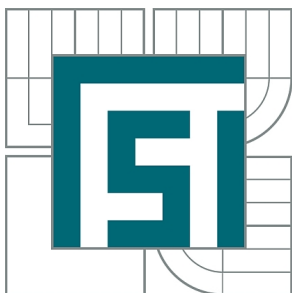


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH OJNICE VZNĚTOVÉHO LETECKÉHO MOTORU

CONNECTING ROD DESIGN OF DIESEL AIRCRAFT ENGINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ MARŠÁLEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ondřej Maršálek

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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

Návrh ojnice vznětového leteckého motoru

v anglickém jazyce:

Connecting Rod Design of Diesel Aircraft Engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhnout ojnici pro vznětový letecký motor s cílem minimalizovat hmotnost ojnice.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerže požadavků kladených na ojnice moderních motorů
- 2) Návrh ojnice
- 3) Pevnostní kontrola ojnice
- 4) Výkresová dokumentace
- 5) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] HEISLER, H. Advanced Engine Technology. SAE 2002
- [2] HAFNER, K.E., MAASS, H. Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. New York: Springer-Verlag, 1995
- [3] STONE, R. Introduction to Internal Combustion Engines. New York: PALGRAVE, 1999
- [4] Kolektiv VÚNM a ČKD Naftové motory čtyřdobé - 1 díl. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. L123-B3-IV-41/2490

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Tato práce se zabývá komplexním návrhem ojnice dvoudobého vznětového motoru s ohledem na minimalizaci její hmotnosti. Celkem jsou zde navrženy tři varianty, pro které jsou realizovány pevnostní analýzy a stanoveny součinitele únavové životnosti. Na základě výsledků vypracovaných analýz a posouzení všech hledisek je vybrán nejvhodnější návrh, na jehož základě je vyhotoven výrobní výkres. V závěru jsou navržena hydrodynamická kluzná ložiska, která jsou nedílnou součástí každé z ojníc.

KLÍČOVÁ SLOVA

Ojnice, výpočtová síť, MKP analýza, součinitel únavové bezpečnosti, hydrodynamické kluzné ložisko.

ABSTRACT

The thesis deals with complex connecting rod design of two stroke diesel engine with regard to minimising its weight. Three versions of design are suggested and for each of them the stress analyses are implemented and the fatigue safety factors are determined. On the basis of results of implemented analyses and evaluation of all the aspects the most appropriate design is chosen and the production drawing is drawn according to it. In the conclusion, hydrodynamic lubrication plain bearings, which are the integral part of every connecting rod, are designed.

KEYWORDS

Connecting rod, finite element mesh, FEM analysis, fatigue safety factor, hydrodynamic lubrication plain bearing.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MARŠÁLEK, O. Návrh ojnice leteckého vznětového motoru. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 70 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D..



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 19. května 2011

.....

Maršálek Ondřej



PODĚKOVÁNÍ

Za cenné připomínky a rady při tvorbě diplomové práce tímto děkuji vedoucímu práce panu doc. Ing. Pavlovi Novotnému, Ph.D.. Rovněž bych zde rád poděkoval své rodině za neocenitelnou podporu při studiu na vysoké škole.



OBSAH

Úvod	10
1 Popis částí ojnice	11
1.1 Oko ojnice	11
1.2 Dřík ojnice	12
1.3 Hlava ojnice	13
1.3.1 Rozdělení ojnic dle hlavy	13
1.3.2 Polohování víka vůči hlavě ojnice	15
1.3.3 Druhy oddělování víka ojnice	15
2 Cíle práce	17
3 Tvorba modelů	18
3.1 Zápustkové kování	18
3.2 Volba šroubů	19
3.3 Ložiskové pánve	19
3.4 Hlava ojnice	19
3.5 Mazací kanálek, typ ojnice, průřez dříkem ojnice	20
3.6 Ojniční čep	21
4 Výpočty vstupních hodnot do hlavního pevnostního výpočtu	22
4.1 Závislosti hodnot vstupujících do pevnostního výpočtu na úhlu otočení klikového hřídele	24
5 Tvorba výpočtové sítě	26
5.1 Příprava modelů před síťováním	26
5.2 Výpočtová síť	28
5.2.1 Volba typu elementů	28
5.2.2 Dělení objemu	28
6 Pevnostní výpočet	30
6.1 Stanovení velikosti předpětí ojničních šroubů	30
6.1.1 Výpočet předpětí	30
6.2 Kontrola předpětí pomocí MKP	31
6.2.1 Vliv výpočtové sítě na konečné výsledky	34
6.3 Pevnostní výpočet	42
6.3.1 Zobrazení výsledků pevnostního výpočtu ojnice typu „I“	43
6.3.2 Zobrazení výsledků pevnostního výpočtu ojnice typu „I s výztuhou“	45
6.3.3 Zobrazení výsledků pevnostního výpočtu ojnice typu „H“	47
7 Stanovení součinitele únavové bezpečnosti	50
7.1 Ojnice typu „I“	51



7.1.1	Dřík ojnice	51
7.1.2	Víko	51
7.2	Ojnice typu „I s výztuhou“	52
7.2.1	Dřík ojnice	52
7.2.2	Víko	52
7.3	Ojnice typu „H“	53
7.3.1	Dřík ojnice	53
7.3.2	Víko	53
8	Porovnání všech variant	54
9	Hydrodynamická kluzná ložiska	55
9.1	Hydrodynamicky účinná úhlová rychlost	56
9.2	Vznik tlaku tangenciálním pohybem	57
9.3	Vznik tlaku radiálním pohybem.....	57
9.4	Řešení třecích ztrát.....	58
9.5	Konkrétní návrh kluzného ložiska	60
9.5.1	Návrh uložení ojnicního čepu.....	60
9.5.2	Výpočet parametrů charakterizujících podmínky mazání v ložisku	61
	Závěr.....	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů	68
	Seznam příloh	70



ÚVOD

Ojnice je specializovaná strojní součást, která slouží pro mechanický přenos hnacích sil. Je to vlastně tyč, která nejen ve spalovacích motorech převádí pohyb posuvný na rotační nebo naopak. Výsledným pohybem, který ojnice ve spalovacím motoru koná, je pohyb složený z pohybu posuvného a rotačního. Působí tak na ni rychlost a zrychlení obou zmíněných pohybů.

Jedním koncem bývá připevněna přes pístní čep k pístu, případně ke křížáku a druhým koncem ke klikové hřídeli.

Tato práce je však zaměřena výhradně na ojnice spalovacích motorů, a proto následující části práce budou směřovány výhradně tímto směrem.

Ojnice je kombinovaně namáhána od všech zátěžných účinků. Oko ojnice je namáháno tlakem. Spolu s namáháním mechanickým je ojnice namáhána také tepelně. Toto namáhání je dáno především teplotou, při které je stroj provozován[9].

Letecký motor, pro který je ojnice optimalizována, bude malosériově vyráběn, a proto by technologie výroby měla být běžně dostupná i pro výrobu v malých podnicích. Zde se ve většině případů ojnice kove v záпустce, a proto zde musí být, mimo jiné, splněny požadavky na technologické úkosy.

SPECIFIKACE MOTORU:

Jedná se o dvoudobý vznětový spalovací motor s protiběžnými písty. Tento typ motoru je možné s výhodou použít jako motor letecký, pro jeho nízkou zástavbovou výšku. Dvoudobé naftové motory jsou charakteristické vysokými spalovacími tlaky, což bez výjimky platí i pro motor, který je předmětem této diplomové práce. Motor obsahuje dva klikové hřídele vždy se dvěma zalomeními. Spalovací prostor je vždy pro dvojici protilehlých pístů společný. Klikové hřídele jsou proti sobě pootočený o 14° .



1 POPIS ČÁSTÍ OJNICE

Ojnice se skládá z těchto částí:

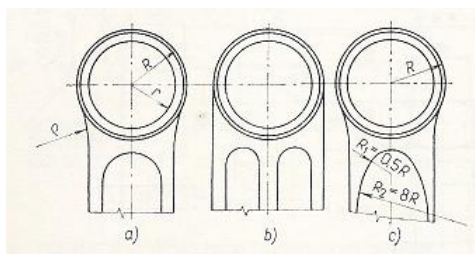
- oko ojnice,
- dřík ojnice a
- hlava ojnice.

1.1 OKO OJNICE

Nejčastěji je používán plovoucí pístní čep. Ten se začne v oku pístu volně protáčet, až když je píst z hliníkové slitiny zahřátý asi na 100 až 120°C. V tomto případě bývá v oku ojnice zalisováno pouzdro z bronzu (CuSn), nebo pouzdro ocelové, které má na sobě nanesen povrch z olověného bronzu (CuPbSn) [1].

Použití pevně uloženého čepu je oproti plovoucímu menší. Toto provedení garantuje oproti plovoucímu čepu menší průměr čepu i ložnou délku v oku ojnice, zvětšuje tuhost oka a zmenšuje náklon ojnice ve válci. Ložná délka v okách pístu je zde ale větší [1]. Ojnice je předeřtává na určitou teplotu, tím pádem dojde k tepelnému roztažení. Naproti tomu pístní čep je podchlazen. Po spojení obou součástí v jeden celek dojde k vyrovnání teplot a vytvoří se tak předeřtávaný spoj. Tento druh spojení je velmi obtížně rozebratelný bez toho, aby jedna ze součástí byla rozebráním poškozena.

Oko ojnice musí být tuhé, a proto by se dřík neměl směrem k oku zužovat a přechod dříku na obrysovou kružnici oka má být co nejplynulejší. Tuhost oka můžeme ještě zvýšit, pokud použijeme třetí žebro [1].



Obrázek 1: Příklady řešení přechodu dříku do ojničního oka [1]

Oko ojnice lze dále dělit podle tvaru oka ojnice na:

- Ojnice s obdélníkovým okem.

Toto provedení je nejčastější v rámci sériové výroby.

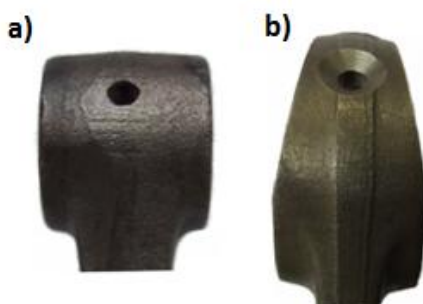
- Ojnice s lichoběžníkovým (trapézovým) okem.

Použití pro značně zatížené ojnice přeplňovaných vznětových motorů. Tvar umožňuje přenášet vyšší hodnoty tlaků většími plochami [5].

- Ojnice se stupňovitým okem.



Provedení, které mělo mít stejnou funkci jako u předchozího tvaru oka. Dnes se již však prakticky nepoužívá.



Obrázek 2: a) Obdélníkové oko, b) Trapézové oko

1.2 DŘÍK OJNICE

- Nejčastějším provedením dříku ojnice bývá profil ve tvaru I.

Obrázek 3 ilustruje, že tento profil může být plný, nebo dutý. Dutého profilu lze pak s výhodou využít, pokud je požadováno mazání ojničního čepu tlakovým olejem, přivedeným středem ojnice, z klikového hřídele.[1]



Obrázek 3: a) Dřík ojnice typu „I“ s kanálkem pro tlakový olej, b) Ojnice typu „I“

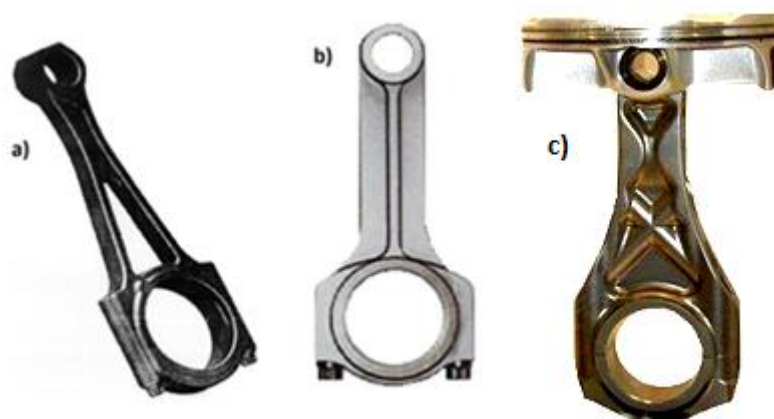
- Dalším provedením dříku může být tzv. H profil.

Toto provedení zvětšuje tuhost oka i dříku ojnice, ale nese s sebou mnohem větší náklady na samotnou výrobu ojnice. Proto se toto provedení používá ve většině případů pro závodní účely.



Obrázek 4: Ojnice typu „H“

Pro ilustraci jsou zde ještě uvedeny další, atypická, provedení dřívků ojníc.



Obrázek 5: a) Ojnice Opel [5] , b) Závodní ojnice s žebrem [5] , Ojnice z motoru F1[10]

1.3 HLAVA OJNICE

Ojniční hlava by měla mít takové rozměry, aby bylo možné ji prostrčit ke klikové hřídeli válcem. Pokud je zapotřebí většího rozměru hlavy ojnice a není možné splnit tuto podmínku, nedělí se ojnice kolmo k její ose, ale oddělí se šikmo. Toto dělení se provádí pod úhlem 30° , 45° nebo 60° [5].

Ojnice je tužší a lehčí, jestliže je hlava ojnice dělena v rovině kolmé na osu ojnice. Napětí u šikmo dělené ojnice není příznivě rozloženo [1].

Jestliže je zde zmíněno dělení hlavy ojnice, je zapotřebí, aby tu byly zároveň uvedeny jeho zásady.

1.3.1 ROZDĚLENÍ OJNIC DLE HLAVY

- Ojnice s nedělenou hlavou

Nedělenou hlavu ojnice můžeme vidět zejména u dvoutaktních motorů. Tento typ vyžaduje skládaný klikový hřídel. Výhodou tohoto dělení je možnost použití ložisek s valivými elementy, kterými bývají ve většině případů jehly. Ty mohou být umístěny ve spodním i vrchním oku ojnice volně, nebo jsou umístěny v jehlové kleci.



Obrázek 6: Ojniční sada Yamaha YZ 125

- Ojnice s dělenou hlavou

Takto jsou řešeny prakticky všechny ojnice moderních čtyřtákních motorů. Výhodou tohoto způsobu je, že pokud je nutná výměna pístu nemusíme demontovat klikový hřídel. Jako ložiska zde slouží kluzná ložiska, tzv. ložiskové pánve, které mají na vnitřní straně nanесenu vrstvu ložiskového kovu. Proti protočení bývají pojištěna jazýčkem ve vybrání oka a hlavy ojnice. V současné době je stále častěji použito pojištění proti protočení pouhým přesahem (předpětím) ložiskové pánve.



Obrázek 7: Ložisková pánev s jazýčkem proti pootočení

Hlava ojnice by měla být lehká, ale co nejtěžší, aby nedošlo k porušení funkce ložiskových pánví, jejichž stěna je poměrně tenká. Tuhost hlavy lze zvýšit plynulými přechody dráku k hlavě. Zmenšit rozměry a hmotnost hlavy lze, pokud umístíme ojniční šrouby co nejbližší k ose čepu. Stěna mezi otvorem pro ojniční šroub a pro pánev může mít rozměr jen 1 až 1,5 mm. Konstrukce, kdy šroub zasahuje až do tělesa pánve se téměř nepoužívá. Jestliže jsou šrouby dostatečně blízko ložiskové pánvi, zabráňují rozevření styčné plochy v dělicí rovině a odpružení pánve, což by mohlo vést k zadírání ložiska [1].

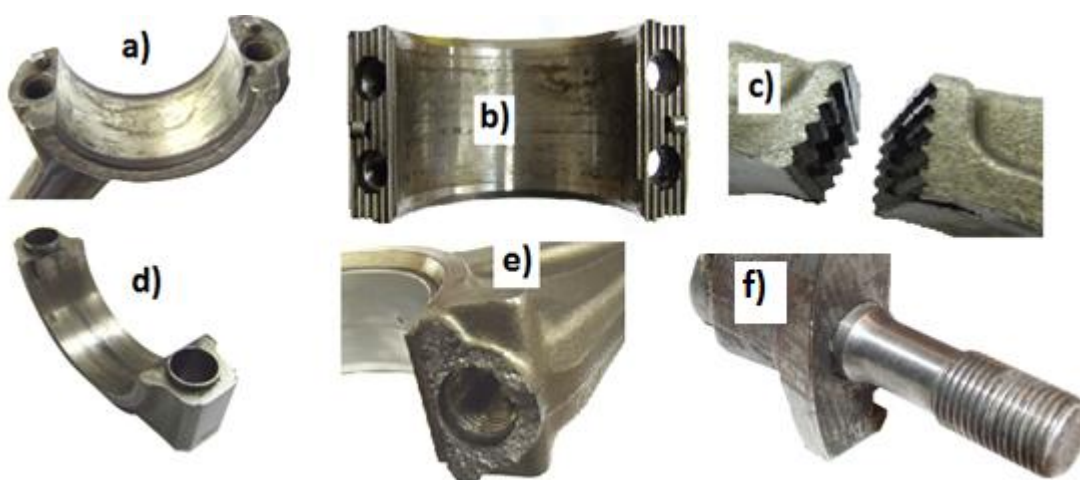
Tuhost víka ojnice se zvyšuje pomocí žeber a nákovků. Nákovky na víku a oku ojnice slouží jako vývažky příčných momentů [1].



1.3.2 POLOHOVÁNÍ VÍKA VŮČI HLAVĚ OJNICE

Pokud se jedná o ojnici s dělenou hlavou, musí zde být zajištěna poloha odděleného oka vůči hlavě ojnice. Důvodem je, aby byla zajištěna kruhovitost a válcovitost ložiskových pánví po instalaci ojnice na klikový hřídel. Polohování bývá realizováno pomocí několika následujících metod.

- Středícími kolíky. Obrázek 8 a).
- Příčným drážkováním a středícím kolíkem. Obrázek 8 b).
- Příčným drážkováním. Obrázek 8 c).
- Válcovou vložkou. Obrázek 8 d).
- Tvarováním plochy pomocí řízeného lomu. Obrázek 8 e).
- Válcovou plochou na ojničím šroubu. Obrázek 8 f).



Obrázek 8: Příklady polohování víka vůči hlavě ojnice

1.3.3 DRUHY ODDĚLOVÁNÍ VÍKA OJNICE

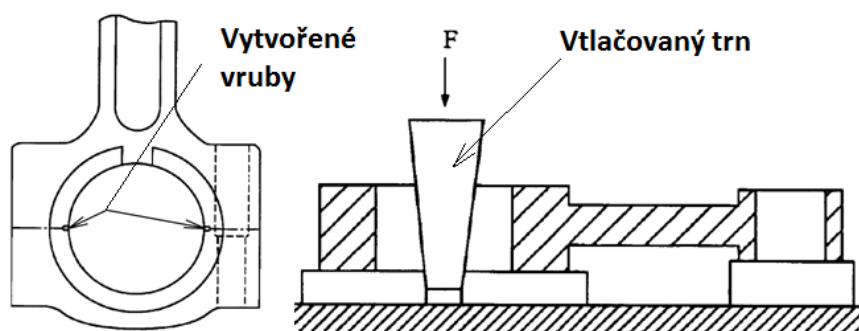
- Řízeným lomem

Při dělení ojnice řízeným lomem využíváme kombinace několika hlavních předností této technologie. V první řadě je to stoprocentní jedinečnost vzniklého povrchu a tím pádem je prakticky nemožné zaměnit spojované součásti za jiné. Mezi další výhody pak jistě patří rychlost a nízká cena tohoto procesu. Pravdou jistě je, že tato technologie není dostupná v síti malovýrobců, a proto se všechny její výhody projeví až ve velkosériové výrobě.

Ve chvíli, kdy je ojnice ještě jako jeden celek, se v místě dělicí roviny víka a hlavy ojnice vytvoří vruby. Ojnice je opracována do konečných rozměrů a tvaru a v posledním kroku je odděleno víko ojnice. Při tomto procesu bývá ojnice podchlazena v tekutém dusíku, což zajistí křehkost lomu a omezí možnost vzniku plastických deformací.

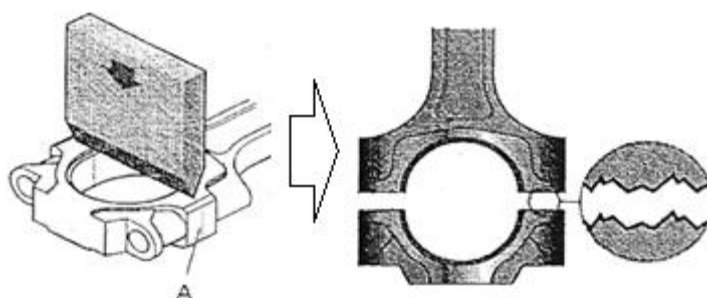
Řízený lom lze realizovat například těmito způsoby:

- Vtlačováním trnu.



Obrázek 9: Dělení ojnice řízeným lomem [11]

- „Přeražením“.



Obrázek 10: Dělení ojnice řízeným lomem [5]



2 CÍLE PRÁCE

Hlavními cíli této práce je:

- Vytvořit tři různé návrhy ojníc spalovacího motoru, s ohledem na minimalizaci hmotnosti. Pro tento návrh je nezbytné nabití potřebných vědomostí, k čemuž má sloužit řešeršní část této práce.
- Vytvořit modely navržených variant.
- Všechny návrhy podrobit pevnostní analýze.
- Pro navržené ojnice stanovit součinitele únavové bezpečnosti.
- Na základě výsledků obou analýz vybrat nejvhodnější z navržených variant a vytvořit její výrobní výkres.
- Navrhnout hydrodynamicky mazané, kluzné ojniční ložisko této sestavy.

Sekundární cíle:

- Osvojit si v co největší možné míře ovládání programů, potřebných pro modelování (ProENGINEER), tvorbu výpočtové sítě (ICEM), pevnostní analýzu (ANSYS), analýzu únavové životnosti (FEMFAT) a závěrečný návrh hydrodynamických kluzných ložisek (MATLAB).
- Získat prvotní zkušenosti z oblasti komplexních návrhů podobných strojních součástí pro případnou budoucí praxi.



3 TVORBA MODELŮ

Při tvorbě modelů ojníc bylo v počátku nejdůležitější si stanovit, jakým způsobem budou ojnice vyráběny. Základní operací je v našem případě zápustkové kování, a proto bylo nutné seznámit se s normou, která tento způsob objemového tváření upravuje.

3.1 ZÁPUSTKOVÉ KOVÁNÍ

- Stanovení úkosů, poloměrů zaoblení

Dle ČSN 42 9030 byla určena velikost přechodů na hodnotu 6mm a velikost zaoblení hran na 2 mm [4].

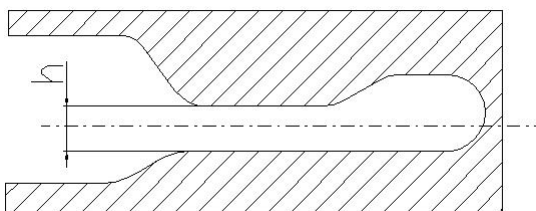
Velikost úkosů zde mohla být zvolena v rozmezí 0 až 5°, a to pro vodorovné kovací stroje. Proto byly úkosy stanoveny na hodnotu 5°, a to jak vnější, tak i vnitřní [3].

