

České vysoké učení technické v Praze

Fakulta strojní

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



Bakalářská práce

Pevnostní výpočet vybraných dílů spalovacího motoru

Vedoucí práce: Ing. Jan Baněček, Ph.D.

Konzultant: Ing. Radek Tichánek, Ph.D.

## Zadání



# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

### I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vácha** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **437234**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**  
Studijní obor: **bez oboru**

### II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

**Pevnostní výpočet vybraných dílů spalovacího motoru.**

Název bakalářské práce anglicky:

**Strength computation of some parts of combustion engine**

Pokyny pro vypracování:

- Provedte pevnostní výpočet ojnice pro jednoválcový sportovní motor navrhovaný podle specifikace soutěže Aprilia racing. Postupné etapy řešení:
- Seznámení se softwarem, použitým v průběhu řešení (GT-Ise, Abaqus).
  - Vytvoření mechanického modelu v GT Suite, sloužícího k analýze mechanického zatížení dílů klikového mechanismu motoru.
  - Podrobná pevnostní kontrola ojnice, navržené v rámci projektu, v programu Abaqus.
  - Porovnání výsledků výpočtu MKP s klasickými pevnostními kontrolami.

Seznam doporučené literatury:

Kovařík L., a kol. Konstrukce vozidlových spalovacích motorů, Naše vojsko 1992 ISBN 28-073-92.05/169  
Dokumentace SW ABAQUS  
Dokumentace SW GT-Ise

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


**Ing. Jan Baněček Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

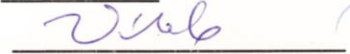
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **12.07.2017**

Platnost zadání bakalářské práce:

  
Podpis vedoucí(ho) práce

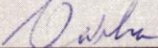
  
Podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

  
Podpis děkana(ky)

### III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

27.4.2017  
Datum převzetí zadání

  
Podpis studenta

## **Anotace**

<b>Jméno autora:</b>	Petr Vácha
<b>Název:</b>	Pevnostní výpočet vybraných dílů spalovacího motoru
<b>Title:</b>	Strength computation of some parts of combustion engine
<b>Akademický rok:</b>	2016/2017
<b>Program:</b>	Teoretický základ strojního inženýrství
<b>Obor:</b>	bez oboru
<b>Ústav:</b>	Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
<b>Vedoucí BP:</b>	Ing. Jan Baněček, Ph.D.
<b>Konzultant:</b>	Ing. Radek Tichánek, Ph.D.
<b>Abstrakt:</b>	Tato práce popisuje pevnostní výpočty ojnice závodního motocyklu pomocí MKP analýzy a klasických výpočetních metod. Dále byly provedeny konstrukční optimalizace ojnice a byl navržen pístní čep.
<b>Abstract:</b>	This thesis describes strength computation of racing motorcycle conrod using finite element method analysis and conventional method. Constructional optimization of conrod was made and piston pin was designed.
<b>Klíčová slova:</b>	ojnice, MKP, motocykl, pístní čep
<b>Keywords:</b>	conrod, FEM, motorcycle, piston pin
<b>Počet stran:</b>	51
<b>Počet obrázků:</b>	30
<b>Počet tabulek:</b>	8

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem svou bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu. Nemám závažný důvod proti užití tohoto školního díla ve smyslu § 60 Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

*V Praze dne.....*

Petr Vácha

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval panu Ing. Janu Baněčkovi, Ph.D. za pomoc a trpělivost při vedení mé práce a soutěžního projektu.

Dále bych chtěl poděkovat panu Ing. Radkovi Tichánkovi, Ph.D. za odborné konzultace.

V neposlední řadě děkuji panu Ing. Vítovi Dolečkovi, Ph.D. za pomoc se soutěžním projektem.

## Obsah

Zadání.....	2
Anotace.....	3
Prohlášení.....	4
Poděkování.....	5
Obsah.....	6
1. Úvod.....	7
2. Zadaná ojnice.....	8
3. Rozbor zatížení ojnice.....	10
3.1. GT-Suite.....	10
3.2. GT-Cranktrain.....	10
3.3. Volba zátěžného stavu.....	12
3.3.1 Nejvyšší tlakové namáhání.....	13
3.3.2 Nejvyšší tahové namáhání.....	15
4. Pevnostní výpočet ojnice pomocí MKP.....	17
4.1. Abaqus.....	17
4.2. Postup přípravy výpočtu.....	17
4.3. Výsledky MKP analýzy zadané ojnice.....	19
4.3.1 Tlakové namáhání.....	20
4.3.2 Tahové namáhání.....	20
4.4. Optimalizace tvaru.....	21
4.5. Výsledky MKP analýzy optimalizované ojnice.....	24
4.5.1 Tlakové namáhání.....	24
4.5.2 Tahové namáhání.....	25
5. Analytický výpočet ojnice.....	27
5.1. Kontrola horního a spodního oka ojnice.....	27
5.1.1. Kontrola horního oka ojnice.....	28
5.1.2. Kontrola dolního oka ojnice.....	33
5.2. Kontrola ojnice na vzpěr.....	38
6. Analytický výpočet pístního čepu.....	41
7. Závěr.....	45
8. Použité zdroje.....	47
9. Seznam použitých veličin a označení.....	48

# **1. Úvod**

Poznatky uvedené v této práci byly použity v rámci týmového soutěžního projektu *ESTECO Academy Design Competition 2016*. Zadáním bylo navrhnout jednoválcový atmosférický čtyřtaktní motor o zdvihovém objemu  $250 \text{ cm}^3$  pro závodní motocykl (oficiální zadání soutěže je na stránce [7]). Byl sestaven termodynamický model v programu *GT-Suite*, který byl dále optimalizován pomocí programu *modeFRONTIER*. Dále vznikl model součástí klikového mechanismu, sacích a výfukových kanálů, což bylo realizováno pomocí programu *Autodesk Inventor*.

Mojí částí bylo podložení funkčnosti konstrukce pomocí MKP analýzy v programu *Abaqus* a pomocí klasických analytických výpočtů. Značné množství vstupních dat do této práce pocházelo ze společného projektu, což je u příslušných úloh uvedeno. Vzhledem k náročnosti projektu byl vybrán jeden nejkritičtější namáhaný díl celého mechanismu. Po úvaze bylo vzhledem k charakteru motoru rozhodnuto pro podrobnější analýzu ojnice. V případě nesplnění pevnostních kritérií byla požadována optimalizace konstrukčního návrhu. Dalším cílem byl návrh pístního čepu analytickou metodou.

Tato práce nejen že popisuje poznatky použité v soutěžním projektu, ale má dále na ně navazovat a doplnit je. Měla být provedena analytická kontrola ojničních ok, které se uvažují jako vetknuté křivé pruty. Poté měl být učiněn výpočet vzpěrné stability dříku ojnice. Obě vypracované metody měli sloužit pro porovnání klasických a moderních metod pevnostních analýz.

## 2. Zadaná ojnice

V rámci společného projektu byla zvolena konstrukce nedělené ojnice s průřezem dříku tvaru *I*. Kliková hřídel byla dělená a kompletovala se pomocí nalisování klikového čepu do ramen klikového hřídele. Tato jednoduchá a hmotnostně úsporná varianta byla možná díky tomu, že se jednalo o pouze jednoválcový motor. Pístní čep byl lisován do pístu.



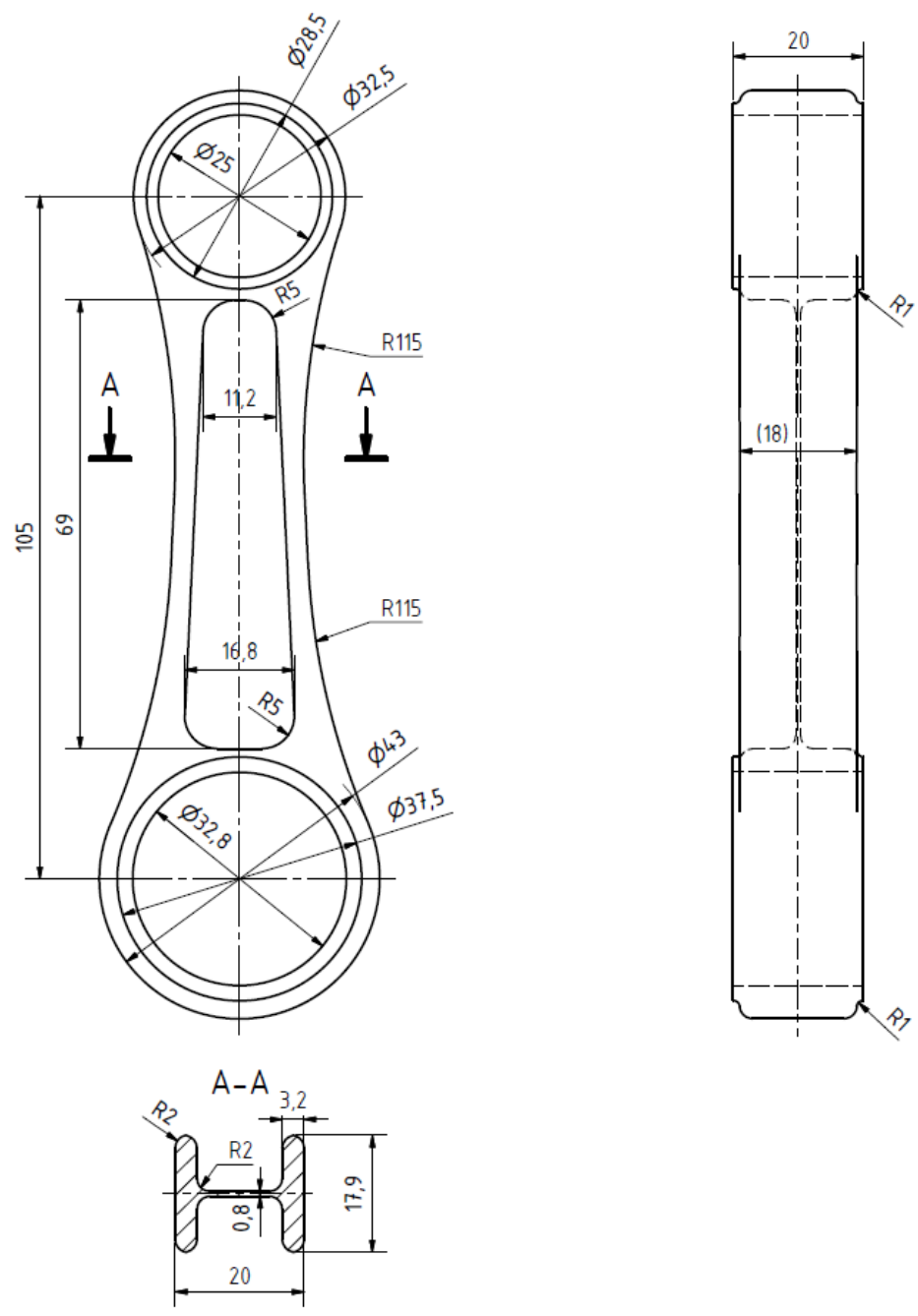
Obrázek 1 – CAD model původní ojnice

Tabulka 1 - Přehled základních vlastností slitiny *Hokotol* EN AW 7050 [8]

Mez pevnosti [MPa]	560
Mez kluzu (smluvní) [MPa]	475
Mez únavy [MPa]	300
Modul pružnosti [GPa]	71
Tvrdość [HV]	140-170
Hustota [kg.m <sup>-3</sup> ]	2830
Prvkové chemické složení	AlZn6CuMgZr

Nejprve byl podle zadání vytvořen CAD model ojnice v programu *Autodesk Inventor*, který je k vidění na obrázku 1. Obrázek 2 ukazuje základní rozměry této součásti. Jediným konstrukčním omezujícím kritériem byla délka ojnice  $l_0 = 105$  mm. Především z důvodu úspory hmotnosti a snížení mechanických ztrát byla pro tuto komponentu zvolena vysokopevnostní hliníková slitina. Její komerční název je *Hokotol* a v tabulce 1 se nachází přehled jejich základních materiálových vlastností. Hmotnost původní ojnice dosahovala 86g.





Obrázek 2 – Nákres původní ojnice

### **3. Rozbor zatížení ojnice**

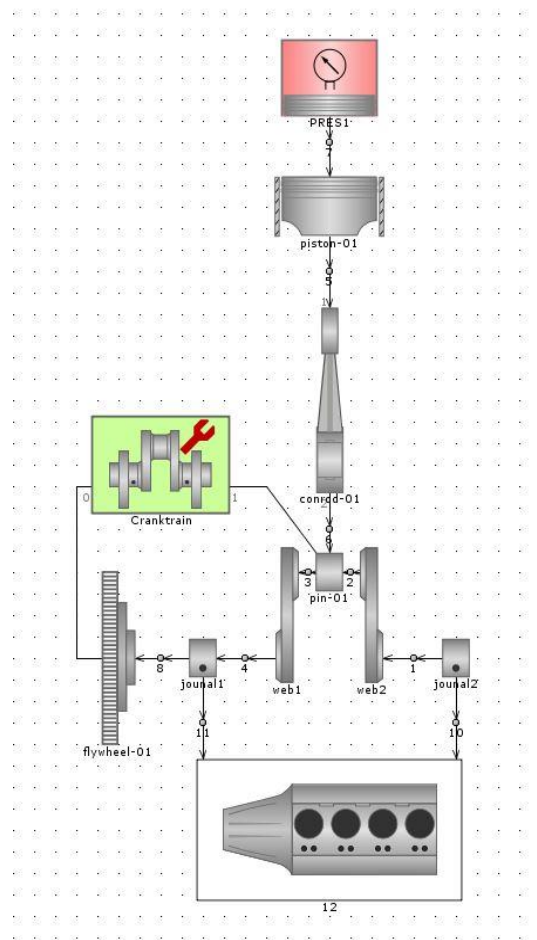
#### **3.1. GT-Suite**

*GT-Suite* je komplexní program od vývojáře *Gamma Technologies*. Obsahuje široké spektrum aplikací a podprogramů, které přispívají k lepšímu návrhu spalovacích motorů a vozidel. Umožňuje vytvářet celou řadu simulací z různých odvětví jako například mechanika tekutin, termomechanika, elektrotechnika, magnetismus, chemie či řízení. V rámci společného projektu jsme využívali tento program mimo jiné k návrhu rozvodového mechanismu (vačky, pružiny vaček atd.), k určení modelu mechanických ztrát, či k sestavení termodynamického modelu motoru. Kompletně jsme zde navrhli sací a výfukové potrubí, dávkování paliva atd. Jako výstupy programu lze získat např. křivku točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách, průběhy tlaků v závislosti na natočení klikového hřídele atd. Následně můžeme všechny vstupní parametry optimalizovat pro co nejlepší výstupní hodnoty při určitých otáčkách. Tento proces je proveditelný jednak pomocí vlastních algoritmů *GT-Suite* nebo pomocí dalších kompatibilních programů jako je například *modeFRONTIER*, který byl použit v rámci společného projektu.

