



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONSTRUKČNÍ NÁVRH A OPTIMALIZACE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

DESIGN AND OPTIMIZATION OF INJECTOR BRACKET

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Moravec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Kamil Řehák

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Tomáš Moravec**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Kamil Řehák**
Akademický rok: 2016/17

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:

Konstrukční návrh a optimalizace třmenu vstřikovače

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem a optimalizací třmene vstřikovače.

Cíle diplomové práce:

- vyhotovení konstrukčního návrhu třmene vstřikovače s respektováním zástavbových rozměrů
- deformačně–napěťová analýza třmene vstřikovače
- konstrukční optimalizace s požadavkem neomezené životnosti

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma „konstrukční návrh a optimalizace třmenu vstřikovače“ se zabývá návrhem upínacího třmenu, jehož funkcí je zajištění přesné polohy vstřikovače systému Common Rail. Tvar třmenu vstřikovače je navrhován v modelovacím programu, a to jak s ohledem na zástavbový prostor spalovacího motoru, tak na způsob výroby. Navržená geometrie je následně podrobována napěťové analýze v programu využívající metodu konečných prvků. Konečnou fází návrhu je optimalizace geometrie třmenu vstřikovače s využitím stejné metody za účelem snížení hmotnosti komponentu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Třmen vstřikovače, vznětový motor, napěťová analýza, konstrukční návrh, vstřikovač, optimalizace, spalovací tlak, předpětí šroubu

ABSTRACT

The present Master thesis entitled "Engineering Design and Optimization of Injector Holder" deals with the design of clamping holder, whose function is to ensure the exact position of injector system Common Rail. The shape of the injector holder is designed in the modelling program, both with respect to the installation space of internal combustion engine and also the method of manufacture. The proposed geometry is then subjected to stress analysis in the program using FEM. The final design phase is to optimize the geometry of the injector holder using the same method with the aim to reduce the weight of the component.

KEYWORDS

Injector holder, diesel engine, stress analysis, engineering design, injector, optimization, combustion pressures, bolt pretension

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MORAVEC, T. *Konstrukční návrh a optimalizace třmenu vstřikovače*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Kamil Řehák.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Kamila Řeháka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Bc. Tomáš Moravec

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji Ing. Kamilu Řehákovi za trpělivost, podporu a cenné rady, které mi byly velmi užitečné k sepsání této diplomové práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Vstřikovače a komponenty s nimi spojené	10
1.1 Elektromagnetický vstřikovač	11
1.2 Piezoelektrický vstřikovač	12
1.3 Vysokotlaké přípojky	13
1.4 Třmeny vstřikovačů	15
2 Výrobní proces třmenu vstřikovače	17
2.1 Metoda ztraceného vosku	17
3 Návrh konstrukčního řešení	20
3.1 Hlava válců motoru	20
3.2 Vstřikovač	21
3.3 Šroubový spoj	24
3.4 Třmen vstřikovače	25
4 Výpočet šroubového spoje	29
4.1 Vstupní parametry	29
4.2 Výpočet síly v ose šroubu od předpětí šroubového spoje	29
4.3 Výpočet utahovacího momentu	29
4.4 Výpočet statického napětí působícího na šroub	31
4.5 Tlak v závitech	31
5 Napěťová analýza třmenu vstřikovače	33
5.1 Materiálové vlastnosti	33
5.2 Geometrie	34
5.3 Model	35
5.4 Nastavení zatížení a okrajových podmínek	38
5.5 Výsledky napěťové analýzy	39
6 Řešení geometrie třmenu vstřikovače	41
6.1 1. konstrukční úprava geometrie třmenu vstřikovače	41
6.2 2. konstrukční úprava geometrie třmenu vstřikovače	46
6.3 3. konstrukční úprava geometrie třmenu vstřikovače	50
7 Optimalizace třmenu vstřikovače	55
7.1 1. optimalizace geometrie třmenu vstřikovače	55
7.2 2. optimalizace geometrie třmenu vstřikovače	60
7.3 3. optimalizace geometrie třmenu vstřikovače	64
Závěr	68
Seznam použitých zkratk a symbolů	71

ÚVOD

V současné době má každý nově vyrobený automobil vybavený spalovacím motorem palivový systém, jehož součástí jsou elektronicky řízené vstřikovače, které se rozlišují podle typu motoru. Jedním z důvodů zavedení elektronického vstřikování paliva bylo redukování emisí výfukových plynů. V zemích Evropské unie je momentálně platná emisní norma Euro 6, jejíž ustanovení značně omezují množství škodlivých látek, jež mohou být motorem produkovány. U vznětových motorů je v současnosti nejvíce používán systém Common Rail. Spalovací tlaky u tohoto systému dosahují hodnoty až 25 MPa, což výrazně namáhá vstřikovače, které tak musí být dostatečně uchycovány k hlavě válců pomocí upínacích třmenů.

Obsahem diplomové práce je konstrukční návrh a optimalizace třmenu vstřikovače. Upínací třmeny se vyrábějí třemi možnými způsoby, a to kování, obráběním nebo odléváním. Volba způsobu výroby záleží na výrobcu, jenž musí posoudit, která z možností bude optimální vzhledem k životnosti a spolehlivosti třmenu. Dalším faktorem je sériovost výroby, která do značné míry ovlivňuje cenu výrobku. Pro účely diplomové práce bylo zvoleno jako způsob výroby třmenu odlévání. Při návrhu tvaru je proto nutné brát v úvahu, že třmen musí být vyjmutelný z formy. Z důvodu složitosti tvaru bude odlévání provedeno metodou ztraceného vosku.

Ocel na odlitky normy ČSN 42 2726.6, jež byla zvolena za materiál pro třmen, má dobré vlastnosti pro odlévání, avšak její odolnost vůči mechanickému namáhání je nižší oproti jiným druhům ocelí. V upínacím třmenu bude docházet ke vzniku cyklického namáhání, jež způsobuje únavu materiálů. Aby se předešlo destrukci třmenu za dobu provozu motoru, je zapotřebí, aby v navržené geometrii nedocházelo ke vzniku napětí, které by převyšovalo hodnotu meze únavy. Tvar upínacího třmenu tak má primární vliv na životnost. Z důvodu omezeného zástavbového prostoru je však geometrie tvaru do značné míry omezena, což zásadně ovlivňuje možnosti návrhu.

Hlavním faktorem ovlivňujícím množství emisí výfukových plynů je spotřeba paliva. Ta pochopitelně roste s hmotností celého automobilu. Proto je zapotřebí každý díl navrhovat tak, aby bylo použito pouze potřebné množství materiálu. To pochopitelně platí i pro třmen vstřikovače. Z tohoto důvodu bude na třmenu provedena optimalizace za účelem snížení hmotnosti, což zároveň sníží i jeho cenu.

1 VSTŘIKOVAČE A KOMPONENTY S NIMI SPOJENÉ

Vstřikovače jsou poslední částí vysokotlakých okruhů palivových systémů u spalovacích motorů. Jejich funkcí je vstřikování paliva do spalovacího prostoru. Typů vstřikovačů je velké množství a rozlišují se např. podle palivového systému, typu vstřikovaného paliva a funkčního principu. [1] [5] [6]



Obr. 1 Vstřikovač Bosch CRIN [10]

Pro různé palivové systémy se používají různé typy vstřikovačů. Zásadní rozdíly jsou u přímého a nepřímého vstřikování paliva. U přímého vstřikování je palivo dodáváno přímo do spalovacího prostoru, což způsobuje vysoké namáhání vstřikovačů vlivem působení vysokých teplot a tlaků. U nepřímého vstřikování je palivo dodáváno do sání, kde je jejich namáhání podstatně nižší. V současné době již převažuje přímé vstřikování paliva, a to z důvodů kvalitnějšího spalování, což vede k nižším hodnotám emisí výfukových plynů. [1] [5] [6]

Dále se vstřikovače dělí podle toho, jaké vstřikují palivo. V současné době je u vstřikování nafty výhradně používán systém Common Rail. Součástí systému je palivový zásobník, tzv. Rail, jehož funkcí je shromažďovat stlačené palivo, které je dopravováno z vysokotlakého čerpadla. Palivo je následně odváděno kovovým potrubím do vstřikovačů. U vstřikování benzínu v současnosti převažují motory s přímým vstřikem paliva. Zde je opět do palivového zásobníku dopravováno palivo z vysokotlakého čerpadla, ale na rozdíl od Common Railu nejsou vstřikovače propojeny se zásobníkem pomocí kovových trubiček, ale jsou připojeny přímo na zásobník. V současné době se pro všechny systémy používají vstřikovače dvojího typu, a to elektromagnetické a piezoelektrické. [1] [5] [6]



Obr. 2 Komponenty systému Common Rail společnosti Bosch [11]

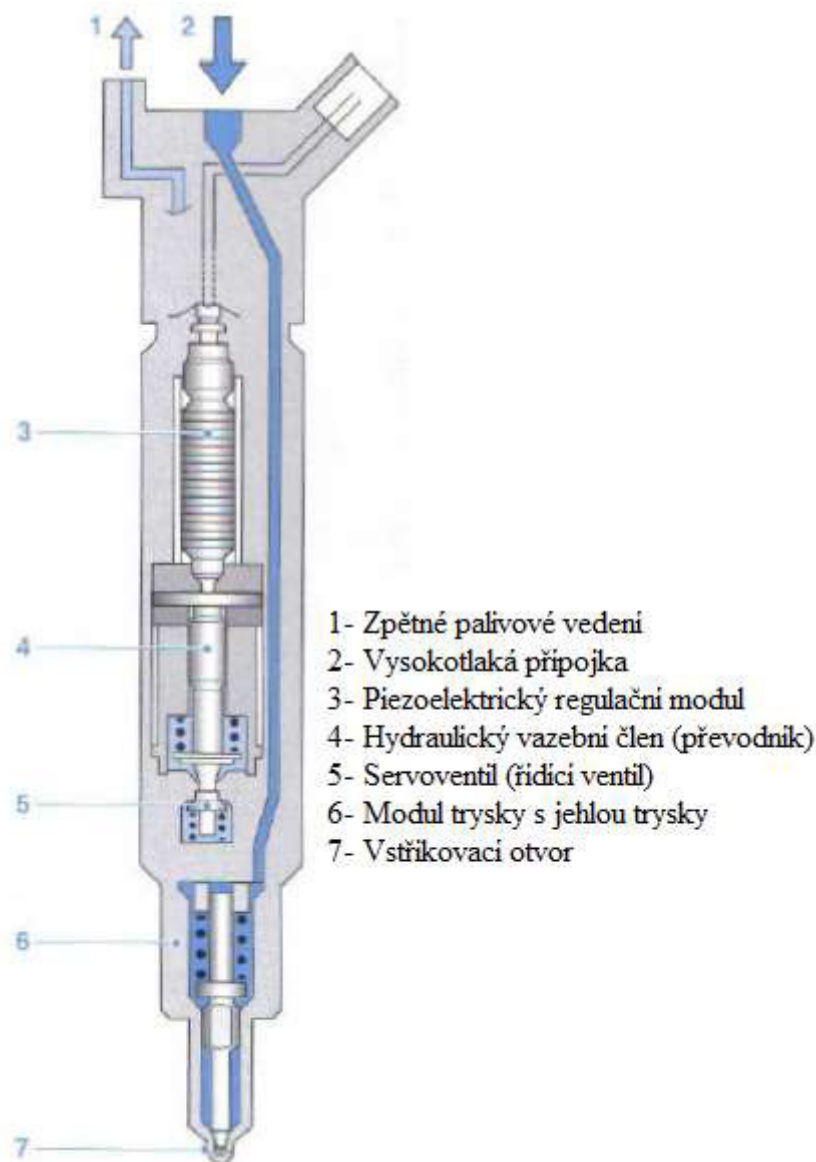
1.1 ELEKTROMAGNETICKÝ VSTŘIKOVAČ

Tento typ vstřikovače pracuje na elektromagnetickém principu, kdy je pomocí konektoru přiváděn tzv. „přitahovací proud“ do cívky elektromagnetu (2). Tím dochází k nadzvedávání kotvy (4), což způsobí snížení tlaku v řídicím prostoru ventilu (6). Tlak v objemové komoře (9) pak nadzvedává jehlu trysky (16), a tak dochází ke vstřiku paliva do spalovacího prostoru. [1] [5] [6]

Mezi hlavní části vstřikovače se řadí vstřikovací trysky. Tento komponent býval u starších systémů (s řadovými čerpadly (PE), rotačními čerpadly (VE/VR), čerpadlo-vedení-tryska (UP)) montován do hlavy válců pomocí tzv. držáku trysek. U nových systémů, kterými jsou systém Common Rail (CR) a systém čerpadlo-tryska (UI), jsou vstřikovací trysky součástí vstřikovačů. [1] [5]

Vstřikovací trysky jsou mechanicky a tepelně velmi namáhané součásti. Pro optimální chod motoru je důležité, aby docházelo k takřka ideálnímu spalování směsi. Tato problematika je velmi úzce spjata s perfektním chodem vstřikovacích trysek. Přesnost a odolnost trysek jsou proto zásadními vlastnostmi. Na vstřikovací trysky působí tlak až okolo 2050 bar. Tento tlak se v průběhu provozu neustále mění, čímž dochází k pulznímu (cyklickému) namáhání. [1] [5] [6]

Výhodami piezoelektrických vstřikovačů jsou: několikanásobné vstřiky paliva během jednoho cyklu (5 až 7), velmi malé vstřikované množství paliva při předvstřiku, menší rozměry, menší hmotnost a snížení emisí. [1] [5]



Obr. 4 Piezoelektrický vstřikovač [1]

1.3 VYSOKOTLAKÉ PŘÍPOJKY

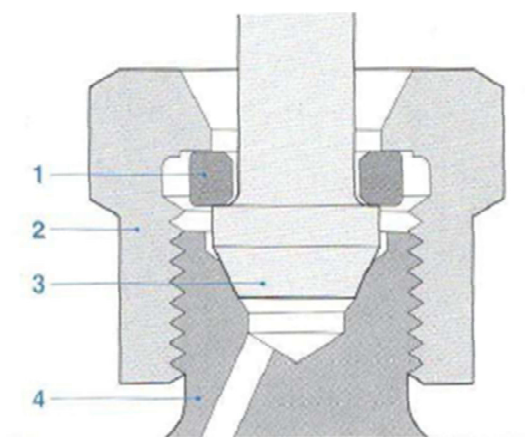
Vysokotlaké přípojky slouží k propojení vysokotlakého palivového potrubí vedoucího z tlakového zásobníku (Railu) se vstřikovačem. Vysokotlaké přípojky musí být konstruovány s vysokou přesností, aby po montáži nedocházelo k úniku paliva za působení vysokých tlaků. [1] [17]

V případě přímého vstřikování benzínu jsou vstřikovače zpravidla napojeny přímo na vysokotlaký zásobník. Z tohoto důvodu není v těchto systémech zapotřebí vysokotlakých

přípojek. Naopak u systémů Common Rail je palivo do vstřikovačů dopravováno pomocí vysokotlakého palivového potrubí a vysokotlaké přípojky jsou trojího typu: těsnící kužel s přesuvnou maticí, tlakové hrdlo, nosník. [1] [17]

1.3.1 TĚSNÍCÍ KUŽEL S PŘESUVNOU MATICÍ

Koncovka vysokotlakého potrubí je vybavena lisovaným těsnícím kuželem (3), který je pomocí přesuvné matice (2) přitlačován do tlakové přípojky (4). Rovnoměrné rozložení tlaku na kuželu trubky (3) je zajištěno pomocí přitlačné podložky (1). [1] [17]



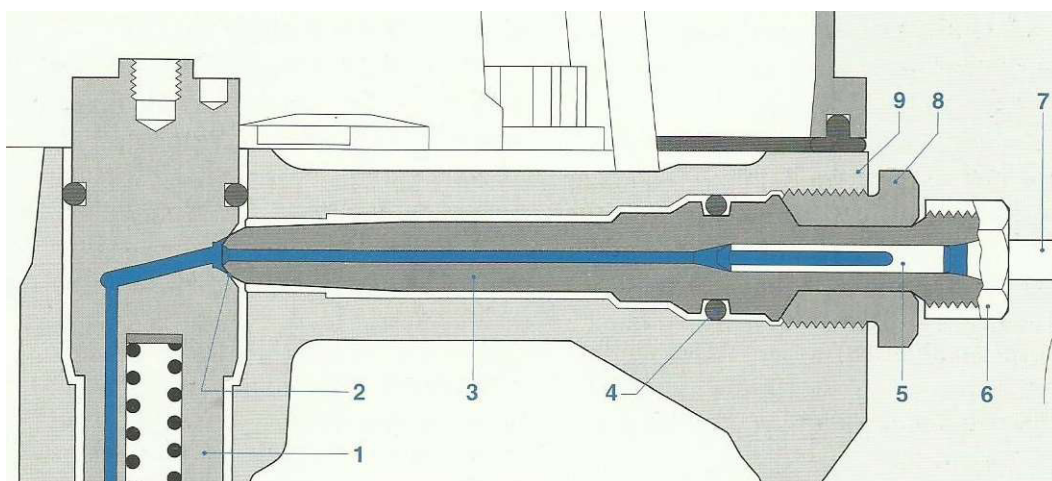
Obr. 5 Vysokotlaká přípojka s těsnícím kuželem a přesuvnou maticí [1]

Mezi výhody tohoto propojení patří především jednoduchost a možnost několikanásobných montáží a demontáží. [1] [17]

1.3.2 HRDLO TLAKOVÉ TRUBKY

Šroubové spojení (8) dotlačuje hrdlo tlakové trubky (3) přímo ke vstřikovači. Vysokotlaké palivové potrubí (7) je k hrdlu tlakové trubky (3) přitlačováno pomocí přesuvné matice (6). Mezi hlavou válců (9) a hrdlem tlakové trubky (3) se nachází těsnění (4), jež zabraňuje úniku paliva v případě netěsnosti. [1] [17]

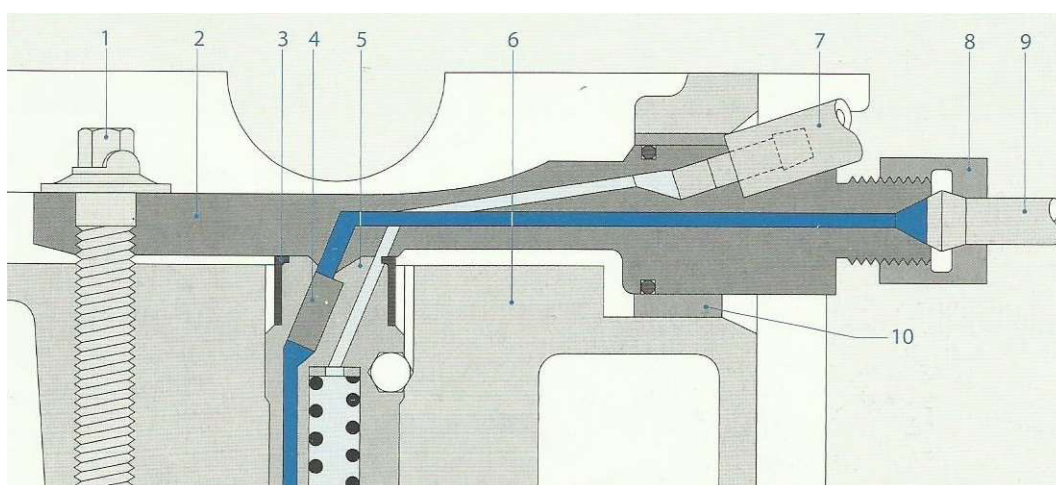
Tento typ vysokotlaké přípojky se využívá především u těžkých nákladních vozidel se systémem Common Rail a systémem čerpadlo-tryska. Hlavní výhodou je, že palivové potrubí nemusí být vedeno kolem hlavy válců, čímž se docílí jeho kratšího provedení a zároveň snazší montáže. [1] [17]



Obr. 6 Hrdlo tlakové trubky [1]

1.3.3 NOSNÍK

Nosník (2) je opatřen otvory pro přívod (9) a zpětné vedení paliva (7). K přichycení nosníku (2) slouží upínací šroub (1), který je zašroubován do hlavy válců (6). Proti zamezení úniku paliva mezi nosníkem (6) a vstřikovačem (5) slouží profilový těsnící kroužek (3). [1]



Obr. 7 Nosník [1]

Tento typ přípojky se nejčastěji používá u osobních vozidel, ve kterých je nedostatek zástavbového prostoru. [1] [17]

1.4 TŘMENY VSTŘIKOVAČŮ

Funkcí třmenů je zajištění polohy vstřikovačů, a to tak, aby nedocházelo k jejich pootočení v hlavě válců nebo k pohybu ve směru jejich podélné osy. Třmeny jsou vystaveny obrovskému počtu namáhání cyklického charakteru, jež je způsobeno působením spalovacích tlaků na trysku vstřikovače.

Třmeny vstřikovačů jsou nejčastěji vyráběny odléváním, což má výhodu především v tom, že např. oproti obráběným třmenům nedochází k narušení vláken materiálu. Tím je zvýšena odolnost materiálu proti destrukci. Další možnost výroby třmenů je pomocí kování, kdy je materiál tímto procesem zpevněn. Poslední možnost výroby je již zmíněným obráběním.

Třmeny lze rozdělit na dva základní typy. Jedna z variant se skládá z přítlačné vidlice, těla třmenu a podpěry kulovitého či válcovitého tvaru. Tento typ třmene je uchycován pomocí jednoho šroubu. Druhá varianta se skládá z prstence, do kterého je vsunut vstřikovač a třmen je dotahován pomocí dvou šroubů. Pro tuto variantu je důležité, aby byly šrouby dotahovány souměrně.