- Stanovení výšky „h“ výronkové drážky

Podle normy ČSN 42 9002 se hodnota výšky výronkové drážky stanoví dle následujícího vzorce [3]:

$$h_V = 0,015 \cdot \sqrt{S_D} = 0,015 \cdot \sqrt{8823,46 \text{ mm}^2} \cong 1,4 \text{ mm} . \quad (1)$$

Kde S_D je plocha výkovku ve směru kolmém na směr rázu a
 h_V je výška výronkové drážky.



Obrázek 11: Stanovení výšky výronkové drážky

Velikost výronkové drážky byla zvolena na hodnotu 2 mm.

Po vykování a vyjmutí výkovku ze zápustky je výronek odstřižen a zbylé otřepy jsou odbroušeny. Proto i na modelu by tato plocha neměla chybět.



Obrázek 12: Odstraněný výronek na modelu a reálné ojnici

3.2 VOLBA ŠROUBŮ

Průměr šroubu i jeho tvar byl převzat z reálného šroubu, použitého u ojnice z vozidla Mercedes Benz 300D. Zde je závit M9x1 a šroub je samozřejmě lícovaný do otvoru v hlavě ojnice a to na průměr 9,5 mm.



Obrázek 13: Model ojničního šroubu a reálný šroub

3.3 LOŽISKOVÉ PÁNVE

Stejně jako šrouby, byly i ložiskové pánve modelovány podle vzoru z reálného prostředí i ze stejného motoru, tedy MB 300D.



Obrázek 14: Model ložiskové pánve a reálná součást

3.4 HLAVA OJNICE

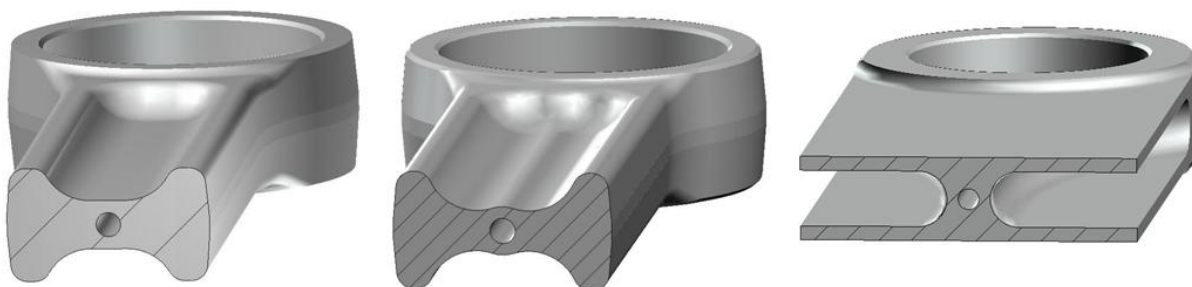
Hlava ojnice byla modelována s ohledem na zásady z kapitoly 3.1 a rovněž podle stejného reálného modelu jako v případě šroubů a ložiskové pánve.



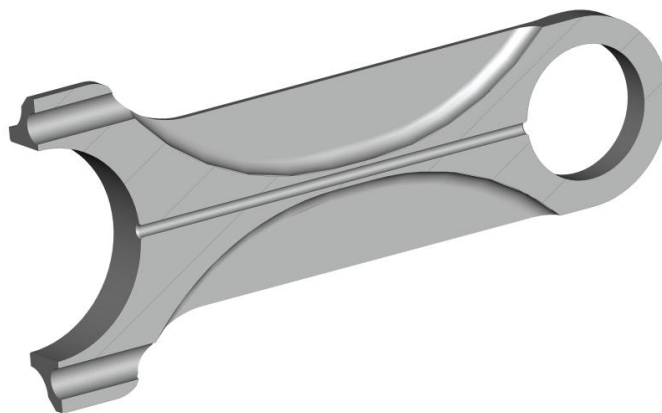
Obrázek 15: Model hlavy ojnice a hlava ojnice z motoru MB 300D

3.5 MAZACÍ KANÁLEK, TYP OJNICE, PRŮŘEZ DŘÍKEM OJNICE

Mezi požadavky na model ojnice je, že ojnicí čep musí být mazán tlakovým olejem, který je přiveden středem dřívku ojnice z klikového hřídele. Proto je tento kanálek součástí všech modelů ojníc. Dřík ojnice musel být mírně zesílen v případě klasického provedení ojnice typu „I“, a proto bylo přistoupeno i k vytvoření modelu ojnice typu „I“ s mazacím kanálkem a odlehčením kolem něj. Při tvorbě ojnice „H“ nebyl problém s tvorbou mazacího kanálku. Ojnice typu „H“ jsou vyráběny rovněž jako zápusťkový výkovek a odlehčení (tvorba „H“ profilu) je tvořeno až následně a to frézováním a broušením. Tím se zvyšuje kvalita povrchu ojnice, její pevnost, ale mnohonásobně se navyšují i náklady na výrobu. Průměr kanálku byl prvotně stanoven na 3 mm.



Obrázek 16: Porovnání příčných průřezů dřívků třech typů ojníc

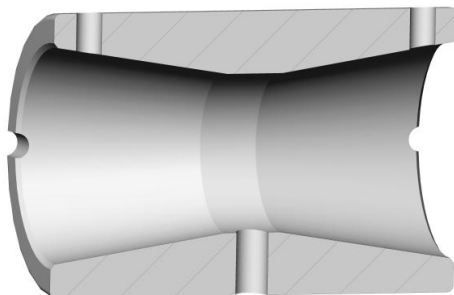


Obrázek 17: Podélný řez ojnící „H“



3.6 OJNÍČNÍ ČEP

Dalším požadavkem na konstrukci je, že ojníční čep musí být pevně uložen v ojnici a olej musí prostupovat skrz čep k plovoucímu uložení pístního čepu v pístu. Tvar ojníčního čepu je navržen tak, aby simuloval tvar ideálního nosníku a zároveň po jeho zkosených stěnách se olej rychleji dostane k mazacím drážkám, jež vedou k plovoucímu uložení pístního čepu.



Obrázek 19: Řez ojníčním čepem



Obrázek 18: Výsledné sestavy modelů ojnic



4 VÝPOČTY VSTUPNÍCH HODNOT DO HLAVNÍHO PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU

Do hlavního pevnostního výpočtu vstupují hodnoty:

- Síly od tlaku plynů, působící přes píst a pístní čep na oko ojnice.
- Zrychlení, se kterým se ojnice pohybuje ve směru osy válce.
- Úhlové rychlosti, se kterou se ojnice pohybuje.
- Úhlového zrychlení, se kterým se ojnice pohybuje.

Všechny tyto hodnoty jsou získány výpočtem realizovaným v programu Mathcad. Proto, aby bylo možné usoudit, v jakém okamžiku otočení klikového hřídele bude namáhání ojnice největší, musíme znát i průběhy těchto veličin v závislosti na úhlu otočení klikového hřídele. V následující kapitole budou všechny tyto závislosti vyobrazeny.

Tabulka 1: Přehled vstupních hodnot

Parametry potřebné pro výpočet	Značka	hodnota	jednotka
vrtání	D	75	mm
zdvih	Z	90	mm
rameno kliky	r	45	mm
průměr malého oka ojnice	d_A	34	mm
průměr velkého oka ojnice	d_B	53.7	mm
délka ojnice	l	156.6	mm
kompresní poměr	ε_K	17	-
otáčky motoru při max. výkonu	$n_{\max}$	3689	min^{-1}
maximální spalovací tlak	$p_{\max}$	19.5	MPa
Úhel otoční klikového hřídele	α	0 až 360	$^\circ$

Zdvihový objem:

$$V_Z = S_P \cdot Z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot Z = \frac{\pi \cdot 75^2}{4} \cdot 90 = 397607 \text{ mm}^3 = 397,62 \text{ cm}^3, \quad (2)$$

kompresní objem:

$$\varepsilon_K = \frac{V_K + V_Z}{V_K} = \frac{V_K}{1} + \frac{V_Z}{V_K}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_K \cdot V_K = V_K + V_Z \Rightarrow V_K = \frac{V_Z}{\varepsilon_K - 1} = \frac{397,62}{17 - 1} = 24,85125 \text{ cm}^3, \quad (4)$$

celkový objem:

$$V_C = V_Z + V_K = 397,62 + 24,85125 = 422,47125 \text{ cm}^3, \quad (5)$$



klikový poměr:

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{45}{156,6} = 0,287, \quad (6)$$

maximální úhlová rychlost:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{max} = 2 \cdot \pi \cdot 3689 = 386,311 \cdot s^{-1}, \quad (7)$$

dráha pístu:

$$s(\alpha) = r \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right], \quad (8)$$

rychlost pístu:

$$v(\alpha) = r \cdot \omega \cdot \left[\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2\alpha) \right], \quad (9)$$

zrychlení ojnice ve směru osy válce:

$$a_P(\alpha) = \omega^2 \cdot r \cdot [\lambda \cdot \cos(2\alpha) + \cos(\alpha)], \quad (10)$$

úhlové zrychlení ojnice:

$$\varepsilon_o(\alpha) = -\omega^2 \cdot \frac{\lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \sin(\alpha)}{[1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)]^{\frac{3}{2}}}, \quad (11)$$

úhlová rychlost ojnice ve směru osy válce:

$$\omega(\alpha) = -\omega^2 \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\alpha)}}, \quad (12)$$

síla od tlaku plynů:

$$F_P(\alpha) = S_P \cdot [p(\alpha) - p_{atm}]. \quad (13)$$

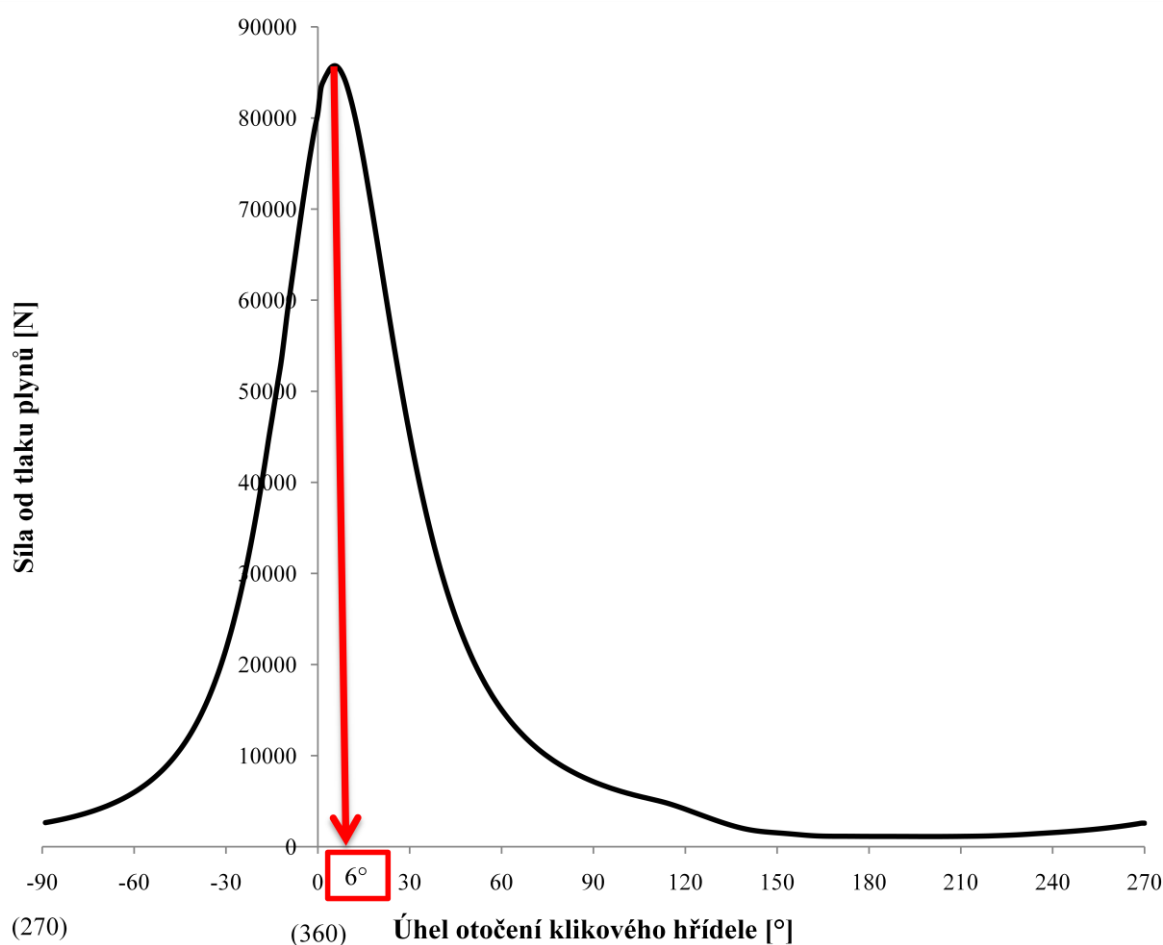
Tabulka 2: Přehled vypočtených hodnot potřebných pro pevnostní výpočet

Vypočtená veličina	Značka	hodnota	jednotka
zdvihový objem válce motoru	V_Z	397.62	cm^3
kompresní objem válce motoru	V_K	24.85125	cm^3
celkový objem válce motoru	V_C	422.47125	cm^3
maximální síla od tlaku plynů	F_{Pmax}	85710	N
max. zrychlení ojnice ve směru osy válce	a_{Pmax}	8645	m/s^2
max. úhlová rychlost ojnice	ω_{max}	111.01	rad/s
max. úhlové zrychlení ojnice	ε_{Omax}	44740	rad/s^2

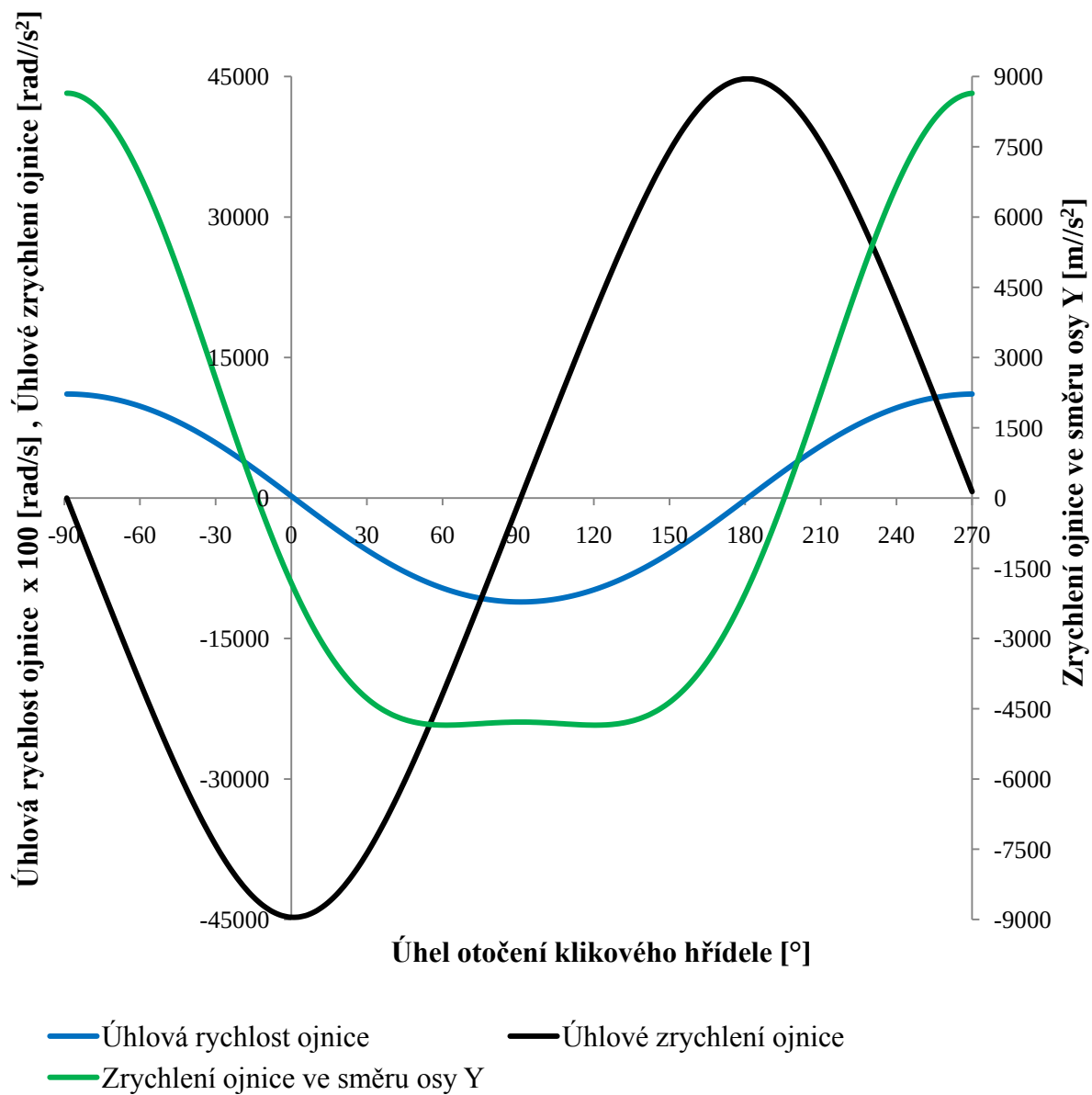


4.1 ZÁVISLOSTI HODNOT VSTUPUJÍCÍCH DO PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU NA ÚHLU OTOČENÍ KLIKOVÉHO HŘÍDELE

Pohled na průběh síly od tlaku plynů objasňuje, že maximální síla, která působí na horní oko ojnice, se nachází v 6° otočení klikového hřídele. Tedy 6° po tom, kdy se první z ojníc nacházela v horní úvratí a 20° po tom, co horní úvrať opustila ojnice druhá. S největší pravděpodobností je právě toto okamžik, ve kterém budou obě ojnice nejvíce namáhány. Nyní však vzniká otázka, pro kterou z ojníc je tento okamžik kritičtější. To však nelze s jistotou odhadnout. Proto by v ideálním případě měly být podrobeny kontrolnímu výpočtu obě tyto ojnice. V této práci je však proveden výpočet pouze pro ojnici, která je v okamžiku maximálního spalovacího tlaku blíže k horní úvratí. Tedy 6° po horní úvratí.



Obrázek 20: Závislost sil od tlaku plynů na úhlu otočení klikového hřídele



Obrázek 21: Závislosti vstupních veličin na úhlu otočení klikového hřídele



5 TVORBA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ

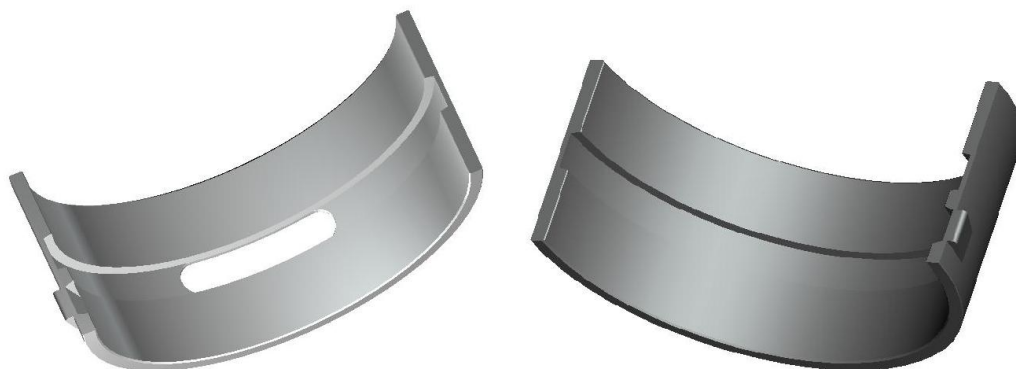
Tvorba výpočtové sítě je velmi důležitou součástí celé práce. Volba elementů a jejich velikosti může mít velký vliv na konečné výsledky.

5.1 PŘÍPRAVA MODELŮ PŘED SÍTOVÁNÍM

Před tím, než je započata tvorba sítě, je potřeba zhodnotit, na co bude mít kvalita modelů vliv. Jedná se především o několik následujících bodů:

- objem dat, který bude celý výpočet i síť vyžadovat,
- rychlost výpočtu,
- vypovídající hodnota výpočtu.

Uchycení modelů je realizováno pomocí prutových náhrad, které mají na model negativní vliv v tom smyslu, že ho, v místě styku prutu s objemem modelu, vyztuží. Tento předpoklad byl důvodem toho, že bylo možné zanedbat celou geometrii mazacího kanálku, která prostupuje objemem ložiska. Stejně tak bylo možné sloučit objem obou ložiskových pánví do jedné. Tímto způsobem byl model ložiska výrazně zjednodušen a bylo tak možné vytvořit celou jeho objemovou síť pomocí rovnoměrně rozložených šestistěnnů. Tím bylo vyhověno všem třem předpokladům z úvodu kapitoly.



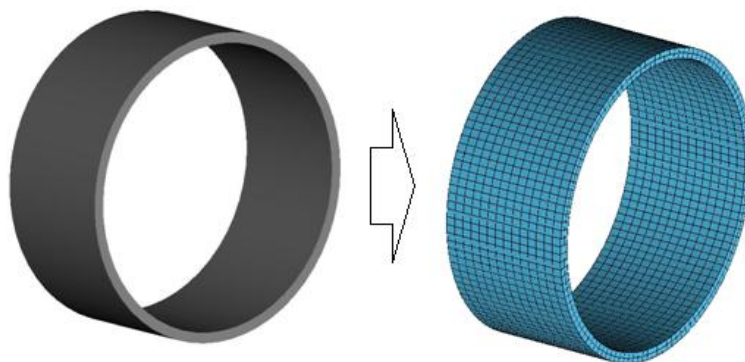
Obrázek 22: Původní modely obou polovin kluzného ložiska

Na základě poznatků z kapitoly 9 bylo přepracováno vyústění mazacího kanálku a celá mazací drážka byla odstraněna. Dalším vývojem prošel model ložiska, když byly odstraněny jazýčky, kterými se dříve ložiska pojišťovala proti pootočení. Dnešní moderní technologie se s tímto problémem umí vypořádat pomocí malého přesahu ložisek vůči jejich dosedacím plochám. O pojištění proti pootočení se pak následně postará pouze tření mezi vnější válcovou plochou ložiska a její dosedací plochou. Výsledný model kluzného ložiska, po již zmíněných úpravách a sloučení do jednoho objemu, ilustruje Obrázek 23. Aby nedošlo ke styku materiálu, musely být rovněž odstraněny dosedací plochy pro pojišťovací jazýčky na víku ojnice a ojnici samotné.

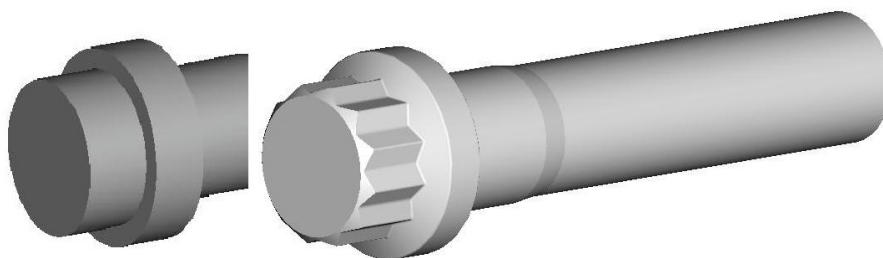
Na víku ojnice byla také odstraněna některá sražení a zaoblení, která by byla nastavením minimální velikosti elementu (0,5 mm) při tvorbě sítě ignorována a překlenuta.



