

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

FAKULTA STROJNÍ

**12105 - Ústav mechaniky, biomechaniky
a mechatroniky**



DIPLOMOVÁ PRÁCE

2020

**NUMERICKÁ ANALÝZA MECHANICKÉ
ODEZVY DÍLŮ SPALOVACÍHO
MOTORU**

Bc. Kristina Šatná

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Šatná** Jméno: **Kristina** Osobní číslo: **459627**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky**
Studijní program: **Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Aplikovaná mechanika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Numerická analýza mechanické odezvy dílů spalovacího motoru

Název diplomové práce anglicky:

Numerical analysis of mechanical response of internal combustion engine parts

Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte rešerši na téma numerických simulací namáhání dílů spalovacích motorů s ohledem na termální a mechanickou odezvu.
2. Převezměte geometrický model hlavy, bloku a případně dalších navazujících dílů motoru. Proveďte potřebné úpravy pro síťování geometrie v programu Abaqus. Vytvořte sestavu pro simulaci mechanického a termálního zatěžování motoru.
3. V prostředí Abaqus/CFD vytvořte model chladicích kanálů uvnitř hlavy a bloku motoru. Pro dané podmínky na vstupu a výstupu z této chladicí soustavy vypočtete rychlostní pole chladicí kapaliny a vhodným způsobem jej využijte pro stanovení hodnot součinitele přestupu tepla na stěnách.
4. Stanovené součinitele přestupu tepla využijte v termální analýze motoru, vypočtené teplotní pole následně aplikujte v mechanické analýze pro výpočet napětí v dílech motoru.
5. Výsledky práce vhodným způsobem vyhodnoťte a shrňte v závěrečné zprávě.

Seznam doporučené literatury:

- [1] manuály Abaqus
[2] Sudarshan, B., Subhajt, R.: Finite Element Analysis for Engine Cylinder Head in Ansys. International Journal of Scientific & Engineering Research 10(6), pp. 1055-1065 (2019).

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

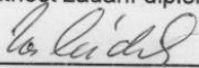
Ing. Martin Nesládek, Ph.D., ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky FS

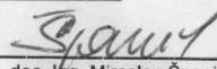
Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **15.04.2020**

Termín odevzdání diplomové práce: **07.08.2020**

Platnost zadání diplomové práce: _____


Ing. Martin Nesládek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce



doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomantka bere na vědomí, že je povinna vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

25.6.2020
Datum převzetí zadání


Podpis studentky

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma Numerická analýza mechanické odezvy dílů spalovacího motoru vypracovala samostatně pod vedením pana Ing. Martina Nesládky, Ph.D., za použití podkladů, které jsou uvedeny v příloženém seznamu.

V Praze dne 9. 8. 2020

.....
Kristina Šatná

Poděkování

Tímto bych chtěla poděkovat vedoucímu této práce, panu Ing. Martinovi Nesládkovi, Ph.D., za veškeré poskytnuté odborné konzultace během vypracovávání práce, za věcné připomínky, dobré rady a obrovskou vstřícnost. Dále bych chtěla poděkovat svým blízkým za neúnavnou podporu.

ANOTAČNÍ LIST

Vysoká škola:	ČVUT v Praze
	Fakulta strojní
	Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky
Studijní obor:	Aplikovaná mechanika
Téma práce:	Numerická analýza mechanické odezvy dílů spalovacího motoru
Autor:	Kristina Šatná
Vedoucí práce:	Ing. Martin Nesládek, Ph.D.
Akademický rok:	2019/2020
Rozsah práce:	Počet stran 88
	Počet obrázků 67
	Počet tabulek 13

Abstrakt

Cílem této diplomové práce je provést mechanickou analýzu modelu spalovacího motoru v programu Abaqus s uvažováním mechanických i termálních účinků. Aplikovaný přístup vychází z několika sekvenčních simulací – CFD, termálních, a nakonec mechanických analýz. Teoretické předpoklady a východiska jsou zpracovány v teoretické části práce a provedené analýzy jsou popsány v praktické části práce.

Klíčová slova

numerická analýza, MKP, nehomogenní rozložení součinitele přestupu tepla, analýza spalovacího motoru

Abstract

The goal of this diploma thesis is to perform a mechanical analysis of an internal combustion engine model in the Abaqus program with consideration of mechanical and thermal effects. The applied approach is based on several sequential simulations – CFD, thermal, and finally mechanical analyzes. Theoretical basis and assumptions are processed in the theoretical part and analyzes are described in the practical part of the thesis.

Keywords

numerical analysis, FEM, inhomogeneous distribution of heat transfer coefficient, internal combustion engine analysis

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	8
1 ÚVOD	9
2 TEORETICKÉ PŘEDPOKLADY A VÝCHODISKA	11
2.1 Sdílení tepla a spalovací motory	11
2.2 Způsoby sdílení tepla	11
2.2.1 Sdílení tepla prouděním – konvekcí.....	11
2.2.2 Sdílení tepla vedením – kondukcí.....	16
2.2.3 Sdílení tepla zářením – radiací.....	18
2.3 FSI analýza	18
2.4 Analýza sdílení tepla v programu Abaqus.....	19
2.5 Analýzy dynamiky tekutin v programu Abaqus.....	20
2.6 MKP	21
2.6.1 Matematická formulace MKP	22
2.6.2 Metoda vážených reziduí (MVR)	22
2.6.3 Síťování modelu.....	26
3 PRAKTICKÁ ČÁST.....	28
3.1 Materiálové vlastnosti.....	28
3.2 Vytvoření konečněprvkové sítě pro model motoru	31
3.3 Sestava.....	34
3.4 Termální analýza.....	37
3.4.1 Počáteční a okrajové podmínky	37
3.4.2 Výsledky termální analýzy.....	40
3.5 CFD analýza rychlostního pole chladicí kapaliny	43
3.5.1 Příprava modelu.....	43
3.5.2 Výsledky CFD analýzy.....	46
3.6 Citlivostní analýza	48
3.7 Termální analýza s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla v chladicích kanálech.....	52
3.7.1 Počáteční a okrajové podmínky	52
3.7.2 Výsledky termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla.....	57
3.8 Mechanická analýza.....	61