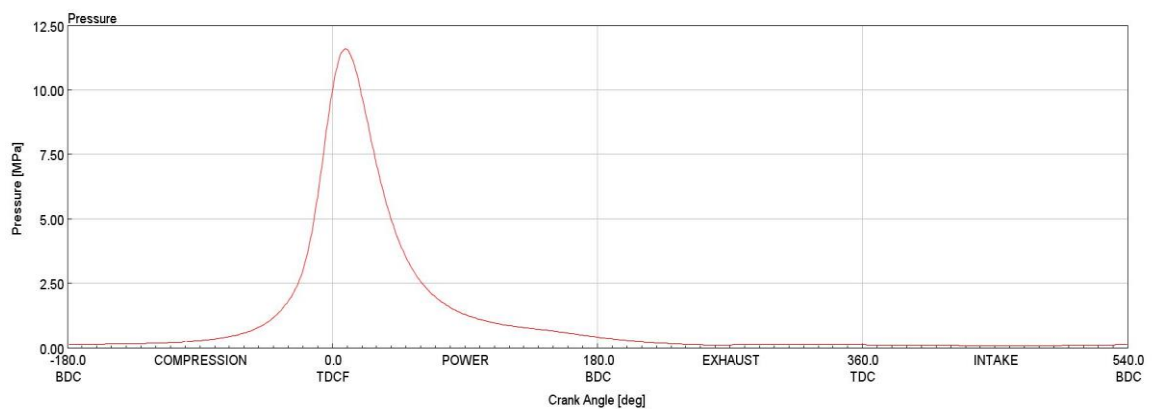
#### **3.2. GT-Cranktrain**

Jako základ pro pevnostní výpočet posloužila aplikace *GT-Cranktrain*. Ta je určena pro analýzu celého mechanismu a vyhodnocení silového působení mezi jeho členy. Použití tohoto programu si ukážeme na naší zadané úloze. Nejprve bylo nutné vytvořit schéma celého motoru, které je na obrázku 3. Na pracovní plochu se postupně umisťovaly jednotlivé ikony, které znázorňují součásti motoru. Ty se následně pospojovaly, čímž vznikly společné vazby. Naše schéma bylo poměrně jednoduché, jelikož se jednalo o atmosférický jednoválcový motor. V případě většího počtu válců se ale situace o tolik nekomplikuje, jelikož stačí vytvořit jeden kompletní válec, zkopírovat ho a spojit s příslušnými částmi. Pro získání sil a dalších důležitých informací o mechanismu bylo nutné zadat další parametry. Otevřením ikon součástí se objevil formulář. Zde se zadávaly potřebné hodnoty pro následný výpočet. Například u ojnice se zadávala její hmotnost, délka (od oka k oku), excentricita klikového mechanismu (2mm; pro pevnostní výpočty nebyl její vliv uvažován), poloha těžiště a moment setrvačnosti. Vybrané důležité parametry jednotlivých komponent, které byly převzaty ze společného projektu, ukazuje tabulka 3. Setrvačnicko bylo ve schématu nutné uvést, nicméně jeho vliv byl zanedbán snížením jeho momentu setrvačnosti na minimum, jelikož v našem řešení jsme ho neuvažovali. Jeho funkci suplovala ramena klikové hřídele. Následně byla naimportována závislost tlaku ve válci na úhlu natočení klikové hřídele při námi zkoumaných otáčkách  $12\,000\text{ min}^{-1}$  (maximální točivý moment, obrázek 4) a  $17\,500\text{ min}^{-1}$  (maximální otáčky, obrázek 5). Tyto průběhy byly převzaty ze společného soutěžního projektu. V tento moment byly definovány výše zmíněné

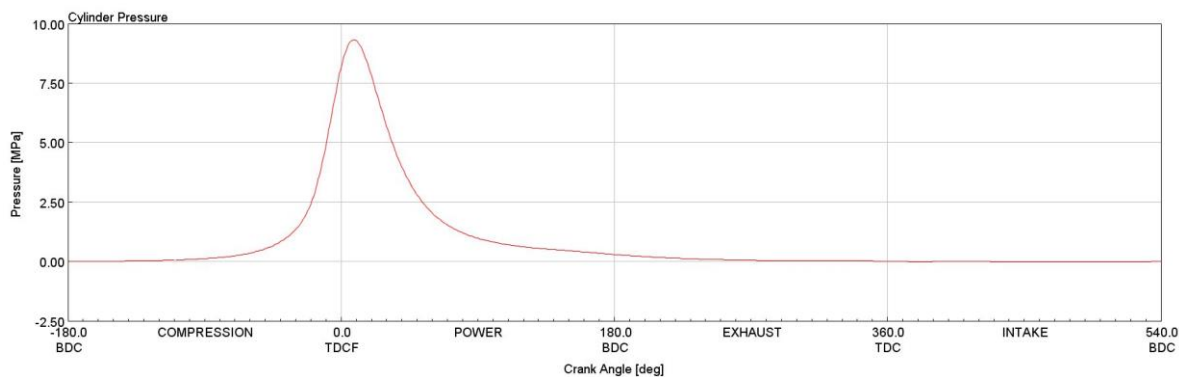
otáčky, při kterých chceme provést výpočet, a byla spuštěna analýza mechanismu. Výsledek byl prohlížen pomocí aplikace *GT-Post*. Zde se opět zobrazilo předtím zadané schéma. Otevřením ikony příslušné součásti se objevily vypočtené hodnoty a grafy, například průběhy silového působení, grafy polohy, rychlosti a zrychlení všech součástí.



Obrázek 3 – Schéma mechanismu v GT-Cranktrain



Obrázek 4 – Průběh tlaku ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele při 12 000 ot/min. (Převzato ze společného projektu.)



Obrázek 5 - Průběh tlaku ve válci v závislosti na natočení klikového hřídele při 17 500 ot/min. (Převzato ze společného projektu)

Tabulka 2 – Přehled základních vstupních parametrů do GT-Cranktrain

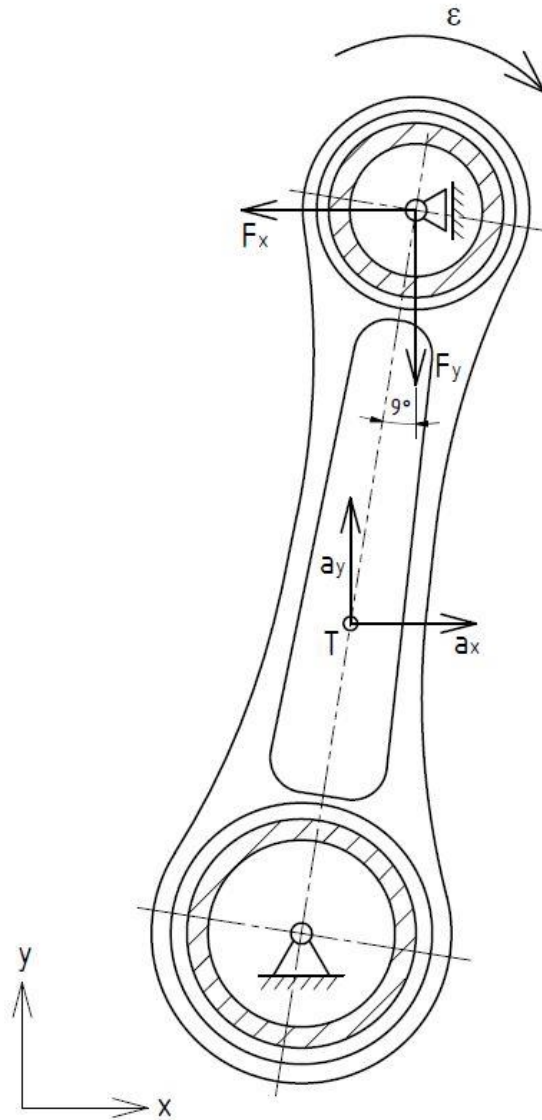
Ojnice	
Hmotnost [g]	86
Délka [mm]	105
Moment setrvačnosti k těžišti [kg.mm <sup>2</sup> ]	173,5
Poloha těžiště (vzhledem k souřadnému systému v ose spodního oka ojnice) [mm]	$x_T = 0$ $y_T = 45,1$
Píst	
Hmotnost [g]	230
Hmotnost pístního čepu [g]	24
Vrtání [mm]	81
Klikový hřídel	
Zalomení klikového hřídele [mm]	24,25
Excentricita klikového mechanismu [mm]	2
Hmotnost klikového čepu [g]	76
Hmotnost ramene klikového hřídele [g]	493
Hmotnost hlavního čepu kl. hřídele [g]	100

### 3.3. Volba zátěžného stavu

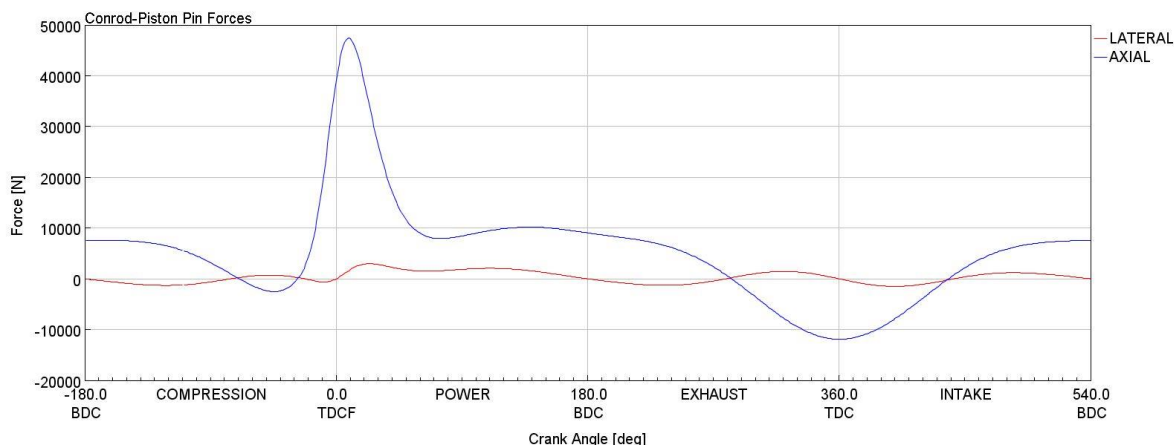
V této kapitole bude popsán postup hledání nejnepříznivějších provozních stavů vycházejících z výsledků analýzy *GT-Cranktrain*. Tyto stavy byly následně nasimulovány pomocí MKP softwaru *Abaqus*. Z analýzy funkce motoru vyplývají dva kritické okamžiky.

### 3.3.1 Nejvyšší tlakové namáhání

Tím prvním je stav při nejvyšším točivém momentu, který nastává při 12 000 otáčkách za minutu. Ve válci vzniká nejvyšší tlak, jehož průběh je znázorněn na obrázku 4, z něhož je patrné, že maximální hodnota tlaku 11,59 MPa nastává při natočení klikového hřídele o  $9^\circ$  za horní úvratí. Při tomto stavu je ojnice maximálně tlakově namáhána.



Obrázek 6 – Schéma skutečných zatižení ojnice při maximálním tlakovém namáhání (směry vektorů odpovídají kladným smyslům podle GT-Cranktrain).

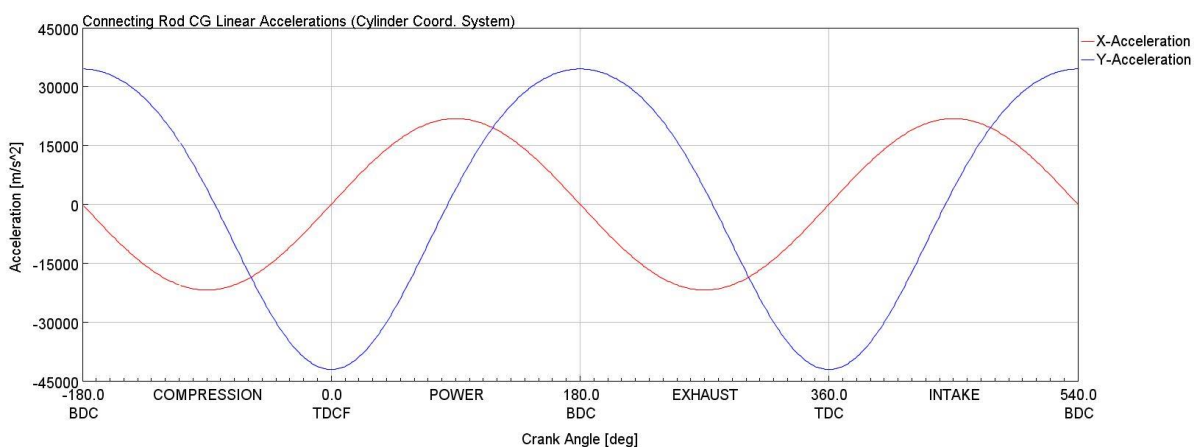


Obrázek 7 – Závislost velikosti sil mezi klikovým čepem a ojnicí na natočení klikového hřídele při 12 000 ot/min. LATERAL - síla ve směru osy x. AXIAL – síla ve směru osy y.

Pro určení konkrétní síly působící na ojnicí byl použit graf průběhu síly mezi ojnicí a pístním čepem na obrázku 7. Pro náš výpočet byla použita maximální velikost axiální síly  $F_y$  při 9° natočení klikového hřídele, jejíž hodnota činila 47 443 N. Boční síla  $F_x$  byla zanedbána, jelikož nedosahuje ani 10% velikosti síly axiální.

Dalším významným zatížením v tomto stavu je zrychlení  $a_y$ , které dosahovalo velikosti  $-41\,643\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , což je patrné z obrázku 8. Setrvačná síla, která je důsledkem tohoto zrychlení, působí opačným směrem než síla od tlaku plynů, takže částečně kompenzuje toho namáhání. Zrychlení ve směru x bylo opět zanedbáno, jelikož nedosahuje ani 10% zrychlení ve směru y. Jelikož zkoumaný stav se nachází velmi blízko horní úvratí, bylo pro zachování jednoduchosti výpočtu zanedbáno též úhlové zrychlení.

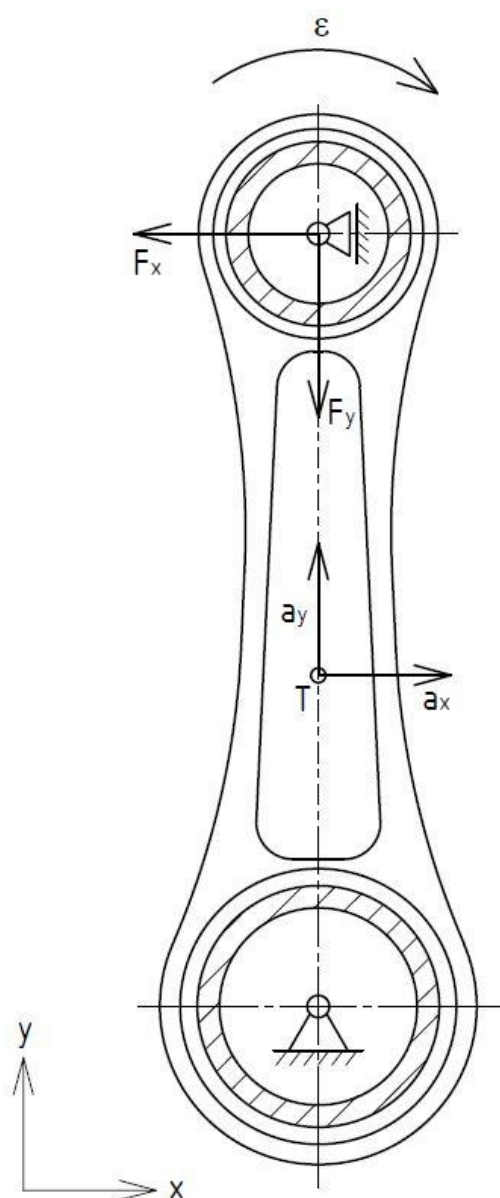
Kluzná ložiska byla nalisována do obou ok ojnice, ale tato napětí nebyla uvažována v následujících výpočtech. Bylo by nutné je zahrnout, pokud by byl pístní čep lisován do ojnice.



Obrázek 8 – Závislost velikosti zrychlení těžiště ojnice na natočení klikového hřídele při 12 000 ot/min.

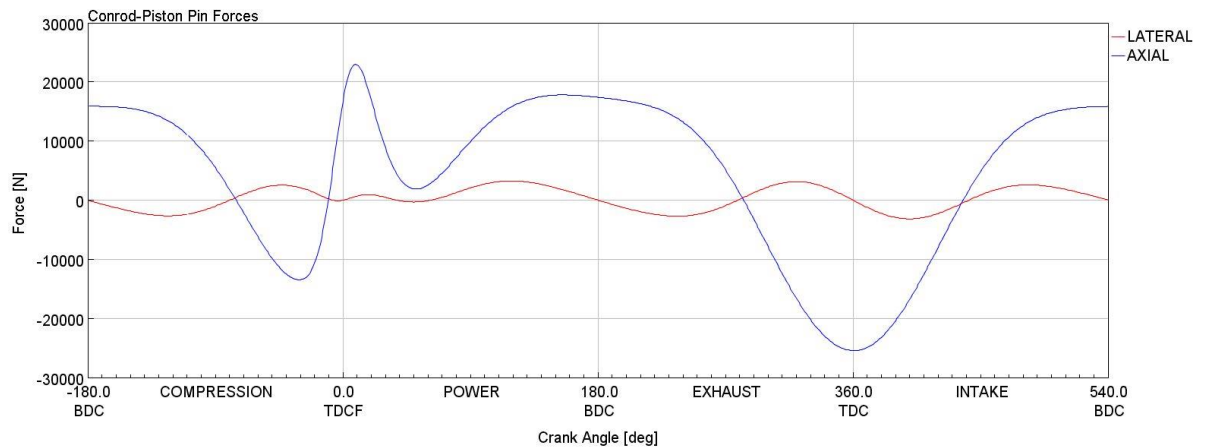
### 3.3.2 Nejvyšší tahové namáhání

Druhý kritický stav je typický pro vysokootáčkové motory, mezi které námi navrhovaný motor s maximálními otáčkami  $17\,500\text{ min}^{-1}$  bezesporu patří. Při tomto stavu se stává kritickým okamžikem přechod mezi dobou výfuku a sání. Píst vytlačuje spaliny z válce a v horní úvratí dosahuje maximálního zrychlení. Důsledkem toho jsou setrvačné síly od pístu a pístního čepu, které působí na ojnici maximálním tahovým namáháním. Tyto síly nejsou nijak kompenzovány tlakem ve spalovacím prostoru. Schématický náčrt zatížení ojnice při tomto stavu ukazuje obrázek 9.

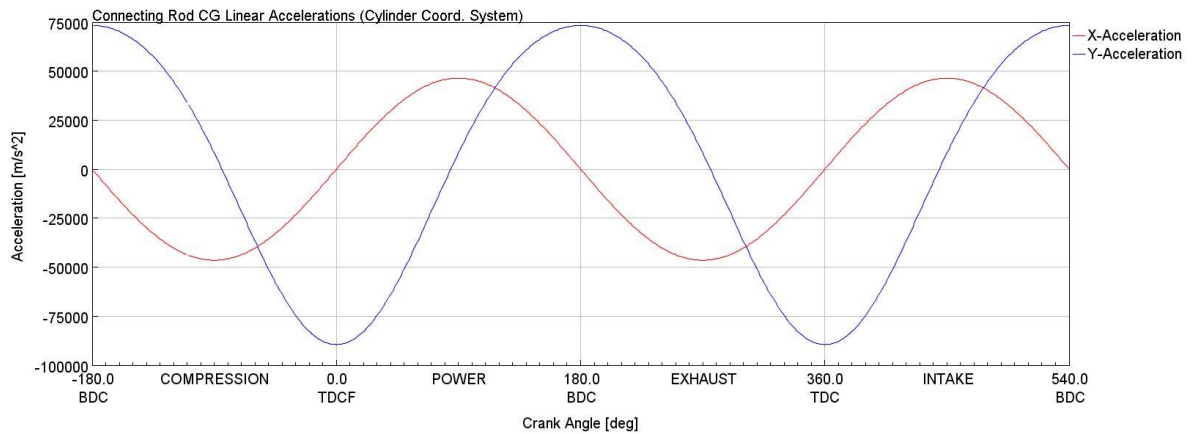


Obrázek 9 - Schéma skutečných zatížení ojnice při maximálním tahovém namáhání (směry vektorů odpovídají kladným smyslům podle GT-Cranktrain).