Po prostudování podobných pevnostních výpočtů ojnic je také možné vytipovat oblasti modelů, ve kterých se s největší pravděpodobností budou nacházet kritická místa. Geometrií, která může také bezpečně projít úpravou, je část ojničního šroubu, jež má sloužit jako tvarový styk potřebný pro utahování. Tato místa nemají na pevnostní výpočet žádný vliv a pouze by navyšovala počet uzlů ve výpočtové síti. Proto byla také přepracována. Po těchto předběžných zjištěních bylo možné upravit modely do stavu, ve kterém byl následně proveden pevnostní výpočet.



Obrázek 23: Výsledný model kluzného ložiska a jeho výpočtová síť



Obrázek 24: Původní a upravený model ojničního šroubu

Poslední úpravou bylo sloučení šroubů a těla ojnice do jednoho objemu. Tím se opět výrazně zjednodušila geometrie modelu. Další zvažovanou variantou bylo vložení kontaktů mezi válcovou plochu šroubu a příslušnou plochu v díře pro šroub na těle ojnice. To by znamenalo definování tuhého kontaktu, který zamezuje veškerý pohyb. Funkčně je tato varianta totožná jako realizovaná varianta, avšak vložení těchto kontaktů by znovu výrazně zvýšilo náročnost výpočtu. Pokud by měl být realizován výpočet, který by řešil třeba i kontaktní tlaky mezi jednotlivými šroubovicemi závitů, nebo by měl poukázat na jiná kritická místa v závitové části šroubu, musely by i tyto závitové šroubovice být detailně vymodelovány. Obě součásti by do sebe musely být skutečně zašroubovány a musel by být nadefinován skutečný součinitel tření. To by ovšem opět znamenalo výrazný nárůst objemu dat a času potřebného pro výpočty.



Obrázek 25: Ojnice po sloučení jejího objemu s objemy šroubů

5.2 VÝPOČTOVÁ SÍŤ

Modely byly z programu ProENGINEER, převedeny do programu ICEM, kde byla celá síť vytvořena.

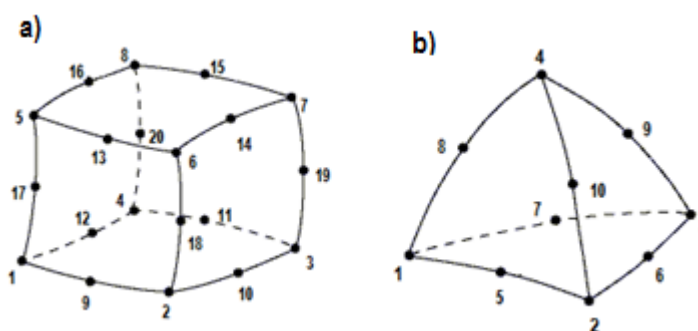
5.2.1 VOLBA TYPU ELEMENTŮ

- Elementy objemu kluzného ložiska

Zde geometrie kluzného ložiska dovolila vytvoření rovnoměrné sítě, která je tvořena šestistěny, které mají vazební body nejen ve svých rozích, ale i uprostřed každé z hran. Tento element vyobrazuje Obrázek 26 a).

- Elementy objemu víka ojnice a sloučeného objemu těla ojnice s šrouby

Pro tento případ byly zvoleny čtyřstěny, rovněž s vazebními body v každém z rohů i uprostřed všech stěn. Ukázku prvku ilustruje Obrázek 26 b).



Obrázek 26: Elementy použité do výpočetní sítě

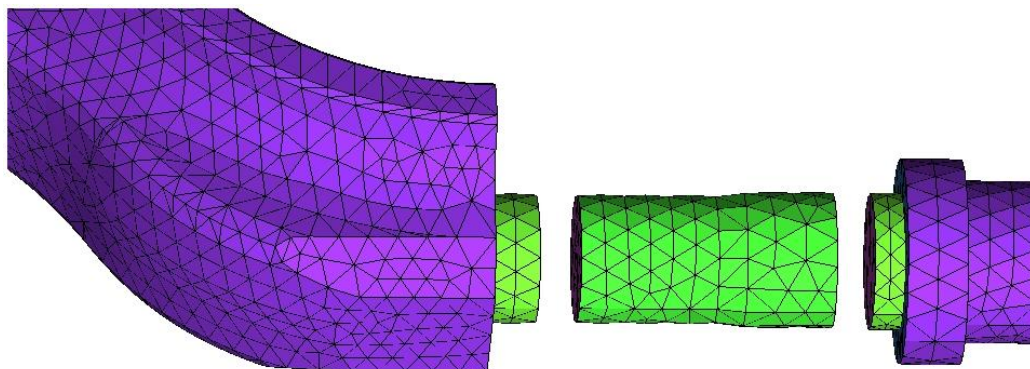
5.2.2 DĚLENÍ OBJEMU

Předpětí ojnicích šroubů je zde realizováno pomocí zadání záporné teploty na část elementů dřívku šroubu. Problematika výpočtu této teploty, její kontrola a vliv na model bude detailně probírána až v kapitole 6.1.



Elementy objemu části dříku šroubu, na které je zadávána záporná teplota, musejí být zarovnány podle navzájem rovnoběžných rovin. Tato úprava následně zajistí to, že napětí, vzniklé podchlazením šroubů, se rovnoměrně rozloží do dělicí roviny a nevzniknou tak žádná nežádoucí špičková napětí.

Tato operace je realizována pomocí rozdělení dříku šroubu na tři samostatné objemy. Hraniční plochy těchto objemů pak tvoří roviny, podle kterých se elementy v objemu zarovnají.



Obrázek 27: Objem dříku šroubu rozdělený na tři části



6 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Výpočtové sítě byly převedeny do programu ANSYS, ve kterém byla pevnostní analýza realizována. Před samotným pevnostním výpočtem, bylo nutné stanovit hodnotu předpětí ojnicních šroubů.

6.1 STANOVENÍ VELIKOSTI PŘEDPĚTÍ OJNICNÍCH ŠROUBŮ

Hodnoty, na které se předepínají ojnicní šrouby, se pohybují v rozmezí 60 až 80% meze kluzu příslušného materiálu šroubu [12]. Teoretický výpočet, který je uveden v následující kapitole, je ovšem nutné ověřit pomocí výpočtu MKP a dodatečně hodnotu předpětí případně ještě upravit.

Tabulka 3: Materiálové hodnoty¹

Součást	Materiál (třída)	Vlastnosti			
		Hustota [kg/m ³]	Mez kluzu R _E [MPa]	Součinitel tepelné roztlačnosti α _t [-]	Modul pružnosti E [MPa]
Ojnicní šrouby	8.8	7850	640	12·10 ⁻⁶	2.1·10 ⁵
	9.8		720		
	10.9		940		
Ojnice	15 230.6	7850	635		
	34 CrMo 4		780		
Ložisko	Cínový bronz	9000	-	-	1.8·10 ⁵

6.1.1 VÝPOČET PŘEDPĚTÍ

Délka části dříku šroubu, na který bude zadávána záporná teplota $l_0 = 18$ mm.

Předběžné stanovení velikosti předpětí:

$$\sigma = 0,7 \cdot R_E = 0,7 \cdot 640 = 448 \text{ MPa}, \quad (14)$$

$$\sigma = \varepsilon_l \cdot E = \frac{\Delta l}{l_0} \cdot E, \quad (15)$$

$$\sigma \cdot l_0 = E \cdot \Delta l, \quad (16)$$

$$\Delta l = \frac{\sigma \cdot l_0}{E} = \frac{448 \cdot 18}{2.1 \cdot 10^5} = 0,0384 \text{ mm}, \quad (17)$$

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha_t \cdot \Delta T, \quad (18)$$

$$\Delta T = \frac{\Delta l}{l_0 \cdot \alpha_t} = \frac{\Delta l}{l_0} \cdot \frac{1}{\alpha_t} = \frac{0,0384}{18} \cdot \frac{1}{12 \cdot 10^{-6}} = 177,7^\circ \text{C}. \quad (19)$$

¹ Materiálové hodnoty byly převzaty z knihovny materiálů programu FAMFAT, podle které se bude později řídit výpočet součinitele únavové životnosti



Kde	ε_l	je poměrné délkové prodloužení [mm],
	l_0	je původní délka části dříku šroubu [mm],
	Δl	je rozdíl výsledné a původní délky částí dříku šroubu [mm],
	ΔT	je rozdíl výsledné a původní teploty části dříku šroubu [°],
	σ	je velikost předpětí [MPa],
	E	je modul pružnosti v tahu [MPa] a
	R_E	je mez kluzu [MPa].

Aby se tedy část dříku šroubu smršťovala o vypočtených 0,0384 mm a vytvořila tak předpětí 448 MPa, musí být rozdíl teplot 177,7°C. Referenční teplota je tedy 0°C a teplota zadávaná na šroub je -177,7°C.

6.2 KONTROLA PŘEDPĚTÍ POMOCÍ MKP

Po stanovení hodnoty, na kterou mají být šrouby podchlazeny, byla provedena kontrola pomocí MKP výpočtu v programu ANSYS. Aby výpočet mohl proběhnout, bylo zapotřebí vytvoření prutové náhrady, nadefinování finálního typu uchycení ojnice, stejně jako typu kontaktů mezi jednotlivými částmi ojnice.

- Prutová náhrada

Jedná se vlastně o nahrazení skutečného kontaktu mezi malým okem ojnice a pístním čepem a velkým okem ojnice a ojničním čepem kontaktem jiným. Toto nahrazení je zde realizováno pomocí tuhých prutů, které spojují body na vnitřní straně obou ojničních ok s body umístěnými na osách rotace obou těchto ok. Pro tento konkrétní případ je použito předem připravené makro, které každému bodu z plochy ojničního oka přiřadí bod další, ležící na již zmiňované ose rotace ojničního oka. Následně oba tyto body spojí tuhým prutem tak, aby bylo možné přenést všechny vlivy působící na ojniční oko, do jeho středu a naopak. Pro usnadnění přiřazení typu uchycení, síly a zrychlení jedinému bodu bylo provedeno sloučení všech vygenerovaných bodů ve středech obou ok do bodu jediného. Jako prvek, ze kterého jsou tvořeny tyto prutové náhrady, byl určen prvek MPC 184, z knihovny programu ANSYS.

- Typ uchycení

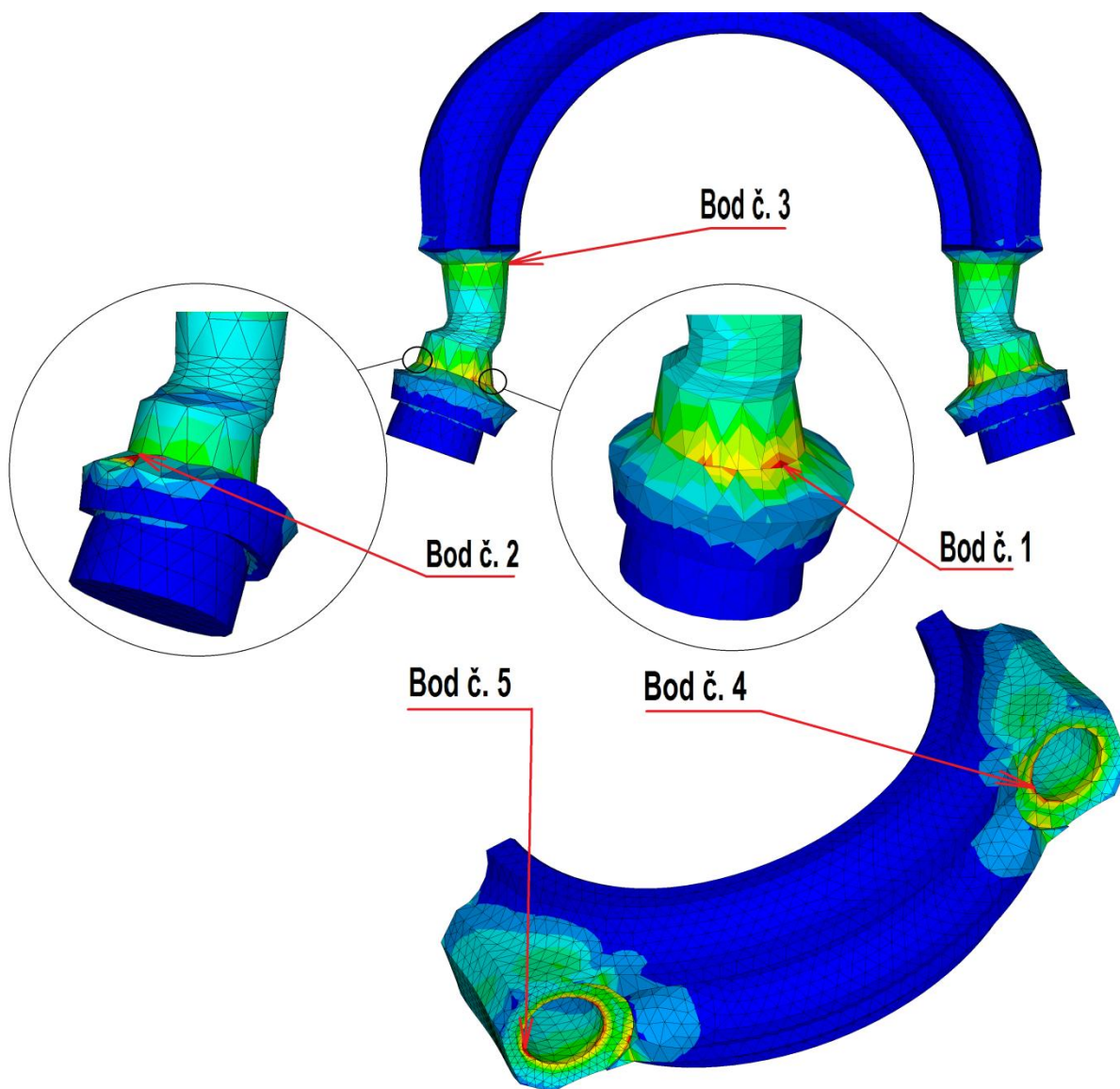
Snahou bylo co nejvíce se přiblížit reálné situaci ve spalovacím motoru, a tak spodnímu (velkému) oku ojnice byla povolena pouze rotace ve směru osy tohoto oka. Vrchnímu (malému) oku ojnice byl povolen posuv ve směru dříku ojnice a rotace kolem osy tohoto oka.

- Definování kontaktů

Ve skutečných motorech dochází k předepínání ojničních šroubů na velmi vysoké hodnoty. V současné době moderní dělení ojničních ok lámáním způsobuje tvarový styk obou oddělených částí ojnice. A oba tyto vlivy společně mají za následek, že kontakt mezi víkem ojnice a ojnicí, se chová jako kontakt, v němž nedochází k žádným relativním posuvům či jiným změnám. Stejně tak kontakt mezi plochami kluzných ložisek a jim příslušnými plochami na víku ojnice a ojnicí. Z těchto poznatků je možno usoudit, že pokud budou všechny kontakty mezi částmi ojnice určeny jako kontakty bez možnosti vzdálení se obou kontaktních ploch, nebude to mít za následek velké ovlivnění konečného

výsledku výpočtu. Posledním, nezmíněným kontaktem, který je v této úloze použit, je kontakt mezi dosedací plochou hlavy šroubu a příslušnou plochou na víku ojnice. Ten byl nadefinován stejně jako všechny předchozí kontakty.

Na elementy části díku šroubu je zadána teplota podchlazení a spuštěn výpočet. Výsledkem výpočtu jsou pak hodnoty napětí, které jsou skutečně na daném modelu po smrštění elementů části díku šroubu.



Obrázek 28: Označení význačných bodů po kontrole předpětí ojničních šroubů

Tato analýza byla nejprve provedena na modelu, který neměl elementy, na které se záporná teplota zadává, zarovnány podle vložených rovin. Tento model neměl také přesně nadefinovanou velikost elementů na svých jednotlivých částech. Jak se ukázalo, tento model nevyhovoval kladeným požadavkům, proto byl následně přepracován do současné podoby. Pokud se ovšem zaměříme na tvar a velikost elementů tohoto modelu, můžeme ho použít pro porovnání s novými modely a vysledovat tak vliv velikosti elementů na konečné výsledky.



Napětí, které vzniklo smrštěním elementů dříku šroubu, však dosahovalo velmi vysokých hodnot. A to ne přímo na elementech, kterých se týkalo podchlazení, ale v místech styku dosedací plochy šroubu a víka ojnice a v místě dosednutí víka na ojnici samotnou. Viz Obrázek 28. V těchto bodech dosahovala napětí příliš vysokých hodnot. Proto bylo rozhodnuto, že je zapotřebí upravit hodnotu zadávané teploty, potažmo hodnoty předpětí těchto šroubů na míru, která bude pro tato místa a materiály přijatelná. Přijatelná hodnota napětí byla stanovena na hodnotu nepřesahující 90% meze kluzu. Následný výpočet součinitele únavové životnosti by pak v těchto místech byl výrazně negativně ovlivněn a byla by tak nutná opětovná diskuze o vypovídající hodnotě výsledků z těchto oblastí. Opravenou hodnotu podchlazení je možné předběžně akceptovat, protože pokud se zamyslíme nad namáháním ojnice při reálném cyklu, tak zjistíme, že pokud na ojnici působí síly od tlaku plynů, je toto předpětí vlastně snižováno. Pomocí přímé úměrnosti tak byla stanovena nová hodnota podchlazení šroubů na -133°C.

Tabulka 4: Porovnání napětí vzniklých v důsledku podchlazení elementů ojnicích šroubů

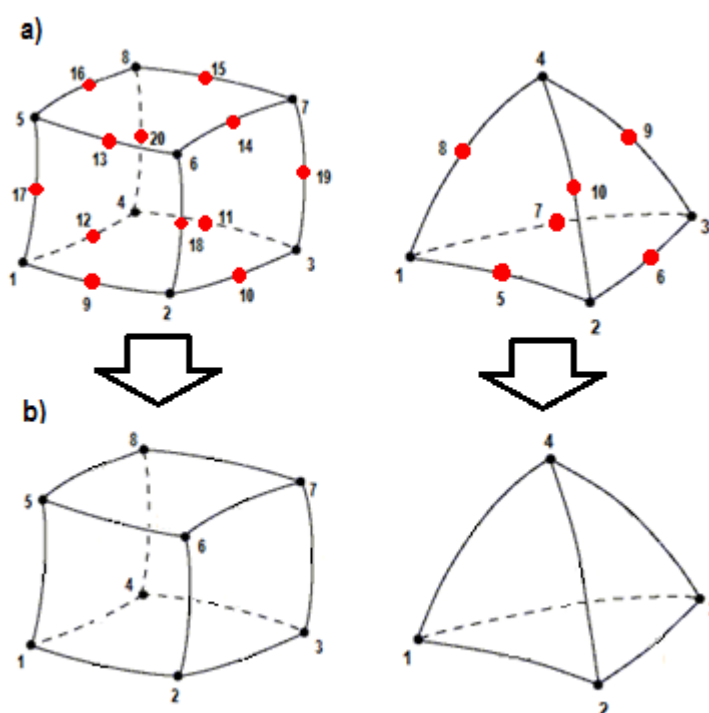
Typ ojnice			Hodnota podchlazení [°C]	Vyhodnocovaný bod/hodnota dle max τ [MPa]	Vyhodnocovaný bod/hodnota dle max τ [MPa]
H	Dělený dřík šroubu	Bez zaoblení	-130	1/655	3/572
			-133	1/669	-
			-178	1/850	-
I	Dělený dřík šroubu	Bez zaoblení	-130	1/486	4/244
			-133	1/497	-
		S překlenutým zaoblením	-130	1/818	4/687
	Nedělený dřík šroubu	Bez zaoblení	-130	1/526	-
I s výztuhou	Dělený dřík šroubu	Bez zaoblení	-120	2/615	5/535
			-125	2/641	-
			-130	2/666	5/580
			-133	2/682	-
			-170	2/871	-
		Bez zaoblení + bez „midsidenodů“	-125	2/341	-
			-170	2/463	-

6.2.1 VLIV VÝPOČTOVÉ SÍTĚ NA KONEČNÉ VÝSLEDKY

VLIV POČTU UZLŮ ELEMENTŮ

Při provádění kontroly předpětí, byl zároveň i otestován vliv volby typu elementů na zkreslení výsledků. Proto je sem zařazena další kapitola, ve které bude stručně naznačeno, jak pouhá změna počtu uzlů v elementu dokáže ovlivnit výsledky celé analýzy.

Jak už bylo řečeno, při testování napětí vzniklého podchlazením se naskytla možnost otestovat, jak se změní výsledky těchto testů pouhým odebráním uzlů ze středů jednotlivých stran elementů. Program ANSYS má totiž funkci dodatečně tyto „midsidenodes“ přidat či odstranit. Na následujícím obrázku je názorně předvedeno, v čem ona změna spočívá.



Obrázek 29: Změna typu elementů

Takže porovnáním, které shrnuje Tabulka 4 na řádcích zvýrazněných žlutou a růžovou barvou, lze vysledovat vliv této změny. Tento typ ojnice byl, co se týče vlivu změny elementů, testován při teplotách -170 a -125°C . V obou těchto případech došlo ke snížení napětí o 46,8%. Takto závažné ovlivnění výsledků je nutné brát při těchto analýzách v potaz. Pokud by se mělo například jednat o porovnání dvou součástí a každá z nich by byla tvořena jiným z těchto elementů, tak by výsledky takovéto analýzy byly naprosto zavádějící a tím celá tato analýza zcela nepoužitelná.

DALŠÍ VLIVY VOLBY A TVARU ELEMENTŮ

Při získání prvních výsledků testů hodnoty předpětí bylo zjištěno, ve kterých oblastech se nacházejí nebezpečná místa.



Pokud by měla být provedena diskuze k bodu číslo 3, viz Obrázek 28, mohlo by být bezpečně řečeno, že toto místo se v žádném případě u reálného modelu nebude chovat tímto způsobem. Zjednodušení modelu k usnadnění síťování již bylo popsáno v kapitole 5.1, ale jistě zde ještě jednou mohou být připomenuty základní rozdíly reálného modelu v této oblasti, oproti zjednodušenému:

- vstup závitu šroubu do ojnice **X** spojení objemu šroubů a ojnice,
- dosedací plocha víka na ojnici má specifický reliéf po lámání **X** hladká dosedací plocha ojnice i víka.

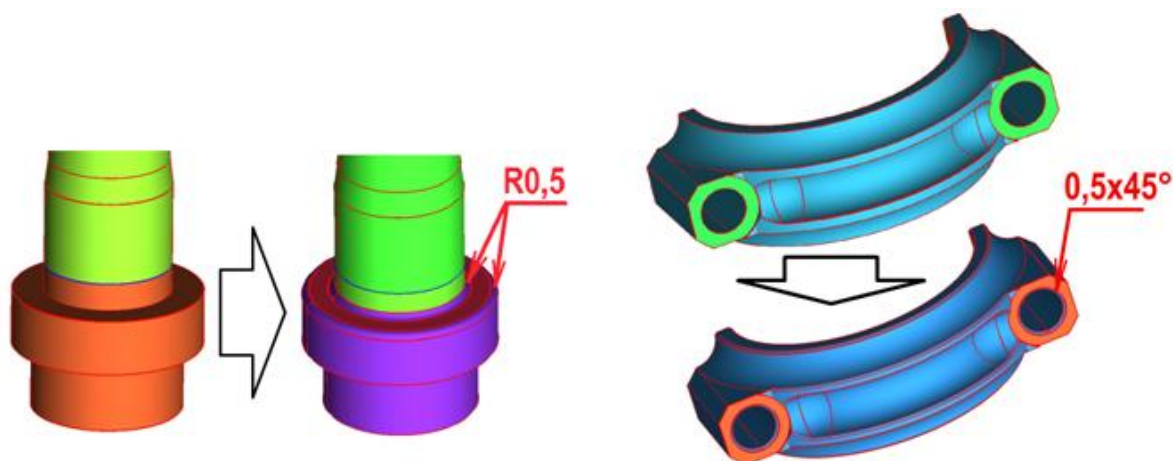
Maximální napětí však vznikají v bodech číslo 1 (viz Obrázek 28). Tato ostrá hrana zde však na reálné součásti rovněž nebude. Zaoblení na šroubu i na víku ojnice byla odstraněna při úpravách modelů před síťováním kvůli zjednodušení modelů viz kapitola 5.1.