3.8.1	Příprava modelu.....	61
3.8.2	Výsledky mechanické analýzy	67
3.9	Mechanická analýza s teplotním polem z termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla	73
4	DISKUZE.....	74
5	ZÁVĚR.....	80
	SEZNAM OBRÁZKŮ	81
	SEZNAM TABULEK.....	83
	REFERENCE.....	84
	PŘÍLOHY	86

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Jednotka	Veličina
λ	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$	tepelná vodivost
α	$[W.m^2.K^{-1}]$	součinitel teplotní vodivosti
Q	$[J]$	sdílené teplo
A	$[m^2]$	plocha
T	$[K]$	teplota
c_p	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$	měrná tepelná kapacita za stálého tlaku
c_{char}	$[m^2.s^{-1}]$	charakteristická rychlost
L_{char}	$[m]$	charakteristický rozměr
ν	$[m^2.s^{-1}]$	kinematická viskozita
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota
γ	$[K^{-1}]$	součinitel teplotní objemové roztažnosti
\dot{q}	$[J.m^{-2}.s^{-1}]$	hustota tepelného toku
U		funkcionál deformační energie
W		funkcionál práce zátěžných sil
Π		funkcionál celkové potenciální energie
R		reziduum
L		lineární operátor
Nu		Nusseltovo číslo
\overline{Nu}		Střední hodnota Nusseltova čísla
Pr		Prandtlovo číslo
Re		Reynoldsovo číslo
St		Stantonovo číslo
Sc		Schmidtovo číslo
D	$[m^2.s^{-1}]$	difuzní koeficient
μ	$[Pa.s]$	dynamická viskozita
C_f		koeficient tření
τ_w		lokální smykové napětí

1 ÚVOD

Cílem této diplomové práce je provést mechanickou analýzu modelu spalovacího motoru v programu Abaqus s uvažováním mechanických i termálních účinků. Tato práce je součástí prací na vývoji a zdokonalování výpočetních postupů pro pevnostní analýzy spalovacích motorů v rámci Národního centra kompetence (NCK) Josefa Božka. Konkrétním hlavním cílem je v této práci poskytnout podklad pro verifikaci zjednodušených/zrychlených výpočtů aplikovaných při návrhových výpočtech motorů na Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS ČVUT v Praze.

Typově analyzovaný motor vychází ze zážehového motoru ŠKODA 1,4 TSI AE 111. Jedná se o motor přeplňovaný turbodmychadlem s konkrétními parametry:

Vrtání	76,5 mm
Zdvih	75,6 mm
Počet válců	4
Zdvihový objem	1,39 l
Kompresní poměr	10,5
Výkon	123 kW při 5000 min ⁻¹

Cílem této práce je také pokusit se realizovat pomocí metody konečných prvků (MKP) termální úlohu, která bude zahrnovat nucenou konvekci se zohledněním vlivu nehomogenního rychlostního pole chladicí kapaliny. Běžně se vliv konvekce chladicí kapaliny uvažuje pouze ve formě průměrného koeficientu přestupu tepla a teploty média na teplosměnných plochách, což vede např. k zanedbání lokálního přehřívání materiálu motoru vlivem pomalého obtékání chladicí kapalinou v některých tvarově složitých místech. Součinitel přestupu tepla bývá odhadován na základě experimentu či zkušenosti.

Ideálně by se takový případ řešil svázanou úlohou 3D proudění a vedení tepla (Fluid-Structure Interaction analýza) nicméně by toto řešení bylo pro tento případ příliš složité a náročné z hlediska objemu dat a výpočtového času. Přístup aplikovaný v této práci tedy vychází ze sekvenčních simulací realizovaných v tomto pořadí:

1. analýza rychlostního pole chladicí kapaliny,
2. termální analýza stacionárního teplotního pole v uvažovaných dílech motoru, kdy pro odhad lokálních součinitelů přestupu tepla bylo využito rychlostní pole vypočtené v kroku č. 1 a vhodně zvolená kritériální rovnice,
3. analýza mechanických napětí s uvažováním jak vlivu mechanických účinků, tak i teplotního pole vypočteného v kroku č. 2.

Konkrétněji, mechanické analýze předcházela termální analýza, provedená za účelem získání rozložení teplotního pole, které poslouží jako vstup do pevnostní analýzy. V rámci snahy o zpřesnění výsledků byla provedena také CFD analýza proudění chladící kapaliny v motoru. Ze získaného rychlostního pole z CFD analýzy se dále stanovil lokální součinitel přestupu tepla na stěnách oblasti, kterou proudí chladící kapalina. Toto pole součinitelů přestupu tepla pak bylo použito v termální analýze, ze které se získalo nové teplotní pole, které následně bylo aplikováno v mechanické analýze pro výpočet napětí v dílech motoru. Provedeny byly tedy dvě varianty výpočtu teplotního pole a z nich vycházející dvě varianty výpočtu pole napětí. Takto získané dvojice polí byly poté porovnány.

Praktické části práce předchází teoretická část na téma numerických simulací namáhání dílu spalovacích motorů s ohledem na termální a mechanickou odezvu. Tato práce se zabývá poměrně komplikovanou problematikou, která tudíž vyžaduje znalosti jak z oblasti sdílení tepla, proudění tekutin, mechaniky poddajných těles, tak i metody konečných prvků. Přehled této problematiky je stručně naznačen v kapitole č. 2.

2 TEORETICKÉ PŘEDPOKLADY A VÝCHODISKA

V teoretické části této práce je provedena rešerše na téma numerických simulací namáhání dílu spalovacích motorů s ohledem na termální a mechanickou odezvu. Pro potřeby této práce byla také vypracována rešerše z oblasti sdílení tepla, proudění tekutin, mechaniky poddajných těles a metody konečných prvků.

