
ABSTRAKT

V této diplomové práci je provedena MKP analýza ojnice ze spalovacího motoru Briggs & Stratton zahradní sekačky. V rámci výpočtů v MKP systému ANSYS Workbench je řešena statická deformačně-napjatostní analýza, stabilitní analýza a také únava. Okrajové podmínky pro MKP výpočty vycházejí z analýzy kinematiky a dynamiky klikového mechanismu motoru Briggs & Stratton. Modely prostorové geometrie klikového mechanismu jsou vytvářeny v parametrickém modeláři SolidWorks. Na základě výsledků z MKP výpočtů jsou navrženy vlastní konstrukční řešení ojnice.

KLÍČOVÁ SLOVA

metoda konečných prvků (MKP), ojnice, deformačně-napjatostní analýza, stabilitní analýza, klikový mechanismus

SUMMARY

In this diploma thesis is completed the FEM analysis of connecting rod in combustion engine Briggs & Stratton of the garden lawnmower. Within the frame of computing in the FEM system ANSYS Workbench is solved static structural strain and stress analysis, buckling analysis and fatigue also. The boundary conditions for FEM computing come out from the kinematic and dynamic analysis of the crank-slider mechanism in combustion engine. The 3-D models of the crank-slider mechanism are created in parametric SolidWorks modeller. Own construction variants of the connecting rod based on results of FEM analysis are also designed.

KEYWORDS

Finite Element Method (FEM), connecting rod, strain and stress analysis, buckling analysis, crank-slider mechanism



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BIJEČEK, Tomáš. *Deformačně-napjatostní analýza ojnice spalovacího motoru pomocí MKP*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 68 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Michal Vaverka, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že napsaná diplomová práce je vypracována samostatně jako prvotní práce za použití dostupné uvedené literatury a pod vedením Ing. Michala Vaverky, Ph.D.

V Brně, dne 18.5.2008

.....
Podpis



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat především vedoucímu Ing. Michalovi Vaverkovi, Ph.D. za odborné poznámky a rady, které mi poskytoval při vypracovávání diplomového projektu. Dále také profesorům na VUT FSI, kteří mi byli ochotni zodpovědět dotazy, a v neposlední řadě mé rodině a přátelům za podporu a toleranci.



OBSAH

Obsah	11
Úvod	13
1. Přehled současného stavu poznání	14
1.1. Čtyřdobý zážehový spalovací motor	14
1.1.1. Pracovní cykly čtyřdobého zážehového motoru	14
1.1.2. Indikátorový diagram	15
1.1.3. Klikový mechanismus	15
1.2. Ojnice	16
1.2.1. Konstrukční varianty ojníc	16
1.2.2. Deformační namáhání ojnice [4]	17
1.2.3. Dostupné výsledky řešení ojnice pomocí MKP	18
1.3. Analytické výpočty ojnice	18
1.3.1. Kontrolní výpočet dřívku	18
1.3.2. Kontrolní výpočet oka	19
1.3.3. Kontrolní výpočet hlavy	21
1.3.4. Pevnostní kontrola ojnicích šroubů	21
1.4. Metoda konečných prvků (MKP)	22
2. Formulace řešeného problému a jeho analýza	24
3. Vymezení cílů práce	25
4. Návrh metodického přístupu k řešení	26
4.1. Popis řešené ojnice	26
4.2. Metodika řešení	26
5. Analýza a interpretace získaných údajů	27
5.1. Výpočet silového působení v klikovém mechanismu	27
5.1.1. Vstupní parametry motoru	27
5.1.2. Kinematika klikového mechanismu	28
5.1.3. Dynamika klikového mechanismu	31
5.2. Výběr nebezpečného stavu ojnice	33
5.3. Modelování geometrie ojnice	34
5.3.1. Tvorba objemové geometrie ojnice	34
5.3.2. Simulace pohybu klikového mechanismu	35
5.4. Výpočtové modelování v softwaru ANSYS Workbench	36
5.4.1. Import geometrie ojnice	36
5.4.2. Vytvoření sítě konečných prvků na modelu ojnice	38
5.4.3. Zadání okrajových podmínek	38
5.4.4. Nastavení výpočtu	43
5.5. Prezentace a analýza dosažených výsledků původní ojnice	44
5.5.1. Statická deformačně-napjatostní analýza	44
5.5.2. Stabilitní analýza (Lineární buckling)	46
5.5.3. Výpočet ojnice na únavu	48
5.6. Druhá alternativa řešení ojnice	49
5.6.1. Stanovení síly předpětí ve šroubu	49
5.6.2. Výpočtové modelování ojnice s předepjatými šrouby	50
5.6.3. Dosažené výsledky	51
5.7. Vlastní konstrukční řešení ojnice Briggs & Stratton	53
5.7.1. Modifikace geometrie původní ojnice – varianta 1	53
5.7.2. Modifikace materiálu – varianta 2	56
5.8. Přehled a porovnání dosažených výsledků	59

6. Diskuse	61
Seznam použitých zdrojů	63
Seznam použitých zkratk, symbolů a veličin	65
Seznam obrázků a grafů	67
Seznam tabulek	69
Seznam příloh	70

ÚVOD

Ojnice spolu s pístem a klikovou hřídelí tvoří klikový mechanismus, který je součástí každého pístového stroje, ať už to jsou motory čtyřdobé, dvoudobé, kompresor či spalovací turbína. Spojuje píst s klikovou hřídelí a převádí pohyb přímočarý vratný na pohyb otáčivý. Ojnice musí mít vysokou pevnost, přičemž její hmotnost musí být nízká [1].

V praxi existují různé konstrukční varianty ojníc podle způsobu montáže, ale také podle namáhání [2]. Každé jejich provedení má své výhody i nevýhody. Hlavní požadavky na konstrukční řešení ojnice jsou jednoduchost provedení, nízká hmotnost, spolehlivost či životnost. Zaručení těchto faktorů nám v dnešní době usnadňují výpočtové metody s využitím počítačové podpory. Díky softwarovým výpočtům pak snadněji získáme například detailní rozbor silového působení v klikovém mechanismu, na jehož základě jsme schopni postavit kontrolní pevnostní výpočty jednotlivých komponent v MKP. Avšak zátěžné účinky klikového mechanismu jsou poměrně složité a kromě toho je obtížné získat také v mnoha případech návod výpočtového postupu automobilových součástí v MKP, je proto třeba brát ohled na náročnost této problematiky.

Od zastaralých a v dnešní době už prakticky nepoužívaných analytických metod pro výpočty deformací a napětí součástí klikového mechanismu se upustilo a dnes je dominantní metodou metoda konečných prvků (MKP), která zpřístupňuje výpočet i komplikovaných prostorových součástí. Počítačové programy sloužící k řešení úloh z oblasti spalovacích motorů urychlují konstrukční vývoj.

Tato skutečnost má význam ve stavbě spalovacích motorů, která jistě hraje důležitou roli v praxi na půdě mnoha automobilových firem. Samozřejmě konstruktéři neustále při návrhu využívají zkušeností z výroby.

Úvodní kapitoly popisují obecně záležitost spalovacích motorů, klikového mechanismu zejména ojnice, metody výpočtu a také mezní stavy, které mohou nastat v ojnici v průběhu chodu motoru. Dále se práce zaměřuje na řešení klikového ústrojí z hlediska získání vstupních dat (kinematika, dynamika klikového mechanismu, model geometrie, zatížení) pro pevnostní výpočty ojnice pomocí MKP. Na základě původní ojnice Briggs & Stratton a na kontrolním výpočtu, kde jsou odhalena nebezpečná místa, jsou dále postaveny nové vlastní konstrukční varianty řešení.

1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

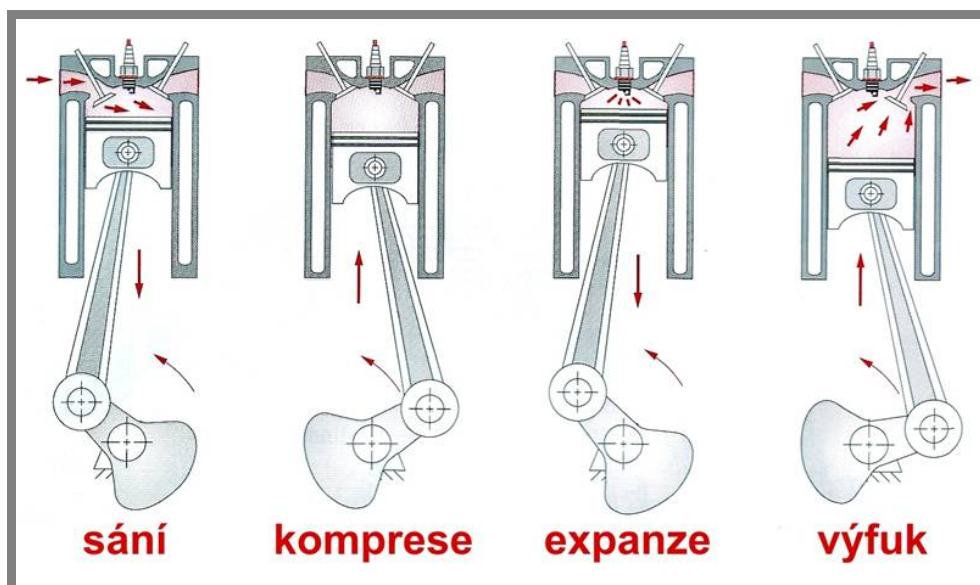
1.1. Čtyřdobý zážehový spalovací motor

Jeden z představitelů pístových spalovacích motorů je čtyřdobý zážehový spalovací motor, který se v dnešní době uplatňuje nejen na půdě silničních motorových vozidel, ale také pro pohon zahradních sekaček, čerpadel či kompresorů. Použití tohoto typu motoru bylo zdokonalováno v průběhu 19. století. Pro spalovací motory je charakteristické, že je chemická energie hořícího paliva přeměňována na tepelnou energii a následně na mechanickou práci [2].

Zážehový (Ottův) motor pracuje na principu stlačení směsi paliva se vzduchem a zážehu z cizího zdroje, což je způsobeno přeskokem elektrické jiskry. Tím dochází k zapálení směsi ve spalovacím prostoru válce a vzniká energie [1].

1.1.1. Pracovní cykly čtyřdobého zážehového motoru

Čtyřdobý motor má pracovní cyklus rozdělen do čtyř fází a to sání, komprese, expanze a výfuk (Obr. 1-1). Všechny tyto pracovní fáze probíhají ve spalovacím prostoru nad pístem během dvou otáček klikové hřídele (tj. 720°). Výměnu pracovní náplně umožňují sací a výfukové ventily, které jsou ovládány vahadly a vačkovými hřídeli. Pracovní doby jsou závislé na poloze pístu, který se pohybuje od horní úvratí (HÚ) k dolní (DÚ). Rozdíl vzdáleností mezi HÚ a DÚ nám definuje zdvih pístu [1].



Obr. 1-1 Pracovní cyklus čtyřdobého spalovacího motoru [3]

Popis jednotlivých pracovních dob [1]

1. *sání*: V této fázi je nasávána čerstvá směs do válce motoru. Otevírá se sací ventil, píst se pohybuje od horní úvratí (HÚ) k dolní (DÚ), tím vzniká ve válci podtlak a palivo je nasáváno do spalovacího prostoru.

2. *komprese*: Píst se pohybuje od DÚ k HÚ, sací i výfukové ventily jsou uzavřeny a čerstvá náplň je stlačována.

3. *expanze (hoření)*: V těsné blízkosti před HÚ je směs paliva zapálena elektrickou jiskrou, palivo se vznítí a prudkým nárůstem tlaku a teploty je píst tlačěn k DÚ, přičemž oba ventily jsou uzavřeny.

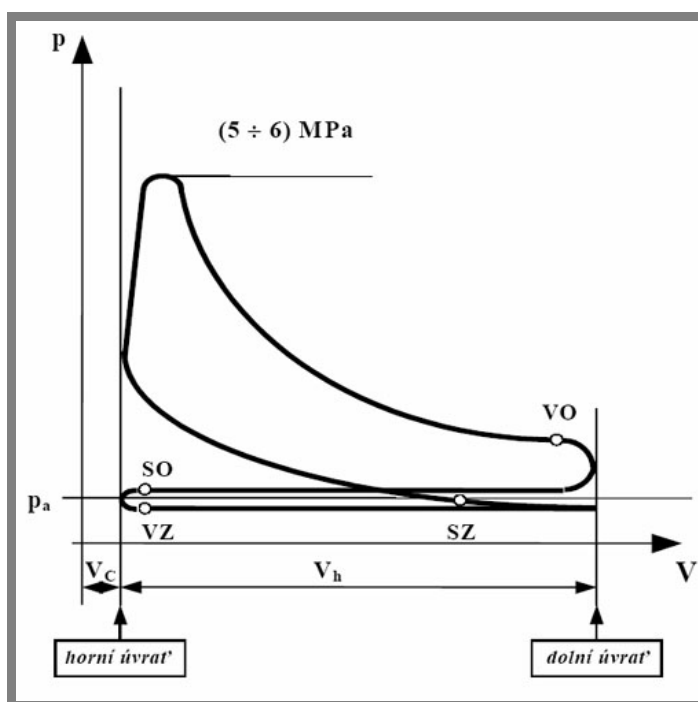
4. *výfuk*: Výfukový ventil je otevřen a spaliny jsou odstraněny z pracovního prostoru válce pohybujícím se pístem směrem od DÚ k HÚ.

1.1.2. Indikátorový diagram

1.1.2

Za účelem zjištění průběhu tlaku ve válci spalovacího prostoru skutečného motoru se dělá indikace spalovacího tlaku (měření tlaku ve válci). Provádí se piezoelektrickými snímači, které měří změnu tlaku ve válci, a optickými čidly úhlů, které snímají úhel natočení klikové hřídele. Měřící zařízení je připojeno k řídicí jednotce motoru a počítači, který obsahuje vyhodnocující software. Úhel pootočení kliky je přepočítáván na hodnoty okamžitého objemu ve válci [1]. Na základě naměřených údajů je zpracováván indikátorový diagram.

Indikátorový diagram neboli p-V diagram vyjadřuje závislost okamžitého tlaku ve válci na zdvihovém objemu, který se mění při pohybu pístu od HÚ k DÚ během jednoho pracovního oběhu [1]. Odvozený p- α diagram má v diplomové práci význam v analýze dynamiky spalovacího motoru, kdy jsou na jeho základě vygenerovány zátěžné účinky působící na klikový mechanismus.



Obr. 1-2 Ukázka indikátorového diagramu [1]

1.1.3. Klikový mechanismus

1.1.3

Je základem pohyblivých částí motoru a slouží jako pohonná jednotka motoru. Skládá se z pístní skupiny, což je píst, pístní čep, pístní kroužky, dále z ojnice, klikové hřídele [1].

[5] Přestože je snaha dnešních konstruktérů vyvinout nové řešení této hnací jednotky, uspořádání klikového mechanismu a primární úkoly plnicí ve spalovacím motoru zůstávají nezměněny. Pohyb klikového mechanismu se zdá na první dojem zcela jednoduchý, avšak skutečnost je zcela jiná. Analýza pohybu klikového mechanismu je dále rozebrána v následující části práce.



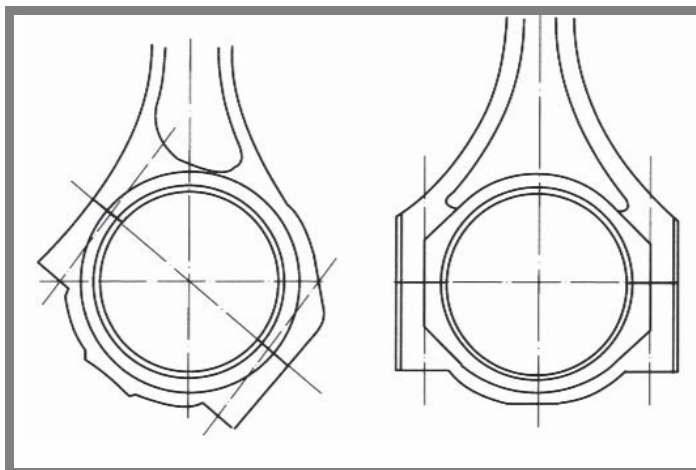
Obr. 1-3 Části klikového mechanismu [15]

1.2. Ojnice

Ojnice je jedna část klikového mechanismu, která je řešena v této diplomové práci. Slouží jako spojnice pístu s klikovou hřídelí. Z hlediska kinematiky koná obecný rovinný pohyb, protože se kýve okolo pístního čepu a rotuje okolo osy klikové hřídele. Jednotlivými částmi ojnice jsou oko ojnice, hlava ojnice a střední část je dřík. Ojničním okem se provléká pístní čep, který spojuje ojnici s pístem. Hlava ojnice je uložena na klikovém čepu [1].

1.2.1. Konstrukční varianty ojníc

V oblasti pístových strojů, zejména motorů, kde se uplatňuje klikový mechanismus, se objevila celá škála ojníc. Ojnice se konstruují nejen podle typu motoru (dvoudobé motory, čtyřdobé motory, vidlicové motory, velké drážní a lodní motory atp.), ale také se bere ohled na její montáž či použití ojnice z hlediska namáhání. Také se na půdě ojníc objevily další materiály a technologické postupy výroby, které zpestřují rejstřík z hlediska použití [1] a [4].



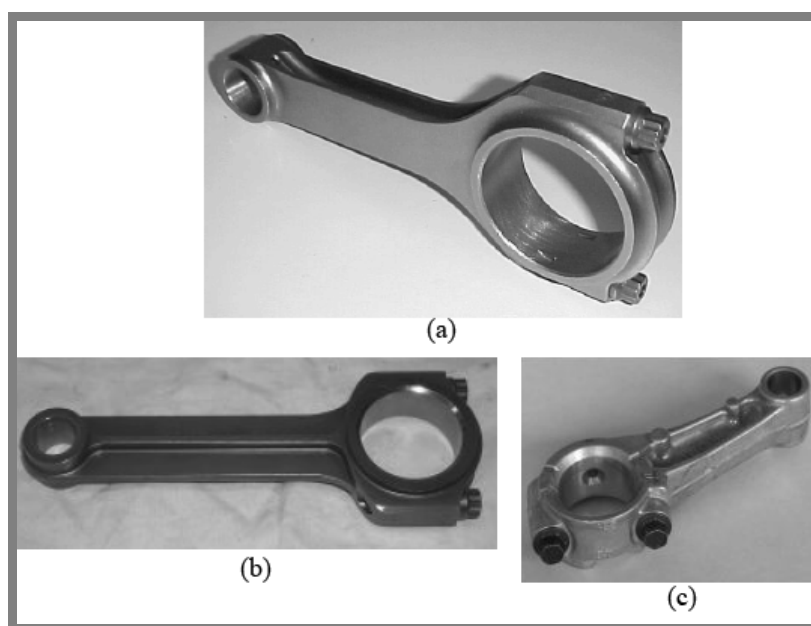
Obr. 1-4 Příklad dělené hlavy ojnice [6]

V první řadě je nutno podotknout tvar hlavy ojnice, který je závislý na způsobu montáže. Jednak musí mít takové vnější rozměry, aby se dala ojnice protáhnout válcem motoru a na druhé straně hraje roli kliková hřídel. Podle toho, je-li kliková hřídel dělená či nedělená, musí se vyrábět i ojnice dělená či nedělená, aby se dala

uchytit na klikový čep. V případě dělené ojnice obepnou hlava i víko ojnice čep a spojí se kvalitními ojnicními šrouby. Hlava ojnice se někdy kromě dělení kolmo na podélnou osu ojnice dělí i v rovině pootočené k ose dřívku (o 30° nebo 60°) tak, aby prošla válcem motoru (Obr. 1-4). Vzájemná poloha víka a hlavy ojnice je zajištěna drážkami, vruby, kolíky, válcovou plochou na dřívku ojnicních šroubů a dnes se už hodně využívá metoda lámání pro spojení víka a ojnicní hlavy [2]. Hlava ojnice by měla mít plynulé přechody do dřívku, aby se předešlo zhuštěné koncentraci napětí. Na rozměry a hmotnost hlavy ojnice má také vliv poloha ojnicních šroubů vůči ose čepu [4]. Dělené ojnice se vyrábí a obrábí jako jeden kus, aby byla dodržena válcovitost spojovaných dílů [1].

Druhou důležitou částí ojnice je oko. I zde se vývoj nezastavil a konstruktéři vyvinuli tři typy tvarů ojnicních ok a to obdélníkový, lichoběžníkový a stupňovitý. Tvary oka mají vliv na rozložení tlaku od spalín. Například u značně zatížených motorů jsou využívány oka s lichoběžníkovým a stupňovitým tvarem [1].

Posledním konstrukčním prvkem je dřívek ojnice. Nejčastější průřezy dřívku jsou ve tvaru I a H, ale objevují se i dřívky s vyztuženými žebry. Přechody dřívku do ok se upravují tak, aby byly hladké a všechny hrany by měly být zaoblené [2]. Na výšku motoru má zásadní vliv délka ojnice, což je vzdálenost středů obou ok [1].



Obr. 1-5 Typy dělených ojníc dle průřezu dřívku: a) [2], b) [2], c) [15]

V dnešní době se ojnice především kovají v zápustce, ale najdeme i ojnice lité. Nejčastější materiály pro ojnice jsou legované oceli k zušlechťování, legované práškové oceli, dále pak konstrukční oceli (uhlíkové) a litiny (kujná nebo tvárná litina), ocelolitiny, slitiny neželezných kovů a v dnešní době se uplatňují ojnice ze slinutých materiálů [1]. Aby měly ojnice větší pevnost v únavě, dále se povrch kuličkuje nebo leští [7].

1.2.2. Deformační namáhání ojnice [4]

1.2.2

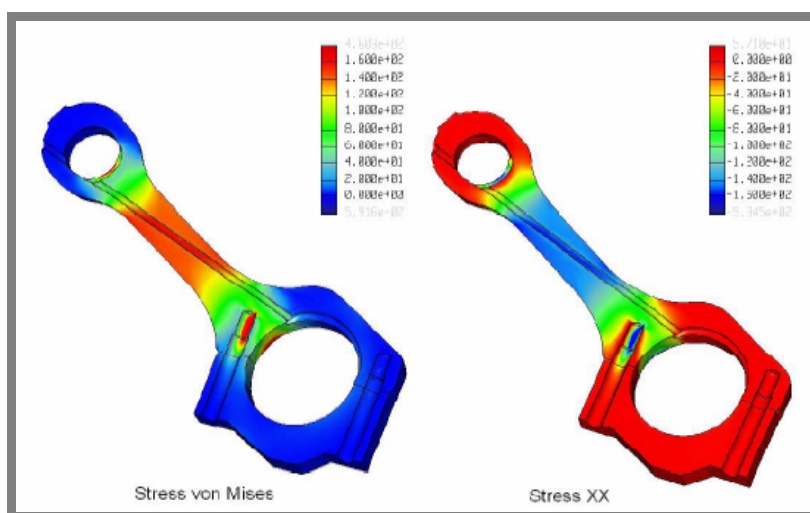
Po mechanické stránce je ojnice velmi namáhaným dílem motoru, proto je třeba ji pečlivě vyrábět a kontrolovat. Přenáší sílu od tlaku plynů ve válci na klikovou hřídel a tím mění přímočarý pohyb na otáčivý.

V praxi je ojnice namáhána na tlak střídající se s tahem, který vzniká následkem působení sil od tlaku plynů v ose válce. S tlakovým namáháním souvisí vzpěr a dále ohyb. Poslední zátěžným faktorem jsou síly setrvačné, které jsou spojeny s otáčivým pohybem a s proměnlivou rychlostí pístu.

Díky tomuto namáhání mohou v ojnici nastat mezní stavy - MSP (mezní stav pružnosti), MSÚP (mezní stav únavového porušení), MSVS (mezní stav vzpěrné stability). Proto je nutno ojnici důkladně kontrolovat na tlak případně vzpěr, tah a ohyb, které v ní vznikají za provozu.

1.2.3. Dostupné výsledky řešení ojnice pomocí MKP

V souvislosti s tímto tématem byly už řešeny deformačně-napjatostní analýzy ojnic klikového mechanismu pomocí MKP. Jako reprezentativní příklad uveďme práci, která byla podána v roce 2006 na Technické univerzitě v Liberci ve spolupráci s firmou Bez Motory Hradec Králové a zabývala se výpočtem ojnice stacionárního motoru s využitím MKP softwaru [8]. Obr. 1-6 ukazuje příklad rozložení napětí, které byly rozebírány v tomto článku.