Obrázek 10 potvrzuje výše zmíněnou teorii. Zde je vidět, že maximální síla (ve směru osy y) mezi pístním čepem a ojnicí velikosti -25 452 N byla při úhlu 360° natočení klikového hřídele, což odpovídá hranici přechodu mezi výfukovou a sací dobou. Stejná síla, ale ve směru osy x dosahovala téměř nulové hodnoty a proto byla pro další výpočty zanedbána. Z obrázku 11 bylo odečteno (opět při 360°) zrychlení ve směru osy y velikosti -89 520 m.s<sup>-2</sup>. Zrychlení ve směru x dosahovalo taktéž minimálních hodnot a také nebylo dále uvažováno.



Obrázek 10 – Závislost velikosti sil mezi klikovým čepem a ojnicí na natočení klikového hřídele při 17 500 ot/min.  
LATERAL - síla ve směru osy x. AXIAL – síla ve směru osy y.



Obrázek 11 – Závislost velikosti zrychlení těžiště ojnice na natočení klikového hřídele při 17 500 ot/min.



## **4. Pevnostní výpočet ojnice pomocí MKP**

### **4.1. Abaqus**

K analýze naší úlohy byl použit program *Abaqus* od společnosti *Simulia*. Tento software počítá pomocí metody konečných prvků. Obsahuje tři produkty: *Abaqus/Standart*, *Abaqus/Explicit* a *Abaqus/CAE*. *Abaqus/Standart* je řešič užívající tradiční implicitní integrační schémata k řešení konečněprvkových analýz. Používá se k výpočtu statických a nízkorychlostních dynamických úloh, kde má výsledné napětí velký význam pro funkci produktu, například tlak v těsnění, ustálené odvalování pneumatiky nebo šíření trhliny v kompozitním trupu letounu. *Abaqus/Explicit* užívá explicitní integrační schémata k řešení nelineárních dynamických a kvazistatických úloh. Tato metoda je aplikována na nelineární dynamické úlohy například testování odolnosti elektroniky při pádu či simulace nárazových testů automobilů. *Abaqus/CAE* poskytuje jednotné modelační a vizualizační prostředí pro analyzované součásti. *Abaqus* je hojně využíván v automobilovém a leteckém průmyslu.

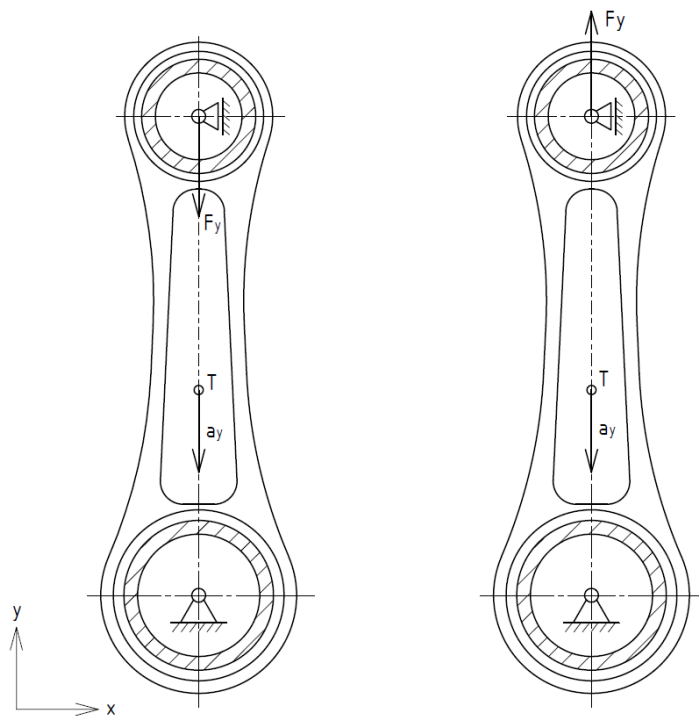
### **4.2. Postup přípravy výpočtu**

Nejdříve byl vytvořený model z CAD softwaru *Autodesk Inventor* naimportován do programu *Abaqus*. V dalším kroku se nadeřinoval daný materiál. Byl zadán modul pružnosti  $E = 71 \text{ GPa}$ , Poissonovo číslo  $\nu = 0,33$  a hustota  $\rho = 2830 \text{ kg.m}^3$ . Dále se vytvořila sekce, ke které se připsal již zadaný materiál. Nakonec se tato sekce přiřadila k naší součásti. V tento moment byl již k ojnici přiřazen konkrétní materiál, což program signalizuje zeleným zbarvením modelu.

Následovalo modelování kluzných ložisek. Vytvořila se nová součást, která byla určena jako dokonale tuhá válcová plocha, která modelovala vnější povrch ložiska. Tato aproximace byla postačující pro tuto MKP analýzu. Tento postup se zopakoval, abychom získali obě ložiska. Nyní bylo nutné tento třídílný komplet sestavit dohromady. Všechny komponenty se vložily do společné sestavy. Následně se musely určit vzájemné kinematické vazby. Pomocí koaxiální vazby se obě ložiska vložila do příslušného oka ojnice. Dále byly vytvořeny kroky analýzy. První inicializační krok byl deklarován již samotným programem. Byl vytvořen druhý krok, již zadávaný uživatelem, který se týkal vzájemného kontaktu dílů a třetí krok sloužil k vyhodnocení zatížení. V dalším postupu byly definovány parametry kontaktu součástí. V tangenciálním směru byl na společném kontaktu nastaven koeficient tření  $f = 0,2$ . V normálním směru byl zakázán vzájemný pohyb. Automaticky byly vyhledány dané kontaktní plochy, první mezi ložiskem pístního čepu a horním okem ojnice, druhá mezi ložiskem klikového čepu a spodním okem ojnice. Výše zmíněné vlastnosti se přiřadily k nalezeným povrchům.

Okrajové podmínky byly použity dvě. Tou první bylo fixováno ložisko klikového čepu, jinými slovy byl mu zakázán posuvný pohyb ve všech osách a současně i rotace kolem všech os. Druhá okrajová podmínka byla aplikována na ložisko pístního čepu, u něhož byla zakázána rotace kolem všech os a posuvný pohyb v ose x a z. Zbyl mu tedy pouze jeden stupeň volnosti ve směru osy y. Natočení ojnice o  $9^\circ$  bylo pro jednoduchost výpočtu zanedbáno.

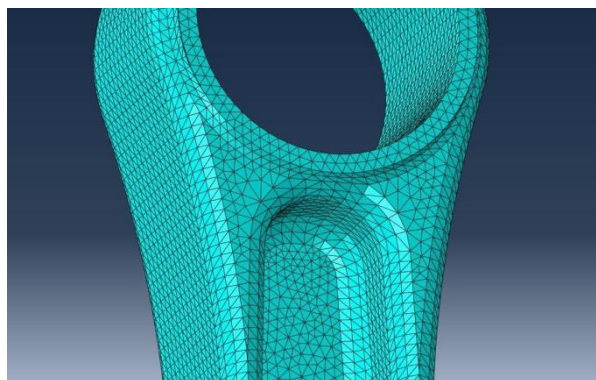
Jako první byl testován zátěžný stav při nejvyšším tlakovém namáhání. Do referenčního bodu uprostřed pístního ložiska se umístila síla velikosti 47 443 N, která působila v jednom bodě a směřovala v záporném směru osy y. Natočení této síly vůči ose ojnice bylo zanedbáno. Druhé zatížení od setrvačných sil se v programu aplikovalo pomocí volby „gravitace“, kde byla možnost nastavit libovolné zrychlení působící na součást. Nastavilo se zde zrychlení velikosti  $41\,643\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , tak aby setrvačné síly působily na ojnici tahem, v záporném směru osy y. Schéma ojnice s naznačeným uložením a zatížením použitým v programu je vidět v levé části obrázku 12.



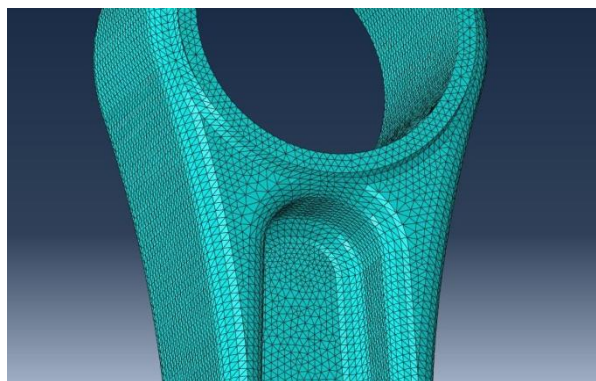
Obrázek 12 – Schématický nákres okrajových podmínek a zatížení v MKA analýzách. Vlevo je tlakové namáhání, vpravo tahové. (Směr vektorů sil a zrychlení odpovídá skutečnému nastavení v programu.)

Druhý zátěžný stav při nejvyšším tahovém namáhání se nastavoval obdobně. Do stejného místa jako v předchozím případě byla aplikována síla velikosti 25 452 N v kladném směru osy y. Zrychlení velikosti  $89\,520\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  se nastavilo opět ve stejném směru, tedy aby způsobovalo tahové namáhání. V pravé části obrázku 12 je schématický nákres přípravy výpočtu pro tento

případ. Před samotnými výpočty bylo ještě nutné vytvořit síť. Model ojnice už v programu nebyl dále upravován a byl tedy osítován, tak jak byl zadán v CAD softwaru. Byly zvoleny tetragonální neboli čtyřstěnné elementy, protože velmi dobře aproximují zadaný tvar včetně radiusů. Jelikož se jednalo o hliníkovou ojnicí, bylo velmi důležité, aby všechny hrany na modelu byly zaobleny co největším poloměrem. To muselo být učiněno z toho důvodu, abychom předešli nežádoucí koncentraci napětí na vrubech, což by mělo neblahé účinky na únavovou pevnost této součásti. Hliníkové slitiny jsou v této problematice více citlivé než tradiční ocel. Po ojnici se rovnoměrně rozmístily body, které poté sloužily jako uzly budoucí sítě. V prvním návrhu byla zvolena jejich vzdálenost na 1 mm. Poté se již díl nechal zesítovat. Výsledek, který obsahoval 193 923 elementů, nám ukazuje obrázek 13. Abychom dosáhli přesnějších výsledků, byla snížena vzdálenost mezi uzly na 0,7 mm a došlo k zvýšení počet elementů na 550 518, což ilustruje obrázek 14. Výsledkem byla lepší aproximace tvarů, která přinesla kvalitnější výsledky zejména v oblasti kolem obou ok. Nevýhodou této úpravy bylo zvýšení výpočetního času. Nabízela se též možnost použití jiných typů elementů, jako například šestistěnných. Tato síť bohužel nevyhovovala charakteru zadané ojnice, jelikož není vůbec schopna aproximovat radiusy, zkosení a vybrání atd. Výhodou je krátký výpočetní čas, který je vhodný pro rychlé orientační kontroly. Nyní se již vytvořil nový výpočet. Zde bylo vhodné v další nabídce zvolit počet disponibilních jader procesoru, což pomohlo k zrychlení doby výpočtu a zároveň využilo hardwarový potenciál počítače na maximum.



Obrázek 13 – Původní síť se vzdáleností uzlů 1 mm.

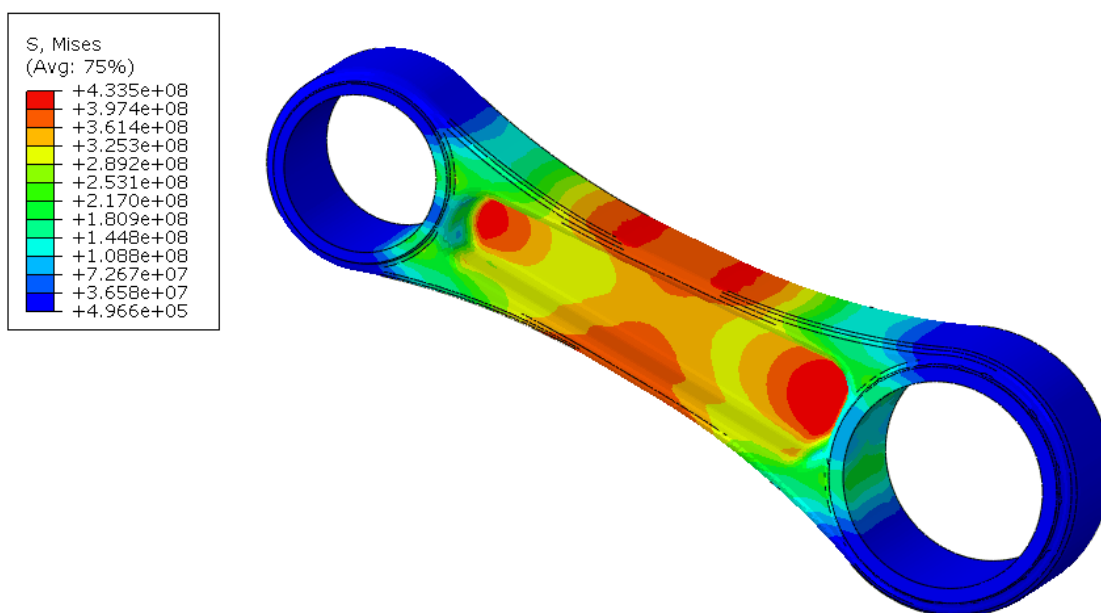


Obrázek 14 – Jemnější síť se vzdáleností uzlů 0,7 mm.

## 4.3. Výsledky MKP analýzy zadané ojnice

### 4.3.1 Tlakové namáhání

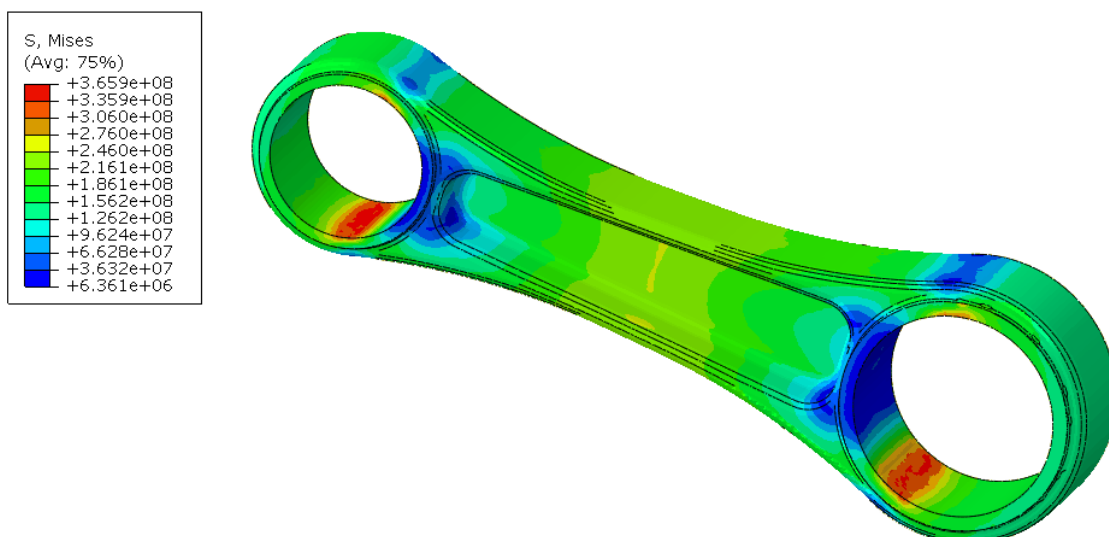
Vzhledem k tomu, že se jedná o závodní motor s blíže neurčenou životností, bylo obtížné stanovit bezpečnost součástí. V následujících pevnostních výpočtech byla použita bezpečnost vůči mezi kluzu 1,2 (0,76 vůči mezi únavy), která byla po domluvě s konzultantem prohlášena za možnou. Toto dimenzování spadá do oblasti časované pevnosti, což je typické pro závodní stroje. U všech výstupů MKP analýzy byla pro vyhodnocení napětí použita teorie HMM. Na obrázku 15 je zobrazen výsledek výpočtu původní ojnice při stavu nejvyššího tlakového namáhání. Nejvyšší napětí 433,5 MPa bylo nalezeno v nejužší oblasti dříku a v přechodu příčky dříku a ojničních ok. Bezpečnost vůči mezi kluzu při tomto stavu vyšla 1,09, což nesplňovalo zadání.



Obrázek 15 – Výsledek analýzy zadané ojnice při nejvyšším tlakovém namáhání (12 000 ot/min).