Pokud by ovšem po následné simulaci celého spalovacího cyklu vyšlo najevo, že se v těchto místech skutečně nacházejí nebezpečná napětí, tak by zřejmě nastal některý z následujících kroků:

- Zanedbání těchto bodů po vysvětlení, že takto reálný model vypadat nebude – nebude docházet ke styku dvou ostrých hran (koncentrátorů napětí). Ovšem s jistotou nelze předpovědět, jaké bude reálné chování této oblasti.
- Přepřacování sítě tak, aby se v kritických místech nacházely co možná největší elementy, do jejichž objemu se napětí snáze rozloží.
- Přepřacování modelu – vytvoření zaoblení na obou součástech tak, aby nedošlo ke styku dvou hran.

Z výše zmíněných bodů je patrné, že nejserióznější řešení nabízí varianta poslední. Proto zde bude také nastíněno řešení, které by šlo tímto, ideálním, směrem.

V první řadě tedy musí dojít k vytvoření zaoblení a sražení na víku ojnice a také v místě přechodu hlavy do dříku šroubu.



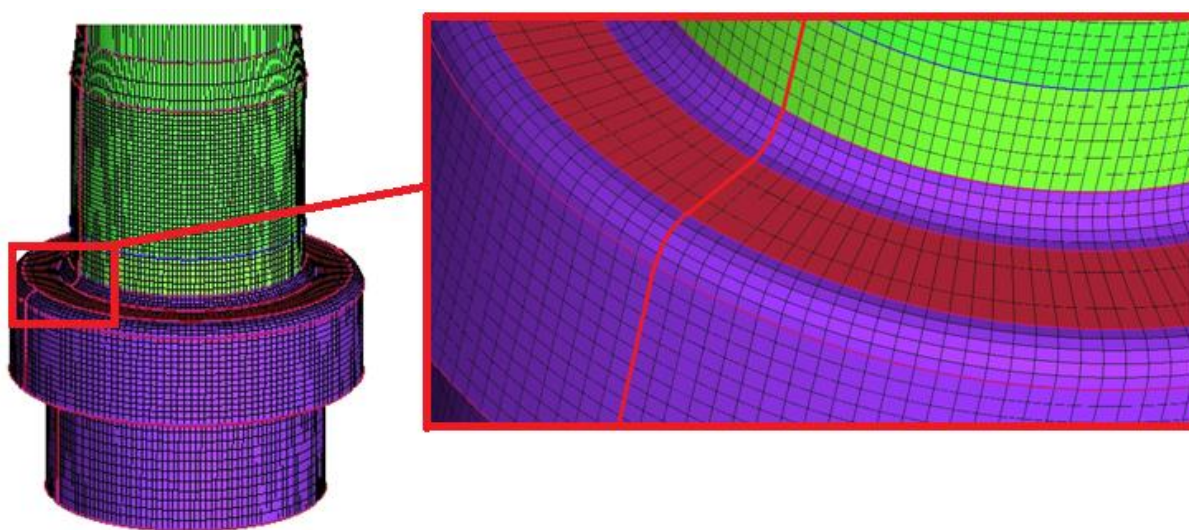
Obrázek 30: Vytvoření zaoblení a sražení na modelu

Aby ale mohla být vytvořena síť, která by přesně kopírovala konturu modelu, a nedocházelo k překlenování křivostí povrchů, musí být všechna zaoblení rozdělena na velký počet

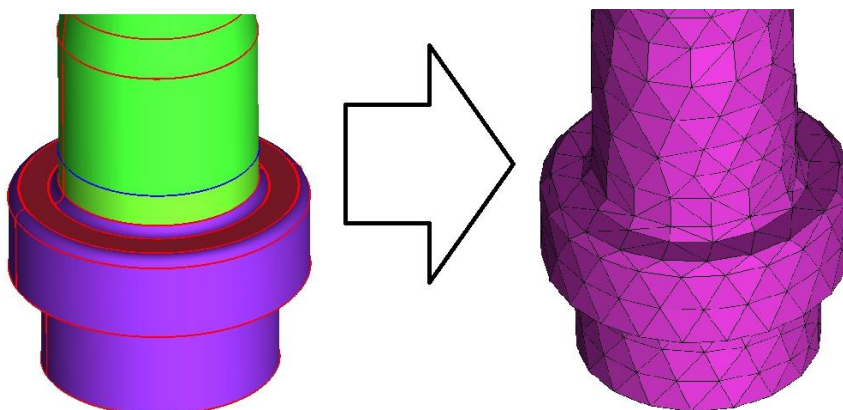


elementů. Pro tyto účely je nejvhodnější použití šestistěnných prvků viz Obrázek 26 a). Takže pokud má být vytvořena síť prvků, která následně zajistí MKP výpočet s co největší vypovídající hodnotou, je zapotřebí, aby například zaoblení o poloměru 0,5 mm, bylo rozděleno minimálně na 5 elementů. To znamená, že zaoblení jednotlivých elementů má velikost přibližně 0,1 mm. Tuto situaci popisuje Obrázek 31.

Chybu, které je možné se dopustit, ilustruje Obrázek 32. Zde se nejedná o hexahedrální síť, ale o tetrahedrální. Na objasnění chybného postupu to ovšem nemá žádný vliv. Zde sice jsou vytvořena zaoblení na geometrii modelu, ovšem aby byl zachován celkový počet elementů, ze kterého se celá síť skládá, není povoleno vytvoření menšího prvku než 0,5 mm. Z tohoto důvodu zde došlo k překlenutí zaoblení. Tato úprava s sebou tak nese pouze negativní dopady na konečný výpočet a jedná se vlastně o nejhorší dosavadní výpočtovou síť.



Obrázek 31: Jemnější výpočtová síť



Obrázek 32: Překlenutí zaoblení

Použitá varianta s nejvyšším počtem elementů obsahuje celkem 92388 těchto trojstěnů. Složka, obsahující výsledný MKP výpočet jediné varianty, zabírá na pevném disku počítače 7,22 GB paměti. Doba trvání již zmiňovaného výpočtu je přibližně 6 hodin. V této diplomové práci jsou realizovány hlavní výpočty celkem pro tři varianty. Proto celkový čas výpočtů a náročnost na kapacitu pamětí musejí být hlediskem, na které musí být brán zřetel před spuštěním výpočtů celých cyklů oběhu spalovacího motoru. Proto byla po konzultaci

s vedoucím diplomové práce stanovena horní hranice celkového počtu elementů výpočtové sítě na 100000 elementů. Již samotný pohled na Obrázek 31 naznačuje, že objem takto kvalitní sítě by převyšoval námi stanovenou hranici maximálního počtu elementů a že i potřebná kapacita paměti by byla neúnosná pro běžný osobní počítač. Z tohoto důvodu je rozhodnuto, že geometrie zaoblení na šroubech bude odstraněna a že na objem ojnice s šrouby a víka ojnice budou použity elementy viz Obrázek 26 b).

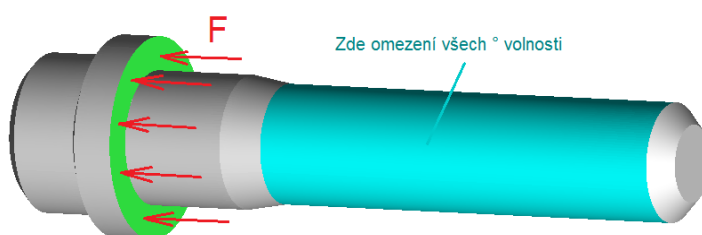
DALŠÍ MOŽNOST DODATEČNÉHO UPŘESNĚNÍ VÝSLEDKŮ

V předchozích kapitolách bylo vysvětleno, jak by měla vypadat jemná výpočtová síť nebo jaká by měla být případná zjednodušení. Pokud ale nebude použita dostatečně kvalitní síť, nemůže být, bez značných zkušeností z této oblasti pevnostních analýz, s jistotou řečeno nic o vypovídající hodnotě výsledků.

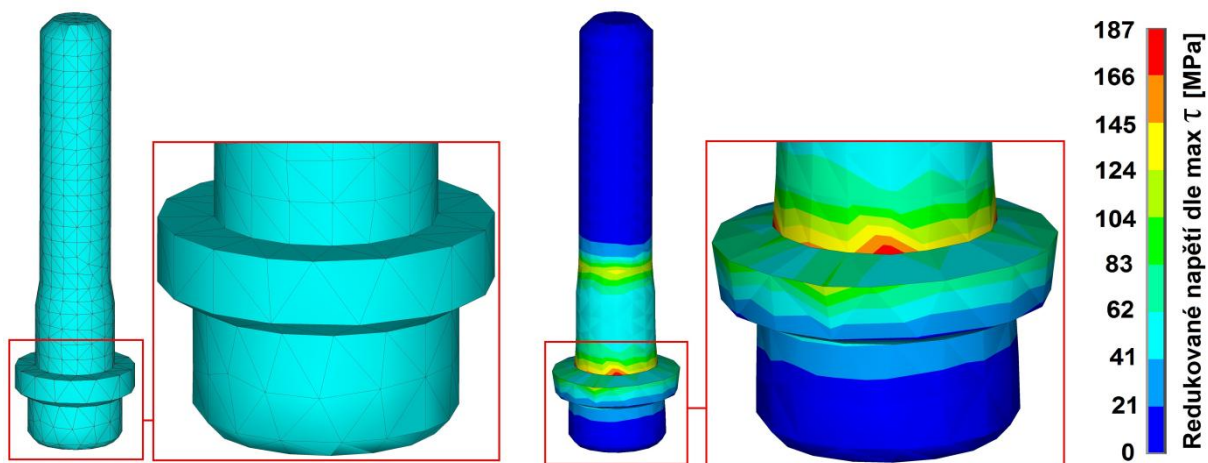
Jednou z možností, jak se vyhnout síti s velkým počtem elementů a dlouhotrvajícímu výpočtu, je postup pomocí tvorby jednotlivých subanalýz na propracovaném dílčím modelu a následný přepočet výsledných hodnot na model, pomocí kterého je realizována daná celková analýza.

Jedná-li se zde o rádius mezi dosedací plochou hlavy šroubu a jeho dříkem, je možné vypracovat analýzu tak, že se z použitého modelu použije jedna dílčí část, která neprojde žádným zjednodušením a na ní se provede dílčí analýza korespondující s analýzou celého (zjednodušeného) modelu. Následně zde může být patrné skutečné chování daného modelu. Porovnáním těchto výsledků s výsledky po zjednodušení modelu lze vysledovat jejich určitou závislost v konkrétních oblastech. Pomocí ní pak lze přepočítat výsledky i na jiných zjednodušených místech modelu a získat tak přesnější představu o chování zkoumaných uzlů na celém modelu.

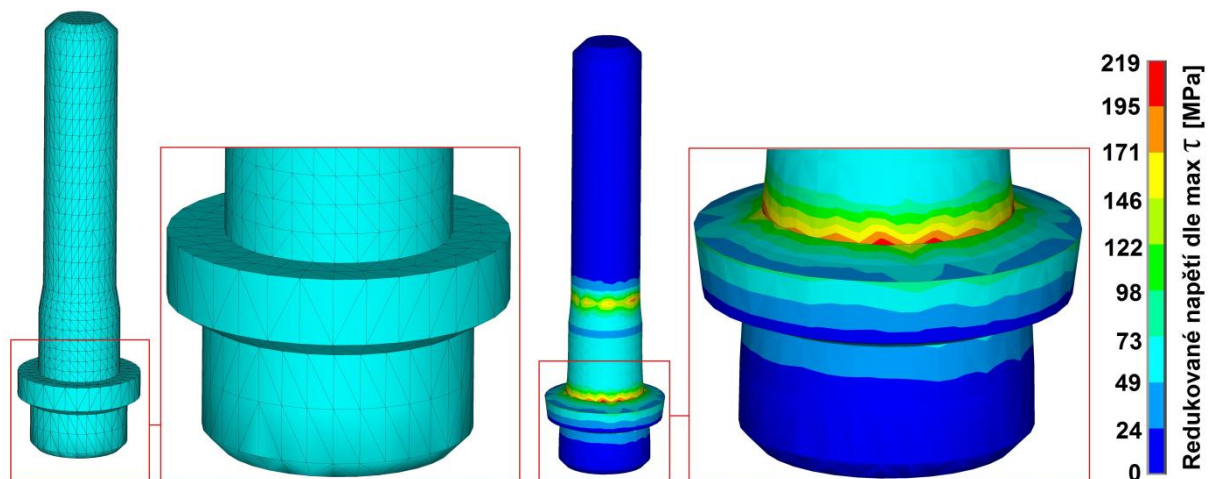
V rámci ucelení pohledu na tento druh postupu byla i tato možnost vyzkoušena. Jako model použitý pro porovnání zde byl použit model šroubu. Postup byl na modelu zopakován třikrát. Poprvé pro síť s velkými elementy, kdy celou šířku dosedací plochy hlavy šroubu tvoří jeden element (síť číslo 1). Následně je tato plocha tvořena dvěma elementy (síť číslo 2). Poslední síť je tvořena šestistěny, které téměř přesně kopírují konturu zaoblení přechodu dosedací plochy do dříku šroubu (síť číslo 3). Uchycení modelu je provedeno na závitové části dříku šroubu tak, že jsou všem těmto obvodovým uzlům odebrány všechny stupně volnosti. Zátěž je simulována rovnoměrným rozložením celkové síly ve velikosti 4000N do všech uzlů dosedací plochy hlavy šroubu. Jednotlivé síly působí ve směru osy šroubu tak, aby způsobovaly takové napětí. Způsob zatížení naznačuje Obrázek 33.



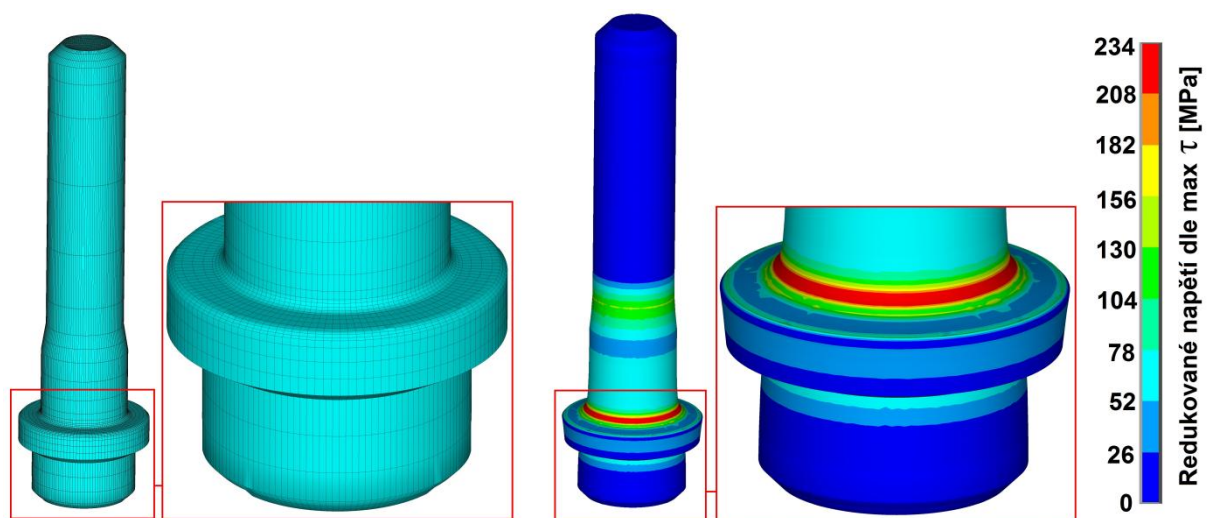
Obrázek 33: Použité síly a uchycení



Obrázek 34: Dílčí analýza ojničního šroubu na síti číslo 1



Obrázek 35: Dílčí analýza ojničního šroubu na síti číslo 2



Obrázek 36: Dílčí analýza ojničního šroubu na síti číslo 3



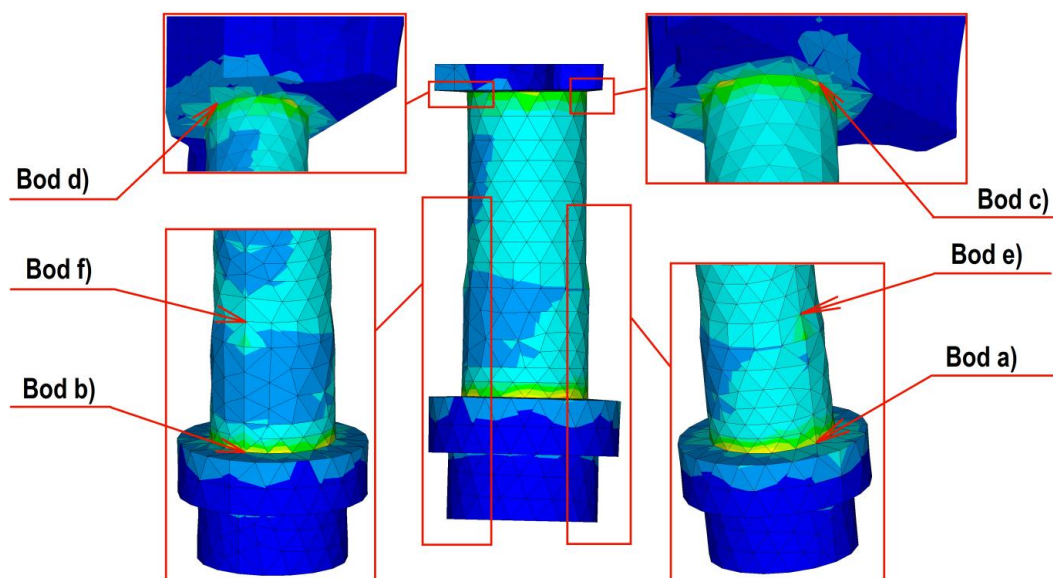
Tabulka 5: Porovnání výsledků dílčí analýzy

Varianta dílčí analýzy	Max. velikost redukovaného napětí dle $\max \tau$ v místě přechodu hlavy do dříku šroubu [MPa]
Sít' číslo 1	187
Sít' číslo 2	219
Sít' číslo 3	234

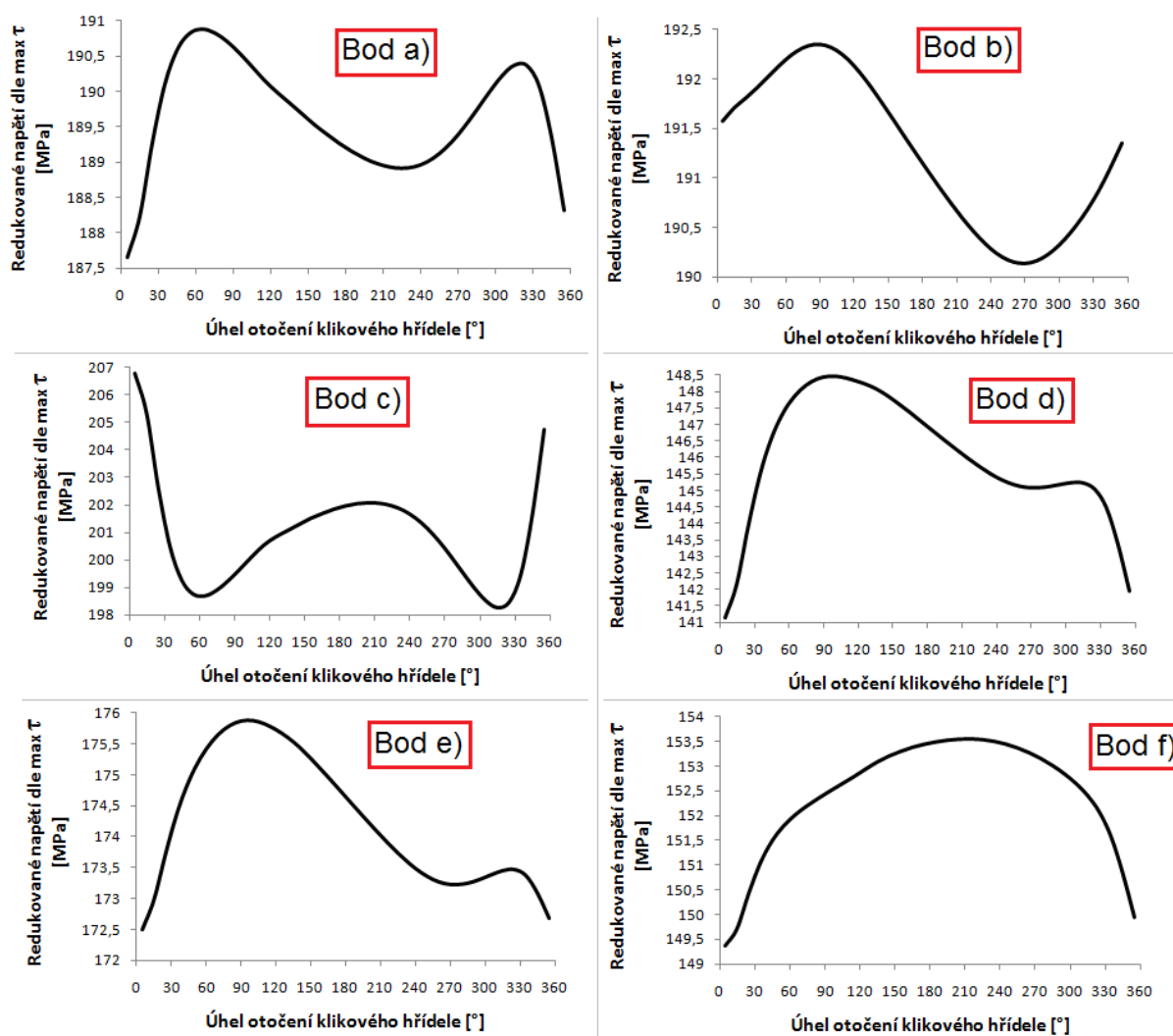
Porovnání výsledků dílčích analýz potvrzuje, že pokud mají elementy tvořící ostrou hranu, či jiný koncentrátor napětí, dostatečnou velikost, lze snížit napětí v tomto místě o poměrně nezanedbatelnou hodnotu. To má jistě velký vliv na zkreslení celé analýzy, a proto je skutečně nutné brát při všech výpočtech zřetel na tuto problematiku.

Jako převodní vztah mezi jednotlivými variantami sítí může být použit již pouhý poměr dvou maximálních napětí. Poměr mezi maximálním napětím při hrubé síti a síti tvořené šestistěny, je v našem případě 1,25. Tímto poměrem by mohlo být násobeno i napětí v jiných podobných uzlech na sledovaném modelu.

Všechny tyto dílčí analýzy jsou realizovány pouze jako demonstrace možných postupů a pro řešení úlohy této diplomové práce nebyly použity.