2.1 Sdílení tepla a spalovací motory

Sdílení tepla je jedním z hlavních faktorů ovlivňujících činnost a efektivitu spalovacích motorů. V posledních desetiletích byl tento vliv rozsáhle studován, přičemž v popředí stála otázka vlivu přenosu tepla na spalování a na emise. Numerické simulace přestupu tepla se staly pro optimalizace motorů v podstatě nezbytnými. Většina dnešních spalovacích motorů je již natolik pokročilá, že jakýkoliv pokus o jejich vylepšení je finančně velmi náročný. Dobré termodynamické modely tyto náklady snižují. Je zřejmé, že pro tyto modely je zcela klíčová přesnost, s jakou simulují reálné chování motorů. Aby výsledky simulace mohly být použitelné, je třeba v modelu zahrnout sdílení tepla: mezi palivem a částmi motoru, uvnitř jednotlivých dílů, ale také v rámci chlazení a mazací kapaliny. U motorů se zabýváme převážně problematikou konvekce a kondukce, nicméně u některých aplikací diesellových motorů je třeba vzít v potaz také přenos tepla sáláním (například u sběrného potrubí výfuku). [1][2]

2.2 Způsoby sdílení tepla

Sdílené teplo lze definovat jako formu tepelné energie, která prochází hranicí termodynamické soustavy. Na mikroskopické úrovni souvisí tepelná energie s vibrací atomů a molekul a lze na ni tedy pohlížet jako na formu kinetické energie. Sdílené teplo Q je závislé na poloze, času, změně teploty a samozřejmě také na termo-fyzikálních vlastnostech materiálu. Z fyzikálního hlediska rozlišujeme tři základní druhy sdílení tepla a to proudění, vedení a sálání. Tepelná energie se může přenášet jedním z těchto způsobů, či jejich kombinací. V této kapitole byly čerpány informace z [3] - [7].

2.2.1 Sdílení tepla prouděním – konvekcí

Konvekcí nastává přenos tepla na rozhraní teplonosné tekutiny a pevné stěny. Teplo se sdílí makroskopickým pohybem tekutiny, přičemž teplejší částice tekutiny přecházejí do míst o nižší teplotě a naopak.

Uplatňuje se zde i disipační vzrůst vnitřní energie v laminárním i turbulentním proudění.

Konvekce je termokinetický děj, který je závislý na teplotním rozdílu teploty stěny T_w a teploty tekutiny T_o , na rychlosti proudění c , na jakosti a tvaru teplosměnné plochy, na termokinetických veličinách tekutiny, které se mění s teplotou, na kinematické viskozitě ν , měrné tepelné kapacitě za stálého tlaku c_p , na součiniteli tepelné vodivosti tekutiny λ a na dalších faktorech. Součinitel λ je složitou funkcí všech těchto proměnných, které ovlivňují proudění okolo stěny. Dále je třeba vzít v úvahu vliv tzv. rychlostní a teplotní mezní vrstvy. Ty se vytvářejí při obtékání stěny tekutinou a jsou charakterizovány velkým gradientem veličin.

Pokud uvažujeme rovinnou stěnu obtékanou tekutinou ($T_w > T_o$), pak elementární tepelný tok $d\dot{Q}$, který přestoupí ze stěny do tekutiny je popsán Newtonovým ochlazovacím zákonem

$$d\dot{Q} = \alpha(T_w - T_o)dA \quad (1)$$

Konvekci rozlišujeme volnou a nucenou. Pro tuto práci je zásadní nucená konvekce. Ta nastává při přenosu tepla prouděním, které je vyvoláno uměle například čerpáním, výraznou přeměnou tlakové energie v energii kinetickou, nebo například pohybem tělesa v tekutině. Z předem známého pole rychlosti c (například z řešení Navier-Stokesových rovnic) se určuje rychlostní profil v tekutině. Pro popis nucené konvekce se nejčastěji používají bezrozměrná čísla a to konkrétně:

$$\text{Reynoldsovo číslo} \quad Re = \frac{c_{char} L_{char}}{\nu}, \quad (2)$$

kde c_{char} je charakteristická rychlost, L_{char} je charakteristický rozměr a ν je kinematická viskozita. Reynoldsovo číslo představuje poměr hybnostních a vazkých sil.

$$\text{Nusseltovo číslo} \quad Nu = \frac{\alpha L_{char}}{\lambda_{tek}}, \quad (3)$$

kde α je součinitel přestupu tepla a λ_{tek} je tepelná vodivost tekutiny. Nusseltovo číslo představuje poměr konvekce vůči vedení tepla v tekutině.

$$\text{Prandtlovo číslo} \quad Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\nu \rho c_p}{\lambda_{tek}}, \quad (4)$$

kde ρ je hustota tekutiny, a je součinitel teplotní vodivosti a c_p je měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku. Prandtlovo číslo udává podobnost mezi tokem hybnosti a sdíleným teplem a zahrnuje tedy transportní vlastnosti tekutiny.

$$\text{Grashofovo číslo} \quad Gr = \frac{\gamma \rho \Delta T L_{char}^3}{\nu^2}, \quad (5)$$

kde γ je součinitel teplotní objemové roztažnosti a ΔT je teplotní rozdíl $T_w - T_0$. Grashofovo číslo představuje poměr vztlaku a viskózní síly působící na tekutinu. Grashofovo číslo se používá převážně pro volnou konvekci.

$$\text{Pécletovo číslo} \quad Pe = Re \cdot Pr = \frac{c_{char} L_{char}}{a}, \quad (6)$$

kteří je jedním z představitelů alternativních podobnostních čísel používaných pro vynucenou konvekci.

$$\text{Schmidtovo číslo} \quad Sc = \frac{\nu}{D} = \frac{\mu}{\rho D}, \quad (7)$$

kde D je difuzní koeficient a μ je dynamická viskozita. Schmidtovo číslo se používá tam, kde dochází k přenosu hmoty a vyjadřuje poměr mezi viskózní rychlostí difuze a rychlostí difúze hmoty.

Pomocí podobnostních čísel jsme tedy schopni získat relace mezi různými fyzikálními vlastnostmi (v našem případě právě těmi, kterými popisujeme přenos tepla konvekci) neboli kritériální rovnici. Kritériální rovnice také záleží na typu proudění. Například kritériální rovnice pro vodorovně obtékanou desku lze rozdělit na část popisující laminární oblast a na část popisující mezní vrstvu turbulentní.