### 4.3.2 Tahové namáhání

Obrázek 16 ukazuje výsledek analýzy původní ojnice při stavu nejvyššího tahového namáhání. Maximální napětí 365,9 MPa byla zjištěna ve vnitřní části obou ojničních ok. Výsledný koeficient bezpečnosti vůči mezi kluzu při tomto stavu byl 1,29, což bylo více než požadovaná mez 1,2.



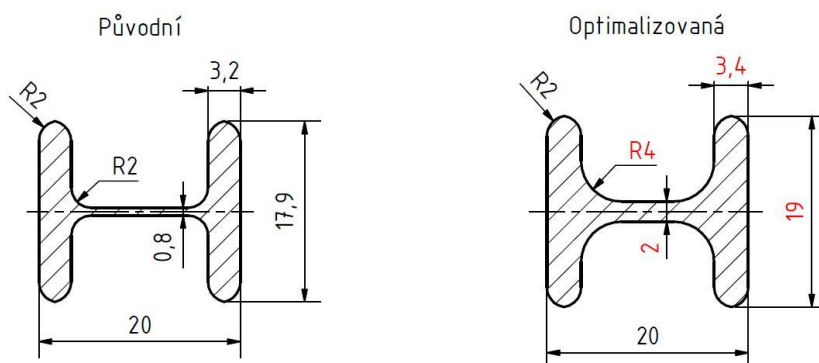
Obrázek 16 - Výsledek analýzy zadané ojnice při nejvyšším tahovém namáhání (17 500 ot/min).

#### 4.4. Optimalizace tvaru

Z výše zmíněných výsledků je zřejmé, že zadaná ojnice nesplňovala požadované kritérium minimální bezpečnosti 1,2 při maximálním tlakovém namáhání. Byla tedy experimentálně provedena řada optimalizačních změn, které měly docílit zlepšení návrhu.

##### 1. Průřez dřívku:

Byl upraven průřez dřívku podle obrázku 17. Zde bylo nutné přidat velké množství materiálu pro snížení celkového napětí při tlakovém namáhání. Obsah plochy průřezu původní verze byl 122 mm<sup>2</sup>, optimalizované 166 mm<sup>2</sup>.



Obrázek 17 – Porovnání nejužšího místa dřívku původní a optimalizované ojnice.

2. Zaoblení vybrání dřívku:

Bylo zvětšeno zaoblení dna vybrání dřívku z poloměru 2mm na 4 mm, jelikož zde docházelo k významné koncentraci napětí při tlakovém namáhání.

3. Šířka ojnice:

Původní verze ojnice měla ve svojí celé délce šířku 18 mm a kolem obou ok byla osazení, která ji rozšiřovala na 20 mm. Nová verze měla šířku 20 mm a v oblasti dřívku byla plynule zúžena na 19 mm. Tím byla odstraněna osazení kolem ok. Tato úprava byla provedena z důvodu rozšíření dřívku a především z technologických důvodů. Je doporučeno obzvláště u hliníkových součástí používat co největší poloměry zaoblení pro eliminaci vzniku únavových trhlin.

4. Spodní oko ojnice:

Jelikož zadaná ojnice vyhovuje s rezervou požadované bezpečnosti při tahovém namáhání, byl experimentálně zmenšen vnější průměr spodního oka ojnice (z  $\varnothing$  43 mm na  $\varnothing$  41,5 mm) pro odhad ideálního dimenzování při stanovených požadavcích.

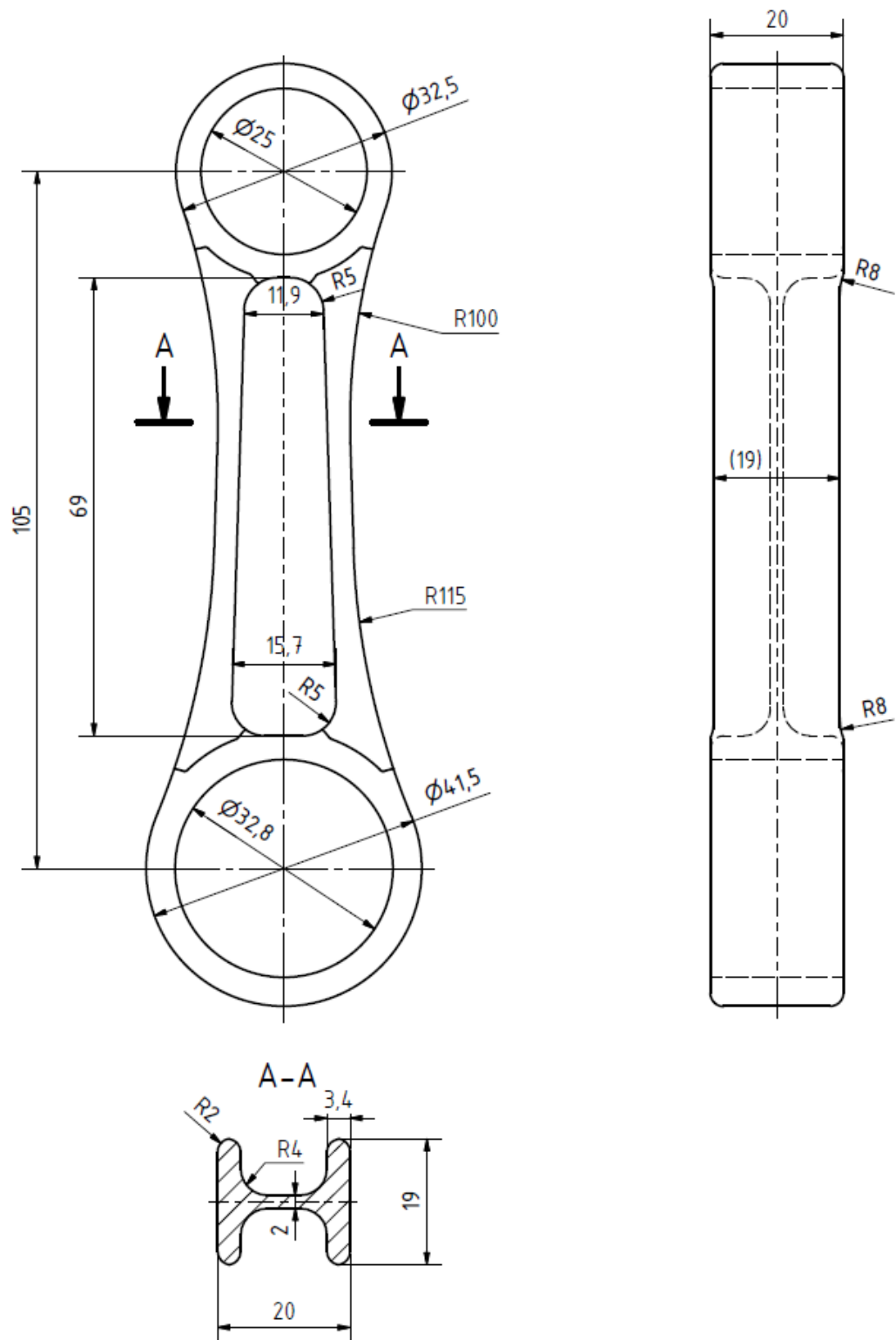
Na základě těchto poznatků vznikla nová optimalizovaná verze ojnice, která je zobrazena na obrázku 18. Tabulka 3 představuje základní mechanické parametry nové ojnice, které byly následně opět dosazeny do *GT-Cranktrain* pro získání nových hodnot zatížení ojnice, což je shrnuto v tabulce 5. Síly mezi pístním čepem a horním okem ojnice se nezměnily, došlo pouze k drobné korekci obou zrychlení ve směru osy y. Hmotnost upravené verze byla vypočtena na 92 g oproti 86 g původního provedení.

Tabulka 3 – Základní mechanické vlastnosti optimalizované ojnice

Hmotnost [g]	92
Délka [mm]	105
Moment setrvačnosti k těžišti [kg.mm <sup>2</sup> ]	171,4
Poloha těžiště (vzhledem k souřadnému systému v ose spodního oka ojnice) [mm]	$x_T = 0$ $y_T = 47,6$

Tabulka 4 - Hodnoty zatížení nové ojnice pro MKP výpočty

Tlakové namáhání (12 000 ot.min <sup>-1</sup> )	
Síla $F_Y$ [N]	47 443
Zrychlení ojnice ve směru y [m.s <sup>-2</sup> ]	41 643
Tahové namáhání (17 500 ot.min <sup>-1</sup> )	
Síla $F_Y$ [N]	25 452
Zrychlení ojnice ve směru y [m.s <sup>-2</sup> ]	89 968

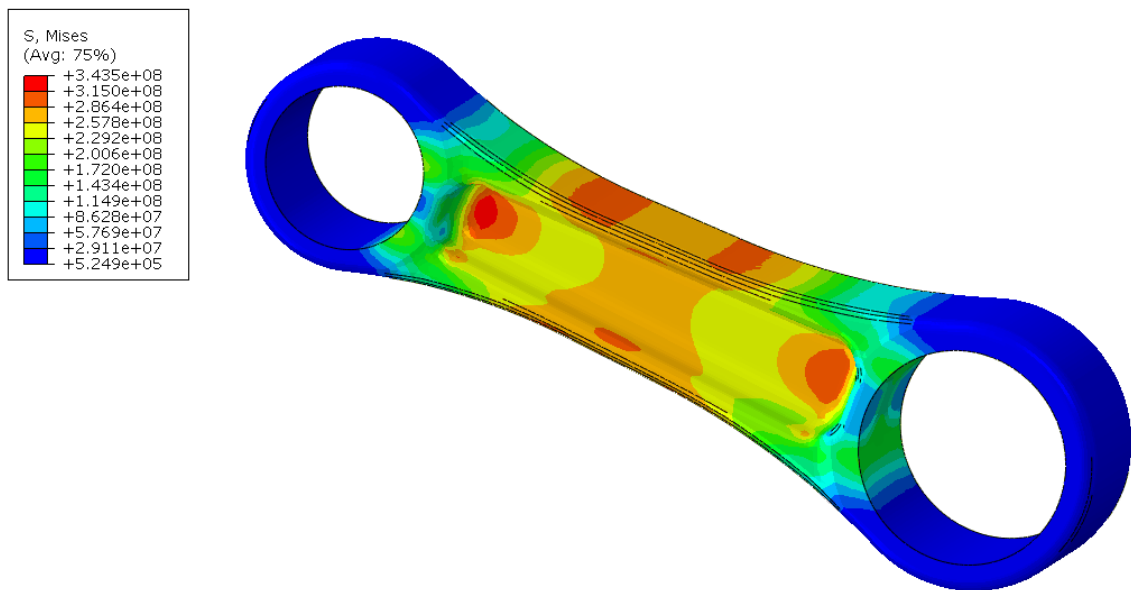


Obrázek 18 – Nákres optimalizované ojnice

## 4.5. Výsledky MKP analýzy optimalizované ojnice

### 4.5.1. Tlakové namáhání

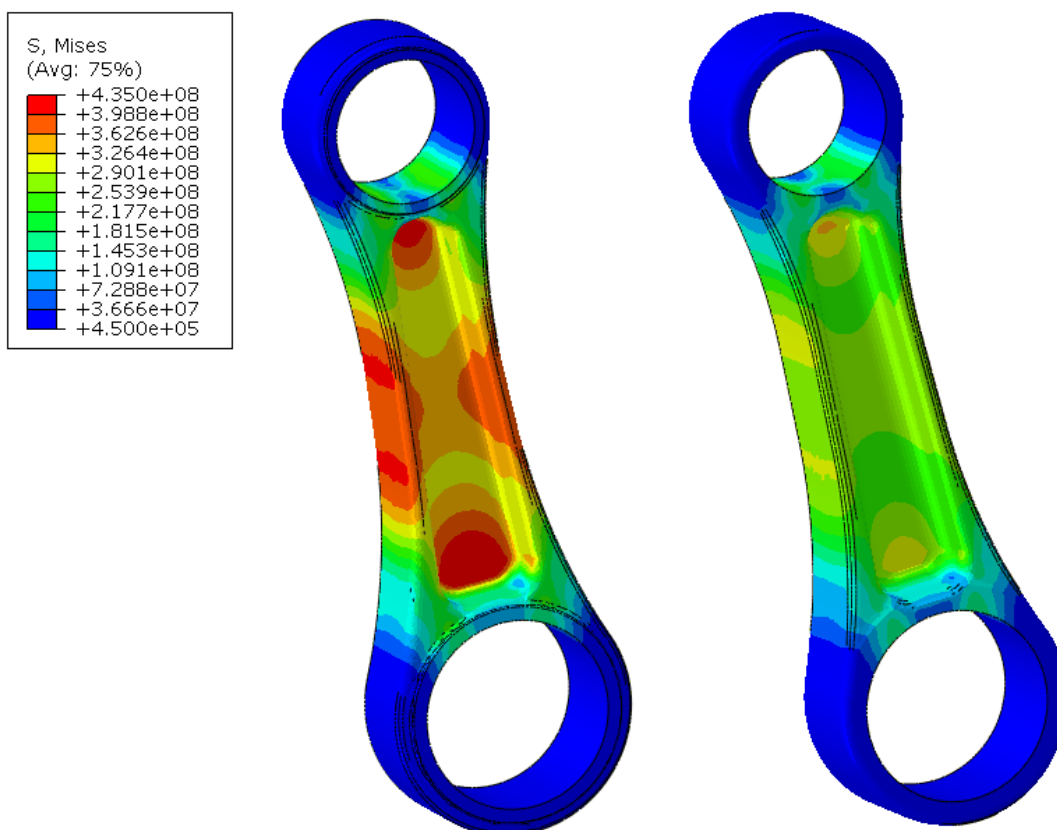
Na obrázku 19 je ukázán výsledek analýzy nové ojnice při maximálním tlakovém namáhání. Špička napětí se nacházela na přechodu příčky ojnice a horního ojničního oka, ale již dosahovala podstatně menších hodnot kolem 343,5 MPa. Výsledná bezpečnost vůči mezi kluzu při tomto zátěžném stavu je 1,38, což již s rezervou vyhovuje zadání. Zde by se nabízel prostor pro další optimalizace a snižování hmotnosti.



Obrázek 19 - Výsledek analýzy optimalizované ojnice při nejvyšším tlakovém namáhání (12 000 ot/min).

Obrázek 20 nabízí přímé porovnání zadané a optimalizované ojnice ve stejném rozsahu barev pro určité intervaly napětí. Díky nové ojnice již není přetěžován a koncentrace napětí v přechodu vybrání není již tak dramatická jako v předchozím případě.

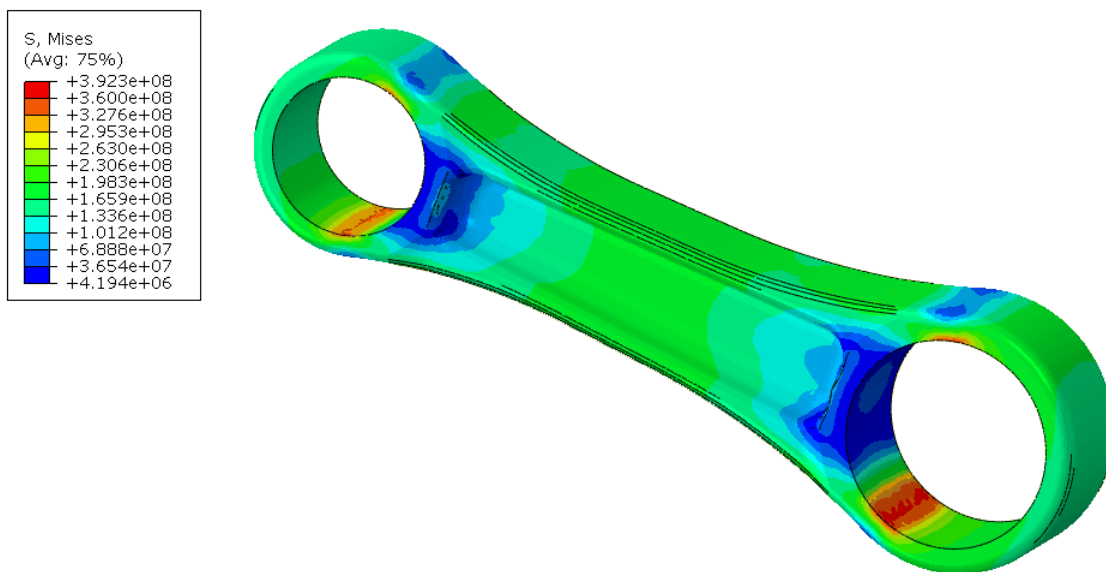




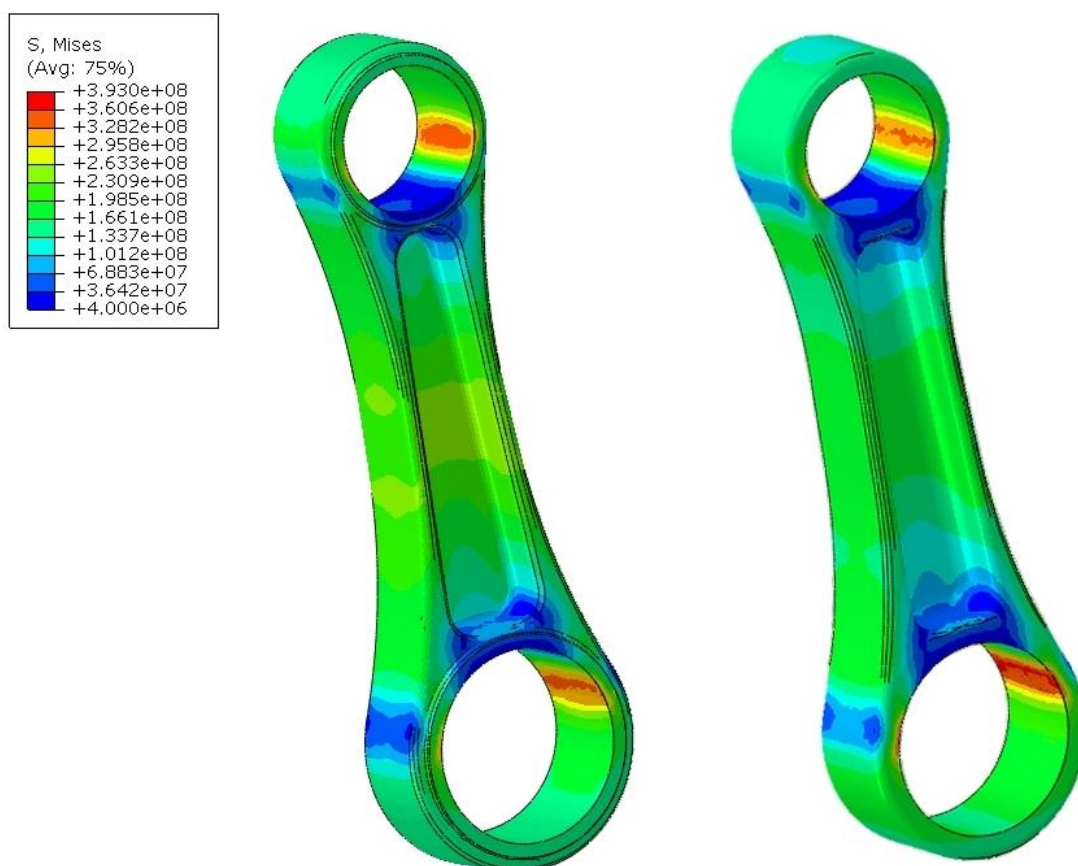
Obrázek 20 – Porovnání původní (vlevo) a optimalizované ojnice (vpravo) při tlakovém namáhání (12 000 ot/min).

