluzná ložiska uložená v bloku motoru spolu s dalším kluzným ložiskem na uložení ojnice. Mazání ložisek je tlakové. Pro hlavní ložiska je tlakový olej dodáván přes blok motoru a pro ojnicí ložisko je olej dodáván skrze klikový čep ze strany rozvodů a zapalování. Dále je KH provrtána tak, aby bylo možné olej dopravit až k ložisku. Nepotřebné otvory jsou následně zaslepeny pomocí zásepek. Jelikož KH neslouží zároveň jako setrvačnick pro snížení nerovnosti chodu během jednotlivých otáček, je navržena co nejlehčí. Vývažky KH pouze částečně vyvažují přímočarý vratný pohyb pístu. Jelikož je KH velice namáhaná součást a po obrobení vznikají na povrchu nežádoucí vruby, dochází v oblasti kluzných pouzder k broušení povrchu. Takto opracované plochy prodlužují životnost KH díky menším opotřebením ložisek.

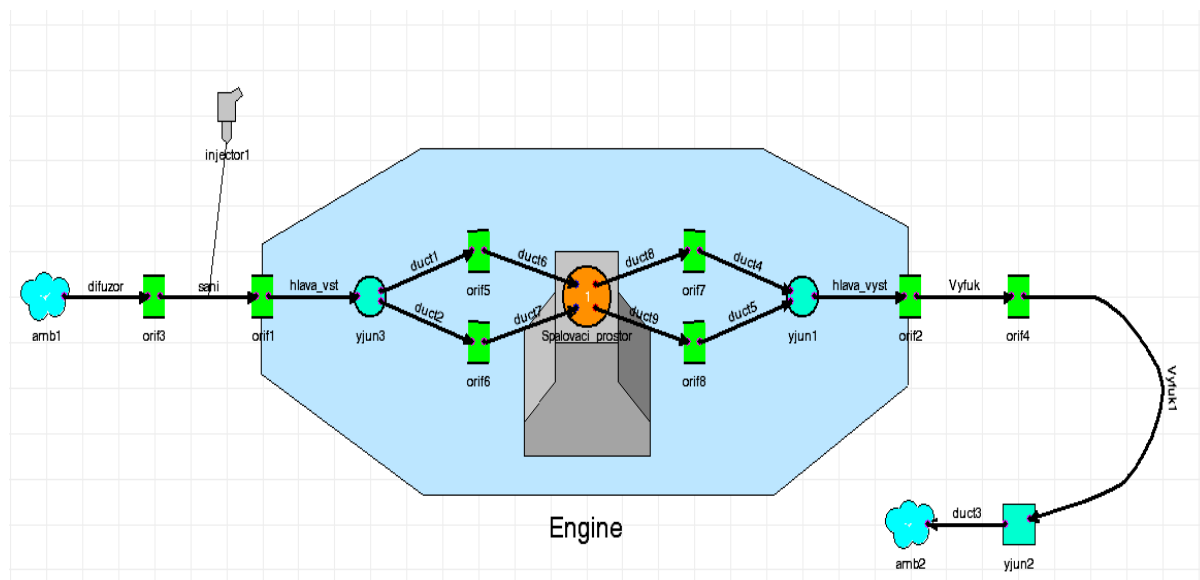
## 5 Simulační model Ricardo Wave

Pro výpočet namáhání KH je třeba zjištění zatížení vlivem termodynamického namáhání ve spalovacím motoru. Zde se tepelná energie v podobě tlaku částečně přemění na mechanickou energii v podobě točivého momentu na KH vystupující z motoru. Kurčení velikosti namáhání klikového mechanismu je zapotřebí vytvoření simulačního modelu. Model vytvoří obdobné namáhání, které je v reálném spalovacím motoru. Pro zjištění tohoto namáhání se použil software, u kterého je zpřístupněná licence na Technické univerzitě v Liberci, s názvem RICARDO WAVE (viz obr. 5).



Obr. 5: Ricardo Wave [4]

Při tvorbě modelu je důležité vytvořit blokové schéma motoru (viz obr. 6) se zadáním veškerých parametrů. Část parametrů je dána definovanými rozměry z CAD modelu (vrtání, zdvih, délka ojnice). Další hodnoty jsou např. teploty v různých místech, směšovací poměr,



Obr. 6: Blokové schéma simulačního modelu spalovacího motoru

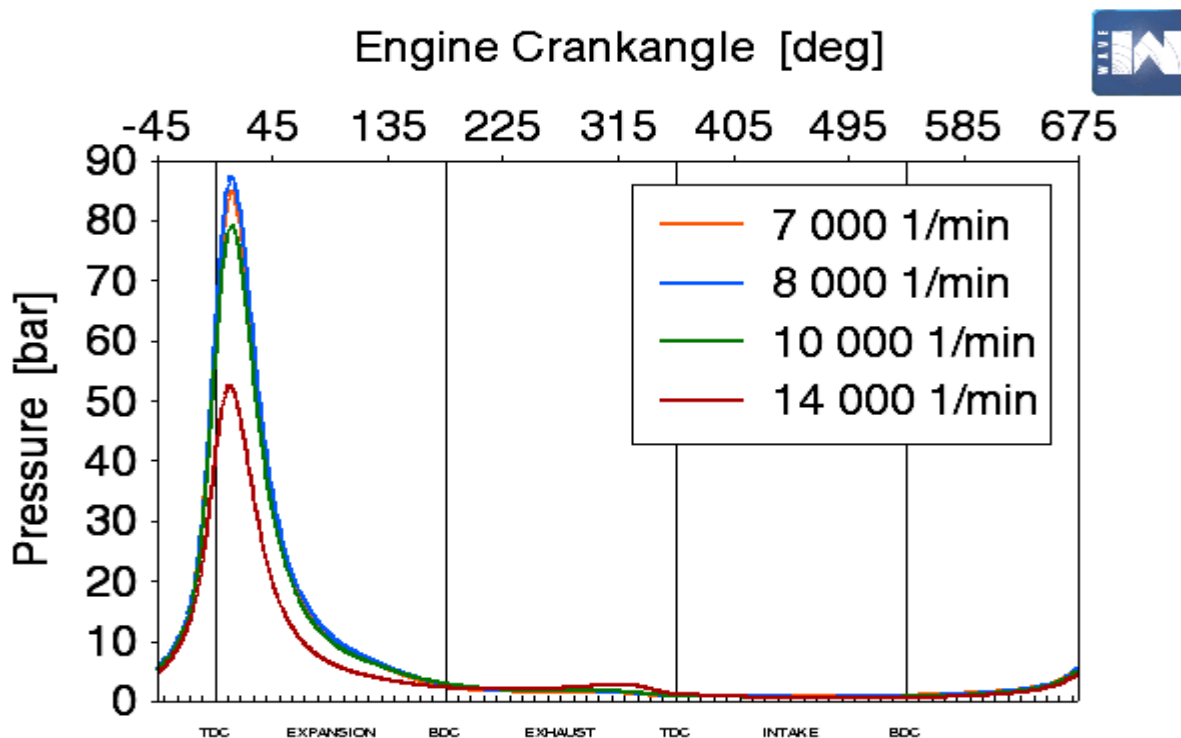
mapa mechanických třecích ztrát anebo průběhy otevření ventilů. Model motoru je složen z prvků, které nahrazují jednotlivé reálné součásti včetně okolního prostředí. Model se skládá ze tří hlavních částí, tj. sací potrubí, spalovací motor a výfukové potrubí. Sací potrubí obsahuje okolní prostředí a směšovací jednotku (karburátor), která je vytvořena v podobě potrubí s tvorbou směsi. Pro tento motor musí být difuzor v sacím potrubí. Nalézá se přímo v omezení karburátoru s patřičným průměrem. Výfukové potrubí také obsahuje okolní prostředí. Samotné vedení je nepatrně složitější, jelikož difuzor omezující možnosti motoru se

nachází v poslední části před prostředím. Spalovací motor je tvořen z klikového mechanismu, válce a hlavy motoru. Obsahuje veškeré náležitosti tvaru sacích i výfukových kanálů, rozměry dílů (např. vrtání, zdvih, plocha pístu, plocha hlavy), ale také teploty a mechanické ztráty v motoru.

Mechanické ztráty motoru jsou nedílnou součástí každého zařízení. Nic nepracuje se 100 % účinností. Je důležité, aby byly hodnoty mechanických ztrát co nejbližší reálnému spalovacímu motoru. Mezi hlavní parametry, ovlivňující nekonstantní hodnotu účinnosti motoru, patří provozní otáčky a spalovací tlak ve válci. Proto mapa mechanických ztrát úzce souvisí s těmito parametry.

Dále je zapotřebí nadefinování ventilového rozvodu spalovacího motoru v podobě průběhu velikosti otevření ventilů, časování, průtokových koeficientů a průměrů ventilů.

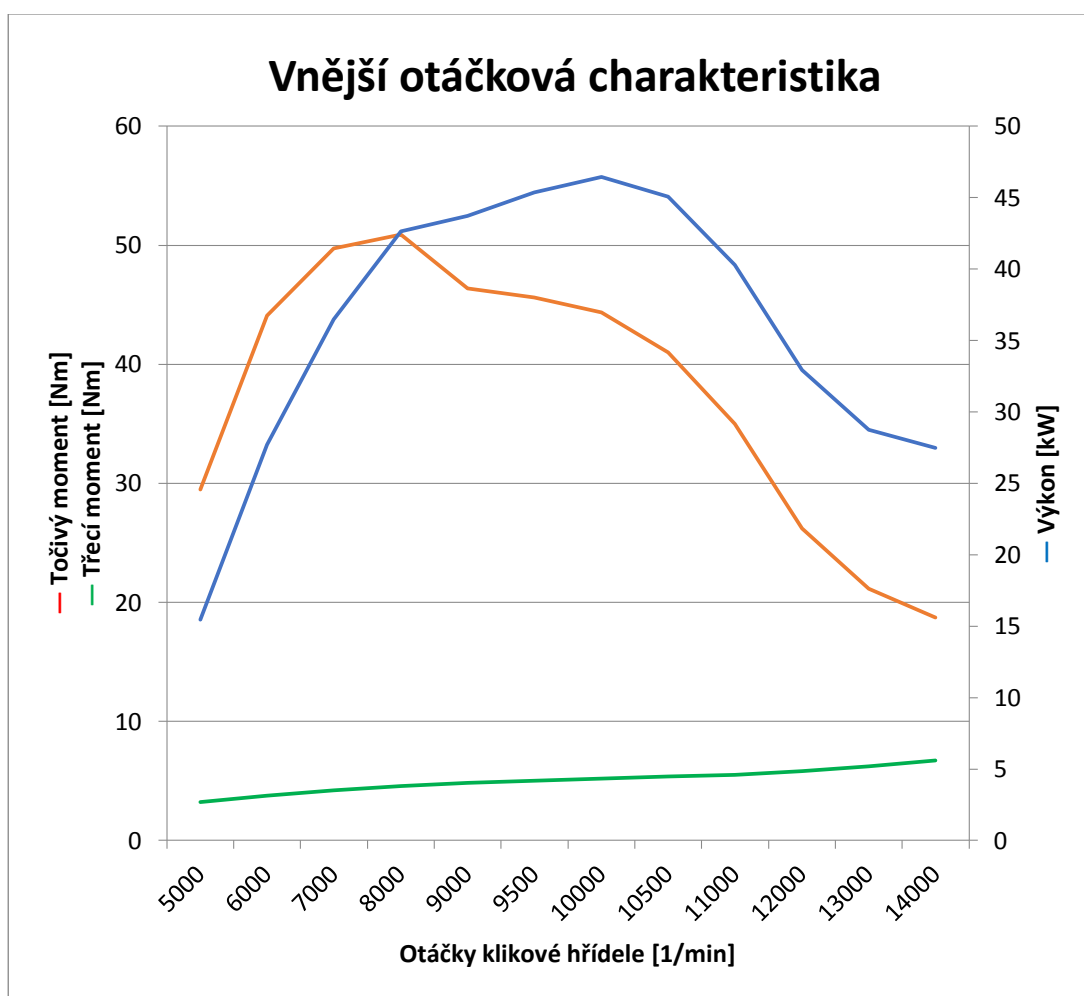
Po následné kontrole vytvořeného modelu spalovacího motoru se zadáním veškerých parametrů a vytvořených režimech výpočtu pro různé otáčky, došlo k vyhodnocení výsledků. Při pohledu na průběh tlaku ve válci motoru (viz obr. 7) dochází kvůli zažehnutí směsi k nárůstu tlaku s maximální hodnotou až za HU. Zobrazené provozní režimy jsou dále použity při výpočtu namáhání KH.



Obr. 7: Průběhu tlaku ve válci



Další vytvořený graf (viz obr. 8) je ukázka vnější otáčkové charakteristiky motoru. Jak již z názvu vyplývá, jedná se o vytvořený průběh maximálního točivého momentu, maximálního výkonu a třecího momentu motoru při plném otevření klapky. Z grafu jsou patrné maximální hodnoty, kterých je motor schopný dosáhnout v provozním režimu. Maximální točivý moment dosahuje hodnoty 51 Nm při 8 000 1/min. Nižší hodnota točivého momentu o velikosti 46 Nm je v široké oblasti od 6 000 do 9 500 1/min. Maximální výkon dosahuje 46,7 kW při 10 000 1/min. Po překročení těchto otáček dochází k velkému snížení výkonu motoru. V praxi se motor pouze přetáčí, ale efekt žádný nepřináší. Při určení maximálního tlaku ve válci je možné vidět, že maximální tlak je dosažen v režimu maximálního točivého momentu motoru.



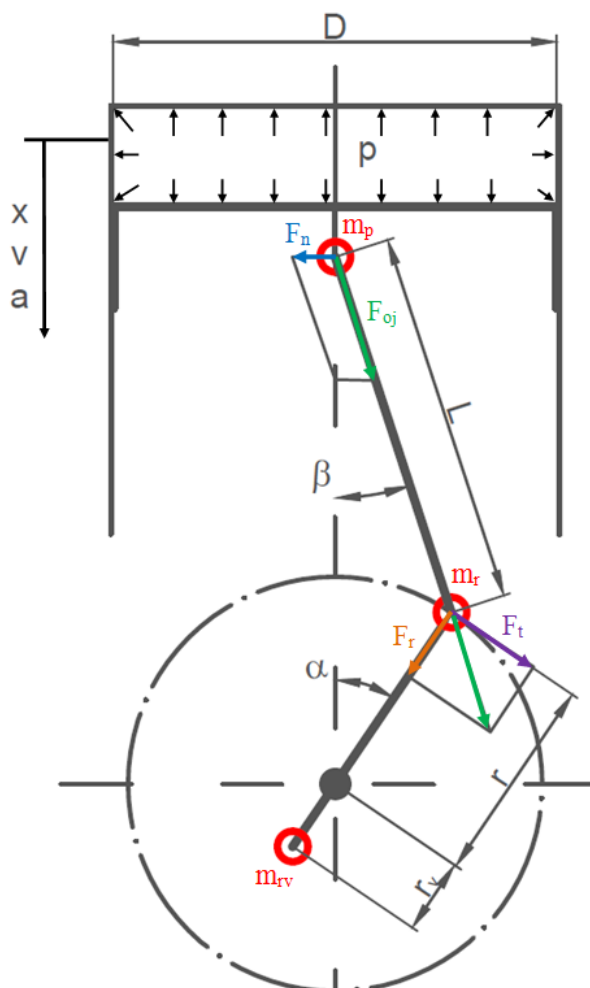
**Obr. 8: Vnější otáčková charakteristika**



## 6 Namáhání KH

Jelikož namáhání KH není konstantní, ale přibližně periodické při konstantních otáčkách, je zapotřebí správné určení zatížení. Mezi faktory, které významně ovlivňují zatížení KH, patří otáčky motoru, ovlivňující jak velikost odstředivých a posuvných sil, tak ale i změnu celkového průběhu spalovacího tlaku ve válci. Dále vlivem pootočení KH dochází ke změně smyslu působení sil od ojnice a také od složky odstředivých sil KH. V neposlední řadě je potřeba uvažovat nekonstantní velikost spalovacího tlaku ve válci.

Pro návrh zatížení KH se postupovalo ze čtyř možných variant výpočtů dle různého přístupu k zatížení KH (viz obr. 9). Klikový mechanismus převádí posuvný vratný pohyb pístové skupiny na rotační pohyb KH motoru. Mezi vstupní parametry určující zatížení KH patří např. spalovací tlak, otáčky motoru, velikost odstředivých sil jednotlivých částí mechanismu, rozměry jednotlivých dílů atd.



Obr. 9: Schéma klikového mechanismu

Pro výpočet je klikový mechanismus rozdělen na tři hmotné body. Jeden hmotný bod nahrazuje pístovou skupinu včetně jedné třetiny hmotnosti ojnice. Tento hmotný bod koná přímočarý vratný pohyb. Další dva hmotné body jsou brány jako rotační, kde první má hmotnost vývažků a druhý hmotnost zalomení včetně dvou třetin hmotnosti ojnice.

Výsledná síla  $F_c$  působící na pístní skupinu je dána součtem síly  $F_p$ , která vzniká tlakem plynů a setrvačnou silou  $F_m$  posuvných částí.

$$F_c = F_p + F_m$$

$$F_p = p * \frac{\pi * D^2}{4}$$

$$F_m = -m_p * a \cong -m_p * r * \omega^2 * [\cos\alpha + \lambda * \cos 2\alpha]$$

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

Výsledná síla  $F_c$  se vlivem rotace KH rozkládá do složek ve směru ojnice  $F_{oj}$  a přítlaku pístní skupiny k válci  $F_n$ .

$$F_{oj} = \frac{F_c}{\cos \beta}$$

$$F_n = F_c * \tan \beta$$

Velikost síly od ojnice lze rozložit na zatížení ojničního čepu do radiálního  $F_r$  a tangenciálního  $F_t$  směru.