Dále je také nutné rozlišovat, zda se jedná o proudění tekutiny uvnitř tělesa (například proudění potrubím) nebo o obtékání kolem vnějšku tělesa (například obtékání rovinné desky). Ve výpočetních vztazích se vyskytuje charakteristický rozměr, což může být například pro kruhovou trubku její vnitřní průměr a ve vztahu se dále figuruje také délka trubky. Výpočetní vztah, který bychom pro hladkou trubku použili by pak mohl mít například následující tvar

$$\overline{Nu} = 0,023Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad \text{pro } 0,7 < Pr < 120 \quad (8)$$

$$10^4 < Re < 10^5$$

V tomto případě se jedná o kriteriální rovnici pro vynucené turbulentní proudění s vyvinutým rychlostním a teplotním profilem. Podobné vztahy je možné najít v literatuře také pro další typy průřezů trubek, jako jsou například čtvercové, obdélníkové, trojúhelníkové a další. [4] [6] [7]

Problém nastává, pokud je potřeba řešit proudění v profilech s nepravidelným průřezem. Pro takové případy nelze v literatuře najít obecně platný vztah pro výpočet Nusseltova čísla. Existují sice rovnice, které mohou posloužit pro odhad Nusseltova čísla i pro nestandardní nekruhové profily, nicméně použití těchto vztahů je omezené. V případě této diplomové práce řešíme proudění ve velmi nepravidelné oblasti, na kterou není možné podobné vztahy aplikovat.

Nabízí se myšlenka, zda by pro tyto složité tvary průtokových oblastí nebylo možné použít zjednodušení s využitím vztahu pro obtékání rovinné plochy. Složitý tvar bychom ve výpočetním softwaru vysítovali a do vztahu pro Reynoldsovo číslo dosadili délku elementu sítě. Tímto způsobem bychom získali rozložení hodnot Reynoldsova čísla po celém povrchu obtékané oblasti. Tyto hodnoty bychom následně dosadili do vztahu pro výpočet střední hodnoty Nusseltova čísla pro vynucené turbulentní obtékání rovinné desky

$$\overline{Nu} = 0,057(Re \cdot Pr)^{0,78} \quad \text{pro } Re > 5 \cdot 10^5 \quad (9)$$

$$Pr \geq 0,72$$

Nebo ještě lépe bychom použili vztah pro lokální Nusseltovo číslo Nu_x

$$Nu_x = 0,0296 \cdot Re^{0,8} \cdot \frac{Pr}{(1 + 2,185 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr - 1))} \quad (10)$$

Tento předpoklad zjednodušení má však jednu chybu. Reynoldsovo číslo totiž není lokální, nýbrž globální parametr pro danou úlohu. Není tedy možné připustit, aby se jeho hodnoty výrazně lišily na povrchu obtékané oblasti. Toto zjednodušení není tedy pro případ z této diplomové práce příliš vhodné. Jako alternativní řešení je tedy možné nalézt rozložení součinitele přestupu tepla laděním charakteristické délky. Tato hodnota charakteristické délky bude konstantní pro celý model. Účelem tohoto ladění bude získat lokální součinitele přestupu tepla tak, aby jejich průměrná hodnota přes danou oblast byla rovna běžně uváděným součinitelům přestupu tepla pro tyto aplikace. Tedy těm, které budou použity pro první termální a mechanickou analýzu.

Jiným přístupem v odhadu lokálních hodnot součinitele přestupu tepla je tzv. Reynoldsova analogie. Jedná se o analogii mezi smykovým napětím a přenosem tepla

$$St = \frac{C_f}{2}, \quad (11)$$

kde C_f představuje koeficient tření a St je Stantonovo číslo, které je možné také vyjádřit jako

$$St \equiv \frac{\alpha}{\rho c_{char} c_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}, \quad (12)$$

a koeficient tření lze definovat jako

$$C_f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho c_{char}^2}, \quad (13)$$

kde τ_w je lokální smykové napětí.

Reynoldsova analogie spojuje klíčové inženýrské parametry pro rychlostní, teplotní a koncentrační mezní vrstvy a je tedy velmi užitečným nástrojem. Pokud známe hodnoty rychlostního pole, je možné získat ostatní parametry a totéž platí opačně. Jsou tu však určitá omezení pro použití této analogie. Abychom získali spolehlivé odhady, je nutné, aby hodnota Prandtlova čísla Pr a Schmidtova čísla Sc byla přibližně rovna 1. Tedy podmínkou je

$$Sc \approx 1$$

$$Pr \approx 1$$

Pokud potřebujeme analogii použít i pro větší rozsah Prandtlova a Schmidtova čísla, je nutné přidat do rovnice jisté korekce. Pak hovoříme o upravené Reynoldsově analogii nebo také o Chilton-Colburnově analogii, jejíž tvar je následující

$$\frac{C_f}{2} = St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \equiv j_H \quad \text{pro } 0,6 < Pr < 60 \quad (14)$$

$$\frac{C_f}{2} = St_m \cdot Sc^{\frac{2}{3}} \equiv j_m \quad \text{pro } 0,6 < Sc < 3000 \quad (15)$$

kde j_h a j_m představují *Coulbunovy j faktory* pro přenos tepla a hmoty. Tato analogie je více vhodná pro turbulentní proudění než pro laminární, nicméně lze použít pro oba případy. Pokud všechny body povrchu splňují výše uvedené podmínky, pro aplikování analogie můžeme použít průměrné hodnoty koeficientů na povrchu. [8][6]

Spojením předchozích vztahů tedy získáme

$$C_f = 2St \cdot Pr^{\frac{2}{3}} = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2}\rho c_{char}^2} = 2 \frac{\alpha}{\rho c_{char} c_p} \cdot Pr^{\frac{2}{3}} \quad (16)$$

Z tohoto vztahu pak úpravou získáme vztah pro lokální smykové napětí

$$\tau_w = \frac{c_{char} \alpha}{c_p} \quad (17)$$

c_{char} pak dále vyjádříme ze vztahu pro hmotnostní tok kanálem

$$\dot{m} = A \rho c_{char} \quad (18)$$

Dosazením do předchozího vztahu získáme

$$\tau_w = \frac{\dot{m} \alpha}{A \rho c_p} Pr^{\frac{2}{3}} \quad (19)$$

Potřebujeme rozložení hodnot lokálního koeficientu přestupu tepla a vyjádřením z předchozí rovnice tedy získáme finální vztah

$$\alpha = \frac{\tau_w \rho A c_p}{\dot{m} Pr^{2/3}} \quad (20)$$

Pro aplikaci upravené Reynoldsovy analogie je tedy nezbytné mít k dispozici hodnoty pro lokální smykové napětí. Tyto hodnoty však pro tuto práci nejsou k dispozici, neboť není možné je získat z Abaqusu, kvůli omezeným možnostem pro volbu ve Field Outputu. Proto je použití Reynoldsovy analogie pro tento případ nevhodné. [8]

2.2.2 Sdílení tepla vedením – kondukcí

Kondukcce je mechanismus přenosu tepla v pevných látkách. Existuje však také v tekuté fázi bez proudění (například ve velmi úzkých mezerách). Tepelná energie se postupně šíří v nepohyblivé hmotě. Vedení tepla je charakterizováno součinitelem tepelné vodivosti λ [W.m⁻¹. K⁻¹].