Obr. 1-6 Rozložení napjatosti v ojnici [8]

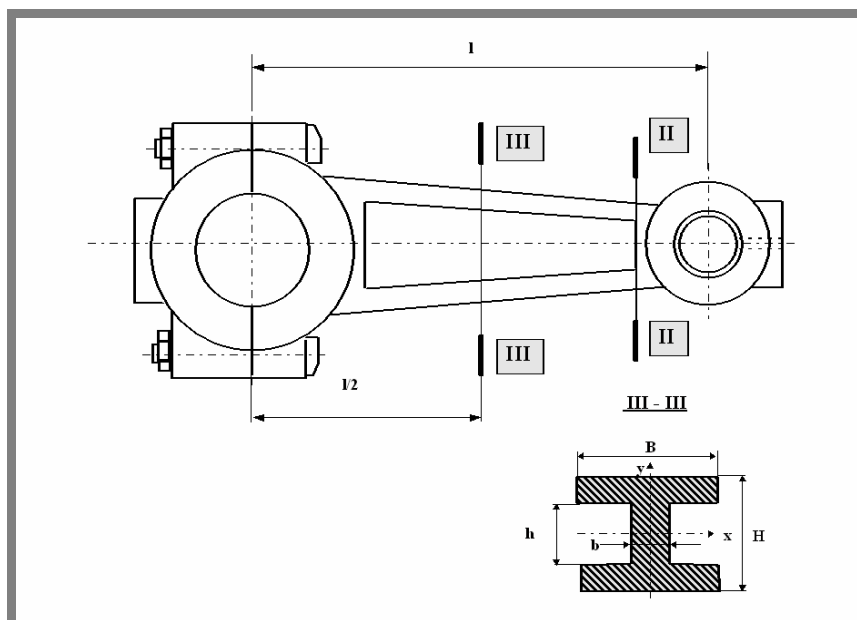
1.3. Analytické výpočty ojnice

Abychom předešli mezním stavům ojnice, musíme provádět při návrhu pevnostní kontrolu, která nám podává informace o nebezpečných místech. K prvním výpočtům patřily analytické metody. Z teoretického hlediska hrají analytické výpočty důležitou roli, avšak v praxi se už dnes téměř nevyužívají. Výpočty vycházejí z obecné pružnosti pevnosti. V několika následujících kapitolách je nastíněn principiálně postup při kontrolním výpočtu ojnice pomocí analytických výpočtů. Úplný postup řešení je podán např. v literaturách [4] a [9].

1.3.1. Kontrolní výpočet dříku

Dřík je namáhán silou od tlaku plynů, setrvačnými silami od posuvných hmot a příčným momentem, který vzniká kýváním ojnice. Maximální tlakové zatížení od plynů je na počátku expanze. Tahové namáhání dříku způsobují síly setrvačné a jeho maximum se projevuje na počátku plnění válce. Celý cyklus se opakuje po 720° , z čehož plyne, že se jedná o cyklické únavové namáhání [4].

Princip pevnostní kontroly dříku spočívá v tom, že se dřík rozdělí na dva průřezy (Obr. 1-7), pro které se stanoví maximální napětí v tlaku i v tahu pro daný průřez a z těchto napětí se určí střední napětí cyklu a amplituda napětí. Z hodnot se stanoví bezpečnost vzhledem k MSÚP [9]. Následuje kontrola na vzpěr, při němž je dřík modelován jako prut. Měřítkem pro vzpěrné namáhání je kritický tlak, který nesmí být překročen, jinak dochází ke ztrátě vzpěrné stability [4].



Obr. 1-7 Minimální a střední průřez dříku ojnice [9]

[4] Podle tenzometrických měření bylo stanoveno, že největší napětí v dříku vznikají těsně pod ojnicním okem, což podává konstruktérům přehled o nebezpečných místech.

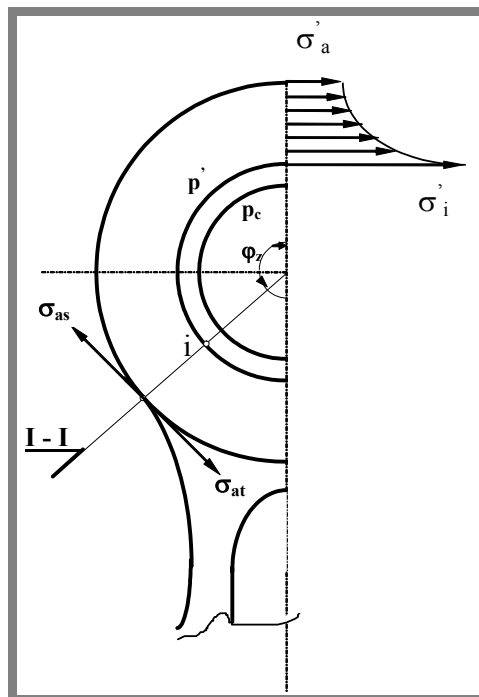
1.3.2. Kontrolní výpočet oka

1.3.2

Ojniční oko je zatíženo jednak setrvačnou silou od hmotnosti pístní skupiny. Tato síla způsobuje namáhání ojnicního oka na tah, kdy její maximální hodnota je v HÚ. Další zatěžující složkou je síla od tlaku plynů. Rozdíl těchto sil udává celkovou sílu, která namáhá ojnicní oko na tlak. Poslední zatěžující faktor oka je předpětí od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra, který po obvodu ložiskové pánve vyvolá rovnoměrně rozložený tlak [4].

Zátěžný cyklus oka se opakuje periodicky, čímž je způsobeno, že tlakové a setrvačné síly jsou proměnlivé. Díky tomu je nutno provádět statický výpočet a výpočet na únavu. Potom jsme schopni posoudit, z hlediska kterého mezního stavu je ojnice více ohrožena [4] a [9].

Pevnostní výpočty ok vycházejí z napětí a deformací silně zakřivených prutů vetknutých v přechodu oka ojnice do ojnicního dříku. Tam se také nachází nejvíce namáhaný průřez oka ojnice, ve kterém často dochází k porušení. Tento průřez je podle Obr. 1-8 označen jako I-I. Výpočet také využívá symetrie pro zjednodušení. Rozložení napjatosti v oku má spojitý průběh. Na horní části obvodu ojnicního oka jsou rovnoměrně rozloženy tahové síly od setrvačných sil, na spodní válcové části oka se rozkládají síly od tlaku plynů [4] a [9].

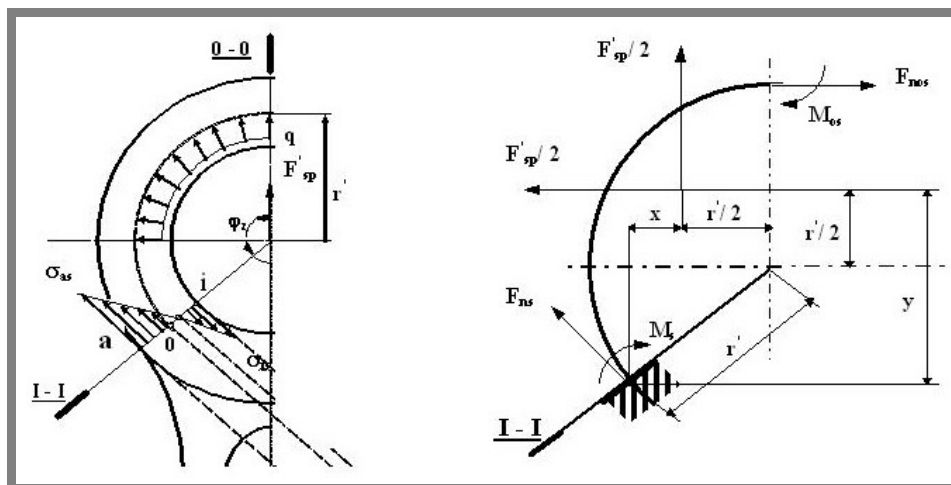


Obr. 1-8 Nebezpečný průřez I-I [9]

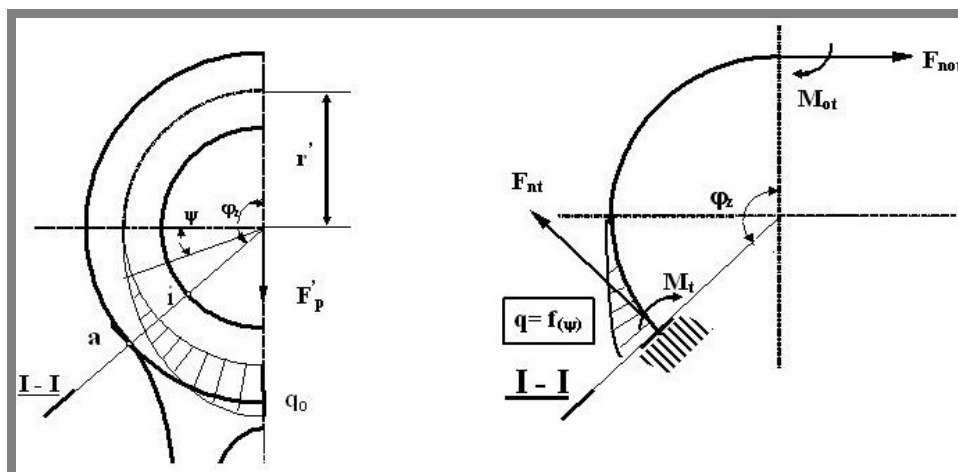
Pevnostní kontrola oka ojnice je zpravidla rozdělena do tří částí. První krok pevnostního výpočtu je stanovení napětí, které vyvolá tlak předpětí od ložiskového pouzdra uvnitř oka ojnice [9].

Další část výpočtu je zaměřena na výpočet napětí od setrvačné síly. Setrvačnou silou vzniká spojitě zatížení mezi pístním čepem a okem. Zde je využito symetricky zakřiveného prutu (Obr. 1-9). Maximální hodnoty normálových napětí v místě I-I dokazují nebezpečnost průřezu v místě vetknutí [4] a [9].

Posledním výpočtem se určí napětí od tlakových sil. Rovněž v tomto případě je těleso modelováno jako zakřivený symetrický prut vetknutý v průřezu I-I. Na spodní straně oka ojnice je rozloženo spojitě zatížení od tlaku plynů, jak ukazuje Obr. 1-10. Výsledné vnější účinky působící na těleso potvrzují, že nebezpečným průřezem je průřez vetknutí tak, jak tomu bylo v předchozím případě [4] a [9].



Obr. 1-9 Průběh napětí od setrvačných sil a náhrada prutovým tělesem [9]



Obr. 1-10 Namáhání silou od tlaku plynů a náhrada prutovým tělesem [9]

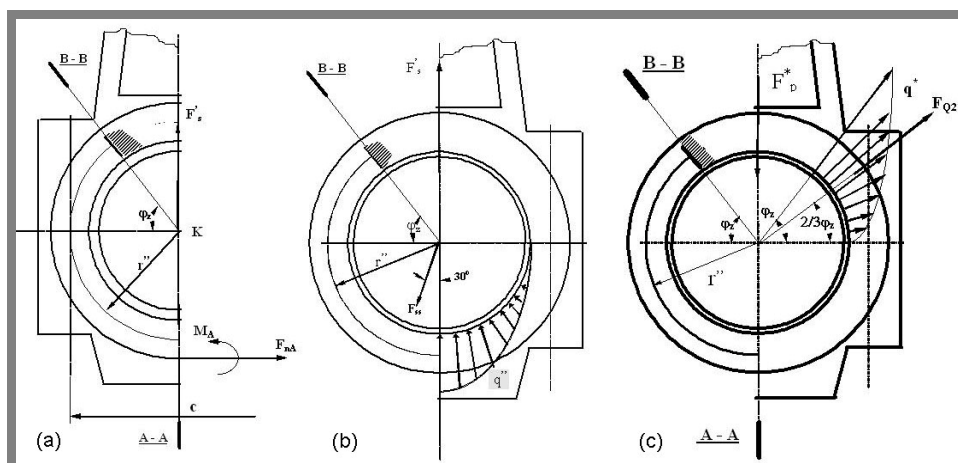
Z tlakových i setrvačných sil se stanoví největší a nejmenší napětí cyklu v nebezpečném průřezu (průřez vetknutí) a následně se určí se bezpečnost vůči MSÚP [4] a [9].

1.3.3. Kontrolní výpočet hlavy

1.3.3

V případě hlavy ojnice se předpokládá, že je víko přitaženo k tělu ojnice s dokonalým předpětím a proto je celý spoj považován jako jeden kus [9]. Ojniční hlava se pak řeší jako oko ojnice. Kontrolní výpočet se provádí v průřezu A-A a v průřezu B-B. Z Obr. 1-11 je zřejmé, že setrvačné síly jsou zachycovány na spodní straně víka (průřez A-A), kdežto tlaková síla je rozložena po horním obvodu (průřez B-B). Výpočet ojnice a víka se rovněž zjednodušuje náhradou křivým prutem, který využívá symetrie a je vetknutý v průřezu B-B [4].

V jednotlivých průřezech dochází ke kombinovanému namáhání tahu a tlaku, pro které se určí hlavní napětí cyklu a bezpečnost při únavovém namáhání. Kritickým průřezem pro případ ojniční hlavy je, stejně jako u oka, průřez vetknutí (B-B) [9].



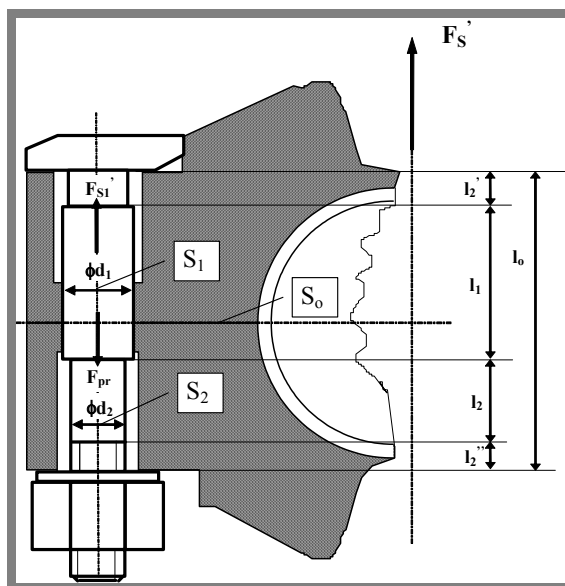
Obr. 1-11 [9] (a) Kontrolní průřezy; Zatížení (b) od setrvačné síly, (c) od tlačné síly

1.3.4. Pevnostní kontrola ojničních šroubů

1.3.4

Ojniční šrouby jsou vystaveny tahovému zatížení od setrvačných sil posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice a také vlastním předpětím [9].

Jsou namáhány dynamicky a jejich předpětí bývá dvojnásobek setrvačné síly působící na víko ojnice, jak udává např. literatura [4]. Z hlediska výpočtu je prováděn kontrolní výpočet bezpečnosti šroubů na únavu [9].

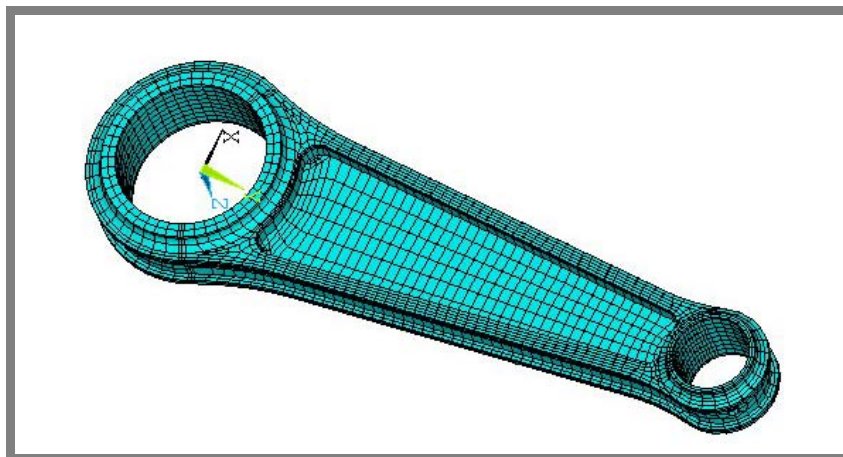


Obr. 1-12 Šroubový spoj ojnice a víka [9]

1.4. Metoda konečných prvků (MKP)

MKP je numerická metoda řešení, která může řešit problémy z oblasti statických výpočtů, dynamiky, proudění tekutin a plynů, přenosu tepla, elektromagnetismus atd. Metoda si od poloviny 50. let minulého století proráží cestu a je schopna řešit úlohy ze všech oblastí strojírenských oborů, ale i jiných mezioborových disciplín jako je např. biomechanika [11]. Algoritmus metody je podrobně popsán v [10].

Metoda je postavena na numerickém přístupu řešení, který převádí spojitý problém na problém diskrétní. Podstata diskretizace spočívá v nahrazení geometrie tělesa prvky konečných rozměrů, pro které je získáváno přibližné číselné řešení. V praxi je nutno rozdělit řešenou oblast na konečný počet podoblastí (prvků), čímž vytváříme síť konečných prvků na modelu geometrie (Obr. 1-13). Na rozdíl od analytických přístupů řešení mohou numerické metody řešit i komplikovaná prostorová tělesa [11].



Obr. 1-13 Síť konečných prvků [12]

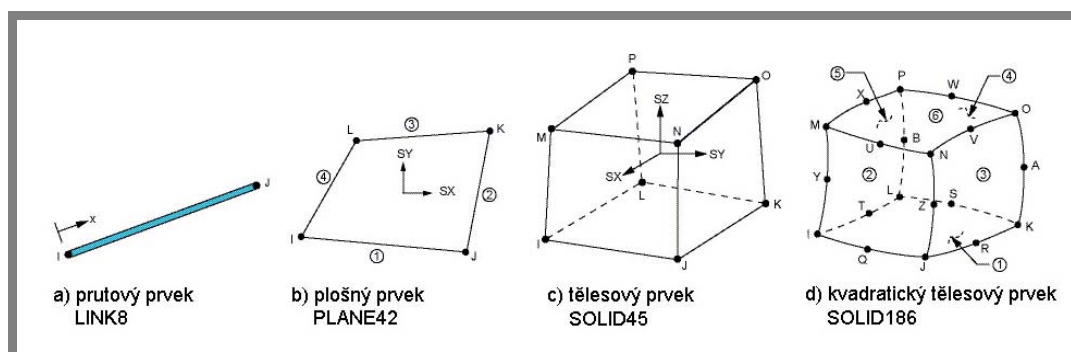
Základním stavebním kamenem metody konečných prvků jsou variační principy mechaniky využívající variační přístup řešení [11]. Variační přístupy spočívají v hledání stacionárních hodnot funkcionálu, viz. dále. Protože jsou základní parametry deformace (posuvy), hovoříme o deformačně-napjatostní variantě MKP. V tomto případě je východiskem MKP Lagrangeův variační princip [10].

Z matematického hlediska je Lagrangeův variační princip vyjádřen celkovou potenciální energií Π (funkcionál), který je dán rozdílem energie napjatosti tělesa W a potenciálem vnějšího zatížení P [11].

$$\Pi = W - P$$

Funkcionál Π závisí na funkcích hledaných posuvů a protože z hlediska variačního principu má být celková potenciální energie minimální, musí být variace funkcionálu rovna nule. Ze zjištěných deformačních posuvů jsme schopni určit složky přetvoření a napětí [11].

Koncové body každého prvku jsou uzly, ve kterých hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy či natočení). Jelikož přesnost výsledku ovlivňuje hustota, topologie prvků sítě a tudíž uspořádání jejich uzlů, nabízejí knihovny jednotlivých systémů MKP desítky různých typů prvků. Obecně lze rozdělit prvky na prutové, plošné a tělesové [10].



Obr. 1-14 Ukázka prvků používaných v systému ANSYS. Upraveno z [13]

2. FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

V každém pístovém stroji působí dva druhy sil, které jsou proměnlivé v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele. Jsou to síly od tlaku plynů a síly setrvačné. Toto silové působení má vliv na rozložení napjatosti v ojnici. Při provozu spalovacího motoru to může způsobit, že za určitých okolností dojde k mezním stavům (mezní stav pružnosti, mezní stav únavového porušení, mezní stav vzpěrné stability), což může vést k poruše motoru. Proto je nutno provádět kontrolní výpočet ojnice [4].

Záměrem této práce je zkontrolovat ojnici klikového mechanismu a v případě, že nebude vyhovovat pevnostním požadavkům, navrhnout novou konstrukční variantu. Klikový mechanismus je součástí zadaného čtyřdobého zážehového spalovacího motoru Briggs & Stratton (Obr. 2-1) ze zahradní sekačky, který je studijním programem v předmětu Konstruování strojů – mechanismy (6KM). Podmínkou této práce je, aby výsledky byly použity pro výukové účely a aby studenti třetích ročníků byli seznámeni s aplikací zátěžných účinků klikového mechanismu v kontrolních výpočtech užitím MKP.

Jako vstupním parametrem diplomové práce je analýza kinematiky a dynamiky klikového mechanismu motoru Briggs & Stratton, která je z části řešena v předmětu Konstruování strojů – mechanismy. Z ní budou vybrány okrajové podmínky pro nebezpečný provozní stav ojnice. Analýzu je nutno upravit a doplnit o potřebné údaje. Dále jsou dostupné všechny fyzické součásti zadaného motoru a jsou známy otáčky a maximální výkon motoru.



Obr. 2-1 Spalovací motor Briggs & Stratton [15]

3. VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

3

Cílem diplomové práce je zjistit napětí a deformace v ojnici v nebezpečné poloze klikového mechanismu, ukázat nebezpečná místa a posoudit bezpečnost z hlediska mezních stavů, které mohou nastat za provozu motoru. Pro dosažení cíle bude nutné vytvořit výpočtový model reálné ojnice klikového mechanismu. V rámci úlohy bude provedena deformačně-napjatostní analýza pomocí MKP, stabilitní analýza a únavový výpočet.

Na základě výsledků z MKP analýzy bude navrhována nová konstrukční varianta ojnice pro zadaný spalovací motor a v závěru práce bude porovnání zmíněných variant řešení. Výstupem této práce bude prezentace, kde bude rozebrán ukázkový příklad výpočtu ojnice pomocí MKP. Úloha je prováděna v rámci vylepšení výuky a inovace předmětů na Ústavu konstruování.

4. NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

4.1. Popis řešené ojnice

Jak je již známo ze zadání, ojnice je součástí osového klikového mechanismu čtyřtaktu jednoválcového motoru od firmy Briggs & Stratton. Její konstrukční provedení odpovídá požadavkům splněným pro montáž motoru. Z důvodu nedělené klikové hřídele je ojnice tvořena dvěma díly (tělem ojnice a víkem). Ojniční hlava je dělená v šikmo dělicí rovině k ose dřívku a víko ojnice je připevněno k tělu dvěma průchozími ojničními šrouby M6. Na dosedacích plochách víka ojnice a hlavy jsou vruby, které zaručují přesnou pozici obou dílů vůči sobě. Dřík ojnice je charakterizován průřezem I (Obr. 4-1). Základní parametry ojnice, délka (rozteč středů ojničních ok) l [mm], průměr malého oka ojnice d_A [mm], průměr velkého oka ojnice d_B [mm] a hmotnost ojnice m_{oj} [kg], jsou uvedeny ve vstupních parametrech motoru (5.1.1). Z technologického hlediska je ojnice vyráběna jako litá součást. Materiálem dané ojnice je hliníková slitina.



Obr. 4-1 Řešená ojnice z motoru Briggs & Stratton [15]

4.2. Metodika řešení

1. Analýza kinematiky a dynamiky klikového mechanismu bude prováděna v programu Mathcad. Analyticky budou stanoveny časové průběhy dráhy, rychlosti, zrychlení pístu, úhlová dráha, úhlová rychlost a úhlové zrychlení ojnice, dále bude provedena redukce ojnice do hmotných bodů a v neposlední řadě časové průběhy sil v klikovém mechanismu.
2. Na základě analýzy kinematiky a dynamiky klikového mechanismu budou vybrány okrajové podmínky pro kritický provozní stav, které se použijí ve výpočtovém modelu MKP.
3. V parametrickém modeláři SolidWorks bude vytvořena 3D geometrie ojnice, která bude exportována do MKP softwaru.
4. Vzhledem ke komplikované geometrii a nutnosti realizace složitých okrajových podmínek pro kontrolní výpočet ojnice je k řešení diplomové práce použita MKP.
5. Výpočtové modelování bude prováděno v systému ANSYS Workbench.
6. Nutno provést statickou deformačně-napjatostní analýzu a stabilitní analýzu (lineární buckling). Součástí výpočtů bude řešení kontaktní úlohy popřípadě i předepjatých šroubových spojů. V rozsahu výsledků bude posuzován MSP, MSVS a MSÚP.
7. Na základě výsledků budou navrženy nové vlastní varianty ojnice.

5. ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

5

Kapitola je zaměřena na vlastní řešení problému. Následující kroky popisují postup při výpočtu ojnice klikového mechanismu. První kapitola je věnována analytickým výpočtům. Před výpočtovým modelováním ojnice v MKP systému ANSYS Workbench je věnována kapitola tvorbě modelu geometrie ojnice. Součástí kapitoly jsou i konstrukční varianty ojnice.

5.1. Výpočet silového působení v klikovém mechanismu

5.1

Analýza kinematiky a dynamiky klikového mechanismu motoru Briggs & Stratton, která je probírána v předmětu Konstruování strojů – mechanismy (6KM) podle osnov z [21], je přepracována v této práci se změnami a doplněna o další důležité grafické závislosti. Výpočtové vztahy použité v analýze jsou čerpány z [4] a všechny výpočty jsou prováděny v softwaru Mathcad.