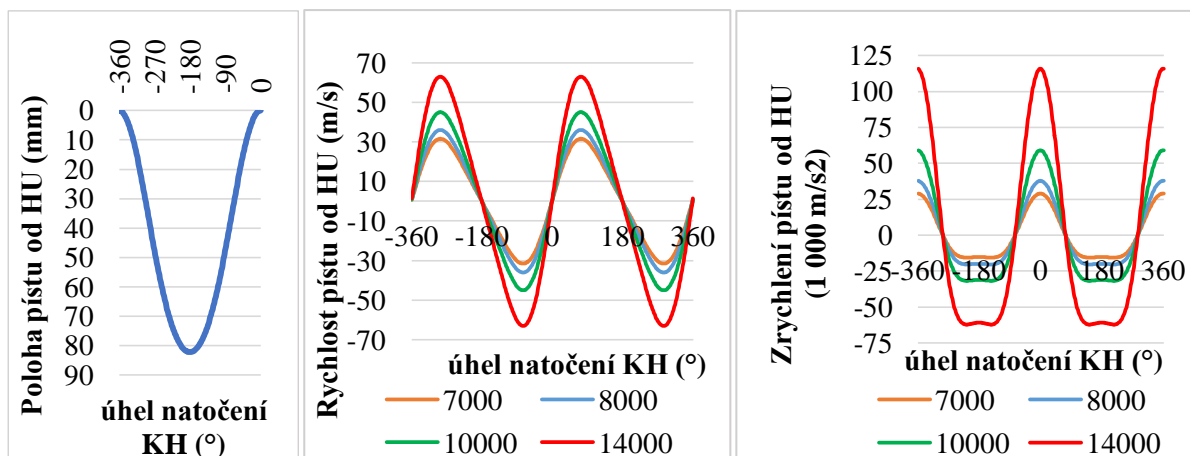
$$F_r = F_{oj} * \cos (\alpha + \beta)$$

$$F_t = F_{oj} * \sin (\alpha + \beta)$$

Dále v místě čepu ojnice působí složka odstředivých sil  $F_{o\check{c}}$  od hmot části ojnice, ale také i části zalomení KH.

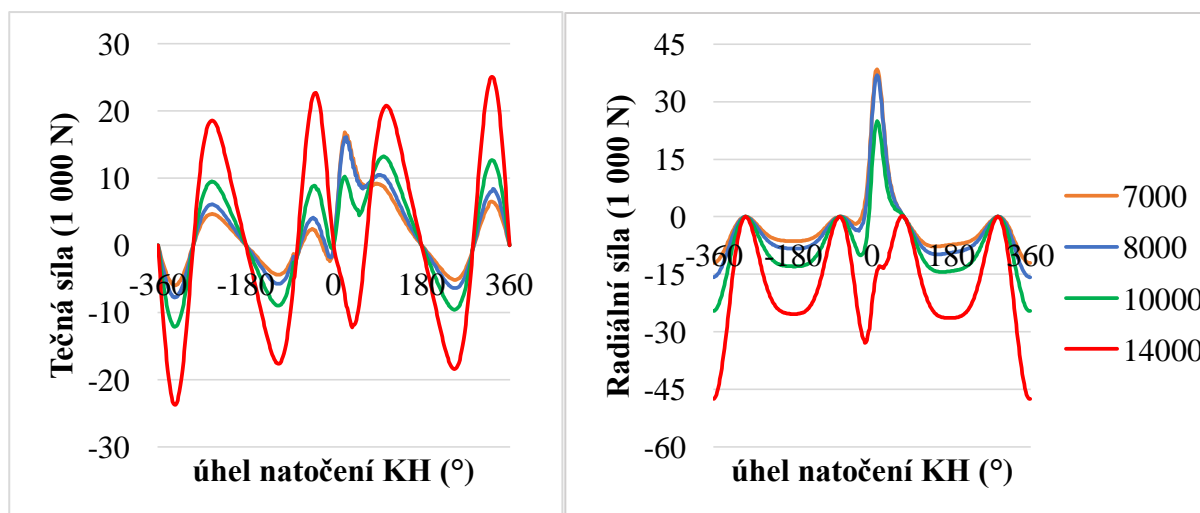
$$F_{o\check{c}} = -m_r * r * \omega^2$$

Při známých geometrických hodnotách je možné vytvořit grafy (viz obr. 10), které přepočítávají polohu natočení KH na poloze pístu pohybující se od HU do DU. Dále je možný díky derivacím přepočet na rychlost a zrychlení pístu při zvolených konstantních otáčkách KH.



**Obr. 10: Závislost polohy, rychlosti a zrychlení na úhlu pootočení KH**

Při určení hmotností jak pístové skupiny, ale také ojnice, vývažku KH, zalomení KH je možný výpočet sil od jednotlivých složek hmotností. Po následném spojení velikosti působících sil, lze určit výsledné zatížení například ojničního čepu KH, kde se dané zatížení rozkládá na tečné a radiální složky (viz obr. 11). Průběh velikosti silového zatížení je vstupní parametr do následných výpočtů pro kontrolu KH.



**Obr. 11: Silové zatížení ojničního čepu na úhlu pootočení KH**

Pro potvrzení výsledků, vytvořených v softwaru MS Excel, byla v prvním případě provedena kontrola tvaru průběhů křivek z již dosud dohledatelných průběhů sil z jiných motorů. Zde se porovnával pouze tvar křivky pro určité otáčky, nikoli velikosti sil, pro které je nezbytné zadání přesných hodnot hmotností jednotlivých součástí. Jelikož naprogramovaný Excel soubor má téměř shodné průběhy i s porovnáním vytvořeného klikového mechanismu v programu PTC Creo (viz příloha 1), jsou pro další kroky využívána data z Excel souboru.

Nyní je známo téměř vše, co je potřeba pro vytvoření výpočtu KH. Pro kontrolu je zapotřebí znalost použitého materiálu na KH včetně veškerých technologických operací. Materiálů, ze kterých lze vyrobit KH je několik. Mezi ně patří např. oceli s označením: 15 142, 15 230, 15 260, 15 330, 16 341. Aby bylo možné v případě potřeby použít víc druhů materiálu než pouze jeden kontrolovaný, došlo k vybrání dvou materiálů pro následnou kontrolu KH (viz příloha 2). První zvolený materiál je ocel s označením 15 142. Druhý materiál je ocel s označením 15 260. Materiály jsou následně chemicko-tepelně zpracovány pomocí nitridace v oblasti hlavních čepů a mechanicky kuličkovány v přechodových oblastech mezi čepy a rameny. Díky těmto operacím dochází ke zvýšení mechanických vlastností a zvýšení únavové pevnosti. Všechny potřebné a známé informace o materiálech jsou uvedené v tab. 1 níže. Jelikož druhý zvolený materiál dosahuje vyšších hodnot mechanických vlastností, jsou při výpočtu použity pouze hodnoty prvního materiálu.

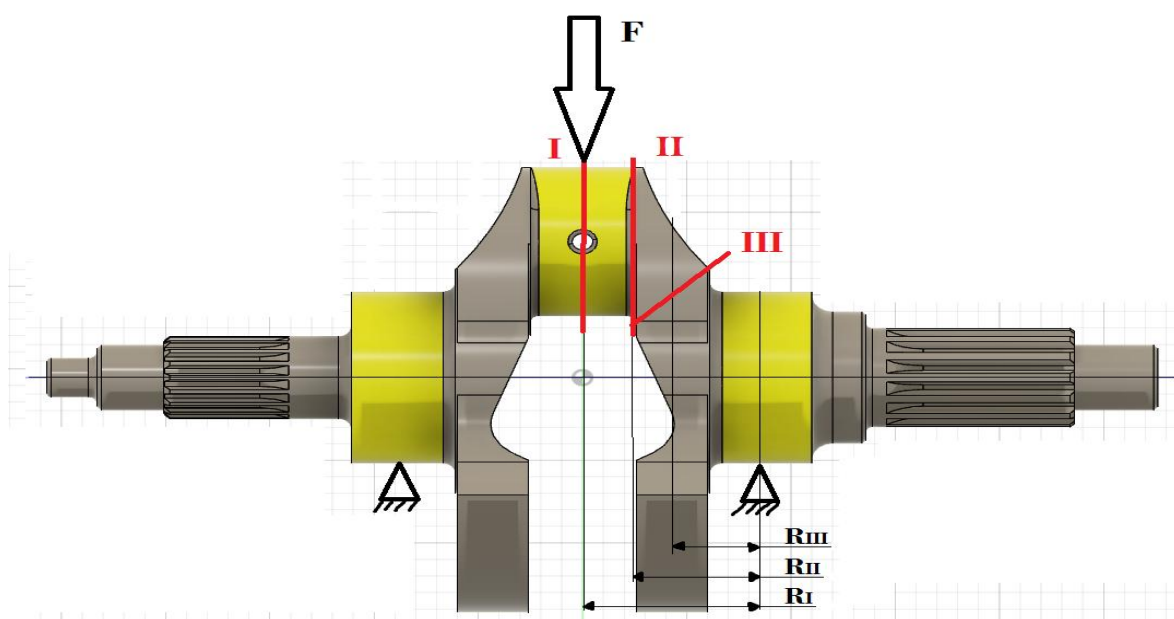
Materiál	15 142	ČSN 41 5142	
Tepelné zpracování	Popouštění při teplotě 560 °C		
Mez pevnosti	$\sigma_p$	1200	MPa
Poměr meze kluzu a pevnosti	$\sigma_k / \sigma_p$	0,9	-
Mez únavy v ohybu	$\sigma_c$	380	MPa
Mez únavy ve smyku	$\tau_c$	280	MPa
Dovolené napětí v ohybu III. Střídavé	$\sigma_{DIII}$	580	MPa
Dovolené napětí ve smyku III. Střídavé	$\tau_{DIII}$	440	MPa
Materiál	15 260	ČSN 41 5260	
Tepelné zpracování	Popouštění při teplotě 500 °C		
Mez pevnosti	$\sigma_p$	1400	MPa
Poměr meze kluzu a pevnosti	$\sigma_k / \sigma_p$	0,9	-
Mez únavy v ohybu	$\sigma_c$	480	MPa
Mez únavy ve smyku	$\tau_c$	340	MPa
Dovolené napětí v ohybu III. Střídavé	$\sigma_{DIII}$	680	MPa
Dovolené napětí ve smyku III. Střídavé	$\tau_{DIII}$	500	MPa

**Tab. 1: Vlastnosti materiálu pro KH**

## 6.1 První varianta výpočtu

První varianta zjednodušeného výpočtu spočívá ve využití vzorečků pro výpočet nosníku, kde dochází ke kontrole KH ve třech stavech pootočení v pracovním cyklu motoru (HU se spalováním, HU bez spalování a DU). Pro všechny tři stavy se následně určí kritické otáčky, které jsou svým způsobem zajímavé, např. max. MK, max. P, max. RPM a jiné. V posledním kroku dojde k určení kritických průřezů KH (I, II, III).

KH je kontrolována ve třech průřezech (označovány I, II, III) pod různými velikostmi zatížení. Využité vzorečky počítají podle zatížení osamělou silou  $F$  symetrického nosníku na dvou podporách v místech kluzného uložení KH v bloku motoru (viz obr. 12).



Obr. 12 Výpočetní schéma KH

Velikost působící zátěžné síly  $F$  je dána součtem sil odstředivých od rotačního účinku (hmotnosti rotačních hmot  $m_r$  na rameni zalomení klyky  $r$ ), od posuvných hmot (hmotnosti posuvných hmot  $m_p$  a zrychlením  $a$ , které urychluje píst) a zátěžného tlaku  $p$  od spalování působící na činnou plochu pístu  $S_p$ .

$$F = F_{or} + F_{op} + F_p$$

$$F_{or} = m_r * r^2$$

$$F_{op} = m_p * a$$

$$F_p = p * S_p$$

Jelikož tato síla působí na rameni R, je vytvořen krouticí moment MK, který se vyskytuje v celé délce nosníku. Pro výpočet je potřebný moment, který působí v kontrolních místech (I, II, III), kde se nachází také jednotlivé kritické průřezy  $S_I$ ,  $S_{II}$  a  $S_{III}$ . Pro vypočítání napětí již máme aktuálně veškeré podklady.

$$M_I = F * R_I$$

$$\sigma_{MI} = \frac{M_I}{S_I}$$

Režimy zatížení jsou zvolené podle maximálních hodnot jak otáček, tak točivého momentu a maximálního výkonu. Pro jednotlivé čtyři režimy otáček (7 000, 8 000, 10 000 a 14 000 1/min) a stavy zatížení KH (horní úvrati s tlakem HUP, horní úvrati bez tlaku HU a dolní úvrati DU) je vytvořena tab. 2, která udává velikost napětí v daných průřezích při daném namáhání.

Otáčky (1/min)		7 000	8 000	10 000	14 000
HUP	$\sigma_{MI}$ (MPa)	72	57	9	-197
	$\sigma_{MII}$ (MPa)	55	44	7	-150
	$\sigma_{MIII}$ (MPa)	69	55	8	-189
HU	$\sigma_{MI}$ (MPa)	-57	-75	-117	-227
	$\sigma_{MII}$ (MPa)	-44	-57	-89	-173
	$\sigma_{MIII}$ (MPa)	-55	-72	-112	-218
DU	$\sigma_{MI}$ (MPa)	-45	-59	-90	-175
	$\sigma_{MII}$ (MPa)	-35	-45	-69	-133
	$\sigma_{MIII}$ (MPa)	-44	-57	-87	-168

**Tab. 2: Výsledky napětí pro analytický výpočet**

Výsledné hodnoty vystihují také i směr zatěžovací síly, která působí na KH. Je-li hodnota kladná, síla působí ke středu osy rotace KH. Při režimu 10 000 1/min při stavu HUP dochází k vyrovnání sil odstředivých hmot rotačních, posuvných a sil, způsobených expanzí plynů.

Jelikož KH je skutečná strojní součást s přesně definovanými rozměry, je třeba provést přepočítání ohybového a smykového napětí. Výslednou hodnotou bude velikost bezpečnosti v daném místě průřezu na skutečné KH. Vztahy pro výpočet celkové bezpečnosti v daném kontrolovaném průřezu jsou uvedeny níže.

$$\frac{1}{S_c^2} = \frac{1}{S_{co}^2} + \frac{1}{S_{ct}^2}$$

$$\frac{1}{S_{co}} = \frac{\sigma_a}{\sigma_{co}^*} + \frac{\sigma_m}{\sigma_F}$$

$$\frac{1}{S_{ct}} = \frac{\tau_a}{\tau_{ct}^*} + \frac{\tau_m}{\tau_F}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_h - \sigma_d}{2}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_h + \sigma_d}{2}$$

$$\sigma_F = \frac{\sigma_c * \sigma_{hc}}{2 * \sigma_c - \sigma_{hc}} = 0,7 * \sigma_p$$

$$\sigma_{co}^* = \eta_{po} * \nu_o * \frac{\sigma_c}{\beta_o}$$

$$\tau_a = \zeta * \frac{p_{max} * \pi * r * D^2}{4 * W_k} + \psi$$

$$\tau_m = \frac{M_k}{W_k}$$

$$\tau_{ct}^* = \eta_{pt} * \nu_t * \frac{\tau_c}{\beta_t}$$

$$\beta_o = 1 + \eta_o * (\alpha_o - 1)$$

$$\beta_t = 1 + \eta_t * (\alpha_t - 1)$$

Po odečtení hodnot z grafů pro výpočet součinitele vrubu došlo k vytvoření tabulky s jednotlivými velikostmi součinitele vrubu pro kontrolované průřezy (viz tab. 3).

$\beta_{oI}$ [-]	$\beta_{oII}$ [-]	$\beta_{oIII}$ [-]	$\beta_{tI}$ [-]	$\beta_{tII}$ [-]	$\beta_{tIII}$ [-]
2,152	3,025	3,025	3,025	1,972	1,972

**Tab. 3: Součinitelé vrubu**

Dále po dosazení do vzorců byla vytvořena tabulka s hodnotami meze únavy v ohybu a ve smyku pro skutečnou součást (viz tab. 4).

$\sigma_{coI}^*$ [MPa]	$\sigma_{coII}^*$ [MPa]	$\sigma_{coIII}^*$ [MPa]	$\tau_{ctI}^*$ [MPa]	$\tau_{ctII}^*$ [MPa]	$\tau_{ctIII}^*$ [MPa]
155,4	110,5	103	87	133,5	129,2

**Tab. 4: Mez únavy pro ohyb a smyk na reálné součásti v kontrolovaném místě**

Bezpečnost KH, která se kontroluje ve třech místech průřezu se zvolenými provozními otáčkami je zobrazena v tab. 5 pro ohyb a v tab. 6 pro smyk. Dále je ukázka celkové složené bezpečnosti KH pro daná namáhání tab. 7.