Obr. 8 Třmen vstřikovače s vidlicí a kulovou podpěrou [12]

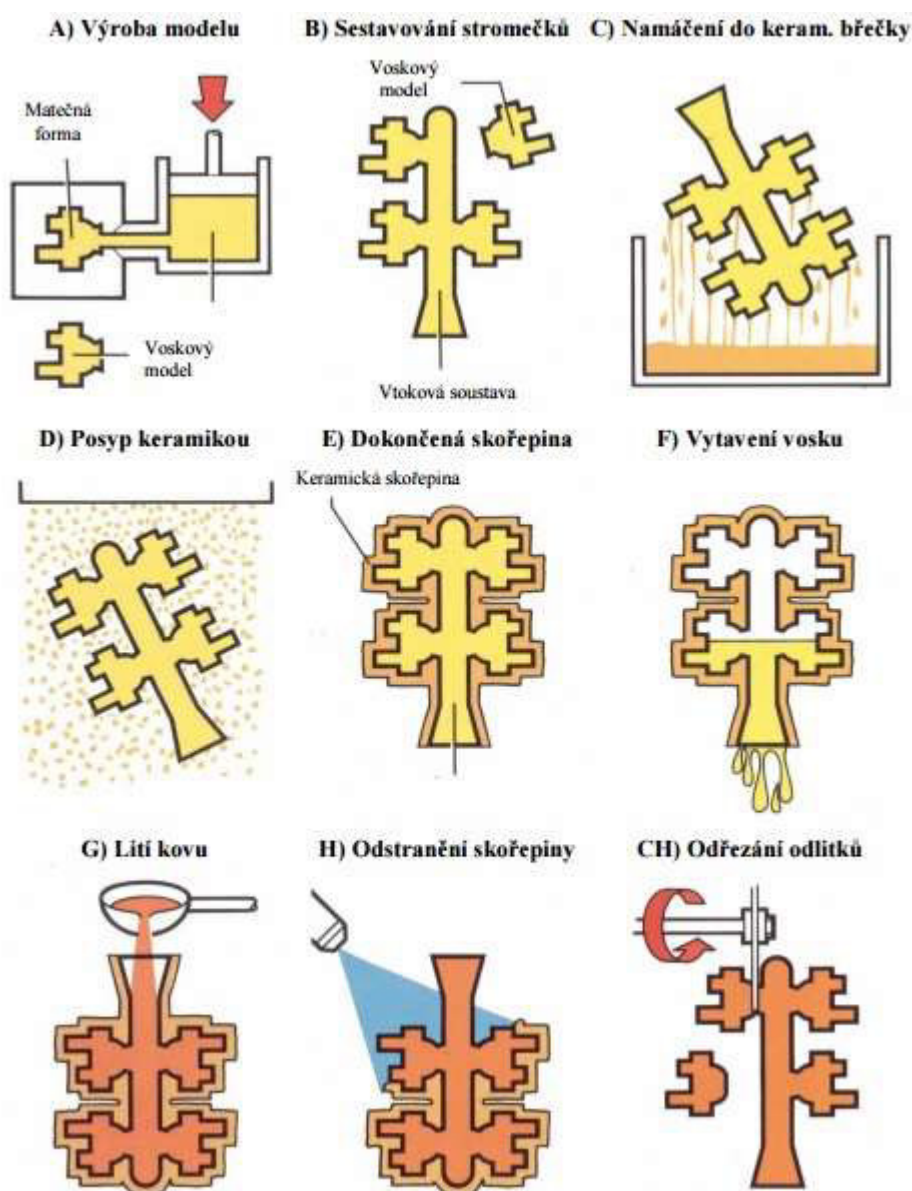


Obr. 9 Třmen vstřikovače s prstencem a dvěma otvory pro šrouby [13]

2 VÝROBNÍ PROCES TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Jednou z možností výroby třmenů vstřikovačů je jejich již zmíněné odlití. Pro odlévání se využívá metody ztraceného vosku. Touto metodou lze dosáhnout vysoké přesnosti (až IT8) a také velkosériové výroby. Po odlití se upínací třmen již dále tvarově neupravuje, což zajišťuje vyšší mechanickou odolnost. [2]

2.1 METODA ZTRACENÉHO VOSKU



Obr. 10 Technologický postup při odlévání metodou ztraceného vosku [4]

2.1.1 VÝROBA VOSKOVÉHO MODELU

Jedná se o nejdůležitější část celé výroby, protože vzniklý voskový model určuje přesnost a kvalitu odlévaného třmenu vstřikovače. Voskový model se odlévá do kovových forem, které zaručují vysokou přesnost. Kovové formy se dále vyznačují vysokou životností, čehož se využívá u velkosériové výroby. [3] [4]

Na výrobu voskových modelů se používají voskové směsi, jejichž složení ovlivňuje vlastnosti vzniklého modelu. Směsi se skládají ze syntetického vosku, přírodního vosku (uhlovodík a ester), přírodní a syntetické pryskyřice, montážního vosku, organického plniva a vody. Kovová forma se následně plní vzniklou směsí, a to třemi možnými způsoby: gravitačním litím (nad teplotou likvidu), odstříknutím za zvýšeného tlaku (0,5 až 1 MPa, těsně pod teplotou likvidu) a odstříknutím za působení vyššího tlaku (2,5 až 5 MPa, pod teplotou likvidu). [3] [4]

Vzniklé modely jsou následně umisťovány na tzv. stromeček pájením nebo lepením. K tomu dochází po stabilizaci voskového modelu přibližně po 24 hodinách. Stromeček je zhotoven ze stejné směsi jako lepené modely. Jeho tvar je konstruován tak, aby při vytavování docházelo k optimálnímu odtoku vosku. [4]

2.1.2 NANÁŠENÍ KERAMICKÉ VRSTVY

Prvním krokem před tím, než dojde k nanášení keramické vrstvy na voskové modely, je pečlivé umytí voskových modelů, a to z důvodu odstranění drobných nečistot, otisků a mastnoty. Po důkladném omytí následuje namáčení voskových třmenů ve velmi jemném keramickém roztoku, tzv. „břečce“, která po zaschnutí tvoří nejdůležitější vrstvu celé keramické skořepiny, protože je v přímém kontaktu s voskovým modelem. Vytažený model z keramické „břečky“ se za stálého otáčení nechá okapat a pokryje se vrstvou posypového materiálu. Konečnou fází procesu je nanášení silnější vrstvy keramického šamotu a důkladné vysušení. [3] [4]

2.1.3 VYTAVOVÁNÍ VOSKU A NÁSLEDNÉ ODLÉVÁNÍ

Vytavováním vosku z formy se docílí toho, že se z tělesa stane skořepina, do které se následně odlévá roztavená „směska“ (směs materiálů v daných poměrech). Vytavování voskové směsi se provádí v peci za teploty okolo 750 °C. [4]

Než dojde k samotnému odlévání, je zapotřebí, aby se keramická skořepina nechala dostatečně prohřát na optimální teplotu. Proto se skořepina nechává až hodinu a půl nahřát v peci na teplotu okolo 1100 °C. Ihned po vyjmutí z pece dochází k lití roztavené směsky do skořepiny sklopným litím. Naplněná skořepina se následně nechává plynule zchladnout v ochranné dusíkové atmosféře, aby nedocházelo k oxidaci. [3] [4]

2.1.4 ODSTRAŇOVÁNÍ SKOŘEPINY A ÚPRAVA POVRCHU

Jakmile dojde k vychladnutí odlitku, je zapotřebí odstranit z něj keramickou vrstvu. Z důvodu doslova zapečení keramické vrstvy je dost náročné tuto vrstvu z odlitku odstranit. Proto se musí odlitek umístit do vibračního stroje, tzv. „oklepávačky“, která z velké části keramickou vrstvu odstraní. Dalším krokem je oddělení třmenů vstřikovače od stromečku kotoučovou pilou. I po důkladném očištění třmenů ve vibrační „oklepávačce“ obsahuje velké množství z nich na svém povrchu zbytky keramiky. Proto se ještě musí třmeny dočistit otryskáním korundem. Před zabalením třmenů vstřikovačů je ještě zapotřebí umýt jejich povrch, aby, například při jejich případné povrchové úpravě, byl povrch čistý a bez mastnot. [3] [4]

3 NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Obsahem této kapitoly je konstrukční návrh třmenu vstřikovače dle zástavbových rozměrů a uchycení třmenu pomocí šroubového spoje.

3.1 HLAVA VÁLCŮ MOTORU



Obr. 11 Oblast hlavy válce ve spalovacím prostoru

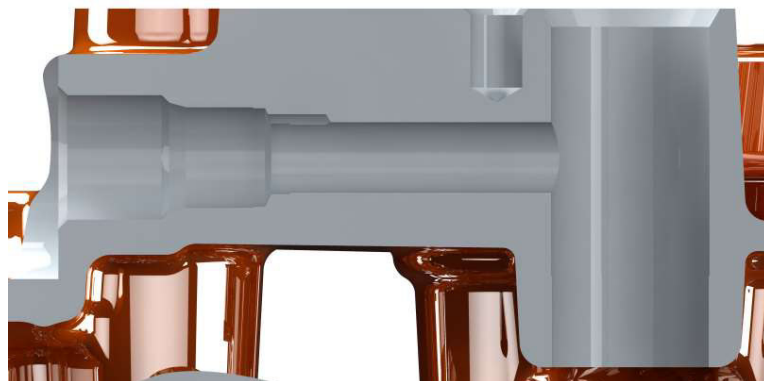
Hlava válců, ke které bude upínací třmen uchycen šroubovým spojem, je vyrobena z materiálu normy ČSN 42 2425, tedy ze šedé litiny, a je konstruována na čtyřválcový motor. Dle obr. 11 je zřejmé, že se jedná o motor se čtyřventilovým uspořádáním. Otvor pro vstřikovač se nachází ve středu spalovacího prostoru, což umožňuje umístění vstřikovače pouze podél osy válce. Po pravé straně od otvoru pro vstřikovač se nachází otvor pro žhavicí svíčku. Maximální možná velikost vrtání válce je naznačena na obr. 11. Vrtání je omezeno otvory pro uchycení hlavy k bloku motoru. Průměr vyznačené kružnice je 140 mm. Ze zástavbových důvodů je maximální možné vrtání válce okolo 130 mm. Pro vznětové motory s přímým vstřikem paliva je zdvihový poměr $k = 0,9 - 1,2$. [8]

Výpočet zdvihového poměru:
$$k = \frac{z}{D}$$

Výpočet zdvihového objemu válce:
$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z$$

Tím je dáno možné rozpětí zdvihu pístu v rozmezí 117 – 156 mm a maximální hodnota zdvihového objemu válce se pohybuje od 1553 – 2071 cm³. To odpovídá objemu od 6,2 – 8,3 l pro čtyřválcový motor.

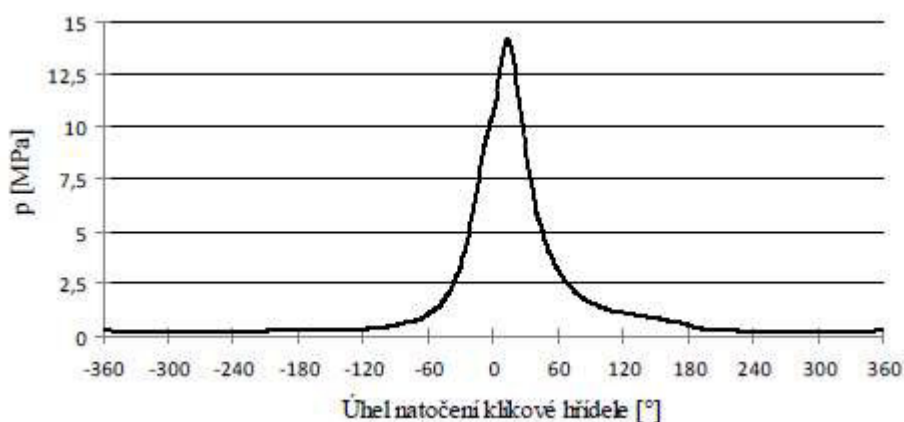
Na obr. 12 je znázorněn příčný řez hlavou v místě jednoho z válců. Z obrázku je patrný způsob přívodu paliva do vstřikovače. Hlava válců obsahuje 4 otvory pro umístění hrdla tlakové trubky. Tento typ dopravy paliva do vstřikovače bývá používán u nákladních motorů se systémem Common Rail.



Obr. 12 Otvor pro hrdlo tlakové trubky

3.1.1 STANOVENÍ MAXIMÁLNÍHO TLAKU VE SPALOVACÍM PROSTORU

Hodnota tlaku ve spalovacím prostoru se mění s úhlem natočení klikové hřídele. Pro výpočet síly, která působí na vstřikovací trysku vlivem nárůstu tlaku ve spalovacím prostoru, je zapotřebí stanovení jeho maximální hodnoty, a to i přes to, že nastává pouze v krátkém časovém intervalu.



Obr. 13 Průběh spalovacího tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele [14]

Z důvodu univerzálnosti třmenu vstřikovače byl stanoven maximální tlak ve spalovacím prostoru na limitní hodnotu, která se pohybuje okolo 25 MPa. [15] [18]

3.2 VSTŘIKOVAČ

Model vstřikovače je zkonstruován pouze se svojí vnější geometrií, protože na výpočet namáhání třmenu vstřikovače lze vnitřní geometrii zanedbat. Tato úprava výrazně zjednoduší výpočet a neovlivní jeho výsledky. Materiálem vstřikovače byla zvolena konstrukční ocel.

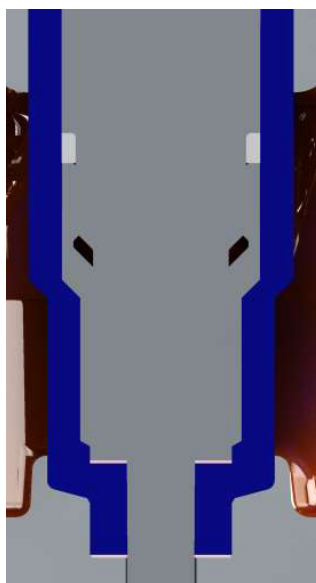


Obr. 14 Model vstřikovače

3.2.1 ULOŽENÍ VSTŘIKOVAČE

Vstřikovač bylo zapotřebí uložit do hlavy válců tak, aby byla stanovena jeho přesná poloha. Pro správnou funkci vstřikovače je přesné uložení zásadní, protože chybně uložený vstřikovač nerozprašuje palivo ve spalovacím prostoru dle jeho navržení.

Při odlévání hlavy válců nelze dosáhnout přesné geometrie. Z tohoto důvodu se do hlavy lisují sedla vstřikovačů, která jsou vyrobena s přesnými tolerancemi. K zabránění profukování spalin ze spalovacího prostoru slouží dvě měděné podložky. Jejich tloušťka závisí na stanovené poloze vstřikovače. V tomto případě je tloušťka podložek 0,3 mm. Jedna z podložek se nachází mezi hlavou válců a sedlem a druhá mezi sedlem a vstřikovačem. [9]



Obr. 15 Uložení vstřikovače v sedle

3.2.2 SILOVÉ PŮSOBENÍ NA VSTŘIKOVAČI

Vstřikovače ve spalovacích motorech jsou komponenty, které jsou mechanicky a tepelně velmi namáhané. Otvorová tryska, jež je součástí vstřikovače, se nachází ve spalovacím prostoru. Kromě vysoké teploty na ni působí i vysoký tlak. Tento tlak, jenž byl v předchozí kapitole stanoven na maximální hodnotu 25 MPa, působí na plochu otvorové trysky a tím vytváří sílu, která má tendenci vytlačovat vstřikovač ven ze spalovacího prostoru. Jakýkoliv pohyb vstřikovače je naprosto nežádoucí, protože by docházelo k nesprávnému vstřikování paliva. Z tohoto důvodu je zapotřebí, aby na vstřikovač působila dostatečná přitlačná síla, která zajistí jeho polohu.

Přítlačná síla je na vstřikovač přenášena pomocí upínacího třmenu, který je dotažen pomocí šroubu, což vyvolá požadované předpětí. Hodnota přítlačné síly se standardně volí z rozmezí od 4500 N do 6000 N. Pro tento návrh byla zvolena přítlačná síla 5500 N. [7]

SILOVÉ PŮSOBENÍ NA VSTŘIKOVAČI PRO RŮZNÉ HODNOTY SPALOVACÍCH TLAKŮ

Přítlačná síla 5500 N, jež je vyvolána předpětím šroubu, působí na vstřikovač konstantně po celou dobu provozu. Vlivem působení tlaku plynů na vstřikovací trysku dochází ke generování síly, která má opačný směr působení oproti síle přítlačné. Rozdílem těchto sil je výsledná síla, která přitlačuje vstřikovač do hlavy válců za provozu. Hodnota této výsledné síly je závislá na hodnotě spalovacích tlaků.

Přítlačná síla od předepnutí šroubového spoje:

$$F_p = 5500 \text{ N} - \text{konstantní hodnota}$$

Plocha vstřikovací trysky:

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} = 38,48 \text{ mm}^2, \text{ kde } d \text{ je průměr vstřikovací trysky}$$

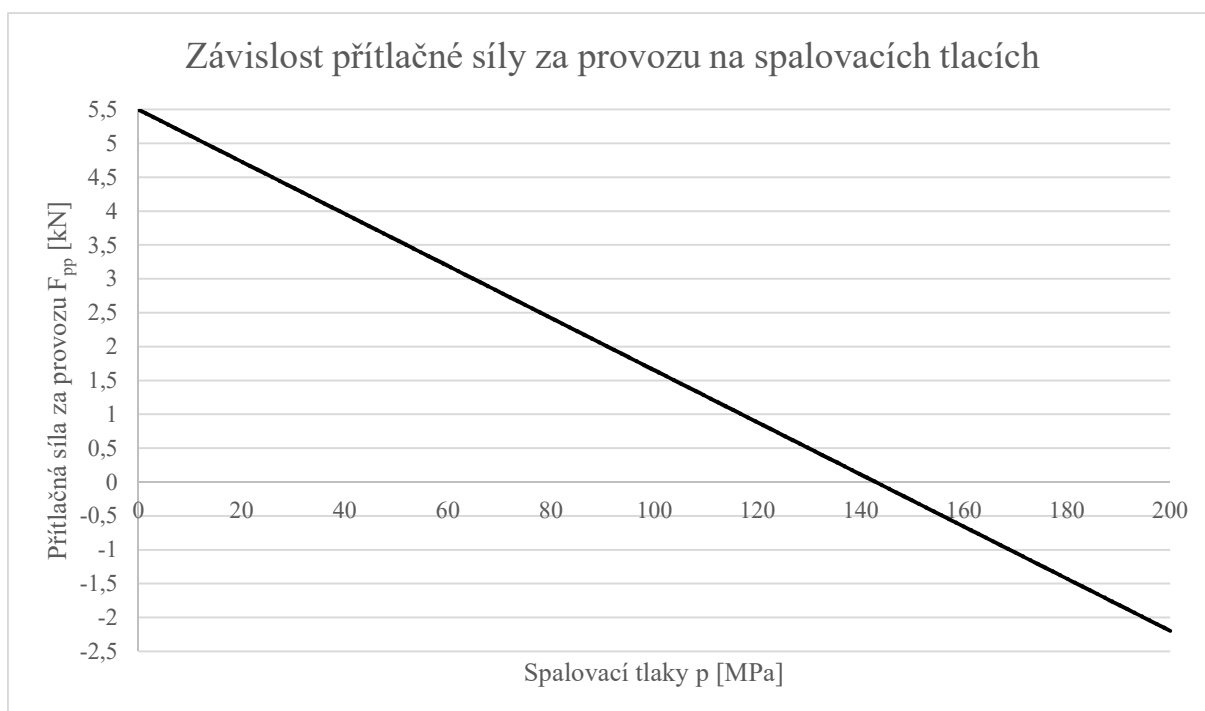
Síla od tlaků plynů:

$$F_{tp} = p \cdot S_{tr}, \text{ kde } p \text{ je tlak ve spalovacím prostoru}$$

Přítlačná síla na vstřikovač za provozu:

$$F_{pp} = F_p - F_{tp}$$

Na obrázku č. 16 je vykreslena závislost přítlačné síly na vstřikovač za provozu na hodnotách spalovacích tlaků. Interval spalovacích tlaků, jehož rozpětí je pochopitelně mimo reálné hodnoty, byl zvolen od 0 MPa do 200 MPa, a to z toho důvodu, aby z grafu bylo patrné, při jakých spalovacích tlacích by došlo k uvolnění kontaktu mezi vstřikovačem a hlavou válců.



Obr. 16 Závislost přítláčné síly za provozu na spalovacích tlacích

Z grafu je patrné, že přítláčná síla za provozu by byla nulová v případě, kdy by spalovací tlaky dosahovaly hodnoty přes 140 MPa, konkrétně 142,9 MPa. Tyto tlaky jsou však naprosto mimo rozsah tlaků vyskytujících se ve válcích u spalovacích motorů. Pro zvolený maximální spalovací tlak 25 MPa je přítláčná síla rovna hodnotě 4537,9 N, což je stále dostatečná hodnota, která zabraňuje pohybu vstřikovači např. vůči vibracím.

3.3 ŠROUBOVÝ SPOJ

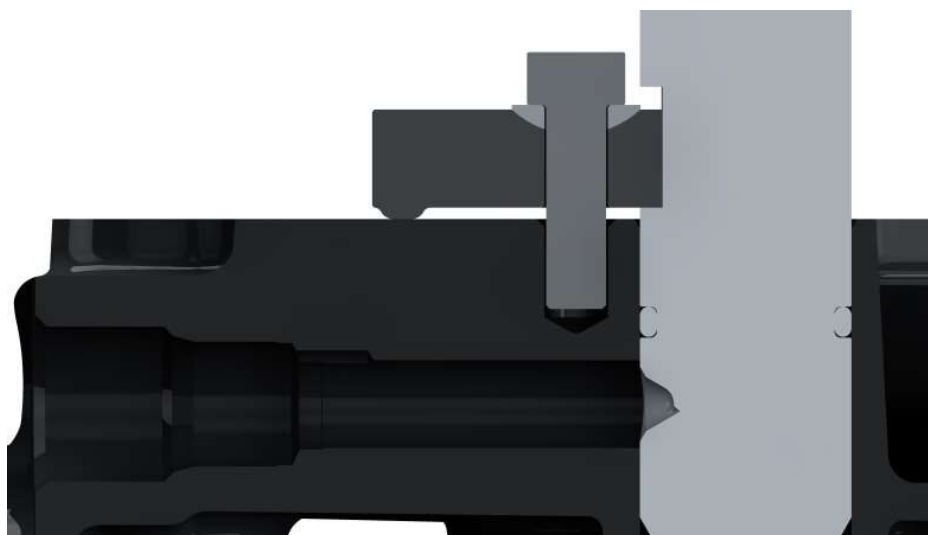
K uchycení upínacího třmene a vyvolání předpětí byl zvolen šroub velikosti M8 a délky 25 mm. Jedná se o šroub s válcovou hlavou s vnitřní hvězdicí normy ISO 14579. Tento typ šroubu byl zvolen z důvodu zástavbového prostoru. Průměr hlavy šroubu je 13 mm, stoupání závitů 1,25 a pevnostní třída 8.8. Povrchová úprava je vytvořena pozinkováním.