Stanovením průběhů kinematických a dynamických veličin během jednoho pracovního cyklu jsou zjištěny velikosti i směry působícího zatížení v klikovém mechanismu, což je nezbytné v určování okrajových podmínek pro výpočtové modelování v ANSYS Workbench. Okrajové podmínky jsou vybírány z grafických závislostí v následující části práce. Detailní rozbor analýzy je uveden viz. [Příloha 1]. Analýza je realizována pro osové klikové ústrojí při konstantní úhlové rychlosti a maximálních otáčkách motoru.

5.1.1. Vstupní parametry motoru

5.1.1

Diplomová práce řeší určitý spalovací motor a proto jsou k dispozici katalogové hodnoty, které firma Briggs & Stratton nabízí. Některé vstupní veličiny potřebné k analýze bylo třeba odměřit na reálném motoru.

1. Katalogové hodnoty motoru Briggs & Stratton

Označení motoru na štítku	Model 9D 902 Typ 2019 B1 Kód 0212 1051
---------------------------	--

Počet válců	$i = 1$
Otáčky motoru	$n = 60 \text{ s}^{-1}$
Maximální výkon motoru	$P_e = 2,61 \text{ kW}$

2. Naměřené parametry klikového mechanismu

Průměr vrtání válce	$D = 65,05 \text{ mm}$
Rameno kliky	$r = 22,23 \text{ mm}$
Průměr horního (malého) oka ojnice	$d_A = 12,46 \text{ mm}$
Průměr dolního (velkého) oka ojnice	$d_B = 25,48 \text{ mm}$
Délka ojnice	$l = 79,43 \text{ mm}$
Hmotnost pístní skupiny	$m_p = 0,19 \text{ kg}$
Hmotnost ojnice	$m_{oj} = 0,085 \text{ kg}$

Hmotnost víka ojnice	$m_{vo} = 0,016 \text{ kg}$
Hmotnost ojnice bez šroubů	$m = 0,069 \text{ kg}$
Atmosférický tlak	$p_{atm} = 0,1 \text{ MPa}$
Kompresní objem motoru	$V_K = 24,6 \text{ cm}^3$

3. Výpočet základních charakteristik motoru

Zdvih pístu

$$Z = 2 \cdot r = 2 \cdot 22,225 \text{ mm} = 44,45 \text{ mm}$$

Úhlová rychlost klikové hřídele při max. otáčkách

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 60 \text{ s}^{-1} = 377 \text{ s}^{-1} = 22\,620 \text{ min}^{-1}$$

Klikový poměr

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{22,225 \text{ mm}}{79,43 \text{ mm}} = 0,28$$

Zdvihový objem motoru

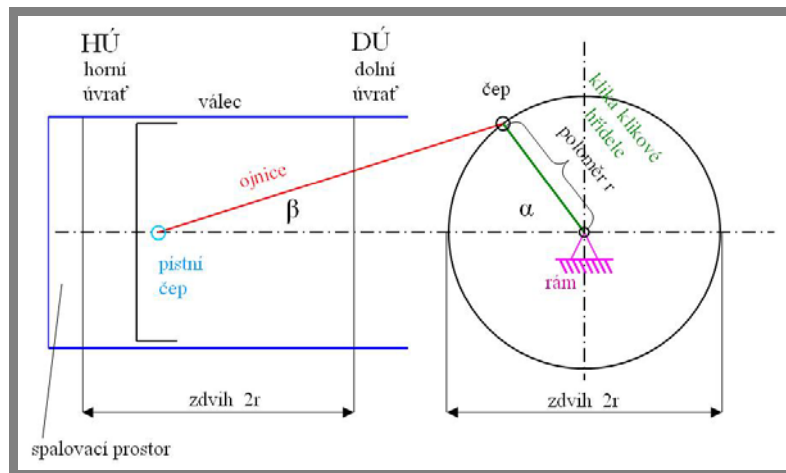
$$V_Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = \frac{\pi \cdot (65,05 \text{ mm})^2}{4} \cdot 44,45 \text{ mm} = 147\,800 \text{ mm}^3 = 147,8 \text{ cm}^3$$

Kompresní poměr motoru

$$\varepsilon = \frac{V_Z + V_K}{V_K} = \frac{147,8 \text{ cm}^3 + 24,6 \text{ cm}^3}{24,6 \text{ cm}^3} = 7$$

Celkový objem válce

$$V_C = V_Z + V_K = 147,8 \text{ cm}^3 + 24,6 \text{ cm}^3 = 172,4 \text{ cm}^3$$



Obr. 5-1 Schéma klikového ústrojí [14]

5.1.2. Kinematika klikového mechanismu

Tato kapitola se týká určování průběhů kinematických veličin jako jsou dráha pístu x , rychlost pístu v , zrychlení pístu a , dále pak úhlové dráhy ojnice β , úhlové rychlosti ω_L a zrychlení ε_L ojnice [4].

Dráha, rychlost a zrychlení posuvného pohybu pístu

Píst koná rovnoměrně zrychlený pohyb v ose válce. Velikosti dráhy, rychlosti i zrychlení pístu se periodicky opakují, z toho vyplývá, že stačí stanovit průběhy pro

úhel α v intervalu 0° až 360° . Vypočtené grafické závislosti kinematických veličin pro posuvný pohyb pístu spalovacího motoru Briggs & Stratton jsou na Obr. 5-2.

Výpočet dráhy pístu x [mm]

$$x(\alpha) = r \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2(\alpha)) \right]$$

Výpočet rychlosti pístu v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

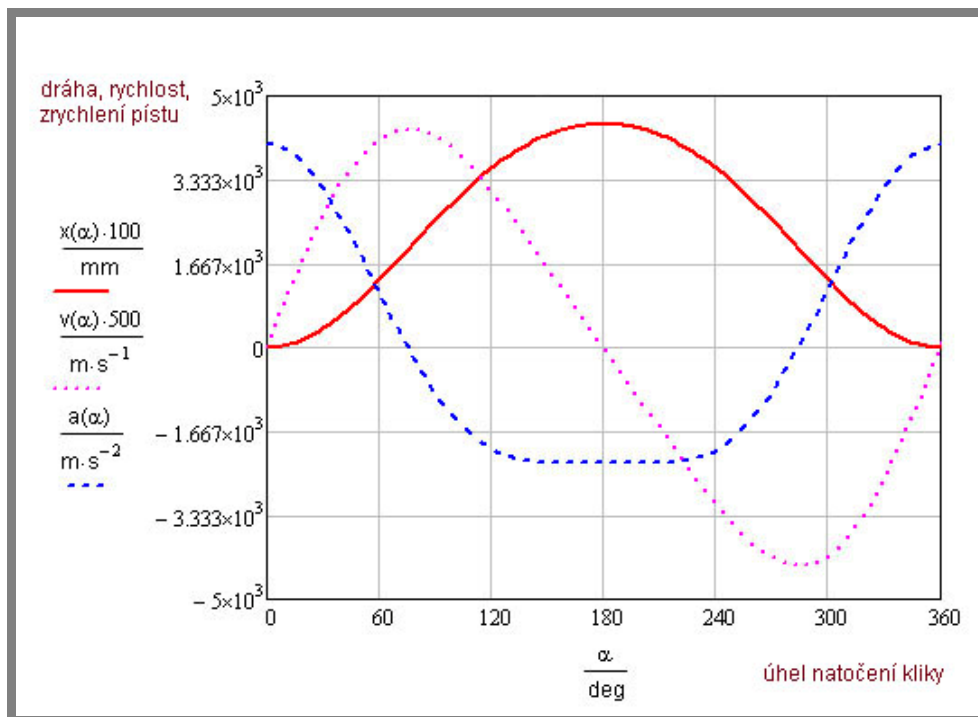
$$v(\alpha) = r \cdot \omega \cdot (\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\alpha))$$

Výpočet zrychlení pístu a [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

$$a(\alpha) = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2\alpha))$$

kde:

α [$^\circ$] - úhel natočení klikové hřídele (s krokem 2°)



Obr. 5-2 Kinematické veličiny – dráha, rychlost a zrychlení pístu

Úhlová dráha, rychlost a zrychlení výkyvného pohybu ojnice

Vzhledem k tomu, že ojnice koná složitý pohyb, je třeba určit průběhy pro výkyvný pohyb ojnice okolo ojnického čepu. Opět budou stačit průběhy pro úhel pootočení v intervalu 0° až 360° . Tato část výpočtů se v 6KM neprovádí a bylo ji nutno nastudovat samostatně např. z [4].

Úhlová dráha ojnice (úhel pootočení ojnice od osy válce) β [$^\circ$], viz. Obr. 5-3

$$\beta(\alpha) = a \sin(\lambda \cdot \sin(\alpha))$$

Úhlová rychlost ojnice ω_L [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$], viz. Obr. 5-4

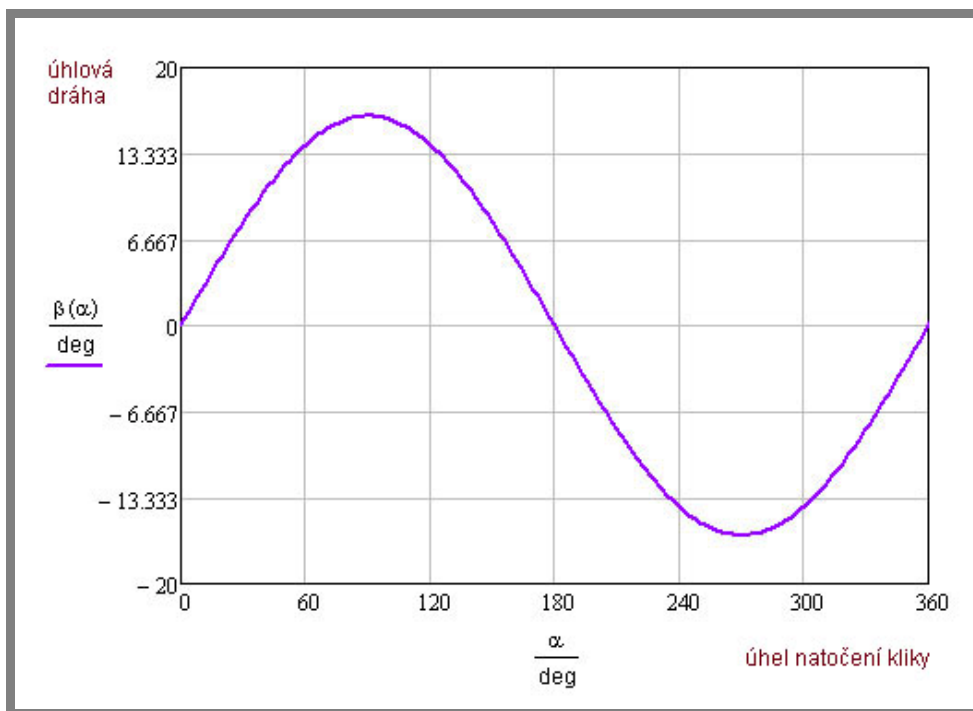
$$\omega_L(\alpha) = \lambda \cdot \omega \cdot \cos(\alpha)$$

Úhlové zrychlení ojnice ε_L [rad·s⁻²], viz. Obr. 5-5

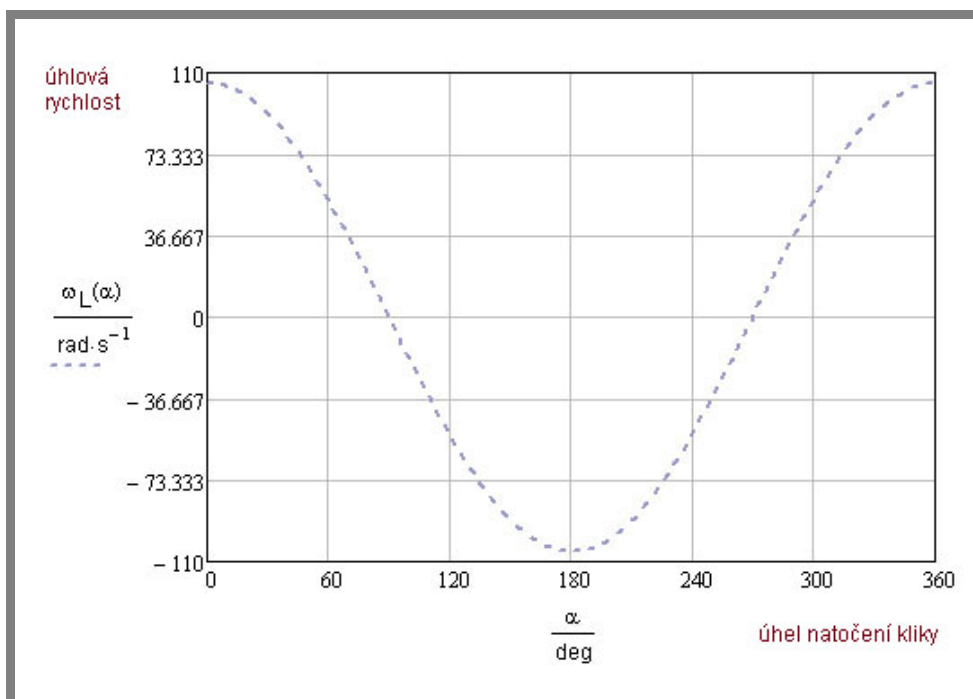
$$\varepsilon_L(\alpha) = -\lambda \cdot \omega^2 \cdot \sin(\alpha)$$

kde:

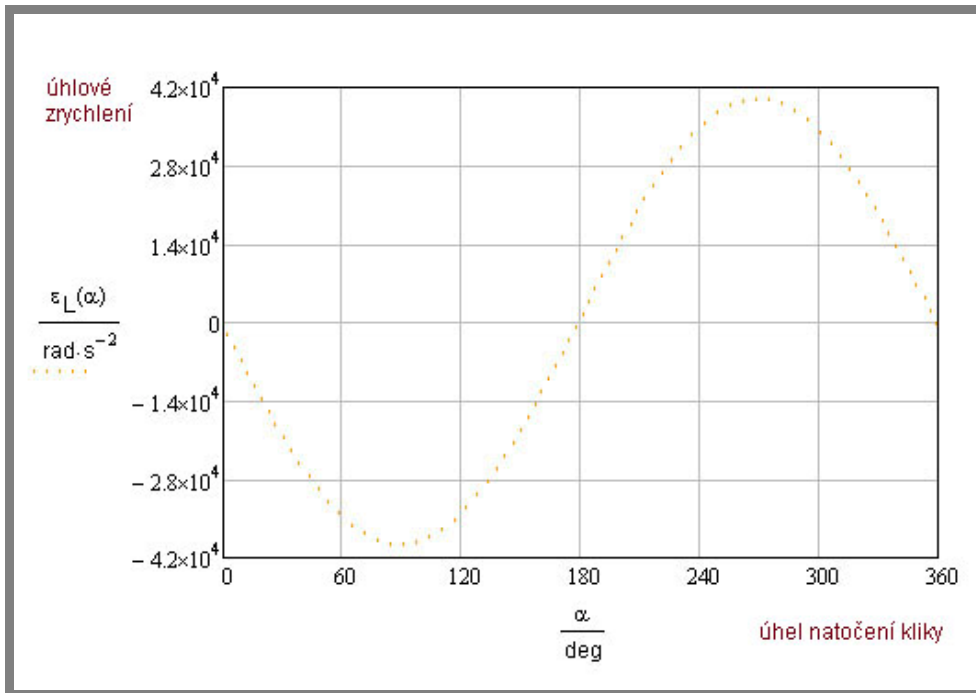
α [°] - úhel natočení klikové hřídele (s krokem 2°)



Obr. 5-3 Průběh úhlové dráhy ojnice



Obr. 5-4 Průběh úhlové rychlosti ojnice

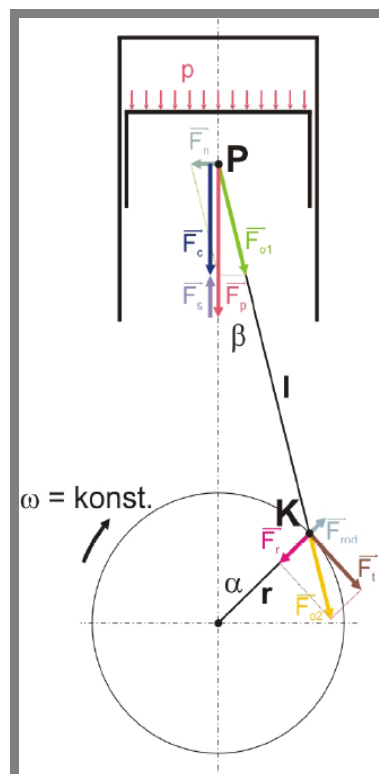


Obr. 5-5 Průběh úhlového zrychlení ojnice

5.1.3. Dynamika klikového mechanismu

5.1.3

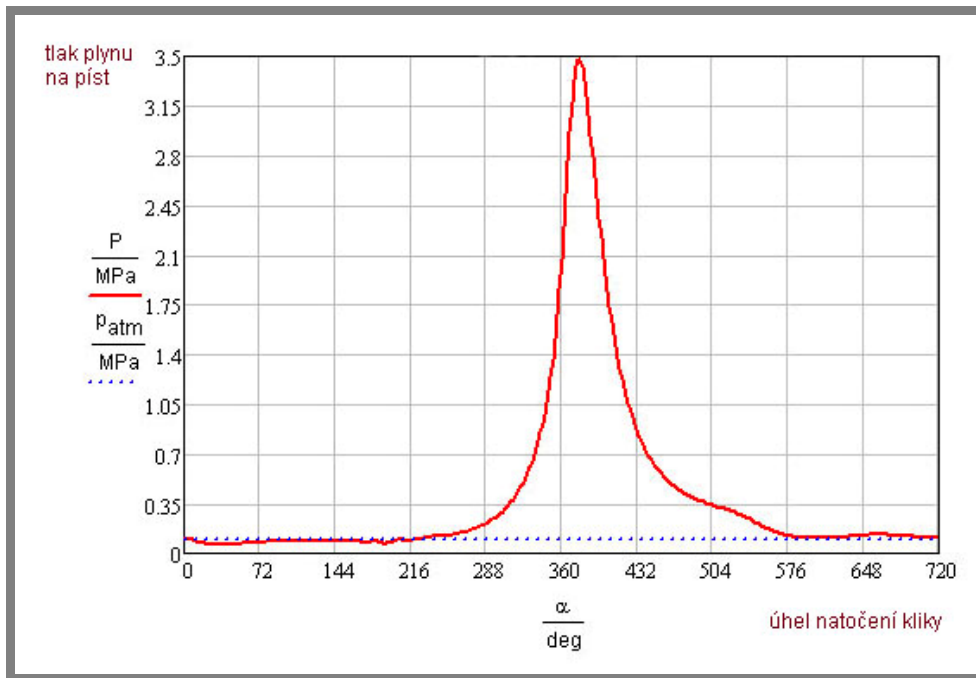
Dynamika řeší silové působení v klikovém mechanismu [4]. Obr. 5-6 ukazuje směry působících sil. V bodě P jsou síly od tlaku plynů a síly setrvačné od pístní skupiny, v bodě K působí síly radiální a tangenciální přenášené na klikovou hřídel. Z hlediska dalších výpočtů jsou zde rozepsány pouze síly tlakové působící v bodě P.



Obr. 5-6 Zobrazení sil [16]

Rozvinutý indikátorový diagram ($p - \alpha$ diagram)

Vstupními parametry jsou diskrétní hodnoty indikovaných tlaků, které byly získány na základě měření motoru Briggs & Stratton na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství VUT v Brně. Hodnoty indikovaných tlaků (P [MPa]) pro polohu kliky α byly načteny z datového souboru [Příloha 1] a výpočtem bylo dosaženo průběhu podle Obr. 5-7.

Obr. 5-7 $p - \alpha$ diagram

Z tlaku spalín ve válci jsou určeny průběhy sil od pístu:

Výpočet primárních sil od tlaku plynů F_p [kN]

$$F_{p_j} = (P_j + p_{atm_j}) \cdot S$$

Výpočet sekundárních setrvačných sil od posuvných částí pístní skupiny F_s [kN]

$$F_{s_j} = -m_p \cdot a(\alpha_j)$$

Výpočet celkových sil působících v ose pístního čepu F_c [kN]

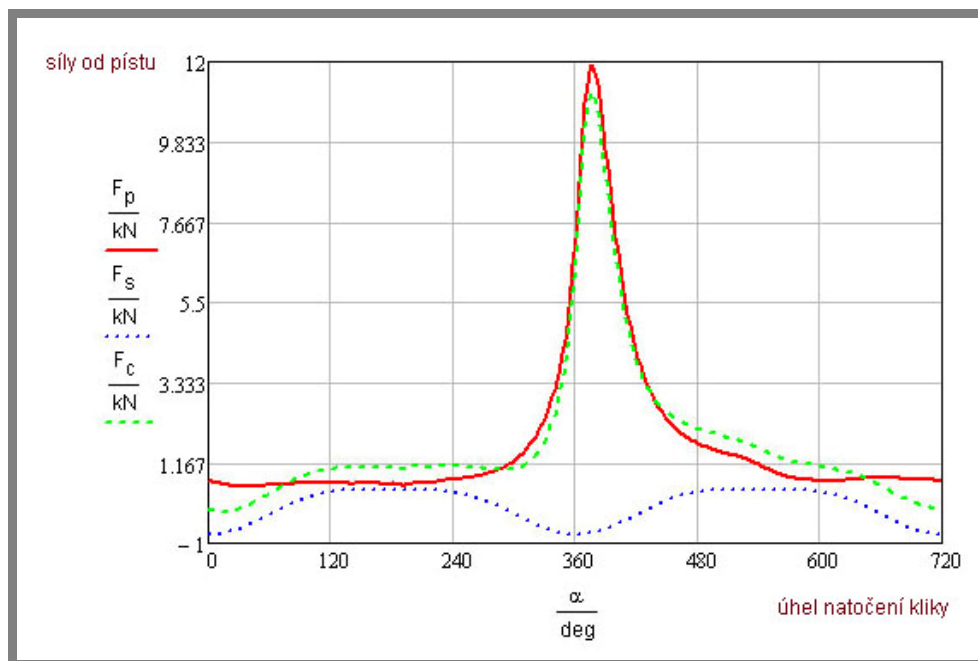
$$F_{c_j} = F_{p_j} + F_{s_j}$$

kde:

- j - značí j -tý index pro výpis diskrétních hodnot indikovaných tlaků
- α [°] - úhel natočení klikové hřídele (s krokem 2°)

Průběh těchto sil je na Obr. 5-8. Z grafů má pro další výpočty význam znázornění celkových sil F_c (barva sv. zelená), které jsou vektorovým součtem sil od tlaku plynů a sil setrvačných a působí ve směru osy válce.

Extrémní hodnoty spalovacích tlaků i sil vyšly z Obr. 5-7 a Obr. 5-8 těsně za horní úvratí při expanzním zdvihu a úhlu natočení kliky $\alpha = 376^\circ$. Maximální hodnota spalovacího tlaku z Obr. 5-7 je přibližně $p_{max} = 3,5 \text{ MPa}$ a maximální celkové síly (Obr. 5-8), které působí v ose pístního čepu, jsou $F_c = 11\,165 \text{ N}$.



Obr. 5-8 Průběh sil ve směru osy válce

5.2. Výběr nebezpečného stavu ojnice

5.2

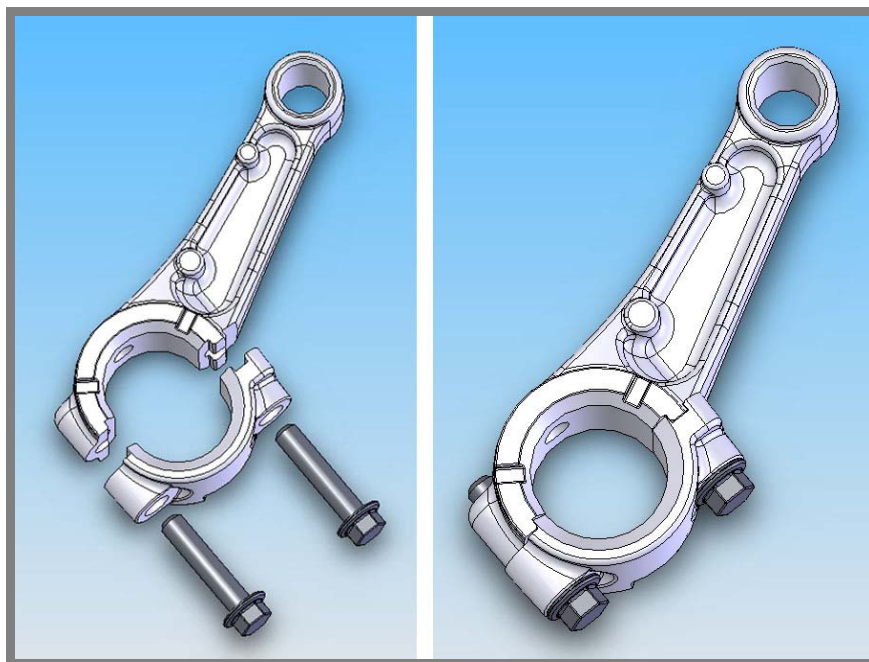
Jak už bylo řečeno dříve, ojnice je namáhána silami od pístu a silami setrvačnými od posuvných a rotačních částí ojnice [4]. Ve výpočtovém softwaru ANSYS Workbench budou síly od pístu realizovány silami celkovými F_c (Obr. 5-8) a setrvačné síly ojnice budou zadávány pomocí zrychlení pístu a (Obr. 5-2), úhlové rychlosti výkyvného pohybu ojnice ω_L (Obr. 5-4) a úhlového zrychlení výkyvného pohybu ojnice ε_L (Obr. 5-5). Natočení ojnice od osy válce je dáno úhlovou dráhou β (Obr. 5-3). Uvedené parametry zatížení jsou využity jako vstupní okrajové podmínky pro výpočtové modelování, jak uvádí například [12].