Otáčky motoru [1/min]	7 000	8 000	10 000	14 000
$S_{coI}$ [-]	2,364	2,298	2,139	2,868
$S_{coII}$ [-]	2,219	2,159	2,078	3,381
$S_{coIII}$ [-]	1,641	1,597	1,546	2,614

**Tab. 5: Bezpečnost KH v ohybu**

Otáčky motoru [1/min]	7 000	8 000	10 000	14 000
$S_{ciI}$ [-]	2,724	2,686	2,767	3,188
$S_{ciII}$ [-]	4,169	4,111	4,235	4,885

**Tab. 6: Bezpečnost KH ve smyku**

Otáčky motoru [1/min]	7 000	8 000	10 000	14 000
$S_{cI}$ [-]	1,79	1,75	1,69	2,13
$S_{cII}$ [-]	1,96	1,91	1,87	2,78
$S_{cIII}$ [-]	1,64	1,60	1,55	2,61

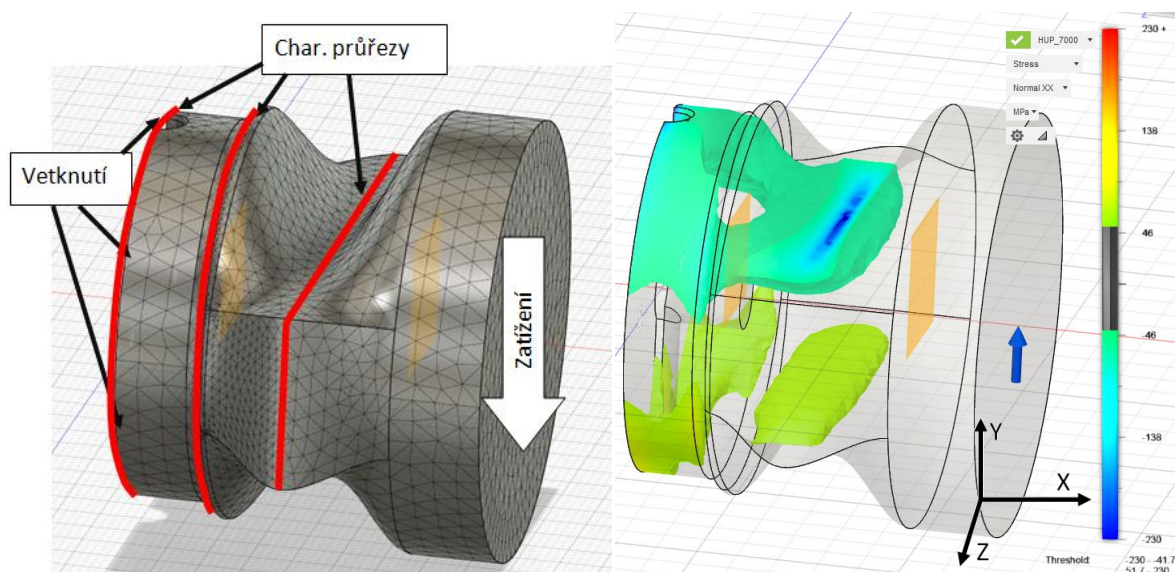
**Tab. 7: Celková výsledná bezpečnost KH pro kontrolované stavy**

Pro KH je doporučená hodnota celkové bezpečnosti v rozsahu od 1,5 do 2. Bezpečnost KH je ve všech kontrolovaných průřezích uvnitř intervalu. Celkově nejnebezpečnějším průřezem je třetí kontrolovaný, který se nachází na spodní hranici bezpečnosti. Nejhorší provozní stav namáhání KH vychází v režimu 10 000 1/min, kdy vlivem maximální amplitudy současně s mezní hodnotou dochází k největší únavě.



## 6.2 Druhá varianta výpočtu

Druhá varianta výpočtu vychází z první, ale samotný výpočet je vytvořený pomocí MKP metody s totožným druhem zatížení, jako v první metodě. Cílem této metody je zjistit odlišnost výsledků analytického a numerického řešení. Software pro využití simulace byl zvolen Autodesk Fusion 360. Analytický výpočet byl v první metodě brán pouze jako nosník na dvou podporách. Numerické řešení vychází z obdobného předpokladu. Pro výpočet je použit poloviční model nosníku s okrajovými podmínkami tak, aby odpovídaly celému nosníku při analytickém výpočtu. Jelikož nosník má v různých místech jiné charakteristické průřezy, byl také model vytvořen s proměnlivými průřezy. Výpočet byl proveden pro provozní stavy použité v první metodě výpočtu (viz příloha 3). Obr. 13 zobrazuje napětí  $\sigma_{XX}$  při zobrazených hodnotách v rozsahu od -250 do 250 MPa v režimu HUP při 14 000 1/min.



Obr. 13: L: Okrajové pod. modelu, P: Výsledek simulace HUP 14 000  $\sigma_{XX}$  -250/250 MPa

Po ukončení simulace došlo k zobrazení velkých špičkových napětí na MKP modelu. Projev špičkového napětí je z důvodu ostrých ploch, kde vzniká částečná singularita. Po odečtení maximálních a minimálních hodnot napětí došlo k určení bezpečnosti pouze v ohybu (viz tab. 8). Novým poznatkem simulace je skutečnost, že výsledné napětí není pouze jedno konkrétní číslo, jako v první metodě, ale napětí nabývá v celém průřezu různé hodnoty. Největší špičkové napětí v nosníku je na protilehlých stranách průřezu. Zde dochází vlivem deformace ve spodní části k tlakovému a v horní části tahovému namáhání. Výsledná bezpečnost nabývá obdobné charakteristiky. Nejvíce namáhaný průřez je třetí s nejnižší bezpečností při režimu 10 000 1/min. Velká odlišnost ve výsledcích je u druhého průřezu, kde

na úkor hladkého přechodu bez výskytu velkých napětí vyšla bezpečnost větší oproti první variantě výpočtu.

Otáčky motoru [1/min]	7 000	8 000	10 000	14 000
$S_{coI}$ [-]	2,36	2,21	1,80	1,87
$S_{coII}$ [-]	4,75	4,10	3,00	3,09
$S_{coIII}$ [-]	1,91	1,76	1,58	1,61

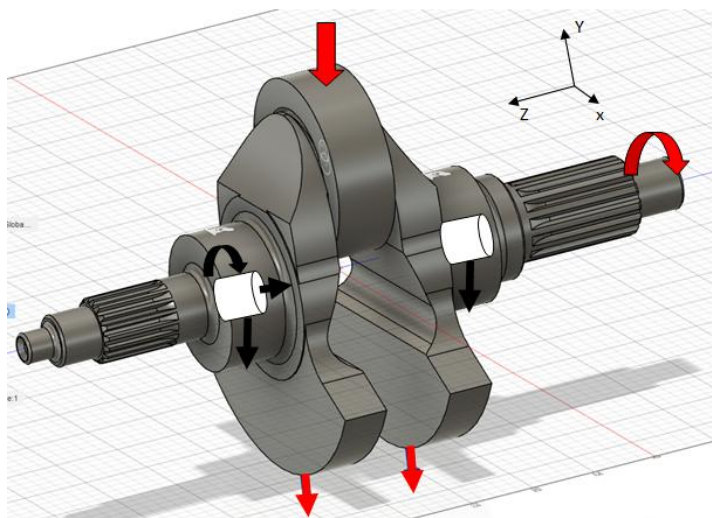
**Tab. 8: Velikost bezpečnosti pro druhou variantu výpočtu**

Odlišnost v ostatních pozorovaných místech v simulaci je téměř nulová. Čím větší je singularita modelu, tím dochází k větší odlišnosti oproti výpočtu. Dalším faktorem odlišnosti výsledku je vlastní deformace modelu po zatížení. Výpočet první metody spočívá na dokonale tuhém modelu. Jednoduchost druhé varianty výpočtu spočívala v relativně rychlé tvorbě simulačního modelu. Výpočet simulace byl řádově v minutách, kde po následném odečtení hodnot vyšla finální bezpečnost v ohybu. Jelikož se jedná o simulaci, je potřeba k výsledkům přistupovat obezřetně. U MKP je vhodné vytvořit verifikaci modelu pomocí experimentu, aby došlo k odladění modelu.

### 6.3 Třetí varianta výpočtu

Třetí varianta výpočtu spočívá ve využití CAD modelu KH. Software pro využití simulace je stejný jako u druhé metody, Autodesk Fusion 360, jelikož umožňuje výpočty na vzdáleném cloudu. Díky tomu mohou být simulace víc náročné a není potřeba výkonný osobní počítač. Jelikož KH dosahuje velkých otáček, bylo na zvaženu, jaký druh zatížení zvolit.

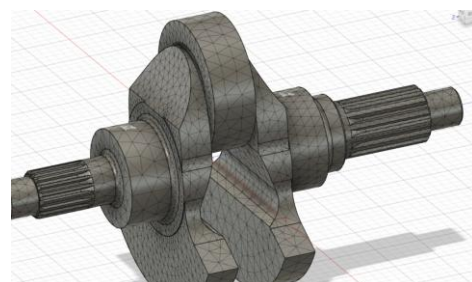
Okrajové podmínky KH (viz obr. 14) jsou na levém ložisku vytvořeny pomocí rotační vazby s válcovým souřadným systémem, kde je zamezena rotace a pohyb v axiálním a radiálním směru. Pravé ložisko je také vytvořeno pomocí rotační vazby s válcovým souřadným systémem se zamezením pouze v radiálním směru. Jelikož se KH otáčí a zároveň na ni působí síly např. od spalovacího tlaku, došlo k vytvoření simulace s různým stylem zatížení



**Obr. 14: Okrajové podmínky pro simulaci**

(viz příloha 4). Vytvořený prstenec na ojnicím čepu nahrazuje hmotnost rotačních hmot ojnice celého klikového mechanismu. Zatížení KH se dělí na tři stavy, které odpovídají zatížení při 7 000 1/min. První stav je zatížen objemovou rotací KH s prstencem. Jedná se o nejpřesnější variantu výpočtu. Problém nastal v simulaci celého klikového mechanismu, kde nebylo možné rozlišit rotační a posuvné hmoty. Druhý stav je zatížen odstředivými silami na vnějším plášti prstence a odstředivými silami na vývažcích. Třetí stav je zatížen silami představující velikost zatížení při rotaci odstředivých hmot. Odstředivé síly od zalomení KH působí na zalomení, síla od rotační odstředivé hmoty ojnice působí na plášti prstence a síla od vývažků KH působí na vývažcích.

Hustota sítě modelu (viz obr. 15), byla zvolena jako výchozí. Obsahuje téměř 80 000 čtyřstěnů v celém objemu modelu. V post procesu došlo k porovnání simulací, které z hlediska zatížení nabývají obdobných velikostí napětí. Při prvním stavu nedochází

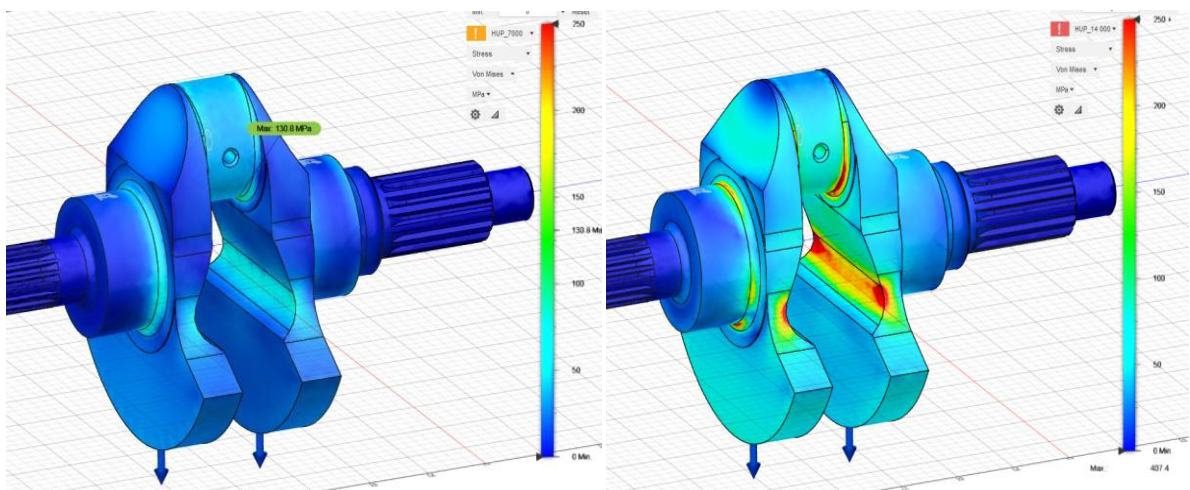


**Obr. 15: Sít modelu**

k výraznému zvětšení napětí v přechodovém rádiu mezi ojnicím čepem a ramenem jako je tomu u ostatních stavů. Po důkladnějším prozkoumání je to způsobeno tím, že v prvním stavu jsou jednotlivé elementy zatěžovány odstředivou silou. V druhém a třetím případě dochází k částečnému zkreslení těchto sil, jelikož veškerá odstředivá hmota se zatěžuje osamělou silou. Oproti první metodě zatížení je v oblasti vývažků KH nárůst maximálního napětí o 6 %. U hlavního čepu KH je maximální napětí oproti první metodě vyšší o 12 %.

Kvůli přehlednému rozkladu zatěžujících sil se pro další výpočet zvolila třetí varianta, protože je svými nedostatky nepatrně konzervativní. Pro následné výpočty je to výhodnější, jelikož se pohybujeme na straně bezpečnosti.

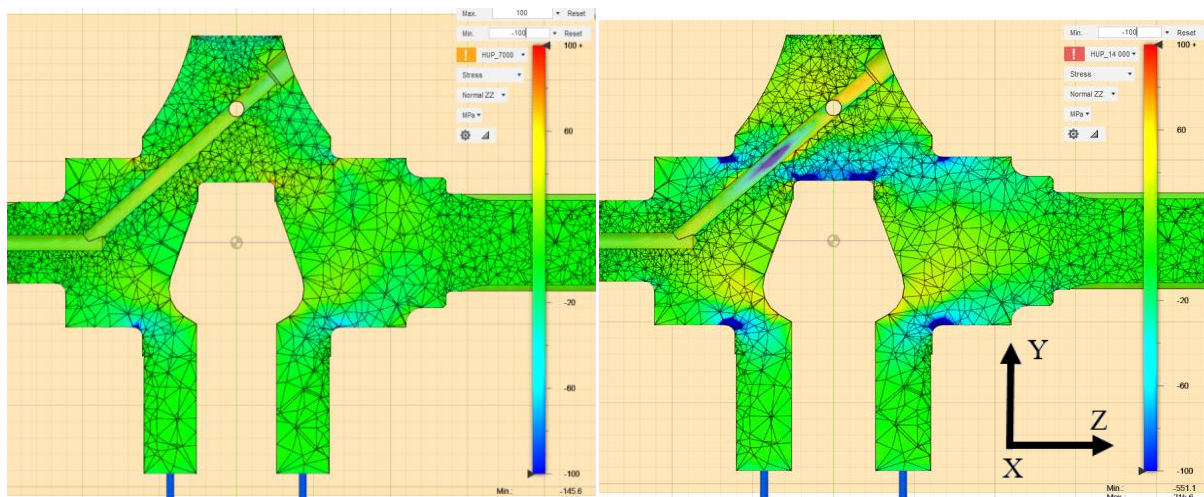
V dalším kroku simulace KH došlo k vytvoření zátěžových stavů jako v analytickém řešení. KH má okrajové podmínky shodné s předchozí simulací, liší se pouze velikostmi sil pro dané stavy. Při vyhodnocování dat (viz příloha 5) bylo možné pozorovat, jak se mění rozložení napětí v KH v závislosti na velikosti a směru působících sil (viz obr. 16). Zatímco v provozním režimu HUP při 7 000 1/min převažovaly síly od tlaku plynů, již u HUP při 14 000 /min převažovaly odstředivé síly. Zobrazené napětí je dle metody HMH se zobrazením velikosti od 0 do 250 MPa.



**Obr. 16: L: HUP 7 000, P: HUP 14 000, HMH 0/250 MPa**

Pro větší přehled, kde se jaké napětí v KH nachází, došlo k vytvoření řezu v rovině provádějící osami hlavního a ojnicního čepu se zobrazením napětí  $\sigma_{zz}$  (viz obr. 17). Zobrazované napětí je v rozsahu -100 /100 MPa kvůli výraznějšímu zobrazení zatěžovaných oblastí. Zde je zobrazena názornější ukázka rozložení napětí, kde v režimu HUP při 7 000 1/min převládá spalovací tlak, a v režimu HUP při 14 000 1/min převládají odstředivé síly.