Tepelný tok lze určit v každém místě teplotního pole v daném okamžiku. Vektor hustoty tepelného toku \vec{q} pak získáme vztažením

tepelného toku na jednotku plochy v kolmé rovině na směr toku. Tepelný tok vedením je pak popsán Fourierovým zákonem

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \mathit{grad} T = -\lambda \frac{\partial T}{\partial \mathbf{x}} = -\lambda \cdot \nabla T . \quad (21)$$

Při uvažování nestacionárního průběhu teploty lze vedení tepla popsat Fourierovou-Kirchhoffovou rovnicí

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{c} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + 2\mu \mathbf{\Delta} : \mathbf{\Delta} + \dot{Q}^{(g)}, \quad (22)$$

kde $\dot{Q}^{(g)}$ jsou objemové zdroje tepla, \mathbf{c} je lokální rychlost tekutiny a $\mathbf{\Delta}$ je tenzor rychlosti deformace. Tato rovnice popisuje konduktivně-konvektivní přenos tepla. Členy mají následující fyzikální význam

$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)$	představuje rychlost akumulace entalpie
$\rho C_p \mathbf{c} \cdot \nabla T$	je rychlost přívodu entalpie konvekcí
$\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$	je rychlost přívodu tepla kondukcí
$2\mu \mathbf{\Delta} : \mathbf{\Delta}$	představuje rychlost disipace mechanické energie

Tento obecný tvar Fourier-Kirchhoffových rovnic můžeme zjednodušit například zanedbáním disipace energie v soustavě. Při absenci objemového zdroje tepla by poté stacionární teplotní pole bylo řešením Laplaceovy rovnice vedení tepla $\nabla^2 T = 0$.

Řešení rovnice vedení tepla závisí na okrajových podmínkách. Ty můžeme rozdělit do čtyř skupin.

1. druhu: Je dáno rozložení teplot na části hranice (například na povrchu tělesa) v nějakém okamžiku. Tedy:

$$T = T_{\Gamma}$$

2. druhu: Je dán měrný tepelný tok q_0 na části hranice (například pro jednotlivé body na povrchu tělesa). Měrný tepelný tok tak může být zadán jako funkce polohy a času.

$$q_x \Big|_{x=0} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} = q_0$$

3. druhu: Je dána teplota okolního prostředí a podmínky výměny tepla mezi oblastí řešení a okolním prostředím (například mezi povrchem tělesa a okolím).

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} = \alpha \cdot (T_f - T \Big|_{x=0})$$

4. druhu: Tato okrajová podmínka vychází z předpokladu, že v místě styku dvou prostředí o tepelné vodivosti λ_1 a λ_2 musí být vždy splněna podmínka spojitosti hustot tepelných toků. V ideálním případě se dá říci, že teplota dotýkajících se povrchů je stejná.

$$\lambda \frac{\partial T^{(1)}}{\partial x} \Big|_{x=H} = \lambda \frac{\partial T^{(2)}}{\partial x} \Big|_{x=H}$$

V případě, že se jedná o nestacionární děj, řešení záleží nejen na okrajových podmínkách, ale také na podmínkách v počátečním čase. Jestliže jsou v průběhu přenosu tepla na povrchu známé okrajové podmínky, je možné určit průběh teplot v tělese. V takovém případě se jedná o přímou úlohu. Nicméně často není možné zkoumat či přímo měřit okrajové podmínky na povrchu tělesa. Možnosti připevnit senzor brání například skutečnost, že by tím mohlo dojít k narušení povrchu a tím i k následnému ovlivnění celého procesu. V takových případech se senzory většinou umístí dovnitř tělesa a pomocí inverzní úlohy se poté počítají okrajové podmínky.

2.2.3 Sdílení tepla zářením – radiací

Při sdílení tepla zářením dochází k vyzařování vnitřní energie hmotného objektu a k přeměnění částí energie tělesa na energii elektromagnetických vln. Tato forma energie je pak následně absorbována ozařovaným tělesem. Při dopadu tepelného toku Q na povrch ozařovaného tělesa, část energie je pohlcena, část se odrazí a část projde.

2.3 FSI analýza

Označení FSI vychází z anglického spojení Fluid-Structure Interaction a pokrývá velmi široké spektrum problémů, ve kterých dochází k interakci mezi prouděním tekutiny a deformovatelnou nebo pohyblivou strukturou. Tyto interakce mohou být mechanické, tepelné, nebo obojí. Při nárazu tekutiny do struktury, působí na pevný objekt síly a napětí, které pak mohou vést k deformacím. Rozsah výsledných deformací je velmi široký – od téměř nepatrných až po velmi vysoké hodnoty. Deformace je závislá na velikosti tlaku, rychlosti toku a materiálových vlastnostech pevného objektu. V případě, že dochází pouze k nepatrným deformacím struktury a změny v čase jsou relativně pomalé, nebude chování tekutiny deformací nijak

významně ovlivněno a můžeme se tedy zabývat pouze výsledným napětím v pevných částech.

FSI lze například aplikovat při proudění tekutiny v čerpadle, proudění vzduchu přes křídlo či výměnu tepla v radiátoru. Při modelování takových systémů existuje celá řada vhodných postupů. V některých případech bude nutné nadefinovat jak Navier-Stokesovy rovnice pro proudění tekutiny, tak rovnice mechaniky těles pro deformaci tělesa.