Z grafických závislostí uvedených veličin jsou vybrány pro určité polohy klikové hřídele nebezpečné polohy ojnice a shrnuty v Tab. 1. Protože bylo potřeba zvolit kritickou polohu ojnice, muselo být pro všechny uvedené stavy z Tab. 1 předběžně vypočítáno redukované napětí v ANSYS Workbench.

Tab. 1 Nebezpečné polohy ojnice

Stav	α [°]	β [°]	F_c [N]	a [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]	ω_L [s^{-1}]	ε_L [s^{-2}]	Fáze	σ_{red} [MPa]
1	0	0	-90,8	4 042	105,48	0	sání	11,1
2	90	16,25	780,3	-883,8	0	-39 770	sání	17,6
3	180	0	1 043	-2 275	-105,48	0	komprese	21,4
4	270	-16,25	1 020	-883,8	0	39 770	komprese	22,2
5	360	0	6 440	4 042	105,48	0	expanze	126,1
6	376	4,42	11 165	3 786	101,4	-10 960	expanze	225,5
7	450	16,25	2 525	-883,8	0	-39 770	expanze	56
8	540	0	1 554	-2 275	-105,48	0	výfuk	32,7
9	630	16,25	883,3	-883,8	0	39 770	výfuk	19,4

V Tab. 1 je možno porovnat velikost zátěžných účinků působících na ojnici ve vybraných stavech a také výpočet odpovídajícího napětí. Každý uvedený stav má vliv na velikost napětí. Podle výsledků a zatížení jsem zvolil nejkritičtější stav



Obr. 5-10 Model geometrie ojnice: vlevo rozložený pohled, vpravo sestava

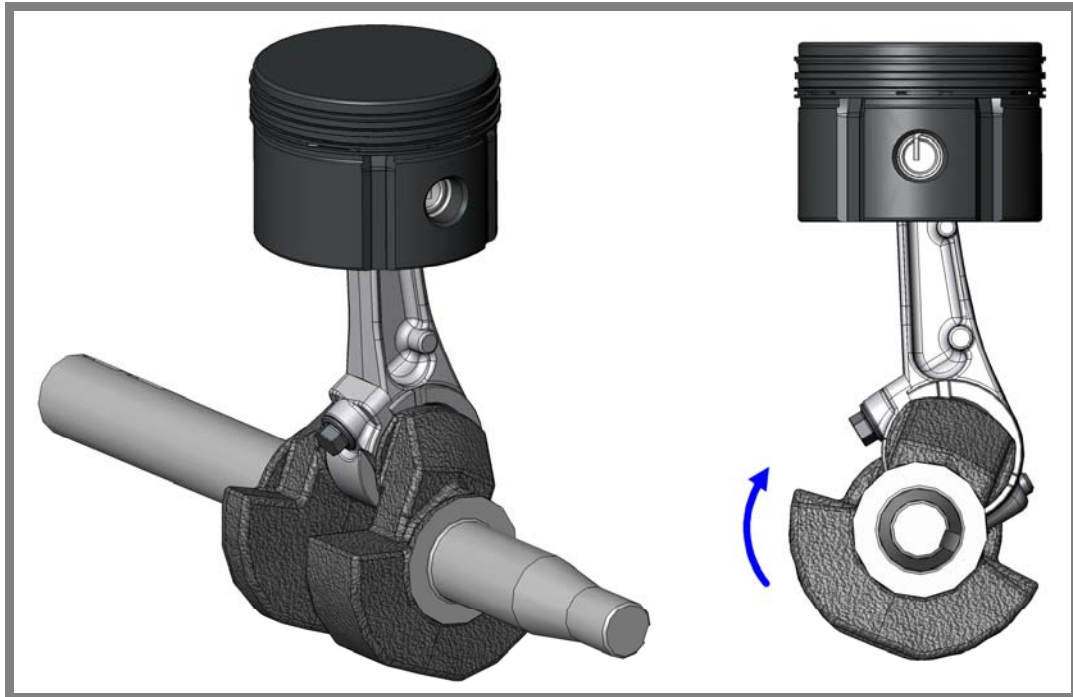


Obr. 5-11 Porovnání modelu s reálnou ojnicí

5.3.2. Simulace pohybu klikového mechanismu

5.3.2

V laboratoři Ústavu konstruování byl smontován kompletní motor, aby byl zjištěn smysl otáčení klikového mechanismu v klikové skřini. Následně byly pro úplnost řešení vymodelovány i zbývající části klikového mechanismu a sestaveny do finální podoby (Obr. 5-12). Píst a klika sice nejsou součástí výpočtu v MKP, ale v sestaveném modelu byly použity k simulaci pohybu klikového mechanismu prostřednictvím nástroje *Rotační motor* v systému SolidWorks. Pomocí simulace pohybu byl snadněji odhadnut směr pohybu ojnice, její pozice vůči ose válce a orientace zátěžných účinků v klikovém mechanismu. Při vyšetřování napjatosti v ojnici byly z celého klikového mechanismu uplatněny pouze čepy v obou ojnicích okách, jejichž funkčnost je objasněna níže.



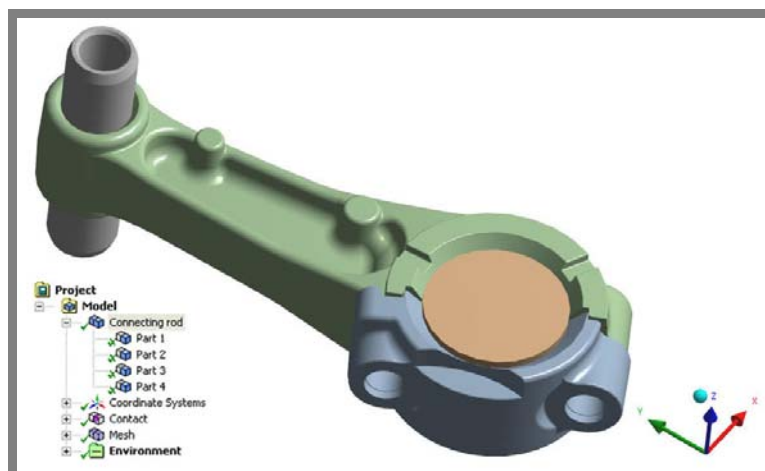
Obr. 5-12 Model geometrie klikového mechanismu a vyznačení smyslu otáčení

5.4. Výpočtové modelování v softwaru ANSYS Workbench

Stěžejním problémem pro zhodnocení napjatosti ojnice pomocí MKP je správná definice vstupních parametrů. Proto jsou kapitoly zpravidla rozděleny na etapy, které popisují jednotlivé kroky.

5.4.1. Import geometrie ojnice

Parametrické modeláře podporují několik standardizovaných formátů, které dovedou převést objemovou geometrii do jiného 3D prostředí. K importu do softwaru ANSYS Workbench byl zvolen převodový formát STEP. Tím bylo docíleno, že objemový model ojnice byl načten jako sestava čtyř komponentů. Dílům importované sestavy byly automaticky přiřazeny kontaktní plochy a výchozí materiál konstrukční ocel, což bylo nutno upravit.



Obr. 5-13 Importovaná ojnice

1. Definice materiálů

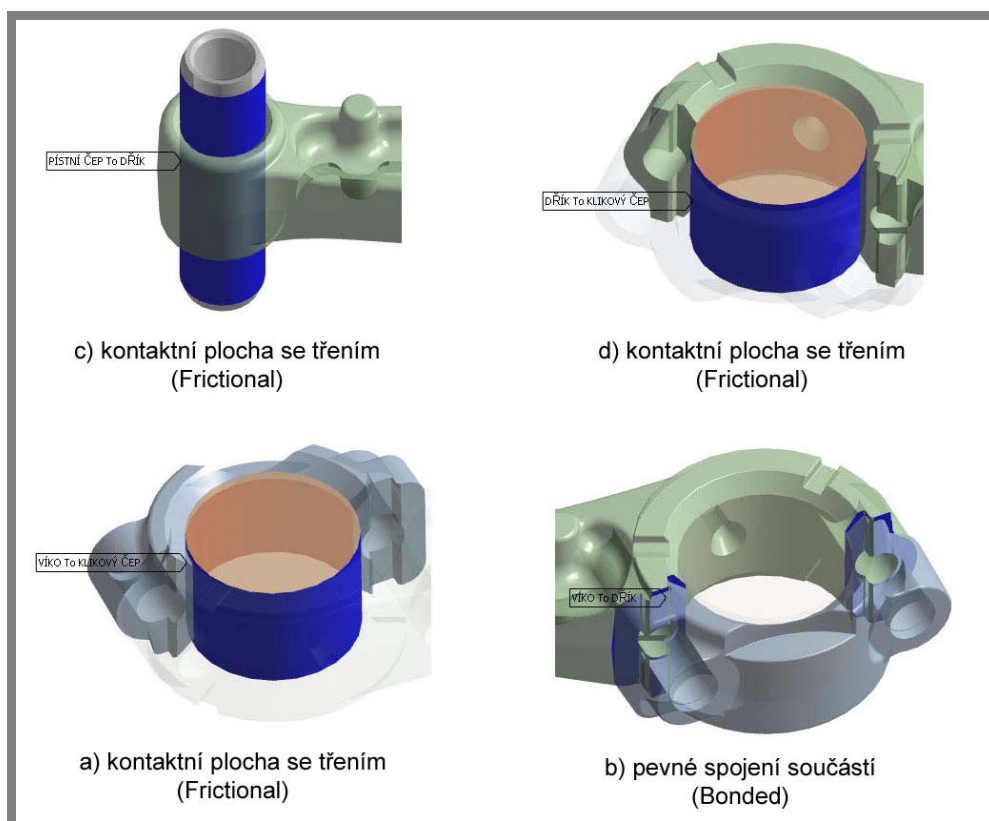
Jednotlivým dílům importované sestavy je třeba přiřadit materiály. Ojnice je vyrobena z hliníkové slitiny. Firma Briggs & Stratton nemohla předat přesné specifikace ojnice, jak píše Červenková Eva ve svém e-mailu z 27.2. 2008. Proto musel být materiál ojničního dříku i víka nahrazen hliníkovou slitinou typu *Al-Cu*, jak uvádí např. [17]. Z této skupiny hliníkových slitin byla vybrána slitina *2618-T61* [18]. Avšak výpočtové modely, které jsou v příloze umožňují modifikaci materiálových charakteristik pro případ zpřesnění údajů. Materiál pístního i klikového čepu byl ponechán jako konstrukční ocel.

Tab. 2 Materiálové vlastnosti

Materiál	Re [MPa]	Rm [MPa]	E [MPa]	ν [-]	ρ [kg·m ⁻³]
Konstrukční ocel	250	460	200 000	0,3	7 850
Hliníková slitina	372	441	74 500	0,33	2 760

2. Úprava automaticky generovaných kontaktních ploch

Tam, kde dochází ke styku dvou těles, je definován kontakt. Všem kontaktním plochám, které jsou vygenerovány po načtení sestavy do ANSYS Workbench, je automaticky přiřazen typ *Bonded*. Ten zaručuje pevné spojení součástí, jako by byly spojeny sítě všech objemů. Víko a dřík jsou v této části práce řešeny jako jeden díl, proto byl typ kontaktu *Bonded* mezi nimi ponechán. Kontaktní plochy mezi čepy a ojnicí byly změněny na *Frictional* (se třením) tak, aby vystihovaly spojení podle reality. Třecí koeficient mezi ocelí a hliníkem byl zvolen 0,3 podle [19]. Kontaktům bylo třeba také zkontrolovat popř. upravit plochy tvořící prvky *Contact* a *Target*.

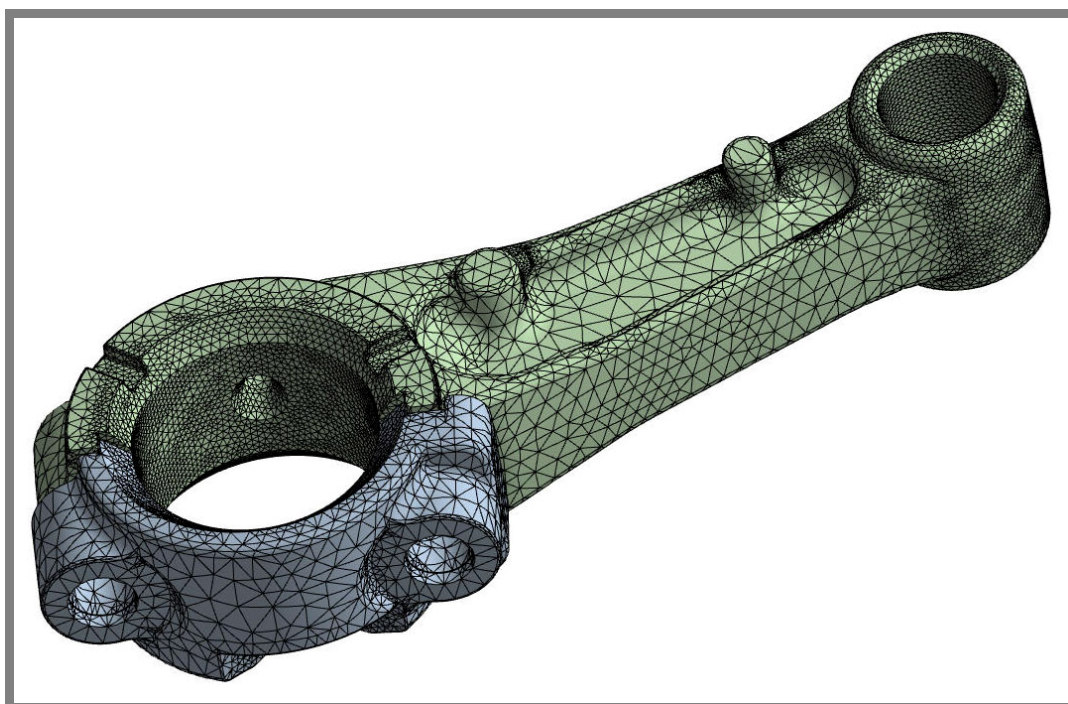


Obr. 5-14 Kontaktní plochy

5.4.2. Vytvoření sítě konečných prvků na modelu ojnice

S počtem elementů a kvalitou sítě souvisí přesnost výsledků a doba výpočtu. Proto byl model ojnice počítán nejdřív s hrubší sítí (cca 100 tis. uzlů), která měla menší časové nároky výpočtu. Podle výsledků byla vytipována nebezpečná místa s vyšší koncentrací napětí a v nich byla síť zjemňována funkcí *Refinement*. Jelikož se jedná o kontaktní úlohu, byla v oblasti dotykových ploch vyžadována jemná síť, která byla řešena příkazem *Contact Sizing*. Velikost hrany prvku v oblasti kontaktu je 0,7 mm. Postupně byla síť upravena do konečné podoby, viz Obr. 5-15.

V síti konečných prvků jsou použity tělesové prvky typu Solid187, Conta174 a Targe170. Množství použitých elementů je shrnuto v Tab. 3.



Obr. 5-15 Síť konečných prvků modelu ojnice

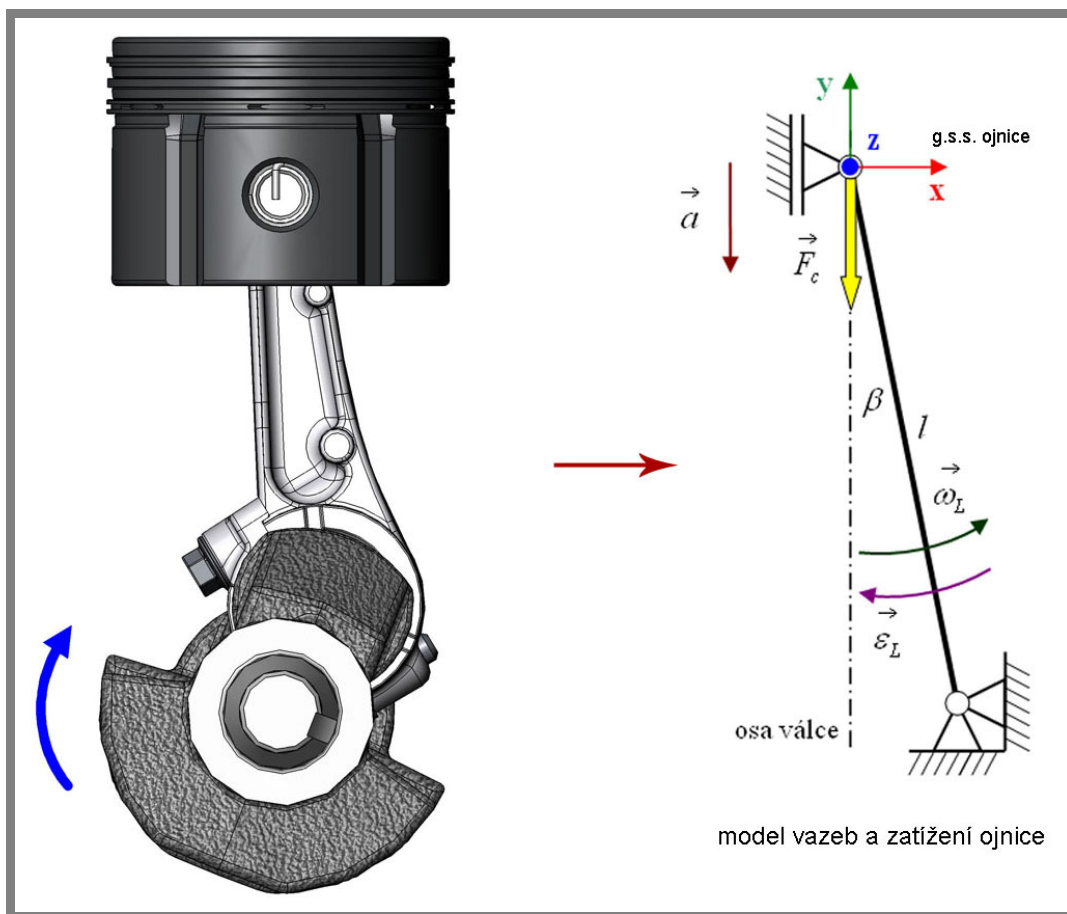
Tab. 3 Počet použitých uzlů a elementů

	Velikost prvku [mm]	Počet uzlů	Počet elementů
Dřík ojnice	2	242 525	162 013
Víko ojnice	2	75 419	50 677
Pístní čep	2,5	11 032	1 650
Klíkový čep	2,5	144 540	33 964
Kontaktní plochy	0,7		
Celkový počet		473 516	248 304

5.4.3. Zadání okrajových podmínek

Model ojnice je nezbytné uložit a zatížit tak, aby odpovídal skutečnosti. První je nutno si uvědomit smysl otáčení klikového mechanismu a podle toho je potřeba natočit ojnici do správné polohy vůči ose válce. Ke stanovení polohy ojnice byla použita simulace klikového mechanismu, viz kapitola 5.3.2. Z modelu klikového mechanismu pak vycházely vazby a orientace zatížení ojnice pro statický výpočet.

Obr. 5-16 znázorňuje natočení a aplikaci zatížení a vazeb pro řešený provozní stav. Okrajové podmínky jsou použity pro stav č. 6, který byl vybrán z Tab. 1, viz. kapitola 5.2.



Obr. 5-16 Aplikace vazeb a zatížení

Tab. 4 Zátěžné účinky pro stav č. 6

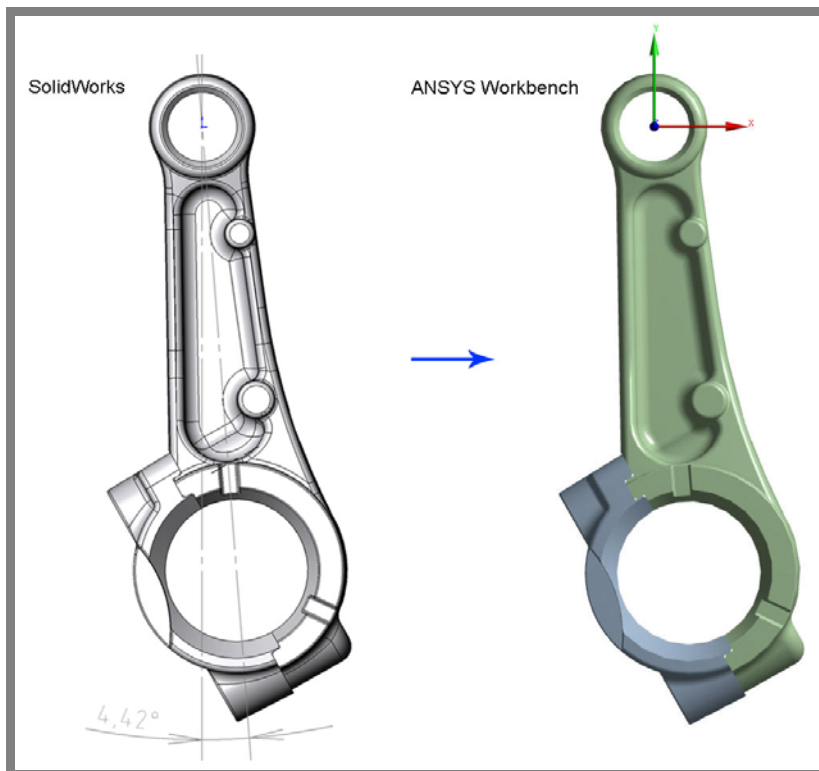
Název parametru	Hodnota
Úhel natočení kliky α [°]	376
Úhlová dráha ojnice β [°]	4,42
Celková síla od pístu F_c [N]	11 165
Zrychlení pístu a [m·s ⁻²]	3 786
Úhlová rychlost ojnice ω_L [s ⁻¹]	101,4
Úhlové zrychlení ojnice ϵ_L [s ⁻²]	-10 960

1. Pootočení ojnice vzhledem k ose válce

Ke kritickému stavu č. 6 dochází těsně za HÚ pístu, kdy dochází k expanzi. Proto je zapotřebí natočit ojnici o úhel β vzhledem k virtuální ose válce, která bude tvořena osou y globálního souřadného systému ojnice, viz. Obr. 5-16. Globální souřadný systém byl vytvořen při tvorbě sestavy ojnice v ose pístního čepu.

Geometrie si při exportu z parametrického modeláře do prostředí ANSYS Workbench nese svůj globální souřadný systém, ke kterému se vztahují okrajové

podmínky. Proto bylo nezbytné už při tvorbě sestavy v SolidWorks předem natočit ojnici o úhel $\beta = 4,42^\circ$ vzhledem k ose y , jak je na Obr. 5-17.