Pro daný šroubový spoj byla zvolena kulová podložka normy DIN 6319C velikosti M8. Dle normy je maximální povolená velikost přítláčné síly rovna 17 kN. Výhodou kulové podložky je rovnoměrnější rozložení tlaku. Během dotahování šroubu dochází ke změně polohy hlavy šroubu vůči upínacímu třmenu. Kulová podložka zajistí rovnoměrné rozložení tlaku.

3.3.1 POLOHA A HLOUBKA DÍRY PRO ŠROUB NA HLAVĚ VÁLCŮ

Na hlavě válců je zapotřebí vytvořit závitovou díru pro uchycení šroubu. Poloha díry se nachází na rovině, která příčně protíná otvor pro uložení hrdla tlakové trubky. Vzdálenost osy závitové díry od osy díry pro vstřikovač značně ovlivňuje namáhání vidlice upínacího třmene. Z tohoto důvodu je nutné, aby tato vzdálenost nabývala nejmenší možné hodnoty. Ze

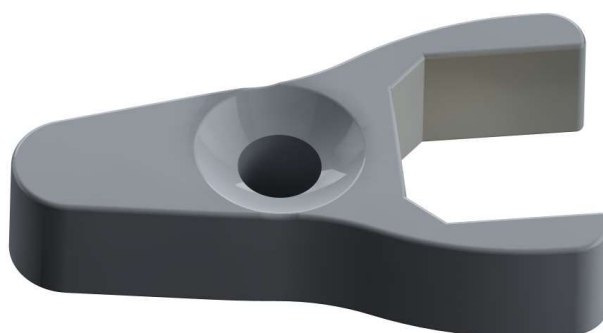
zástavbových důvodů bylo možné stanovit tuto vzdálenost na hodnotu maximálně 23 mm. Při stanovení menší vzdálenosti by již mohlo dojít ke kolizi kulové podložky se vstřikovačem. Hloubka závitové díry je omezena otvorem pro uložení hrdla tlakové trubky. Z tohoto důvodu je hloubka díry 13 mm. Hloubka i poloha díry jsou znázorněny na obr. 17.



Obr. 17 Řez středem díry pro šroub

3.4 TŘMEN VSTŘIKOVAČE

Tento komponent bude vyráběn odléváním metodou vytavitelného modelu, jež byla popsána v 2. kapitole. Materiálem byla zvolena ocel normy ČSN 42 2726.6. Tato ocel je vhodná na ocelové odlitky. V porovnání s jinými druhy oceli má nižší mez pevnosti. Z tohoto důvodu je navržen optimální geometrie třmenu zásadní pro jeho životnost.



Obr. 18 Upínací třmen – pohled shora

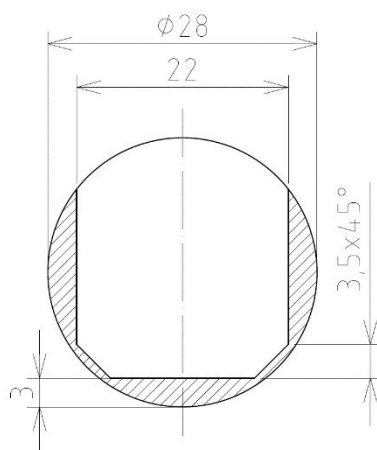
Při počátečním návrhu upínacího třmenu je zapotřebí vytvořit specifické prvky, z nichž se bude třmen skládat. Jedná se např. o vidlici, která bude obepínat vstřikovač a přitlačovat ho do sedla válce, nebo o kulovou podpěru, která se nachází na opačné straně třmenu a slouží k přenosu síly vzniklé z předpětí šroubového spoje. Zbylá geometrie třmenu bude mít pouze jednoduchý charakter. Takto navržený třmen je již smontovatelný, ale není konstruován na požadované zatížení. V následující kapitole bude třmen podroben napěťové analýze a

následně bude geometrie třmenu upravována tak, aby napětí na třmenu nepřekročilo hodnotu korigované meze únavy.



Obr. 19 Upínací třmen – pohled zdola

Vidlice pro upnutí vstřikovače je zkonstruována tak, že přesně kopíruje celý povrch výřezu na vstřikovači. Kontaktní plocha mezi třmenem a vstřikovačem je znázorněna na obr. 20. Vnitřní boční plochy vidlice jsou od sebe vzdáleny 22 mm a jsou symetrické vzhledem k podélné rovině upínacího třmene. Podél této roviny je symetrický i celý upínací třmen. Vzdálenost čelní plochy vidlice od osy vstřikovače je 11 mm. Dále je mezi čelní plochou a oběma bočními plochami zkosení hran. Šířka ramen vidlice je proměnlivá, a to z důvodu, že muselo dojít k zezhúhlení upínacího třmene vzhledem k zástavbovým rozměrům. Při nezezhúhlení by docházelo ke kolizi s ventilovým rozvodem. Celková výška upínacího třmene je 13 mm.



Obr. 20 Kontaktní plocha mezi vstřikovačem a upínacím třmenem

Vzhledem k tomu, že byl zvolen pro uchycení třmenu šroub velikosti M8, bylo zapotřebí udělat do třmenu díru o průměru 8,4 mm zaručující průchod šroubu s vůlí. Na spodní části díry bylo vytvořeno zkosení hrany. Poloha díry je umístěna v podélné ose třmenu a vzdálenost osy díry od osy vstřikovače je 23 mm.

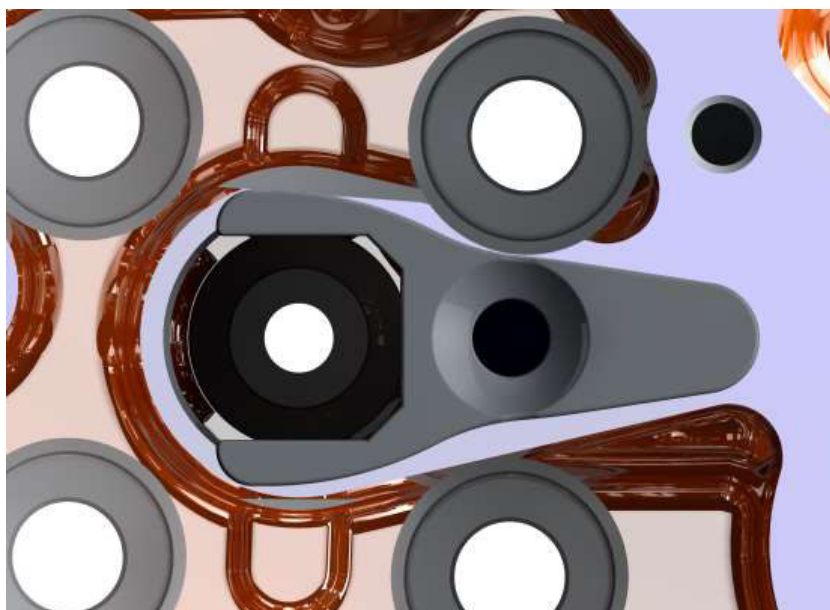
Na horní části třmenu byl odebrán materiál pro uložení kulové podložky. Geometrie uložení byla vytvořena z normovaných hodnot dané podložky. Velikost zahloubení byla stanovena tak, aby kulová podložka vyčnívala 0,6 mm nad horní plochou upínacího třmenu.

Tato hodnota je dána geometrií podložky, kdy by při větším zahloubení docházelo ke ztrátě funkčnosti tohoto spojení.

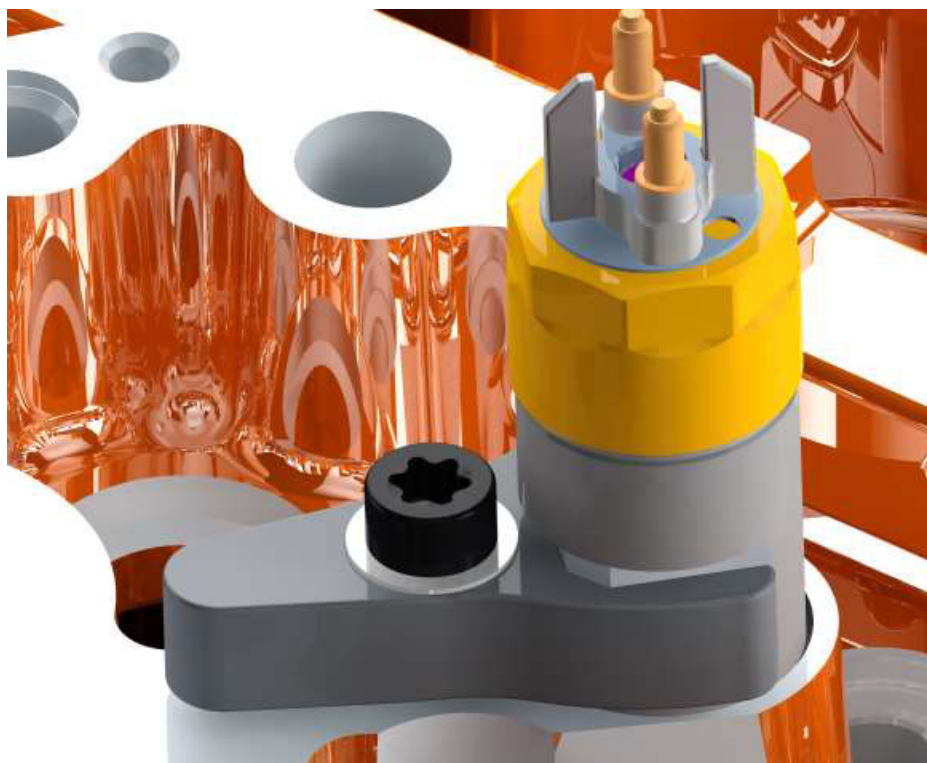
Na protější straně třmenu od vidlice se nachází kulová podpěra. Střed podpěry se nachází na podélné ose třmenu a vzdálenost tohoto středu od osy díry pro šroub je rovna 23 mm. Tato vzdálenost ovlivňuje velikost předpětí šroubového spoje a velikost utahovacího momentu. S rostoucí vzdáleností podpěry klesá velikost předpětí šroubového spoje potřebného k vyvození přitlačné síly 5500 N mezi vidlicí a vstřikovačem. Tím je docíleno nižšího namáhání šroubu a podpěry. Z důvodu zástavbových rozměrů je možnost navýšení této vzdálenosti eliminováno.

Tvar podpěry je kulovitěho tvaru o průměru 6 mm. Na podpěře je vytvořena rovná plocha kolmá k ose podpěry. Význam této plochy je, aby se vzniklé zatížení rovnoměrněji rozložilo. Jinak by kontaktem mezi hlavou válce a upínacím třmenem byl pouze bod, ve kterém by vznikalo obrovské napětí a značná deformace.

Geometrie upínacího třmenu byla navržena dle zástavbového prostoru na hlavě válců. Uložení upínacího třmenu na hlavě je znázorněno na obr. 21. Na upínacím třmenu bylo zapotřebí zaoblit veškeré hrany, a to z důvodu výroby odléváním.



Obr. 21 Geometrie třmenu s ohledem na zástavbový prostor



Obr. 22 Sestavení

4 VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE

4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY

Tab. 1 Vstupní parametry

Vzdálenost osy šroubu od středu podpěry na hlavě	a	23 mm
Vzdálenost osy šroubu od osy vstřikovače	b	23 mm
Vnější průměr závitu	d	8 mm
Střední průměr závitu	d ₂	7,188 mm
Vnitřní průměr závitu	d ₃	6,466 mm
Rozteč	P	1,25
Přítlačná síla	F _p	5500 N
Součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou	f ₃	0,22
Součinitel smykového tření v závitu	f ₂	0,15
Vrcholový úhel závitu	α	60°
Maximální průměr hlavy šroubu	d _{max}	13 mm
Minimální průměr hlavy šroubu	d _{min}	8 mm
Smluvní mez kluzu	R _{p0,2}	640 MPa
Dovolený tlak v závitech	σ _d	150 MPa
Délka zašroubování šroubu do hlavy	l	10 mm

4.2 VÝPOČET SÍLY V OSE ŠROUBU OD PŘEDPĚTÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE

Předpětí šroubového spoje způsobí vznik osově síly v ose šroubu. Tato síla je potřebná na vznik přítlačné síly, která bude přítlačovat vstřikovač do sedla vstřikovače v hlavě motoru.

Síla od předpětí šroubového spoje:

$$F_o = \frac{a+b}{a} \cdot F_p = \frac{23+23}{23} \cdot 5500 = 11000 \text{ N}$$

4.3 VÝPOČET UTAHOVACÍHO MOMENTU

V tomto výpočetním kroku byl spočten celkový utahovací moment, který bude při utahování šroubového spoje potřeba vyvolat, aby došlo k vygenerování již spočtené osově síly v ose šroubu.

Celkový utahovací moment se skládá ze tří složek, a to M_1 , M_2 a M_3 , které se ve výsledku sečtou. Moment M_1 , neboli třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou, je moment, který zabraňuje pootočení šroubu vlivem tření. To samé platí i pro moment M_2 neboli třecí moment závitu. Po překonání těchto dvou momentů teprve dochází utahováním k nárůstu osově síly, což je popsáno rovnicí pro výpočet třetí složky M_3 . Pochopitelně při nárůstu osově síly zároveň dochází i k nárůstu prvních dvou složek třecích momentů. Součástí výpočtu je i podmínka samosvornosti, která zaručuje, že nedojde k samovolnému povolání šroubového spoje.

Roztečný průměr třecí plochy matice/šroub:

$$D = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{13 + 8}{2} = 10,5 \text{ mm}$$

Úhel stoupání závitu:

$$\beta = \arctan\left(\frac{P}{d \cdot \pi}\right) = \arctan\left(\frac{1,25}{8 \cdot \pi}\right) = 2,85^\circ$$

Efektivní součinitel tření:

$$f' = \frac{f_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,15}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)} = 0,17$$

Třecí úhel závitu:

$$\vartheta = \arctan f' = \arctan 0,17 = 9,83^\circ$$

Podmínka samosvornosti:

$$\vartheta \geq \beta$$

$$9,83 \geq 2,85$$

Třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou:

$$M_1 = F_o \cdot f_3 \cdot \frac{D}{2} = 11000 \cdot 0,22 \cdot \frac{10,5}{2} = 12,7 \text{ Nm}$$

Třecí moment v závitu:

$$M_2 = F_o \cdot f' \cdot \frac{d_2}{2} = 11000 \cdot 0,17 \cdot \frac{7,188}{2} = 6,85 \text{ Nm}$$

Moment, který se vlivem stoupání závitu převede na osovou sílu:

$$M_3 = F_o \cdot \tan(\beta) \cdot \frac{d_2}{2} = 11000 \cdot \tan(2,85) \cdot \frac{7,188}{2} = 1,97 Nm$$

Celkový utahovací moment:

$$M_u = M_1 + M_2 + M_3 = 12,7 + 6,85 + 1,97 = 21,52 Nm$$

4.4 VÝPOČET STATICKÉHO NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍHO NA ŠROUB

Po dotažení šroubu spočteným utahovacím momentem dochází k jeho namáhání vlivem osové síly. Namáhání šroubu nesmí překročit povolenou smluvní mez kluzu.

Průřez šroubu:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{7,188 + 6,466}{2} \right)^2 = 36,61 mm^2$$

Nominální napětí šroubu:

$$\sigma = \frac{F_o}{A_s} = \frac{11000}{36,61} = 300,5 MPa$$

Součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{R_{p0,2}}{\sigma} = \frac{640}{300,5} = 2,13$$

4.5 TLAK V ZÁVITECH

Vlivem působení osové síly na šroub také dochází k tomu, že závity šroubu jsou namáhány tlakem, který vzniká kontaktem mezi závitem šroubu a závitem v hlavě válců.

Výška nosné části závitu:

$$H = \frac{d - d_3}{2} = \frac{8 - 6,466}{2} = 0,767 mm$$

Počet využitých závitů v hlavě motoru:

$$i = \frac{l}{P} = \frac{10}{1,25} = 8$$

Tlak v závitech:

$$p = \frac{4 \cdot F_o}{i \cdot \pi \cdot (d^2 - d_3^2)} = \frac{4 \cdot 11000}{8 \cdot \pi \cdot (8^2 - 6,466^2)} = 78,89 \text{ MPa}$$

Součinitel bezpečnosti:

$$k = \frac{\sigma_d}{p} = \frac{150}{78,89} = 1,9$$

5 NAPĚŤOVÁ ANALÝZA TŘMENU VSTŘIKOVAČE

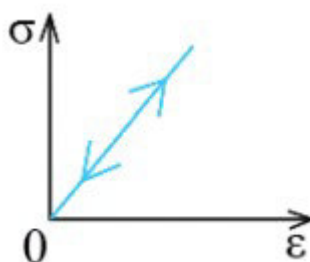
Tato kapitola se zabývá nastavením simulací, jimiž bylo spočteno namáhání ve třmenu vstřikovače. Analýzy byly provedeny v programu Ansys Workbench a níže uvedené nastavení bylo použito pro všechny napěťové analýzy. Na obrázku č. 23 jsou znázorněny jednotlivé fáze analýzy.



Obr. 23 Fáze napěťové analýzy

5.1 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI

Pro nastavení materiálových vlastností byl použit izotropní lineárně elastický model. Jedná se o nejjednodušší materiálový model při deformačně-napěťové analýze pružných těles, který lze popsat Hookovým zákonem a kde jsou deformace přímo úměrné napětí. Oproti anizotropnímu lineárně elastického modelu nezávisí mechanické vlastnosti materiálu na směru a lze je popsat dvěma nezávislými materiálovými parametry, a to modulem pružnosti v tahu E (Youngův modul pružnosti) a Poissonovou konstantou μ . [19]



Obr. 24 Lineárně elastický model [19]

Tab. 2 Materiálové vlastnosti

Materiál	Hustota	Modul pružnosti v tahu	Poissonovo číslo
Ocel	7850 kg/m ³	210 GPa	0,3
Šedá litina	7200 kg/m ³	110 GPa	0,28

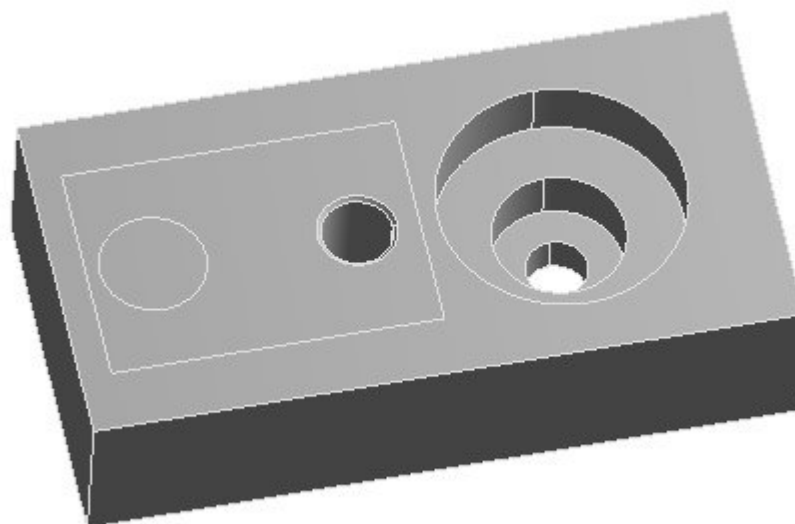
5.2 GEOMETRIE

U hlavy válců a vstřikovače byla provedena úprava geometrie modelů, která byla velmi komplikovaná na výpočet. Úpravou se docílilo jednodušších tvarů, což výrazně snížilo náročnost výpočtu. Úprava geometrie však musela být provedena tak, aby nenastalo ovlivnění výsledků namáhání třmenu vstřikovače.

5.2.1 GEOMETRIE HLAVY VÁLCŮ

Hlava válců byla zjednodušena do tvaru kvádru, do něhož byly vytvořeny dva otvory. Jedním z otvorů je díra pro šroub a druhým uložení pro vstřikovač. Otvor pro vstřikovač byl zkonstruován tak, aby v něm byla jak plocha pro usazení vstřikovače, tak otvor pro trysku.

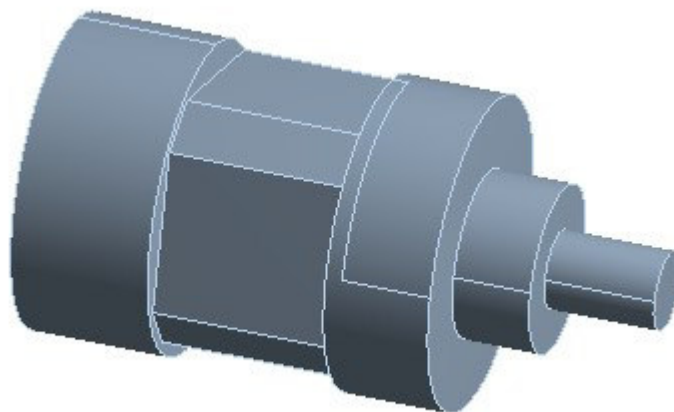
Dále bylo zapotřebí na upravené hlavě válců vytvořit plochy, v nichž bude docházet ke kontaktu s jednotlivými komponenty nebo v nich bude nutné zjemnění konečno-prvkové sítě. Na hlavě válců tak byla vytvořena plocha ve tvaru kruhu. V tomto místě bude docházet ke kontaktu s upínacím třmenem, a proto je zapotřebí, aby kontaktní plocha měla jemnější konečno-prvkovou síť než zbylá část. Jelikož konečno-prvková síť v tomto místě bude výrazně jemnější, bylo zapotřebí vytvořit ještě jednu plochu tvaru obdélníku, která bude částí přechodovou. Napojení hrubé konečno-prvkové sítě na velmi jemnou totiž způsobuje, že přechodové elementy mají rozdílné délky hran, což ovlivňuje výsledky namáhání.