#### 4.5.2. Tahové namáhání

Obrázek 21 ukazuje výsledek analýzy při maximálním tahu. V oblasti horního oka vznikalo největší napětí asi 360 MPa, což je téměř shodný výsledek jako u předchozí verze. Nicméně rozšíření šířky ojnice v této části přispělo k určitému zlepšení v jeho rozložení, jak ukazuje obrázek 22, který nabízí přímé srovnání obou ojnic. Experimentální pokus o odlehčení spodního oka docílil vznik nejvyššího napětí 392 MPa v této oblasti. Bezpečnost vůči mezi kluzu v tomto případě vychází 1,21, takže se jedná o optimálně navržený rozměr. Podobným způsobem by mohlo být odlehčeno i horní oko pro optimalizaci hmotnosti.



Obrázek 21 - Výsledek analýzy zadané ojnice při nejvyšším tahovém namáhání (17 500 ot/min).



Obrázek 22 - Porovnání původní (vlevo) a optimalizované ojnice (vpravo) při tahovém namáhání (17 500 ot/min).

## 5. Analytický výpočet ojnice

Pro srovnání s moderními výpočetními metodami byla provedena klasická analytická kontrola na optimalizované ojnici.

### 5.1. Kontrola horního a spodního oka ojnice

Oka ojnice jsou nejvíce zatěžována při maximálních otáčkách  $17\,500 \text{ min}^{-1}$  na konci výfukového zdvihu. Jedná se o stav, kdy je ojnice namáhána největší tahovou silou, tak jak to již bylo nasimulováno pomocí MKP analýzy. Výpočet byl proveden podle [1].

Nejprve byla spočítána velikost setrvačné síly v tomto zátěžném stavu.

$$F'_s = m'_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) = 0,254 \text{ kg} \cdot 0,02425 \text{ m} \cdot (1833 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1})^2 \cdot (1 + 0,23) = \\ = 25455 \text{ N}$$

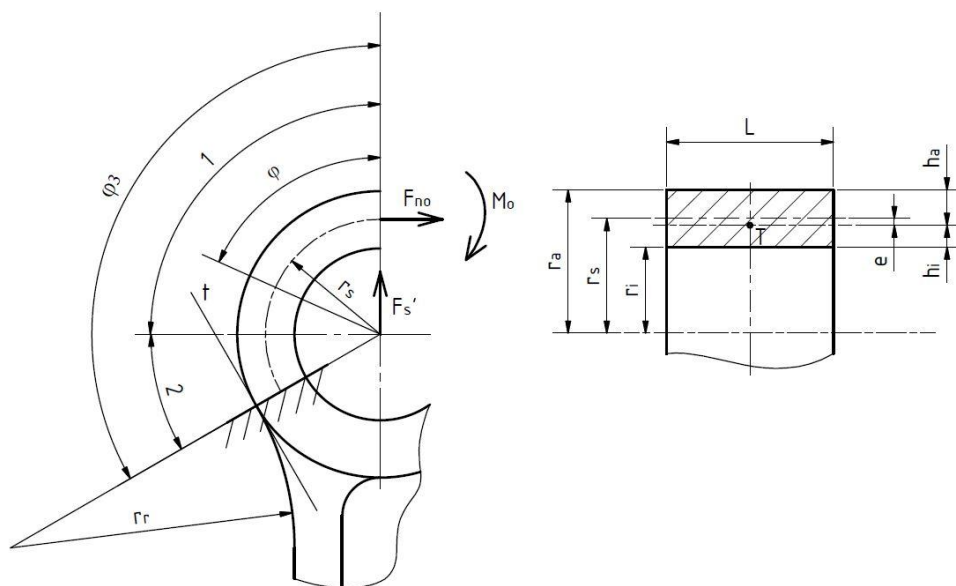
$$m'_p = m_{pt} + m_{pc} = 230 \text{ g} + 24 \text{ g} = 254 \text{ g}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 17500 \text{ ot. min}^{-1}}{30} = 1833 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\lambda = \frac{r}{l_o} = \frac{\frac{48,5 \text{ mm}}{2}}{105 \text{ mm}} = 0,23$$

$m_{pt}$ ... hmotnost pístu včetně pístních kroužků	[kg]
$m_{pc}$ ... hmotnost pístního čepu	[kg]
$r$ ... poloměr kliky	[mm]
$\lambda$ ... parametr klikového mechanismu	[1]
$l_o$ ... délka ojnice	[mm]
$\omega$ ... úhlová rychlost	[rad.s <sup>-1</sup> ]

Kromě napětí od setrvačné síly vzniká v oku též napětí od nalisování kluzného ložiska a z působení rozdílných teplotních roztažností oka a ložiska. Nicméně toto napětí v tomto případě nebylo uvažováno. Napětí od nalisování je nutno uvažovat v případech, kdy je pístní čep zalisován do ojnice a uložen otočně v pístu.



Obrázek 23 – Schéma úlohy analytického výpočtu ojnicních ok. Překresleno dle [1].

### 5.1.1. Kontrola horního oka ojnice

Oko ojnice se považovalo za křivý vetknutý prut v přechodu oka ojnice do dříku a to v místě, kde vnější zaoblení o poloměru  $r$ , má společnou tečnu s vnější kružnicí oka, jak je naznačeno na obrázku 23. V tabulce 5 jsou vypsány vstupní geometrické parametry pro výpočet.

Tabulka 5 – Vstupní hodnoty pro výpočet horního oka ojnice (podle obrázku 23)

$r_i$ [mm]	12,5
$r_a$ [mm]	16,25
$\varphi_3$ [°]	109
$L$ [mm]	20

$$r_s = \frac{r_i + r_a}{2} = \frac{12,5 \text{ mm} + 16,25 \text{ mm}}{2} = 14,4 \text{ mm}$$

$r_s$ ... střední poloměr horního oka ojnice (poloměr prutu) [mm]

Na základě empirických vztahů byl vypočítán ohybový moment  $M_0$  a normální síla  $F_{N0}$  v průřezu  $\varphi = 0$ . Úhel  $\varphi_3$  se dosazoval ve stupních.

$$M_0 = F'_s \cdot r_s (0,00033 \cdot \varphi_3 - 0,0297) = 25455 \text{ N} \cdot 0,0144 \text{ m} (0,00033 \cdot 109^\circ - 0,0297) = 2,3 \text{ Nm}$$

$$F_{N0} = F'_s \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_3) = 25455 \text{ N} (0,572 - 0,0008 \cdot 109^\circ) = 12341 \text{ N}$$

První část ( $\varphi = 0^\circ \div 90^\circ$ )

Pro první část prutu v rozmezí úhlu  $\varphi$  od  $0^\circ$  do  $90^\circ$  platí pro průběh ohybového momentu  $M_1$  a průběh normální síly  $F_{N1}$  následující vztahy.

$$\begin{aligned} M_1 &= M_0 + F_{N0} \cdot r_s (1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot F'_s \cdot r_s (1 - \cos\varphi) = \\ &= 2,3 \text{ Nm} + 12341 \text{ N} \cdot 0,0144 \text{ m} (1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot 25455 \text{ N} \cdot 0,0144 \text{ m} (1 - \cos\varphi) = \\ &= 2,3 \text{ Nm} + 177,7 \text{ Nm} \cdot (1 - \cos\varphi) - 183,3 \text{ Nm} \cdot (1 - \cos\varphi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{N1} &= F_{N0} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot F'_s (1 - \cos\varphi) = 12341 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot 25455 \text{ N} \cdot (1 - \cos\varphi) = \\ &= 12341 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12723 \text{ N} \cdot (1 - \cos\varphi) \end{aligned}$$

Ohybová napětí v nejdlejších vláknech průřezu se vypočítaly z těchto vztahů.

$$\begin{aligned} \sigma_{maxi1} &= \frac{M_1 \cdot h_i}{S_H \cdot e \cdot r_i} = \\ &= \frac{[2,3 \text{ Nm} + 177,7 \text{ Nm} \cdot (1 - \cos\varphi) - 183,3 \text{ Nm} \cdot (1 - \cos\varphi)] \cdot 1,82 \text{ mm}}{75 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 12,5 \text{ mm}} = \\ &= [55,8 - 135,9(1 - \cos\varphi)] \text{ MPa} \end{aligned}$$

$\sigma_{maxi1}$  ... ohybové napětí na vnitřním průměru oka v části 1 [MPa]

$$\sigma_{maxa1} = \frac{M_1 \cdot h_a}{S_H \cdot e \cdot r_a} =$$

$$= \frac{[2,3 \text{ Nm} + 177,7 \text{ Nm} \cdot (1 - \cos\varphi) - 183,3 \text{ Nm} \cdot (1 - \cos\varphi)] \cdot 1000 \cdot 1,93 \text{ mm}}{75 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 16,25 \text{ mm}} =$$

$$= [45,5 - 110,9(1 - \cos\varphi)] \text{ MPa}$$

$\sigma_{maxa1}$ ... ohybové napětí na vnějším průměru oka v části 1 [MPa]

$$h = r_a - r_i = 16,25 \text{ mm} - 12,5 \text{ mm} = 3,75 \text{ mm}$$

$$h_i = r_s - r_i - e = 14,4 \text{ mm} - 12,5 \text{ mm} - 0,08 \text{ mm} = 1,82 \text{ mm}$$

$$h_a = h - h_i = 3,75 \text{ mm} - 1,82 \text{ mm} = 1,93 \text{ mm}$$

$$e \cong \frac{h^2}{12 \cdot r_s} = \frac{(3,75 \text{ mm})^2}{12 \cdot 14,4 \text{ mm}} = 0,08 \text{ mm}$$

$$S_H = h \cdot L = 3,75 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} = 75 \text{ mm}^2$$

e ... vzdálenost neutrálné osy od těžiště průřezu [mm]

h... výška průřezu oka [mm]

$h_i$ ... výška průřezu oka pod neutrálnou osou [mm]

$h_a$ ... výška průřezu nad neutrálnou osou [mm]

$S_H$ ... obsah průřezu horního oka [mm<sup>2</sup>]

L... šířka průřezu oka [mm]

Pro výpočet normálního napětí v prutu platí tento vztah.

$$\sigma_{N1} = \frac{F_{N1}}{S_H} = \frac{12341 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12723 \text{ N} \cdot (1 - \cos\varphi)}{75 \text{ mm}^2} =$$

$$= [164,5 \cdot \cos\varphi + 169,6 \cdot (1 - \cos\varphi)] \text{ MPa}$$

Druhá část ( $\varphi = 90^\circ \div 109^\circ$ )

Pro druhou část prutu v rozmezí úhlu  $\varphi$  od  $90^\circ$  do  $109^\circ$  platí pro průběh ohybového momentu  $M_1$  a průběh normální síly  $F_{N1}$  následující vztahy.

$$\begin{aligned} M_2 &= M_0 + F_{N0} \cdot r_s(1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot F'_s \cdot r_s(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\ &= 2,3 \text{ Nm} + 12341 \text{ N} \cdot 0,0144 \text{ m}(1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot 25455 \text{ N} \cdot 0,0144 \text{ m}(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\ &= 2,3 \text{ Nm} + 177,7 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 183,3 \text{ Nm}(\sin\varphi - \cos\varphi) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{N2} &= F_{N0} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot F'_s(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\ &= 12341 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot 25455 \text{ N}(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\ &= 12341 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12728 \text{ N}(\sin\varphi - \cos\varphi) \end{aligned}$$

Ohybová napětí v nejdlejších vláknech průřezu se vypočtou z těchto vztahů.

$$\begin{aligned} \sigma_{maxi2} &= \frac{M_2 \cdot h_i}{S_H \cdot e \cdot r_i} = \\ &= \frac{[2,3 \text{ Nm} + 177,7 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 183,3 \text{ Nm}(\sin\varphi - \cos\varphi)] \cdot 1,82 \text{ mm}}{75 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 12,5 \text{ mm}} = \\ &= [45,5 + 4312,2(1 - \cos\varphi) - 4448,1(\sin\varphi - \cos\varphi)] \text{ MPa} \\ \sigma_{maxi2} \dots \text{ ohybové napětí na vnitřním průměru oka v části 2} \quad [\text{MPa}] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{maxa2} &= \frac{M_2 \cdot h_a}{S_H \cdot e \cdot r_a} = \\ &= \frac{[2,3 \text{ Nm} + 177,7 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 183,3 \text{ Nm}(\sin\varphi - \cos\varphi)] \cdot 1,93 \text{ mm}}{75 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 16,25 \text{ mm}} = \\ &= [55,8 + 3517,5(1 - \cos\varphi) - 3628,4(\sin\varphi - \cos\varphi)] \text{ MPa} \\ \sigma_{maxa2} \dots \text{ ohybové napětí na vnějším průměru oka v části 2} \quad [\text{MPa}] \end{aligned}$$

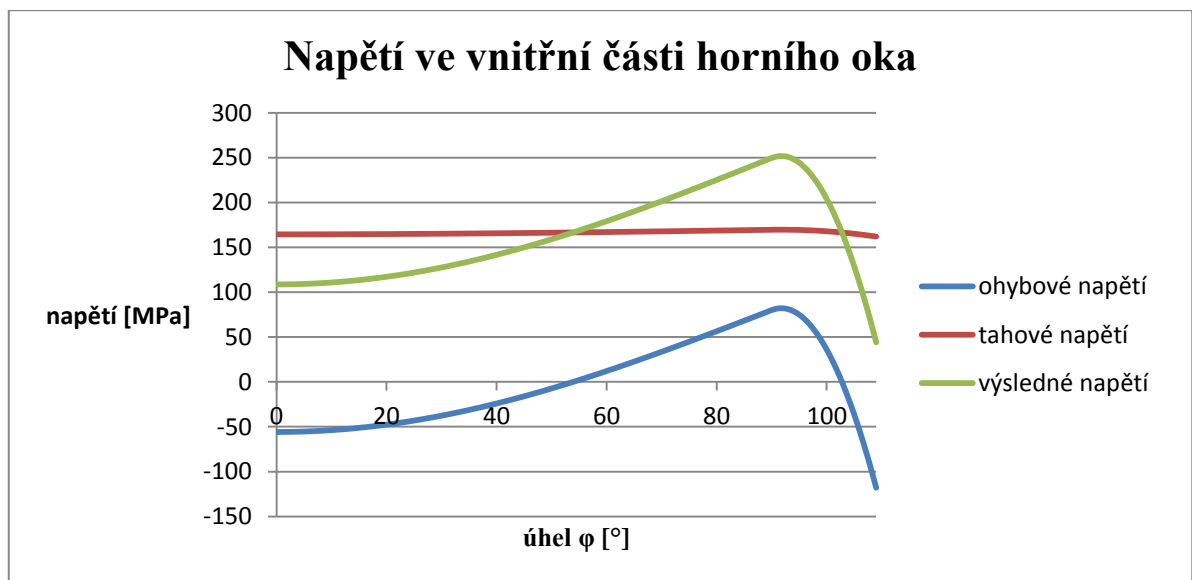
Pro výpočet normálního napětí v prutu platí tento vztah.