**Obr. 17: L: HUP 7 000, P: HUP 14 000,  $\sigma_{ZZ}$  -100/100 MPa**

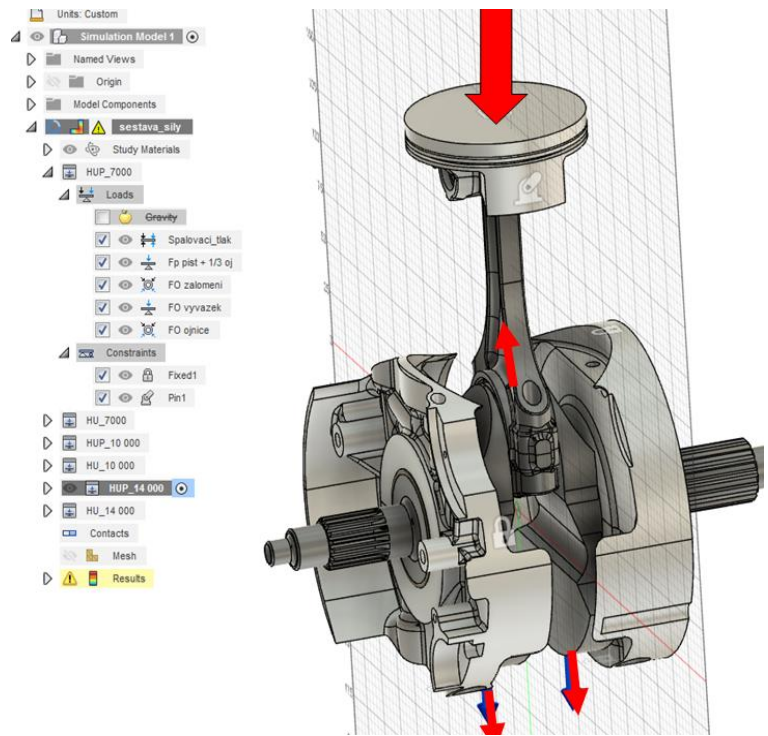
Deformace KH je převážně v oblasti vývažků, které jsou nesymetricky vetknuté, a tak dochází k vybočování. Maximální velikost vychýlení je 0,08 mm v režimu HUP při 14 000 1/min. Maximální napětí se nachází v režimu HU při 14 000 1/min, kde velikost dosahuje po oříznutí singularit 300 MPa.

Při pohledu na bezpečnost KH s prstencem bylo nutné částečně změnit přístup k sledovaným oblastem. Druhý a třetí charakteristický průřez je v reálné podobě KH v jednom místě společný. Naopak první charakteristický průřez je spolu s prstencem vysoce tuhý a díky tomu nedochází ke nárůstu napětí. Výpočet bezpečnosti byl proveden v oblasti velkých napětí (přechodový rádius mezi čepem ojnice a ramenem viz tab. 9). Napětí v oblasti vývažků je statické, protože dochází k vychýlení pouze vlivem rotace KH. Bezpečnost v tomto místě je vysoká.

Otáčky motoru [1/min]	7 000	8 000	10 000	14 000
$S_{\text{radius, cep ojnice}}$ [-]	3,14	2,86	2,31	2,24

**Tab. 9: Bezpečnost KH s prstencem**

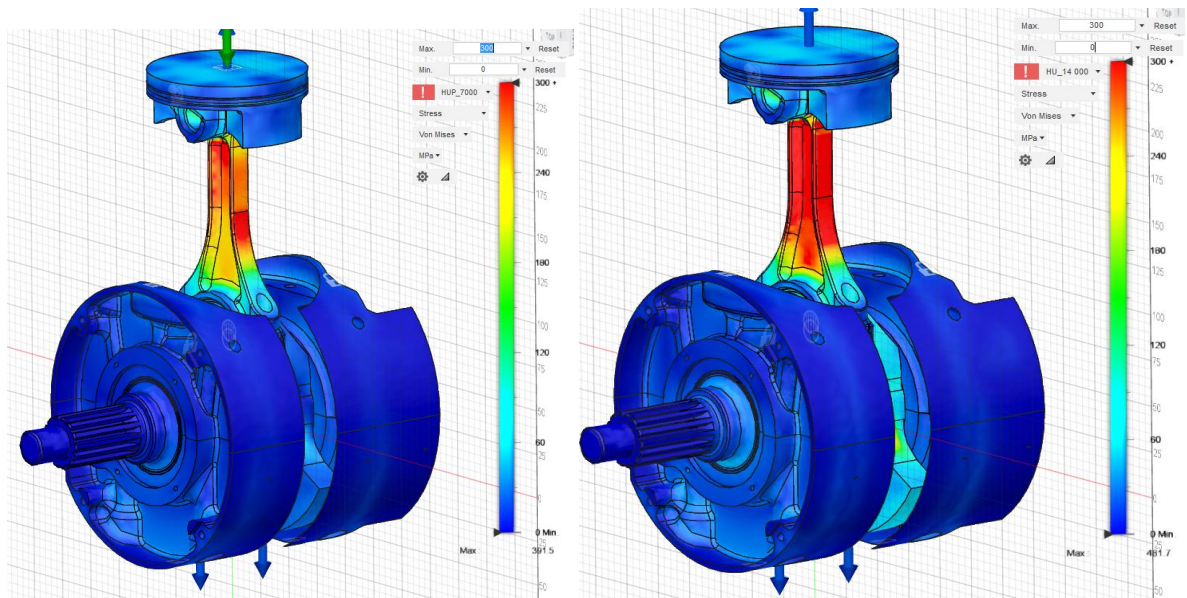
V dalším kroku tvorby simulace došlo k vytvoření poddajnosti uložení KH, které je v bloku motoru a také umožnění reálnějšího přenosu zatížení od pístu. Simulační model obsahuje celý klikový mechanismus včetně částečného bloku motoru (viz obr. 18). Celá sestava zatím neobsahuje kontakty. Jednotlivé díly jsou mezi sebou pevně spojeny, jsou odlišné pouze materiály jednotlivých dílů. Po obvodě oříznutého bloku motoru, který se považuje za tuhý (reálně také poddajný), je zamezeno všem posuvům. Dle předchozího rozhodnutí, kdy po zavedení rotace KH nedošlo k rozlišení rotačních a posuvných účinků sil klikového mechanismu, jsou síly zadávány jako odstředivé rotační na vývažcích, na zalomení KH od účinku odstředivé hmotnosti části KH a části ojnice a na pístu od posuvných hmot a spalovacího tlaku. Simulační model již je obsáhlejší a tím i vzrostl počet elementů sítě na 240 000 čtyřstěnů. Na osobním počítači výpočetní čas dosahoval 25 minut. Oproti tomu výpočet na zmiňovaném cloudu trval pár vteřin. Mnohem delší byl čas potřebný k odeslání simulace.



**Obr. 18: Okrajové podmínky nekontaktní úloha**

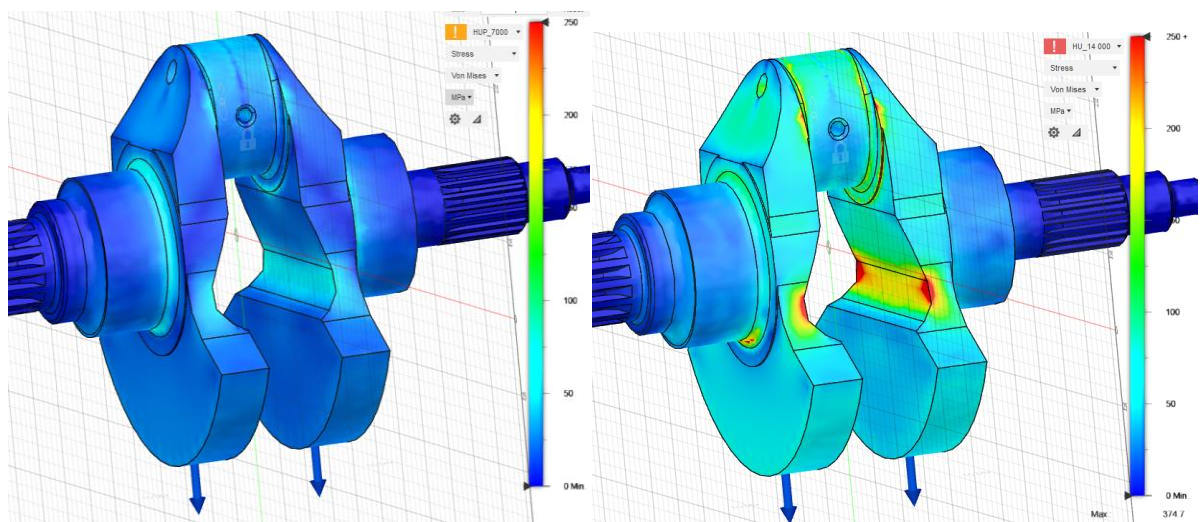
Simulační model již je obsáhlejší a tím i vzrostl počet elementů sítě na 240 000 čtyřstěnů. Na osobním počítači výpočetní čas dosahoval 25 minut. Oproti tomu výpočet na zmiňovaném cloudu trval pár vteřin. Mnohem delší byl čas potřebný k odeslání simulace.

Po spuštění simulace a vyhodnocení výsledků (viz příloha 6), bylo zjištěno již na první pohled, že dominantní napětí se nachází v oblasti ojnice nikoli v oblasti KH (viz obr 19). Zobrazené jsou stavy HUP při 7 000 1/min a HU při 14 000 1/min. Pro lepší zobrazení zatěžovaných částí klikového mechanismu došlo k oříznutí napětí HMH od 0 do 300 MPa.



Obr. 19: L: HUP 7 000, P: HU 14 000, HMH 0/300 MPa

Při zobrazení pouze KH je patrné, že vlivem snížení tuhosti uložení jak v oblasti hlavních čepů, tak ale i oblasti ojničního čepu zalomení KH, došlo k většímu rozložení napětí v celém objemu součásti. Obr. 20 ukazuje stavy zatížení HUP při 7 000 1/min a HU při 14 000 1/min. Jelikož při stavu 14 000 1/min dochází k převaze namáhání KH odstředivými silami, nikoli tlakovými od spalování, je proto zobrazen stav HU bez spalování, kde dochází k většímu namáhání. Při zobrazení vypočteného napětí na KH je možné také vidět vliv mazacích kanálů bronzových kluzných ložisek. Napětí v oblasti zaoblení na vývažcích je téměř shodné, jelikož vývažky jsou převážně namáhány pouze odstředivou silou, která není ovlivněná poddajností uložení KH.



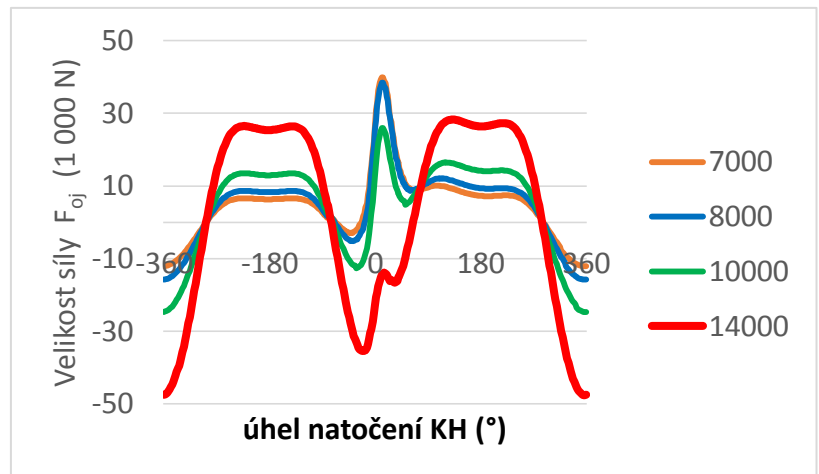
Obr. 20: L: HUP 7 000, P: HU 14 000, HMH 0/250 MPa

Vlivem snížené tuhosti celé sestavy dochází ke zvětšení posuvů jednotlivých částí oproti předchozí jednodušší simulaci. Napětí v KH nabývá větší homogenity kvůli větší poddajnosti, ale zároveň dochází k lehkému zvětšení špiček napětí v kritických místech. Toto napětí se nachází převážně v zaoblení u hlavních čepů a ojnicního čepu. Převažující nárůst napětí je v oblasti ojnice, kde v režimu HU při 14 000 1/min dosahuje napětí u oka pístního čepu 420 MPa. Přestože k výraznému napětí dochází v oblasti vzdálené od KH, je zapotřebí brát v úvahu možný projev i na KH.

Jelikož je pro výpočet použit složitější model obklopený díly, které budou i v reálném motoru, můžeme se bavit o velkém přiblížení z pohledu vazeb a propojení jednotlivých částí. Tím se i bezpečnost KH blíží k přesnější reálné hodnotě. Dle napětí HMH s porovnáním s dovoleným napětím v tahu při střídavém namáhání je bezpečnost při režimu 14 000 1/min rovna dvěma. Při pohledu na vnější zaoblení mezi hlavním čepem KH a zalomením je bezpečnost při stejném režimu o velikosti 1,7.



V dalším kroku postupné úpravy simulace ke komplexnější a reálnější podobě je zapotřebí vytvoření kontaktní úlohy s předpětím šroubových spojů. Na to, aby se mohla simulace vytvořit, je zapotřebí zjištění velikosti předpětí šroubových spojů, které je možné odhadnout z grafů celkového zatížení (viz obr. 21). Pro šroubový spoj je důležité takové předpětí, při kterém by při provozu nedošlo k oddálení spojovaných dílů od sebe, tj. napětí ve šroubu musí být tahové. Při překročení tohoto zatížení totiž může docházet k oddálení dílů. Díky tomuto efektu již díly neplní správně danou úlohu. Může docházet k netěsnostem, ale také ke vzniku nekruhovitosti a dalším případným problémům.



Obr. 21: Silové zatížení v ojnici

Po odečtení hodnot z grafu, kde v režimu HU při 14 000 1/min působí síla v ojnici o velikosti 50 000 N v tahu, bylo zvoleno předpětí šroubového spoje o velikosti  $F_{\text{sa}}$  28 000 N na šroub. Pro šroub ojnice se závitem M10 se stoupáním 1,25 mm a třením 0,2 odpovídá utahovací moment dle vzorečku  $M_u$  o velikosti 30 Nm.

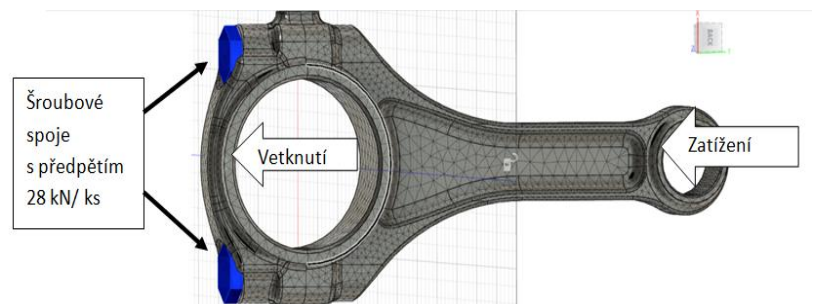
Po odečtení hodnot z grafu, kde v režimu HU při 14 000 1/min působí síla v ojnici o velikosti 50 000 N v tahu, bylo zvoleno předpětí šroubového spoje o velikosti  $F_{\text{sa}}$  28 000 N na šroub. Pro šroub ojnice se závitem M10 se stoupáním 1,25 mm a třením 0,2 odpovídá utahovací moment dle vzorečku  $M_u$  o velikosti 30 Nm.

$$\operatorname{tg}(\alpha_{\text{s}}) = \frac{P_{\text{s}}}{\pi * D_{\text{s}2}}$$

$$\operatorname{tg}(\varphi_{\text{s}}) = \frac{F_{\text{t}\text{s}}}{F_{\text{n}\text{s}}}$$

$$M_u = \frac{D_{\text{s}2}}{2 * 1000} * \operatorname{tg}(\varphi_{\text{s}} + \alpha_{\text{s}}) * F_{\text{sa}}$$

Jelikož model obsahuje pouze kontaktní úlohu ojnice, je síť modelu jemnější (viz obr. 22). Počet elementů je 50 000 čtyřstěnnů. Vetknutí je vytvořené v celé kontaktní ploše čepu a dolní části ojnice. Zatížení je provedeno pomocí funkce bearing na



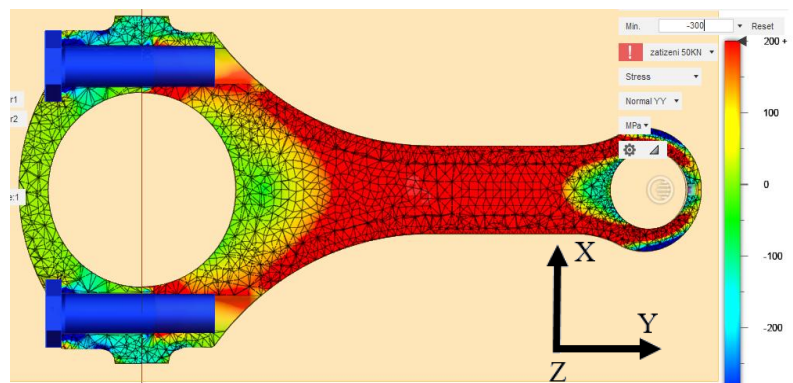
Obr. 22: Okrajové podmínky simulace ojnice

Zatížení je provedeno pomocí funkce bearing na

celém válci pístního čepu. Pro přesnější a důkladnější simulaci by bylo vhodné použití čepů nebo hřídelí, které budou nahrazovat jak pístní čep, tak ale i ojnicní čep. Pro vytvoření simulace jsou určeny tři stavy zatížení se stejnou velikostí předpětí. První stav znázorňuje pouze předpětí šroubových spojů, kde zatížení kvůli správné funkčnosti je o velikosti 1 N. Druhý stav ukazuje maximální možné namáhání ojnice v tlaku, a to v režimu HUP při 7 000 1/min, kde je síla o velikosti 40 kN a třetí stav při kontrole šroubového předpětí v režimu HU při 14 000 1/min o síle 50 kN v tahu.

Při vyhodnocení simulace je zřetelné napětí v oblasti šroubového spoje díky předpětí.