V programu Abaqus lze FSI úlohy rozdělit na tuhé a flexibilní problémy mechanické odezvy. Úlohy s pevnou napěťově-deformační odezvou se dají efektivně řešit ve většině výpočetních programů dynamiky tekutin, a proto co-simulace v programu Abaqus se používá pouze pro úlohy flexibilní mechanické odezvy. Co-simulační rozhraní Abaquusu umožňuje jak jednosměrný, tak obousměrný přenos dat. Napěťově-deformační odezva může být lineární nebo nelineární, a to jak s ohledem na materiálové vlastnosti, tak i velké deformace. Jsou podporována řešení stacionárních, tak i nestacionárních úloh. Pro FSI analýzy nabízí Abaqus dva přístupy k propojení s CFD řešiči, jedno je provedeno přímo pomocí vlastního univerzálního řešiče, druhé se zapojením řešičů třetí strany (například ANSYS). [9] [10]

Analýza sdílení tepla v programu Abaqus

Problémy přenosu tepla zahrnující vedení, nucenou konvekci a záření lze analyzovat v Abaqus/Standard nebo Abaqus / CFD. Při těchto analýzách se teplotní pole počítá bez znalosti stavu napětí nebo deformace ve vyšetřovaném modelu. Problémy s přenosem tepla mohou být obecně také nelineární, protože materiálové vlastnosti jsou závislé na teplotě nebo kvůli nelineárním okrajovým podmínkám. Obvykle je nelinearita spojená s teplotně závislými vlastnostmi materiálu mírná, protože vlastnosti se s teplotou nemění příliš rychle. Sdílení tepla zářením vždy způsobuje, že problémy s přenosem tepla jsou nelineární. Nelinearita pak roste s rostoucí teplotou. Abaqus/Standard používá iterační schéma pro řešení nelineárních problémů se sdílením tepla. Počátečními podmínkami je možné upřesnit počáteční teploty. Okrajovými podmínkami lze předepsat teplotu v bodech. Podmínky mohou být také zadány jako funkce v závislosti na čase.

V případě, že je řešení napětí či deformace závislé na teplotním poli, ale bez inverzní závislosti, lze problém modelově definovat jako tzv. nesvázanou (sekvenční) úlohu vedení tepla a mechanické odezvy. Ta se provádí tak, že nejprve řešíme čistě problém sdílení tepla a poté načteme teplotní řešení do analýzy napětí jako předdefinované pole. V mechanické

analýze se teplota může měnit s časem a polohou, nicméně není ovlivněna výsledky mechanické analýzy.

V případě, kdy by se řešení termální a mechanické úlohy vzájemně silně ovlivňovala, lze úlohu definovat jako svázanou. Jako příklad lze jmenovat problematiku rychlého zpracování (tváření) kovů, kdy neelastická deformace materiálu způsobuje nezanedbatelné zahřívání materiálu. [10]

Analýzy dynamiky tekutin v programu Abaqus

Pro řešení dynamiky tekutin poskytuje Abaqus/CFD rozsáhlou podporu pro preprocessing ale i pro postprocessing. Je možné pomocí něj řešit širokou škálu nelineárních problémů interakce těles s tekutinou či teplotní úlohy.

Tekutiny lze modelovat pouze jako trojrozměrnou entitu. Fyzikální vlastnosti tekutin určují jejich chování a v závislosti na požadované analýze je třeba některé z nich specifikovat. Vždy je třeba zadat hustotu, která je nezbytná pro řešení Navier-Stokesových rovnic. Hustota je považována za konstantní pro všechny nestlačitelné tekutiny. Pro vazké proudění je vyžadováno zadání konstantní viskozity. Pro dynamickou analýzu nestlačitelných tekutin, která zahrnuje energetickou rovnici, musí uživatel definovat měrnou tepelnou kapacitu a tepelnou vodivost. Měrné teplo lze definovat buď za konstantního tlaku nebo pomocí konstantního objemu a zadat plynovou konstantu ideálního plynu. Abaqus podporuje pouze konstantní izotropní tepelnou vodivost. Koeficient tepelné roztažnosti se zadává pro Boussinesqovu aproximaci pro šíření tepla volnou konvekcí.

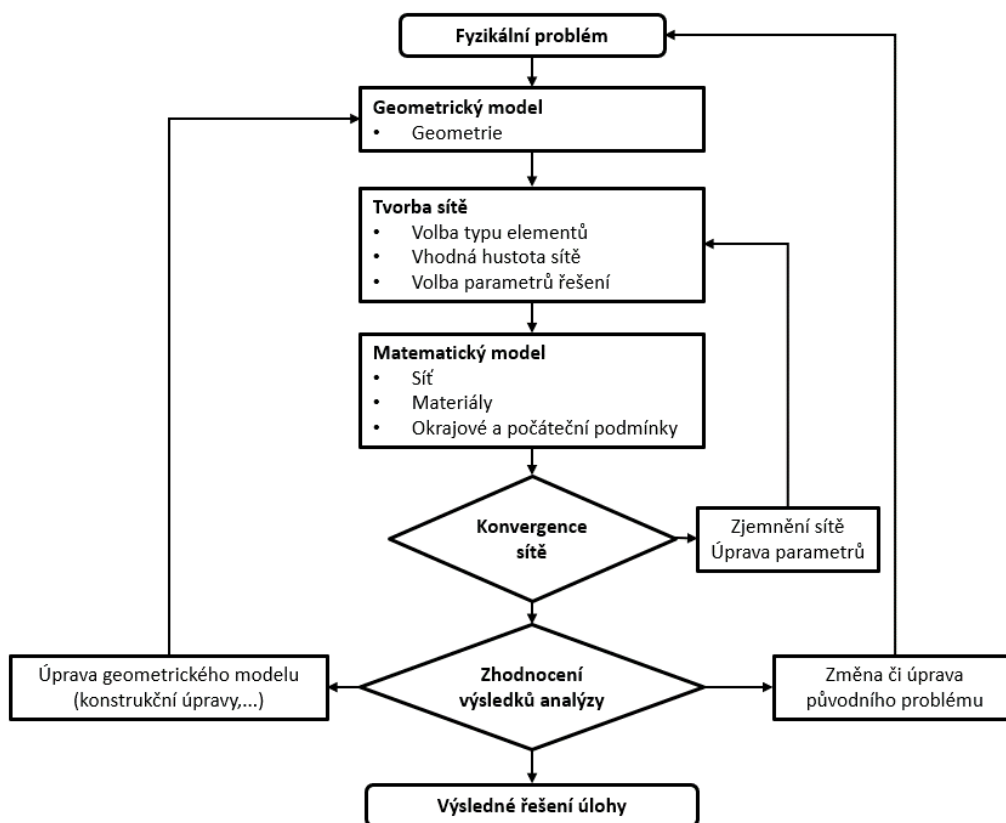
V závislosti na analýze je dále nutné specifikovat podmínky. Počáteční podmínky pro simulaci toku tekutin se zadávají pomocí setů elementů. Pro dynamickou analýzu nestlačitelných tekutin, která zahrnuje energetickou rovnici, je třeba zadat počáteční teplotu tekutiny. Je možné zadat také počáteční podmínky pro turbulenci tekutin jako je turbulentní viskozita a další. Pokud počáteční rychlost není nulová, je třeba specifikovat její velikost. Rychlost tekutiny se v Abaqusu následně řeší jako samostatná úloha a do programu se zadává jako hmotnostní tok. Mezi okrajové podmínky, které lze v Abaqusu nastavit patří například posunutí a rotace, vstup a výstup tekutiny a stav tekutiny u stěny.