$$\begin{aligned} \sigma_{N2} &= \frac{F_{N2}}{S} = \frac{12341 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12728 \text{ N} \cdot (\sin\varphi - \cos\varphi)}{75 \text{ mm}^2} = \\ &= [164,5 \cdot \cos\varphi + 169,7 \cdot (\sin\varphi - \cos\varphi)] \text{ MPa} \end{aligned}$$

## Vyhodnocení

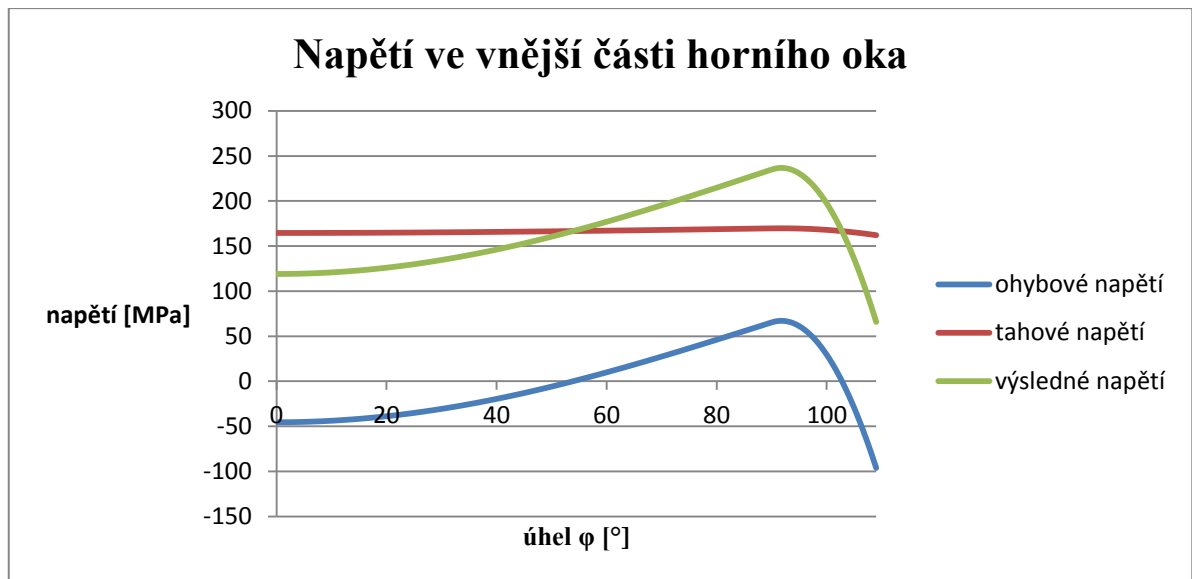
Na obrázku 24 (grafy byly vytvořeny pomocí *Microsoft Excel*) je vyhodnocení průběhů napětí ve vnitřní části horního ojnicního oka. Nejvyšší hodnoty 251,8 MPa dosahovalo výsledné napětí při úhlu  $\varphi = 92^\circ$ . MKP výpočtem bylo zjištěno napětí rozsahu 327,6 ÷ 360 MPa v oblasti kolem  $\varphi = 105^\circ$ . Trendy růstu a poklesu napětí se u obou přístupů přibližně shodují. Tento velký rozdíl v hodnotách napětí mohl být způsoben více vlivy. Analytický výpočet neuvažuje jiné zatížení než setrvačnou sílu pístu a pístního čepu. Nicméně její velikost (25 455 N) vyšla téměř stejně jako ta z *GT-Cranktrain* (25 452 N). V MKP modelu bylo navíc zahrnuto zrychlení ve směru osy y. Další příčinou neshody výsledků mohlo být zjednodušení tvaru ojnicního oka na vetknutý nosník. V neposlední řadě by výsledek mohl být ovlivněn zjednodušením skutečného průřezu do tvaru obdélníku.

Na obrázku 25 je vyhodnocení průběhů napětí ve vnější části horního ojnicního oka. Nejvyšší hodnoty 236,7 MPa dosahovalo výsledné napětí při úhlu  $\varphi = 92^\circ$ . MKP výpočtem bylo zjištěno největší napětí rozsahu 165,9÷198,3 MPa v oblasti kolem  $\varphi = 90^\circ$ . Místa maximálního napětí se téměř shodují, ale analytická metoda odhaduje vznik vyššího napětí. To by mohlo být opět způsobeno zjednodušením úlohy na vetknutý nosník. Průběh výsledného napětí na vnější části horního oka dosahuje svého minima 44 MPa u vetknutí při úhlu  $\varphi = 109^\circ$ . Tato skutečnost je pozorovatelná i u MKP analýzy, kde je minimální napětí v rozsahu 37 ÷ 68 MPa.



Obrázek 24 – Závislost ohybových napětí ( $\sigma_{maxi1}$  a  $\sigma_{maxi2}$ ), tahových napětí ( $\sigma_{N1}$  a  $\sigma_{N2}$ ) a výsledného napětí (součet ohybového a tahového napětí) v závislosti na úhlové souřadnici  $\varphi$  ve vnitřní části horního oka.





Obrázek 25 - Závislost ohybových napětí ( $\sigma_{maxa1}$  a  $\sigma_{maxa2}$ ), tahových napětí ( $\sigma_{N1}$  a  $\sigma_{N2}$ ) a výsledného napětí (součet ohybového a tahového napětí) v závislosti na úhlové souřadnici  $\varphi$  ve vnější části horního oka.

### 5.1.2. Kontrola dolního oka ojnice

Spodní oko se počítalo stejným způsobem jako oko horní, včetně velikosti zátěžné síly, jediným rozdílem byla jiná geometrie průřezu oka (podle obrázku 23), jak je ukázáno v tabulce 6.

Tabulka 6 - Vstupní hodnoty pro výpočet dolního oka ojnice (podle obrázku 23)

$r_i$ [mm]	16,4
$r_a$ [mm]	20,75
$\varphi_3$ [°]	108
L [mm]	20

$$r_s = \frac{r_i + r_a}{2} = \frac{16,4 \text{ mm} + 20,75 \text{ mm}}{2} = 18,6 \text{ mm}$$

$r_s$ ... střední poloměr spodního oka ojnice (poloměr prutu) [mm]

$$M_0 = F'_s \cdot r_s (0,00033 \cdot \varphi_3 - 0,0297) = 25455 \text{ N} \cdot 0,0187 \text{ m} (0,00033 \cdot 108^\circ - 0,0297) = 2,8 \text{ Nm}$$

$$F_{N0} = F'_s \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_3) = 25455 \text{ N} (0,572 - 0,0008 \cdot 108^\circ) = 12361 \text{ N}$$

$M_0$ ...ohybový moment v průřezu  $\varphi = 0^\circ$  [Nm]

$F_{N0}$ ...tahová síla v průřezu  $\varphi = 0^\circ$  [N]

První část ( $\varphi = 0^\circ \div 90^\circ$ )

$$\begin{aligned} M_1 &= M_0 + F_{N0} \cdot r_s(1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot F'_s \cdot r_s(1 - \cos\varphi) = \\ &= 2,8 \text{ Nm} + 12361 \text{ N} \cdot 0,0186 \text{ m}(1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot 25455 \text{ N} \cdot 0,0186 \text{ m}(1 - \cos\varphi) = \\ &= 2,8 \text{ Nm} + 229,9 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 236,7 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) \end{aligned}$$

$$F_{N1} = F_{N0} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot F'_s(1 - \cos\varphi) = 12361 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12728 \text{ N} \cdot (1 - \cos\varphi)$$

$$M_1 \dots \text{ohybový moment v části 1} \quad [\text{Nm}]$$

$$F_{N1} \dots \text{tahová síla v části 1} \quad [\text{N}]$$

$$\begin{aligned} \sigma_{maxi1} &= \frac{M_1 \cdot h_i}{S_D \cdot e \cdot r_i} = \\ &= \frac{[2,8 \text{ Nm} + 229,9 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 236,7 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi)] \cdot 2,12 \text{ mm}}{87 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 16,4 \text{ mm}} = \\ &= [52 - 126,3 \cdot (1 - \cos\varphi)] \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{maxi1} \dots \text{ohybové napětí na vnitřním průměru oka v části 1} \quad [\text{MPa}]$$

$$\begin{aligned} \sigma_{maxa1} &= \frac{M_1 \cdot h_a}{S_D \cdot e \cdot r_a} = \\ &= \frac{[2,8 \text{ Nm} + 229,9 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 236,7 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi)] \cdot 2,23 \text{ mm}}{87 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 20,8 \text{ mm}} = \\ &= [43,1 - 104,7 \cdot (1 - \cos\varphi)] \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\sigma_{maxa1} \dots \text{ohybové napětí na vnějším průměru oka v části 1} \quad [\text{MPa}]$$

$$h = r_a - r_i = 20,75 \text{ mm} - 16,4 \text{ mm} = 4,35 \text{ mm}$$

$$h_i = r_s - r_i - e = 18,6 \text{ mm} - 16,4 \text{ mm} - 0,08 \text{ mm} = 2,12 \text{ mm}$$

$$h_a = h - h_i = 4,35 \text{ mm} - 2,12 \text{ mm} = 2,23 \text{ mm}$$

$$e \cong \frac{h^2}{12 \cdot r_s} = \frac{(4,35 \text{ mm})^2}{12 \cdot 18,6 \text{ mm}} = 0,08 \text{ mm}$$

$$S_D = h \cdot L = 4,35 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm} = 87 \text{ mm}^2$$

e ... vzdálenost neutrálné osy od těžiště průřezu [mm]

h... výška průřezu oka [mm]

h<sub>i</sub>... výška průřezu oka pod neutrálnou osou [mm]

h<sub>a</sub>... výška průřezu nad neutrálnou osou [mm]

S<sub>D</sub>... obsah průřezu spodního oka [mm<sup>2</sup>]

L... šířka průřezu oka [mm]

$$\begin{aligned} \sigma_{N1} &= \frac{F_{N1}}{S_D} = \frac{12361 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12728 \text{ N} \cdot (1 - \cos\varphi)}{87 \text{ mm}^2} = \\ &= 142,1 \cdot \cos\varphi + 146,3 \cdot (1 - \cos\varphi) \end{aligned}$$

σ<sub>N1</sub>... normální napětí v části 1 [MPa]

Druhá část (φ = 90° ÷ 109°)

$$\begin{aligned} M_2 &= M_0 + F_{N0} \cdot r_s(1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot F'_s \cdot r_s(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\ &= 2,8 \text{ Nm} + 12361 \text{ N} \cdot 0,0187 \text{ m}(1 - \cos\varphi) - 0,5 \cdot 25455 \text{ N} \cdot 0,0187 \text{ m}(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\ &= 2,8 \text{ Nm} + 229,9 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 236,7 \text{ Nm}(\sin\varphi - \cos\varphi) \end{aligned}$$

M<sub>2</sub>...ohybový moment v části 2 [Nm]

$$\begin{aligned}
F_{N2} &= F_{N0} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot F'_s(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\
&= 12361 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 0,5 \cdot 25455 \text{ N}(\sin\varphi - \cos\varphi) = \\
&= 12361 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12728 \text{ N}(\sin\varphi - \cos\varphi)
\end{aligned}$$

$F_{N2}$ ...normální síla v části 2 [N]

$$\begin{aligned}
\sigma_{maxi2} &= \frac{M_2 \cdot h_i}{S_D \cdot e \cdot r_i} = \\
&= \frac{[2,8 \text{ Nm} + 229,9 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 236,7 \text{ Nm}(\sin\varphi - \cos\varphi)] \cdot 2,12 \text{ mm}}{87 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 16,4 \text{ mm}} = \\
&= [52 + 4269,9 \cdot (1 - \cos\varphi) - 4396,2 \cdot (\sin\varphi - \cos\varphi)] \text{ MPa}
\end{aligned}$$

$\sigma_{maxi2}$  ... ohybové napětí na vnitřním průměru oka v části 2 [MPa]

$$\begin{aligned}
\sigma_{maxa2} &= \frac{M_2 \cdot h_a}{S_D \cdot e \cdot r_a} = \\
&= \frac{[2,8 \text{ Nm} + 229,9 \text{ Nm}(1 - \cos\varphi) - 236,7 \text{ Nm}(\sin\varphi - \cos\varphi)] \cdot 2,23 \text{ mm}}{87 \text{ mm}^2 \cdot 0,08 \text{ mm} \cdot 20,8 \text{ mm}} = \\
&= [43,1 + 3541,4 \cdot (1 - \cos\varphi) - 3646,1 \cdot (\sin\varphi - \cos\varphi)] \text{ MPa}
\end{aligned}$$

$\sigma_{maxa2}$  ... ohybové napětí na vnějším průměru oka v části 2 [MPa]

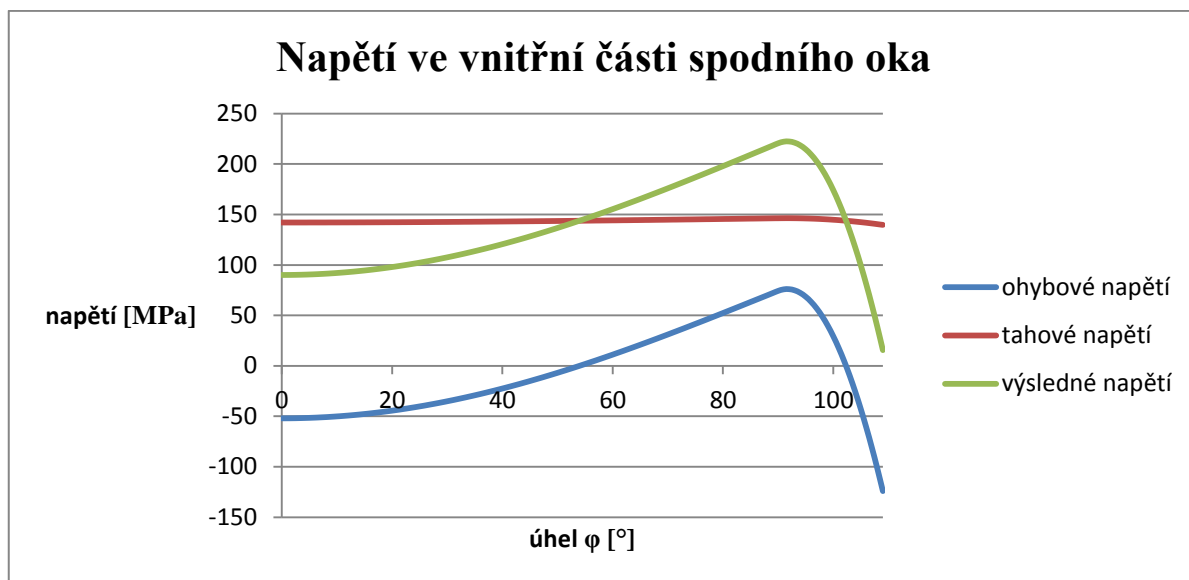
$$\begin{aligned}
\sigma_{N2} &= \frac{F_{N2}}{S_D} = \frac{12361 \text{ N} \cdot \cos\varphi + 12728 \text{ N} \cdot (1 - \cos\varphi)}{87 \text{ mm}^2} = \\
&= 142,1 \cdot \cos\varphi + 146,3 \cdot (1 - \cos\varphi)
\end{aligned}$$

$\sigma_{N2}$ ... tahové napětí v části 2 [MPa]

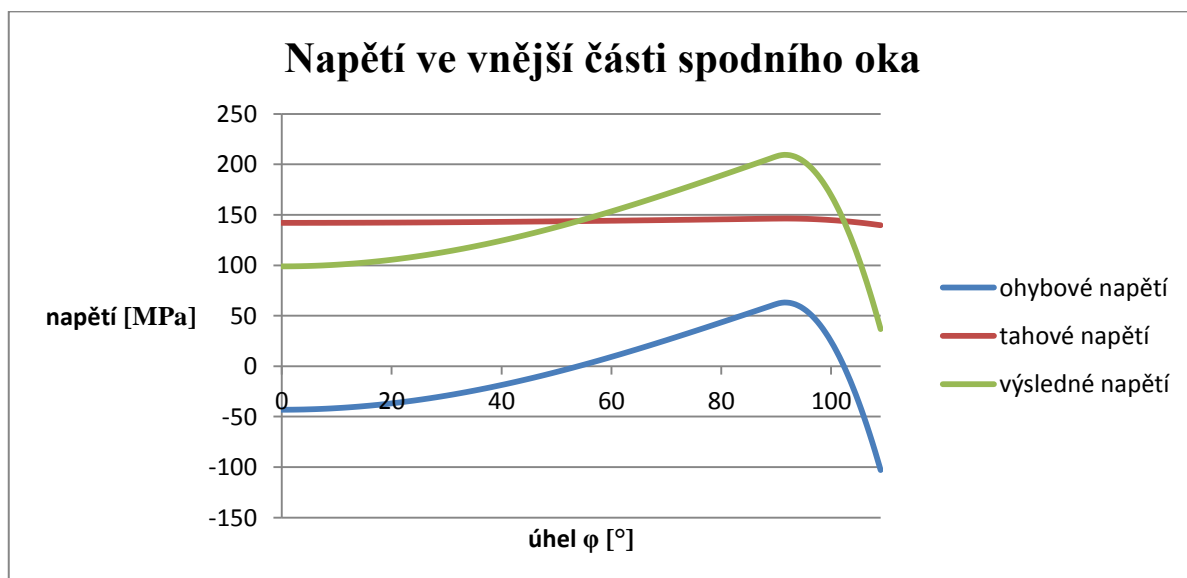
### Vyhodnocení

Na obrázku 26 jsou ukázány průběhy napětí ve vnitřní části spodního ojnicního oka. Nejvyšší hodnoty 222,4 MPa dosahovalo výsledné napětí při úhlu  $\varphi = 92^\circ$ . MKP výpočtem bylo zjištěno napětí rozsahu 360 ÷ 392,3 MPa v oblasti kolem  $\varphi = 110^\circ$ . Příčiny neshody velikostí napětí i polohy maxim by mohli být stejné jako u vnitřní části horního oka.