Obrázek 37: Místa pro ověření předpětí při celém cyklu spalovacího motoru

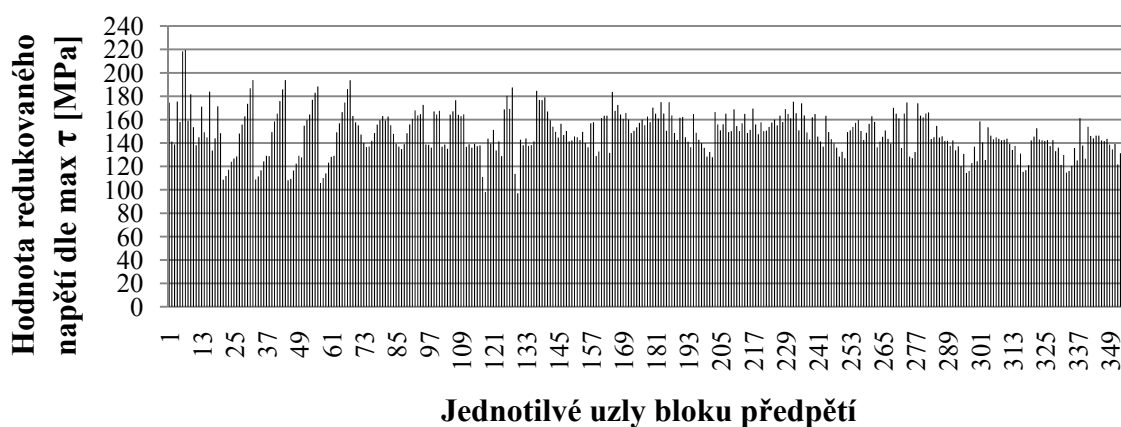


Obrázek 38: Průběhy napětí ve význačných bodech během celého cyklu spalovacího motoru

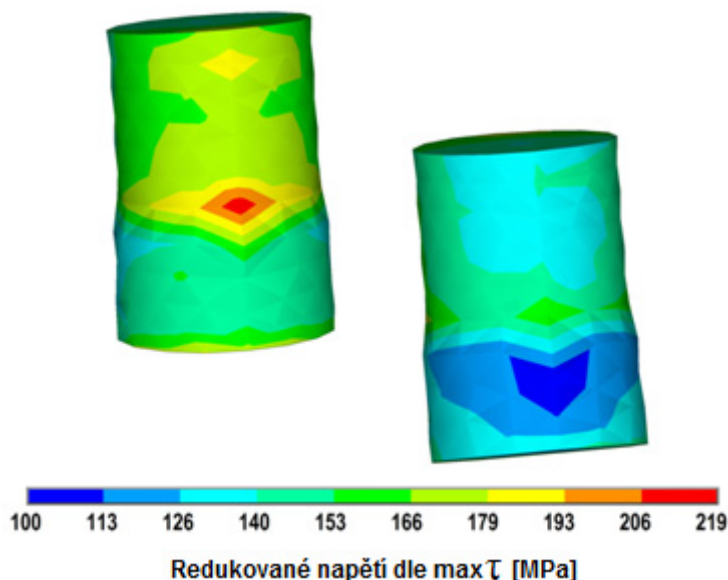


Obrázek 37 definuje místa, ve kterých je zkoumáno napětí, které se na dříku šroubu nachází během celého spalovacího cyklu našeho motoru. Obrázek 38 pak dokládá, v jakém rozpětí se ona napětí během celého cyklu pohybují. Z grafů je patrné, že při každém stupni otočení klikového hřídele je ve všech bodech dříku šroubu zachováno jisté předpětí.

Maximální síla od tlaku plynů působí v 6° otočení klikového hřídele a právě v tomto okamžiku dochází k největšímu odlehčení předpětí ojnicních šroubů. Obrázek 40 ukazuje výsledek kontroly napětí v elementech, na které byla zadávána záporná teplota právě v okamžiku, kdy je nad pístem maximální spalovací tlak. Tento blok elementů obsahuje celkem 356 uzlů. Hodnoty v těchto uzlech se pohybují v rozmezí 100 až 219 MPa. Průměrná hodnota napětí ve všech těchto uzlech dosahuje hodnoty 148,37 MPa, což odpovídá přibližně 23% meze kluzu materiálu šroubu.



Obrázek 39: Hodnoty napětí v bloku předpětí při 6° otočení klikového hřídele



Obrázek 40: Výsledek kontroly předpětí



6.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Vstupní hodnoty, výpočtová síť, určení předpětí, vytvoření prutové náhrady, definování kontaktů a typu uchycení bylo již vyřešeno v předchozích kapitolách. Dalšími kroky jsou tedy pouze úkony potřebné pro konečný pevnostní výpočet a jeho následné provedení. Zmíněnými zbývajícími kroky jsou tedy:

- generování zátěžných stavů

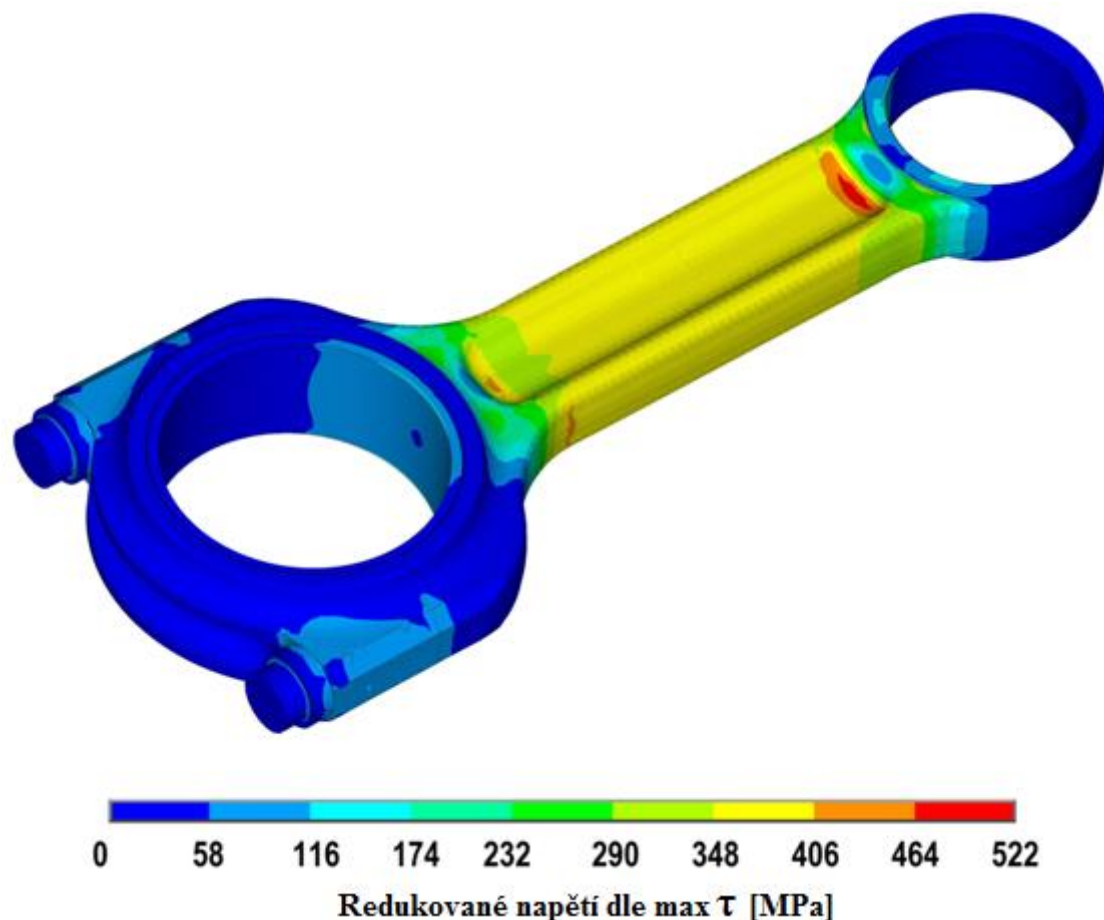
Na generování zátěžných stavů bylo použito předem připravené makro určené pro tyto účely. To přiřazuje každému úhlu otočení klikového hřídele vlivy (sílu od tlaku plynů, úhlovou rychlost, úhlové zrychlení a zrychlení ve směru osy válce), které při něm mají na ojnici působit, z předem připravených textových dokumentů. Popíše tak přesně celkem 360 stavů, které během celého otočení klikového hřídele nastanou.

- definování kroku, po kterém budou jednotlivé zátěžné stavy řešeny

Jako dostatečný krok, po kterém bude celý cyklus propočítán, byl stanoven úhel 10° . Celkem bude tedy řešeno 36 stavů, ve kterých se ojnice nachází během celého cyklu spalovacího motoru.

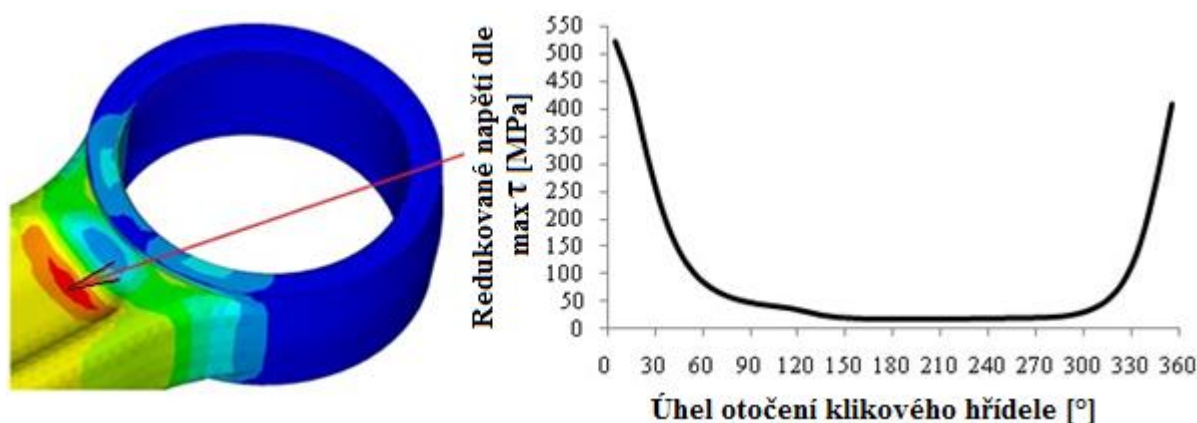
Jak už bylo řečeno, ojnice bude namáhána největší silou od tlaku plynů v 6° otočení klikového hřídele, proto prvotně bylo zjišťováno maximální napětí spolu s jeho polohou, právě v tomto kroku. Polohu, kde by se toto maximální napětí mělo nacházet, bylo možné odhadnout na základě závěrů z obdobných analýz. Výpočty potvrdily tato místa na modelech, jimiž se tato práce zabývá. Typem ojnice, u kterého toto místo nebylo předem známo, byl typ ojnice „H“. I zde bylo ovšem již předem, na základě geometrie modelu, toto místo vytipováno. Následným výpočtem byl tento předpoklad opět potvrzen.

6.3.1 ZOBRAZENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU OJNICE TYPU „I“



Obrázek 41: Rozložení napětí na ojnici „I“ v okamžiku maximálního spalovacího tlaku

Obrázek potvrzuje místa předpokládaného maxima. Tyto oblasti budou následně detailně popsány.

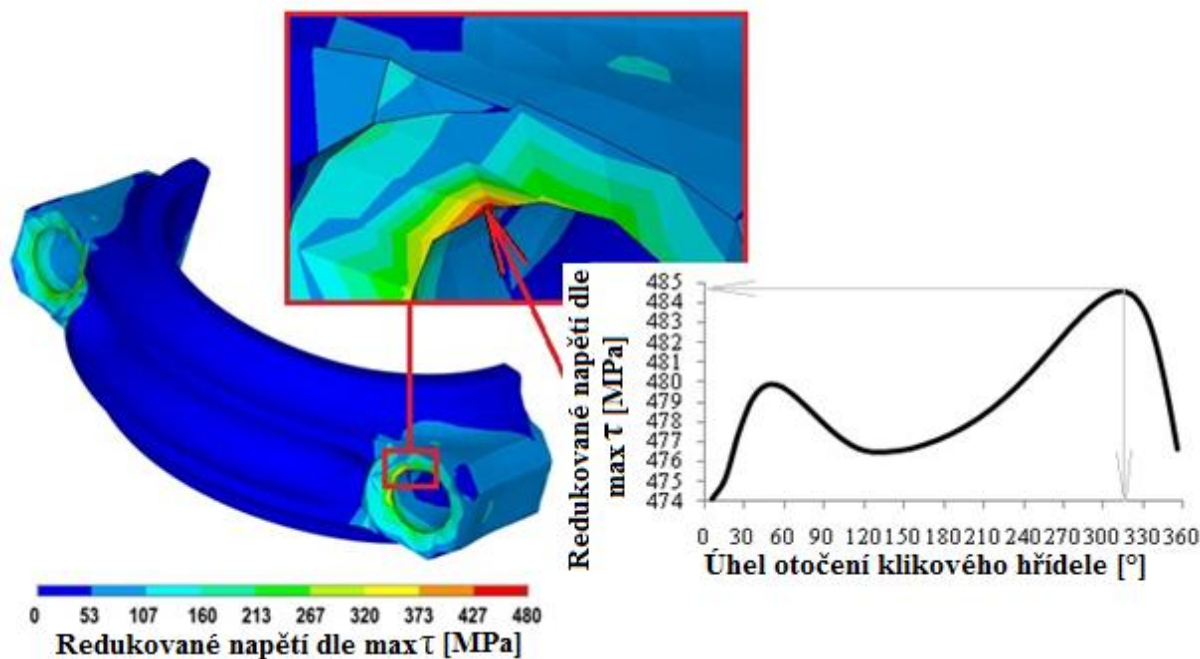


Obrázek 42: Průběh napětí v uzlu ojnice „I“ během celého cyklu spalovacího motoru

Graf, viz Obrázek 42 ukazuje, že hodnota, kterou dosahuje napětí v tomto místě, je opravdu největší v okamžiku maximálního spalovacího tlaku. Maxima (522 MPa) tedy dosahuje při 6° a minima (17,6 MPa) při 186° otočení klikového hřídele. Toto maximální napětí tvoří téměř

67% meze kluzu materiálu ojnice. Poloha tohoto uzlu leží v oblasti, ve které byla očekávána. Tato skutečnost může být zároveň použita jako záruka toho, že síť byla vytvořena správně, že neobsahuje žádné trhliny a prázdná místa.

Na geometrii ojnice „I“ je tedy lokalizováno kritické místo, a tudíž je možné podrobit drobnohledu další ze součástí této analyzované sestavy.

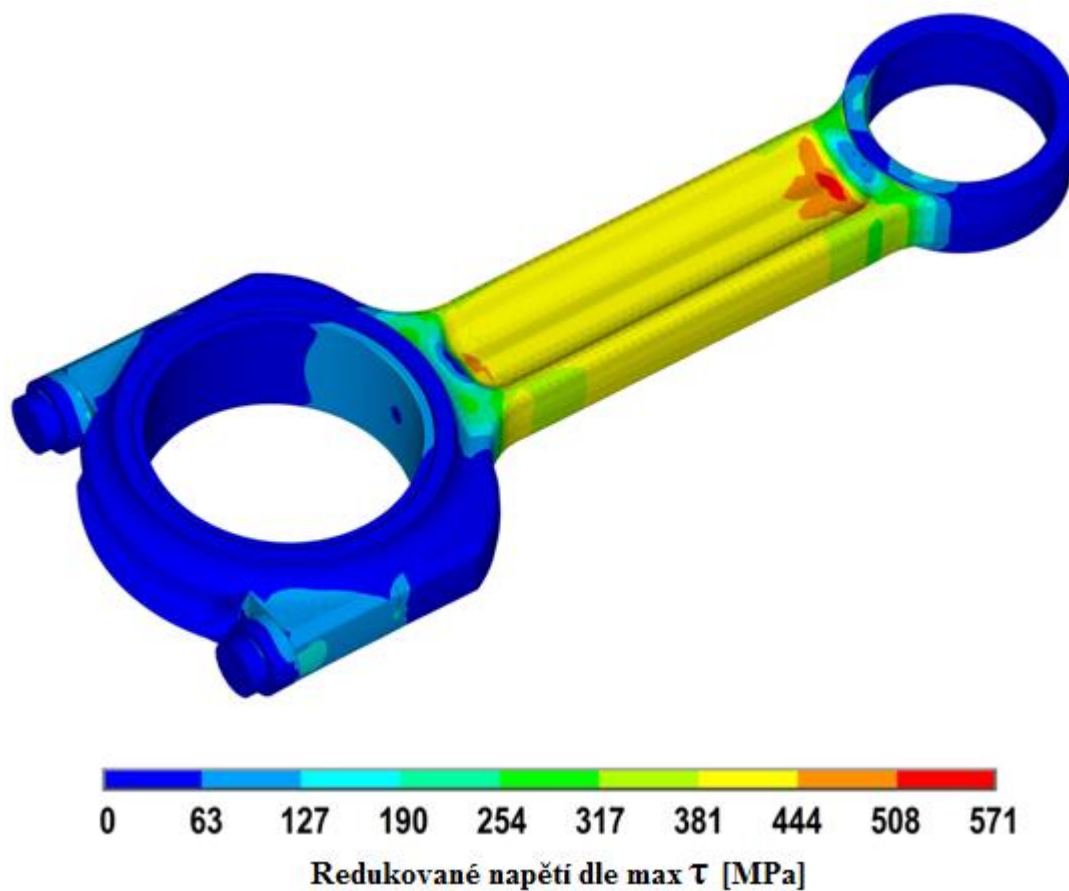


Obrázek 43: Průběh napětí v uzlu víka ojnice během celého cyklu spalovacího motoru

Onou další součástí je víko ojnice. Zde se kritické místo nachází na vnitřní straně dosedací plochy ojniční šroubu na víko ojnice. Detailní pohled viz Obrázek 43 dokládá, že se jedná o velmi blízké okolí jednoho z uzlů. Jde tedy pouze o špičkové napětí, vzniklé vlivy zjednodušení modelu před síťováním, popsány v kapitole 5.1. Rovněž by bylo možné toto špičkové napětí eliminovat úpravou sítě v této oblasti. V tuto chvíli je celkem snadno možné situaci popsat tak, že pokud by došlo pouze k úpravě sítě, dosahovalo by napětí hodnot, které jsou v okolí tohoto uzlu graficky vyobrazeny pomocí zelené až žluté barvy. Podle palety těchto barev by se tedy jednalo o hodnoty v rozmezí od 213 do 373 MPa.

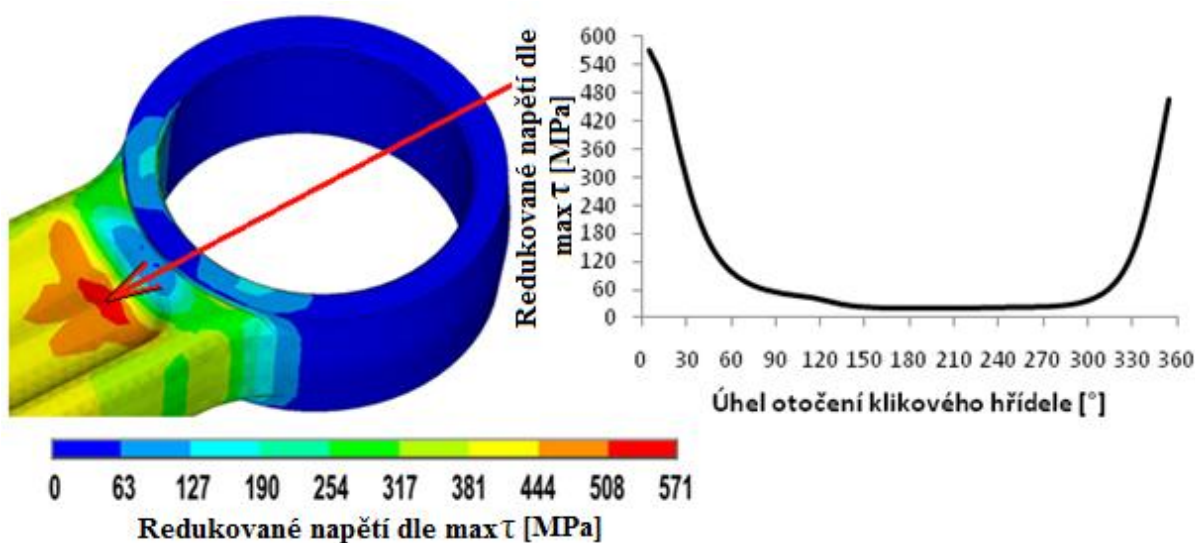
Pokud by ale byla popsána pouze situace, kterou Obrázek 43 znázorňuje, mohl by i tak být výsledek považován za uspokojivý. Graf na tomto obrázku ukazuje, že napětí v tomto místě během celého cyklu kolísá v rozmezí od 474 (6° otočení klikového hřídele) do 484,5 (316° otočení klikového hřídele) MPa. Tento výsledek opět dokládá správnou funkčnost celého výpočtu a modelu. V okamžiku maximálního spalovacího tlaku by totiž opravdu měla být přítlačná síla šroubu na víko nejmenší, když ojnice je tlačena směrem dolů a předpětí ojničních šroubů je tak na minimální hodnotě. Naopak pokud se ojnice blíží k horní úvratí a je tažena směrem nahoru, mělo by dojít k maximálnímu přitížení předepnutí oněch ojničních šroubů.

6.3.2 ZOBRAZENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU OJNICE TYPU „I s VÝZTUHOU“



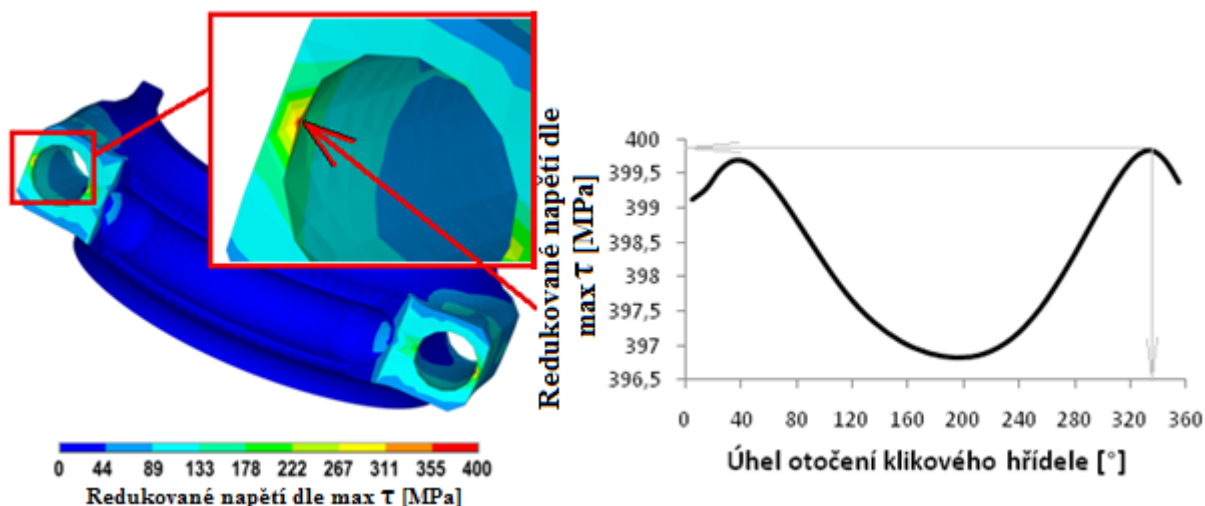
Obrázek 44: Rozložení napětí na ojnici „I s výztuhou“ v okamžiku maximálního spalovacího tlaku

I v tomto případě se maximální napětí nachází na předpokládaném místě.