Obr. 25 Zjednodušení geometrie hlavy válců

5.2.2 GEOMETRIE VSTŘIKOVAČE

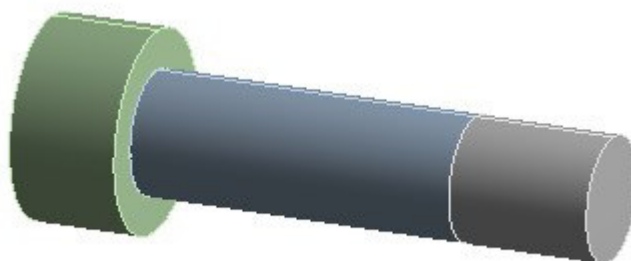
Z geometrie vstřikovače byla odebrána jeho vrchní část, a to v oblasti nad výřezem pro uložení vidlice upínacího třmenu. Spodní část pod výřezem byla vytvořena tak, aby lícovala s otvorem pro uložení vstřikovače. Vstřikovací tryska má tvar válce o průměru 7 mm. Geometrie výřezu pro uložení vidlice třmenu vstřikovače je identická s původním modelem.



Obr. 26 Zjednodušená geometrie vstřikovače

5.2.3 GEOMETRIE ŠROUBU

Geometrie šroubu byla zjednodušena tak, že bylo odebráno zaoblení a sražení hran. Dále byl odebrán závit a hvězdicové zahloubení pro utahování šroubu. Z důvodu nastavení simulace bylo zapotřebí rozdělit šroub na tři části, a to na hlavu, nezašroubovanou část dříku a zašroubovanou část dříku. Na spodní části hlavy šroubu byla vytvořena plocha ve tvaru kruhu, a to z důvodu kontaktu s nezašroubovanou částí dříku.



Obr. 27 Zjednodušená geometrie šroubu

5.3 MODEL

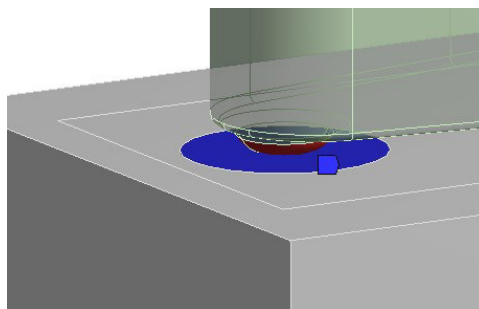
Modelová část analýzy se skládá ze tří základních fází: geometrie, kontaktů a tvorby konečno-prvkové sítě. V části geometrie bylo zapotřebí přiřadit jednotlivým komponentům již nadefinovaný materiál, určit teplotu prostředí a nastavit elasticko-deformační chování. V sekci kontaktů bylo nutné nadefinovat vzájemnou interakci a v části tvorby konečno-prvkové sítě rozdělit komponenty do velkého konečného počtu malých elementů.

5.3.1 KONTAKTY

Kontakty jsou součástí sekce „Connections“ neboli spojení. V této sekci je kromě kontaktů také možné nastavit např. kontaktní nástroje „Contact Tool“. Tyto nástroje slouží jako informace o jednotlivých kontaktech. Znárodnují např. proniknutí či mezeru mezi jednotlivými kontakty. Celkem bylo vytvořeno 12 kontaktů, z nichž 9 bylo typu tření „Frictional“ a 3 typu pevného kontaktu „Bonded“.

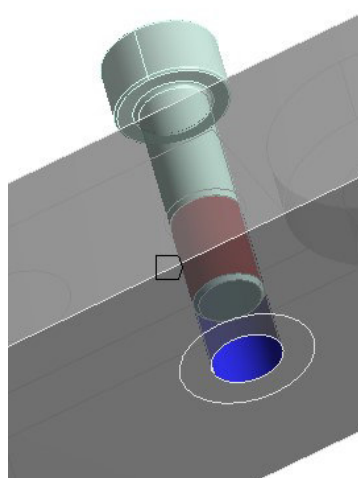
TŘECÍ A PEVNÉ KONTAKTY

U třecích kontaktů bylo zapotřebí stanovit koeficient tření mezi jednotlivými komponenty. Pro kontakty mezi ocelovými součástmi byl stanoven koeficient tření hodnoty 0,15 a mezi ocelovými součástmi a litinovou hlavou válců koeficient tření hodnoty 0,2. Poté následovalo stanovení kontaktních a cílových ploch mezi komponenty. Zpravidla je za kontaktní vybrána ta plocha, která vlivem zatížení přenáší sílu na plochu cílovou.



Obr. 28 Třecí kontakt mezi kulovou podpěrou a hlavou válců

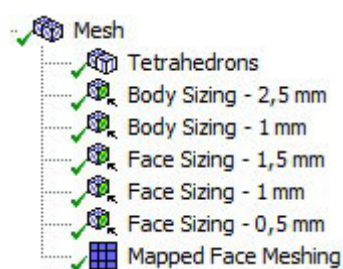
V případě pevných kontaktů bylo zapotřebí stanovit stejné požadavky jako u třecích kontaktů s výjimkou koeficientů tření. Kontaktní plochy jsou mezi sebou spojeny pevnou vazbou, a komponenty se tak chovají jako jedno těleso.



Obr. 29 Pevný kontakt mezi dřikem šroubu a hlavou válců

5.3.2 TVORBA KONEČNO-PRVKOVÉ SÍTĚ

Tvorba konečno-prvkové sítě slouží k tomu, aby došlo k diskretizaci spojitého kontinua jednotlivých komponentů do konečného počtu prvků (elementů). Jednotlivé prvky jsou mezi sebou propojeny uzlovými body, ve kterých jsou určovány hledané parametry např. deformace. Při vytváření konečno-prvkové sítě je zapotřebí stanovit metodu, podle které bude určen tvar elementů, a pomocí funkcí „Body a Face Sizing“ nastavit jejich velikost. [20]

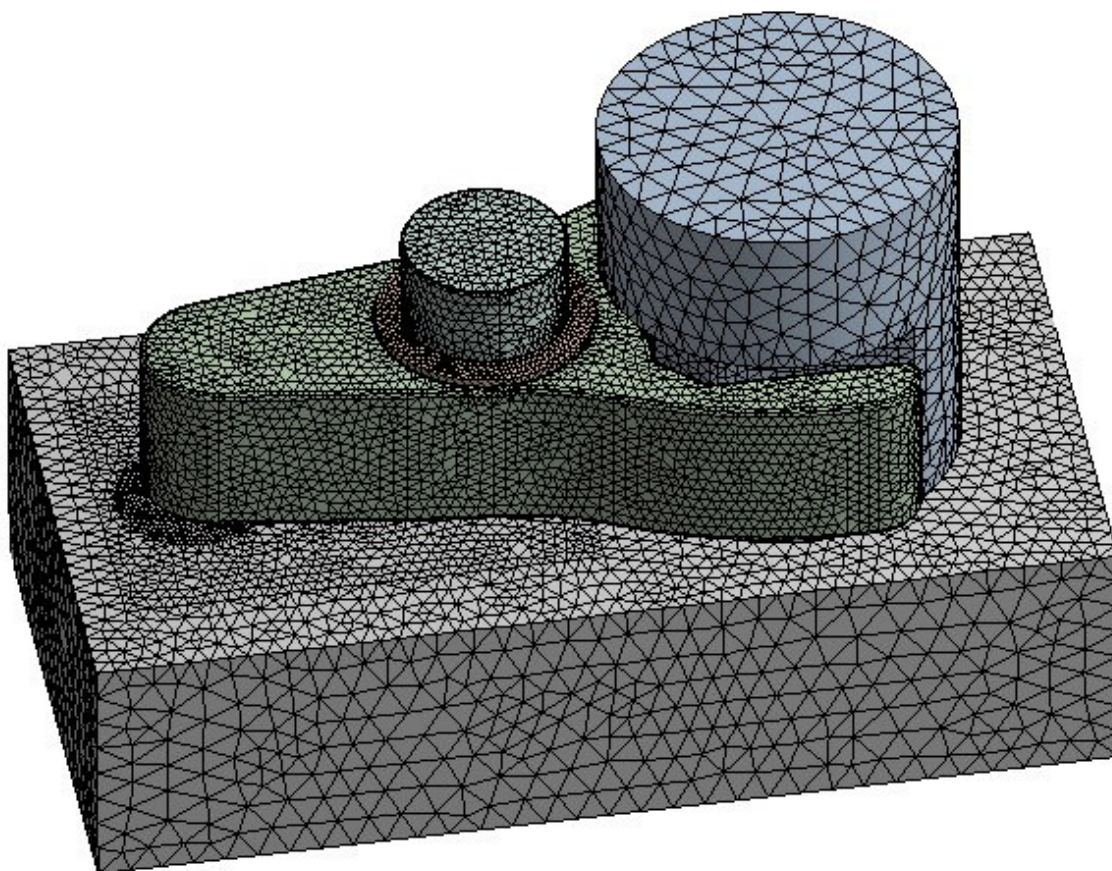


Obr. 30 Strom síťování

Na všech sedmi komponentech byla vytvořena konečno-prvková síť metodou „Tetrahedrons“. Jedná se o metodu, kdy jsou tělesa diskretizována pomocí elementů majících tvar čtyřstěnu. Poté následovalo stanovení velikosti těchto elementů. Velikost elementů ovlivňuje přesnost výsledné analýzy. Z tohoto důvodu bylo nutné zjemňovat velikost konečno-prvkové sítě v místech kontaktů nebo na komponentech (upínací třmen, kulová podložka, šroub), které jsou předmětem výsledné analýzy. Velikost elementů 1 mm byla nastavena na upínacím třmenu, kulové podložce a šroubu. U zbylých dvou komponentů (hlava válců, vstříkovač) není zapotřebí tak jemné diskretizace, a proto byla stanovena velikost elementů na 2,5 mm.

V místech kontaktů nastalo zjemnění konečno-prvkové sítě pomocí „Face Sizing“. Zjemnění elementů na hodnotu 1,5 mm bylo provedeno na hlavě válců a vstříkovači, konkrétně v místě uložení vstříkovače. Velikost elementů hodnoty 1 mm byla nastavena na vstříkovači ve výřezu pro usazení vidlice upínacího třmenu, dále na hlavě válců v oblasti přechodu kolem místa kontaktu kulové podpěry a na ploše vstříkovací trysky. Nejjemnější diskretizace hodnoty 0,5 mm byla provedena na hlavě válců v kontaktech s kulovou podpěrou a šroubem a na upínacím třmenu, a to konkrétně na kulové podpěře, díře pro šroub a otvoru pro uložení kulové podložky.

Posledním krokem bylo vytvoření mapování v některých místech kontaktů, a to konkrétně mezi šroubem a kulovou podložkou, kulovou podložkou a třmenem vstříkovače a vstříkovačem a hlavou válců. Mapováním je docíleno stejného tvaru a orientace elementů konečno-prvkové sítě, což zpřesňuje výsledky analýzy.



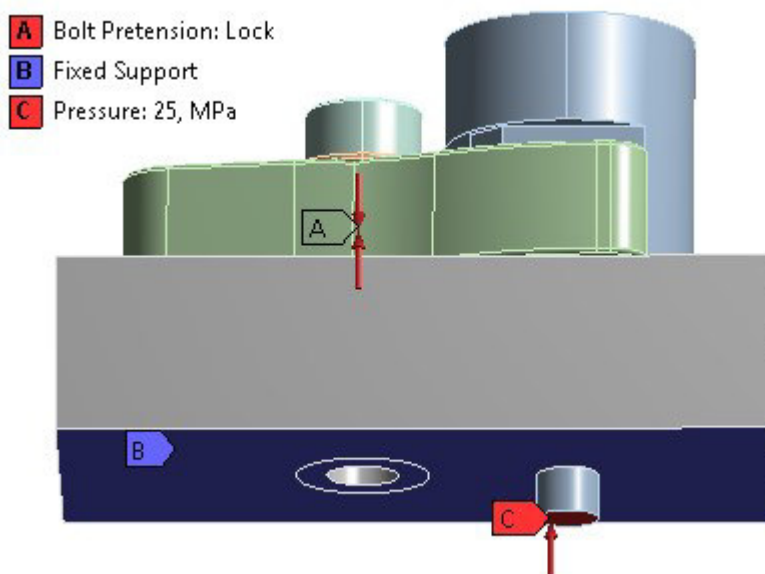
Obr. 31 Konečno-prvková síť komponentů

5.4 NASTAVENÍ ZATÍŽENÍ A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Nejprve bylo zapotřebí vyřešení okrajových podmínek. Jelikož je hlava válců hlavní částí celé sestavy a ostatní komponenty jsou k ní uchyceny, bylo jí zapotřebí odebrat všechny stupně volnosti, aby vlivem působení zatížení nedošlo k posuvu celé sestavy. Odebrání všech stupňů volnosti bylo provedeno pomocí „Fixed Support“ a bylo nastaveno na spodní části hlavy válců.

Poté následovalo rozdělení analýzy do dvou fází. V první fázi bylo nastaveno předpětí šroubu na hodnotu 11 000 N pomocí funkce „Bolt Pretension“. Předpětí ve šroubu vzniklo smrštěním nezašroubované části dříku. Nahrazení závitu bylo vytvořeno pomocí pevného kontaktu mezi zašroubovanou částí dříku a hlavou válců. Tlak působící na vstřikovací trysku byl nastaven na nulovou hodnotu. Tím byla nasimulována situace, kdy je motor mimo provoz.

V druhé fázi bylo u předpětí šroubu nastaveno uzamčení pomocí funkce „Lock“, což zaručuje, že síla působící v ose šroubu se vlivem předepnutí nebude měnit. Tlak působící na vstřikovací trysku byl nastaven na maximální hodnotu, tedy 25 MPa. Druhá fáze tak simuluje situaci, kdy je motor v maximálním zatížení.



Obr. 32 Nastavení zatížení a okrajových podmínek

5.5 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

Funkcí upínacího třmene je zajištění polohy vstřikovače v hlavě válců. Upínací třmen je namáhán kromě síly od předepnutí šroubu také působením cyklického namáhání. Tento druh namáhání může ve třmenu způsobit únavu materiálů. V kritických místech upínacího třmenu začne docházet k vytváření trhlin. Tyto trhliny se poté dále šíří a po určitém množství cyklů dochází k destrukci. Aby k tomu nedocházelo, je zapotřebí navrhnout takový tvar upínacího třmenu, ve kterém napětí nebude přesahovat hodnotu korigovaného únavového namáhání. Takto navržený upínací třmen bude odolávat neomezenému počtu zátěžových cyklů.

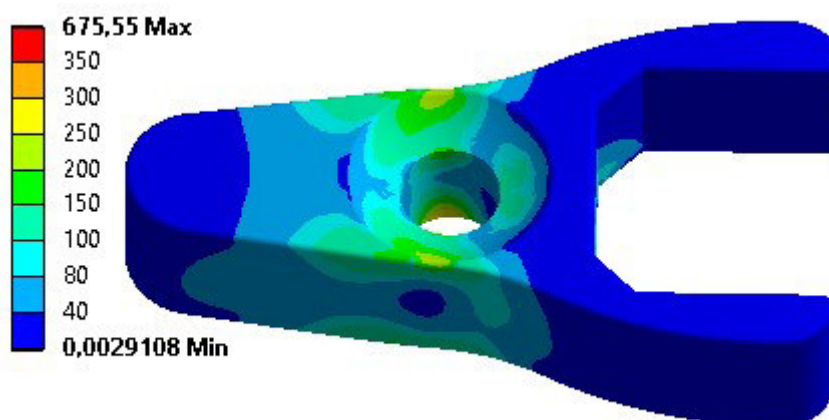
Materiál normy ČSN 42 2726.6, z něhož je upínací třmen vyroben, má mez pevnosti $R_m = 800 - 1000$ MPa a mez kluzu $R_e = 600$ MPa. Korigovaná mez únavy materiálu byla stanovena na hodnotu $\sigma'_{Co} = 385$ MPa. Tato hodnota je výsledkem Marinovy rovnice, kdy je mez únavy materiálu v ohybu násobena různými koeficienty, které upravují únavovou mez na reálnou hodnotu dle způsobu výroby a podle podmínek, ve kterých se upínací třmen nachází.

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{Co}$$

kde:

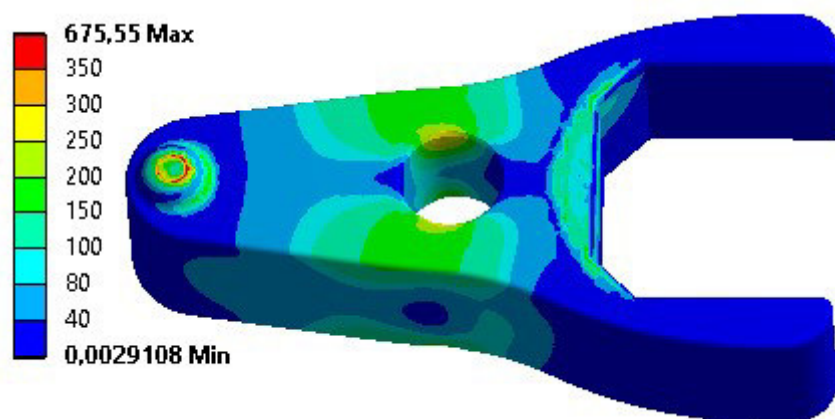
- k_a = součinitel vlivu jakosti povrchu,
- k_b = součinitel vlivu velikosti tělesa,
- k_c = součinitel vlivu způsobu zatěžování,
- k_d = součinitel vlivu teploty,
- k_e = součinitel vlivu spolehlivosti,
- k_f = součinitel zahrnující další vlivy,
- σ_{Co} = mez únavy materiálu,
- σ'_{Co} = korigovaná mez únavy materiálu

Vzhledem k bezpečnosti byla korigovaná mez únavy materiálu upravena z hodnoty 385 MPa na hodnotu 350 MPa.



Obr. 33 Výsledné napětí ve třmenu vstřikovače – pohled shora

Z výsledků napěťové analýzy je patrné, že kromě místa na kulové podpěře je hodnota namáhání na celém upínacím třmenu pod hodnotou meze únavy materiálu. Na kulové podpěře dochází ke koncentraci napětí na okraji rovné plošky. Tato ploška byla vytvořena odříznutím vrchlíku kulové podpěry z důvodu vzniku vysokého namáhání, které by se koncentrovalo do jednoho bodu. Hodnota napětí dosahuje až 542 MPa. Vzhledem k tomu, že kulová podpěra není kritickým místem únavového namáhání, je mezní hodnotou mez kluzu materiálu.



Obr. 34 Výsledné napětí ve třmenu vstřikovače – pohled zdola

Zásadním problémem takto navrženého upínacího třmenu je, že přitlačná síla, jež má přitlačovat vstřikovač do hlavy válců, nepůsobí v místě podélné roviny vstřikovače, ale na jeho okraji. To má za následek, že vstřikovač není přitlačován souměrně, ale pouze z jedné strany. Dalším problémem je, že se podstatně snížila vzdálenost přitlačné síly od síly v ose šroubu, což má za následek výrazné navýšení přitlačné síly až na hodnotu kolem 7500 N. Takto navržený upínací třmen nesplňuje požadavky, na něž je konstruován, a je zapotřebí úprava jeho geometrie. Následující kapitola se bude zabývat touto problematikou.

6 ŘEŠENÍ GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Cílem této kapitoly je vytvoření takové geometrie třmenu vstřikovače, která bude zaručovat, že ve třmenu nebude docházet k únavě materiálu vlivem působení vnějšího zatížení.

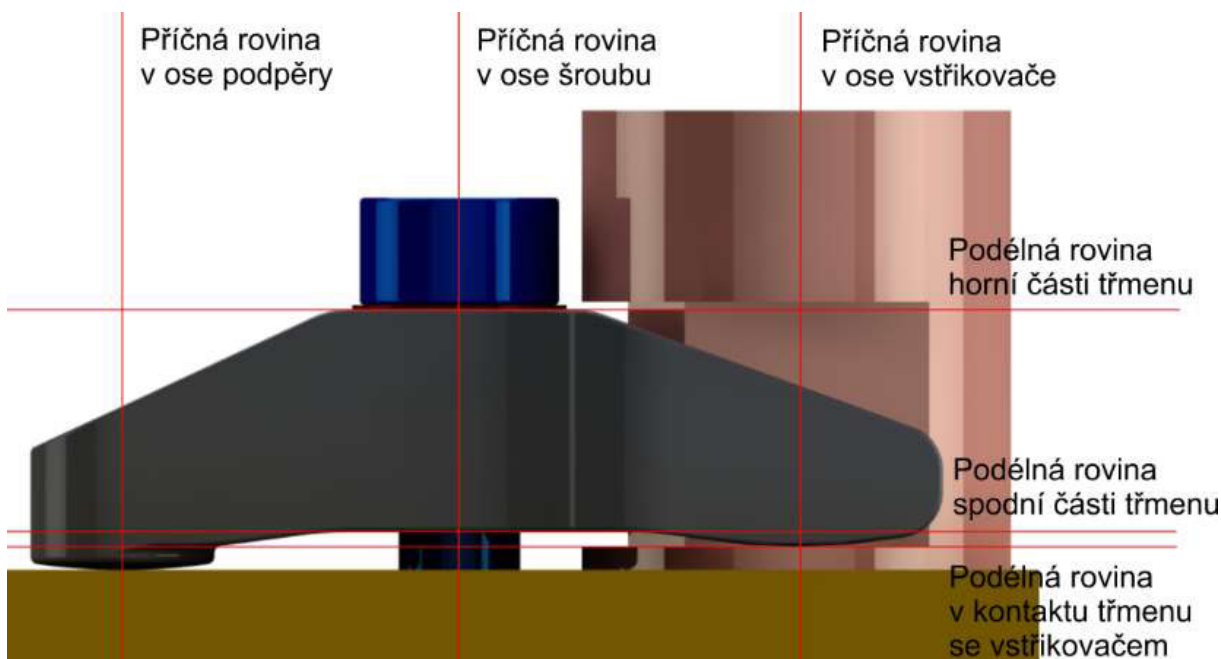
6.1 1. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Z výsledků napěťové analýzy, která byla provedena na prvním základním návrhu upínacího třmenu, bylo zapotřebí vytvořit novou geometrii třmenu, která by splňovala podmínky uchycení a upnutí.

6.1.1 GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

První zásadní změnou bylo vyřešení problému kontaktu mezi vidlicí upínacího třmenu a vstřikovačem. Z obrázku 35 je patrné, že podélná rovina spodní části třmenu byla odsazena od podélné roviny v místě kontaktu mezi vidlicí a vstřikovačem. Aby po upnutí třmenu šroubem a následné deformaci nadále zůstal kontakt v místě příčné roviny procházející osou vstřikovače, bylo na kontaktní ploše vidlice vytvořeno zaoblení.