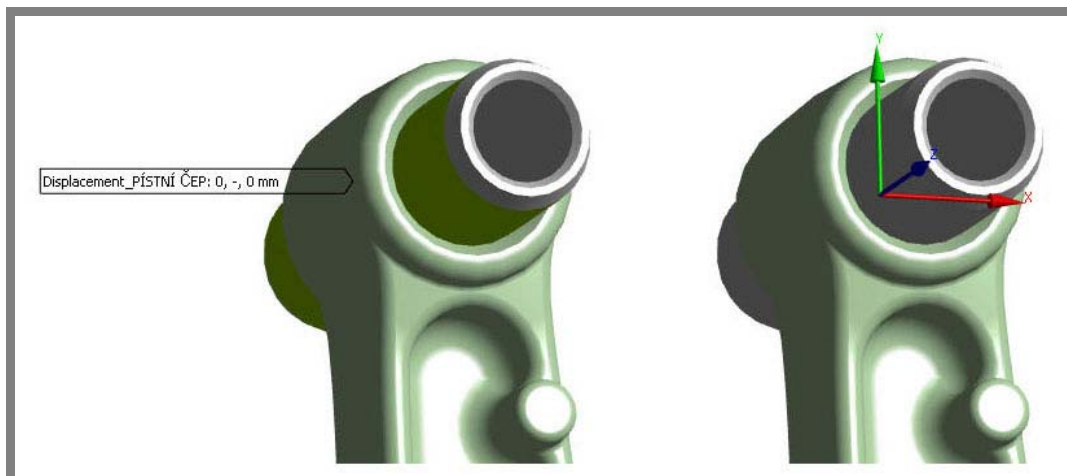


Obr. 5-17 Natočení ojnice

2. Model vazeb

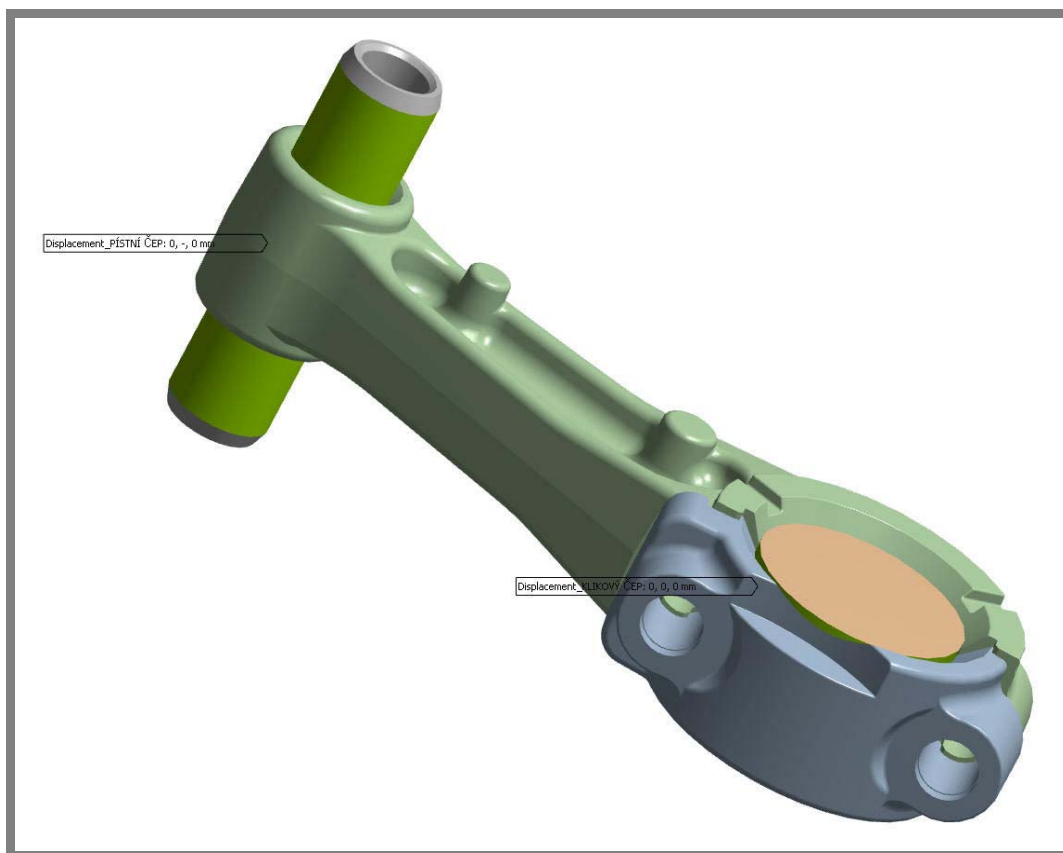
Pro modelování vazeb a také zatížení byla ojnice vybavena čepy. Tím z řešení vznikla komplikovanější kontaktní úloha. Oba čepy jsou uloženy otočně v obou ojnichních okách a vyvolávají spojité zatížení po jejich obvodu. Ukotvení ojnice bylo provedeno tak, aby vystihovalo statické řešení.

Na pístní čep v horním oku, byla aplikována vazba *Displacement*, která předepisuje posuv v uzlech. Vazbou byly zamezeny posuvy ve dvou osách ($UX = 0$, $UZ = 0$). Posuvy ve směru osy válce (osa y) byly povoleny, viz. Obr. 5-18.



Obr. 5-18 Vazba pístního čepu

Klikový čep byl ukotven vazbou *Displacement* a předepsané posuvy ve všech směrech jsou rovny nule ($UX = 0$, $UY = 0$, $UZ = 0$). Ojnice je v prostoru fixována pomocí pružinek *Weak Springs*, které jsou zapnuty v řešiteli softwaru (kap. 5.4.4).

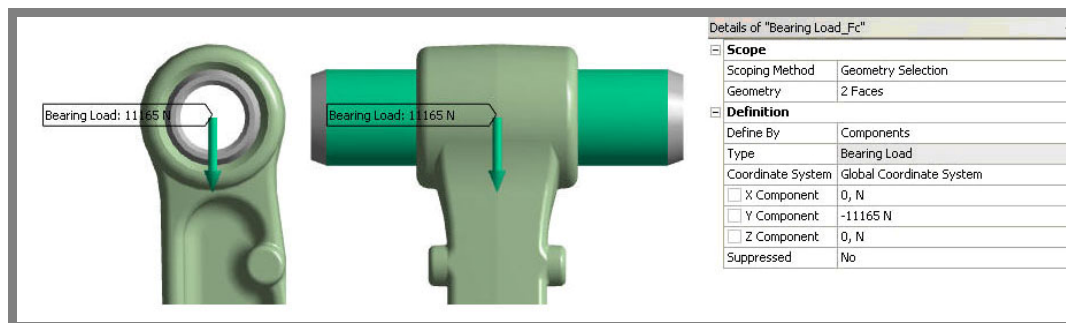


Obr. 5-19 Model vazeb ojnice

3. Model zatížení – síly od tlaku plynů

Tlak spalin je přenášen osou válce, která je v globálním souřadném systému výpočtového modelu tvořena osou y . Výpočtový model je natočen do správné polohy, a proto je možno zadat celkovou sílu od tlaku plynů F_c .

Pro aplikaci celkových sil je použita funkce *Bearing Load*, která simuluje spojitě zatížení na válcové ploše. I v tomto případě bylo zatížení použito na pístní čep. Celková síla $F_c = 11\,165\text{ N}$ působí v ose válce, proto je zadána do osy y globálního souřadného systému (Obr. 5-20). Jelikož stav č. 6 představuje expanzi, musí síla tlačit na oko ojnice a orientace síly je proti směru osy y . Síly jsou dále přenášeny tělem ojnice a skrz kontaktní plochu jsou zachycovány na klikovém čepu.

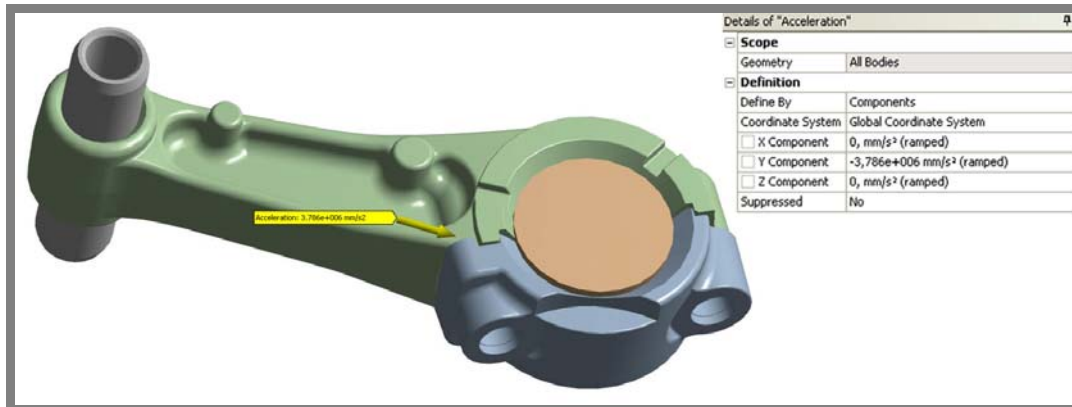


Obr. 5-20 Model zatížení od tlakových sil

4. Model zatížení – setrvačné síly

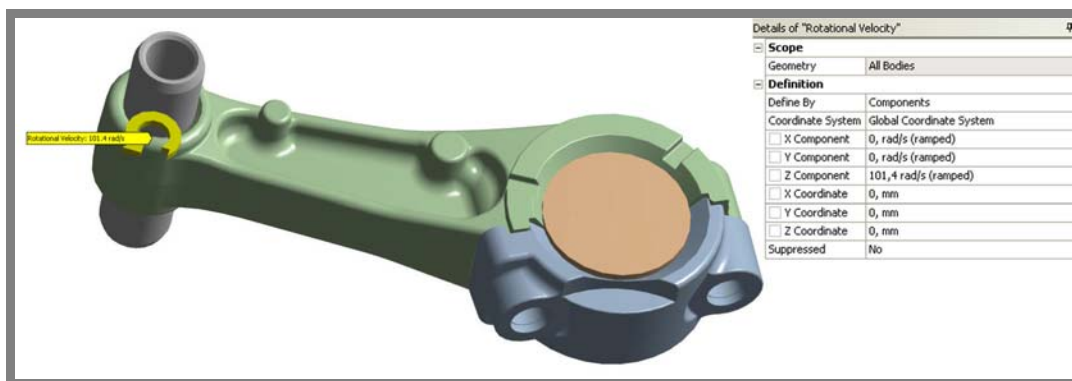
Setrvačné síly působící na ojnici jsou v systému ANSYS souhrnně zadávány funkcemi *Inertia Loads*. Vzhledem k tomu, že působí na celou ojnici, zadávají se na celou součást vůči globálnímu souřadnému systému ojnice.

První setrvačné zatížení je zrychlení od pístu, které je v ANSYS Workbench zastoupeno funkcí *Acceleration*. Zrychlení je určeno stejným směrem jako tlaková síla F_c a jeho velikost je $a = 3\,786\,000\text{ mm}\cdot\text{s}^{-2}$ (Obr. 5-21).



Obr. 5-21 Model zatížení od zrychlení pístu

Druhým zatížením je úhlová rychlost ojnice. Pomocí funkce *Rotational Velocity* byla ojnice zatížena hodnotou $\omega_L = 101,4\text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ ve směru osy z. Orientace úhlové rychlosti byla dle pravidla pravé ruky zvolena v kladném směru otáčení (Obr. 5-22).



Obr. 5-22 Model zatížení od úhlové rychlosti ojnice

Posledním parametrem je úhlové zrychlení ojnice. Jelikož ANSYS Workbench nedisponuje funkcí pro úhlové zrychlení, muselo být zadáno prostřednictvím APDL. Funkcí *Commands* bylo napsáno makro pro zadání úhlového zrychlení. Orientace úhlového zrychlení $\varepsilon_L = -10\,960\text{ rad}\cdot\text{s}^{-2}$ byla ve stejném směru, ale s opačnou orientací jako úhlová rychlost.

Struktura makra:

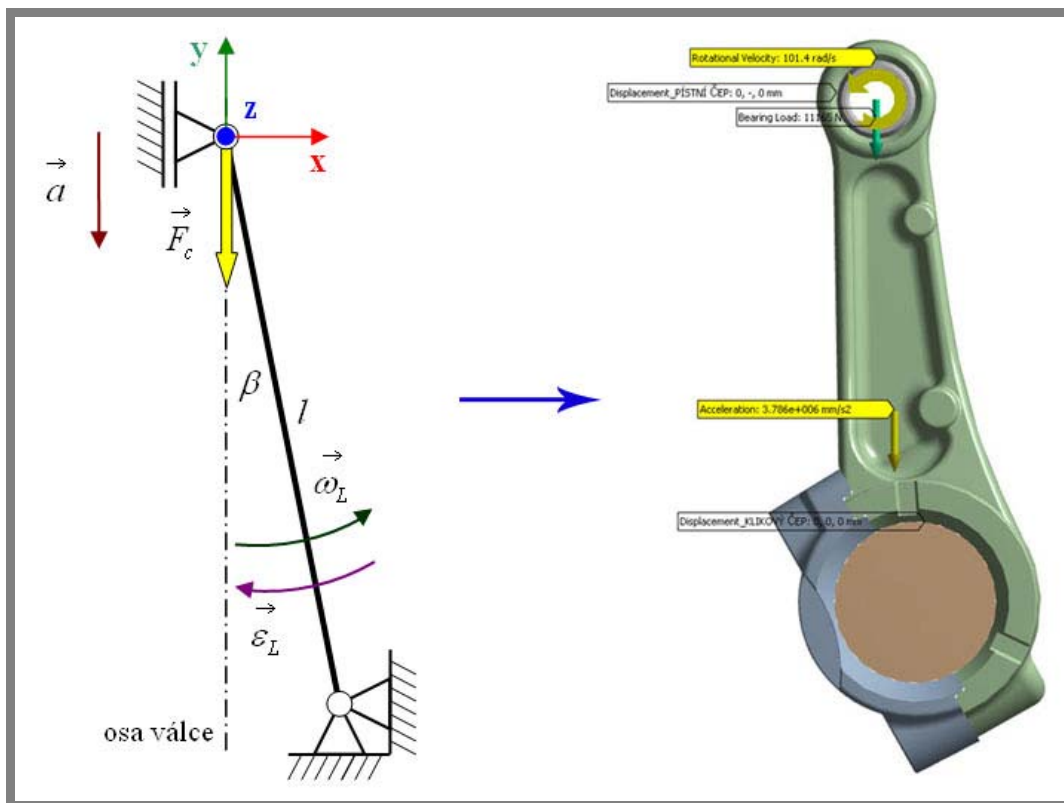
```
FINISH
/SOLU
DOMEGA, 0, 0, -10960
```

kde:

FINISH - opuštění adresáře Preprocessor

- /SOLU - přepnutí do adresáře Solution
- DOMEGA - specifikace pro úhlové zrychlení [13]

Nyní jsou nadefinovány všechny vstupní parametry, vazby i zatížení a model je připraven k samotnému řešení. Všechny OP, které se podílejí na provozní napjatosti a deformaci v ojnici, jsou znázorněna na Obr. 5-23.



Obr. 5-23 Celkové zatížení ojnice

5.4.4. Nastavení výpočtu

5.4.4

Ojnice je kontrolována nejprve statickým výpočtem, kde jsou posuzovány deformace, napětí a také únava, a dále je prováděna kontrola na vzpěr.

1. Statická deformačně-napjatostní analýza

Statický výpočet ojnice je v softwaru ANSYS Workbench řešen jako kontaktní úloha. Proto je v nastavení analýzy zvolen pro výpočet iterační řešitel a dále jsou povoleny velké deformace (*Large Deflection On*). Zatížení je rozděleno do zátěžných kroků (substepů), aby byla úloha počítána nelineárně. Na Obr. 5-24 je detail nastavení statického výpočtu.

2. Lineární buckling

Kontrola vzpěrné stability v ANSYS Workbench navazuje na předešlý statický výpočet. Důležité ovšem pro provedení výpočtu bylo vypnout v nastavení analýzy velké deformace (*Large Deflection Off*). Ostatní nastavení pro lineární buckling se z Obr. 5-24 nijak neliší.

Details of "Analysis Settings"	
Step Controls	
Number Of Steps	1,
Current Step Number	1,
Step End Time	1, s
Auto Time Stepping	On
Define By	Substeps
Initial Substeps	10,
Minimum Substeps	5,
Maximum Substeps	25,
Solver Controls	
Solver Type	Iterative
Weak Springs	On
Spring Stiffness	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off
Nonlinear Controls	
Output Controls	
Analysis Data Management	
Visibility	

Obr. 5-24 Nastavení statického výpočtu

5.5. Prezentace a analýza dosažených výsledků původní ojnice

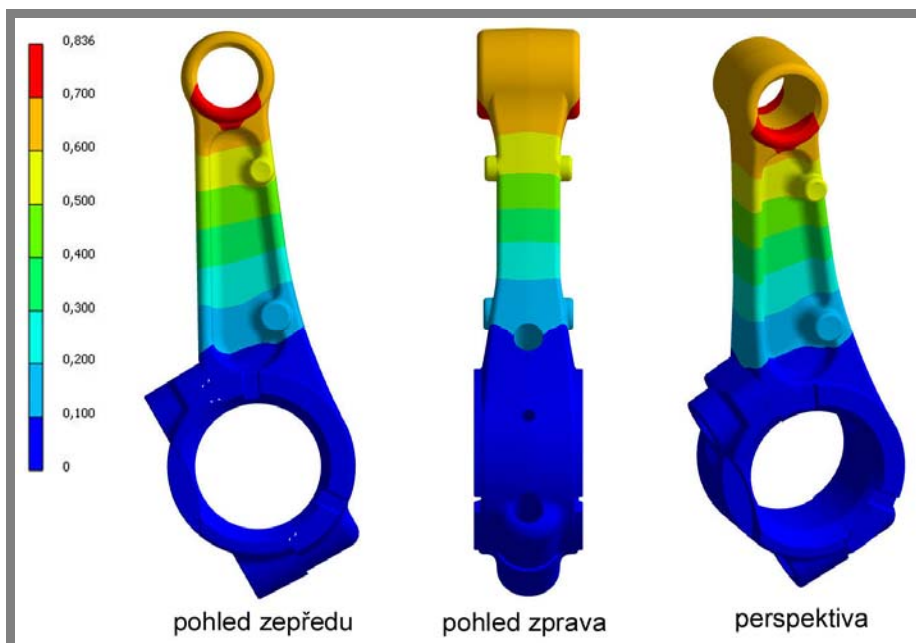
Pozn: V rámci úlohy není řešen pístní a klikový čep.

5.5.1. Statická deformačně-napjatostní analýza

Statickou analýzou jsou určeny celkové deformace, kontaktní tlak, redukované napětí v ojnici a z oblastí únavy také životnost a bezpečnost. Z výsledků redukovaného napětí je dále zjištěna bezpečnost vzhledem k MSP.

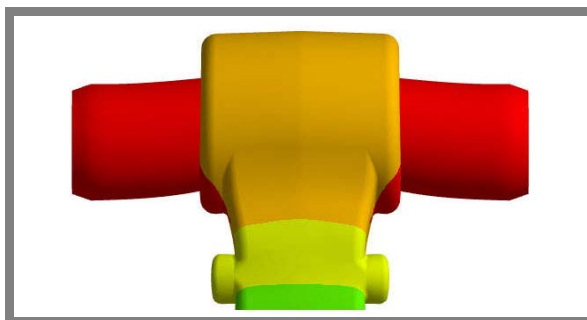
1. Výpočet celkových deformací v ojnici

Celkové deformace určují velikost vektorového součtu v jednotlivých souřadných osách x , y , z [23]. Obr. 5-25 představuje výsledek celkových deformací v ojnici Briggs & Stratton. Stupnice, která je součástí obrázku, je udána v $[\text{mm} \cdot 10^{-1}]$.



Obr. 5-25 Výpočet celkových deformací

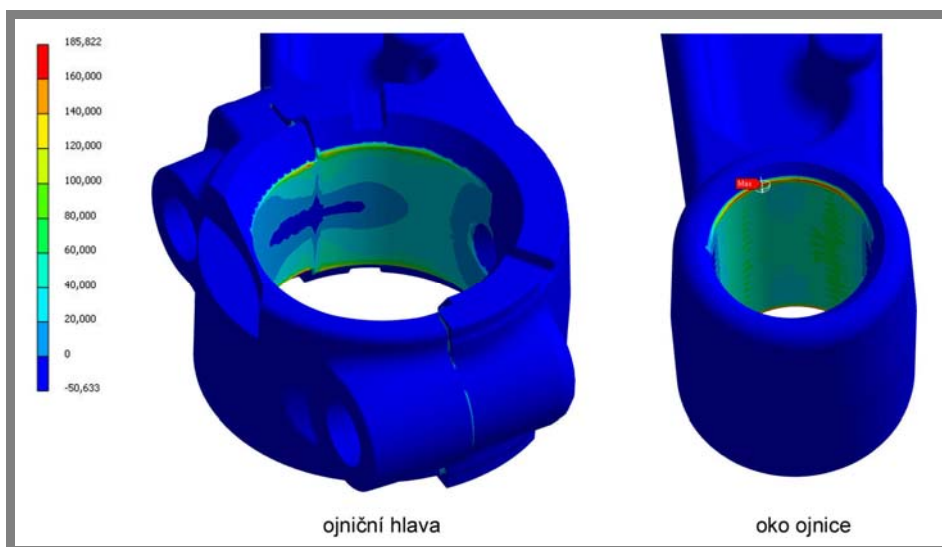
Je zřejmé, že největší celkové deformace jsou v oblasti stykových hran spodní strany ojničního oka. Zde také dochází k maximálnímu kontaktnímu tlaku, který je rozebrán níže. Je to způsobeno průhyby krajních míst ojničního oka, protože v expanzi (stav č. 6) tlačí pístní čep na jeho spodní stranu a tím dochází k průhybu pístního čepu přes oko ojnice (Obr. 5-26). Největší deformace na Obr. 5-25 jsou znázorněny barvou červenou a maximální hodnoty dosahují přibližně velikosti $0,074\text{ mm}$. Největší hodnota uvedená na měřítku platí pro pístní čep.



Obr. 5-26 Průhyb pístního čepu

2. Výpočet kontaktního tlaku

Kontaktní tlak je vyšetřován v oblasti dotkových ploch mezi oběma ojničními oky a čepu. Na Obr. 5-27 jsou výsledky kontaktního tlaku pro horní a spodní ojniční oko v [MPa]. Barvou červenou jsou znázorněna místa s největšími hodnotami, které jsou soustředěny na hranách ok. V těchto místech dochází k tzv. hranovým efektům. Extrémní hodnota kontaktního tlaku $185,8\text{ MPa}$ je v horním ojničním oku.

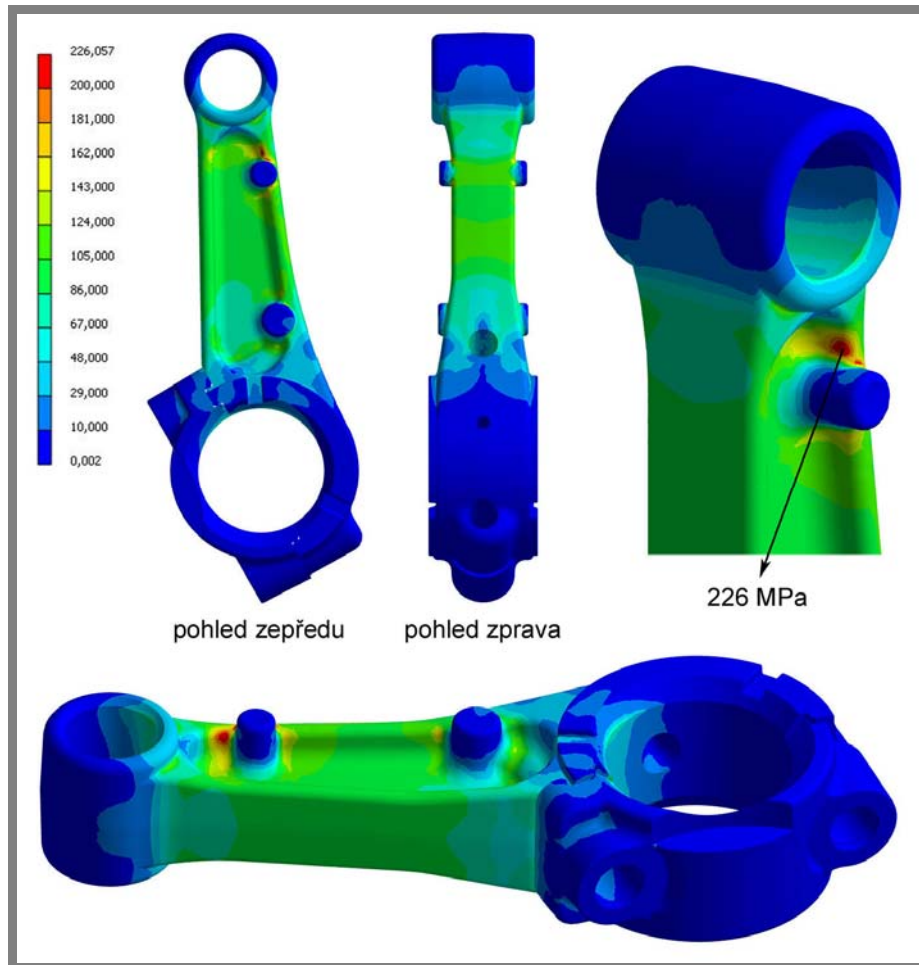


Obr. 5-27 Výpočet kontaktního tlaku

3. Výpočet redukovaného napětí

Redukované napětí v ojnici je stanoveno podle podmínky HMM. Rozložení napjatosti na Obr. 5-28 je uvedeno v [MPa].

Dle stupnice je zřejmé, že ojnice má poměrně vysoké rozpětí napjatosti po průřezu dřívku počínaje ojničními oky. Místa s největší napjatostí jsou označena červenou barvou. Nejnebezpečnější místo vzniká těsně pod horním ojničním okem, kde dochází ke koncentraci napjatosti okolo horního nálitku. V oblasti nálitku dosahuje redukované napětí extrémní hodnoty okolo 226 MPa .