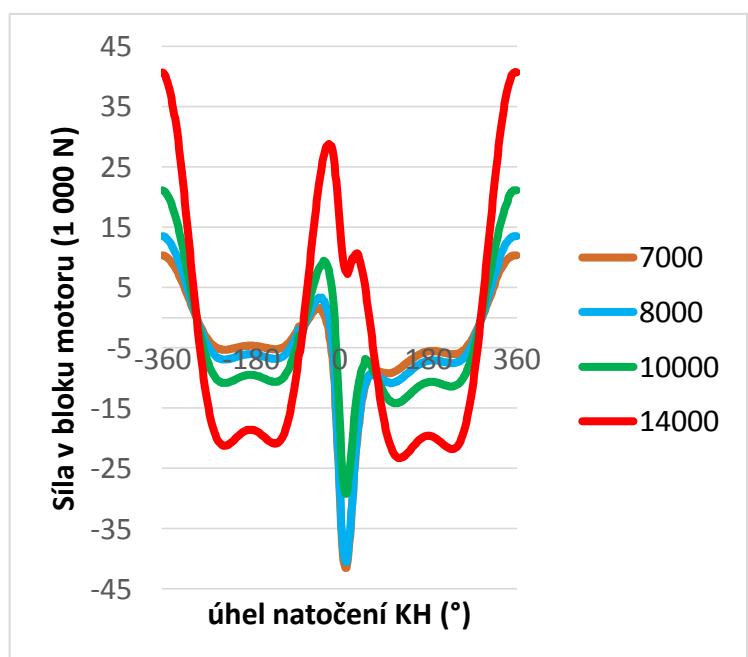
Ukázka simulace je ve stavu HU při 14 000 1/min (viz obr. 23). Z důvodu názornějšího zobrazení napětí pozorovaných míst je legenda v rozsahu od -300 do 200 MPa. Zobrazení napětí je  $\sigma_{YY}$ . Červená oblast znázorňuje tah a modrá tlak.



**Obr. 23: Předpětí ojnice HU 14 000  $\sigma_{YY}$  -300/200 MPa**

Je možné si všimnout, že je napětí pod hlavou šroubu tlakové a v oblasti závitů přechází do tahového.

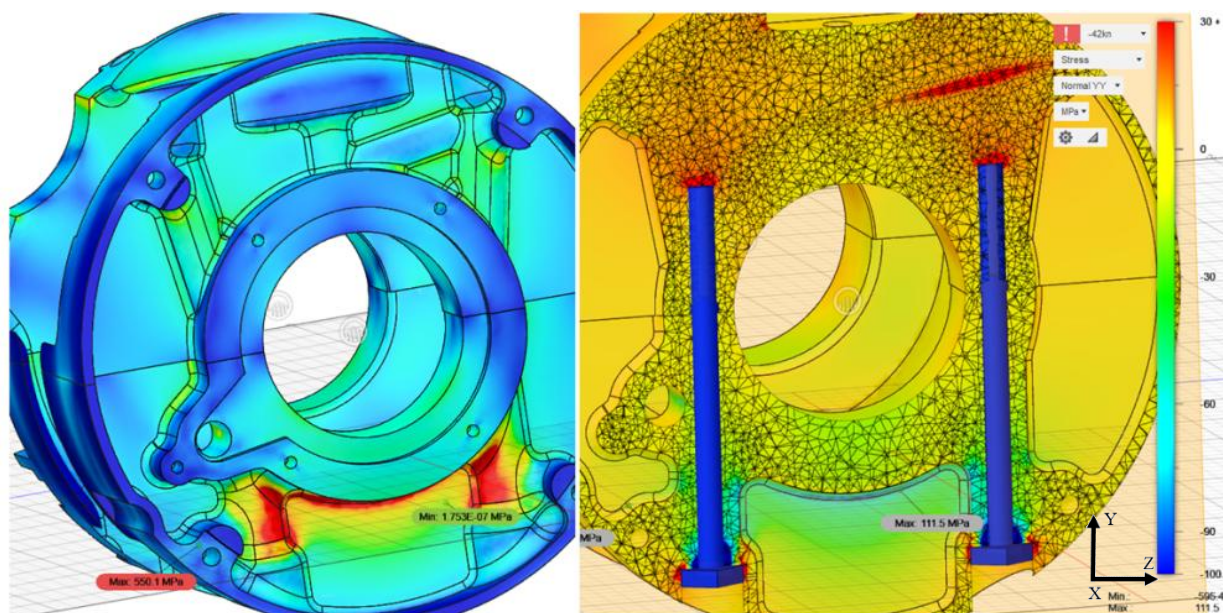
Ke stejné tvorbě šroubového předpětí došlo také v oblasti bloku motoru, kde je spodní a horní část také spojena pomocí šroubových spojů. Z rozkladu sil namáhající šroubové spoje v úrovni bloku motoru (viz obr. 24) je patrné, že největší síla namáhající šroubové spoje na tah je v režimu HUP při 7 000 1/min. Z grafu odpovídající velikost činí 42 kN. Jelikož blok motoru je spojen pomocí čtyř šroubových spojů, zvolené



**Obr. 24: Silové zatížení bloku motoru**

předpětí s částečnou bezpečností má velikost 12 kN. Při použití stejných druhů šroubů odpovídá tato velikost předpětí utahovacímu momentu 13 Nm. Vetknutí modelu je v oblasti oříznutí bloku motoru a zatížení na ploše uložení KH.

Jelikož se jedná o simulaci pouze bloku motoru, je hustota sítě také jemnější. Počet elementů přesahuje 210 000 čtyřstěnnů. Ze simulace je patrné zatížení od šroubových spojů kvůli předpětí. Kvůli tvaru hlavy šroubu, který nelze v simulačním programu měnit, dochází ke kolizi hlavy s okolím bloku motoru. Simulační model hlavy šroubu je se šestihrannou hlavou, model bloku motoru je ale navrhnut na šroub s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem. Ukázka simulace je v režimu HUP při 7 000 1/min (viz obr. 25), kdy dochází vlivem působení sil k rozevírání bloku motoru od sebe. Zobrazené napětí  $\sigma_{YY}$  je v rozsahu od -100 do 30 MPa, u HMH je napětí v rozsahu od 0 do 60 MPa. Napětí v dolní části bloku motoru je tlakové a v horní části dochází k tahovému napětí od šroubových spojů. Jelikož mazací systém pro ložiska je tvořen z pravého horního rohu do středu ložiska, došlo ke zvýšení napětí v podobě trhliny nad pravým šroubovým spojením.

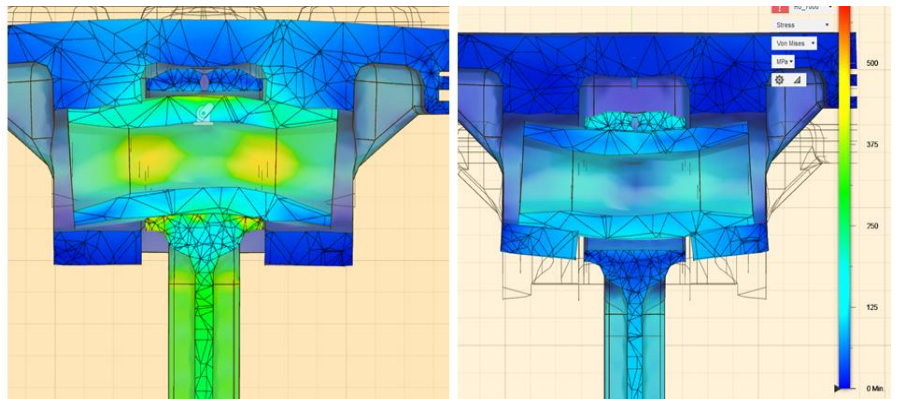


**Obr. 25: Simulace blok L: HMH 0/60 MPa P:  $\sigma_{YY}$  -100/30MPa**

Po důkladném prověření funkčnosti šroubového předpětí došlo k vytvoření simulace celého klikového mechanismu včetně kontaktních spojů. Celá sestava klikového mechanismu s poddajným uložením je s kontaktními elementy a šroubovými spoji s předpětím. Kvůli nadměrné složitosti modelu byl výpočetní čas 112 minut na cloudu. Při snaze provést výpočet na osobním počítači došlo po 15 minutách k zaplnění paměti a následnému přerušení výpočtu.



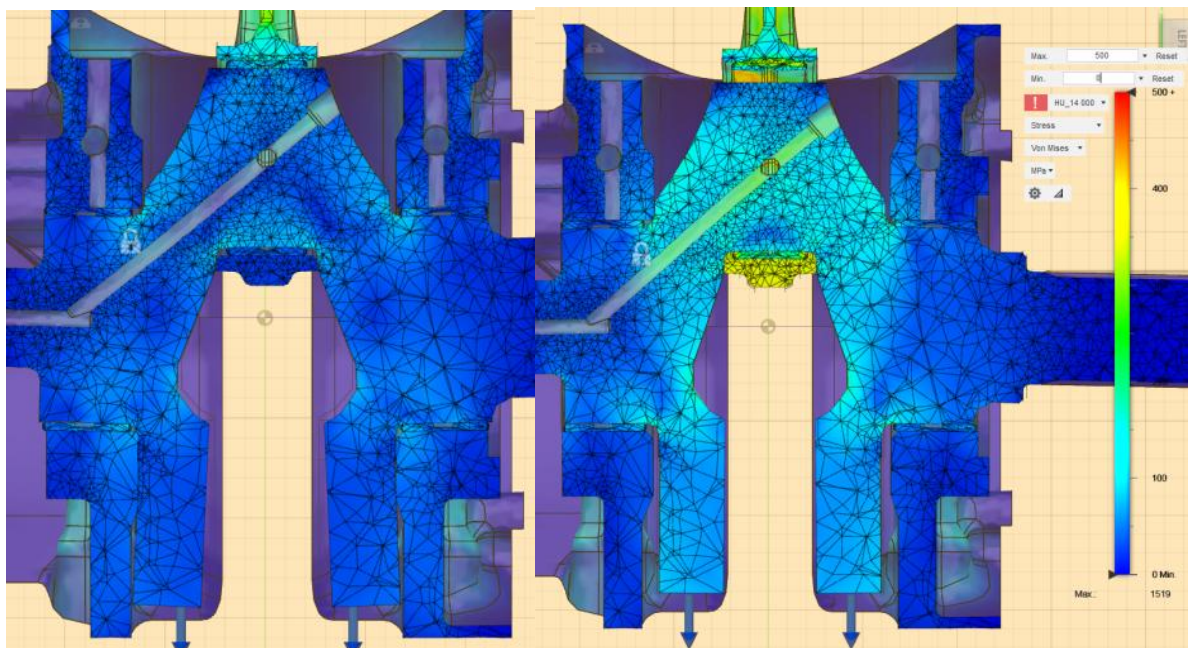
Při dokončení výpočtu simulace proběhl rychlý test kontaktů, zda nedošlo k odchylkám ve výpočtu (viz obr. 26). Ukázka rozložení deformace je ve zvětšeném měřítku tak, aby to bylo možné pozorovat pouhým okem. V režimu zatížení HUP při



**Obr. 26: Kontakt L: HUP 7 000, P: HU 7 000 HMH 0/600 MPa**

7 000 1/min, kdy dochází ke spalování, je možné vidět deformace dílů. Ke kontaktu dochází pouze v místech, které jsou předvídatelné a v praxi reálné. Naopak v režimu HU při 7 000 1/min, kde dochází kvůli odstředivým silám k tahu, je zřejmý rozdíl kontaktu přímo na protilehlých stěnách součástí.

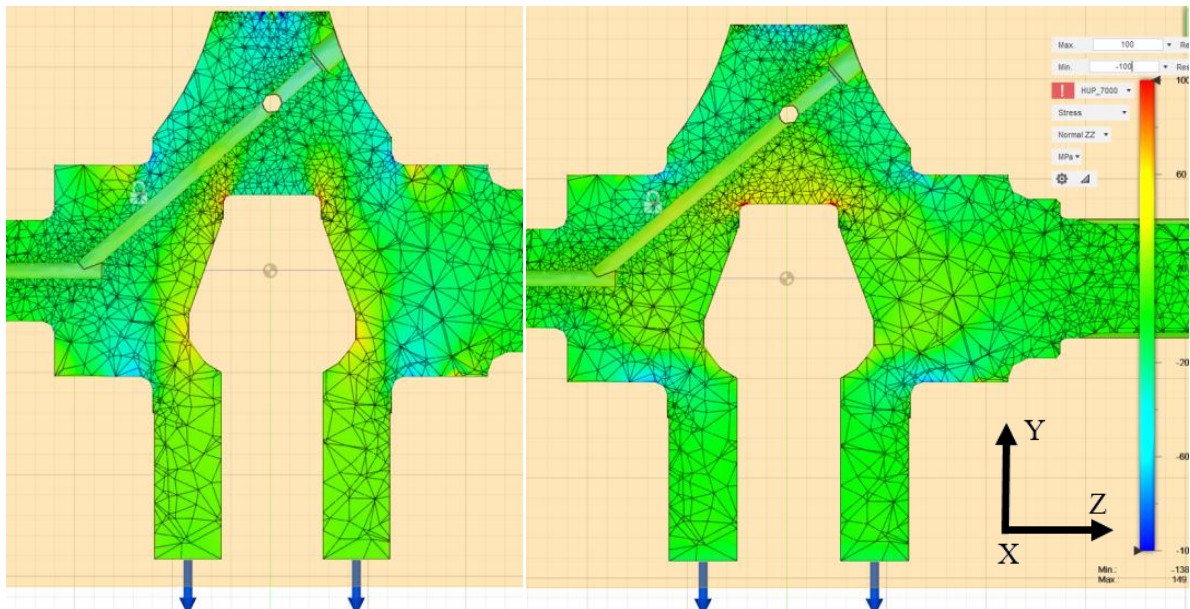
Při pohledu na řez v oblasti KH (viz obr. 27) je patrné rozložení napětí v celé sestavě. Také deformace, která není znázorněna tak výrazně jako v předchozí ukázce, ukazuje správný kontakt KH s pouzdry a blokem motoru. Při režimu HU při 14 000 1/min v oblasti ojnice dochází k výraznému oddálení kontaktních ploch.



**Obr. 27: Kontakt ukázka KH L: HUP 7 000, P: HU 14 000, HMH 0/500 MPa**

Při pohledu pouze na KH je poznat rozsáhlejší výskyt napětí v místech kontaktu oproti předchozím simulačním variantám (viz příloha 7). V režimu HUP při 7 000 1/min

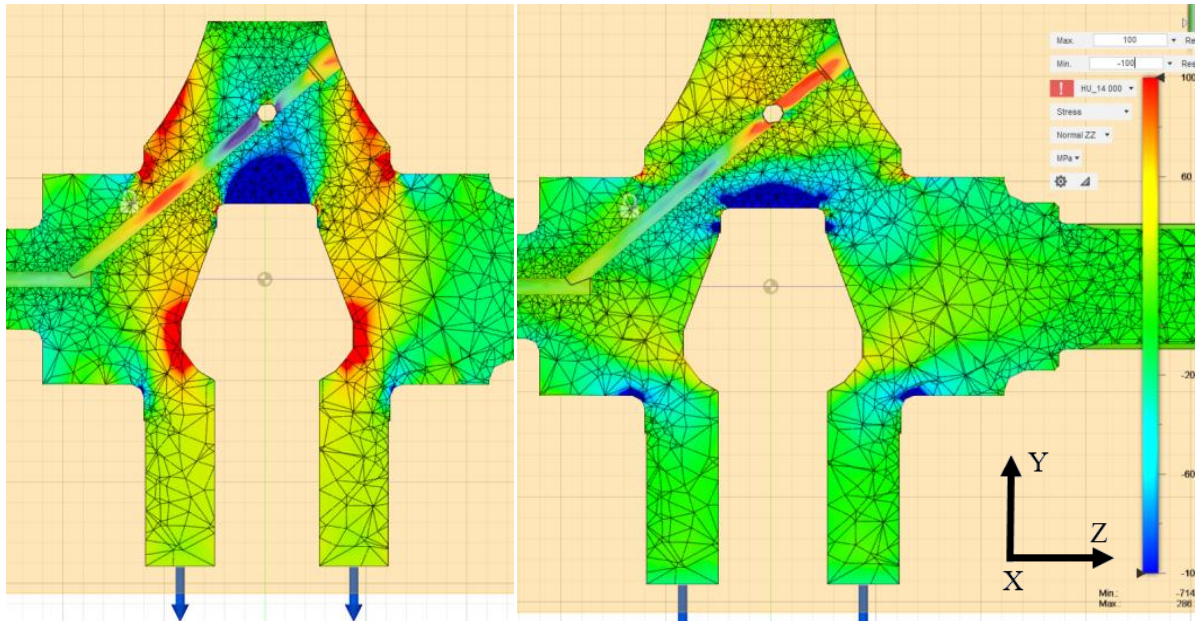
(viz obr. 28), je znatelný výskyt kontaktního tlaku od pouzdra v místě ojnice. Dále se napětí rozkládá obdobně, jako tomu bylo v předchozích variantách výpočtu. Lehce vzrostlo napětí v oblasti přechodového rádiusu u hlavních čepů, ale také u ojničního čepu. Na KH je možné poznat plynulý přechod napětí. V předchozích simulacích docházelo k výraznějším skokům napětí v celém průřezu součásti.