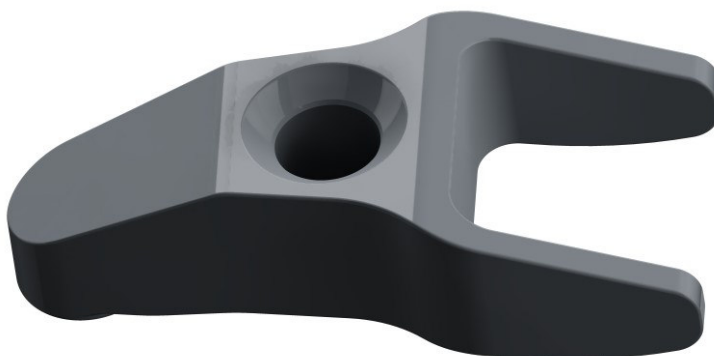
Ve třmenu, v místě příčné roviny procházející osou šroubu, nastává po zatížení kritická oblast vyvolaná ohybem. Z tohoto důvodu bylo v této oblasti nutné zvětšit kvadratický průřez, a to navýšením výšky třmenu. Navýšení bylo provedeno na limitní hodnotu, jejíž omezení je dáno geometrií vstřikovače.



Obr. 35 Sestava upraveného třmenu vstřikovače s ostatními komponenty

Poloha vstřikovače vzhledem k hlavě válců může být rozdílná, což může nastat např. rozdílnou šířkou těsnících podložek. Vstřikovač tak může být v řádech desetin milimetru vystouplejší oproti návrhu, což způsobí malé naklopení třmenu. Aby po deformaci nedocházelo ke kontaktu šroubu se třmenem, byla zvětšena díra pro šroub na 9 mm. Další odebrání materiálu bylo provedeno zkosením vidlice a zadní části třmenu.

Jak již bylo řečeno, v místě otvoru pro šroub dochází k největšímu namáhání z důvodu ohybu. Snížení namáhání v této oblasti je kromě zvětšením kvadratického průřezu možné také zkrácením vzdáleností os kulové podpěry a vstřikovače vůči ose šroubu. Původní vzdálenosti těchto os byly upraveny z 23 mm na 22 mm. Tato změna způsobila kolizi kulové podložky se vstřikovačem, čímž muselo dojít ke změně z normované podložky na nenormovanou. Z důvodu změny tvaru kulové podložky musela zároveň nastat úprava tvaru uložení na upínacím třmenu. Kulové uložení má nyní menší průměr, což odstranilo problém předchozího uložení, které již zasahovalo do krajních částí upínacího třmenu.



Obr. 36 Model upraveného třmenu vstřikovače – pohled shora

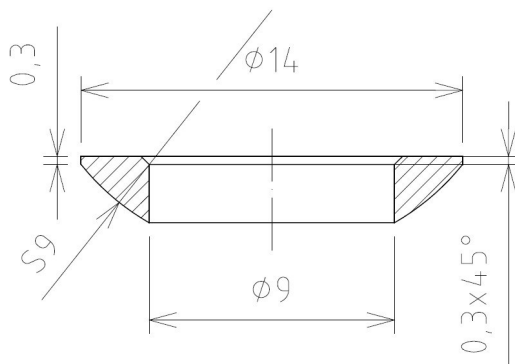
Jednou ze změn bylo i zvětšení kulové podpěry, a to z důvodu vysokého namáhání, které v této oblasti vzniká. Opět byla na kulové podpěře vytvořena rovná plocha, která zabraňuje koncentrování napětí do jednoho bodu. Dalším problematickým místem, ve kterém se koncentruje napětí, je přechod vidlice do těla třmenu. Zde byla tato problematika řešena zaoblením přechodových hran.



Obr. 37 Model upraveného třmenu vstřikovače – pohled zdola

6.1.2 GEOMETRIE KULOVÉ PODLOŽKY

Jelikož bylo nutné odebrat původní normovanou podložku z důvodu její nevhodné geometrie, bylo zapotřebí zkonstruovat novou, jejíž geometrie bude vyhovující jak z důvodu zástavbového prostoru, tak z důvodu funkčnosti. Nová kulová podložka bude vyrobena třískovým obráběním a materiál určený k její výrobě je normy ČSN 14 220.



Obr. 38 Rozměry nové kulové podložky

6.1.3 GEOMETRIE ŠROUBU

Vzhledem ke všem nastalým změnám muselo dojít ke kontrole délky šroubu. Současná délka šroubu je 25 mm. Vzdálenost mezi horní plochou kulové podložky a začátkem závitu v hlavě válců je 17,3 mm, což je vzdálenost nezašroubované délky dříku šroubu. Z toho vyplývá, že délka zašroubované části dříku je 7,7 mm, což je nevyhovující.

Délka zašroubování šroubu do litiny:

$$l_{\min} = 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 8 = 10 \text{ mm}$$

Šroub normy ISO 14579 má následující modifikaci délky 30 mm. Pro tuto variantu by byla délka zašroubované části dříku rovna 12,7 mm, což je limitní vzdálenost, protože hloubka díry pro šroub je rovna 13 mm. Při dotažení šroubu nastane prohnutí trmĚnu v místě osy díry pro šroub o 0,107 mm. Z toho plyne, že vzdálenost mezi šroubem a koncem díry bude pouze 0,193 mm. U této varianty může dojít k tomu, že šroub nebude možné dotáhnout na požadovaný utahovací moment. Z tohoto důvodu je tato varianta rovněž nevyhovující.

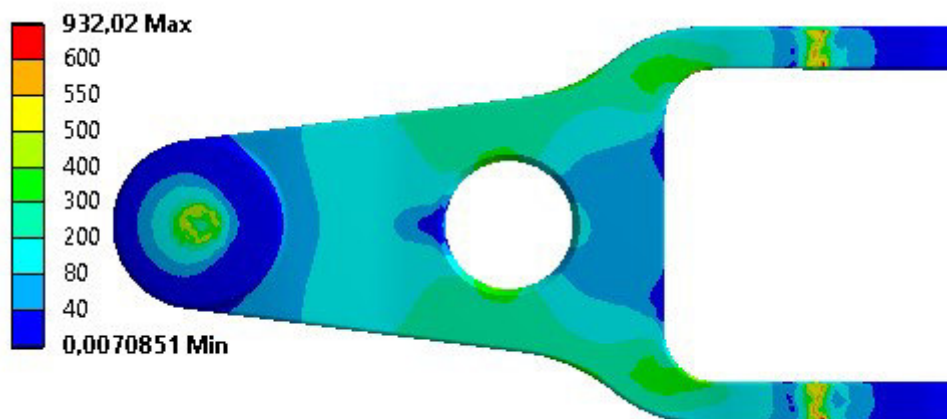
Pro tento návrh upínacího trmĚnu bylo zapotřebí vyrobit šroub délky 28 mm, jehož parametry budou totožné s normovaným šroubem. Délka zašroubovaného závitu je v tomto případě 10,7 mm, což je vyhovující vzdálenost.

Tab. 3 Výsledky tlaku v závitech pro novou verzi šroubu

Délka šroubu [mm]	Zašroubovaná délka [mm]	Tlak v závitech [MPa]	Součinitel bezpečnosti
28	10,7	91,1	1,65

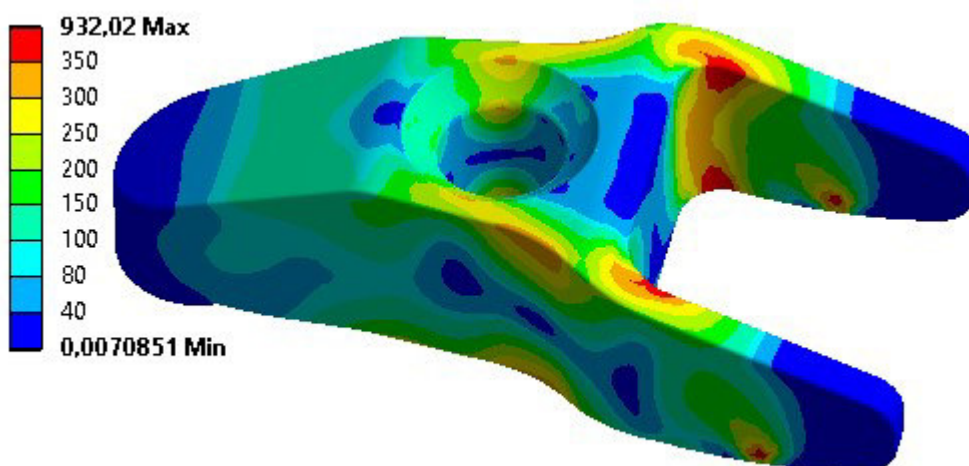
6.1.4 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

V nastavení napěťové analýzy nastala pouze jediná změna, a to v části geometrie, kde bylo zapotřebí zvětšit kontaktní plochu na hlavě válců. Jedná se o plochu, jež je v kontaktu s kulovou podpěrrou. Důvodem bylo zvětšení kulové podpěry.



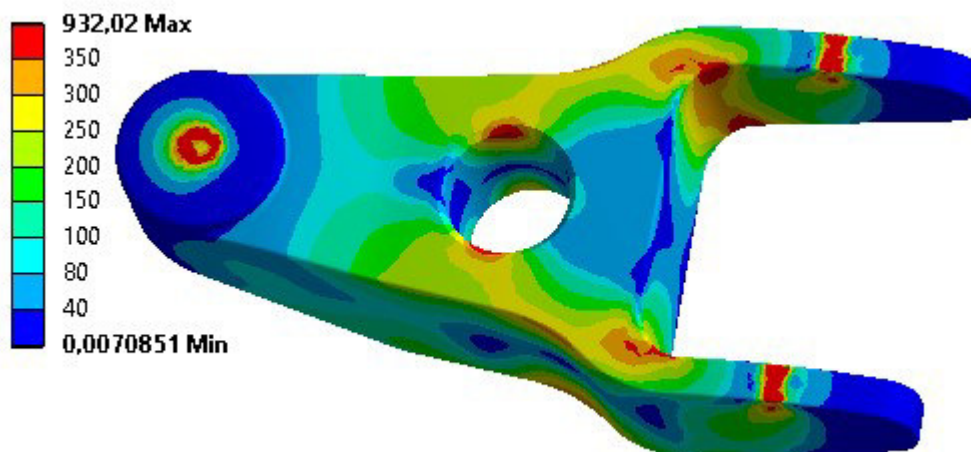
Obr. 39 Napětí ve třmenu vstřikovače vůči mezi kluzu

Z výsledků napěťové analýzy je patrné, že kontaktní místa na upínacím třmenu jsou již na navrhovaných místech, a to konkrétně na kulové podpěře a vidlici upínacího třmenu v místě průtnutí s příčnou rovinou vstřikovače. V kontaktech na vidlici je hodnota napětí vyšší, než je mez kluzu. To je způsobeno tím, že kontaktem je přímka, ve které se koncentruje vysoké napětí. Při dotahování šroubu bude docházet k nárůstu napětí v těchto místech. Po překročení meze kluzu (600 MPa) bude docházet k plastické deformaci kontaktního místa, jež se bude měnit z přímky na plochu. Po vytvoření dostatečně velké plochy dojde k ukončení plastické deformace a k ustálení kontaktu.



Obr. 40 Výsledky napěťové analýzy upraveného třmenu vstřikovače – pohled shora

Tento návrh třmenu vstřikovače již splňuje svoji funkci, a to tím, že vyvíjí požadovanou přítlačnou sílu hodnoty 5295,4 N do navrhovaného místa na vstřikovači. Snížení přítlačné síly je dáno změnou tvaru třmenu po deformaci. Hodnota přítlačné síly se však nachází ve vyhovujícím rozmezí (4000 - 6000 N). Návrh je však nevyhovující, a to z toho důvodu, že se v něm vyskytují oblasti s vyšší hodnotou napětí, než je dovolená mez únavy 350 MPa. Problematika kritických míst na třmenu vstřikovače, které se nachází jak na hraně díry pro šroub, tak v okrajích zaoblení vidlice, bude řešena ve 2. konstrukční úpravě třmenu vstřikovače.



Obr. 41 Výsledky napěťové analýzy upraveného třmenu vstřikovače – pohled zdola

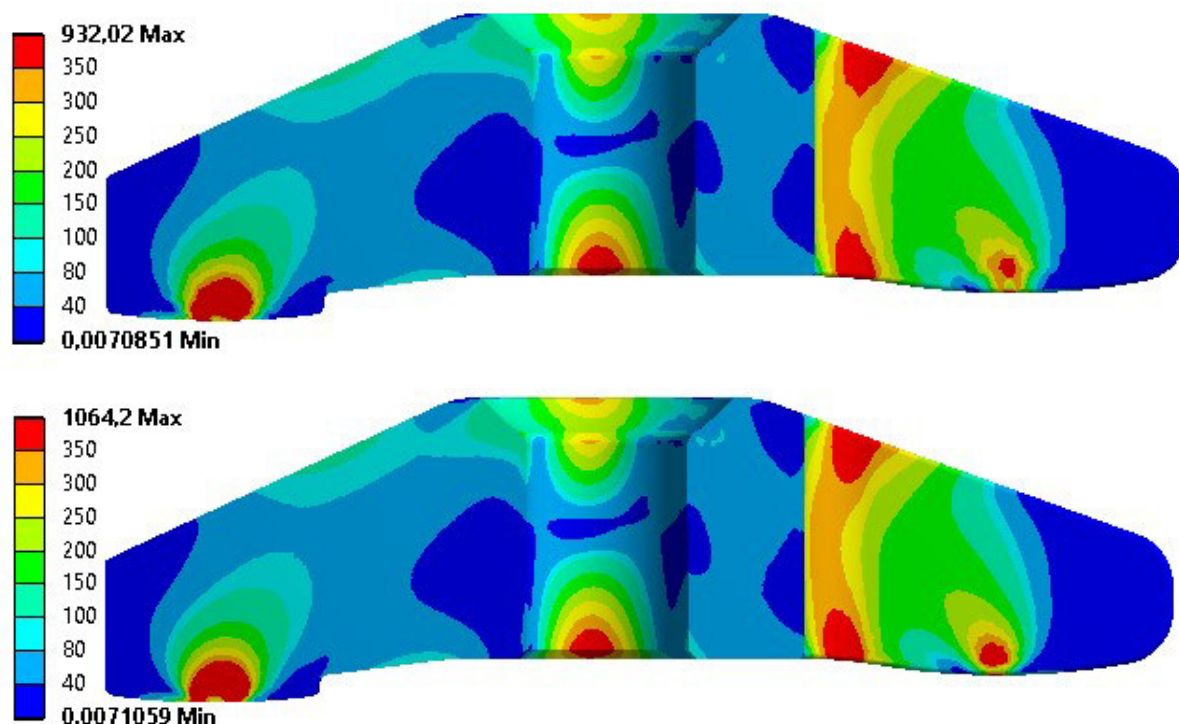
6.1.5 STANOVENÍ VELIKOSTI ELEMENTŮ DISKRETIZACE SÍTĚ PRO NÁSLEDUJÍCÍ KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Jak již bylo řečeno v kapitole zabývající se diskretizací těles, velikost elementů konečno-prvkové sítě je zásadním parametrem určujícím přesnost výsledku analýzy. Jelikož byla zvolena velikost elementů na třmenu vstřikovače hodnoty 1 mm, což je vzhledem k velikosti tělesa konečno-prvková síť s nižší hustotou, bylo zapotřebí provést porovnání stejné analýzy s jinou hustotou diskretizace sítě.

K porovnání byla použita současná analýza, v níž má upínací třmen velikost elementů konečno-prvkové sítě 1 mm a analýza, ve které byla zvolena velikost elementů upínacího třmenu na hodnotu 0,5 mm. Výsledkem bude porovnání změny namáhání ve třmenu s ohledem na dobu výpočtu, která pochopitelně roste s větší hustotou konečno-prvkové sítě.

Tab. 4 Porovnání parametrů konečno-prvkové sítě a doby výpočtu

Třmen vstřikovače	S elementy velikosti 1 mm	S elementy velikosti 0,5 mm
Počet elementů	206 476	727 480
Počet uzlů	319 788	1 036 829
Doba výpočtu	1 h 21 min	5 h 4 min



Obr. 42 Porovnání rozdílných diskretizací sítě na stejném komponentu – pohled v řezu

Z výsledků je patrné, že změna namáhání nastala pouze v místě kontaktu vidlice se vstřikovačem. Zbylá část trmĚnu je téměř identická, z čehož vyplývá, že zmenšení velikosti elementů na polovinu výrazněji nezpřesní výsledky této napěťové analýzy, ale naopak výrazně navýší dobu výpočtu. Z těchto důvodů bude v následujících analýzách nadále volena velikost elementů trmĚnu vstřikovače 1 mm. Zjemnění sítě bude provedeno pouze v místě kontaktu mezi vidlicí a vstřikovačem, kde vykreslení namáhání nebylo optimální.

6.2 2. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA GEOMETRIE TRMĚNU VSTŘIKOVAČE

Z výsledků napěťové analýzy trmĚnu vstřikovače po 1. konstrukční úpravě byla opět provedena změna geometrie, a to především z důvodu vzniku kritických míst, kde napětí převyšuje hodnotu 350 MPa, vyjma kontaktních ploch.

6.2.1 GEOMETRIE TRMĚNU VSTŘIKOVAČE

Hlavní změnou, která byla provedena na geometrii trmĚnu vstřikovače, bylo zkrácení vzdálenosti mezi osou kulové podpěry a osou díry pro šroub na 15 mm. Tato změna má výhodu především v tom, že se sníží namáhání trmĚnu v oblasti kolem díry pro šroub. Další výhodou je, že dojde k odstranění materiálu z této oblasti. Zkrácením vzdálenosti mezi těmito osami dochází ke změně velikosti a polohy sil působících na upínací trmĚn.

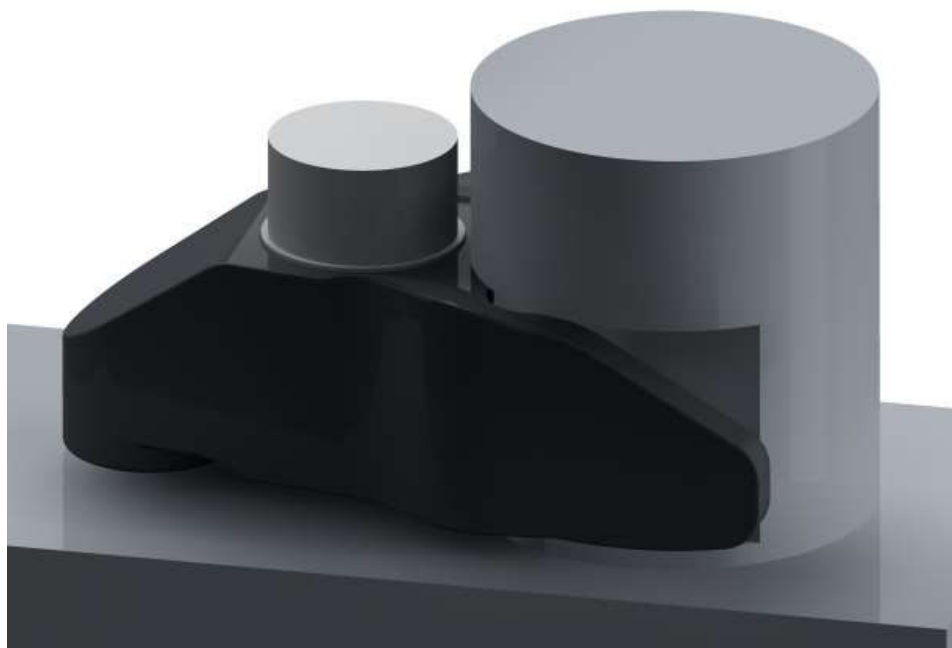
Obdobně jako u předchozího návrhu byla i zde upravena velikost kvadratického průřezu v místě příčné roviny procházející osou šroubu. Opět byla navýšena výška průřezu. Tentokrát však byl materiál přidán na spodní část upínacího trmĚnu, protože přidávání materiálu na

horní část je již eliminováno vstřikovačem. Toto navýšení má značný vliv na snížení namáhání v již zmiňované oblasti díry pro šroub.



Obr. 43 Model třmenu vstřikovače s nálitky

Další úpravou bylo vytvoření nálitků jak v horní, tak spodní části upínacího třmenu. Nálitky byly vytvořeny v blízkosti zaoblení mezi vidlicí a tělem třmenu, kde se vyskytovaly další místa kritického namáhání. Smyslem vytvoření nálitků je přesunutí části namáhání z kritických míst do jejich objemů. Geometrie nálitků je poměrně komplikovaná, protože z jedné strany kopírují tvar třmenu a z druhé je omezuje geometrie vstřikovače. Kromě nálitků byly ještě na třmenu provedeny drobné úpravy, jako je například zvětšení zaobleních mezi vidlicí a tělem třmenu, a to za účelem snížení koncentrace namáhání v těchto kritických oblastech, nebo zaoblení na spodní hraně díry pro šroub. Zbýlá geometrie třmenu zůstala nezměněna. To platí i pro šroub a kulovou podložku.



Obr. 44 Sestava komponentů

6.2.2 ROZLOŽENÍ SIL NA TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Jelikož nastala změna ve vzdálenosti mezi osou kulové podpěry a osou šroubu, došlo zároveň ke snížení přitlačné síly na hodnotu 4460 N. Pro zachování přitlačné síly 5500 N bylo zapotřebí navýšit předpětí šroubu vyšším utahovacím momentem, což pochopitelně změnilo namáhání šroubového spoje.