Obr. 5-28 Výpočet redukovaného napětí

Protože je mez kluzu použité hliníkové slitiny 372 MPa , je možno určit bezpečnost vůči MSP:

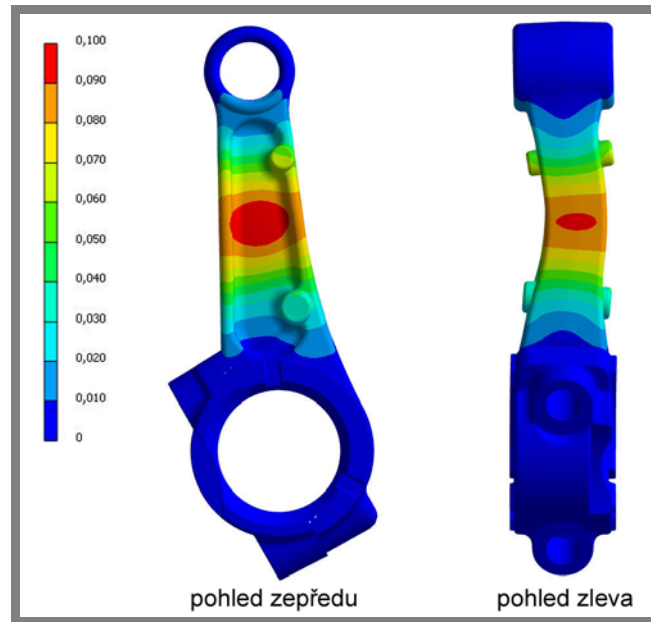
$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{372 \text{ MPa}}{226 \text{ MPa}} = 1,65$$

Podle výpočtu žádné plastické deformace v ojnici nenastanou. Přesto by připadalo k úvahu zvýšit její bezpečnost či změnit technologii výroby tak, aby byl zjednodušen její tvar a také odstraněny koncentrátoři napětí.

5.5.2. Stabilitní analýza (Lineární buckling)

Klasickou statickou analýzou nelze odhalit, zda dojde ke ztrátě deformační stability konstrukce [22]. Proto je ojnice kontrolována zvláště výpočtem na vzpěr. Jelikož byla úloha náročná na hardware počítače, byla použita pro výpočet hrubší síť, aby byl výpočet proveditelný. Počet uzlů použitý pro analýzu byl 272 138.

Tvar vybočení ojnice je na Obr. 5-29. Stupnice, která je obsažena v obrázku není uvedena v jednotkách, ale představuje pouze měřítko, které informuje o vlastním tvaru vybočení při ztrátě stability. Největší vybočení konstrukce je zobrazeno barvou červenou (střední průřez díku ojnice). V rámci výpočtu dostáváme první vlastní číslo $\lambda_1 = 85$, které představuje bezpečnost vzhledem k MSVS.



Obr. 5-29 Vlastní tvar vybočení

Z bezpečnosti je možno stanovit kritickou sílu:

$$\omega = 377 \text{ s}^{-1}$$

$$r = 0,022 \text{ m}$$

$$\lambda = 0,28$$

$$m_p = 0,191 \text{ kg}$$

$$m_{A2} = 0,022 \text{ kg}$$

Maximální tahové namáhání posuvných hmot ojnice, odvozeno z [9]

$$F_S'' = m_{A2} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 0,022 \text{ kg} \cdot (377 \text{ s}^{-1})^2 \cdot 0,022 \text{ m} \cdot (1 + 0,28) = 88,1 \text{ N}$$

Maximální síla namáhající ojnici na tlak, odvozeno z [9]

$$F_{\max} = F_c - F_S'' = 11\,165 \text{ N} - 88,1 \text{ N} = 11\,076,9 \text{ N}$$

Kritická síla, odvozeno z [22]

$$F_{kr} = \lambda_1 \cdot F_{\max} = 85 \cdot 11\,076,9 \text{ N} = 941\,536,5 \text{ N}$$

kde:

ω [s^{-1}] - úhlová rychlost klikové hřídele

r [m] - rameno kliky

λ [-] - klikový poměr

m_{A2} [kg] - hmotnost posuvných částí ojnice (viz. [Příloha 1])

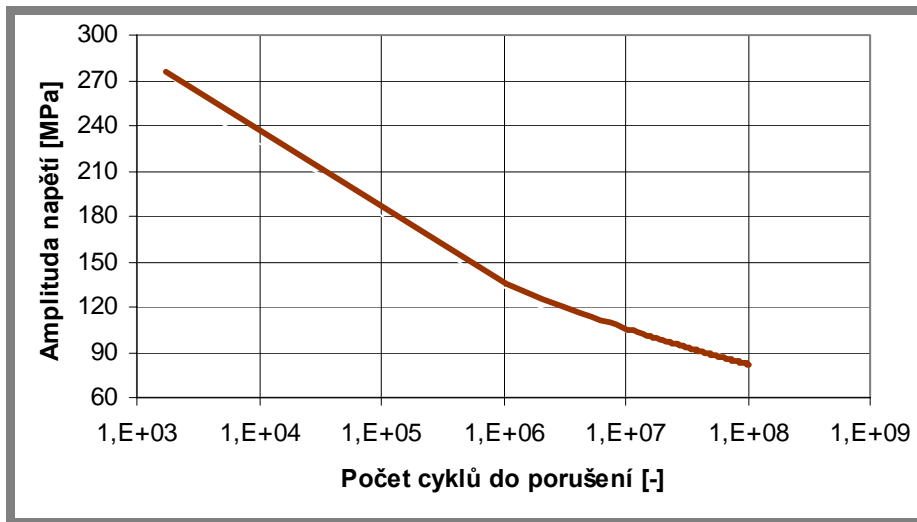
F_c [N] - celková síla od pístu

Stabilitní analýza prokázala, že ke ztrátě vzpěrné stability nedojde, protože maximální tlaková síla F_{\max} zatěžující ojnici nepřekročila sílu kritickou F_{kr} .

5.5.3. Výpočet ojnice na únavu

Ojnice byla v ANSYS Workbench kontrolována únavovým výpočtem životnosti (*Life*) a také bezpečností vůči MSÚP (*Safety Factor*). Vzhledem k tomu, že je únava materiálu závislá na řadě faktorů, vyžadoval výpočet definici důležitých kritérií.

Pro predikci životnosti byl zvolen Wöhlerův přístup (*Stress Life*) vysokocyklové únavy. Každý materiál má v knihovně ANSYS Workbench implicitní Wöhlerovu křivku. Protože je obtížné a finančně náročné ji pro určitý materiál získat, byla únava řešena podle této výchozí S-N křivky pro hliníkovou slitinu (Obr. 5-30).

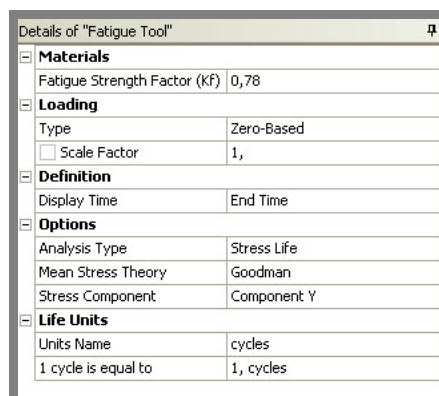


Obr. 5-30 Wöhlerova křivka pro hliníkovou slitinu [23]

Ojnice byla uvažována jako reálné těleso nikoliv jako vzorek, proto jsou uvažovány vnější podmínky, které ovlivňují mez únavy. Podle [20] byl určen součinitel závislý na vnějších podmínkách (*Fatigue Strength Factor*) $K_f = 0,78$, do kterého byl zahrnut vliv zatížení, teploty a kvalita povrchu.

Hlavní zatěžující složkou ojnice jsou síly tlakové (Obr. 5-8), podle kterých bylo zvoleno, že se jedná o mívivý cyklus zatěžování (*Zero-Based*).

Jako poslední byla zvolena Goodmanova teorie pro výpočet a v neposlední řadě také osa y jako dominantní složka namáhání (*Component y*). Všechny uvedené činitele jsou shrnuty na Obr. 5-31.



Obr. 5-31 Nastavení únavového výpočtu

Na Obr. 5-32 jsou výsledky životnosti a bezpečnosti vůči MSÚP, které byly vypočítány statickou analýzou. Nejnižší životnost v ojnici u horního oka je $4 \cdot 10^5$

cyklů (barva červená). Bezpečnost v tomto místě je přibližně 0,55 (barva červená). Z toho vyplývá, že v místě horního nálitku může dojít k únavové poruše.

Vezmeme-li k úvahu, že životnost zadané zahradní sekačky je průměrně 4 roky, sezóna je zhruba 24 týdnů a tráva se seče asi 2 hodiny týdně, je možno určit pro porovnání přibližný výpočet počtu cyklů sekačky Briggs & Stratton:

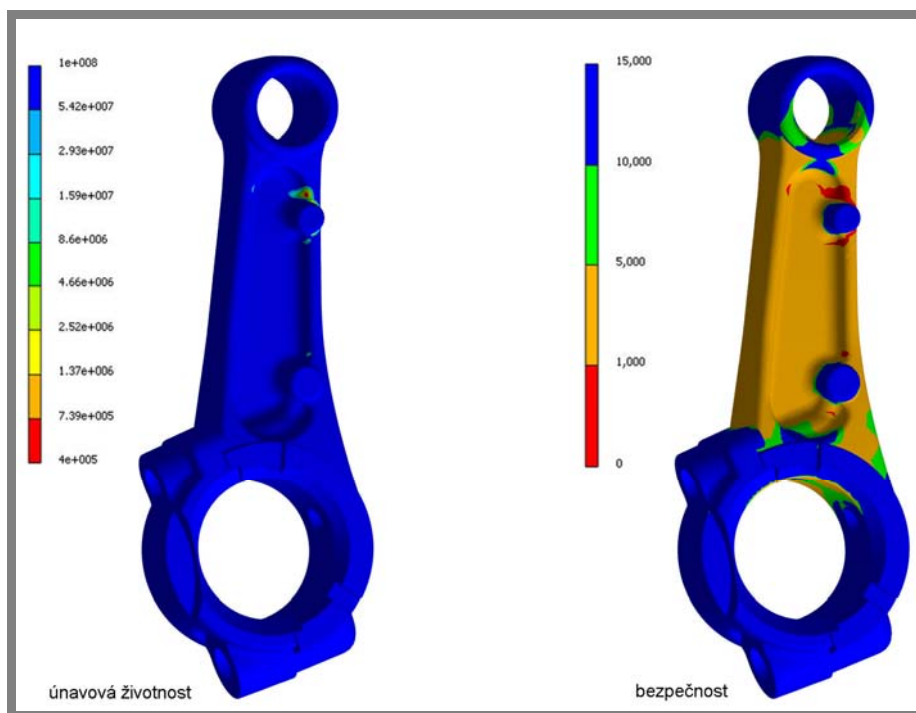
$$\text{životnost}[h] = 24 \text{ týdnů} \cdot 4 \text{ roky} \cdot 2 \text{ h} = 192 \text{ h}$$

$$x[\text{cykly}] = 60 \cdot n[\text{min}^{-1}] \cdot \text{životnost}[h] = 60 \cdot 3600 \text{ min}^{-1} \cdot 192 \text{ h} = 41,5 \cdot 10^6 \text{ cyklů}$$

kde:

n [min^{-1}] - otáčky motoru

Nízká životnost v nebezpečném místě sice souvisí s maximální amplitudou napětí, ale není srovnatelná s počtem cyklů sekačky. Výsledky jsou ovlivněny nízkou mezí únavy materiálu $\sigma_c = 82,7 \text{ MPa}$ a také Wöhlerovou křivkou, která byla použita pro výpočet. Díky tomu došlo ke zkreslení výsledků směrem k nižším hodnotám.



Obr. 5-32 Vlevo únavová životnost, vpravo bezpečnost

5.6. Druhá alternativa řešení ojnice

5.6

V první části práce je ojnice vyřešena za předpokladu, že víko a tělo ojnice tvoří jeden díl pomocí spojení pevným kontaktem *Bonded*. Nyní je provedeno spojení obou dílů předepjatými šrouby, čímž se řešení více přibližuje realitě.

5.6.1. Stanovení síly předpětí ve šroubu

5.6.1

Předpětí ve šroubu je určeno dle [9] podle setrvačné síly, kdy je v nebezpečném stavu č.1 (Tab.1) píst v HÚ a dochází k natahování ojnice. I s přihlédnutím na způsob

dělení oka je rozdělena setrvačná síla na oba šrouby v poměru 1:1 a předpětí je zvoleno o 100% větší než polovina setrvačné síly, čímž vzniká rezerva.

$$\omega = 377 \text{ s}^{-1}$$

$$r = 0,022 \text{ m}$$

$$\lambda = 0,28$$

$$m_p = 0,191 \text{ kg}$$

$$m_{A2} = 0,022 \text{ kg}$$

$$m_{B2} = 0,063 \text{ kg}$$

$$m_{vo} = 0,016 \text{ kg}$$

Výpočet síly předpětí ve šroubu

$$F'_S = F_{pr} = (m_p + m_{A2}) \cdot \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) + (m_{B2} - m_{vo}) \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$F'_S = F_{pr} = (0,191 \text{ kg} + 0,022 \text{ kg}) \cdot (377 \text{ s}^{-1})^2 \cdot 0,022 \text{ m} \cdot (1 + 0,28) + \\ + (0,063 \text{ kg} - 0,016 \text{ kg}) \cdot (377 \text{ s}^{-1})^2 \cdot 0,022 \text{ m} = 1000 \text{ N}$$

kde:

ω [s ⁻¹]	- úhlová rychlost klikové hřídele
r [m]	- rameno kliky
λ [-]	- klikový poměr
m_p [kg]	- hmotnost pístní skupiny
m_{A2} [kg]	- hmotnost posuvných částí ojnice (viz. [Příloha 1])
m_{B2} [kg]	- hmotnost rotačních částí ojnice (viz. [Příloha 1])
m_{vo} [kg]	- hmotnost víka ojnice
F'_S [N]	- setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice
F_{pr} [N]	- síla předpětí jednoho šroubu

5.6.2. Výpočtové modelování ojnice s předepjatými šrouby

Postup výpočtového modelování ojnice s předepjatým šroubovým spojem vychází z kapitoly 5.4. Protože jsou všechny vstupní parametry počínaje OP, materiály, kontakty i nastavením analýzy téměř shodné, jsou zde uvedeny pouze změny, které se týkají modelování předpětí šroubů.

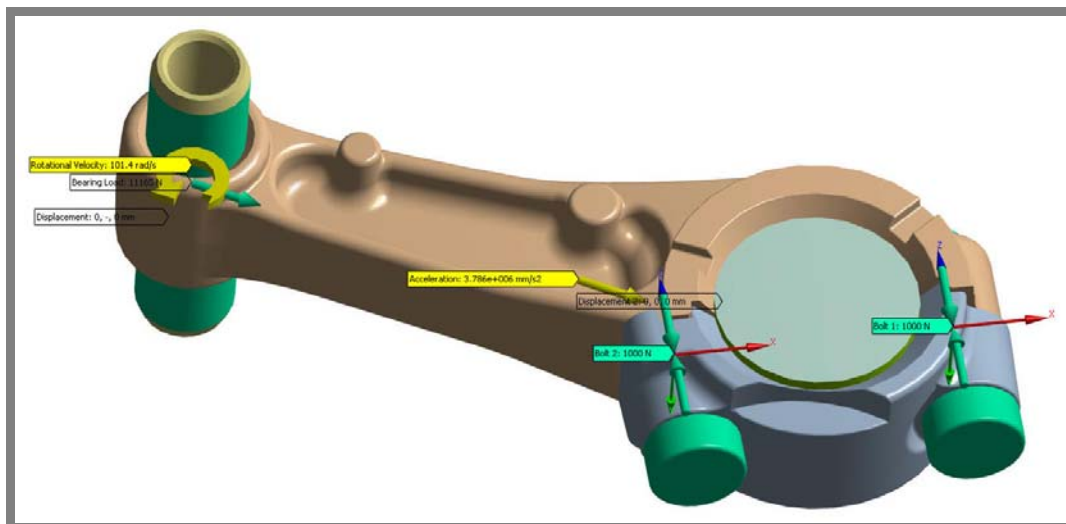
1. Modelování předepjatého šroubového spoje

Šrouby byly importovány jako sestava s ojnící a čepy, ale pro zjednodušení byly přemodelovány hlavy šroubů. V ANSYS Workbench byla šroubům přiřazena konstrukční ocel s charakteristikami viz. Tab. 2.

Spojení šroubů s ojnící bylo řešeno pomocí kontaktů. Mezi víkem a tělem ojnice byl vymezen kontakt se třením (*Frictional*) s třecím koeficientem odpovídajícím kontaktu hliníková slitina-hliníková slitina [19]. Kontaktní plochy mezi hlavami šroubů a víkem byly zvoleny na třecí s koeficientem pro materiálový pár hliníková slitina-ocel [19]. Dřík šroubu byl pevně spojen s tělem ojnice typem kontaktu *Bonded*.

Předpětí působí v ose šroubu a proto musely být nadefinovány lokální souřadné systémy do obou ojnicích šroubů tak, aby osa z byla totožná s osou dříku. Předpětí šroubů bylo simulováno funkcí *Bolt* a síla jednoho šroubu byla $F_{pr} = 1000\text{ N}$.

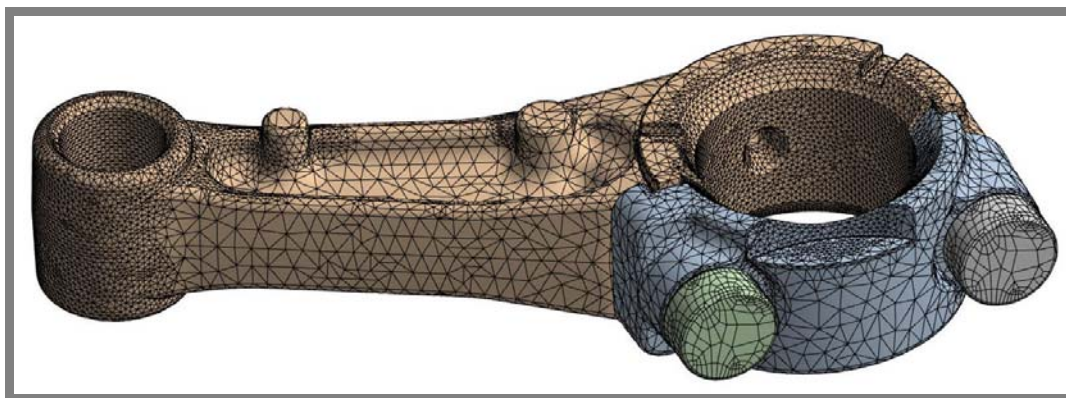
Celkové zatížení ojnice pro provozní stav č. 6 včetně předepjatého šroubového spoje je na Obr. 5-33.



Obr. 5-33 Celkové zatížení ojnice se šrouby

2. Síť konečných prvků

Způsob tvorby sítě konečných prvků byl naprosto shodný s kapitolou 5.4.2, ale s rozdílem, že elementy ve šroubech jsou tvořeny převážně šestistěny (metoda *Hex Dominant*) s velikostí hrany 2 mm . Celkový počet uzlů použitých pro výpočet byl 472 657. Síť konečných prvků použitá pro řešení je na Obr. 5-34.



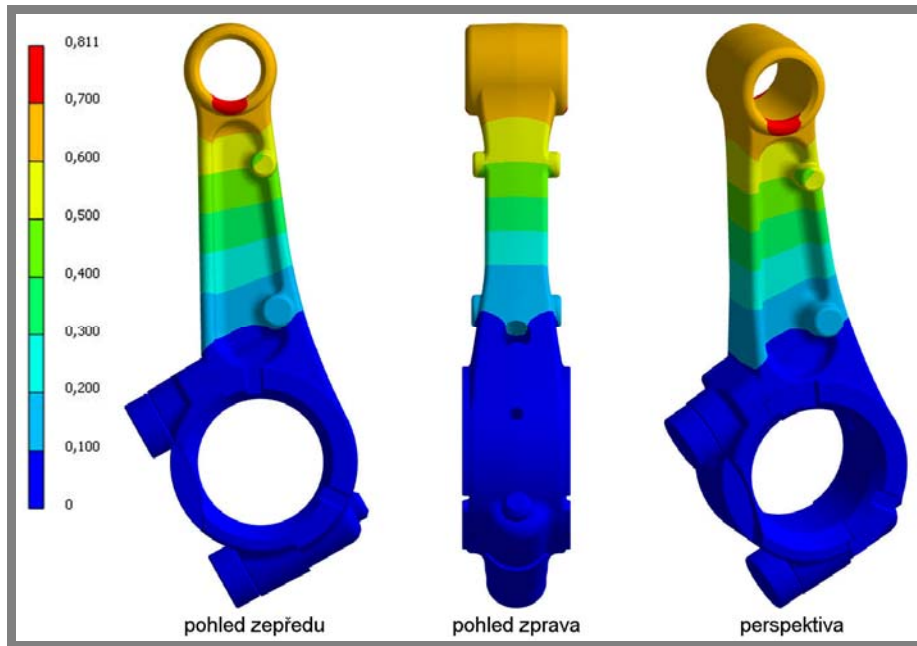
Obr. 5-34 Síť konečných prvků ojnice se šrouby

5.6.3. Dosažené výsledky

5.6.3

1. Výpočet celkových deformací

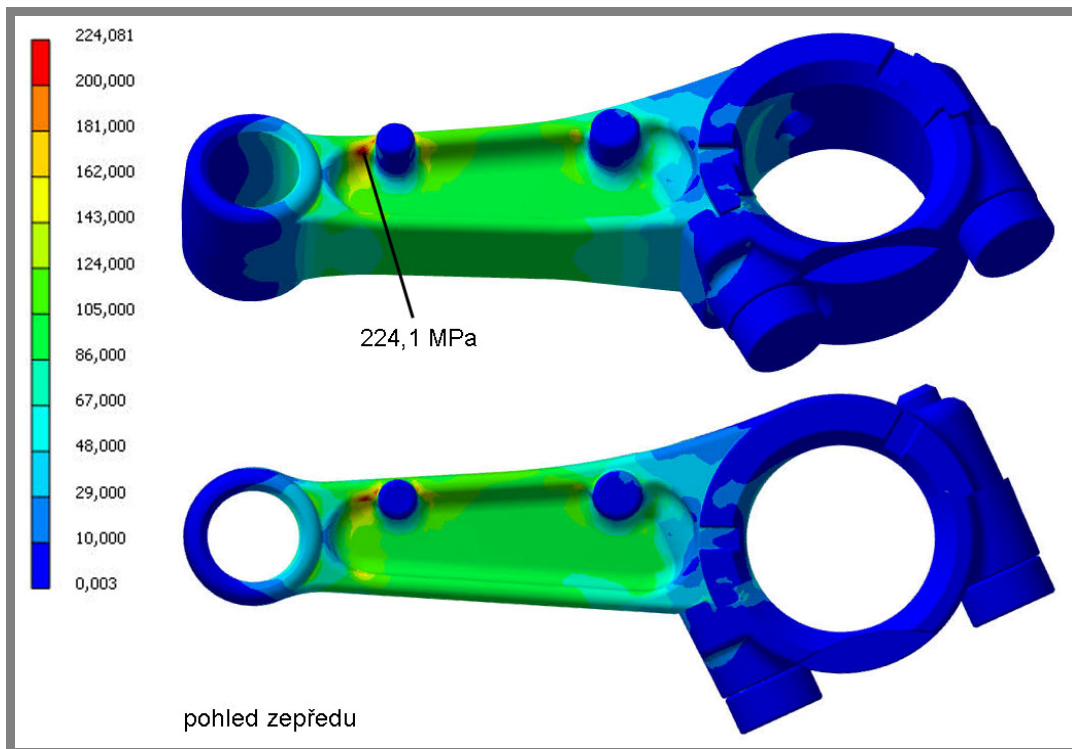
Na Obr. 5-35 jsou výsledky celkových deformací v $[\text{mm} \cdot 10^{-1}]$ pro ojnici se šrouby. Maximální posuvy okolo spodních hran oka, které jsou označeny barvou červenou, se blíží k hodnotě $0,071\text{ mm}$. Ve srovnání s kapitolou 5.5, se výsledky liší řádově v tisících.



Obr. 5-35 Výpočet celkových deformací

2. Výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMM

Výpočtem bylo zjištěno, že podle Obr. 5-36 se objevuje nebezpečné místo v ojnici se šrouby ve stejné oblasti jako v předešlém řešení. Hodnota redukovaného napětí v nebezpečném místě je $\sigma_{red} = 224,1 \text{ MPa}$ a dosažená bezpečnost vůči MSP je 1,66. Výsledek napětí pro ojnici řešenou se šrouby je prakticky srovnatelný s výsledkem napětí z kapitoly 5.5.