Pokud jde o síť modelu, tak pole aktivní u analýzy tekutin nejsou určována typem elementu, ale postupem analýzy a jejími nastaveními. Typ elementu má zde jediný účel, a to definování tvaru prvku použitého k diskretizaci kontinua. K dispozici jsou pro tekutiny čtyři typy elementů. Pro řešení komplexních úloh interakce tekutiny s tuhou látkou lze využít propojení řešičů Abaqus/CFD s Abaqus/Standard a Abaqus/Explicit. [10]

2.6 MKP

Metoda konečných prvků neboli zkráceně MKP (anglicky FEM - Finite element method) je v praxi nejčastěji používanou metodou pro řešení úloh mechaniky poddajných těles. Kromě toho je časté její použití také u problematiky přenosu tepla či mechaniky tekutin. MKP je implementována v celé řadě inženýrských programů jako je ABAQUS, Pam-Crash a ANSYS. Je také součástí některých CAD systémů, kde slouží hlavně pro rychlé návrhové výpočty.

V praxi se postupuje tak, že do výpočetního programu naimportujeme 3D model součásti z CAD systému, případně ho sami vytvoříme. Ten následně rozdělíme na konečný počet elementů v příslušném softwaru. Význačné uzly se nacházejí pro první řád v rozích jednotlivých elementů a pro druhý řád navíc ve středech hran elementů. Hodnoty posuvů se vyhodnocují v těchto bodech. Přesnost výsledků z MKP mimo jiné závisí na hustotě sítě a správné volbě typu elementů. Přehledněji je schéma postupu při MKP analýze naznačeno na Obr. 1. V této práci byl použit program Abaqus CAE. Použitou literaturou pro tuto kapitolu (1.1) jsou reference [11]- [17].



Obr. 1 – Schéma procesu MKP analýzy

2.6.1 Matematická formulace MKP

Z matematického pohledu lze rozdělit základní přístupy k formulování úlohy pružnosti na diferenciální a variační. V prvním případě získáme formulaci úlohy v podobě soustavy diferenciálních rovnic. Druhý přístup namísto toho hledá řešení úlohy jako stav, ve kterém energie tělesa dosahuje extrémní hodnoty. MKP řadíme mezi variační metody, kde řešení soustavy diferenciálních rovnic je tvořeno jako lineární kombinace báze funkcí. Variační počet se zabývá hledáním extrémů funkcí – v případě MKP aplikované na úlohu mechaniky poddajných těles se jedná o hledání minima potenciální energie. Tato problematika hledání minima potenciální energie vede u diskretizovaného systému na soustavu algebraických rovnic a v kontinuu na soustavu parciálních diferenciálních rovnic. Při řešení napětí a deformací poddajných těles je základním funkcionálem energie napjatosti. Číselná hodnota funkcionálu je přiřazována funkcím, které popisují posuvy vyvolané deformací jednotlivých bodů tělesa. U nejběžnější varianty MKP (deformační varianta) jsou posuvy základní neznámou funkce. Pro deformační metodu je východiskem Lagrangerův variační princip. Deformované těleso vždy zaujímá z energetického hlediska nejméně náročný tvar, jemuž odpovídá věta o minimu kvadratického funkcionálu. Energetickou bilanci tělesa, vystaveného vnějším mechanickým účinkům, vyjadřujeme funkcionálem celkové potenciální energie Π . Ta je definována rozdílem funkcionálu deformační energie U a funkcionálu práce zátěžných sil W .

$$\Pi = U - W \quad (23)$$

Následuje stručný popis klasických metod přibližného řešení parciálních diferenciálních rovnic.

2.6.2 Metoda vážených reziduí (MVR)

Metoda vážených reziduí je aproximační metoda používaná k řešení diferenciálních rovnic se zadanými okrajovými podmínkami. MVR využívá aproximační funkce a integrální formulace za účelem minimalizace chyby přes celou oblast řešení. Diferenciální rovnice lze zapsat ve tvaru

$$L(u(x)) = g(x), \quad (24)$$

kde L je lineární diferenciální operátor, g je vynucující funkce a u je neznámá stavová proměnná. K diferenciální rovnici přísluší také okrajové podmínky. Na části hranice oblasti řešení Ω je předepsána nutná okrajová podmínka,

často označována jako Dirichletova podmínka a matematicky ji lze definovat následujícím způsobem:

$$\Omega \subset R^2, \quad \text{pro hraniční oblast pak platí } \partial\Omega = \Gamma_D$$

$$u \Big|_{\Gamma_D} = u_D(x) \quad (25)$$

Dále je předepsána přirozená okrajová podmínka, také označována jako Neumannova podmínka. Tu je možné matematicky zapsat následujícím způsobem

$$\Omega \subset R^2, \quad \text{pro hraniční oblast pak platí } \partial\Omega = \Gamma_N$$

$$\frac{\partial u}{\partial \vec{n}} \Big|_{\Gamma_N} = u_N(x), \quad (26)$$

kde n je vnější normála. Tvar řešení předpokládáme ve formě lineární kombinace $\tilde{u}(x)$ kde multiplikátory a_i jsou hledané neznámé a ψ_i jsou funkce souřadnic x .