Síla od předpětí šroubového spoje:

$$F_o = \frac{a+b}{a} \cdot F_p = \frac{22+15}{15} \cdot 5500 = 13566,7 \text{ N}$$

Síla v kulové podpěře:

$$F_o = \frac{a+b}{a} \cdot F_p = \frac{22}{15+22} \cdot 13566,7 = 8066,7 \text{ N}$$

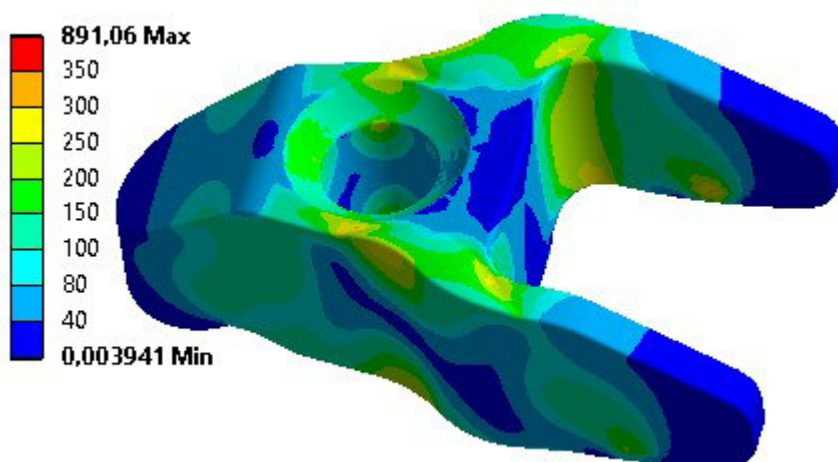
Tab. 5 Výpočty namáhání šroubového spoje po změně zatížení

Výpočet	Hodnota	Jednotky
Síla od předpětí šroubového spoje	13566,7	[N]
Utahovací moment	26,54	[Nm]
Nominální napětí šroubu	370,62	[MPa]
Součinitel bezpečnosti nominálního napětí	1,73	[-]
Tlak v závitech	91,1	[MPa]
Součinitel bezpečnosti tlaku v závitech	1,65	[-]

Z výsledků namáhání šroubového spoje je patrné, že bezpečnost nominálního napětí šroubu je s hodnotou 1,73 nadále vyhovující. Totéž platí i pro tlak v závitech, který se oproti předchozí variantě nezměnil, protože zvětšení kvadratického průřezu v tomto návrhu nenavýšilo vzdálenost mezi podélnou rovinou horní části třmenu a hlavou válců.

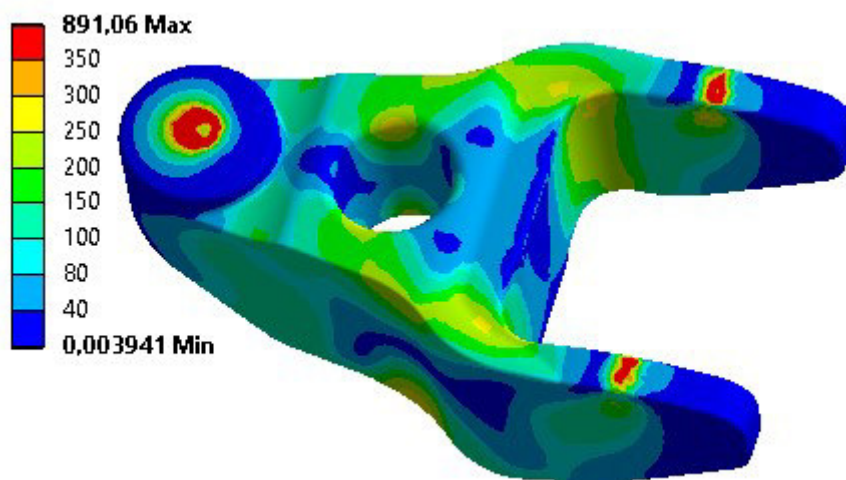
6.2.3 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

V nastavení napěťové analýzy bylo v části geometrie zapotřebí posunout kontaktní plochu na hlavě válců. Jedná se o kontaktní plochu mezi hlavou válců a kulovou podpěrou. Kontaktní plocha byla posunuta tak, aby byla soustředná s nově posunutou podpěrou. Další změnou bylo navýšení hodnoty předpětí šroubu. Dle předchozích výpočtu byla hodnota předpětí navýšena z 11 000 N na 13 566,7 N.



Obr. 45 Výsledky napěťové analýzy upraveného třmenu vstřikovače – pohled shora

Z výsledků napěťové analýzy třmenu vstřikovače po 2. konstrukční změně je patrné, že vlivem vytvoření nálitků a zvětšením kvadratického průřezu v místě díry pro šroub dochází ke snížení napětí v kritických místech třmenu. Takto navržený třmen by již splňoval svoji funkci, ale zároveň by velmi komplikoval a prodražoval výrobu z důvodu náročné výroby odlévací formy. Z tohoto důvodu bude provedena další verze návrhu s jednodušší geometrií. Obě tyto varianty budou následně porovnány a na zvolené variantě návrhu bude provedena optimalizace. U této varianty návrhu je velikost přítláčné síly rovna 5204,8 N.



Obr. 46 Výsledky napěťové analýzy upraveného třmenu vstřikovače – pohled zdola

6.3 3. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

6.3.1 GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Cílem úpravy geometrie bylo zvětšit kvadratický průřez třmenu v místě díry pro šroub, a to změnou výšky průřezu. Aby nenastala kolize upínacího třmenu se vstřikovačem, bylo zapotřebí prodloužit vidlici. Prodloužení vidlice však bránila díra pro šroub, která byla příliš blízko ke vstřikovači, a proto byla osa díry pro šroub posunuta od osy vstřikovače z 22 mm na 25 mm. Po této úpravě již bylo možné prodloužit vidlici a upravit výšku kvadratického průřezu. Zároveň však bylo nutné upravit zkosení vidlice, aby nedošlo ke kolizi se vstřikovačem.

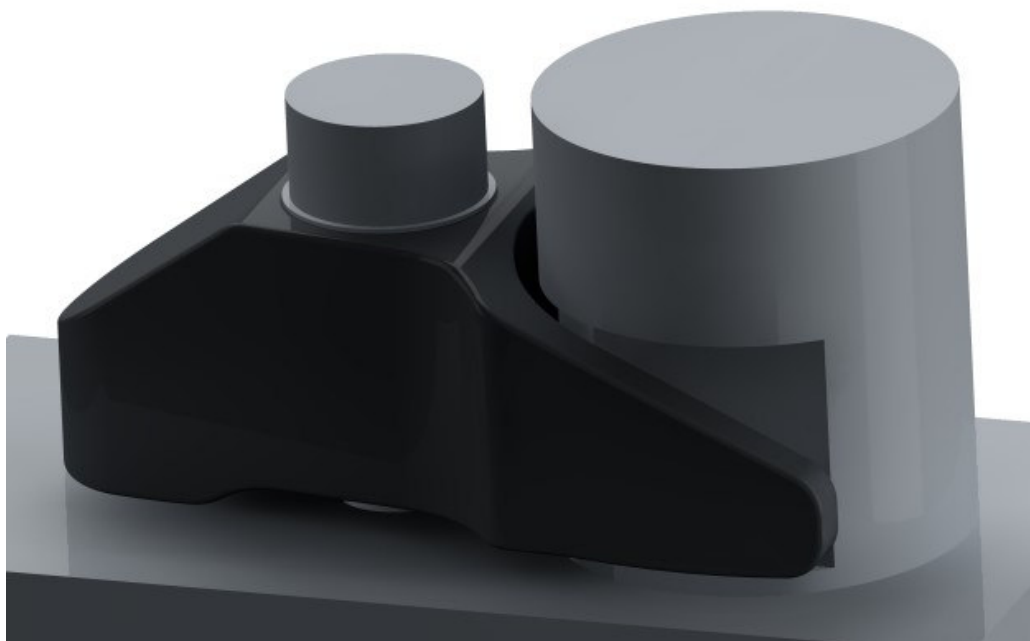
Prodloužení vzdálenosti osy díry pro šroub od osy vstřikovače způsobilo, při zachování přitlačné síly 5500 N, nárůst síly v ose šroubu. Aby hodnota síly v ose šroubu byla blízká hodnotě předchozího návrhu, bylo zapotřebí posunout podpěru od osy díry pro šroub z původních 15 mm na 17 mm. Také na zadní části třmenu byla upravena velikost zkosení.

Zadní stěna vidlice byla upravena z rovné plochy na zaoblenou a z důvodu prodloužením vidlice bylo možné vytvořit větší zaoblení mezi zaoblenou zadní stěnou a rameny vidlice. Poslední změnou na vidlici bylo zvětšení zaoblení v místě kontaktu se vstřikovačem. Poloměr zaoblení byl zvětšen s cílem snížit napětí v kontaktu.

Další zásadní změnou a zároveň poslední změnou byla úprava tvaru podpěry třmenu vstřikovače, a to z kulového tvaru na válcovitý. Výhodou válcovitého tvaru podpěry je změna tvaru kontaktu z bodu na přímku, což způsobuje lepší rozložení tlaku v podpěře. Zároveň není součástí podpěry plocha vzniklá odříznutím kulového vrchlíku, která sice snižovala napětí na podpěře, ale také po deformaci třmenu posouvala kontakt blíž k ose díry pro šroub, což mělo za následek snížení přitlačné síly na vstřikovač. Válcová podpěra kopíruje tvar konce spodní části třmenu a je ukončena zaobleným přechodem do těla třmene. Zaoblení bylo provedeno z důvodu snížení koncentrace napětí na rozhraní mezi podpěrou a tělem třmenu.



Obr. 47 Horní a spodní pohled třmenu vstřikovače



Obr. 48 Sestava komponentů

6.3.2 GEOMETRIE ŠROUBU

Vzhledem k navýšení výšky třmenu bylo nutné zvolit také delší variantu šroubu, protože u původní délky 28 mm by zašroubovaná délka závitu byla pouze 7,2 mm, což je nevyhovující. Nová varianta šroubu má délku 32 mm, což odpovídá délce zašroubování závitu 11,2 mm. Tato vzdálenost je již vyhovující. Šroub tak opět bude muset být vyroben, a to se stejnými vlastnostmi jako šroub normovaný.

6.3.3 ROZLOŽENÍ SIL NA TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Z důvodu posunutí díry pro šroub a válcové podpěry třmenu dále od vstřikovače dochází při zachování stejného předepnutí šroubu ke snížení přítláčné síly. Pro zachování přítláčné síly na hodnotě 5500 N je opět nutné přepočítat sílu působící v ose šroubu.

Síla od předpětí šroubového spoje:

$$F_o = \frac{a+b}{a} \cdot F_p = \frac{25+17}{17} \cdot 5500 = 13588,2N$$

Síla v kulové podpěře:

$$F_o = \frac{a+b}{a} \cdot F_p = \frac{25}{17+25} \cdot 13588,2 = 8088,2N$$

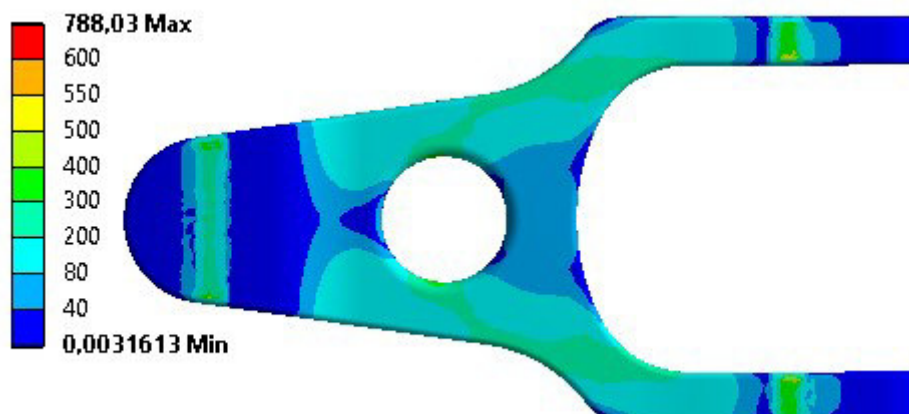
Tab. 6 Výpočty namáhání šroubového spoje po změně zatížení

Výpočet	Hodnota	Jednotky
Síla od předpětí šroubového spoje	13588,2	[N]
Utahovací moment	26,58	[Nm]
Nominální napětí šroubu	371,21	[MPa]
Součinitel bezpečnosti nominálního napětí	1,72	[-]
Tlak v závitech	87	[MPa]
Součinitel bezpečnosti tlaku v závitech	1,72	[-]

Jelikož se síla v ose šroubu oproti předchozí variantě téměř nezměnila, nominální napětí a součinitel bezpečnosti nominálního napětí je takřka totožný. Naopak u tlaku v závitech došlo k viditelnějšímu snížení napětí, a to z důvodu použití vhodnější délky šroubu. Součinitel bezpečnosti tlaku v závitech je tak naprosto dostačující.

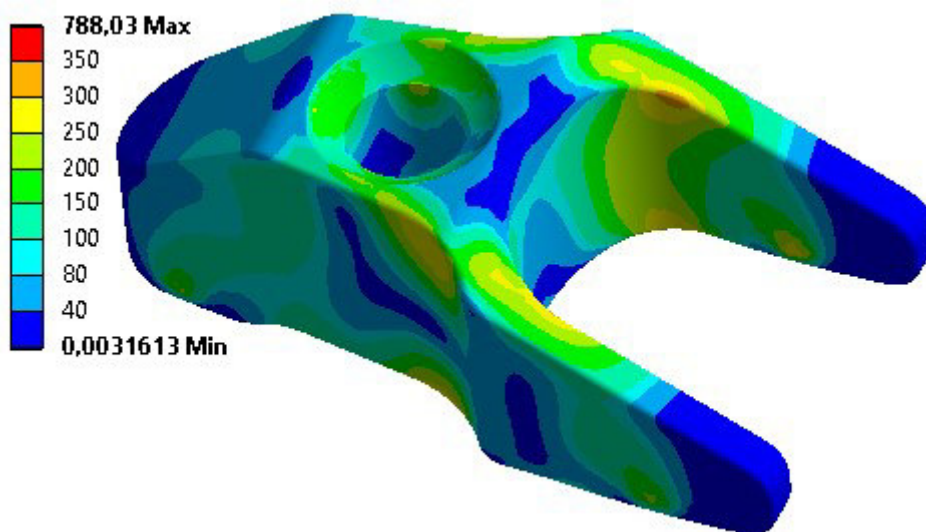
6.3.4 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

V nastavení napěťové analýzy bylo v části geometrie zapotřebí změnit kruhový tvar kontaktní plochy na hlavě válců na obdélníkový. Jedná se o kontaktní plochu mezi hlavou válců a podpěrou. Změna byla nutná z toho důvodu, že se změnila kulová podpěra na podpěru válcovou. Rovněž bylo nutné tuto plochu posunout dále od osy díry pro šroub. Poslední změnou bylo minimální navýšení hodnoty předpětí šroubu z 13 566,7 N na 13 588,2 N.



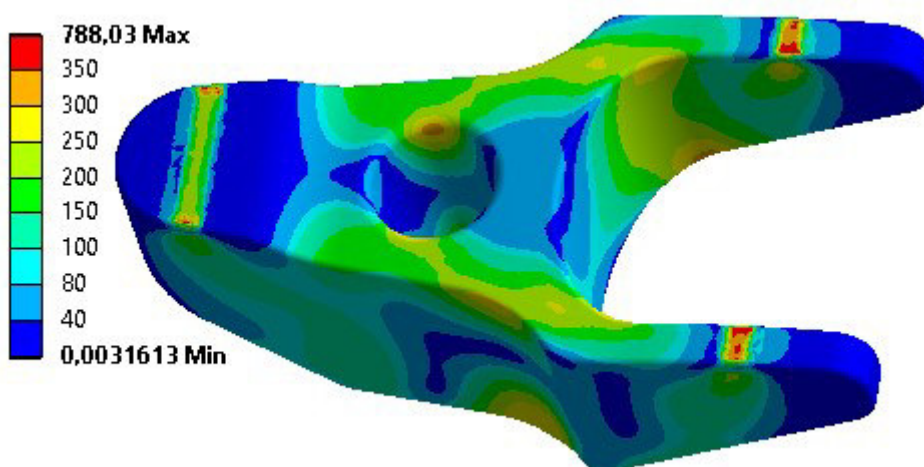
Obr. 49 Napětí ve třmenu vstřikovače vůči mezi kluzu

Z výsledků je patrné, že změnou tvaru z kulové podpěry na válcovou dochází v podpěře k rovnoměrnějšímu rozložení tlaku. Také v kontaktu mezi vidlicí a vstřikovačem bylo dosaženo snížení napětí, a to z důvodu zvětšení poloměru zaoblení vidlice. Přítlačná síla působící na vstřikovač je pro tuto variantu návrhu rovna 5286 N.



Obr. 50 Výsledky napěťové analýzy upraveného trřmenu vstřikovače – pohled shora

Také po 3. konstrukční úpravě trřmenu vstřikovače bylo dosaženo toho, že maximální hodnota napětí na trřmenu, pochopitelně kromě kontaktních ploch, je pod 350 MPa. Kritickými místy na upínacím trřmenu jsou: oblast na spodní části trřmenu v místě díry pro šroub a zaoblení vidlice.



Obr. 51 Výsledky napěťové analýzy upraveného trřmenu vstřikovače – pohled zdola

Tento návrh trřmenu vstřikovače rovněž splňuje svoji funkci. Jeho hmotnost je 77,85 g, což je v porovnání s předchozím návrhem nárůst o 10,65 g. Naopak jeho tvar je pro výrobu odlévací formy výrazně jednodušší. Kromě toho je z napěťové analýzy patrné, že některý materiál na trřmenu je z hlediska namáhání zcela nevyužit a bude následně odstraněn tvarovou optimalizací. Z těchto důvodů byl pro tvarovou optimalizaci trřmenu vstřikovače zvolen 3. konstrukční návrh.

KONTROLA GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE S OHLEDEM NA PŘESNOST ODLITKU

V sestavě se nacházejí místa, kde je vzdálenost mezi upínacím třmenem a ostatními komponenty poměrně malá, a je zapotřebí zkontrolovat tato místa, aby navržený třmen vzhledem k přesnosti odlévání nebyl v kolizi s některým z komponentů. Přesnost metody odlévání pomocí vytavitelného modelu je poměrně vysoká a dosahuje třídy přesnosti až IT 8. Pro tento případ bude počítáno s třídou přesnosti IT 10.

Stupeň přesnosti		9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Rozsah rozměrů (mm)	do 3	25	40	60	100	140	250	400	600	1 000	1 400
	přes 3 do 6	30	48	75	120	180	300	480	750	1 200	1 800
	přes 6 do 10	36	58	90	150	220	360	580	900	1 500	2 200
	přes 10 do 18	43	70	110	180	270	430	700	1 100	1 800	2 700
	přes 18 do 30	52	84	130	210	330	520	840	1 300	2 100	3 300
	přes 30 do 50	62	100	160	250	390	620	1 000	1 600	2 500	3 900
	přes 50 do 80	74	120	190	300	460	740	1 200	1 900	3 000	4 600
	přes 80 do 120	87	140	220	350	540	870	1 400	2 200	3 500	5 400
	přes 120 do 180	100	160	250	400	630	1 000	1 600	2 500	4 000	6 300
	přes 180 do 250	115	185	290	460	720	1 150	1 850	2 900	4 600	7 200
	přes 250 do 315	130	210	320	520	810	1 300	2 100	3 200	5 200	8 100
	přes 315 do 400	140	230	360	570	890	1 400	2 300	3 600	5 700	8 900
přes 400 do 500	155	250	400	630	970	1 550	2 500	4 000	6 300	9 700	

Obr. 52 Číselné hodnoty tolerancí [16]

Mezi spodní částí třmenu vstřikovače a hlavou válců je mezera 2 mm. Výška upínacího třmenu je 18,5 mm. Dle toleranční tabulky může výška třmenu dosahovat hodnoty 18,584 mm. Z toho vyplývá, že by se mezera mezi třmenem a hlavou válců mohla snížit na hodnotu 1,916 mm, což je stále dostačující vůle i při následném prohnutí třmenu. Mezi další kritická místa patří oblast mezi vidlicí a vstřikovačem. Žádná z mezer však nemá hodnotu menší jak 1 mm. Vzhledem k tomu, že zde největší rozměr nepřesahuje hodnotu 30 mm, tak se mezery mohou snížit maximálně o 84 μm na hodnotu 0,916 mm. Také zde je zaručena dostatečná velikost vůle.

7 OPTIMALIZACE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Optimalizace třmenu vstřikovače byla provedena v programu Ansys Workbench, a to pomocí tvarové optimalizace „Shape Optimization“. Nastavení tvarové optimalizace bylo převzato z napěťové analýzy, aby byla zaručena shodnost obou analýz. Do tvarové optimalizace tak byly zkopírovány jak materiálové vlastnosti komponentů, tak jednotlivé kontakty mezi nimi a pochopitelně i konečno-prvková síť celé sestavy. Jediný problém nastal u předepnutí šroubového spoje, protože ve tvarové optimalizaci není možné použít funkci předpětí šroubu „Bolt Pretension“. Z tohoto důvodu bylo nutné nahradit předepnutí šroubového spoje jiným způsobem.

Nejjednodušším nahrazením bylo zmražení nezašroubované části dříku na takovou teplotu, která vytvoří naprosto stejnou velikost síly v ose šroubu. Z napěťové analýzy byla získána hodnota délky deformace šroubu. Tato hodnota byla dosazena do rovnice teplotní délkové roztažnosti a byl spočten rozdíl teplot potřebný ke smrštění nezašroubované části dříku šroubu. Ve smrštění dříku ale není počítáno s odporem, který je vyvolán prohnutím třmenu vstřikovače, což způsobí nedostatečné předpětí v ose šroubu. Pro získání identického předpětí bylo zapotřebí interpolovat hodnotu zmražení dříku šroubu.

Rovnice teplotní délkové roztažnosti:

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta t \rightarrow \Delta t = \frac{\Delta l}{\alpha \cdot l_0}$$

Teplota zmražení:

$$t_1 = -\Delta t + t_0$$

Δt = rozdíl teplot, l_0 = vzdálenost při teplotě t_0 , α = teplotní součinitel délkové roztažnosti a Δl = délka zašroubování šroubu, t_0 = počáteční teplota (teplota okolního prostředí)

7.1 1. OPTIMALIZACE GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Pro výpočet 1. optimalizace geometrie třmenu vstřikovače byla z poslední napěťové analýzy, tj. napěťová analýza třmenu po 3. konstrukční úpravě, získána hodnota délky deformace šroubu $\Delta l = 0,02975$ mm, která je potřebná pro stanovení teploty zmražení nezašroubované části dříku před interpolací. Teplota okolního prostředí je 22 °C a délka nezašroubované části dříku je 21,3 mm.