Na obrázku 27 je zobrazení průběhů napětí ve vnější části spodního ojničního oka. Nejvyšší hodnoty 209,4 MPa dosahovalo výsledné napětí při úhlu  $\varphi = 92^\circ$ . MKP výpočtem bylo zjištěno napětí rozsahu 198,3 ÷ 230,6 MPa v oblasti kolem  $\varphi = 80^\circ$ . Obě napětí se téměř shodují. Nicméně MKP výpočet odhaduje výskyt maxima na nižší hodnotě souřadnice  $\varphi$ . Příčina by mohla být opět stejná, jako byla uvedena u vnější části horního oka.



Obrázek 26 - Závislost ohybových napětí ( $\sigma_{maxi1}$  a  $\sigma_{maxi2}$ ), tahových napětí ( $\sigma_{N1}$  a  $\sigma_{N2}$ ) a výsledného napětí (součet ohybového a tahového napětí) v závislosti na úhlové souřadnici  $\varphi$  ve vnitřní části spodního oka.



Obrázek 27 - Závislost ohybových napětí ( $\sigma_{maxa1}$  a  $\sigma_{maxa2}$ ), tahových napětí ( $\sigma_{N1}$  a  $\sigma_{N2}$ ) a výsledného napětí (součet ohybového a tahového napětí) v závislosti na úhlové souřadnici  $\varphi$  ve vnější části spodního oka.

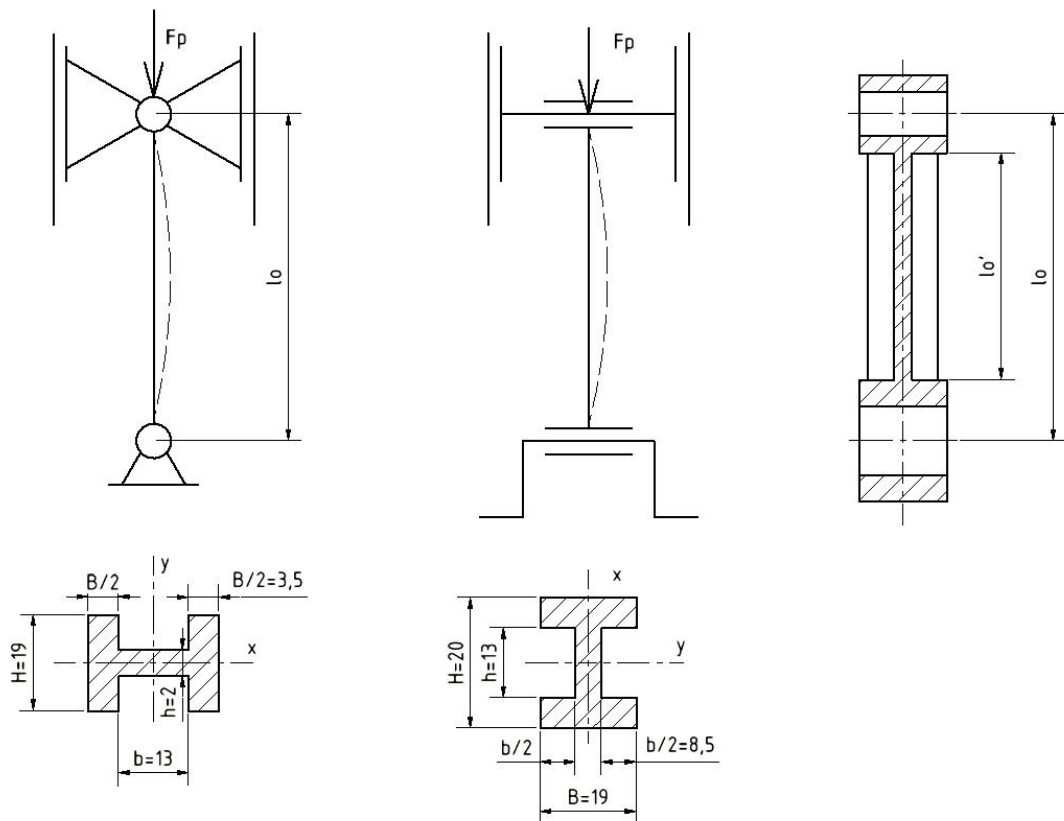
## 5.2. Kontrola ojnice na vzpěr

Zátěžný stav této kontroly byl stejný jako v případě MKP výpočtu při otáčkách nejvyššího točivého momentu. Nejdříve bylo nutné získat maximální velikost síly, která je důsledkem tlaku ve spalovacím prostoru a působí přes píst a pístní čep na ojnici. Z grafu průběhu tlaku v závislosti na natočení klikového hřídele při 12 000 otáčkách za minutu (obrázek 4), nalezneme při natočení 9° klikového hřídele maximum tlaku  $p_{max} = 11,6 \text{ MPa}$ . Dále byla uvažována setrvačná síla pístu včetně pístního čepu, která působí opačným směrem. K jejímu výpočtu byl použit graf zrychlení ojnice v axiálním směru (stejná velikost i u pístu), kde byla odečtena hodnota  $a = 41\,643 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  (obrázek 8) opět při 9° natočení klikového hřídele.

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} - m'_p \cdot a = \frac{\pi \cdot (0,081 \text{ m})^2}{4} \cdot 11,6 \text{ MPa} - 0,254 \text{ kg} \cdot 41643 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} =$$

$$= 47443 \text{ N}$$

Můžeme si všimnout, že tato síla velikostí odpovídala té, která byla získána z *GT-Cranktrain* pro MKP analýzu při nejvyšším tlaku (obrázek 5), což potvrzuje tuto teorii.



Obrázek 28 – Schématický rozbor úlohy vzpěru. Vlevo je II. případ a vpravo IV. případ vzpěru. (Průřezy nejsou pro větší názornost ve skutečných proporcích.) Překresleno dle [1].

### Vybočení ve směru osy x

První kontrola na vzpěr byla provedena při vybočení ve směru osy x, jak ilustruje levá část obrázku 28. Zde se uvažoval druhý případ vzpěru se vzpěrnou délkou rovnou délce ojnice  $l_o$ . Nejprve byl zjištěn kvadratický moment nejmenšího průřezu podle [7], který byl pro tento výpočet zjednodušen zanedbáním zaoblení hran. Obsah plochy tohoto průřezu byl zjištěn skutečný pomocí programu *Inventor* (obrázek 18).

$$J_{xmin} = \frac{B \cdot H^3 + b \cdot h^3}{12} = \frac{7mm \cdot (19mm)^3 + 13mm \cdot (2mm)^3}{12} = 4010 mm^4$$

$$A = 166mm^2$$

Dále následoval výpočet štíhlostního poměru a mezního štíhlostního poměru. Jelikož se jedná o druhý případ vzpěru, za  $n$  byla dosazena 1 podle [10].

$$\lambda_x = \frac{l_o}{i_{min}} = \frac{l_o}{\sqrt{\frac{J_{xmin}}{A}}} = \frac{105 mm}{\sqrt{\frac{4010mm^4}{159mm^2}}} = 20,9$$

$$\lambda_{mx} = \sqrt{n \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{1 \frac{\pi^2 \cdot 71GPa}{430MPa}} = 40,4$$

$\lambda_x < \lambda_{mx} \Rightarrow$  Nacházíme se v oblasti Tetmayerově

Nyní se vypočítala kritická síla podle Tetmayerovy teorie a porovnála se se zatěžující silou, aby byl stanoven výsledný koeficient bezpečnosti.

$$F_{KRx}^T = \left( \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_u}{\lambda_m} \lambda \right) \cdot A = \left( 475MPa - \frac{475MPa - 430MPa}{40,4} 20,9 \right) \cdot 166mm^2 =$$

$$= 74986 N$$

$$k_{minx} = \frac{F_{KRx}^T}{F} = \frac{74986 N}{47443 N} = 1,58$$

### Vybočení ve směru osy y

Druhá kontrola vzpěru, na vybočení ve směru osy y, byla uvažována jako čtvrtý případ vzpěru se vzpěrnou délkou, která je rovna poloviční délce ojnice  $l_0$ . Je také možné tuto úlohu počítat jako druhý případ vzpěru se vzpěrnou délkou rovnou délce dřívku ojnice mezi ojničnými oky  $l_0'$ . Úloha je zobrazena v pravé části obrázku 28. Výpočet byl proveden podobně jako v předchozím případě, akorát že za  $n$  byla dosazena 4 (IV. případ vzpěru).

$$J_{ymin} = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = \frac{19mm \cdot (20mm)^3 - 17mm \cdot (13mm)^3}{12} = 9554 \text{ mm}^4$$

$$\lambda_y = \frac{l}{i_{min}} = \frac{\frac{l_0}{2}}{\sqrt{\frac{J_{ymin}}{A}}} = \frac{\frac{105mm}{2}}{\sqrt{\frac{9554mm^4}{166mm^2}}} = 6,78$$

$$\lambda_{m y} = \sqrt{n \frac{\pi^2 \cdot E}{\sigma_u}} = \sqrt{4 \frac{\pi^2 \cdot 71GPa}{430MPa}} = 40,4$$

$\lambda_y < \lambda_{m y} \Rightarrow$  Nacházíme se v oblasti Tetmayerově

$$F_{KR y}^T = \left( \sigma_K - \frac{\sigma_K - \sigma_u}{\lambda_m} \lambda \right) \cdot A = \left( 475MPa - \frac{475MPa - 430MPa}{40,4} 6,78 \right) \cdot 166mm^2 =$$
$$= 78222 \text{ N}$$

$$k_{miny} = \frac{F_{KR}^T}{F} = \frac{78222 \text{ N}}{47443 \text{ N}} = 1,65$$

### Vyhodnocení

Bezpečnost na vzpěr ve směru osy x vyšla 1,58, ve směru osy y byla 1,65. Doporučená bezpečnosti podle [1] je 4÷6. Takto vysoké číslo je odůvodněno tím, že dříve se více používaly vysokozdvihové motory, které byly náchylnější na vzpěrnou stabilitu. Podle [10] by všeobecně u úloh na vzpěr měla být minimální bezpečnost 2,5. Na první pohled tedy vypočítaná bezpečnost neodpovídala doporučeným mezím. Jelikož v obou případech byl štíhlostní poměr  $\lambda < 30$ , nemusel být vůbec proveden výpočet podle Tetmayera a úloha se mohla považovat za čistý tlak bez zahrnutí stability, jak je uvedeno v [10]. Navíc jedná se o závodní motor, kde nemusíme dosahovat vysokých bezpečností a nedimenzujeme na trvalou pevnost. Proto byla vypočtená bezpečnost akceptovatelná a blížila se původní zadané bezpečnosti.

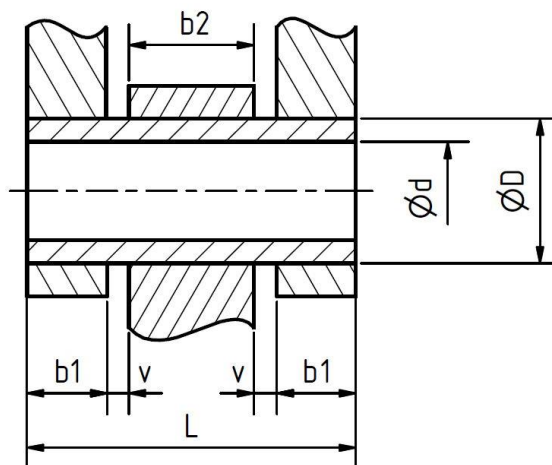


## 6. Analytický výpočet pístního čepu

V této kapitole se budeme zabývat analytickou pevnostní kontrolou pístního čepu, jehož parametry vycházely z výstupu programu *GT-Cranktrain* a z konstrukce pístu, který byl použit v rámci soutěžního projektu. Zátěžný stav byl zvolen při nejvyšším točivém momentu při 12000 otáčkách za minutu, kdy musí pístní čep přenést nejvyšší sílu. Kontrola byla rozdělena na dvě části, výpočet redukovaného napětí z ohybu a stříhu a výpočet kontaktního tlaku, tak jak je uvedeno v [4]. Materiál pístního čepu je ocel *XMP-21*, jejíž základní vlastnosti jsou uvedeny v tabulce 8. Pístní čep byl dimenzován na mez únavy. V tabulce 7 jsou uvedeny všechny vstupní parametry. Na obrázcích 29 a 30 je k nahlédnutí zadání a základní rozbor řešeného příkladu.

Tabulka 7 – Vstupní parametry

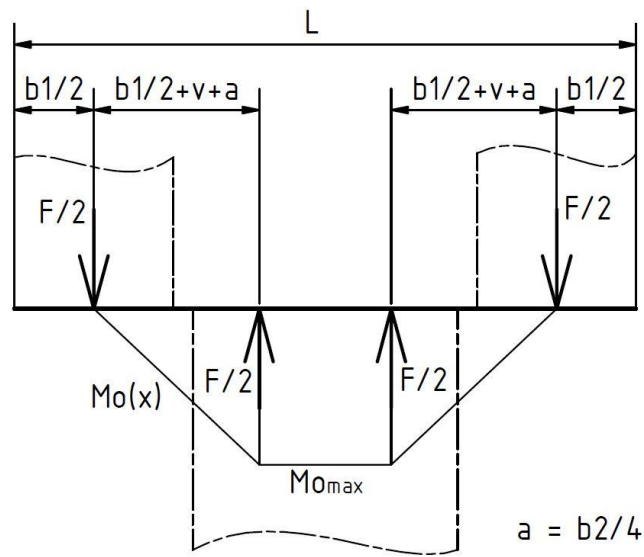
$F_P$	47443 N
$\varnothing D$	22 mm
$\sigma_c$	1100 MPa
$\sigma_k$	1356 MPa
$b_1$	14,75 mm
$b_2$	20 mm
$v$	0,25 mm
$\rho$	6,87 g.cm <sup>-3</sup>
$p_{max}$	120 MPa
$L$	50 mm



Obrázek 29 – Zadání úlohy návrhu pístního čepu

Tabulka 8 – Základní vlastnosti oceli XMP-21 [10]

Mez pevnosti v tahu [MPa]	1683
Mez kluzu v tahu [MPa]	1356
Mez únavy [MPa]	1100
Modul pružnosti [GPa]	268
Tvrдость [HRC]	60-68
Hustota [kg.m <sup>-3</sup> ]	6870
Prvkové chemické složení	Fe-Cr-Mo-Al-Ti-C



Obrázek 30 – Zjednodušení silového působení na čep a průběh ohybového momentu

Kontrola napětí při ohybu:

Úkolem bylo nalezení nejvyššího možného vnitřního průměru čepu, tak aby v čepu nevznikalo vyšší napětí, než určuje zadaná mez únavy. Síla působící na čep byla použita z předchozího řešení vzpěru, jelikož nás zde zajímal stejný zátěžný stav. Nabízela se i možnost kontroly při maximálních otáčkách motoru, tedy za stejných podmínek jako proběhla MKP analýza ojnice, ale zjištěná síla nedosahovala vyšších hodnot (obrázek 10). Na obrázku 30 je vidět zjednodušené uvažování působení sil a průběh ohybového momentu podél čepu, který je znázorněn jako nosníku na dvou podpěrách. Nejdříve byl zjištěn nejvyšší ohybový moment, který pak byl dosazen do výpočtu maximálního ohybového napětí při uvažování dutého kruhového průřezu.

$$M_{Omax} = \frac{F}{2} \left( \frac{b_1}{2} + v + a \right) = \frac{F}{2} \left( \frac{b_1}{2} + v + \frac{b_2}{4} \right) =$$

$$= \frac{47443 \text{ N}}{2} \left( \frac{14,75 \text{ mm}}{2} + 0,25 \text{ mm} + \frac{20 \text{ mm}}{4} \right) = 299484 \text{ Nmm} = 299,5 \text{ Nm}$$

$$\sigma_{Omax} = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{M_{Omax}}{\frac{\pi D^4 - d^4}{32 D}} = \frac{32 \cdot D \cdot M_{Omax}}{\pi(D^4 - d^4)}$$

### Kontrola smykového napětí při stříhu:

$$\tau = \frac{\frac{F}{2}}{\frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}} = \frac{2F}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

### Výpočet redukovaného napětí:

Nyní byla obě zatížení zahrnuta do redukovaného napětí, které bylo počítáno pomocí teorie HMH ( $\alpha = \sqrt{3}$ ).