Obrázek 45: Průběh napětí v uzlu ojnice „I s výztuhou“ během celého cyklu spalovacího motoru

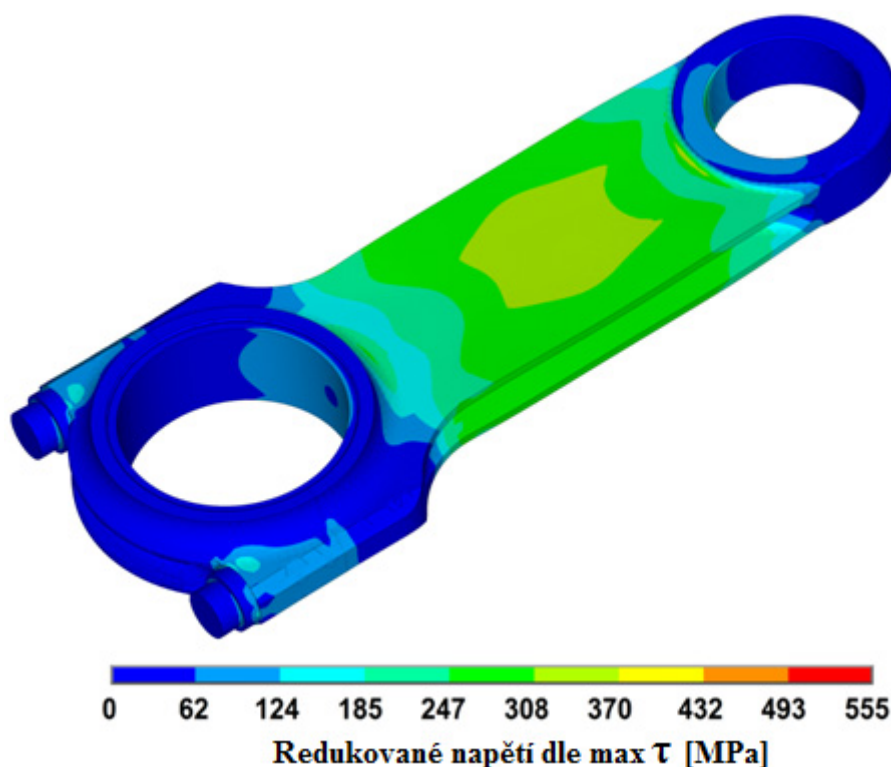
Zde toto napětí ovšem dosahuje vyšších hodnot oproti předchozí variantě. To je zřejmě způsobeno menší tloušťkou stěny oddělující mazací kanálek od vnějšího povrchu „prolisu“ dráku ojnice viz Obrázek 16. Toto napětí dosahuje 571 MPa, což představuje přibližně 73% meze kluzu materiálu ojnice. Pro konečný pohled na model nám však poslouží až stanovení součinitele únavové životnosti, ovšem již nyní lze tušit, že i tento součinitel bude nižší než v případě ojnice „I“.



Obrázek 46: Maximum napětí na víku ojnice „I s výztuhou“

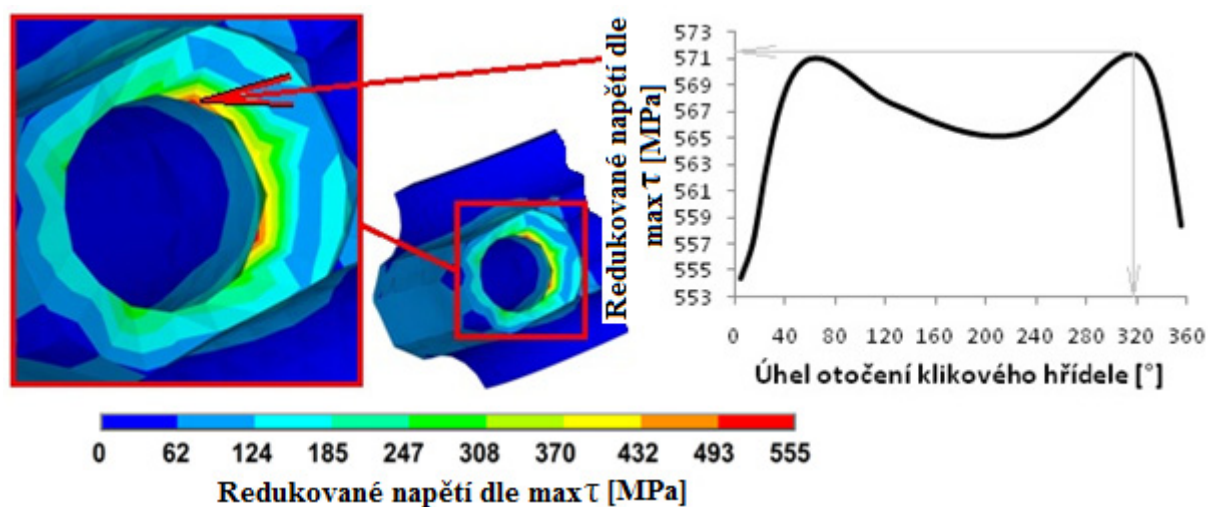
Rozdílem, oproti předchozí variantě, je poloha maxima na víku ojnice. U víka ojnice „I“ se toto místo nacházelo na vnitřní straně díry pro ojnicí šroub. Zde je na straně vnější. Stěna víka je zde velmi slabá, a zřejmě proto došlo ke změně polohy tohoto maxima. To, že je tloušťka stěny tak nízká, bylo patrné již při tvorbě modelu, avšak její zvýšení nebylo možné kvůli požadavku protažení ojnice vrtáním válce. Toto maximum dosahuje hodnoty téměř 400 MPa (51% R_E) v 336° otočení kliky. To je možné považovat opět za dostatečnou rezervu, přičemž zde platí stejný předpoklad jako u předchozí varianty, a to zjednodušení modelu oproti reálné součásti.

6.3.3 ZOBRAZENÍ VÝSLEDKŮ PEVNOSTNÍHO VÝPOČTU OJNICE TYPU „H“



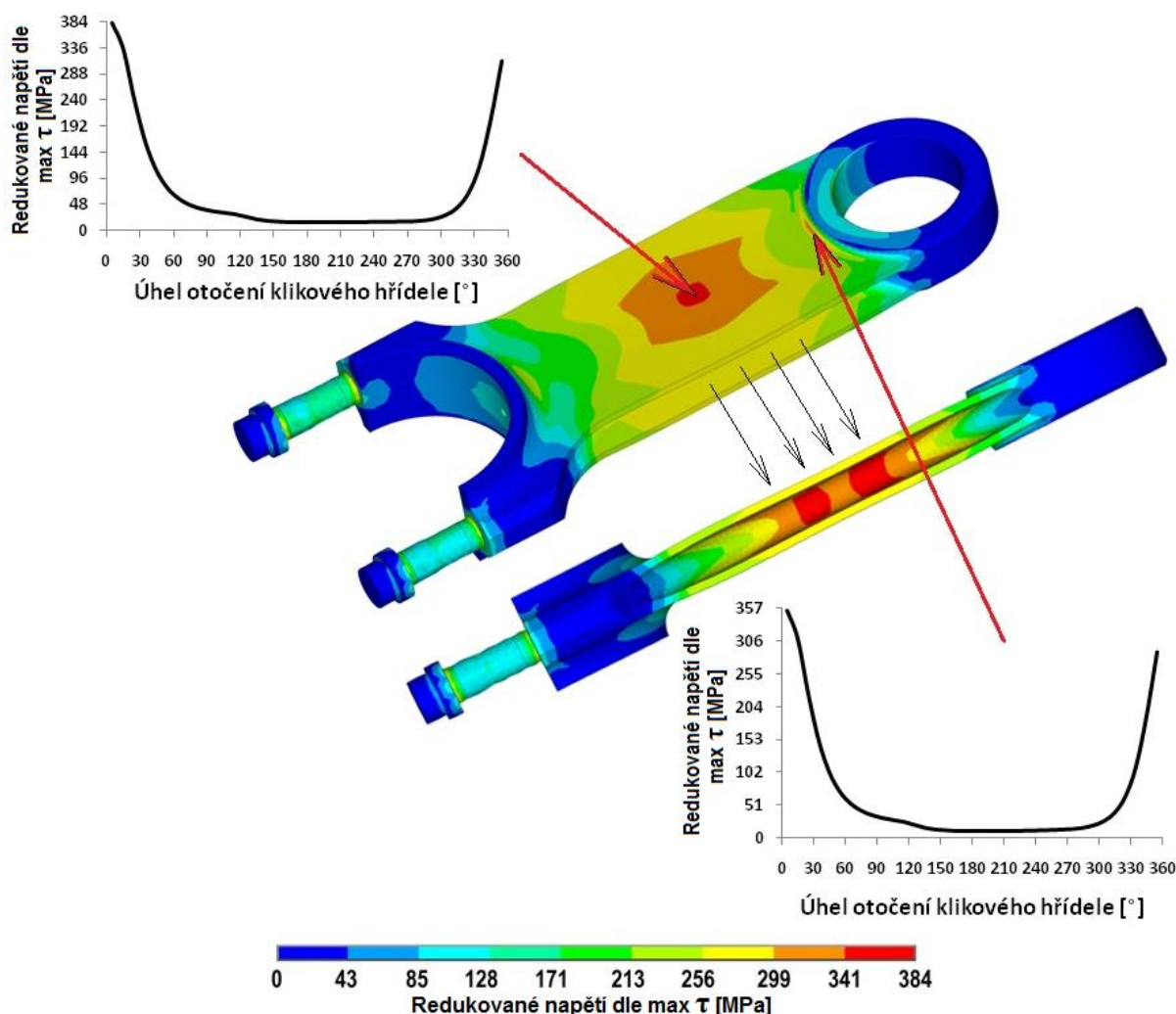
Obrázek 47: Rozložení napětí na ojnici „H“ v okamžiku maximálního spalovacího tlaku

Při prvním pohledu na škálu napětí a paletu barev na modelu je patrné, že se maximum napětí pro tento typ ojnice nenachází na „dřívku“ ojnice (pokud tak jde v tomto případě oblast mezi oběma oky nazvat). Po postupném odselektovávání jednotlivých částí této sestavy bylo toto maximum nalezeno na dosedacích plochách ojničních šroubů na víko ojnice.



Obrázek 48: Rozložení a průběh napětí na víku ojnice „H“

Zde dosahuje hodnoty 554 MPa, ovšem, jako v obou předchozích případech, je tato hodnota nejnížší v celém cyklu. Nejvyšší hodnoty je dosaženo opět před horní úvratí. Jedná se o polohu 316° otočení klikového hřídele a o hodnotu 571,4 MPa (73,3% R_E). I zde si je zapotřebí uvědomit všechna zjednodušení modelu, která předcházela finálnímu výpočtu.



Obrázek 49: Rozložení a průběhy napětí na samotné ojnici „H“

Jestliže má být hodnocena geometrie ojnice, je nutná selekce pouze této části sestavy a pak teprve následné zobrazení rozložení napětí. Tento postup odhaluje polohu maximálního napětí na dřívku ojnice. Následný boční pohled představu ještě více dokresluje. Nejvíce však bezesporu tuto otázku objasní pohled na Obrázek 17 z kapitoly 3.5. Průběh tohoto napětí je obdobný jako u všech předchozích návrhů. Hodnoty jsou však výrazně nižší. Zde je dosaženo maxima 383 MPa (49% R_E), a to, stejně jako u všech předchozích ojníc, při 6° otočení klikového hřídele.

Pod malým okem ojnice (v přechodu malého oka ojnice do jejího dřívku) se i zde nachází oblast zvýšeného napětí, stejně jako u předešlých variant ojníc. Jeho průběh v celém cyklu je opět obdobný a hodnoty znovu výrazně nižší. Největší z nich dosahuje hodnoty 353 MPa (45,3% R_E).



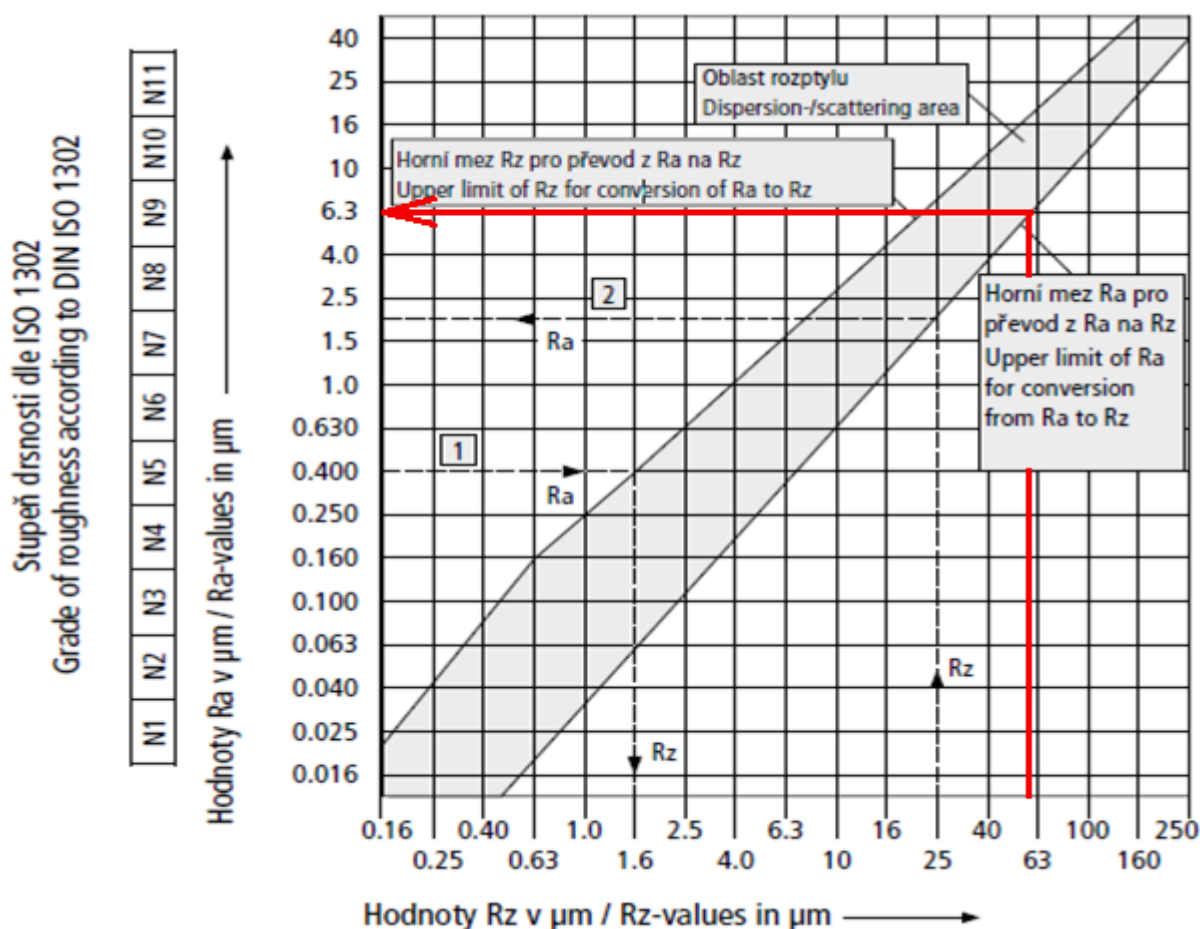
Aniž by tedy bylo provedeno nějaké názorné porovnání všech tří navrhovaných variant, dá se již z těchto výsledků tušit, že právě tento návrh bude dosahovat nejvyššího součinitele únavové bezpečnosti, jehož stanovením se bude zabývat následující kapitola.



7 STANOVENÍ SOUČiniteLE ÚNAVOVÉ BEZPEČNOSTI

Pro výpočet součinitele únavové bezpečnosti byl použit program FEMFAT. Vstupy do tohoto programu tvoří soubor s výsledky analýzy celého cyklu z programu ANSYS, soubor s geometrií ze stejného programu a soubor s údaji o použitém materiálu. Ten byl použit přímo z knihovny materiálů, kterou má v sobě tento program zakomponovanou.

Dalšími údaji, které ovlivňují výsledek výpočtu a postupně se do grafického rozhraní tohoto programu zadávají, jsou, mimo jiné, drsnost povrchu součásti a typ zatížení, který nejlépe charakterizuje danou situaci. V tomto případě byla globálně použita průměrná hloubka drsnosti $R_z = 60\mu\text{m}$ a jako druh zatěžování bylo zvoleno prosté zatěžování.



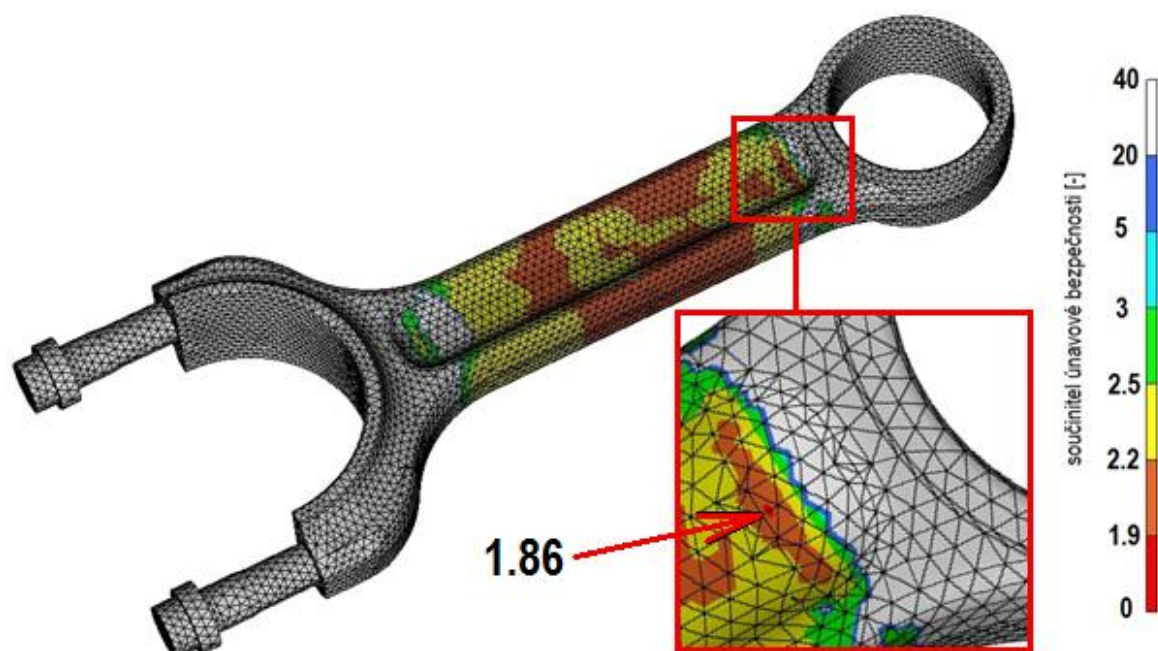
Obrázek 50: Graf pro převod mezi R_z a R_a [13]

Pokud podle grafu viz Obrázek 50, bude proveden převod hodnoty R_z na hodnotu R_a , jež udává hodnotu střední úchyly profilu, bude odečtena hodnota blízká se $R_a = 6,3\mu\text{m}$. Toto je hodnota, které by opravdu tyto posuzované součásti mohly, v předem vytipovaných místech dřívků, dosahovat.

Posuzovány byly součásti odděleně, což znamená, že do programu FEMFAT byla nejprve importována samostatně geometrie pouze spojených objemů ojnice a šroubů a teprve později byl stanoven únavový součinitel bezpečnosti pro geometrii víka ojnice.

7.1 OJNICE TYPU „I“

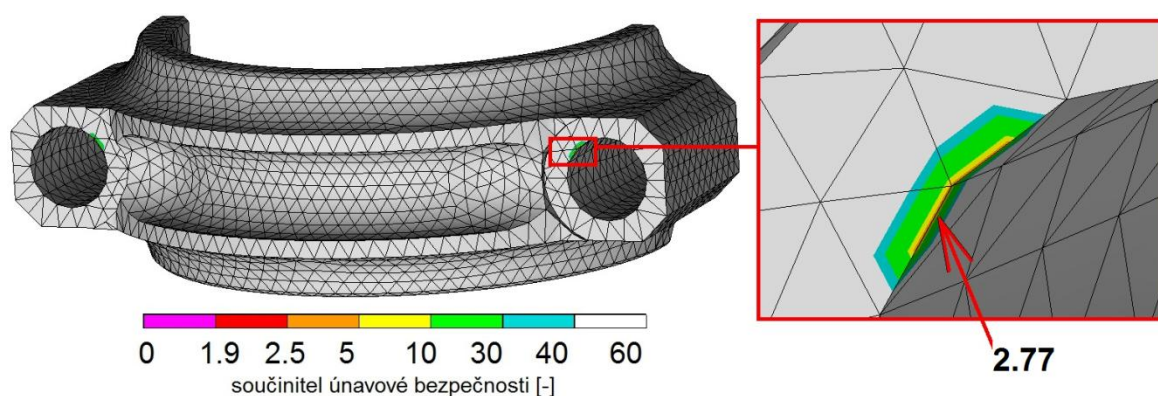
7.1.1 DŘÍK OJNICE



Obrázek 51: součinitel únavové bezpečnosti ojnice „I“

Místo s minimálním součinitelem únavové životnosti se u tohoto modelu nachází v oblasti, ve které byla i poloha maxima napětí při analýze v programu ANSYS. Detailní pohled do této oblasti nabízí Obrázek 51. Zde je možné si povšimnout, že se jedná o velmi blízké okolí pouze jednoho jediného uzlu. Součinitel bezpečnosti v tomto uzlu dosahuje hodnoty 1.86.

7.1.2 Víko



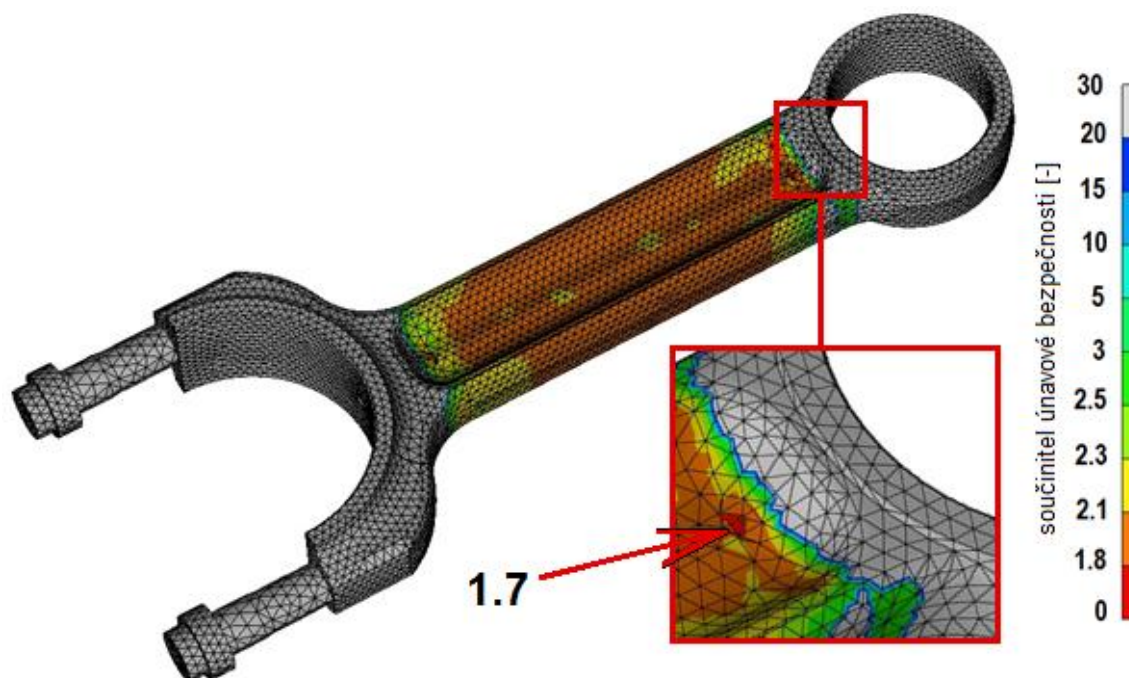
Obrázek 52: Součinitel únavové bezpečnosti víka ojnice „I“

Poloha minimálního součinitele únavové bezpečnosti se opět nachází na očekávaném místě.