Teplota zmražení:

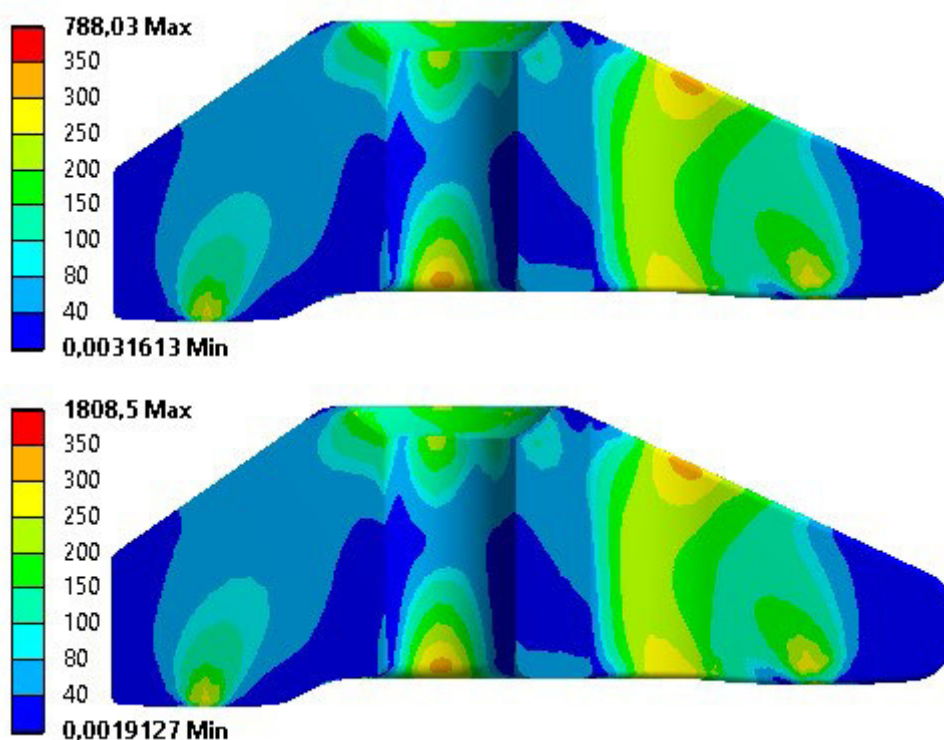
$$\Delta t = \frac{\Delta l}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,02975}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 21,3} = 116,4^\circ C$$

$$t_1 = -\Delta t + t_0 = -116,4 + 22 = -94,4^\circ C$$

Z důvodu působení značného odporu třmenu vstřikovače na šroub byla teplota $-94,4^{\circ}\text{C}$ nedostačující na dosažení požadovaného předpětí šroubu. Pomocí interpolace byla stanovena teplota zmražení na $-341,15^{\circ}\text{C}$ pro vyvození síly 13588 N v ose šroubu.

7.1.1 OVĚŘENÍ PŘEDPĚTÍ ŠROUBU ZMRAŽENÍM

Před analýzou tvarové optimalizace bylo zapotřebí ověřit, zda výsledná interpolovaná teplota pro zmražení nezašroubované části dříku vyvede potřebné předpětí ve šroubu. V napěťové analýze bylo odstraněno předpětí šroubu „Bolt Pretension“ a místo něj byla použita funkce „Thermal condition“, kde byla nastavena teplota na $-341,15^{\circ}\text{C}$.



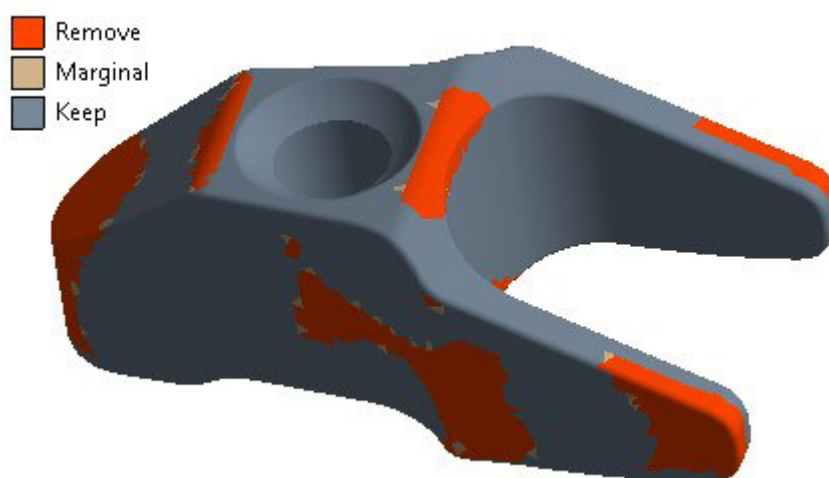
Obr. 53 Porovnání napětí třmenu vstřikovače

Z výsledků napěťových analýz je patrné, že změna namáhání geometrie tvaru je naprosto minimální. Pro analýzu 1. tvarové optimalizace tak bude předpětí šroubu $13\,588\text{ N}$ vyvozeno zmražením nezašroubované části dříku na hodnotu $-341,15^{\circ}\text{C}$. Při napěťové analýze zmražení dříku šroubu dosáhlo maximální napětí v soustavě $1808,5\text{ MPa}$. Toto vysoké napětí vzniklo ve šroubu, a to z důvodu nutného velkého smrštění materiálu. Jelikož je cílem optimalizace pouze geometrie třmenu vstřikovače, nikoliv však geometrie šroubu, je extrémní nárůst napětí ve šroubu přípustný, protože tím nedochází k ovlivnění namáhání v upínacím třmenu.

7.1.2 VÝSLEDKY TVAROVÉ OPTIMALIZACE

Před spuštěním tvarové optimalizace bylo ještě zapotřebí nastavit, na jakém komponentu bude tvarová optimalizace provedena a jak velké množství materiálu má být redukováno. Nastavení bylo provedeno v položce „Shape Finder“, kde byla vybrána geometrie třmenu vstřikovače, na niž byla nastavena 20 % redukce materiálu.

Výsledkem tvarové optimalizace je rozdělení elementů třmenu vstřikovače do tří skupin: elementy k odstranění, elementy okrajové (přechodné) a elementy pevnostní. Pevnostní elementy jsou tou částí geometrie, ve které působí napětí a která musí být ponechána pro funkčnost upínacího třmenu. Naopak elementy k odstranění jsou tou částí geometrie, ve které působí pouze minimální hodnota napětí a která bude odstraněna s cílem redukce hmotnosti.

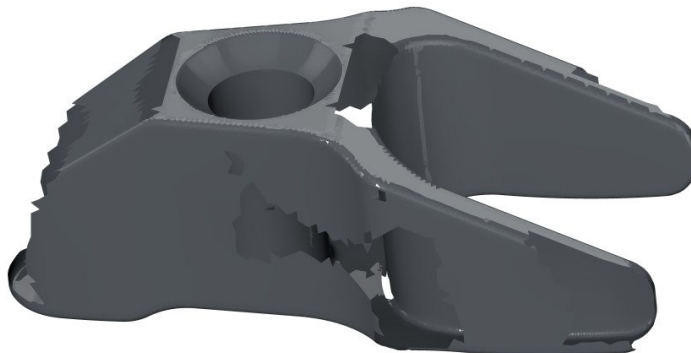


Obr. 54 Výsledek první tvarové optimalizace – pohled shora



Obr. 55 Výsledek první tvarové optimalizace – pohled zdola

Z programu Ansys Workbench byl vyexportován model třmenu vstřikovače ve formátu stl, jehož geometrie byla bez elementů určených k odstranění. Model byl následně importován do Crea Parametric, kde byla poměření vytvořena nová geometrie.



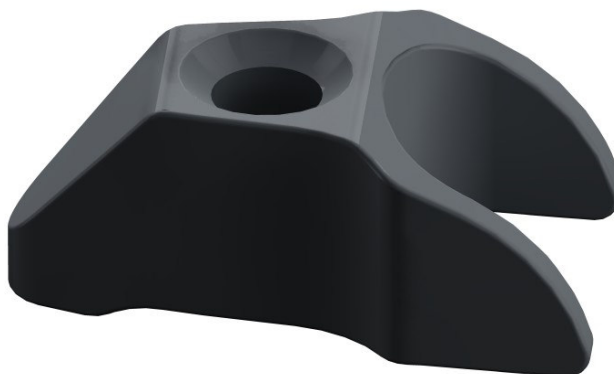
Obr. 56 Vyexportovaný model

7.1.3 ÚPRAVA GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Na třmenu vstřikovače byly z výsledků 1. tvarové optimalizace provedeny pouze 2 úpravy, a to úprava tvaru vidlice a zeštíhlení zadní části třmenu. Kromě těchto dvou oblastí bylo analýzou určeno odebrání materiálu na bočních stěnách třmenu vstřikovače. Tento materiál však není možné odstranit, a to z toho důvodu, že takto navržený tvar by nebylo možné vyrobit odlitím, protože by nemohlo dojít k otevření horní a dolní části formy.

Tvar vidlice byl upraven tak, že byla odměřena vzdálenost prvních odstraněných elementů. Následně bylo vytvořeno zaoblení vidlice. Zeštíhlení zadní části třmenu zároveň zmenšilo i velikost válcové podpěry, která musela být dle nové geometrie přestruována. Kromě zeštíhlení zadní části upínacího třmenu došlo zároveň i k většímu zkosení stěny z důvodu snížení hmotnosti.

Materiál odebraný analýzou tvarové optimalizace v oblasti kolem otvoru pro kulovou podložku nebyl z nové geometrie odebrán, a to z důvodu, že se jedná pouze o velmi malé a zanedbatelné množství.

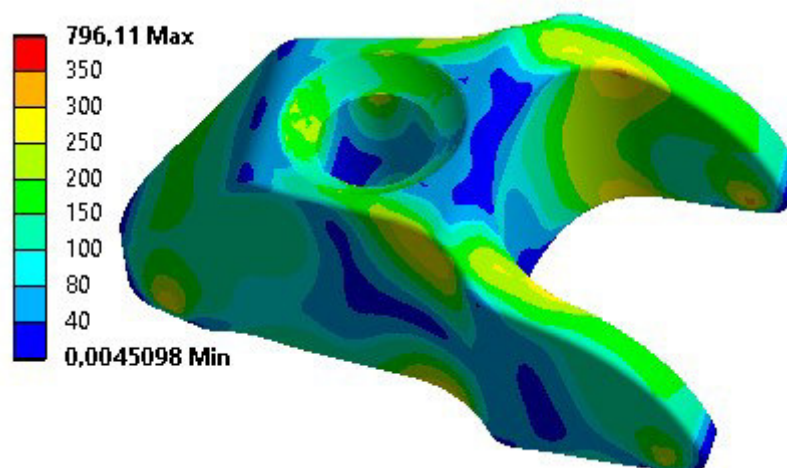


Obr. 57 Model třmenu vstřikovače po první tvarové optimalizaci – pohled shora

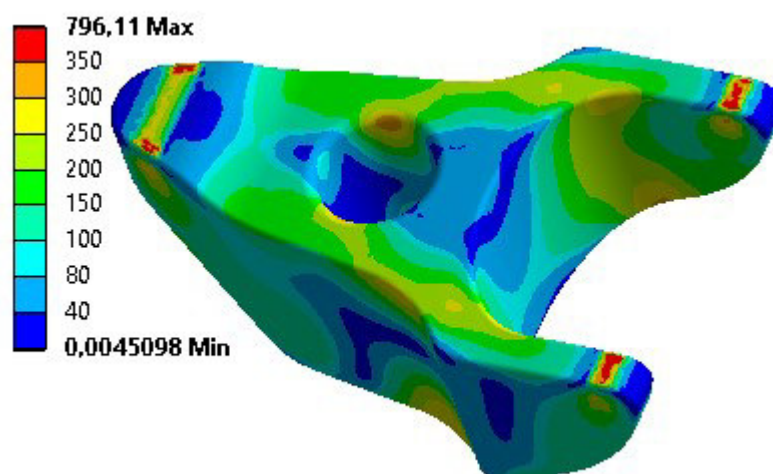


Obr. 58 Model třmenu vstřikovače po první tvarové optimalizaci – pohled zdola

7.1.4 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY



Obr. 59 Namáhání třmenu po první tvarové optimalizaci – pohled shora



Obr. 60 Namáhání třmenu po první tvarové optimalizaci – pohled zdola

Na výsledcích napěťové analýzy je patrný nárůst napětí v materiálu jak na upraveném tvaru vidlice, tak na zadní části upínacího třmenu. V kriticky namáhaných místech třmenu je hodnota napětí stále pod hranicí 350 MPa, z čehož vyplývá, že třmen po 1. tvarové optimalizaci splňuje svoji funkci. Zároveň však bylo docíleno úspory materiálu. Hmotnost třmenu vstřikovače před tvarovou optimalizací byla 77,85 g. Po následné úpravě geometrie byla hmotnost snížena na 65,82 g, což odpovídá snížení hmotnosti o 15,45 %. I přes poměrně vysoké snížení hmotnosti bude na třmenu vstřikovače provedena další tvarová optimalizace.

7.2 2. OPTIMALIZACE GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Pro výpočet 2. optimalizace geometrie třmenu vstřikovače bylo opět zapotřebí získat hodnotu délky deformace šroubu z poslední napěťové analýzy. Nová délka deformace šroubu je rovna $\Delta l = 0,02956$ mm. Teplota okolního prostředí 22 °C a délka nezašroubované části dříku 21,3 mm se nezměnily.

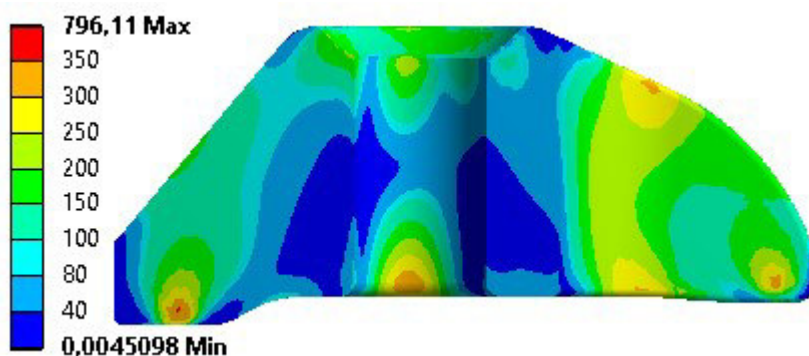
Teplota zmražení:

$$\Delta t = \frac{\Delta l}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,02956}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 21,3} = 115,65^{\circ}\text{C}$$

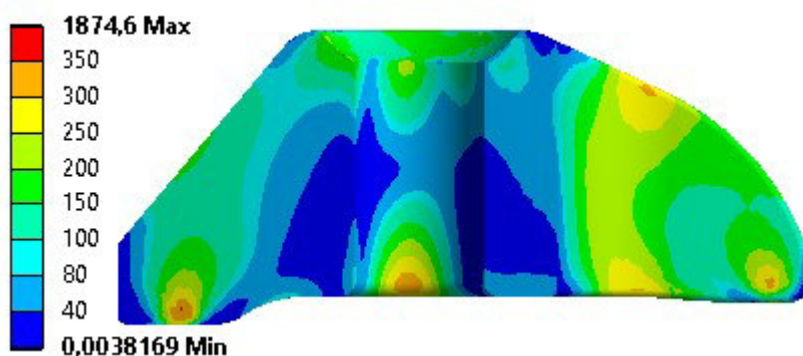
$$t_1 = -\Delta t + t_0 = -115,65 + 22 = -93,65^{\circ}\text{C}$$

Opět bylo za pomoci interpolace spočítáno zmražení dříku šroubu potřebné k vyvození síly 13588 N v ose šroubu. Výsledná teplota je rovna $-361,66^{\circ}\text{C}$ a je nižší oproti předchozí variantě. To je dáno tím, že ve třmenu vstřikovače došlo k úbytku materiálu, což snížilo jeho tuhost a zároveň i odpor.

7.2.1 OVĚŘENÍ PŘEDPĚTÍ ŠROUBU ZMRAZENÍM



Obr. 61 Namáhání třmenu vstřikovače vyvolané předpětím šroubu

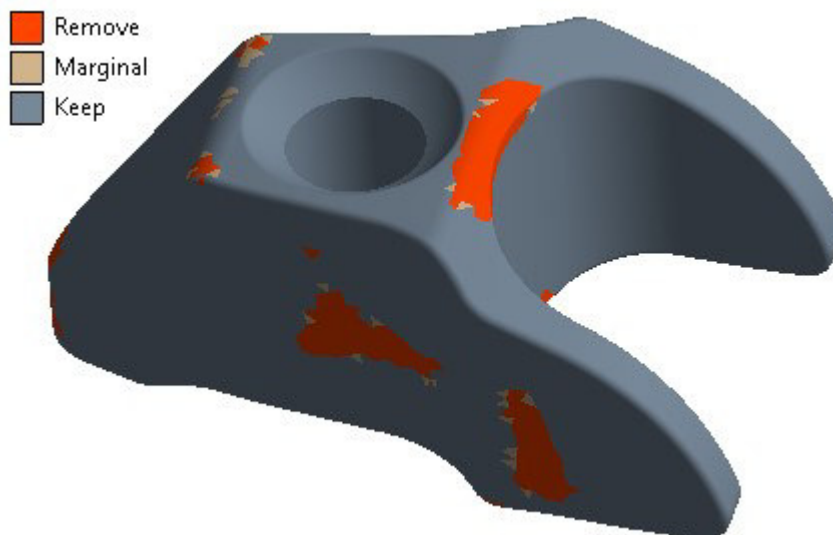


Obr. 62 Namáhání třmenu vstřikovače vyvolané zmražením dříku šroubu

Z výsledků napěťových analýz je opět patrné, že změna namáhání geometrie tvaru je naprosto minimální. Pro analýzu 2. tvarové optimalizace tak bude nezašroubovaná část dříku zmrazena na $-361,66\text{ }^{\circ}\text{C}$.

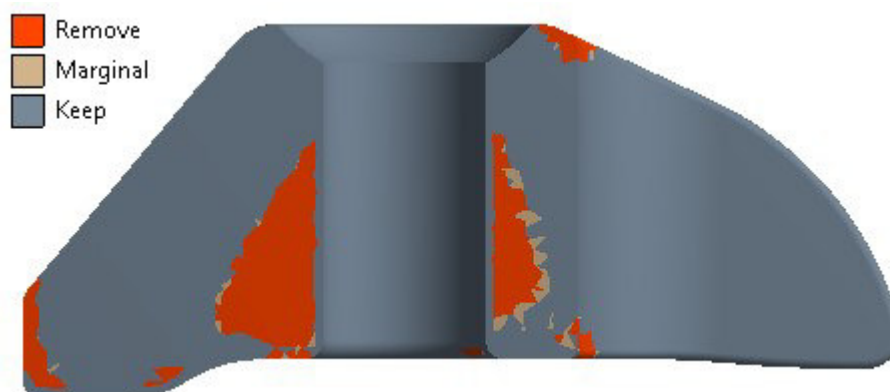
7.2.2 VÝSLEDKY TVAROVÉ OPTIMALIZACE

Před spuštěním tvarové optimalizace byl opět v položce „Shape Finder“ vybrán třmen vstřikovače jako komponent určený k optimalizaci geometrie a množství odebrání materiálu bylo stanoveno na 10 %. Na obrázku 63 jsou znázorněny elementy určené k odstranění, které, jak už bylo řečeno v přechozí kapitole, nemohou být odstraněny z důvodu procesu odlévání třmenu vstřikovače.



Obr. 63 Výsledek druhé tvarové optimalizace – pohled shora

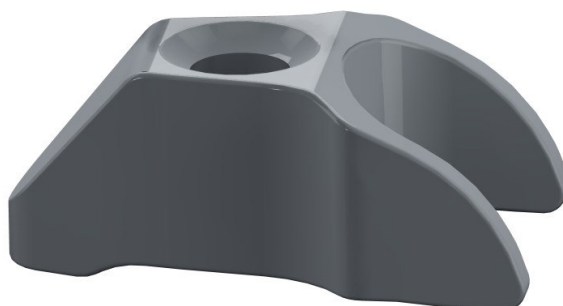
Na obrázku 64 jsou znázorněny elementy určené k odstranění, které se vyskytují v oblasti kolem díry pro šroub. Z programu Ansys Workbench byl opět vyexportován model třmenu vstřikovače bez elementů určených k odstranění a byl importován do Crea Parametric.



Obr. 64 Výsledek druhé tvarové optimalizace znázorněný v podélném řezu

7.2.3 ÚPRAVA GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

Ze třmenu vstřikovače byl podle 2. tvarové optimalizace odebrán materiál v oblasti kolem díry pro šroub. Materiál byl odebrán do hloubky 4 mm. Veškeré hrany ve vzniklém prostoru musely být zaobleny, aby v nich nedocházelo ke koncentraci napětí.