**Obr. 28: Rozložení napětí HUP 7 000 L:  $\sigma_{YY}$  P:  $\sigma_{ZZ}$ , -100/100 MPa**

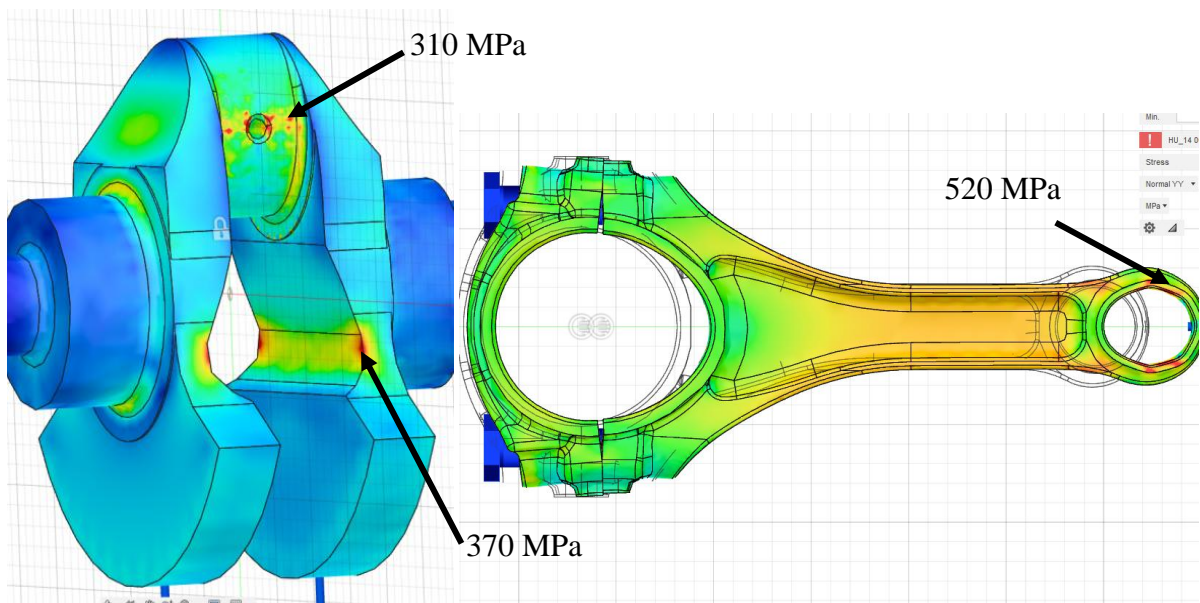
Při pohledu na režim HU při 14 000 1/min (viz obr. 29), kvůli kontaktní úloze došlo k oddělení přenosu namáhání. KH již není v oblasti spojení s ojnicí po celém plášti čepu, ale pouze v dolní části. Kvůli tomu nadměrně vzrostlo tlakové napětí v součásti oproti předchozím simulacím, a to jak v rovině rotace, tak ale i v rovině ojnice. Další výraznou změnou oproti předchozím simulacím je zvýšený výskyt tahového napětí v oblasti zalomení KH. Kolem oblasti vývažků KH je průběh napětí téměř beze změny s předchozími druhy simulace.





**Obr. 29: Rozložení napětí HU 14 000 L:  $\sigma_{YY}$  P:  $\sigma_{ZZ}$ , -100/100 MPa**

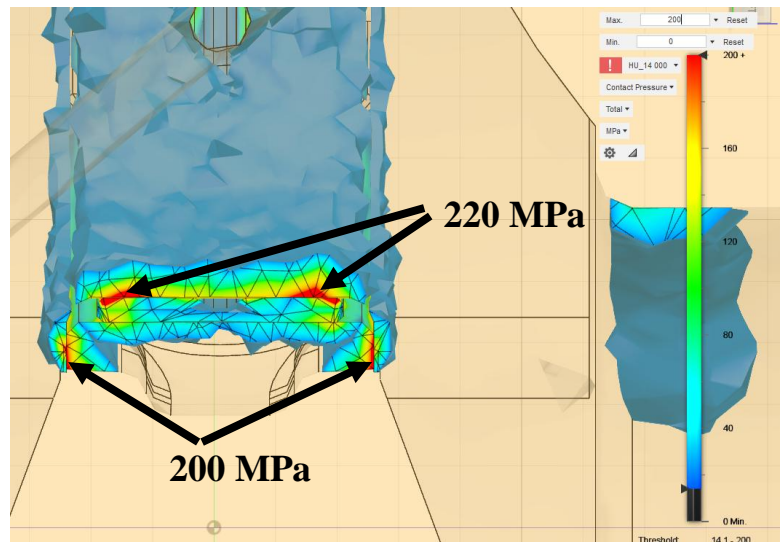
Dalším poznatkem, který v předchozích variantách výpočtu nebyl vůbec patrný, je skutečnost, že se zvýšilo napětí v oblasti mazacího kanálu pro kluzné ložisko ojnice. Na první pohled to vypadá jako výpočetní chyba vlivem nedokonale vytvořeného kontaktu, ale vzápětí se ukázalo, že se jedná o nadměrný nárůst tlaku kvůli nízké tuhosti spodního oka ojnice (viz obr 30). Tomuto efektu se říká „citronový efekt“, kdy dochází vlivem deformace k vymezení vůle mezi ojničním čepem a ojnicí. V případě velkého nárůstu tlaku může dojít k přidření ojničního ložiska v tomto místě a následné poruše motoru.



**Obr. 30: Kontakt ojnice HU 14 000 HMH L: 0/300MPa P: 0/500 MPa**

Při dalším rozboru provedené simulace se simulační model chová podle předem předvídatelných vlastností.

V místech kontaktu součástí vzrostl lokálně nárůst napětí, a to nejen v oblasti KH, ale také i v oblasti bloku motoru a ojnice. Jelikož simulační model nezahrnuje toleranci šířky ojnice, dochází v simulaci k nárůstu napětí (200 MPa) boku ojnice vlivem deformace KH (viz obr. 31). Deformace KH v této oblasti nabývá



**Obr. 31: Kontakt ojnice a KH**

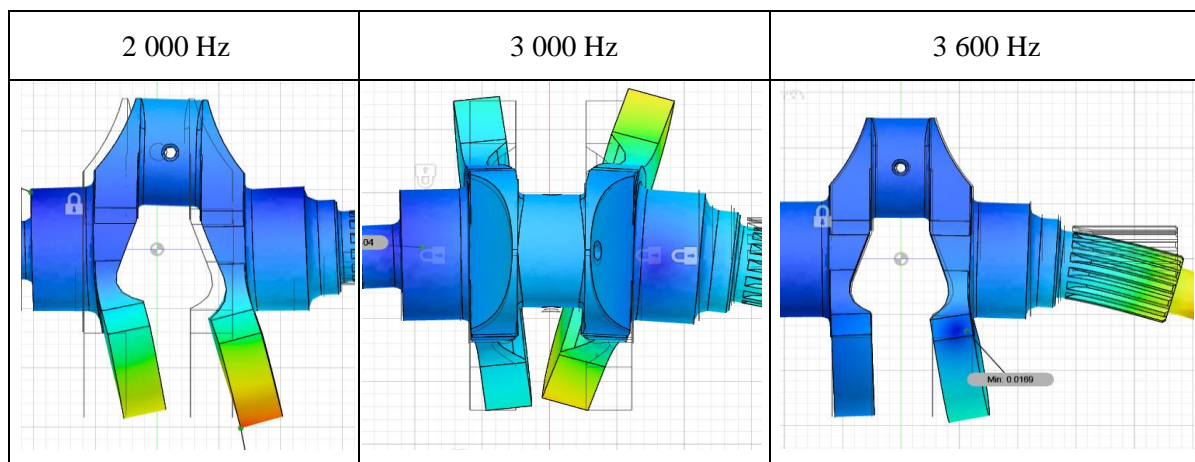
zúžení o 0,03 mm. Při návrhu tolerance na výrobu je zapotřebí zvážení této hodnoty, aby při provozu nedošlo k přidření a následnému poškození motoru. Jelikož byla simulována celá sestava klikového mechanismu včetně poddajného uložení v bloku motoru, došlo ke zjištění prodloužení klikového mechanismu vlivem odstředivých sil. Prodloužení v místě dna pístu oproti dokonale tuhému stavu je 0,55 mm. Tato velikost musí být brána v potaz při návrhu konstrukce hlavy, aby nedošlo ke kolizi dna pístu s hlavou, případně s ventily motoru.

Při výpočtu bezpečnosti KH byla z nasbíraných dat vidět patřičná odlišnost s předchozím řešením, kde vliv kontaktní úlohy vnáší do KH značně lokální zvýšení napětí. Bezpečnost byla brána z více hledisek. Kvůli kontaktnímu spoji ojničního pouzdra s ojničním čepem bylo možné vytvořit bezpečnost v místě spojení obou dílů. Významné místo na KH bylo v oblasti přechodového rádiusu mezi hlavním čepem a ramenem. Další pozorovaná oblast byla v místě přechodového rádiusu ojničního čepu a ramene. Výpočet celkové bezpečnosti v uvedených místech je zobrazen v tab. 10.

Otáčky motoru [1/min]	7 000	10 000	14 000
$S_{oi}$ [-]	3,77	9,98	5,55
$S_{Hlavni\ \check{c}ep\ a\ rameno}$ [-]	5,96	7,80	4,40
$S_{Ojni\check{c}ni\ \check{c}ep\ a\ rameno}$ [-]	3,36	3,25	1,90

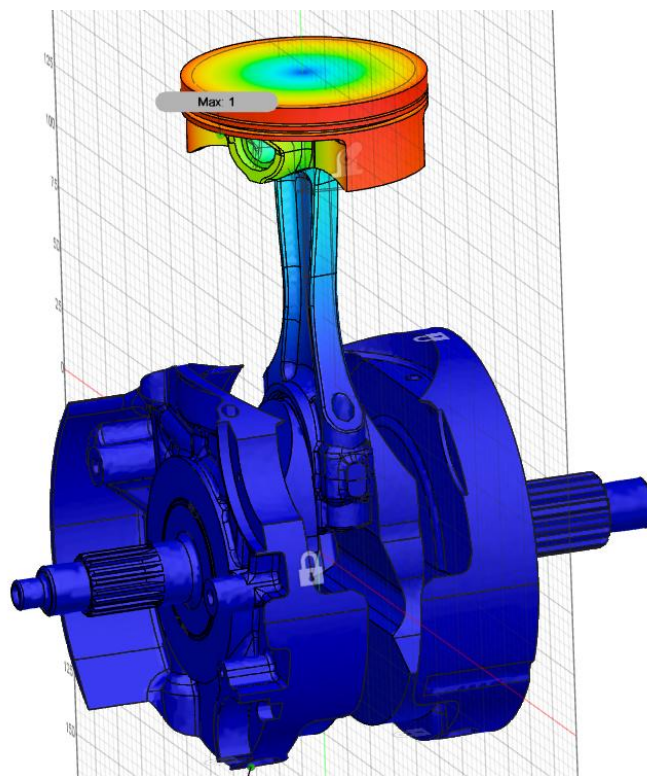
**Tab. 10: Výsledná bezpečnost KH kontaktní úlohy**

V dalším kroku tohoto modelu došlo k vytvoření modální analýzy a zjištění vlastních frekvencí klikového mechanismu, které by se mohly vyskytnout během provozu. Při kompletnosti modelu se vycházelo z vytvoření modální analýzy celého klikového mechanismu, který byl použit v předchozím kroku pro simulaci. Při pohledu na vlastní frekvence pouze KH (viz tab. 11) jsou vlastní frekvence vysoko nad provozními otáčkami motoru. Výskyt rezonance vlivem otáček motoru je téměř nemožný.



**Tab. 11: Vlastní frekvence KH**

Při posouzení celého klikového mechanismu došlo ke zjištění nižších vlastních frekvencí (viz obr. 32). Tyto frekvence jsou o velikosti 580 Hz v oblasti ojnice. Vlivem nízké tuhosti dochází ke zkrucování ojnice v ose válce. Díky těmto frekvencím v některých případech dochází k ukroucení ojnice a následnému poškození spalovacího motoru. Jelikož vlastní frekvence ojnice se již přibližují k oblasti provozních otáček, je větší pravděpodobnost vzniku kolize oproti stávajícím frekvencím.

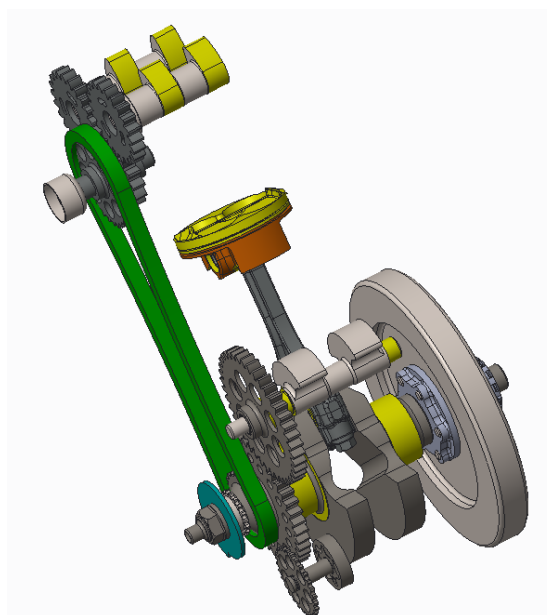


**Obr. 32: Vlastní frekvence klikového mechanismu**



## 6.4 Kontrola drážkování pro uložení setrvačníku

Jelikož spalovací motor při provozu mění své otáčky, dochází např. při rozjíždění k dynamickému zatížení KH v důsledku poklesu otáček za určitý čas. KH je při tomto stavu kvůli setrvačným hmotám (rozvody, vyvažovací hřídel, setrvačnick atd.) namáhaná také na krut (viz obr. 33). Pro zjištění patřičných zpomalení klikového mechanismu došlo k odečtení hodnot z grafu, který byl měřený při tréninkové jízdě motocyklu. Následné hodnoty jednotlivých zpomalení otáček motoru za daný čas byly sepsány do tab. 12, ke kterým se vypočítala velikost zpomalení otáček KH.



Obr. 33: Ukázka pohyblivé sestavy

$$\alpha_z = 2 * \pi * \frac{\omega_1 - \omega_2}{60 * t}$$

Vstupní parametry zpomalení KH:						
Stav:		1	2	3	4	5
Počáteční otáčky $n_1$	1/min	13 200	13 000	13 000	9 000	12 500
Koncové otáčky $n_2$	1/min	9 000	10 000	6 600	6 600	9 400
Čas pro přechod $t$	s	1,2	0,34	2,3	0,5	0,7
Zpomalení otáček KH $\alpha_z$	rad/s <sup>2</sup>	366,5	924,0	291,4	502,7	463,8

Tab. 12: Zpomalení KH

Určující stav, který nejvíc zatíží KH na krut je ten, jehož hodnota zpomalení je nejvyšší. Pro nejvyšší hodnotu zatěžování na zpoždění, tj. stav 2, došlo k přepočítání zátěžných momentů setrvačností od jednotlivých dílů s dvojnásobnou bezpečností, které vytváří dynamický moment namáhající KH na krut. Jediná potřebná informace pro vytvoření výpočtu je velikost momentu setrvačnosti veškerých rotujících dílů. K tomuto zjištění byl posloužit již vytvořený 3D CAD model motoru. Zde se znalostí osy rotace, materiálu a tvaru dílu bylo možné tuto hodnotu vygenerovat. Jelikož jednotlivé části motoru mají různé otáčky vůči KH, je potřeba vytvořit přepočet zpomalení částí, které mají jiné převodové číslo než 1.