7.2 OJNICE TYPU „I S VÝZTUHOU“

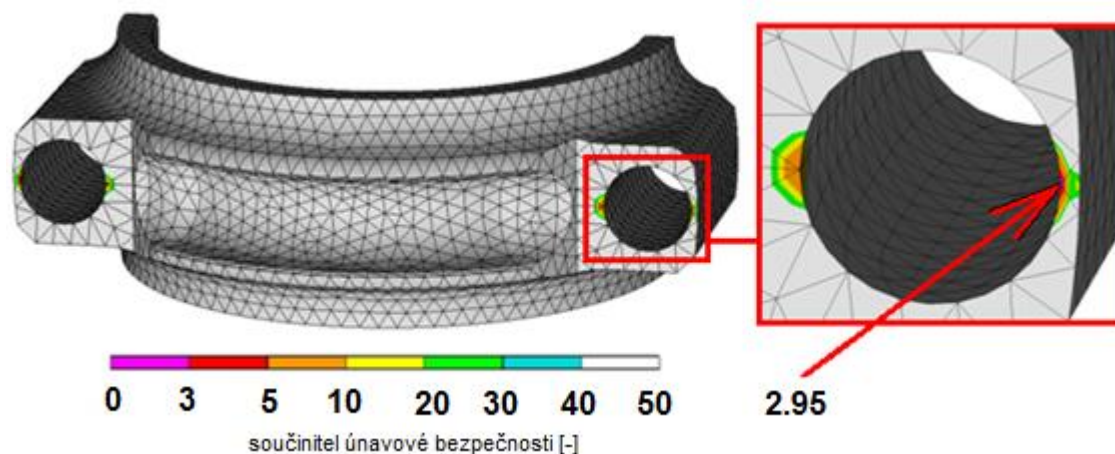
7.2.1 DŘÍK OJNICE



Obrázek 53: Součinitel únavové bezpečnosti ojnice „I s výztuhou“

Zde se jedná o oblast mírně větší, než u předchozího modelu. Ta je nyní tvořena stěnami dvou sousedních elementů. Minimální hodnota součinitele únavové bezpečnosti je zde 1.7.

7.2.2 Víko



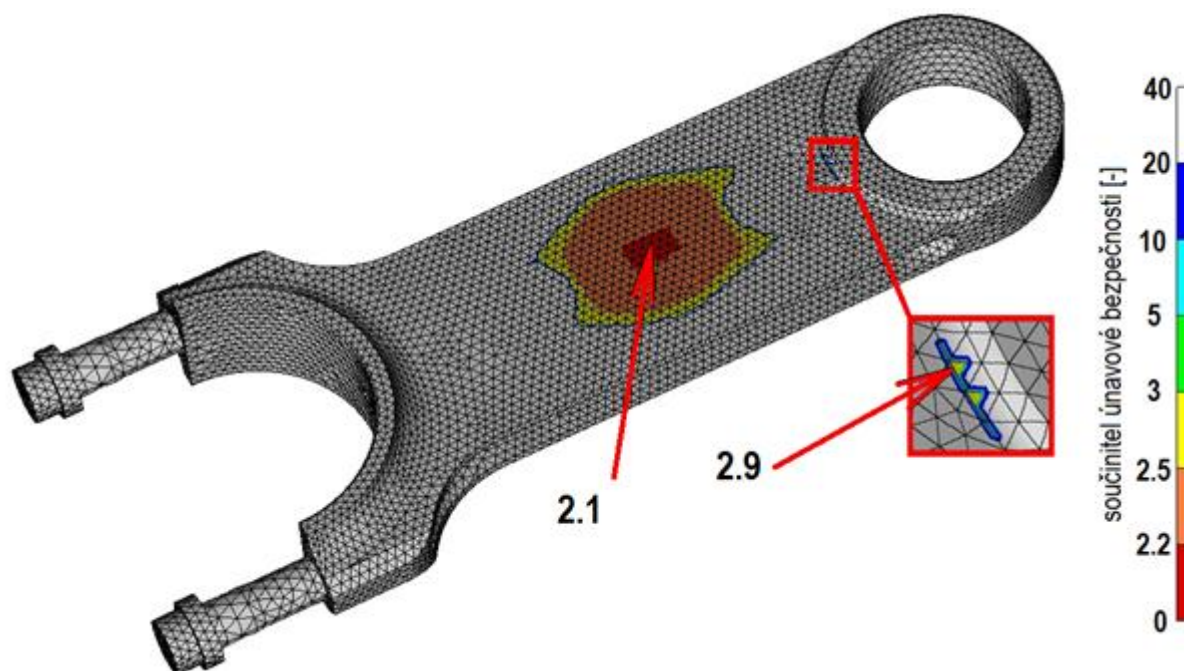
Obrázek 54: Součinitel únavové bezpečnosti víka ojnice „I s výztuhou“

Zde se opět projevila malá místa zvýšeného napětí z předchozího výpočtu. A tak místa se sníženým součinitelem únavové životnosti jsou opět v předem předpokládaných uzlech.



7.3 OJNICE TYPU „H“

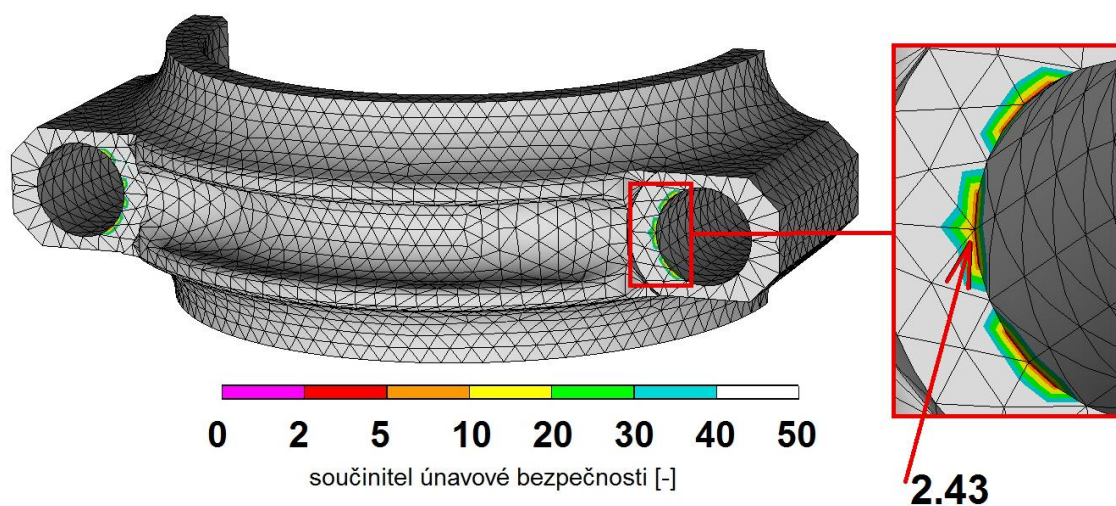
7.3.1 DŘÍK OJNICE



Obrázek 55: Součinitel únavové bezpečnosti ojnice „H“

Minimální hodnota se nachází znovu v oblastech zvýšeného napětí. V tomto případě se jedná o hodnotu 2.1.

7.3.2 Víko



Obrázek 56: Součinitel únavové bezpečnosti víka ojnice „H“

Oblasti výskytu minimálního součinitele únavové životnosti leží opět v předpokládaných místech.



8 POROVNÁNÍ VŠECH VARIANT

Tabulka 6: Porovnání všech variant návrhů ojníc

Parametry porovnání	Typ ojnice					
	I		I s výztuhou		H	
	ojnice	víko	ojnice	víko	ojnice	víko
Hmotnost sestavy (ojnice,víko,ložisko,šrouby) [kg]	0.666		0.633		0.767	
Max.red. napětí max τ /° otočení kliky [MPa]/[°]	522/6	484.5/316	571/6	400/336	383/6	571.4/316
Min. součinitel únavové bezpečnosti [-]	1.86	2.77	1.7	2.95	2.1	2.43



Pokud má být proveden detailní návrh kompletního hnacího ústrojí, musejí být brány v úvahu i síly, které vznikají třením v hydrodynamických kluzných ložiscích. Ta jsou přítomna ve spalovacích motorech například jako uložení klikového hřídele, hlavní ojnicí ložiska, nebo jako uložení vačkového hřídele. Třecí ztráty mohou mít velký vliv jako faktor snižující výkon celého spalovacího motoru, nebo snižující jeho životnost. V dnešní době je tedy nezbytné zabývat se i touto oblastí návrhu spalovacího motoru, a proto je zde uvedena i kapitola, která se snaží přiblížit tuto problematiku.

V následující kapitole budeme nejdříve seznámeni se základními pojmy a teprve později bude nastíněno konkrétní řešení daných problematik.

9 HYDRODYNAMICKÁ KLUZNÁ LOŽISKA²

Z průběhu sil od tlaku plynů a setrvačných sil během pracovního cyklu plyne, že zatížení ložisek ve spalovacích motorech má periodický charakter. Vektor zatížení se zde periodicky mění, což způsobuje dynamické zatížení ložiska. V těchto případech čep nezaujímá vzhledem k ložisku stálou polohu, ale pohybuje se.

Zatížení kluzného ložiska je dáno zatížením F a úhlovou rychlostí ω dílů ložiska. U dynamicky zatížených ložisek se obě tyto veličiny mění periodicky v závislosti na čase t , popřípadě se průběhy vztahují k úhlu otočení klikového hřídele α .

Základním vztahem pro vznik hydrodynamického tlaku je Newtonův vztah pro smykové napětí

$$\tau = \eta \frac{\delta u}{\delta y} . \quad (20)$$

Kde η je dynamická viskozita kapaliny,
 u je rychlost v ose x ,
 y je souřadnice v ose y a
 τ je smykové napětí v mazací vrstvě.

V mazací mezeře působí na protilehlé strany elementu maziva rozdílné tlaky. Z podmínek rovnováhy vyplyne rovnice

$$\frac{\delta P}{\delta x} = \frac{\delta \tau_{xy}}{\delta y} = \eta \frac{\delta^2 u}{\delta y^2} . \quad (21)$$

Po aplikaci rovnice kontinuity pro objemový element a po zavedení zjednodušujících předpokladů získáme Reynoldsovu diferenciální rovnici ve tvaru

$$\frac{\delta}{\delta x} \left(h^3 \frac{\delta p}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left(h^3 \frac{\delta p}{\delta z} \right) = 6\eta \left[(U_1 + U_2) \frac{\delta h}{\delta x} + 2 \frac{\delta h}{\delta t} \right] . \quad (22)$$

² Všechny informace do této kapitoly byly čerpány ze zdroje [7]

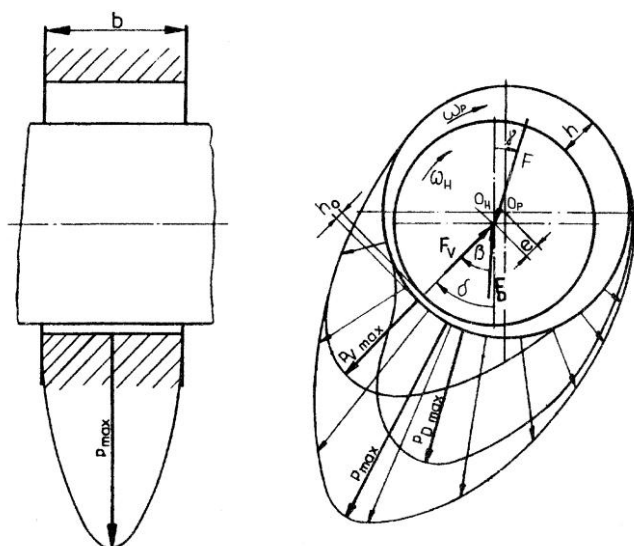


Kde x, z jsou souřadnice,
 p je tlak,
 η je dynamická viskozita kapaliny za předpokladu konstantní viskozity v celém uvažovaném objemu,
 U_1, U_2 jsou kluzné rychlosti obou uvažovaných členů a
 h je tloušťka mazací mezery.

Z této rovnice plyne závislost tlaku p na souřadnici x ve směru obvodové rychlosti čepu a souřadnici z ve směru šířky ložiska. Na těchto souřadnicích také závisí tloušťka mazací mezery h .

Členy na pravé straně diferenciální rovnice odpovídají obecnému pohybu čepu v pánvi. První člen vyjadřuje vznik tlaku vlivem čistě tangenciálního pohybu (rotace) obou kluzných členů rychlostmi U_1 a U_2 . Druhý člen $\frac{\delta h}{\delta t}$ vyjadřuje změnu tloušťky mazací mezery v čase, tj. čistě radiální pohyb, kdy hydromechanická mazací vrstva vzniká v důsledku vytlačování maziva.

Tlak v mazací mezeře má tedy dva zdroje vzniku: důsledkem vzájemného pohybu a vytlačováním kapaliny (oleje) ven.



Obrázek 57: Vznik hydrodynamického tlaku v dynamicky zatíženém válcovém kluzném ložisku[7]

Na obrázku je znázorněno, že tangenciálním i radiálním pohybem vzniká hydrodynamický tlak a superpozicí obou složek vzniká tlak výsledný. Jeho výpočet není možný, protože řešení Reynoldsovy diferenciální rovnice v uzavřeném tvaru neexistuje.

9.1 HYDRODYNAMICKÝ ÚČINNÁ ÚHLOVÁ RYCHLOST

$$\omega_{res} = \omega_w + \omega_L - 2 \frac{d\delta}{dt}. \quad (23)$$

Kde ω_w je úhlová rychlost čepu a
 ω_L je úhlová rychlost pánve.

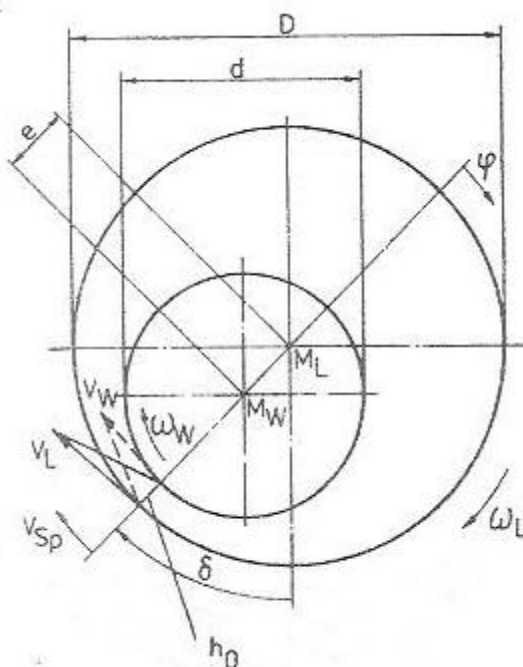


9.2 VZNIK TLAKU TANGENCIÁLNÍM POHYBEM

Pro vznik hydrodynamického tlaku musí být splněny tři podmínky:

- Existence zužující se mazací mezery ve směru pohybu.
- Olej musí proudit nejužším místem mezery.
- Olej musí ulpívat na povrchových plochách obou kluzných členů ložiska (zajištěno adhezí).

Hydrodynamický tlak vzniká při vtahování maziva ulpívajícího na povrchu obou členů do klínovitě se zužující mezery. To má za následek vznik smykových napětí a tlaků. Tyto tlaky působí na kluzné plochy, čímž vzniká vztlačková síla. Smyková napětí vedou ke vzniku třecích sil.



Obrázek 58: Rychlost maziva v nejužší mezeře h_0 [7]

9.3 VZNIK TLAKU RADIÁLNÍM POHYBEM

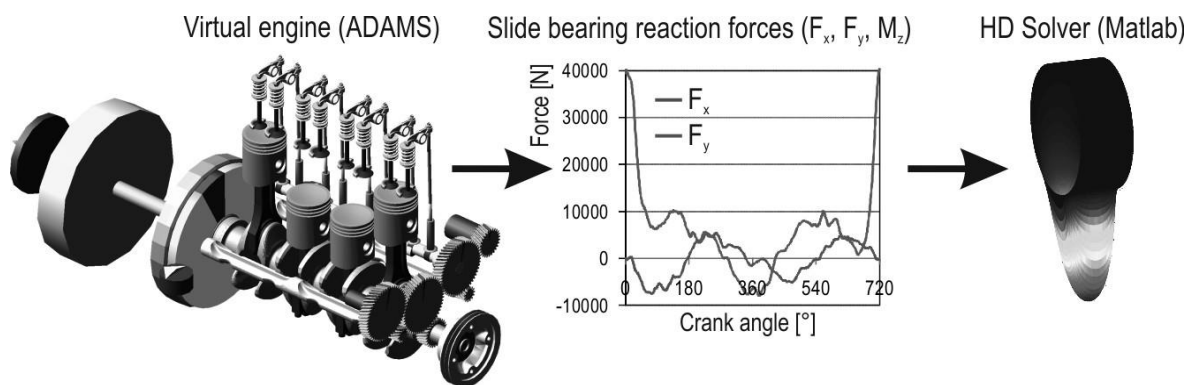
V dynamicky zatíženém radiálním ložisku dochází také k radiálním pohybům čepu. V důsledku zúžení mazací mezery dojde vzhledem k odporům proudění v mazivu vytlačováním z mezery ke vzniku tlaku. Ten roste s rostoucí radiální rychlostí $\dot{\epsilon}$ a relativní excentricitou ϵ .

9.4 ŘEŠENÍ TŘECÍCH ZTRÁT³

Řešení třecích ztrát v ložiscích je založeno na Reynoldsových rovnicích

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) - U \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} - \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0. \quad (24)$$

Kde x, y jsou sořadnice,
 t je čas,
 ρ je hustota oleje,
 η je dynamická viskozita a
 U je relativní rychlost.



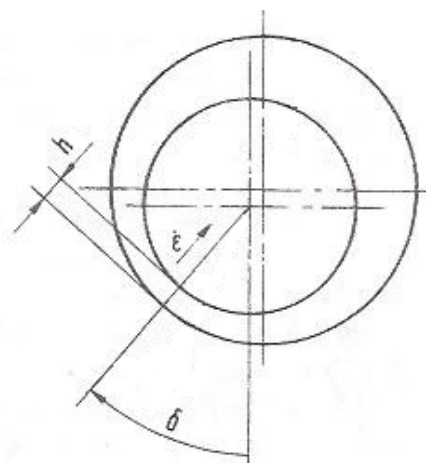
Obrázek 59: princip přenosu reakčních sil z MBS k uživateli pomocí speciálního programu [6]

Řešení této úlohy vyžaduje znalost reakčních sil F_X, F_Y a úhlové rychlosti ω . Tyto hodnoty jsou získány z virtuálního motoru vytvořeného například v programu Adams. Na obrázku jsou znázorněny principy přenosu sil z programu MBS k uživateli. Následně jsou vyřešeny podmínky rovnováhy v mazací vrstvě.

$$\begin{pmatrix} f_x \\ f_y \end{pmatrix} = f = F_{OUT} + F_{IN}(\varepsilon, \delta, \omega). \quad (25)$$

Kde F_{OUT} je matice zahrnující vnější síly F_X a F_Y ,
 F_{IN} je matice zahrnující síly vypočítané z tlaku v olejové vrstvě,
 ε je relativní excentricita a
 δ je úhel minimálního rozdílu olejového filmu ve srovnání se souřadným systémem.

³ Informace do této kapitoly byly čerpány ze zdroje [6]



Obrázek 60: Poloha čepu a pánve kluzného ložiska [7]

Síly vstupující z vnějšku do olejového filmu jsou počítány jako

$$F_{OUT_X} = - \iint_S p \cos(\varphi - \delta) dS = - \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \int_0^{2\pi} p_D \cos(\varphi - \delta) R d\varphi dy, \quad (26)$$

$$F_{OUT_Y} = - \iint_S p \sin(\varphi - \delta) dS = - \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \int_0^{2\pi} p_D \sin(\varphi - \delta) R d\varphi dy. \quad (27)$$

Kde B je šířka ložiska a
 φ je úhlová souřadnice.

Model ložiska je řešen pomocí programu Matlab. Pro řešení hydrodynamických úloh se využívá Gauss-Seidelova metoda. Cílem této metody je nalezení parametrů ε a δ .

Iterační algoritmus obsahuje Newtonovu metodu a může být navržen jako

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{k+1} \\ \delta_{k+1} \end{pmatrix} = q_{k+1} = q_k + \Delta q_k, \quad (28)$$

$$\Delta q_k = J(q_k)^{-1} f(q_k). \quad (29)$$

Kde q_k je matice zobecněných souřadnic v kroku k ,
 J je Jacobian. Je řešen numericky po kroku k a funkce f jsou vyhodnocovány v osách X a Y .



$f_x(\varepsilon_k)$, $f_y(\delta_k)$, $f_x(\varepsilon_k + \Delta\varepsilon_k)$ a $f_y(\delta_k + \Delta\delta_k)$. Je vypočítán jako

$$J(q_k) = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_x}{\partial \varepsilon} & \frac{\partial f_x}{\partial \delta} \\ \frac{\partial f_y}{\partial \varepsilon} & \frac{\partial f_y}{\partial \delta} \end{bmatrix}. \quad (30)$$

Po tom, co dostaneme rozložení tlaku, můžeme spočítat třecí sílu jako

$$M_t = R \iint_S \left(\frac{\eta \omega R}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \right) dS. \quad (31)$$

Kde R je poloměr ložiska.

9.5 KONKRÉTNÍ NÁVRH KLUZNÉHO LOŽISKA

Jak už bylo řečeno, pokud má být proveden komplexní návrh takové strojní součásti jakou je ojnice spalovacího motoru, musí být proveden i návrh kluzných ložisek. Principy hydrodynamického mazání již byly vysvětleny v předchozí kapitole, a tak zde bude objasněna problematika návrhu tvaru a dalších parametrů, ovlivňujících podmínky mazání hydrodynamických kluzných ložisek.

9.5.1 NÁVRH ULOŽENÍ OJNICNÍHO ČEPU

Pro ojnicní čep a jeho ložisko je vybráno uložení H7/f7. Jedná se o jedno z nejpoužívanějších strojních uložení s menší vůlí [8]. Pro zpřesnění představy, v jakém rozmezí výrobních tolerancí se budou obě vyrobené součásti pohybovat, je zde proveden jednoduchý výpočet.