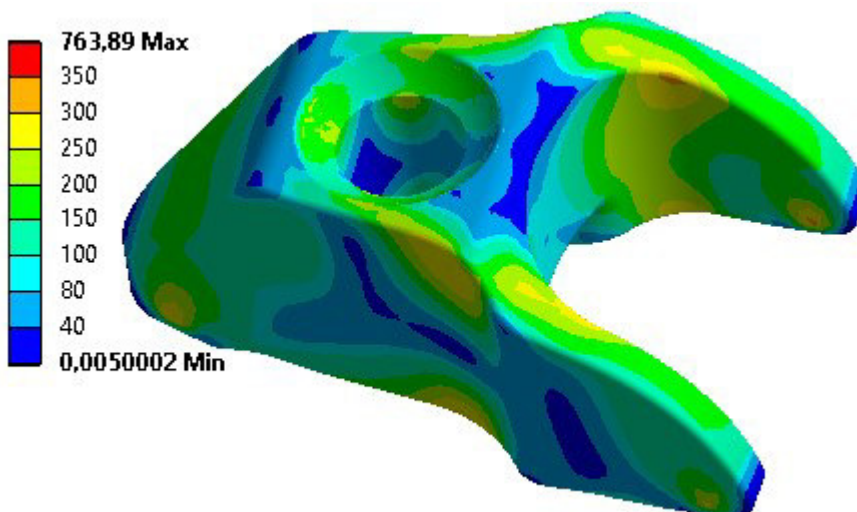
Obr. 65 Model třmenu vstřikovače po druhé tvarové optimalizaci – pohled shora



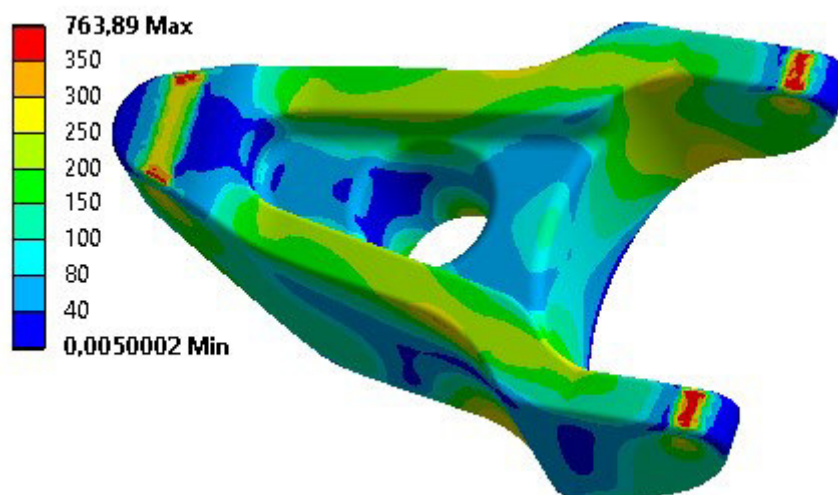
Obr. 66 Model třmenu vstřikovače po druhé tvarové optimalizaci – pohled zdola

7.2.4 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY

Z výsledků napěťové analýzy je patrné, že vlivem odebrání materiálu z oblasti kolem díry pro šroub došlo k odstranění kritického místa v této oblasti. Tato změna namáhání byla způsobena tím, že v místě největšího průhybu došlo k vytvoření rovné stěny, ve které nedochází ke koncentraci napětí do jednoho místa, ale napětí je rozloženo do většího objemu. Kritická oblast na zaoblené hraně díry pro šroub se tak posunula od podélné roviny spodní části třmenu a z důvodu menšího průhybu v tomto místě zde nastalo i nižší namáhání.



Obr. 67 Namáhání třmenu vstřikovače po druhé tvarové optimalizaci – pohled shora



Obr. 68 Namáhání třmenu vstřikovače po druhé tvarové optimalizaci – pohled zdola

Po 2. tvarové optimalizaci se hmotnost třmenu vstřikovače snížila z 65,82 g na 61,29 g, což odpovídá snížení hmotnosti o 6,88 %. Celkové snížení hmotnosti po dvou optimalizacích je rovno 21,27 %. Jelikož se na třmenu vstřikovače nadále vyskytují místa s nízkou hodnotou namáhání, bude na třmenu provedena další tvarová optimalizace.

7.3 3. OPTIMALIZACE GEOMETRIE TŘMENU VSTŘIKOVAČE

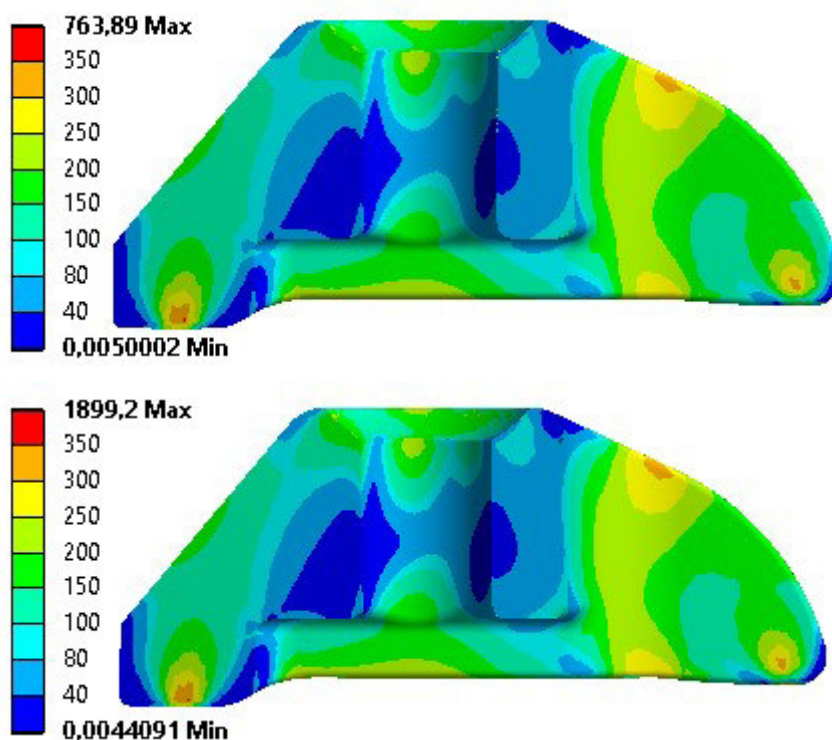
Pro výpočet 3. optimalizace geometrie třmenu vstřikovače byla opět z napěťové analýzy získána hodnota délky deformace šroubu, která byla $\Delta l = 0,02992$ mm. Teplota okolního prostředí $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ a délka nezašroubované části dříku $21,3$ mm zůstaly nezměněny.

Teplota zmražení:

$$\Delta t = \frac{\Delta l}{\alpha \cdot l_0} = \frac{0,02992}{12 \cdot 10^{-6} \cdot 21,3} = 117,06^{\circ}\text{C}$$

$$t_1 = -\Delta t + t_0 = -117,06 + 22 = -95,06^{\circ}\text{C}$$

Opět byla provedena interpolace, ze které vyšlo zmražení nezašroubované části dříku šroubu na hodnotu -369°C pro vyvození síly 13588 N v ose šroubu. Výsledná teplota je opět nižší oproti předchozí variantě z důvodu snížení tuhosti třmenu vstřikovače. Také pro tento případ byla provedena kontrola shodnosti analýz.

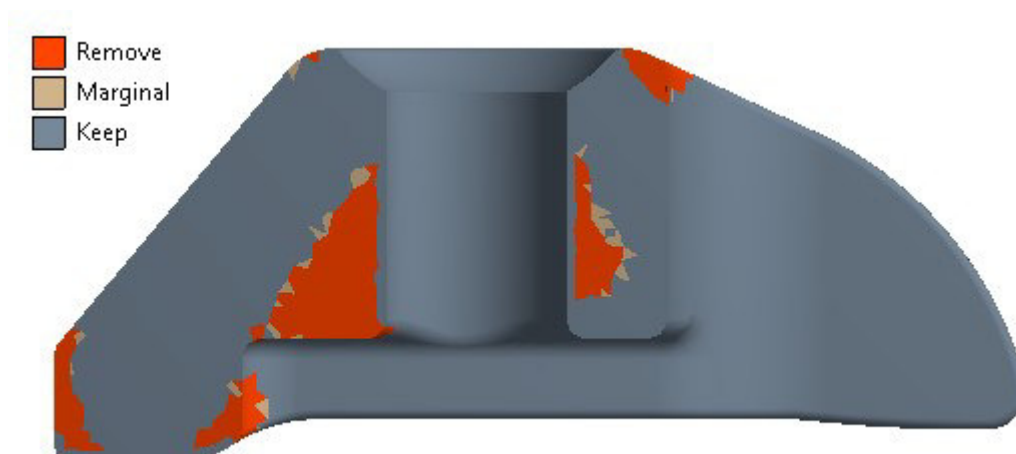


Obr. 69 Porovnání shodnosti analýz

Z výsledků napěťových analýz je opět patrné, že nová hodnota zmražení dříku šroubu o teplotě -369°C může být použita pro analýzu 3. tvarové optimalizace.

7.3.1 VÝSLEDKY TVAROVÉ OPTIMALIZACE A ÚPRAVA GEOMETRIE MODELU

Na třmenu vstřikovače bylo nastaveno 10 % odebrání materiálu. Z výsledků zobrazených na obrázku 70 je v místě kolem díry šroubu stále patrná oblast materiálu, který je minimálně namáhán. Výsledný tvar třmenu vstřikovače bez těchto elementů určených k odstranění byl opět vyexportován ve formátu stl a následně byl použit k vytvoření nového modelu.



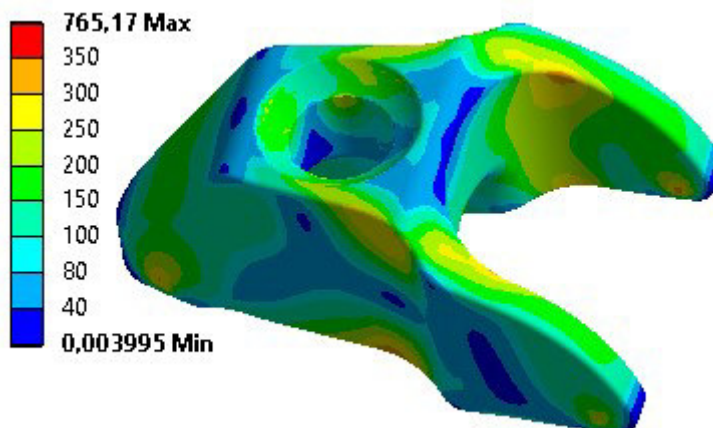
Obr. 70 Výsledky třetí tvarové optimalizace – podélný řez třmenem vstřikovače

Jelikož má třmen na své zadní části vytvořeno zkosení, bylo zapotřebí rovněž zkosit prostor, v němž je odebírán materiál, aby nedošlo k zeslabení zadní zkosené stěny třmenu vstřikovače.

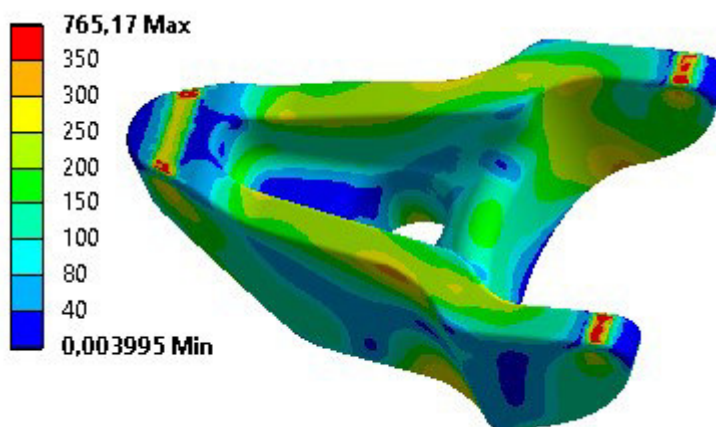


Obr. 71 Model třmenu vstřikovače po třetí tvarové optimalizaci

7.3.2 VÝSLEDKY NAPĚŤOVÉ ANALÝZY



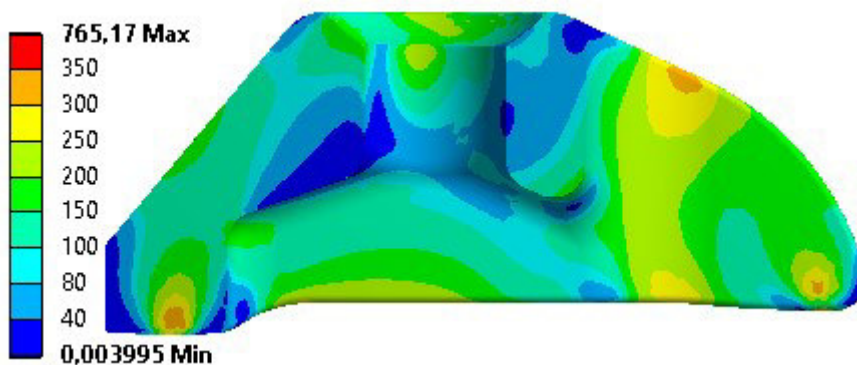
Obr. 72 Namáhání třmenu vstřikovače po třetí tvarové optimalizaci – pohled shora



Obr. 73 Namáhání třmenu vstřikovače po třetí tvarové optimalizaci – pohled zdola

Po 3. tvarové optimalizaci se hmotnost třmenu vstřikovače snížila z 61,29 g na 57,31 g, což odpovídá snížení hmotnosti o 6,5 %. Celkové snížení hmotnosti po třech optimalizacích je rovno 26,38 %. Na obrázku 74 je zobrazen řez třmenu vstřikovače, na kterém je patrné, že kromě několika míst na třmenu došlo k odebrání veškerého přebytečného materiálu. V oblasti kolem díry pro šroub nadále zůstává malý objem nevyužitého materiálu. Odebrání tohoto materiálu by ale zkomplikovalo výrobu odlévací formy, a to za cenu snížení minimální hmotnosti.

Vzhledem k tomu, že se na třmenu vstřikovače kromě kontaktních ploch nevyskytují žádná místa s namáháním vyšším než 350 MPa a přítláčná síla působící na vstřikovač je rovna vyhovující hodnotě 5205 N, je tato geometrie třmenu vyhovující pro správné fungování s neomezenou životností.



Obr. 74 Namáhání třmenu vstřikovače po třetí tvarové optimalizaci – podélný řez



Obr. 75 Sestavný model s navrženým třmenem vstřikovače

ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývala problematikou uchycení vstřikovačů systému Common Rail u nákladních automobilů. Pro uchycení vstřikovačů do hlavy válců byl zvolen upínací třmen vyrobený odléváním pomocí metody ztraceného vosku. Vzhledem ke geometrii dané hlavy válců bylo možné použít typ třmenu vstřikovače, jehož charakteristickými prvky jsou vidlice, podpěra a předeprnutí jedním šroubem.

První fází návrhu bylo uložení vstřikovače do hlavy válců, což bylo provedeno jeho usazením do zalisovaného sedla. Utěsnění bylo zajištěno dvěma měděnými podložkami umístěnými mezi sedlem a vstřikovačem. Následovalo vytvoření modelu třmenu vstřikovače, jehož geometrie byla tvořena z již zmíněných charakteristických prvků. Cílem této fáze návrhu bylo vytvoření sestavy s použitím všech potřebných komponentů.

Pro správnou funkci vstřikovače bylo zapotřebí jeho přesného uložení a zajištění vůči pohybu. Třmen vstřikovače tak byl zatížen dotažením šroubového spoje, což vytvořilo potřebnou přitlačnou sílu, která přes vidlici působí na vstřikovač a přitlačuje ho do sedla. Poté bylo zapotřebí provést výpočty namáhání šroubu, aby byla zaručena jeho funkčnost.

Na třmenech vstřikovačů byly prováděny napěťové analýzy, jejichž cílem bylo stanovení napětí ve třmenech pod mez únavy materiálu, a to kromě kontaktních ploch, kde byla maximální povolenou mezí mez kluzu. Výsledný návrh třmenu vstřikovače vytváří přitlačnou sílu 5286 N, jejíž hodnota se liší oproti hodnotě navrhované. Tato změna byla způsobena posunutím působišť sil z důvodu deformace třmenu. Jelikož se hodnota přitlačné síly smí pohybovat v rozpětí od 4000 N do 6000 N, je tento výsledný návrh vyhovující.

Na výsledné variantě návrhu geometrie třmenu vstřikovače byla provedena optimalizace, jejíž cílem byla redukce hmotnosti. Optimalizací byl redukován pouze materiál, po jehož odstranění bude nadále ve třmenu vstřikovače napětí pod mezí únavy. Konečný návrh byl podroben třem optimalizacím a výsledná redukce materiálu činí 26,38 %. Z důvodu změny tvaru třmenu vstřikovače se zároveň změnila i jeho tuhost, což vyvolalo nepatrnou změnu přitlačné síly, jejíž výsledná hodnota je tak rovna 5205 N.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LANDHÄUßER, Felix. *Systém vstřikování s tlakovým zásobníkem Common Rail pro vznětové motory*. Praha: Robert Bosch, 2005. Technické vzdělávání. Žlutá řada. Řízení vznětových motorů. ISBN 80-903132-7-2. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:b58f4ed0-5563-11e6-ab2f-005056827e52>
- [2] Metoda ztraceného vosku. *Wikipedie* [online]. 2015 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_ztracen%C3%A9ho_vosku
- [3] ŽUJA, Jaroslav. *Technologie vytavitelného modelu v současnosti* [online]. Brno, 2013 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=65846. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Prof. Ing. Milan Horáček, CSc.
- [4] HORÁČEK, Milan. *Rozměrová přesnost odlitků vyráběných metodou vytavitelného modelu* [online]. Brno, 2009 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://ust.fme.vutbr.cz/slevarenstvi/sites/default/files/clanky/technologie-vytavitelneho-modelu/technologie-vytavitelneho-modelu.pdf>. Vysoké učení technické v Brně.
- [5] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory: karburátory, vstřikování paliva a optimalizace parametrů motoru*. Vyd. 3. Brno: Computer Press, 2009. Auto-moto-profi. ISBN 978-80-251-2545-8. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:8e4319d0-d92f-11e4-97af-005056827e51>
- [6] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [7] OŠMERA, Petr. *Systém common-rail pro čtyřválcový vznětový traktorový motor* [online]. Brno, 2008 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6550. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [8] RAUSCHER, Jaroslav. *Ročníkový projekt: studijní opory*. Brno, 2005. Vysoké učení technické v Brně.
- [9] PACOVSKÝ, Tomáš. *Aplikace vstřikovacího systému s tlakovým zásobníkem na vznětový šestiválcový motor*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [10] Bosch CRIN enjektör tamiri– Bosch injector repair Bilgin Dizel Servis. *Bilgindizel* [online]. Nisan, 2013 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <https://bilgindizel.files.wordpress.com/2013/01/injektör.jpg>
- [11] Common Rail. *Diesel servis Brno a okolí* [online]. Brno, 2015 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://dieselservisbrno.cz/wp-content/uploads/2015/07/common-rail-from-BOSCH.jpg>

- [12] Injector clamp. *Cirex* [online]. 2016 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: http://cirexfoundry.com/wp-content/uploads/2016/01/injector_clamp_truck-3.jpg
- [13] Genuine Ford Fuel Injector Pipe Clamp 1487874. *Ebay* [online]. United Kingdom, 2017 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://i.ebayimg.com/images/g/4NcAAOSw2xRYetoK/s-11600.jpg>
- [14] SVRŠEK, Michal. *Instalace vstřikovacího systému na traktorový motor* [online]. Brno, 2014 [cit. 2017-05-16]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85095. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [15] Compression Ratio and Peak Cylinder Pressure: The Influence on the Thermodynamic Performance of Commercial Vehicle Diesel Engines. *MTZ Worldwide*. 2005, 16-19.
- [16] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 2. doplněné vydání. Úvaly: Albra, 2005 [cit. 2017-05-19]. ISBN 80-7361-011-6.
- [17] ČERNOCH, Josef. *Systém Common Rail na šestiválcovém traktorovém motoru* [online]. Brno, 2010 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=28237. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [18] Cylinder Head Concepts for High Peak Firing Pressures. *MTZ Worldwide*. 2008, 46-52.
- [19] BUCŇÁK, Ondřej. *Analýza sendvičových struktur metodou konečných prvků* [online]. Brno, 2014 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=87130. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Michal Mališ, Ph.D.
- [20] Metoda konečných prvků. *Wikipedie* [online]. 2017 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Metoda_kone%C4%8Dn%C3%BDch_prvk%C5%AF

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

CR		Common Rail
ČSN		Česká státní norma
DIN		Deutsche Industrie-Norm
FEM		Finite Element Method
ISO		International Organization for Standardization
IT10		Třída přesnosti 10
IT8		Třída přesnosti 8
a	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od středu podpěry na hlavě
A_s	[mm ²]	Průřez šroubu
b	[mm]	Vzdálenost osy šroubu od osy vstřikovače
D	[mm]	Vrtání válce
d	[mm]	Vnější průměr závitu
d_2	[mm]	Střední průměr závitu
d_3	[mm]	Vnitřní průměr závitu
d_{max}	[mm]	Maximální průměr hlavy šroubu
d_{min}	[mm]	Minimální průměr hlavy šroubu
D_s	[mm]	Roztečný průměr třecí plochy matice/šroub
E	[GPa]	Yongův modul pružnosti
f'	[-]	Efektivní součinitel tření
f_2	[-]	Součinitel smykového tření v závitu
f_3	[-]	Součinitel smykového tření mezi maticí a podložkou
F_o	[N]	Síla od předpětí šroubového spoje
F_p	[N]	Přítlačná síla
F_{pp}	[N]	Přítlačná síla na vstřikovač za provozu
F_{tp}	[N]	Síla od tlaků plynů
i	[-]	Počet využitých závitů v hlavě motoru
k	[-]	Zdvihový poměr
k	[-]	Součinitel bezpečnosti
k_a	[-]	Součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[-]	Součinitel vlivu velikosti tělesa

k_c	[-]	Součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[-]	Součinitel vlivu teploty
k_e	[-]	Součinitel vlivu spolehlivosti
k_f	[-]	Součinitel zahrnující další vlivy
l	[mm]	Délka zašroubování šroubu do hlavy
l_0	[mm]	Vzdálenost při teplotě t_0
M_1	[Nm]	Třecí moment mezi hlavou šroubu a podložkou
M_2	[Nm]	Třecí moment v závitu
M_3	[Nm]	Moment, který se vlivem stoupání závitu převede na osovou sílu
M_8	[mm]	Průměr metrického závitu šroubu velikosti 8
M_u	[Nm]	Celkový utahovací moment
p	[bar]	Vstřikovací tlak
P	[-]	Rozteč
p_{max}	[MPa]	Maximální tlak ve spalovacím prostoru
R_e	[MPa]	Mez kluzu
R_m	[MPa]	Mez pevnosti
$R_{p0,2}$	[MPa]	Smluvní mez kluzu
S_{tr}	[mm ²]	Plocha vstřikovací trysky
t	[hod]	Čas
t	[°C]	Teplota
t_0	[°C]	Počáteční teplota (teplota okolního prostředí)
t_1	[°C]	Teplota zmražení
V_z	[cm ³]	Zdvihový objem
z	[mm]	Zdvih pístu
σ_d	[MPa]	Dovolený tlak v závitech
Δl	[mm]	Délka zašroubování šroubu
Δt	[°C]	Rozdíl teplot
H	[mm]	Výška nosné části závitu
ϑ	[°]	Třecí úhel závitu
α	[°]	Vrcholový úhel závitu
α	[°C ⁻¹]	Teplotní součinitel délkové roztažnosti
β	[°]	Úhel stoupání závitu
μ	[-]	Poissonovo číslo

π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg/m ³]	Hustota
σ	[MPa]	Nominální napětí šroubu
σ'_{Co}	[MPa]	Korigovaná mez únavy materiálu
σ_{Co}	[MPa]	Mez únavy materiálu