Výpočty jsou navrženy tak, aby daným momentovým dynamickým účinkem bylo možné zatížit KH v místě, kde k tomu dochází.

$$\alpha_2 = \alpha_1 * i$$

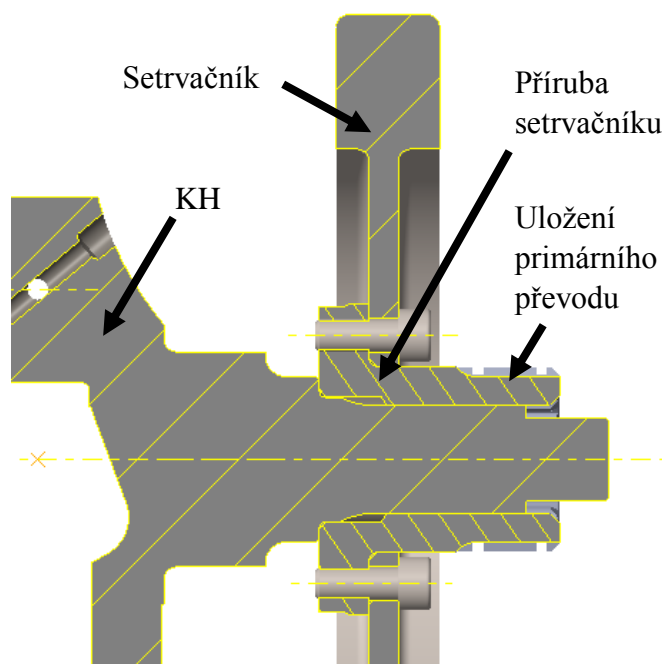
$$M_{D2} = I * \alpha_2$$

$$M_{D1} = \frac{M_{D2}}{i}$$

Dynamický účinek od jednotlivých míst na KH	Nmm
Zátěž od čerpadla	40
Zátěž od rozvodů	1 630
Zátěž od vyvažovacího hřídele	1 340
Zátěž od setrvačnicku na přírubě setrvačnicku	64 000
Zátěž hřídel, vývažek čep (rozvodová strana)	5 520
Zátěž hřídel vývažek (setrvačnick strana)	4 450
Celková zátěž v oblasti primárního převodu	76 980

**Tab. 13: Velikosti dynamických momentů**

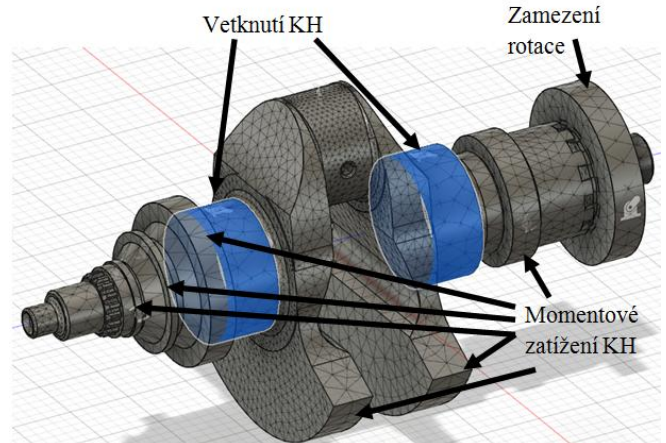
V tab. 13 jsou zobrazeny velikosti jednotlivých dynamických momentů od jednotlivých celků, které zatěžují KH na krut. Je možné si všimnout největšího účinku, kterým je setrvačnick motoru. Již v raném stádiu vývoje motoru bylo rozhodnuto o tom, aby tato hmota byla na straně primárního převodu se snahou snížit velikosti účinku namáhání KH. Dále je možné při této konstrukci měnit velikost setrvačnicku a tím měnit charakteristiku dynamického chování motoru. Proto je možné udělat KH méně masivní, jelikož tento účinek téměř nepocítí (viz obr. 34). Provedení setrvačnicku se také např. u dvoudobých motorů aplikuje



**Obr. 34: Uložení setrvačnicku KH**

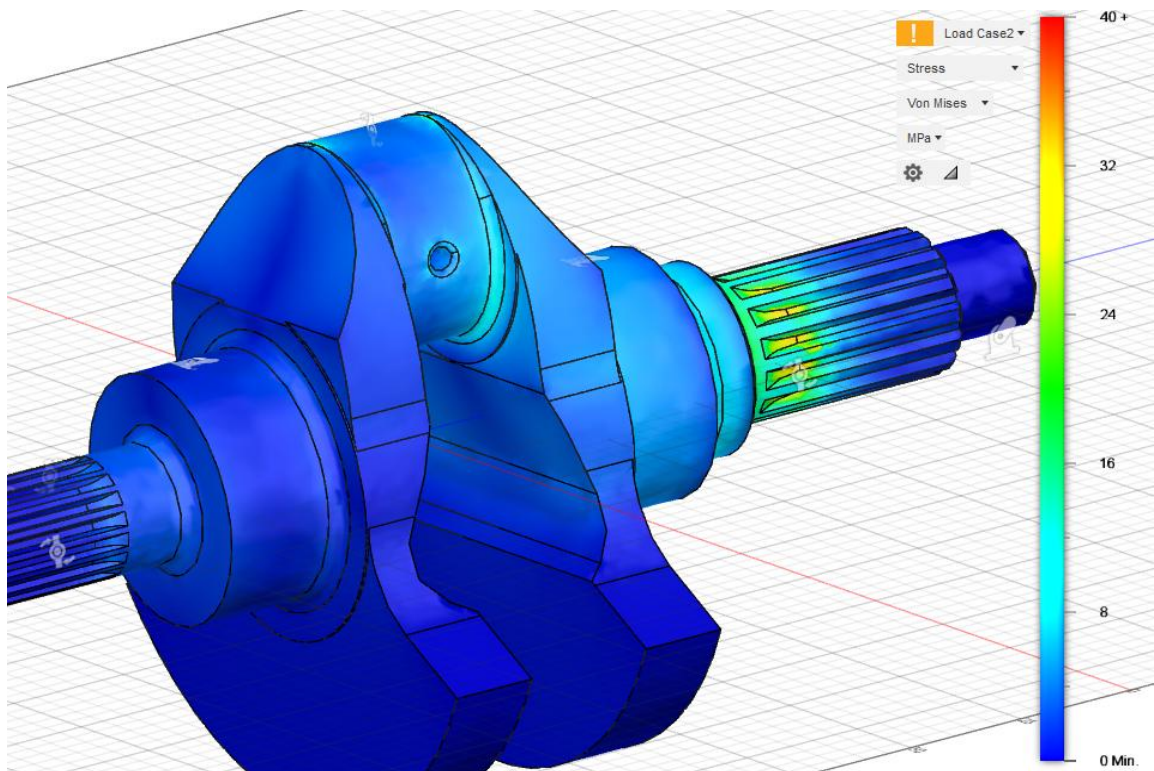
přímo na KH v podobě vývažků. Zde ale dochází ke značnému zatížení KH, ale pomůže tím se zmenšením velikosti škodlivého prostoru v bloku motoru.

Vytvořený simulační model (viz obr. 35) je vetknut pomocí rotační vazby v místech kluzného uložení KH s povolením rotace. Zamezení rotace KH je v oblasti primárního převodu. Momenty zatěžující KH jsou vloženy v místech, kde dochází k přenosu tohoto účinku. Při pohledu na výsledky simulace dochází nejen k deformaci KH, ale také k deformaci příruby setrvačnicku (viz obr. 36). KH je nejvíce zatížena v oblasti evolventního drážkování na setrvačnicku, kde hodnota max. napětí je 35 MPa. Skutečné drážkování na KH a na přírubě setrvačnicků není přesně vyrobené, a tak dochází k přenosu točivého momentu menším počtem drážek. V tomto případě pak dochází k lokálnímu nárůstu napětí u drážek.



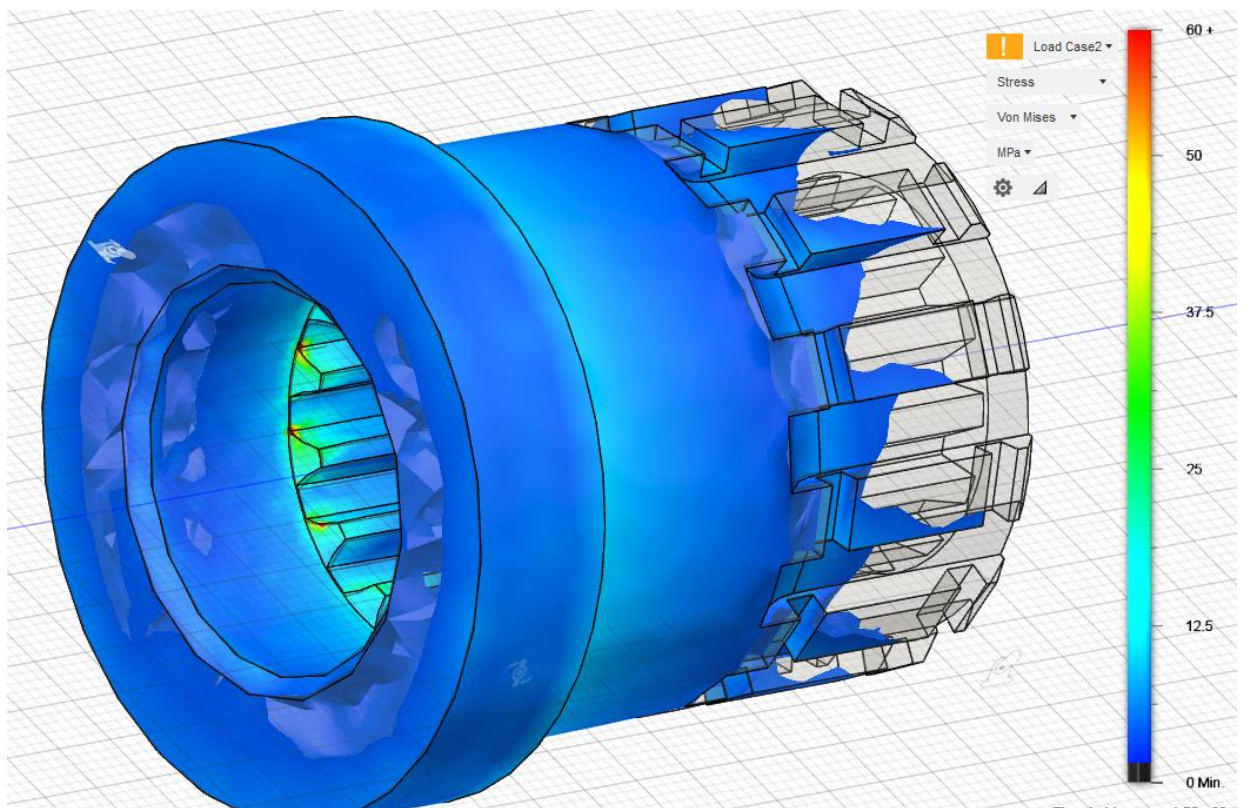
**Obr. 35: Okrajové podmínky KH**

max. napětí je 35 MPa. Skutečné drážkování na KH a na přírubě setrvačnicků není přesně vyrobené, a tak dochází k přenosu točivého momentu menším počtem drážek. V tomto případě pak dochází k lokálnímu nárůstu napětí u drážek.



**Obr. 36: Napětí KH při torzním zatížení HMH 0/40 MPa**

Příruba setrvačnicku slouží také pro uložení primárního převodu motoru, kde se ve velké míře účinek dynamického momentu zachytává (viz obr. 37). Tento účinek je zachycen pomocí vnějšího drážkování na přírubě. Vnitřní drážkování spojovací KH dosahuje napětí dle HMM o velikosti 65 MPa. Vnější drážkování spojující primární převod má napětí o velikosti 12 MPa. Vliv nepřesnosti výroby drážkování, které se v této metodě neuvažuje, zvyšuje také nárůst napětí v drážkování. Tato velikost by nemusela být výrazná, jelikož drážek pro přenos točivého momentu je několik. Bezpečnost drážkování je velká i přesto, že u vyrobeného drážkování vzroste lokálně napětí.

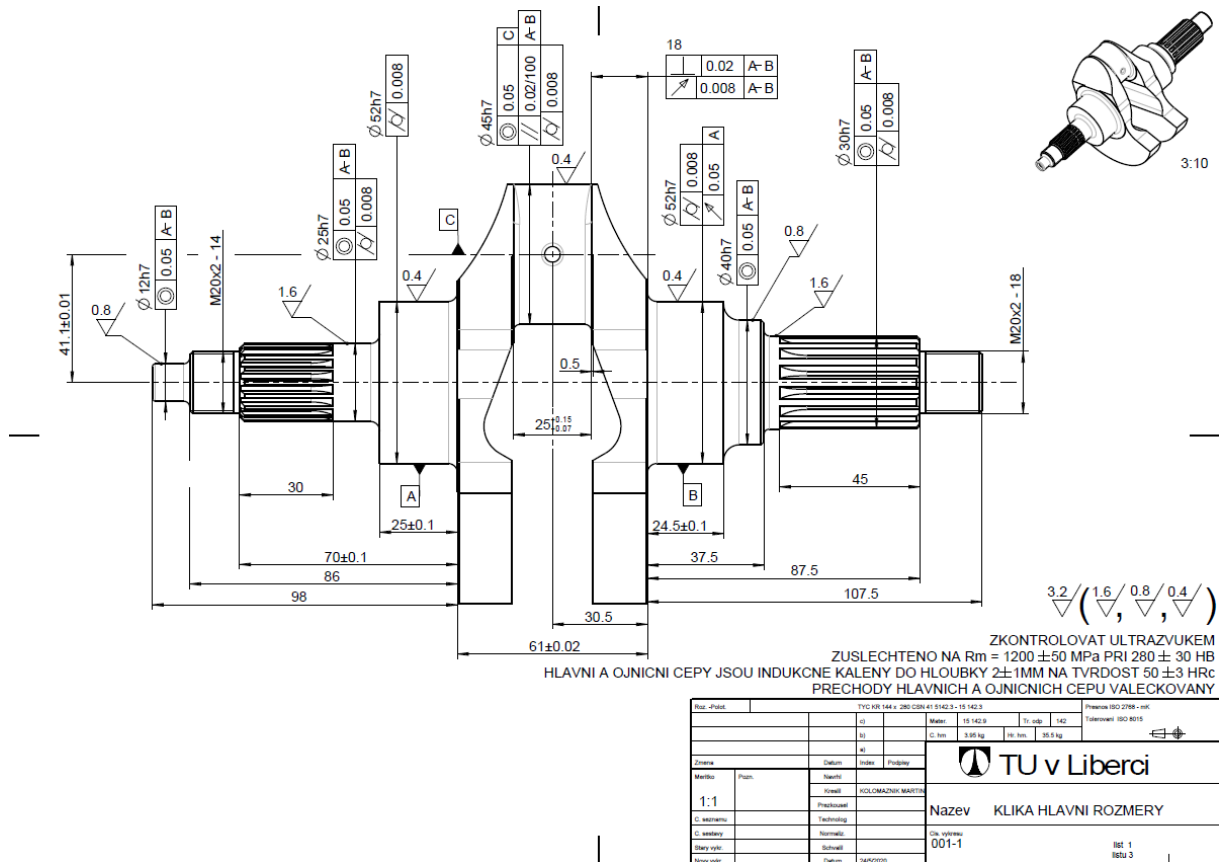


**Obr. 37: Příruba setrvačnicku HMM 0/60 MPa**



## 7 Výkresová dokumentace

Pro výrobu KH je důležité vytvořit výkresovou dokumentaci. Dnešní výroba je prováděná na CNC strojích, které disponují vysokou přesností výroby. Je důležité, aby se rozměry pohybovaly v tolerančním pásmu nezbytně nutném pro správný chod motoru. Výrobní výkres KH (viz obr. 38) je dělen na více částí. Při návrhu KH bylo určeno, aby výrobek byl vyrobitelný bez nutnosti složitých technologických operací (např. kování), protože se jedná o kusovou výrobu. KH je navržena tak, že dojde k obrobení polotovaru do předfinálního stavu. Poté se provede chemicko-tepelné zpracování kritických míst KH včetně vytvoření napětí u přechodu čepu do ramene metodou válečkování. Dokončení výrobku bude provedeno pomocí broušení kontaktních ploch na přesné rozměry do vysokého lesku, které jsou uvedeny na výkresu. Součástí DP je příloha 8 - výrobní výkres KH.



Obr. 38: Ukázka výkresu KH

## 8 Závěr

Cílem této práce bylo vytvoření kontroly KH pro spalovací motor o objemu 500 ccm. Kontrola obsahuje vytvoření rešerše v oblasti používaných KH z pohledu konstrukce. Dále došlo k vytvoření simulačního modelu v programu Ricardo Wave. Výsledky ze simulace byly použity jako vstupní parametry pro určení zatížení KH. Po vytvoření programu v softwaru MS Excel došlo k přepočítání sil zatěžující klikový mechanismu. Soubor slouží jako podklad pro použité grafy a hodnoty v diplomové práci.

První metoda výpočtu KH byla pomocí analytického řešení, kde se provedla kontrola ve třech kritických průřezech. KH ve všech provozních stavech a průřezech vyhovuje danému namáhání. Došlo ke zjištění nebezpečného místa. Zalomení KH vykazovalo nejnižší hodnotu bezpečnosti.

Další část výpočtu využila MKP. Vycházelo se z modelu, který odpovídá výpočtu analytického řešení, tj. nosník na dvou podporách. V této simulaci došlo po odečtení horních a dolních napětí ke zjištění, že výsledky v prvním a třetím kontrolovaném průřezu jsou téměř shodné (5% odlišnost s analytickým řešením). Velká odlišnost byla ve druhém průřezu, kde nebylo snadné zaručit stejné podmínky kvůli razantní změně průřezu. Zde byla odlišnost kolem 80 %.

KH kvůli svému tvaru není prostý nosník na dvou podporách, kde při zatížení je na odlehle straně tahové a přilehlé straně tlakové namáhání. K tomuto jevu dochází pouze na čepech nikoli na zalomení, kde vliv působících sil vnáší do dílu i tlakové, nebo tahové napětí. Odlišnost přístupu k další metodě simulace KH je kvůli těmto vlastnostem vysoká. Nejde již mluvit o kontrolovaných průřezech jako v předchozích řešeních, jelikož kontrolované průřezy jsou z části propojené. Protože je spalovací motor provozován při vysokých otáčkách, jsou zde více dominantní setrvačné účinky.

V simulaci došlo k postupnému přibližování k reálnému stavu. První simulace obsahovala samotný KH, další již obsahovala veškeré díly ovlivňující uložení a poddajnost klikového mechanismu. Poslední simulační model obsahoval kontaktní elementy a šroubové spoje včetně předpětí. Nejbližší přirovnání namáhání KH je u poslední simulace, kde díky kontaktům, šroubovým spojům a vřetím klikového mechanismu je průběh napětí a deformace v jednotlivých dílech nejreálnější.

Při pohledu na torzní namáhání KH, ke kterému vlivem změny otáček dochází, proběhla kontrola drážkování na KH. Napětí, dosažené v drážkování je pro zvolený materiál pod dovolenou mezí pevnosti. Bezpečnost drážkování bude u reálné KH nižší, jelikož nebude zaručen přenos momentu pomocí všech drážek.

Po celkové kontrole KH došlo k vytvoření výrobního výkresu KH. Pro větší přehlednost je rozdělen na tři menší výkresy na jednotlivé operace výroby a následné kontroly.

Při pohledu na vytvoření kontroly KH je potřeba správně odhadnout, jaké namáhání je dominantní a také zvážit přístup k výpočtu a nevěřit pouze jedné metodě. Porovnání výsledků minimální bezpečnosti, náročnosti jednotlivých výpočtů namáhání a věrohodnosti výsledků KH je zobrazeno v tab. 14.