Obr. 5-36 Výpočet redukovaného napětí

5.7. Vlastní konstrukční řešení ojnice Briggs & Stratton

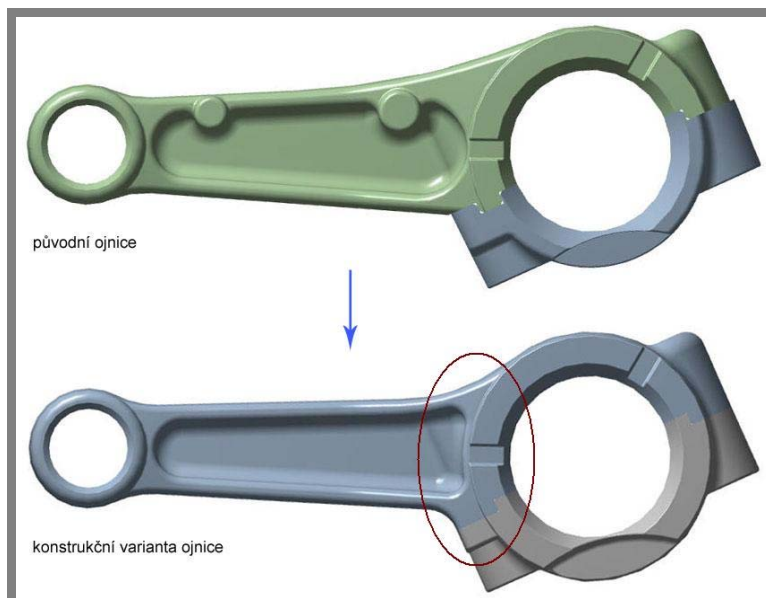
5.7

Na základě deformačně-napjatostní analýzy je původní ojnice konstrukčně či technologicky pozměněna. Jednotlivé varianty se liší odstraněním vrubových účinků, technologií výroby, hmotností či materiálem. Konstrukční varianty jsou řešeny pro maximální provozní tlak ve válci motoru (stav č. 6).

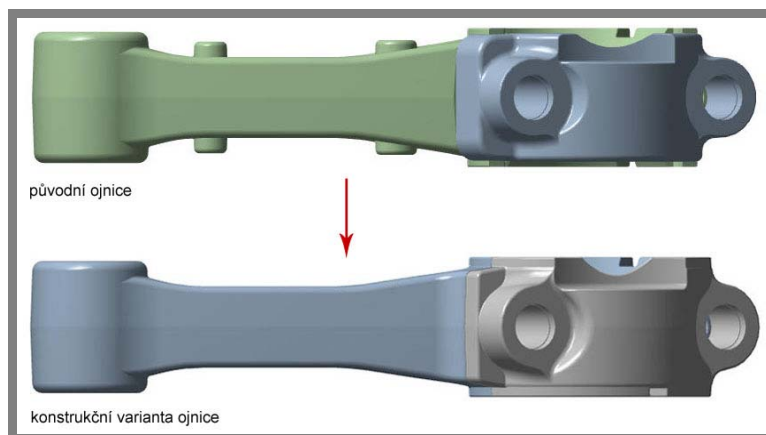
5.7.1. Modifikace geometrie původní ojnice – varianta 1

5.7.1

Konstrukční provedení se týká změny dřívku za účelem odstranění koncentrace napětí a dále zúžení průřezu (Obr. 5-37 a Obr. 5-38). Nálitky jsou v ojnici určité z technologického hlediska, avšak koncentrují napětí a proto je lze z modelu vypustit. Úprava souvisí jednak s úsporou materiálu ale také se změnou přechodů dřívku do ojničních ok (Obr. 5-37). Materiál této varianty je ponechán podle výchozí ojnice (Tab. 2). Hmotnost konstrukční varianty ojnice $m_1 = 67,3$ g klesla o 2,46 % vzhledem k původní ojnici.



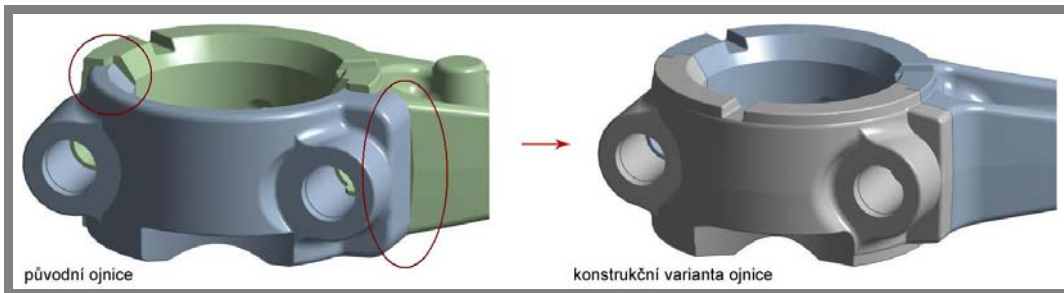
Obr. 5-37 Porovnání konstrukčních variant – pohled zepředu



Obr. 5-38 Porovnání konstrukčních variant – pohled zespodu

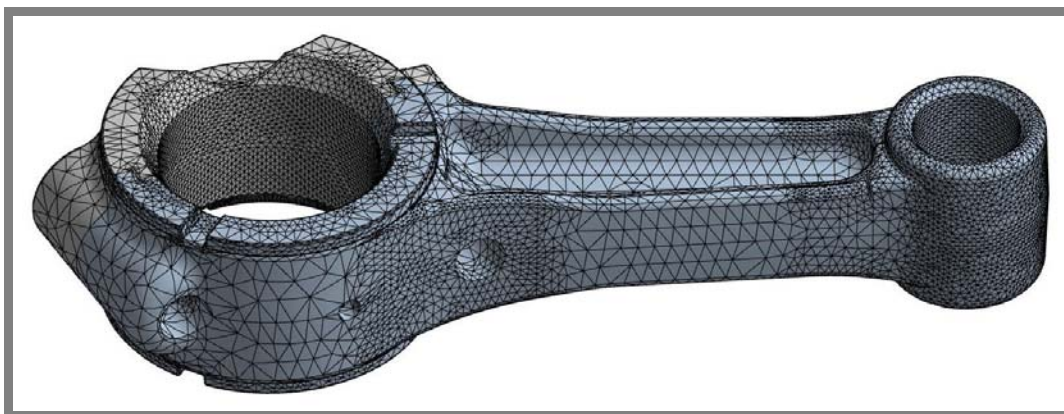
Dalším rysem této koncepce je spojení víka s tělem ojnice, které se odráží také v technologii výroby. Jak je patrné z Obr. 5-39, víko a dřívok nově navržené varianty

by byly vyráběny v celku na rozdíl od původní ojnice B&S. Tím jsou odstraněny náhlé změny tvaru zejména přechody dříku a víka.



Obr. 5-39 Změny tvaru přechodu dříku a víka ojnice

Po stránce výpočtového modelování výrazné změny nenastanou, protože je ojnice zatěžována stejnými provozními podmínkami jako původní ojnice. Výpočtové modely ojnic se liší pouze sítí prvků. Protože došlo ke tvarové změně ojnice a ta se odráží v rozložení napjatosti, bylo zapotřebí odhalit vznikající koncentrace napětí. Proto byla lokálně zahuštěna síť konečných prvků pomocí funkce *Refinement*, jak je ukázáno na Obr. 5-40. Počet použitých prvků je uveden v Tab. 5.



Obr. 5-40 Lokálně zahuštěná síť konečných prvků upravené ojnice

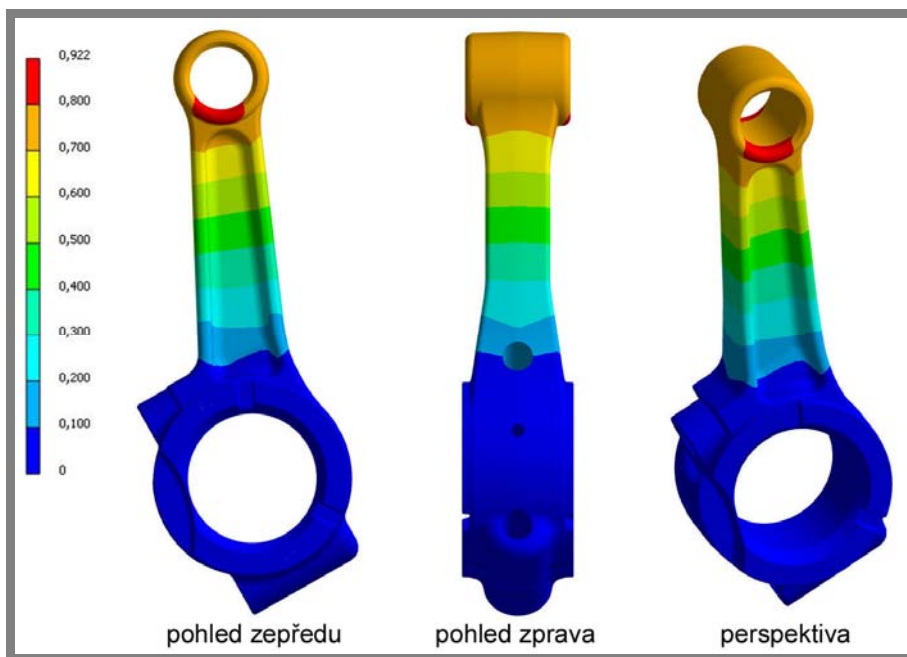
Tab. 5 Počet použitých uzlů a elementů – konstrukční varianta

	Velikost prvku [mm]	Počet uzlů	Počet elementů
Dřík ojnice	2	216 036	144 661
Víko ojnice	2	86 983	58 185
Pístní čep	2,5	11 032	1 650
Klikový čep	2,5	143 447	33 656
Kontaktní plochy	0,7		
Celkový počet		457 498	238 152

Dosažené výsledky

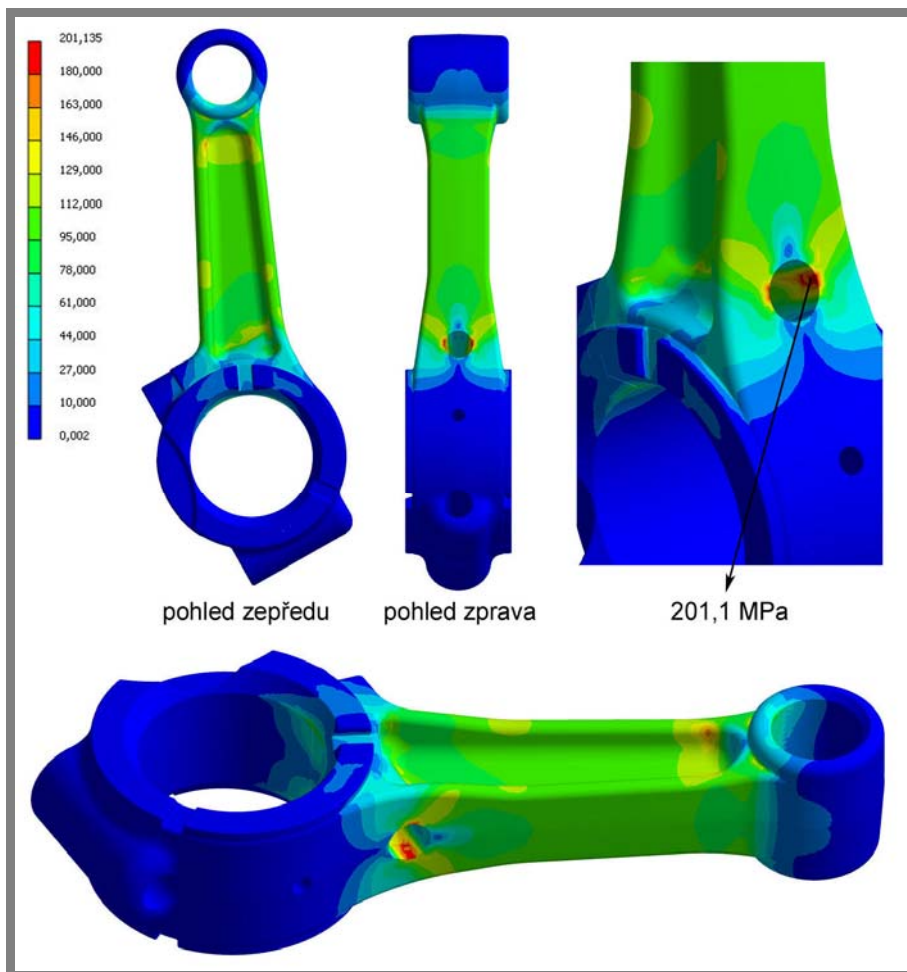
1. Výpočet celkových deformací

Největší celkové deformace nastávají opět v blízkosti hran horního ojničního oka díky průhybu pístního čepu. Stupnice na Obr. 5-41 je udána v $[\text{mm} \cdot 10^{-1}]$. Maximální celkové posuvy upravené ojnice jsou přibližně $0,082 \text{ mm}$.



Obr. 5-41 Výpočet celkových deformací – varianta 1

2. Výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMM



Obr. 5-42 Výpočet redukovaného napětí – varianta 1

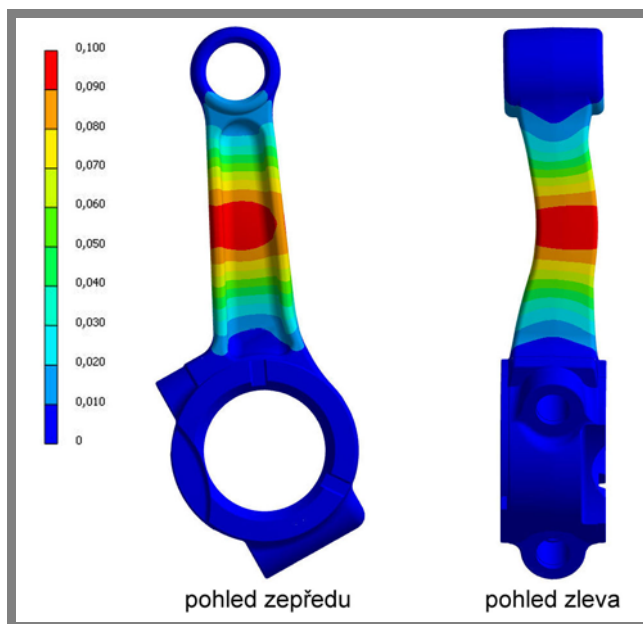
Rozsah napjatosti na Obr. 5-42 u varianty 1 je přibližně 0 až 200 MPa. Místa s vyšší koncentrací napětí okolo 170 MPa se objevují v horní části průřezu dříku pod ojničním okem díky tvarovým přechodům. Místa jsou na obrázku pod ojničním okem označeny barvou červenou.

Nejnebezpečnější místo v ojnici je v oblasti přechodu dříku do hlavy ojnice, kde ústí díra pro ojniční šroub. Díra představuje vrub s ostrou hranou. Na obrázku vpravo nahoře je vidět koncentraci redukovaného napětí v oblasti díry, která zde nabývá 201,1 MPa. Bezpečnost vzhledem k MSP pro použitou hliníkovou slitinu:

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{372 \text{ MPa}}{201,1 \text{ MPa}} = 1,85$$

3. Lineární buckling

V případě varianty 1 je zjednodušená síť pro výpočet na 296 820 uzlů. Výpočet prvního bucklingového tvaru představuje Obr. 5-43. Maximální celkové deformace jsou ve střední části dříku ojnice. Bezpečnost vůči MSVS je rovna 80, čímž je zaručeno, že ke ztrátě vzpěrné stability nedojde.



Obr. 5-43 Vlastní tvar vybočení – varianta 1

5.7.2. Modifikace materiálu – varianta 2

Pro porovnání byla upravená hliníková ojnice, viz. kap. 5.7.1, zaměněna ojnicí kovanou z konstrukční oceli 12 050.1.

Tab. 6 Materiálové vlastnosti konstrukční oceli 12 050.1

Materiál	Re [MPa]	Rm [MPa]	E [MPa]	ν [-]	ρ [kg·m ⁻³]
12 050.1	305	530	207 000	0,292	7 798

Díky tomu, že byl materiál ojnice nahrazen ocelí 12 050.1, bylo nezbytné zaměnit také třecí koeficient na 0,16 [19] pro materiálový pár ocel-ocel mezi ojnicí a oběma čepy. Po stránce výpočtového modelování jsou všechny vstupní parametry včetně

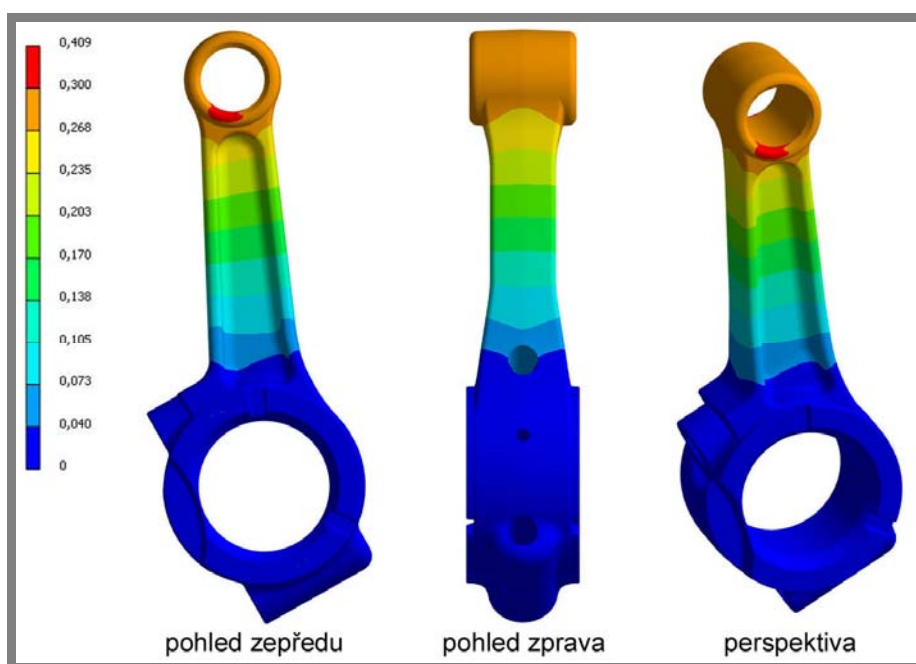
geometrie, sítě konečných prvků i OP naprosto shodné a jsou převzaty z řešení varianty 1 v kapitole 5.7.1.

Geometrie ojnice je upravena tak, aby se dala kovat v zápustce. Kováním a změnou materiálu výrazně vzroste hmotnost ojnice na $m_2 = 190$ g. V porovnání s původní ojnicí B&S je hmotnost vyšší o 175 %, což je skoro trojnásobek.

Dosažené výsledky

1. Výpočet celkových deformací

Místa spadající do barvy červené na stupnici vlevo (Obr. 5-44) se vztahují k největším deformacím v ojnici. Stupnice je uvedena v $[\text{mm} \cdot 10^{-1}]$. Maximální hodnota na měřítku platí pro deformace písního čepu, tudíž není zařazena do analýzy výsledků. Největší posuvy v kované ojnici se pohybují okolo $0,03$ mm, jak je patrné z Obr. 5-44.



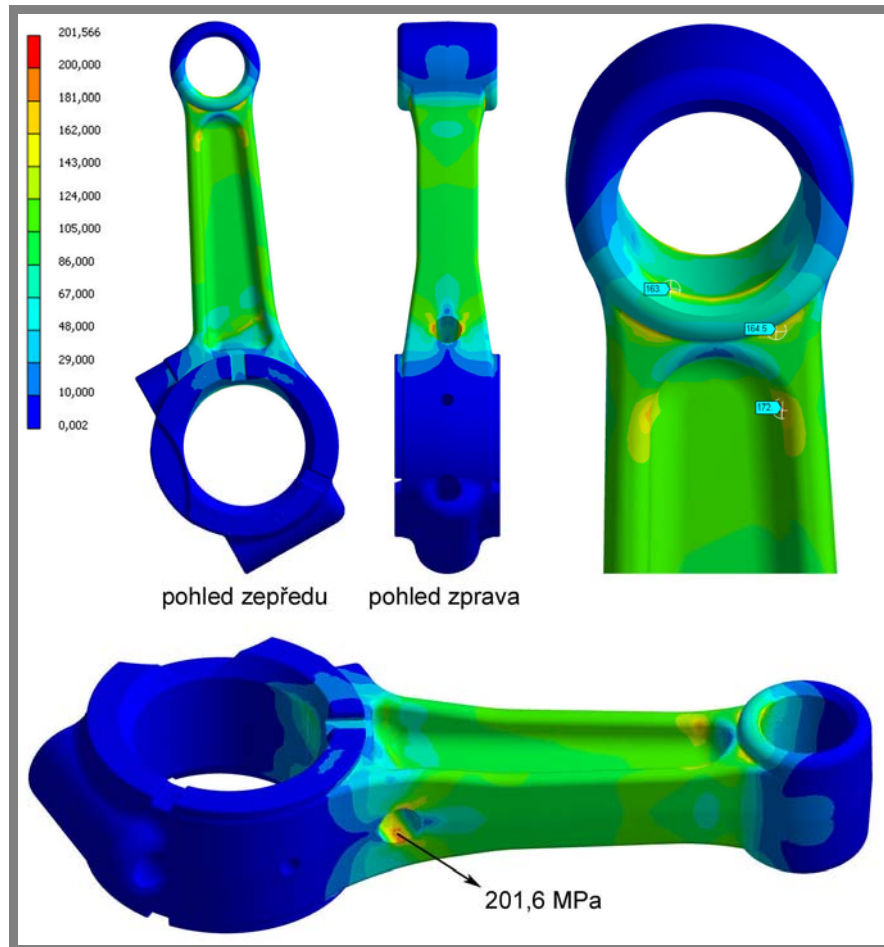
Obr. 5-44 Výpočet celkových deformací – varianta 2

2. Výpočet redukovaného napětí podle podmínky HMM

Kovaná ojnice má rozsah napjatosti, stejně jako v předchozím případě, přibližně do 200 MPa (Obr. 5-45). Kromě míst v horní části průřezu dířku, kde je přibližně 172 MPa, se objevuje vyšší redukované napětí okolo $164,5$ MPa také těsně pod horním ojnicním okem a díky hranovým efektům i na spodní straně ojnicního oka (163 MPa). Zmíněná místa jsou vyznačena šipkami na obrázku vpravo. Vyšší koncentrace napjatosti vznikají díky náhlým tvarovým přechodům na geometrii.

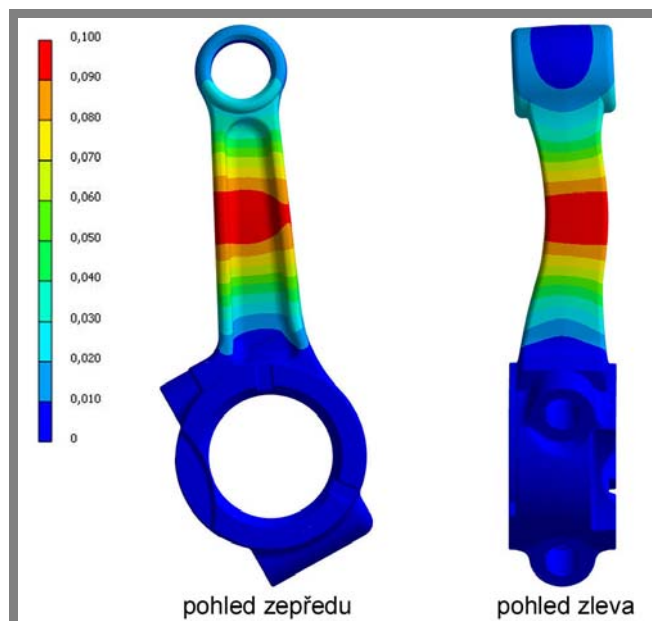
Nejkritičtější místo je opět v oblasti díry pro ojnicní šroub, která plní funkci vrubu. Z maximálního napětí $201,6$ MPa a z meze kluzu pro konstrukční ocel, která je 305 MPa, je možno určit bezpečnost vzhledem k MSP:

$$k_k = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{305 \text{ MPa}}{201,6 \text{ MPa}} = 1,51$$



Obr. 5-45 Výpočet redukovaného napětí – varianta 2

3. Lineární buckling



Obr. 5-46 Vlastní tvar vybočení – varianta 2

Z důvodu shodnosti geometrie s variantou 1 je pro výpočet lineárního bucklingu varianty 2 použita stejně zjednodušená síť. Přesto bezpečnost vůči MSVS vzrostla pro kovanou ojnicí na 204. Z výsledku plyne, že kovaná ojnice je značně předimenzovaná vůči vzpěru a proto k překročení kritické síly nedojde. Obr. 5-46 ukazuje stejný tvar vybočení jako u předešlých ojnic. Největší vychýlení v ojnici znázorňuje podle obrázku střední průřez díku.

5.8. Přehled a porovnání dosažených výsledků

5.8

Na závěr práce jsou shrnuty nejdůležitější dosažené výsledky z ANSYS Workbench všech uvedených variant v Tab. 7.

MKP analýza jednotlivých řešení v systému ANSYS Workbench byla zaměřena hlavně na výpočet celkových deformací, redukovaného napětí a výpočet bezpečnosti vzhledem k MSVS. Do analýzy konstrukčních variant nebyla zahrnuta únava, protože by docházelo ke zkreslování výsledků díky materiálovým charakteristikám. Výpočet ojnice Briggs & Stratton se šrouby byl vypracován pro statickou deformačně-napjatostní analýzu, jelikož bylo úmyslem se přesvědčit o odchylkách ve vyšetřování napětí a deformací v porovnání s ojnicí řešenou jako jeden díl.