- Pro rozměr ojnicního čepu se pohybuje předepsaná výrobní tolerance v rozmezí od -25 do -50 μm .

Maximální průměr ojnicního čepu tedy může být:

$$d_{\check{c}_{\max}} - 0,025 = 50 - 0,025 = 49,975 \text{ mm}. \quad (32)$$

Kde $d_{\check{c}_{\max}}$ je maximální průměr ojnicního čepu [mm].

Minimální průměr ojnicního čepu:

$$d_{\check{c}_{\min}} - 0,05 = 50 - 0,05 = 49,95 \text{ mm}. \quad (33)$$

Kde $d_{\check{c}_{\min}}$ je minimální průměr ojnicního čepu [mm].

- Pro rozměr vnitřního průměru ložiska je tolerance v relaci 0 až +25 μm .

Maximální vnitřní průměr ojnicního ložiska je tedy:



$$D_{LO\check{Z} \max} + 0,05 = 50 + 0,025 = 50,025 \text{ mm} . \quad (34)$$

Kde $D_{LO\check{Z} \max}$ je maximální vnitřní průměr ojničního ložiska [mm].

Minimální vnitřní průměr ojničního ložiska pak:

$$D_{LO\check{Z} \min} + 0 = 50 + 0 = 50 \text{ mm} . \quad (35)$$

Kde $D_{LO\check{Z} \min}$ je minimální vnitřní průměr ojničního ložiska [mm].

K maximální vůli mezi ojničním čepem a ložiskem pak dojde v případě maximálního rozměru ložiska a minimálnímu rozměru čepu.

$$v_{\max} = D_{LO\check{Z} \max} - d_{\check{C} \min} = 50,025 - 49,95 = 0,075 \text{ mm} . \quad (36)$$

Kde $D_{LO\check{Z} \max}$ je maximální vnitřní průměr ojničního ložiska [mm],
 $d_{\check{C} \min}$ je minimální průměr ojničního čepu [mm],
 $v_{\max}$ je maximální možná vůle mezi ložiskem a čepem [mm].

Naopak minimální vůle nastane za předpokladu minimálního rozměru ložiska a maximálního průměru ojničního čepu.

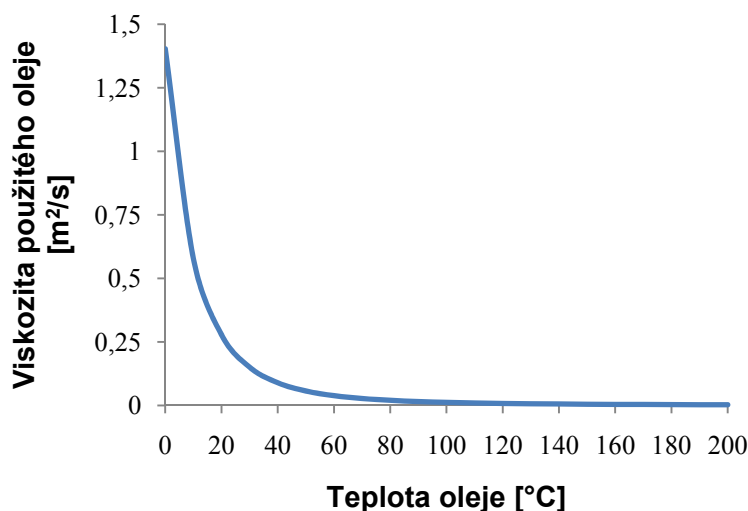
$$v_{\min} = D_{LO\check{Z} \min} - d_{\check{C} \max} = 50,0 - 49,975 = 0,025 \text{ mm} . \quad (37)$$

Kde $D_{LO\check{Z} \min}$ je minimální vnitřní průměr ojničního ložiska [mm],
 $d_{\check{C} \max}$ je maximální průměr ojničního čepu [mm],
 $v_{\min}$ je minimální možná vůle mezi ložiskem a čepem [mm].

Tyto meze ($v_{\min}$ až $v_{\max}$) jsou vyznačeny ve výsledném grafu, který zobrazuje výsledky návrhu kluzného ložiska.

9.5.2 VÝPOČET PARAMETRŮ CHARAKTERIZUJÍCÍCH PODMÍNKY MAZÁNÍ V LOŽISKU

Hlavní výpočet je realizován pomocí programu MATLAB. Konkrétně je použit předem připravený skript. Vstupy jsou tvořeny textovými dokumenty se silami působícími na ojniční ložisko v ose vodorovné i svislé a s úhlovou rychlostí ojnice. Tyto vstupní soubory obsahují vždy 360 hodnot, ložisko je tedy sledováno v každém okamžiku otočení klikového hřídele. Další nezbytnou informací potřebnou pro tento výpočet, je druh použitého oleje na mazání této soustavy. Použity byly hodnoty pro olej 15W40. Jednou z vlastností, která charakterizuje chování oleje, je závislost jeho kinematické viskozity na teplotě.



Obrázek 61: Závislost kinematické viskozity použitého oleje na teplotě

Přepočet kinematické viskozity na dynamickou, nebo naopak charakterizuje vztah:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (38)$$

Kde η je dynamická viskozita oleje [Pa·s],
 ν je kinematická viskozita oleje [m²/s],
 ρ je hustota oleje [kg/m³].

Mazací drážka je navržena viz Obrázek 14. Jedná se tedy o jedinou drážku umístěnou symetricky vůči šířce ložiska, po celém jeho vnitřním obvodu. Její šířka je stanovena na 4,5 mm.

Mimo již zmíněné vstupní veličiny výpočtu, kterými jsou síly, zrychlení a viskozita oleje v závislosti na teplotě, je nutné definovat další parametry. Těmi jsou rozměry ojničního čepu, konkrétně jeho šířka a průměr, mezi ojničím ložiskem a čepem a další. Jejich přehled uvádí Tabulka 7.

Tabulka 7: Další parametry vstupující do výpočtu

parametr	označení	hodnota	jednotka
šířka ojničního čepu	B	0.0234	m
ϕ ojničního čepu	$d_{\check{c}}$	0.05	m
ložisková vůle	c	0.01-0.09	mm
hustota oleje	ρ	885	kg/m³
měrná tep. kapacita oleje	c_{olej}	2000	J/kg·K
tlak čerpadla	p_0	$5 \cdot 10^5$	Pa
šířka drážky	B_{DR}	0.0045	m

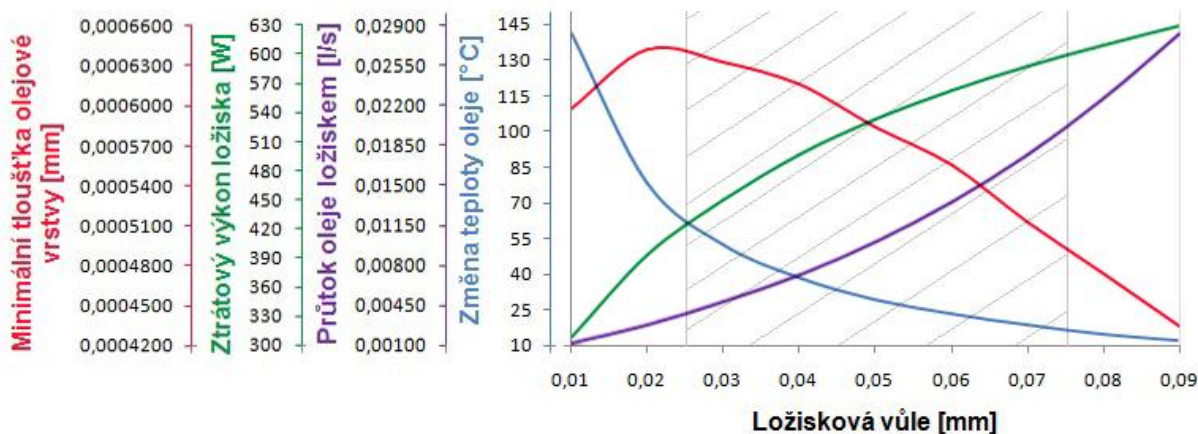


Na počátku výpočtu je rovněž definována hodnota teploty oleje, který vstupuje do ložiska. Pro každou nastavenou hodnotu ložiskové vůle se vždy mění velikosti všech sledovaných veličin. Těmito veličinami, které jsou vypočítávány, jsou například:

- ztrátový výkon ložiska,
- aktuální teplota oleje v ložisku,
- aktuální hodnota viskozity,
- celkový průtok oleje ložiskem,
- minimální tloušťka olejové vrstvy,
- maximální tlak v olejové vrstvě,
- úhel přemístění čepu,
- relativní excentricita čepu.

Po dokončení každého z výpočtů je porovnána vstupní teplota oleje a hodnota aktuální (vypočtená). Pokud se vstupní hodnota teploty liší od hodnoty vypočtené, o více než je stanoveno v předem určeném intervalu, nahradí se vždy původní vstupní teplota, teplotou aktuálně vypočtenou a výpočet se opakuje.

Pro toto ložisko jsou realizovány výpočty pro hodnoty vůlí od 0,01 do 0,09 mm. Po každém z těchto kroků byly zaznamenány sledované veličiny, aby následně mohl být vykreslen graf jejich závislosti na ložiskové vůli. Do něj je také zakreslena oblast vůlí, ve kterých se skutečně bude moci navrhovaná sestava pohybovat. Výpočet hranic této oblasti byl popsán v kapitole 9.5.1.



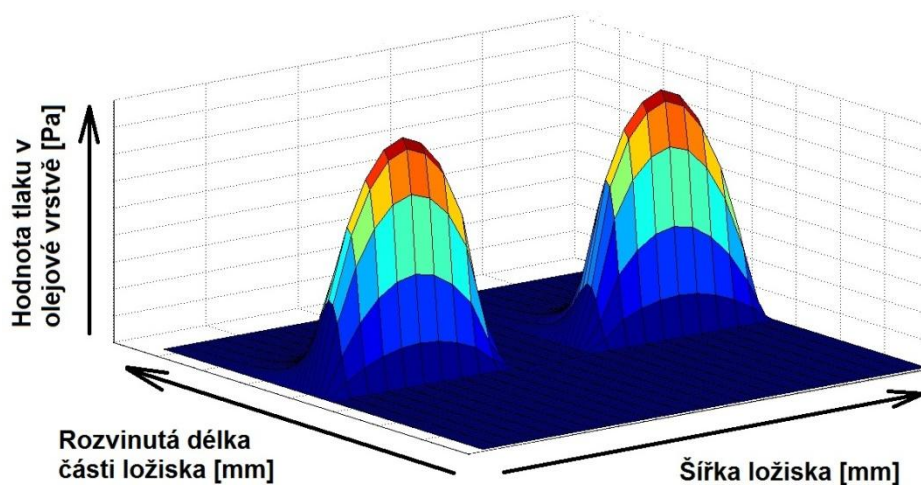
Obrázek 62: Závislosti sledovaných veličin na ložiskové vůli

Průběh těchto veličin napomáhá dokreslení představy o jejich závislosti na ložiskové vůli.

Z grafu vyplývá, že se zvětšující se vůlí, protéká ložiskem větší množství oleje. Tím je ložisko více chlazeno a snižuje se tak hodnota teploty oleje. Do hodnoty vůle 0,02 mm narůstá minimální tloušťka olejové vrstvy v ložisku. Od hodnoty 0,02 se spolu se zvyšujícími se hodnotami relativní excentricity, hodnota minimální tloušťky olejové vrstvy klesá. Ztrátový výkon ložiska stoupá spolu s množstvím protékajícího oleje.



Vyobrazení rozložení tlaku v olejové vrstvě v okamžiku maximálního spalovacího tlaku ukazuje Obrázek 63.



Obrázek 63: Rozložení tlaku v olejové vrstvě

Již při prvním pohledu na rozložení tlaku v olejové vrstvě je zřetelné, že mazací drážka viz Obrázek 14, rozděluje tlak olejové vrstvy na dvě části. Ložisko se tak chová jako dvě oddělená užší ložiska. Každá z částí obou takto nově vzniklých ložisek pak přenáší poloviční zátěžnou sílu [7]. Takto navržené ložisko tak zřejmě není ideálním řešením. Pro konkrétní a definitivní návrh kluzného ložiska by tak měla následovat samostatná řešení v současnosti používaných kluzných ložisek ve spalovacích motorech. Z ní dále vyvození patřičných závěrů a vytvoření nového návrhu.



ZÁVĚR

Závěrečné zhodnocení této práce postupuje po jednotlivých krocích její tvorby.

Prvním bodem tvorby práce, ke kterému je vhodné provést dodatečnou diskuzi, je zvážení technologie dělení hlavy ojnice řízeným lomem. Není sporu o tom, že je tato technologie nejvýhodnější z hlediska rychlosti, jedinečnosti vzniklého povrchu a tím pádem nezaměnitelnosti jednotlivých dílů. Zřejmě však není běžně dostupná pro síť malovýrobce. A tak prvním krokem před reálným návrhem ojníc, by mělo být zjištění dostupnosti této technologie. Pokud by nebylo možné vyjednat spolupráci s firmou disponující touto technologií, musel by se návrh přiklonit k jiné možnosti zajištění polohy víka vůči ojnici viz kapitola 1.3.2. Akceptovatelnou alternativou by mohl být například návrh, viz Obrázek 8a). Tedy polohování pomocí středících kolíků.

Před každou obdobnou analýzou je zapotřebí zhodnocení možností výpočetní techniky. Velikost nároků na výkon počítače a použitelnou velikost paměti byla během práce několikrát zdůrazňována. Pokud mají být modely zjednodušovány, je zapotřebí jistých zkušeností z této oblasti řešení pevnostních analýz. Použitelnou alternativou pro zpřesnění výsledků je tvorba dílčích analýz a následný přepočet napětí na zjednodušeném modelu. Tento postup byl rovněž nastíněn v kapitole 6.2.1.

Nemalý vliv na konečné výsledky má uvažování, či zanedbání vlivu účinků předepjatých šroubů. Ojniční šrouby se předpínají na hodnoty cca 70% R_e materiálu šroubu [12], což bezesporu velkou mírou ovlivňuje konečné výsledky.

Zajímavé by rozhodně mohlo být realizování dílčí analýzy ojničního šroubu s vymodelovaným závitem. Závity tvoří na části dřívku šroubu vruby, které by zřejmě ovlivnily hodnoty napětí a později by i měly za následek snížení hodnoty součinitele únavové bezpečnosti v těchto místech.

Další oblastí, která by neměla být opomenuta, je uchycení ojnice. To je zde realizováno pomocí prutové náhrady. To ovšem není nejlepším řešením. Pruty totiž v jejich místech styku s povrchem oka ojnice tuto oblast svým způsobem vyztužují. Hodnotit tak vzniklé napětí v těchto místech není možné. Pro zmírnění tohoto negativního vlivu by bylo dobré vysledovat vliv počtu těchto prutů na zmíněné vyztužení struktury ok ojnice a následně například redukovat jejich počet. Ten je v současnosti dán hustotou výpočtové sítě na plochách ojničních ok.

Výsledky pevnostních analýz jsou uspokojivé. I přes to, že se na modelu nacházejí v mnoha sledovaných oblastech ostré hrany, nebyla ani v jednom z těchto míst přesažena hodnota meze kluzu materiálu. Seriózně hodnotit napětí vzniklá na ostrých hranách není možné, avšak základní představu o směru působení sil a jejich průběhu, nám jsou i tak tyto oblasti schopny podat.

Maximální hodnoty vypočtených součinitelů bezpečnosti se nacházejí v předpokládaných oblastech. Tak je potvrzena správnost předchozích pevnostních analýz. Velikosti hodnot součinitelů bezpečnosti jsou ve všech případech uspokojivé. Uvažováním vlivu předepjatých šroubů dochází ke snížení součinitele bezpečnosti v těchto místech.



Porovnání všech navržených variant ukazuje, že nejnižší hmotnost má opravdu odlehčená varianta ojnice typu „I“. Rozdíl oproti klasickému provedení ojnice „I“ je v tuto chvíli zanedbatelný. Geometrie navržené odlehčená ojnice „I“ ovšem skýtá další nemalé možnosti odebírání materiálu. Hmotnost by tak jistě bylo možné dalším vývojem tohoto modelu snižovat. Obě navržené varianty ojníc typu „I“ vyhověly požadavkům ve všech ohledech. Ojnice typu „H“ v současné chvíli převyšuje hmotnostně oba předchozí modely. Pravdou je, že byla navržena poměrně necitlivě vzhledem k požadavku na minimalizaci hmotnosti. Důvodem byl nedostatek podkladů k propracovanějšímu návrhu. Výsledky pevnostních analýz však opět ukazují velký potenciál dalšího snižování hmotnosti. Co se týče pevnosti a součinitele únavové bezpečnosti, splnila tato varianta na 100% předpoklad nejlepších výsledků. Výroba ojnice typu „H“ je však velmi nákladná, a tak se pro tuto chvíli jeví jako nepříjemnější návrh, ve všech ohledech, ojnice typu „I“.

Návrh ojnicního ložiska ukazuje, jaký vliv má velikost ložiskové vůle na všechny sledované parametry. Navržená mazací drážka uprostřed ojnicního ložiska jej rozděluje na dvě části. Tím je snížena únosnost ložiska. V praxi se tak tato drážka například umísťuje pouze na jednu z obou ložiskových pánví. Polohu průchodu tlakového oleje z ojnicního ložiska do dřívku ojnice je také důležité navrhnout s rozmyslem. Nesmí být v místě, kde ojnice přenáší maximální sílu od tlaků plynů. Pro detailnější návrh ojnicního ložiska by bylo zapotřebí samostatné rešerše používaných tvarů a materiálů ojnicních ložisek. I tak bylo zařazení této kapitoly do práce velmi přínosné.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů 2*. Praha : Nakladatelství technické literatury, 1983. 483 s.
- [2] ČSN 42 9001. *Československá státní norma: výkovky ocelové volné v obvyklém provedení*. Praha : Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 4.11.1969.
- [3] ČSN 42 9002. *Československá státní norma: rozdělení zápusťkových výkovků podle složitosti tvaru*. Praha : Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 15.7.1968.
- [4] ČSN 42 9030. *Československá státní norma : výkovky ocelové zápusťkové*. Praha : Vydavatelství úřadu pro normalizaci a měření, 13.10.1986.
- [5] RAUSCHER, J., *Spalovací motory* [online]. 2005, [cit. 2010-11-19]. Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/vozidlove_motory/seminar_prezentace.html>
- [6] NOVOTNÝ, Pavel. *Virtual engine - a tool for powertrain development*. 2008. Habilitační práce.
- [7] PÍŠTĚK, Václav; ŠTĚTINA, Josef. *Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů*. 1. Brno : VUT v Brně, 1991. 129 s. ISBN 80-214-0368-3.
- [8] LEINVEBER, Jan; ŘASA, Jaroslav; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky : Upravené a doplněné vydání*. třetí, doplněné vydání. Praha : Scientia, 1999. 985 s. ISBN 80-71-83-164-6.
- [9] CUNNINGHAM, Ward. *Wikipedie : otevřená encyklopedie* [online]. 15.1.2001 [cit. 2010-11-19]. Wikipedie. Dostupné z WWW: <www.wikipedia.org>.
- [10] Onecamonly.com [online]. 2009 [cit. 2011-01-16]. Dostupné z WWW: <<http://www.onecamonly.com/showthread.php?t=2040>>.
- [11] KUBOTA et al. United States Patent : *Fracture split method for connecting rod* [online]. 8.11.2005 [cit. 2010-12-06]. Dostupný z WWW: <<http://www.freepatentsonline.com/6961997.pdf>>.
- [12] ARP : *Automotive Racing Products, Inc.* [online]. 2011 [cit. 2011-04-13]. Fastener Technology Overview. Dostupné z WWW: <http://www.arp-bolts.com/pages/technical_torque_metric.shtml>.
- [13] Vyztrůžovací nástroje. In Komet Group. *DIHART AG Precision Tools* [online]. Deutschland : KOMET GROUP GmbH, 2008 [cit. 2011-04-21]. Dostupné z WWW: <<http://www.kometgroup.com/pdf/dihart-cz.pdf>>.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a_p	[m/s ²]	zrychlení ojnice ve směru osy válce
B	[mm]	šířka kluzného ložiska
B_{DR}	[m]	šířka mazací drážky v ojnicním ložisku
c	[mm]	ložisková vůle
c_{olej}	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita oleje
D	[mm]	průměr vrtání válce
d_A	[mm]	průměr malého oka ojnice
d_B	[mm]	průměr velkého oka ojnice
$d_{\check{c}}$	[m]	průměr ojnicního čepu
$D_{LO\check{Z}}$	[mm]	vnitřní průměr ojnicního ložiska
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F_{IN}		matice zahrnující síly vypočítané z tlaku v olejové vrstvě
F_{OUT}		matice zahrnující vnější síly
F_P	[N]	síla od tlaku plynů ve směru osy ojnice
F_x	[N]	složka síly od tlaku plynů ve směru osy x souřadného systému
F_y	[N]	složka síly od tlaku plynů ve směru osy y souřadného systému
h	[mm]	tloušťka mazací mezery
h_v	[mm]	výška výronkové drážky
J		Jacobian
l	[mm]	délka ojnice
l_0	[mm]	délka části dřívku ojnicního šroubu
$\max \tau$		podmínka plasticity, dle které je stanovováno redukované napětí
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
p	[MPa]	spalovací tlak
p_0	[Pa]	tlak čerpadla
q_k		matice zobecněných souřadnic
r	[mm]	rameno kliky
R	[mm]	poloměr ložiska
R_A	[μm]	střední úchylka výšky profilu drsnosti povrchu
R_E	[MPa]	mez kluzu v tahu
R_Z	[μm]	průměrná hloubka drsnosti povrchu
s	[m]	dráha pístu



S_D	[mm ²]	plocha výkovku ve směru kolmém na směr rázu
t	[s]	čas
U_1	[m/s]	kluzná rychlost členu 1
U_2	[m/s]	kluzná rychlost členu 2
v	mm	vůle mezi ojnicím ložiskem a čepem
V_C	[mm ³]	celkový objem
V_K	[mm ³]	kompresní objem
V_Z	[mm ³]	zdvihový objem
Z	[mm]	zdvih
α	[°]	úhel otočení klikového hřídele
α_t	[-]	součinitel tepelné roztažnosti
δ	[rad]	úhel minimálního rozdílu olejového filmu ve srovnání se souřadným systémem
Δl	[mm]	rozdíl původní a výsledné délky části dřívku ojnicního šroubu
ΔT	[°C]	rozdíl původní a výsledné teploty části dřívku ojnicního šroubu
ε	[-]	relativní excentricita čepu vůči kluznému ložisku
ε_K	[-]	kompresní poměr
ε_l	[-]	poměrné prodloužení
ε_O	[rad/s ²]	úhlové zrychlení ojnice
η	[N.s/m ²]	dynamická viskozita kapaliny
λ	[-]	klikový poměr
ν	m ² /s	kinematická viskozita oleje
ρ	[kg/m ³]	hustota oleje
σ	[MPa]	velikost předpětí ojnicního šroubu
τ	[MPa]	smykové napětí v mazací vrstvě
φ	[rad]	úhlová souřadnice
ω	[rad/s]	úhlová rychlost ojnice
ω_L	[rad/s]	úhlová rychlost pánve ložiska
ω_w	[rad/s]	úhlová rychlost čepu ložiska



SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha číslo 1: výkres ojnice číslo výkresu: 101411-1-5/2011.
- Příloha číslo 2: výkres víka ojnice číslo výkresu: 101411-2-5/2011.