Metoda výpočtu KH	Příprava výpočtu	Čas výpočtu	Nejnižší bezpečnost KH	Věrohodnost výsledků	Jednoduchost výpočtu
Analytické řešení	15 min	200 min	1,55	Dobrá	Dobrá
Druhá metoda	35 min	5 min	1,58	Dobrá	Výborný
Simulace KH	20 min	10 min	2,31	Dostatečný	Chvalitebný
Simulace KH s poddajností	25 min	17 min	1,7	Dobrá	Chvalitebný
Simulace KH včetně kontaktů	120 min	112 min	1,9	Chvalitebný	Dostatečný

**Tab. 14: Porovnání metod výpočtu namáhání KH**

KH ve všech simulačních režimech vyhovuje danému namáhání. Nejnižší hodnoty bezpečnosti vykazuje KH při režimu 10 000 1/min. Při pohledu na celý klikový mechanismus bych doporučil pro další práci provést podrobnou kontrolu ojnice, jelikož vykazovala vysoké hodnoty namáhání při provozních stavech.

Diplomová práce splnila veškeré požadavky, které byly zadány. Došlo k vytvoření Wave modelu spalovacího motoru, dále došlo k pevnostní kontrole KH s různými přístupy výpočtu. Nakonec byla vytvořena výkresová dokumentace s úpravou tolerancí pro správný chod KH.

## Seznam použité literatury

- [1] Spalovací motor. In: *Pl.wikipedia.org* [online]. neznámé: neznámé, 2020 [cit. 2020 - 5- 31]. Dostupné z: [mhttps://pl.wikipedia.org/w/index.php?title=Silnik\\_spalinowy&oldid=59900048#/media/Plik:Four\\_stroke\\_engine\\_diagram.jpg](https://pl.wikipedia.org/w/index.php?title=Silnik_spalinowy&oldid=59900048#/media/Plik:Four_stroke_engine_diagram.jpg)
- [2] Rozebíratelný KH. In: *Motodrive.cz* [online]. neznámé: neznámé, 2018 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <https://www.motodrive.cz/klikova-hridel-kawasaki-kx-250-p58658/>
- [3] Nerozebíratelný KH. In: *Hsparts.cz* [online]. neznámé: neznámé, 2020 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: [https://www.hsparts.cz/klikova-hridel-honda-gx240-gx270-254mm\\_p5018?gclid=EAIAIQobChMI7oPJ34bf6QIV153VCh2BMAJXEAQYBiABEGIq5vD\\_BwE](https://www.hsparts.cz/klikova-hridel-honda-gx240-gx270-254mm_p5018?gclid=EAIAIQobChMI7oPJ34bf6QIV153VCh2BMAJXEAQYBiABEGIq5vD_BwE)
- [4] Ricardo Wave. In: *Ricardo.com* [online]. neznámé: neznámé, 2020 [cit. 2020-05-31]. Dostupné z: <https://software.ricardo.com/products/wave>
- [5] SCHOLZ, C., BRABEC, P. *Konstrukční projekt pístového spalovacího motoru*. Liberec: TUL, 2015. ISBN 978-80-7494-201-3.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] 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>
- [9] TOMAN, Patrik. *Výpočet sil v klikovém ústrojí spalovacího motoru a jeho vyvážení*. Liberec, 2016. Diplomová práce, TUL.
- [10] GREGOROVÁ, Diana. *Návrh klikového hřídele závodního vozu dle nových homologačních předpisů FIA*. Liberec, 2019. Diplomová práce, TUL.
- [11] BARTONÍČEK, Ladislav. *Konstrukce pístových spalovacích motorů*. Liberec: Vysoká škola strojní a textilní v Liberci, 1992. ISBN 80-7083-094-8.



- [12] VLK, František. Vozidlové spalovací motory. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. ISBN 80-238-8756-4.
- [13] VLK, František. Teorie a konstrukce motocyklů1, 2. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2004. ISBN 80-239-1601-7.
- [14] PAVLŮ, Tomáš. Návrh jednoválcového čtyřdobého zážehového motoru o objemu 250 cm<sup>3</sup> pro sportovní motocykl. Liberec, 2018. Diplomová práce, TUL.
- [15]; VYKOUKAL, R. Dvoudobé motory vozidlové: Teorie, výpočet a konstrukce. 1. vydání. Praha: SNTL – Státní nakladatelství technické literatury, 1957.
- [16] Pohonné jednotky II. *Katedra vozidel a motorů, Fakulta strojní, Technická univerzita v Liberci* [online]. c2005-2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <https://www.software.ricardo.com/Products/WAVE>
- [17] WAVE. *Ricardo Software* [online]. c2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <https://www.software.ricardo.com/Products/WAVE>
- [18] VALENTA, J. *Novodobé metody výpočtů tuhosti a pevnosti ve strojírenství*. Vyd. 1. Praha: SNTL. 1975. 521 s.

## Seznam zkratek

Zkratka	Jednotky	Název	Popisek
KH	-	Kliková hřídel	Označení pro časté opakování v textu
HU	-	Horní úvrať	Horní úvrať pístu bez tlaku
HUP	-	Horní úvrať s tlakem	Horní úvrať pístu se spalovacím tlakem
DU	-	Dolní úvrať	Dolní úvrať pístu bez tlaku
$M_K$	Nm	Točivý moment	Točivý moment motoru na výstupu z KH
MKP	-	Metoda konečných prvků	Metoda konečných prvků
P	kW	Výkon motoru	Výkon motoru na výstupu z KH
RPM	1/min	Otáčky motoru	Otáčky KH motoru
$F_c$	N	Výsledná síla	Celková síla působící na pístní skupinu
$F_p$	N	Tlaková síla	Síla na píst od tlaku plynů
$F_m$	N	Síla posuvných hmot	Síla od posuvných hmot pístní skupiny
$\lambda$	-	Ojniční poměr	Poměr zalomení KH / délce ojnice
p	bar	Spalovací tlak	Spalovací tlak působící na dno pístu
D	mm	Vrtání válce	Průměr vrtání válce spalovacího motoru
x	mm	Poloha pístu	Poloha pístu od horní úvrati
v	mm/s	Rychlost pístu	Rychlost pístu od horní úvrati
a	mm/s <sup>2</sup>	Zrychlení pístu	Zrychlení pístu od horní úvrati
$m_p$	kg	Hmotnost posuvných hmot	Hmotnost posuvných hmot klikového mechanismu
r	mm	Poloměr KH	Velikost zalomení KH
$\omega$	rad/s	Úhlová rychlost	Úhlová rychlosti KH
$\alpha$	rad	Úhel pootočení KH	Úhel pootočení KH vůči stavu HU
$\beta$	rad	Úhel odklonu	Úhel odklonění ojnice ze stavu HU
$F_{oj}$	N	Síla v ojnici	Síla působící ve směru ojnice
$F_n$	N	Síla přítlaku	Normálová síla na píst
$F_r$	N	Radiální síla	Radiální síla od ojnice v místě zalomení KH
$F_t$	N	Tečná síla	Tečná síla od ojnice v místě zalomení HK
$F_{o\check{c}}$	N	Odstředivá síla	Síla odstředivá od hmotnosti zalomení KH včetně 2/3 hmotnosti ojnice
$m_r$	kg	Hmotnost rotační hmot	Redukovaná hmotnost rotačních hmot
$m_{rv}$	kg	Hmotnost rotační hmot vývažku	Redukovaná hmotnost rotačních hmot vývažku

$r_v$	m	Rameno vývažku	Rameno hmotnosti působící vývažkem
$\sigma_p$	MPa	Mez pevnosti v tahu	Zaručená mez pevnosti materiálu
$\sigma_k$	MPa	Mez kluzu v tahu	Zaručená mez kluzu materiálu
$\sigma_c$	MPa	Mez únavy v ohybu	Dovolená mez únavy v ohybu
$\tau_c$	MPa	Mez únavy ve smyku	Dovolená mez únavy ve smyku
$\sigma_{DIII}$	MPa	Dovolená mez v ohybu	Dovolená mez v ohybu pro střídavé namáhání
$\tau_{DIII}$	MPa	Dovolená mez ve smyku	Dovolená mez ve smyku pro střídavé namáhání
F	N	Zátěžná síla	Síla působící v zalomení na KH
$F_{or}$	N	Síla odstředivá rotační	Setrvačná síla od rotačních hmot
$F_{op}$	N	Síla odstředivá posuvná	Setrvačná síla od posuvných hmot
$S_p$	mm <sup>2</sup>	Plocha pístu	Činná průřez plochy pístu
$M_{I, II, III}$	Nm	Ohybový moment	Ohybový moment v kontrolovaných místech KH
$R_{I, II, III}$	mm	Rameno zatížení	Rameno působících sil na KH
$\sigma_{mI, II, III}$	MPa	Ohybové napětí	Ohybové napětí v daných průřezích KH
$S_{I, II, III}$	mm <sup>3</sup>	Char. průřez	Charakteristický průřez kontrolovaných míst KH
$S_c$	-	Celková bezpečnost	Celková bezpečnost kontrolovaného místa KH
$S_{co}$	-	Bezpečnost v ohybu	Dílčí bezpečnost v ohybu kontrolovaného místa
$S_{ct}$	-	Bezpečnost ve smyku	Dílčí bezpečnost ve smyku kontrolovaného místa
$\sigma_a$	MPa	Amplituda napětí	Amplituda napětí v ohybu namáhající KH
$\sigma_m$	MPa	Střední hodnota napětí	Středí hodnota napětí v ohybu namáhající KH
$\sigma_{co}^*$	MPa	Mez únavy součásti v ohybu	Hodnota střídavého napětí, které součást snese na 10 <sup>6</sup> cyklů v ohybu
$\sigma_F$	MPa	Fiktivní napětí	Fiktivní napětí v ohybu materiálu
$\tau_a$	MPa	Amplituda napětí	Amplituda napětí ve smyku namáhající KH
$\tau_m$	MPa	Střední hodnota napětí	Středí hodnota napětí ve smyku
$\tau_{ct}^*$	MPa	Mez únavy součásti ve smyku	Hodnota střídavého napětí, které součást snese na 10 <sup>6</sup> cyklů v krutu
$\tau_F$	MPa	Fiktivní napětí	Fiktivní napětí ve smyku materiálu
$\sigma_h$	MPa	Horní napětí	Horní napětí v ohybu
$\sigma_d$	MPa	Dolní napětí	Dolní napětí v ohybu
$\sigma_C$	MPa	Mez únavy střídavé	Mez únavy při střídavém tahovém napětí
$\sigma_{hc}$	MPa	Mez únavy míjivé	Mez únavy při míjivém tahovém napětí
$\eta_{po}$	-	Součinitel povrchu	Součinitel povrchu pro ohyb
$\eta_{pt}$	-	Součinitel povrchu	Součinitel povrchu pro smyk
$v_o$	-	Součinitel velikosti	Součinitel velikosti pro ohyb

$v_t$	-	Součinitel velikosti	Součinitel velikosti pro smyk
$\beta_o$	-	Součinitel vrubu ohyb	Součinitel vrubu v ohybu pro daný průřez
$\beta_t$	-	Součinitel vrubu smyk	Součinitel vrubu ve smyku pro daný průřez
$\zeta$	-	Součinitel válců	Součinitel počtu válců
$W_k$	mm <sup>3</sup>	Modul průřezu	Modul průřezu v pro krut
$\psi$	MPa	Přídavné napětí	Přídavné napětí od torzních kmitů
$\eta_t$	-	Vrubová citlivost	Vrubová citlivost pro smyk
$\eta_o$	-	Vrubová citlivost	Vrubová citlivost pro ohyb
$\alpha_o$	-	Součinitel tvaru	Součinitel tvaru pro ohyb
$\alpha_t$	-	Součinitel tvaru	Součinitel tvaru pro smyk
$F_{\text{ša}}$	N	Svěrná síla	Osová síla ve šroubovém spoji
$M_u$	Nm	Utahovací moment	Utahovací moment šroubového spoje
$\alpha_s$	rad	Úhel stoupání	Úhel stoupání závitu šroubu
$\varphi_s$	rad	Třecí úhel	Třecí úhel stoupání závitu
$D_{s2}$	mm	Střední průměr	Střední průměr závitu šroubu
$P_s$	mm	Stoupání šroubu	Stoupání závitu šroubu
$F_{t\text{s}}$	N	Tečná síla ve šroubu	Tečná síla v závitu šroubu
$F_{n\text{s}}$	N	Normálová síla šroubu	Normálová síla v závitu šroubu
$\alpha_{1, 2, z}$	rad/s <sup>2</sup>	Zpomalení	Zpomalení rotujících částí
$M_{D1, 2}$	Nm	Dynamický moment	Dynamický moment od jednotlivých částí

## Seznam obrázků

Obr. 1: Řez motoru [1].....	9
Obr. 2: Rozebíratelná KH [2] .....	11
Obr. 3: Nerozebíratelná KH [3].....	12
Obr. 4: Kontrolovaná KH .....	13
Obr. 5: Ricardo Wave [4] .....	14
Obr. 6: Blokové schéma simulačního modelu spalovacího motoru .....	14
Obr. 7: Průběhu tlaku ve válci .....	15
Obr. 8: Vnější otáčková charakteristika.....	16
Obr. 9: Schéma klikového mechanismu .....	17
Obr. 10: Závislost polohy, rychlosti a zrychlení na úhlu pootočení KH .....	19
Obr. 11: Silové zatížení ojnicního čepu na úhlu pootočení KH .....	19
Obr. 12 Výpočetní schéma KH.....	21
Obr. 13: L: Okrajové pod. modelu, P: Výsledek simulace HUP 14 000 $\sigma_{XX}$ -250/250 MPa...25	
Obr. 14: Okrajové podmínky pro simulaci .....	27
Obr. 15: Sít modelu.....	27
Obr. 16: L: HUP 7 000, P: HUP 14 000, HMH 0/250 MPa .....	28
Obr. 17: L: HUP 7 000, P: HUP 14 000, $\sigma_{ZZ}$ -100/100 MPa .....	29
Obr. 18: Okrajové podmínky nekontaktní úloha .....	30
Obr. 19: L: HUP 7 000, P: HU 14 000, HMH 0/300 MPa .....	31
Obr. 20: L: HUP 7 000, P: HU 14 000, HMH 0/250 MPa .....	31
Obr. 21: Silové zatížení v ojnici .....	33
Obr. 22: Okrajové podmínky simulace ojnice .....	33
Obr. 23: Předpětí ojnice HU 14 000 $\sigma_{YY}$ -300/200 MPa .....	34
Obr. 24: Silové zatížení bloku motoru.....	34
Obr. 25: Simulace blok L: HMH 0/60 MPa P: $\sigma_{YY}$ -100/30MPa .....	35
Obr. 27: Kontakt ukázka KH L: HUP 7 000, P: HU 14 000, HMH 0/500 MPa .....	36
Obr. 26: Kontakt L: HUP 7 000, P: HU 7 000 HMH 0/600 MPa .....	36
Obr. 28: Rozložení napětí HUP 7 000 L: $\sigma_{YY}$ P: $\sigma_{ZZ}$ , -100/100 MPa.....	37
Obr. 29: Rozložení napětí HU 14 000 L: $\sigma_{YY}$ P: $\sigma_{ZZ}$ , -100/100 MPa.....	38
Obr. 30: Kontakt ojnice HU 14 000 HMH L: 0/300MPa P: 0/500 MPa .....	38
Obr. 31: Kontakt ojnice a KH.....	39
Obr. 32: Vlastní frekvence klikového mechanismu .....	40
Obr. 33: Ukázka pohyblivé sestavy .....	41
Obr. 34: Uložení setrvačnicku KH .....	42
Obr. 36: Napětí KH při torzním zatížení HMH 0/40 MPa .....	43
Obr. 35: Okrajové podmínky KH .....	43
Obr. 37: Příruba setrvačnicku HMH 0/60 MPa.....	44
Obr. 38: Ukázka výkresu KH .....	45

## Seznam tabulek

Tab. 1: Vlastnosti materiálu pro KH.....	20
Tab. 2: Výsledky napětí pro analytický výpočet .....	22
Tab. 3: Součinitelé vrubu.....	23
Tab. 4: Mez únavy pro ohyb a smyk na reálné součásti v kontrolovaném místě .....	23
Tab. 5: Bezpečnost KH v ohybu .....	24
Tab. 6: Bezpečnost KH ve smyku .....	24
Tab. 7: Celková výsledná bezpečnost KH pro kontrolované stavy .....	24
Tab. 8: Velikost bezpečnosti pro druhou variantu vypočtu .....	26
Tab. 9: Bezpečnost KH s prstencem.....	29
Tab. 10: Výsledná bezpečnost KH kontaktní úlohy .....	39
Tab. 11: Vlastní frekvence KH.....	40
Tab. 12: Zpomalení KH.....	41
Tab. 13: Velikosti dynamických momentů.....	42
Tab. 14: Porovnání metod výpočtu namáhání KH .....	47

## **Seznam příloh**

Příloha 1- Porovnávací grafy PTC Creo

Příloha 2 – Materiálové listy

Příloha 3 – Simulace druhé varianty

Příloha 4 – Volba druhu zatížení

Příloha 5 – Simulace KH

Příloha 6 – Simulace klikového mechanismu

Příloha 7 – Simulace kontaktní úlohy

Příloha 8 – Výrobní výkres KH

Příloha 9 – CD