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{omax}^2 + \alpha^2 \cdot \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot D \cdot M_{omax}}{\pi \cdot (D^4 - d^4)}\right)^2 + \left(\alpha \cdot \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}\right)^2} \leq \frac{\sigma_k}{k_k} = \frac{\sigma_c}{k_c}$$

Jelikož se jedná o poměrně složitou rovnici, byl hledán vhodný průměr  $d$  numericky pomocí programu *Microsoft Excel*. Optimální hodnota byla  $d = 19,9\text{mm}$  při zachování drobné bezpečnosti vůči mezi únavy. Následuje zpětné dosazení jako důkaz.

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\left\{\frac{32 \cdot 22 \text{ mm} \cdot 299,5 \text{ Nm}}{\pi \cdot [(22 \text{ mm})^4 - (19,9 \text{ mm})^4]}\right\}^2 + \left\{\sqrt{3} \cdot \frac{2 \cdot 47433 \text{ N}}{\pi \cdot [(22 \text{ mm})^2 - (19,9 \text{ mm})^2]}\right\}^2} = \\ &= 1051 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Následně byly vypočítány bezpečnosti vůči mezi kluzu a mezi únavy.

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{red}} = \frac{1356 \text{ MPa}}{1032 \text{ MPa}} = 1,31$$

$$k_c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{red}} = \frac{1100 \text{ MPa}}{1051 \text{ MPa}} = 1,05$$

### Kontrola kontaktních tlaků:

Při této kontrole bylo nutné nepřekročit zadaný tlak  $p_d = 120 \text{ MPa}$ , jak je doporučeno v [4].

$$p_1 = \frac{\frac{F}{2}}{D \cdot b_1} = \frac{F}{2 \cdot D \cdot b_1} = \frac{47443 \text{ N}}{2 \cdot 22 \text{ mm} \cdot 14,75 \text{ mm}} = 107,8 \text{ MPa} \leq p_d = 120 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{F}{D \cdot b_2} = \frac{47443 \text{ N}}{22 \text{ mm} \cdot 20 \text{ mm}} = 73,1 \text{ MPa} \leq p_d = 120 \text{ MPa}$$

Posledním krokem byl výpočet hmotnosti čepu. Tato hodnota se použila jako vstupní parametr do *GT-Cranktrain*.

$$m_{\zeta} = \rho \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot L =$$
$$= 6870 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot [(22 \text{ mm})^2 - (19,9 \text{ mm})^2]}{4} \cdot 50 \text{ mm} = 23,7 \text{ g} \cong 24 \text{ g}$$

#### Vyhodnocení:

Navržený pístní čep splňuje všechna zadaná kritéria. Bezpečnost vůči mezi kluzu při byla 1,31 a vůči mezi únavy 1,05. Napětí v čepu nepřesahovalo udanou mez únavy. Maximální kontaktní tlak byl 107,8 MPa a dosahoval menších hodnot než stanovená mez.

## **7. Závěr**

Cílem práce byla pevnostní analýza zadané ojnice a navržení optimalizací. Nejprve byly detailně vyšetřeny silové účinky na původní ojnici pomocí *GT-Suite*. Ty pak byly dále použity v programu *Abaqus*, který pomocí výpočtů MKP zjistil velikosti napětí v součásti. Z výstupních dat vyplynulo, že původní ojnice nevyhovovala zadaným podmínkám, což dalo podnět ke konstrukčním změnám, které přispěly k vytvoření již vyhovující ojnice.

Byla provedena analytická kontrola ojnice podle klasických způsobů a byla srovnána s výsledky MKP analýzy. Pro vnější část ojnicních ok by mohla být analytická metoda dostačující, jelikož zde vycházela podobná či mírně vyšší napětí oproti MKP analýze. U vnitřních částí ojnicních ok dosahovalo napětí pomocí MKP podstatně vyšších hodnot (i o více než 50%). Dále byly zjištěny neshody v poloze maximálních napětí. Všechny tyto nepřesnosti mohly být způsobeny zjednodušeným uvažováním ojnicního oka jako vetknutého prutu. Další možnou příčinou mohlo být zrychlení ve směru osy  $y$ , které bylo zahrnuto pouze v MKP analýze. Vliv na neshody výsledků mohlo mít i zjednodušení průřezu ojnicních ok na obdélník (nebyla uvažována vnější zaoblení ojnice).

Dále byla provedena kontrola ojnice na vzpěr ve dvou směrech (osy  $x$  a  $y$ ). Výsledky analytických výpočtů přinesly poměrně malé bezpečnosti. Nicméně vysoké doporučené hodnoty bezpečnosti podle dostupné literatury se vztahovaly ke starším motorům, které disponovaly vysokým zdvihem. Tato konstrukční vlastnost vyžadovala ojnice s poměrně velkou délkou, což způsobilo vyšší náchylnost součásti ke ztrátě vzpěrné stability. Mnou navržená ojnice dosahovala tak nízkého štíhlostního poměru, že tato úloha mohla být počítána jako prostý tlak bez uvažování ztráty stability. Z tohoto důvodu nemusela být dodržena tak vysoká bezpečnost na vzpěr. Tomuto závěru napomáhá i fakt, že se jedná o závodní motor, který se dimenzuje s nižší bezpečností a na časovanou pevnost.

Dále byl navržen pístní čep tak, aby při jeho namáhání nepřesáhlo napětí mez únavy materiálu a kontaktní tlaky nepřevyšovaly doporučenou mez.

Stupeň provedené optimalizace a pevnostních kontrol byl zvolen v souvislosti s reálnými časovými možnostmi tohoto projektu. Koresponduje tedy i se zjednodušeními přijatými při stanovení zátěžných sil. Je samozřejmě možné pokračovat ve zpracování úlohy jak co do upřesnění uvažovaných zátěžných stavů, tak co do podrobnější tvarové optimalizace. U obou testovaných stavů nebylo uvažováno napětí od nalisování kluzných ložisek do ojnicních ok. To by mělo určitý malý vliv především v zátěžném stavu nejvyššího tahu, kde by přispívalo k dalšímu tahovému napětí v kritické oblasti obou ok. Nicméně jeho velikost by pravděpodobně nebyla rozhodující, jelikož vlivem deformace oka dochází ke zmenšení přesahu nalisovaných

součástí a tím pádem se i sníží toto napětí. Dále by bylo možné zahrnout úhlové zrychlení, boční zrychlení a boční sílu mezi pístním čepem a ojnici (obrázky 6 a 9). Ve stavu maximálního tlakového namáhání by se nabízelo uvažování natočení ojnice, důsledkem čehož by byl vznik ohybového namáhání.

Na optimalizované ojnici je stále velké množství možností ke snižování hmotnosti. Mohl by být zmenšen vnější průměr horního oka, tak jako to bylo provedeno u toho spodního. Dřík by mohl být zúžen pro přiblížení se požadované bezpečnosti.

Konstrukční změny na optimalizované ojnici byly provedeny na základě mých zkušeností. Došlo tedy k určitému přiblížení se optimální verzi. V technické praxi se k tomuto účelu využívají sofistikované optimalizační softwary typu *OptiStruct*, které na základě zadaných okrajových podmínek vygenerují optimální konstrukční řešení či jeho úpravy. S analogickým postupem jsme se setkali při optimalizaci termodynamického modelu ve společném soutěžním projektu.

Hlavním cílem této práce bylo seznámení se s moderními softwary, bez kterých by se současné inženýrství neobešlo, a jejich použití na konkrétní problém. Tyto programy mají obrovské výpočetní možnosti, ale bez kvalifikované interpretace výsledků mohou jejich výstupy zůstat nepochopeny a mohou být přijaty bez většího uvážení. Znalost principů analytických metod tak i v dnešní době slouží ke kontrole výstupních dat a napomáhá k porozumění moderních postupů.

## 8. Použité zdroje

### Literatura

- [1] KUGL, Otmar. *Projekt - III. ročník*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.
- [2] MICHALEC, Jiří, a kol.: *Pružnost a pevnost II*, Vydavatelství ČVUT, Praha 1994.
- [3] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007.
- [4] BOLEK, Alfred. *Části strojů*. 5. přeprac. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1989. Technický průvodce.
- [5] RIND, Jiří. *Pevnostní výpočet ojnice motocyklového motoru*. 2008.
- [6] KOVAŘÍK, Ladislav. *Konstrukce vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Naše vojsko, 1992.
- [7] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999.
- [8] *EN AW 7050: Hokotol*.

### Webové stránky

- [9] ESTECO Academy Design Competition 2016. : *Rules and Requirements* [online]. [cit. 2017-06-10]. Dostupné z: [https://academy.esteco.com/system/files/ESTECO%20Academy%20Design%20Competition%202016\\_0.pdf](https://academy.esteco.com/system/files/ESTECO%20Academy%20Design%20Competition%202016_0.pdf)
- [10] *Gamma Technologies - Engine and Vehicle simulation* [online]. [cit. 2017-06-10]. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/>
- [11] ŘEZNIČEK, Jan: *Pružnost a pevnost II – Přednášky, Podklady pro studenty FS ČVUT v Praze*, <http://pruznost.unas.cz>, Praha 2006 – 2009
- [12] AMT Advanced Materials Technology GmbH - Steel. : *Steel XMP-21* [online]. [cit. 2017-06-10]. Dostupné z: <https://www.amt-advanced-materials-technology.com/materials/steel/>
- [13] Abaqus Unified FEA. *Abaqus Unified FEA - SIMULIA by Dassault Systemes* [online]. [cit. 2017-06-10]. Dostupné z: <https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/>

## 9. Seznam použitých veličin a označení

### Použité veličiny a jednotky

$l_0$	[mm]	Délka ojnice
$x_T$	[mm]	Poloha těžiště ojnice ve směru x (vůči ose spodního oka)
$y_T$	[mm]	Poloha těžiště ojnice ve směru y (vůči ose spodního oka)
$F_x$	[N]	Síla mezi pístním čepem a ojnící ve směru osy x
$F_y$	[N]	Síla mezi pístním čepem a ojnící ve směru osy y
$\varepsilon$	[rad.s <sup>-2</sup> ]	Úhlové zrychlení ojnice
$a_x$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení ojnice ve směru x
$a_y$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení ojnice ve směru y
$E$	[GPa]	Modul pružnosti
$\nu$	[1]	Poissonovo číslo
$\rho$	[kg.m <sup>3</sup> ]	Hustota slitiny <i>Hokotol</i>
$f$	[1]	Koeficient tření

### Kapitola 5.1.

$F_S'$	[N]	Setrvačná síla od pístu a pístního čepu
$m_p'$	[kg]	Hmotnost pístu (včetně pístních kroužků) a pístního čepu
$m_{pt}$	[kg]	Hmotnost pístu včetně pístních kroužků
$m_{pc}$	[kg]	Hmotnost pístního čepu
$r$	[mm]	Poloměr kliky
$\lambda$	[1]	Poměr poloměru kliky a délky ojnice
$\omega$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost
$L$	[mm]	Šířka ojnice v oblasti horního a spodního oka

### Kapitola 5.1.1.

$r_i$	[mm]	Vnitřní poloměr horního oka
$r_a$	[mm]	Vnější poloměr horního oka
$\varphi_3$	[°]	Úhel určující vetknutý prut (horní oko)
$\varphi$	[°]	Souřadnice na vetknutém prutu (horní oko)
$r_s$	[mm]	Střední poloměr horního oka ojnice
$M_0$	[Nm]	Ohybový moment na souřadnici $\varphi = 0^\circ$
$F_{NO}$	[N]	Normální síla na souřadnici $\varphi = 0^\circ$
$M_1$	[Nm]	Ohybový moment v první části prutu
$F_{N1}$	[N]	Normální síla v první části prutu
$\sigma_{max\ i1}$	[N]	Ohybové napětí na vnitřním průměru horního oka v části 1
$\sigma_{max\ a1}$	[N]	Ohybové napětí na vnějším průměru horního oka v části 1
$e$	[mm]	Vzdálenost neutrálné osy od těžiště průřezu



$h$	[mm]	Výška průřezu horního oka
$h_i$	[mm]	Výška průřezu horního oka pod neutrálnou osou
$h_a$	[mm]	Výška průřezu horního oka pod neutrálnou osou
$S_H$	[mm <sup>2</sup> ]	Obsah průřezu horního oka
$\sigma_{N1}$	[MPa]	Normální napětí v části 1
$M_2$	[Nm]	Ohybový moment v druhé části prutu
$F_{N2}$	[N]	Normální síla v druhé části prutu
$\sigma_{max\ i2}$	[N]	Ohybové napětí na vnitřním průměru horního oka v části 2
$\sigma_{max\ a2}$	[N]	Ohybové napětí na vnějším průměru horního oka v části 2
$\sigma_{N2}$	[MPa]	Normální napětí v části 2
Kapitola 5.1.2		
$r_i$	[mm]	Vnitřní poloměr spodního oka
$r_a$	[mm]	Vnější poloměr spodního oka
$\varphi_3$	[°]	Úhel určující vetknutý prut (spodní oko)
$\varphi$	[°]	Souřadnice na vetknutém prutu (spodní oko)
$r_s$	[mm]	Střední poloměr spodního oka ojnice
$M_0$	[Nm]	Ohybový moment na souřadnici $\varphi = 0^\circ$
$F_{NO}$	[N]	Normální síla na souřadnici $\varphi = 0^\circ$
$M_1$	[Nm]	Ohybový moment v první části prutu
$F_{N1}$	[N]	Normální síla v první části prutu
$\sigma_{max\ i1}$	[N]	Ohybové napětí na vnitřním průměru spodního oka v části 1
$\sigma_{max\ a1}$	[N]	Ohybové napětí na vnějším průměru spodního oka v části 1
$e$	[mm]	Vzdálenost neutrálné osy od těžiště průřezu
$h$	[mm]	Výška průřezu spodního oka
$h_i$	[mm]	Výška průřezu spodního oka pod neutrálnou osou
$h_a$	[mm]	Výška průřezu spodního oka pod neutrálnou osou
$S_D$	[mm <sup>2</sup> ]	Obsah průřezu spodního oka
$\sigma_{N1}$	[MPa]	Normální napětí v části 1
$M_2$	[Nm]	Ohybový moment v druhé části prutu
$F_{N2}$	[N]	Normální síla v druhé části prutu
$\sigma_{max\ i2}$	[N]	Ohybové napětí na vnitřním průměru spodního oka v části 2
$\sigma_{max\ a2}$	[N]	Ohybové napětí na vnějším průměru spodního oka v části 2
$\sigma_{N2}$	[MPa]	Normální napětí v části 2
Kapitola 5.2.		
$F_p$	[N]	Síla mezi pístním čepem a ojnici
$p_{max}$	[MPa]	Maximální tlak ve spalovacím prostoru

$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení pístu ve směru y
$D$	[mm]	Průměr pístu
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	Obsah nejmenšího průřezu dřívku
$\sigma_u$	[MPa]	Mez úměrnosti
$n$	[1]	Koeficient případu vzpěru

#### Kapitola 5.2. -Vybočení ve směru x

$\lambda_x$	[1]	Štíhlostní poměr (osa x)
$\lambda_{m\ x}$	[1]	Mezní štíhlostní poměr (osa x)
$F_{KR\ x}^T$	[N]	Kritická síla podle Tetmayera
$i_{\min\ x}$	[mm]	Poloměr kvadratického momentu průřezu
$J_{x\min}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment nejmenšího průřezu dřívku vůči ose x
$k_{\min\ x}$	[1]	Minimální vzpěrná bezpečnost ve směru x

#### Kapitola 5.2. - Vybočení ve směru y

$\lambda_y$	[1]	Štíhlostní poměr (osa y)
$\lambda_{m\ y}$	[1]	Mezní štíhlostní poměr
$F_{KR\ y}^T$	[N]	Kritická síla podle Tetmayera
$i_{\min\ y}$	[mm]	Poloměr kvadratického momentu průřezu
$J_{x\min}$	[mm <sup>4</sup> ]	Kvadratický moment nejmenšího průřezu dřívku vůči ose x
$k_{\min\ y}$	[1]	Minimální vzpěrná bezpečnost ve směru y

#### Kapitola 6

$F_p$	[N]	Síla mezi pístním čepem a ojnicí
$D$	[mm]	Vnější průměr čepu
$d$	[mm]	Vnitřní průměr čepu
$\sigma_C$	[MPa]	Mez únavy
$\sigma_K$	[MPa]	Mez kluzu
$b_1$	[mm]	Šířka uložení čepu v pístu
$b_2$	[mm]	Šířka ojnice
$v$	[mm]	Vůle
$L$	[mm]	Délka čepu
$\rho$	[kg.m <sup>3</sup> ]	Hustota oceli XMP-21
$p_d$	[MPa]	Dovolený tlak
$M_{o\ max}$	[MPa]	Maximální ohybový moment
$\sigma_{o\ max}$	[MPa]	Maximální ohybové napětí
$W_o$	[mm <sup>3</sup> ]	Modul průřezu v ohybu
$\tau$	[MPa]	Smykové napětí
$\sigma_{red}$	[MPa]	Redukované napětí

$k_k$	[1]	Bezpečnost vůči mezi kluzu
$k_c$	[1]	Bezpečnost vůči mezi únavy
$p_1$	[MPa]	Kontaktní tlak v oblasti 1
$p_2$	[MPa]	Kontaktní tlak v oblasti 2
$m_{\check{c}}$	[kg]	Hmotnost čepu

### **Použité zkratky**

MKP	Metoda konečných prvků
CAD	Počítačem podporované projektování