Tab. 7 Přehled dosažených výsledků

	2 způsoby řešení ojnice		Konstrukční řešení	
	Původní ojnice Briggs & Stratton	Ojnice Briggs & Stratton se šrouby	Varianta 1	Varianta 2
σ_{red} [MPa]	226	224,1	201,1	201,6
u [mm]	0,074	0,071	0,082	0,03
p_k [MPa]	185,8	–	–	–
n_c [cykly]	$4 \cdot 10^5$	–	–	–
k_k [-]	1,65	1,66	1,85	1,51
$k_s (\lambda_1)$ [-]	85	–	80	204
n_f [-]	0,55	–	–	–

Největší celkové deformace u všech variant jsou na spodních stranách ojnicích ok. Z Tab. 7 je možno porovnat deformace pro všechna řešení. Zatímco největší deformace v oku se vyskytují u varianty 1, nejmenší jsou u kované ojnice (Varianta 2). Ve srovnání varianty 1 s původní ojnicí, nejsou deformace obzvlášť výrazné.

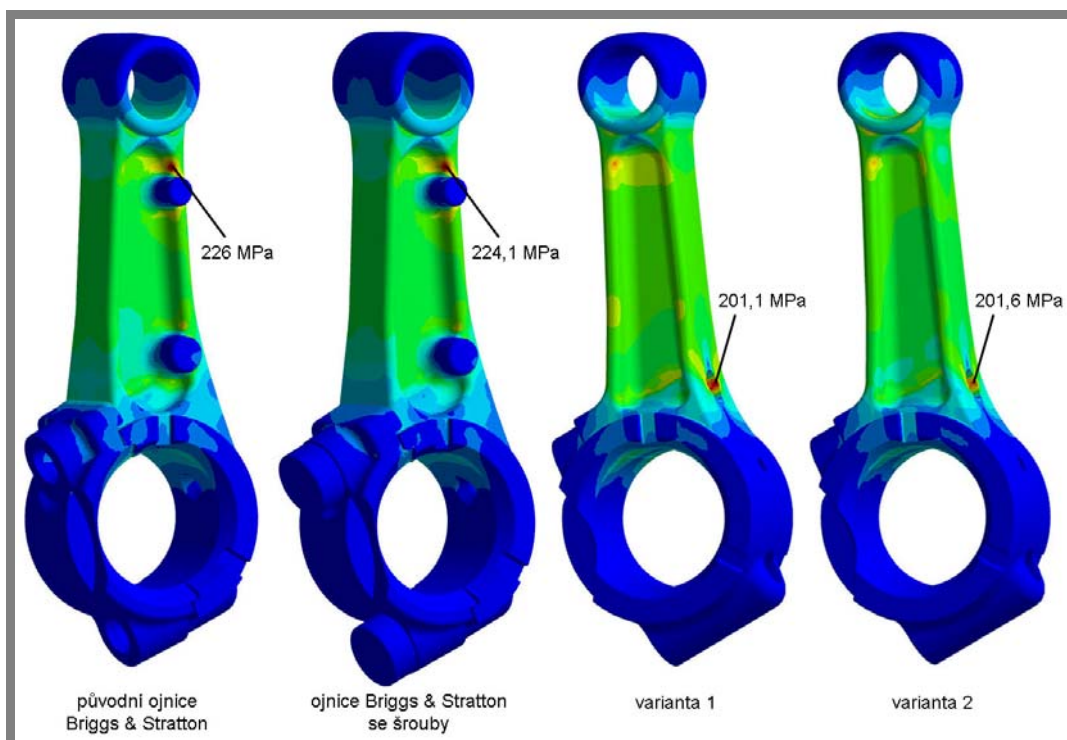
Větší rozdíly jsou naopak u kované varianty 2 vůči hliníkovým ojnícím. Díky tomu, že je ocel tužší než hliník, dochází v kované variantě k menším deformacím.

Z hlediska vzpěrného namáhání je opět zřejmý rozdíl mezi bezpečnostmi pro hliníkovou a ocelovou ojnici. Vysoké hodnoty bezpečnosti souvisí zřejmě s tím, že jsou ojnice poměrně krátké a tuhé, co se týče středního průřezu i celkové geometrie, tudíž k rozdělení rovnováhy nehrozí. Přestože v žádné konstrukční variantě nedojde ke ztrátě stability, ocelová varianta 2 je vůči vzpěru výrazně odolnější.

Na Obr. 5-47 jsou ukázána nebezpečná místa a napjatost ve všech řešených variantách. Kritických místům, která jsou označena červenou barvou, jsou přiřazeny hodnoty maximálních redukovaných napětí podle podmínky HMH.

Původní ojnici Briggs & Stratton byla upravena geometrie (Varianta 1) a tím došlo k odstranění koncentrace napětí pod horním okem, která byla 226 MPa. Nebezpečné místo se naopak objevilo v oblasti díry pro šroub, avšak díky přemodelování geometrie došlo k redukcí napětí na 201,1 MPa (Varianta 1). Z výsledků napětí je patrné, že záměna materiálu mezi variantou 1 a 2 nevede takřka k žádným změnám.

Co se týče srovnání způsobů řešení ojnice Briggs & Stratton, je z výsledků napětí a také z Obr. 5-47 vlevo patrné, že je rozložení napjatosti ojnice řešené v celku a ojnice se šrouby téměř identické. Nejnebezpečnější místo v obou případech se nachází mezi horním okem a nálitkem. Odchylka, která při výpočtu redukovaného napětí nastala, je 0,84%. Odchylka pro porovnání deformací obou způsobů je 4,1%.



Obr. 5-47 Porovnání rozložení redukovaného napětí

S ohledem na MSP je konstrukční varianta 1 nejbezpečnější, přestože MS nenastane v žádném případě. Nejnižší bezpečnost vůči MSP v tabulce pro variantu 2 souvisí z nízkou mezí kluzu pro použitou konstrukční ocel.

6. DISKUSE

Metodou konečných prvků (MKP) byla vypracována deformačně-napjatostní analýza ojnice ze zadaného spalovacího motoru Briggs & Stratton zahradní sekačky. Východiskem celé diplomové práce byla analýza kinematiky a dynamiky klikového mechanismu motoru Briggs & Stratton, která je částečně prováděna v předmětu Konstruování strojů – mechanismy. Analýza účinků v klikovém mechanismu musela být přepočítána a doplněna o výpočty (např. veličiny týkající se výkyvného pohybu ojnice) tak, aby bylo možno stanovit kompletní zatížení ojnice pro MKP výpočty. Z pohybu klikového mechanismu byl vybrán nejnebezpečnější provozní stav, na kterém byly postaveny všechny kontrolní výpočty.

MKP analýza byla realizována v ANSYS Workbench na prostorové geometrii ojnice, která byla vytvořena v parametrickém modeláři SolidWorks a následovně vyexportována přes převodový formát STEP do MKP prostředí. Protože má ojnice šikmo dělenou hlavu, nastal při jejím natáčení vůči ose válce problém, který byl řešen simulací klikového mechanismu. Veškeré 3D modely byly získávány klasickými odměřovacími metodami a postupným modelováním v CAD systému. Vzhledem k tomu, že je ojnice litá a požadavky na přesnost odlitku se vztahují pouze na funkční rozměry, je úroveň modelu pro provedení úlohy vhodná.

Samotné výpočtové modelování v systému ANSYS Workbench bylo závislé na definici vstupních parametrů a také okrajových podmínek, které jsou podmínkou správných výsledků. Během postupu při tvorbě výpočtového modelu se také objevovaly problémy např. při zadávání úhlového zrychlení, protože ANSYS Workbench nedisponuje všemi funkcemi jako ANSYS Classic, a tak muselo být využito APDL pro zadání příkazu. Dále vzhledem ke složitosti geometrie byla upravována konečnoprvková síť ojnice, která měla vliv na přesnost výsledků a bohužel také na časovou náročnost výpočtu.

Kromě klasické analýzy napětí a deformací v ojnici, je provedena také stabilitní analýza a výpočet ojnice na únavu. Výpočty potvrdily, že ojnice je dostatečně bezpečná, jak z hlediska vzpěru tak i MSP, přestože bezpečnost vůči MSP je poměrně nízká. S nižší bezpečností ojnice zřejmě souvisí životnost motoru Briggs & Stratton, na kterou je dimenzován. Životnost takového motoru ze zahradní sekačky obvykle bývá 4 až 5 let. Z oblasti únavy je nutno výsledky brát pouze informativně, navzdory tomu, že únavový výpočet nesl řadu problémů, co se týče materiálu i Wöhlerovy křivky. Wöhlerova křivka pro určitý materiál je těžko dostupná a z hlediska naměření poměrně drahá záležitost.

Během výpočtu se nabídly dvě možnosti řešení a ojnice byla vypočítána pro srovnání dvěma způsoby, které se podle výsledků téměř nelišily. Dalo by se říct, že jsou obě metody výpočtu prakticky shodné a tím je možno ojnici počítat zjednodušeně bez předpětí šroubů jako jeden díl.

Na základě výsledků z deformačně-napjatostní analýzy ojnice Briggs & Stratton jsou navrženy vlastní konstrukční varianty ojnice. První koncepce se vztahuje k úpravě geometrie, se kterou souvisela úspora materiálu a technologie výroby. Výsledky potvrdily, že varianta 1 je pevnostně vhodná a vede k větší bezpečnosti než u původní ojnice. Záměnou materiálu u varianty 2 bylo sledováno, jak se změní napjatost a deformace vůči variantě 1. Přestože měl materiál u kované ojnice (Varianta 2) velký účinek na hmotnost, výrazné silové působení setrvačných sil na

ojnici se neprojevo a výsledky byly srovnatelné s variantou 1. Bylo zjištěno, že materiál měl vliv pouze na deformaci a skoro žádný na napjatost v ojnici.

I když jsou pevnostně všechny uvedené konstrukční varianty vyhovující, jsou nové koncepce jednodušší z hlediska technologie výroby a také úspornější ze strany materiálu, což bude mít jistě vliv v sériové výrobě. Z pevnostního hlediska postačuje i původní ojnice Briggs & Stratton, ale bylo by možno použít také kovanou variantu, přestože je méně bezpečnější. Pro motor do zahradní sekačky by byla dostačující.

Na závěr bych chtěl podotknout, že všechny požadavky pro vypracování diplomové práce byly splněny, přestože se objevily komplikace například se specifikacemi ojnice, které firma Briggs & Stratton neposkytla.

Výstupy diplomové práce budou použity v rámci výuky, například v předmětech Konstruování strojů – mechanismy a Výpočtové nástavby pro CAD, kde získají studenti přehled formou prezentace o problematice klikového mechanismu, o aplikaci zátěžných účinků klikového mechanismu, o typech kontrolních analýz v MKP a postupu při pevnostní kontrole jedné z nejnámáhanějších dílů motoru. Také jim bude poukázáno na nebezpečná místa s vysokou koncentrací napětí, ve kterých lze očekávat poruchu. Názornou ukázkou budou studenti seznámeni s možným postupem pevnostního výpočtu ojnice pomocí MKP, který je možno v dnešní době aplikovat v praxi. Přínosem práce je prezentace, ve které je připravena úloha pro studenty včetně předvedení výsledků. Výuková prezentace je uvedena v [Příloha 2].

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství VLK, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [2] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory: studijní opory*. VUT FSI Brno, 2004.
- [3] NORTON, Robert L. *Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines*. Third Edition. New York: McGraw-Hill Professional, 2004. 880 p. ISBN 0072864478.
- [4] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983. 367 s.
- [5] JEŽEK, Jan. *Princip klikového mechanismu a čtyřválcového motoru*. Plzeň, 2004. 25 s. Praktická maturitní zkouška z odborných předmětů na Střední průmyslové škole strojnické, středním odborném učilišti strojnickém a učilišti. Vedoucí práce Ing. Jitka Roubalová.
- [6] ČUMPELÍK, Jiří. *Spalovací motory II. Praktická dílna* [online]. Časopis AutoEXPERT, 2005, č. 19. [cit. 2005-07-02]. Dostupné z <<http://www.autopress.cz/prakticka-dilna>>.
- [7] ČECH, Jiří. Motor – teorie 3/4. *Ojnice* [online]. 2003. [cit. 2003-12-10]. Dostupné z <<http://www.mjauto.cz/newdocs/motor/kap3.htm#Ojnice>>
- [8] BRABEC, P. – VOŽENÍLEK, R. – SCHOLZ, C. – KEFURT, P. *FEM analysis of connecting rod of stationary engine*. Russia: Krasnoyarsk State Technical University. 2006. 6 s. ISBN 5-7636-0854-2.
- [9] RAUSCHER, Jaroslav. *Ročníkový projekt: studijní opory*. VUT FSI Brno, 1996.
- [10] PETRUŠKA, Jindřich. *Počítačové metody mechaniky II: Metoda konečných prvků*. FSI VUT, Brno, listopad 2003. [cit. 2008-04-20]. Dostupné z <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/SKRIPTA/petruska/POCMEME.html>>
- [11] VRBKA, Martin. – VAVERKA, Michal. *Metoda konečných prvků a ANSYS*. VUT FSI, Brno, 2007. První přednáška z předmětu MKP a ANSYS na VUT FSI Brno, Ústav konstruování, obor počítačová podpora konstruování. [cit. 2008-04-20]. Dostupné z <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/MKP/prednaska1_mkp.pdf>
- [12] ŠPANIEL, Miroslav. *Projekt II* [online]. c1993, poslední změna 2.3.2006. [cit. 2008-04-20]. Dostupné z <<http://www.civ.cvut.cz/ESF/info/MKP/index.html>>
- [13] *Release 10.0 Documentation for ANSYS*. ANSYS, Inc., 2007.
- [14] FONTANA, Jiří. – HONZÍREK, Michal. – ENDEL, Petr. *Schéma klikového ústrojí* [online]. [cit. 2008-04-20]. <URL: <http://udmt.kvalitne.cz/08meckli.html>>
- [15] HARTL, Martin. – VRBKA, Martin. – VAVERKA, Michal. *Konstruování strojů – mechanismy: galerie* [online]. [cit. 2008-04-20]. <URL: http://old.uk.fme.vutbr.cz/index.php?akce=10&sekce=vyuka&ln=cs&zobraz_predmet=141>
- [16] HARTL, Martin. – VRBKA, Martin. – VAVERKA, Michal. *Konstruování strojů – mechanismy: zobrazení sil* [online]. [cit. 2008-04-20]. <URL: <http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/6C3/sily.jpg>>
- [17] *Technologie – osnovy pro první ročník* [online]. [cit. 2008-04-21]. <URL: <http://konstrukce.webz.cz/sups/3too1.html>>
- [18] *MatWeb – Material property data* [online]. [cit. 2008-04-21]. <URL: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatID=8971&ckck=1>>

- [19] *Engineers EDGE – Coefficients of friction (static)* [online]. [cit. 2008-04-21].
<URL: http://www.engineersedge.com/coefficients_of_friction.htm>
- [20] NÁHLÍK, Luboš. *student.chytrak.cz* [online]. c2007. Čtvrtá přednáška z předmětu Únava a lomová mechanika. [cit. 2008-04-25]. Dostupné z
<http://www.student.chytrak.cz/unava/04%20unava_uvod.pdf>
- [21] HARTL, Martin. – VRBKA, Martin. – VAVERKA, Michal. *Konstruování strojů – mechanismy: cvičení* [online]. [cit. 2008-05-02].
<URL: http://old.uk.fme.vutbr.cz/index.php?akce=4&sekce=vyuka&ln=cs&zobraz_predmet=141>
- [22] VRBKA, Martin. – VAVERKA, Michal. *Výpočtové nástavby pro CAD*. VUT FSI, Brno, 2007. Druhá přednáška z předmětu ZVN na VUT FSI Brno, Ústav konstruování, obor počítačová podpora konstruování. [cit. 2008-05-02]. Dostupné z
< http://old.uk.fme.vutbr.cz/kestazeni/ZVN/prednaska2_zvn.pdf>
- [23] *Release 10.0 Documentation for ANSYS Workbench*. ANSYS, Inc., 2007.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

APDL		- ANSYS Parametric Design Language
CAD		- Computer Aided Design
DÚ		- dolní úvrat' pístu
HMH		- podmínka plasticity vůči meznímu stavu pružnosti (von-Mises)
HÚ		- horní úvrat' pístu
MKP		- metoda konečných prvků
MSP		- mezní stav pružnosti
MSÚP		- mezní stav únavového porušení
MSVS		- mezní stav vzpěrné stability
OP		- okrajové podmínky
STEP		- Standard for The Exchange of Product model data
a	[m·s ⁻²]	- zrychlení pístu
D	[mm]	- průměr vrtání válce
d _A	[mm]	- průměr horního (malého oka ojnice)
d _B	[mm]	- průměr dolního (velkého) oka ojnice
E	[MPa]	- modul pružnosti
F _c	[kN]	- celková síla působící v ose pístního čepu
F _{kr}	[N]	- kritická síla
F _p	[kN]	- primární síla od tlaku plynů
F _{pr}	[N]	- síla předpětí jednoho šroubu
F _s	[kN]	- sekundární setrvačná síla od posuvných částí pístní skupiny
F _S	[N]	- setrvačné síly posuvných a rotačních hmot pístní skupiny a ojnice
F _p	[N]	- maximální síla namáhající ojnici na tlak
F _s	[N]	- maximální tahové namáhání posuvných hmot ojnice
i	[-]	- počet válců motoru
K _f	[-]	- Fatigue Strenght Factor
k _k	[-]	- bezpečnost vzhledem k MSP
k _s	[-]	- bezpečnost vzhledem k MSVS
l	[mm]	- délka ojnice
m ₁	[kg]	- hmotnost konstrukční varianty 1
m ₂	[kg]	- hmotnost konstrukční varianty 2
m _{A2}	[kg]	- hmotnost posuvných částí ojnice
m _{B2}	[kg]	- hmotnost rotačních částí ojnice
m _p	[kg]	- hmotnost pístní skupiny
m _{oj}	[kg]	- hmotnost ojnice
m _{vo}	[kg]	- hmotnost víka ojnice
n	[s ⁻¹]	- maximální otáčky motoru
n _c	[cykly]	- únavová životnost
n _f	[-]	- bezpečnost vzhledem k MSÚP
P	[MPa]	- indikovaný tlak
p _{atm}	[MPa]	- atmosférický tlak
P _e	[kW]	- maximální výkon motoru
p _k	[MPa]	- kontaktní tlak
p _{max}	[MPa]	- maximální spalovací tlak
r	[mm]	- rameno kliky
Re	[MPa]	- mez kluzu materiálu
Rm	[MPa]	- mez pevnosti materiálu
u	[mm]	- celkové deformace v ojnici
UX	[mm]	- posuv v ose x

UY	[mm]	- posuv v ose y
UZ	[mm]	- posuv v ose z
v	[m·s ⁻¹]	- rychlost pístu
V _C	[cm ³]	- objem válce
V _K	[cm ³]	- kompresní objem motoru
V _Z	[cm ³]	- zdvihový objem motoru
x	[mm]	- dráha pístu
Z	[mm]	- zdvih pístu
α	[°]	- úhel natočení klikové hřídele
β	[°]	- úhlová dráha výkyvného pohybu ojnice
ε	[-]	- kompresní poměr motoru
ε _L	[rad·s ⁻²]	- úhlové zrychlení výkyvného pohybu ojnice
λ	[-]	- klikový poměr
λ ₁	[-]	- první vlastní číslo odpovídající vlastnímu tvaru vybočení
ν	[-]	- Poissonovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	- hustota materiálu
σ _c	[MPa]	- mez únavy materiálu
σ _{red}	[MPa]	- redukované napětí podle podmínky HMM
ω	[min ⁻¹]	- úhlová rychlost klikové hřídele při max. otáčkách motoru
ω _L	[rad·s ⁻¹]	- úhlová rychlost výkyvného pohybu ojnice

SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 1-1 Pracovní cyklus čtyřdobého spalovacího motoru [3]	14
Obr. 1-2 Ukázka indikátorového diagramu [1]	15
Obr. 1-3 Části klikového mechanismu [15]	16
Obr. 1-4 Příklad dělené hlavy ojnice [6]	16
Obr. 1-5 Typy dělených ojníc dle průřezu dříku: a) [2], b) [2], c) [15]	17
Obr. 1-6 Rozložení napjatosti v ojnici [8]	18
Obr. 1-7 Minimální a střední průřez dříku ojnice [9]	19
Obr. 1-8 Nebezpečný průřez I-I [9]	20
Obr. 1-9 Průběh napětí od setrvačných sil a náhrada prutovým tělesem [9]	20
Obr. 1-10 Namáhání silou od tlaku plynů a náhrada prutovým tělesem [9]	21
Obr. 1-11 [9] (a) Kontrolní průřezy; Zatížení (b) od setrvačné síly, (c) od tlačné síly	21
Obr. 1-12 Šroubový spoj ojnice a víka [9]	22
Obr. 1-13 Síť konečných prvků [12]	22
Obr. 1-14 Ukázka prvků používaných v systému ANSYS. Upraveno z [13]	23
Obr. 2-1 Spalovací motor Briggs & Stratton [15]	24
Obr. 4-1 Řešená ojnice z motoru Briggs & Stratton [15]	26
Obr. 5-1 Schéma klikového ústrojí [14]	28
Obr. 5-2 Kinematické veličiny – dráha, rychlost a zrychlení pístu	29
Obr. 5-3 Průběh úhlové dráhy ojnice	30
Obr. 5-4 Průběh úhlové rychlosti ojnice	30
Obr. 5-5 Průběh úhlového zrychlení ojnice	31
Obr. 5-6 Zobrazení sil [16]	31
Obr. 5-7 $p - \alpha$ diagram	32
Obr. 5-8 Průběh sil ve směru osy válce	33
Obr. 5-9 Působící zatížení (stav č. 6)	34
Obr. 5-10 Model geometrie ojnice: vlevo rozložený pohled, vpravo sestava	35
Obr. 5-11 Porovnání modelu s reálnou ojnici	35
Obr. 5-12 Model geometrie klikového mechanismu a vyznačení smyslu otáčení	36
Obr. 5-13 Importovaná ojnice	36
Obr. 5-14 Kontaktní plochy	37
Obr. 5-15 Síť konečných prvků modelu ojnice	38
Obr. 5-16 Aplikace vazeb a zatížení	39
Obr. 5-17 Natočení ojnice	40
Obr. 5-18 Vazba pístního čepu	40
Obr. 5-19 Model vazeb ojnice	41
Obr. 5-20 Model zatížení od tlakových sil	41
Obr. 5-21 Model zatížení od zrychlení pístu	42
Obr. 5-22 Model zatížení od úhlové rychlosti ojnice	42
Obr. 5-23 Celkové zatížení ojnice	43
Obr. 5-24 Nastavení statického výpočtu	44
Obr. 5-25 Výpočet celkových deformací	44
Obr. 5-26 Průhyb pístního čepu	45
Obr. 5-27 Výpočet kontaktního tlaku	45
Obr. 5-28 Výpočet redukovaného napětí	46
Obr. 5-29 Vlastní tvar vybočení	47
Obr. 5-30 Wöhlerova křivka pro hliníkovou slitinu [23]	48
Obr. 5-31 Nastavení únavového výpočtu	48
Obr. 5-32 Vlevo únavová životnost, vpravo bezpečnost	49
Obr. 5-33 Celkové zatížení ojnice se šrouby	51
Obr. 5-34 Síť konečných prvků ojnice se šrouby	51

Obr. 5-35 Výpočet celkových deformací	52
Obr. 5-36 Výpočet redukovaného napětí	52
Obr. 5-37 Porovnání konstrukčních variant – pohled zepředu	53
Obr. 5-38 Porovnání konstrukčních variant – pohled zespodu	53
Obr. 5-39 Změny tvaru přechodu dříku a víka ojnice	54
Obr. 5-40 Lokálně zahuštěná síť konečných prvků upravené ojnice	54
Obr. 5-41 Výpočet celkových deformací – varianta 1	55
Obr. 5-42 Výpočet redukovaného napětí – varianta 1	55
Obr. 5-43 Vlastní tvar vybočení – varianta 1	56
Obr. 5-44 Výpočet celkových deformací – varianta 2	57
Obr. 5-45 Výpočet redukovaného napětí – varianta 2	58
Obr. 5-46 Vlastní tvar vybočení – varianta 2	58
Obr. 5-47 Porovnání rozložení redukovaného napětí	60

SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Nebezpečné polohy ojnice	32
Tab. 2	Materiálové vlastnosti	36
Tab. 3	Počet použitých uzlů a elementů	37
Tab. 4	Zátěžné účinky pro stav č. 6	38
Tab. 5	Počet použitých uzlů a elementů – konstrukční varianta	53
Tab. 6	Materiálové vlastnosti konstrukční oceli 12 050.1	55
Tab. 7	Přehled dosažených výsledků	58

SEZNAM PŘÍLOH

Přílohy na CD:

- [Příloha 1] Kompletní analýza kinematiky a dynamiky klikového mechanismu motoru Briggs & Stratton
- [Příloha 2] Pevnostní výpočet ojnice Briggs & Stratton pomocí MKP – výuková prezentace
- [Příloha 3] Modely řešených variant v systému SolidWorks
- [Příloha 4] Výpočtové modely v ANSYS Workbench