$$\tilde{u}(x) = \sum_{i=1}^N a_i \psi_i(x), \quad (27)$$

kde a_i představují neznámé multiplikátory, které musí být určeny a ψ_i je lineárně nezávislá aproximační funkce. Jakmile dosadíme $\tilde{u}(x)$ do naší diferenciální rovnice, tato rovnice nebude obecně splněna a bude generovat nějaký zbytek neboli reziduum. Tuto odchylku lze vyjádřit jako

$$R(x) = g(x) - L(\tilde{u}(x)), \quad (28)$$

kde $R(x)$ představuje právě výše zmíněné reziduum. Pro získání přesného řešení by bylo nutné, aby bylo $R = 0$. Cílem aproximace tedy je získat takové výsledky, které v celé oblasti řešení vedou na malá rezidua. Metodu vážených reziduí je vhodné zapsat v integrálním tvaru

$$\int_{\Omega} w_i(x) R(x) d\Omega = 0, \quad (29)$$

kde $w_i(x)$ představuje n obecných váhových funkcí. Ačkoliv jsme tedy připustili chybu řešení, v rámci váženého průměru přes celou oblast řešení je chyba rovna nule. Variant MVR existuje několik a liší se ve způsobu volby váhové funkce, a tedy i získání multiplikátorů a_i .

Kolokační metoda

Při užití kolokační metody volíme váhové funkce jako Diracovy funkce δ . Takové funkce jsou nespojité, nemají tedy všude stejnou hodnotu

$$w_i(x) = \delta(x - x_i) = \begin{cases} 1 & \text{pro } x = x_i \\ 0 & \text{v jiných bodech} \end{cases} \quad (30)$$

Reziduál R je tedy nulován, ale pouze ve specifických bodech. Umístění těchto kolokačních bodů má rozhodující vliv na konvergenci přibližného řešení k přesnému.

Metoda podoblastí

Metodu podoblastí lze považovat za modifikaci kolokační metody. V tomto případě však reziduál není nulován jen v bodě, ale je nulován přes celou podoblast řešené oblasti Ω . Je-li řešená oblast rozdělena na tolik podoblastí, kolik je neznámých parametrů, pak je výběr těchto parametrů proveden tak, aby na všech podoblastech byla průměrná hodnota rezidua nulová.

$$\int_{\Omega} w_i(x)R(x) dx = \sum_i \left(\int_{\Omega_i} R(x) dx \right) = 0, \quad i = 1, \dots, n \quad (31)$$

Metoda nejmenších čtverců

Princip této metody spočívá v tom, že hledáme hodnoty koeficientů takové, aby součet čtverců reziduálů měl co nejnižší hodnotu.

$$\frac{\partial}{\partial a_i} \int_{\Omega} R^2(x) dx = 2 \int_{\Omega} R(x) \frac{\partial R(x)}{\partial a_i} dx = 0 \quad (32)$$

Výsledná váhová funkce u metody nejmenších čtverců je tedy derivace reziduálu podle neznámých koeficientů a_i

$$w_i(x) = \frac{\partial R(x)}{\partial a_i}. \quad (33)$$

Gelarkinova metoda

Gelarkinova metoda by se dala považovat za určitou modifikaci metody nejmenších čtverců. Váhová funkce zde ale na místo derivace reziduálu zahrnuje derivaci aproximativního řešení

$$w_i(x) = \frac{\partial \tilde{u}(x)}{\partial a_i} = N_i(x). \quad (34)$$

Váhová funkce je tedy stejná jako básová funkce. Tato metoda je vhodná například pro řešení úloh statiky, dynamiky i stability pružných těles.

Metoda momentu

Pro metodu momentu platí, že váhové funkce jsou voleny ve tvaru mocnin

$$w_i(x) = x^i \quad \text{pro } i = 0, 1 \dots N \quad (35)$$

Zajímavé je, že pro první aproximaci se metoda momentů shoduje s metodou podoblastí, pokud je podoblast rovna celé oblasti Ω .

Nevýhodou klasických variačních metod je obtížná volba aproximačních funkcí na složitějších oblastech. Principem MKP je tedy rozdělení konstrukce na malé oblasti a na n jednoduchých podoblastí a volba aproximačních funkcí na nich. Π je skalární veličina, a tak je možné psát

$$\Pi_{approx.} = \sum_{j=1}^n \Pi_{e,j} \quad (36)$$

Kde $\Pi_{e,j}$ představuje potenciální energii j -té podoblasti konečného prvku. Další postup je analogický ke klasickým variačním metodám (jako je Ritzova metoda). MKP se však liší způsobem konstrukce zvolených básových funkcí.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial a_i} = 0, \quad i = 1..n \quad (37)$$

Pro deformační úlohu je tedy Π obecně závislé na spojitých funkcích u , v , w . Pro numerické řešení lze tyto funkce vyjádřit v závislosti na konečném počtu prvků.

$$\text{Posuv v ose } x \quad u = \sum_{i=1}^l a_i \cdot \tilde{u}_i \quad (38)$$

$$\text{Posuv v ose } y \quad v = \sum_{j=1}^m b_j \cdot \tilde{v}_j \quad (39)$$

$$\text{Posuv v ose } z \quad w = \sum_{k=1}^n c_k \cdot \tilde{w}_k \quad (40)$$

Funkce posuvů se v MKP vyjadřují přibližně jako součet předem daných známých básových funkcí, které jsou násobeny neznámými koeficienty (a_i, b_j, c_k). Od funkcionálu závislého na básových funkcích lze tedy přejít k funkcionálu závislému na konečném počtu parametrů. Rovnice (37) pak vede na soustavu lineárních algebraických rovnic. Aproximaci posuvů pak získáme dosazením do rovnic u , v , w .

V MKP rozlišujeme deformační, silovou a smíšenou variantu. Pokud řešení úlohy hledáme ve formě polí posuvu tak, že pole deformace získáme derivováním Cauchyho rovnic a pole napjatosti z Hookova zákona, tak mluvíme o deformační variantě. Ta je spjata s Lagrangeovým variačním principem a praxi se s ní setkáme nejčastěji. V případě, že hledáme pole napjatosti, získáme pole deformací dosazením do Hookova zákona a pole posuvů získáme integrací Cauchyho rovnic. V takovém případě pak mluvíme o silové variantě. Pokud jde o smíšenou variantu, tak jak už název napovídá, neznámé jsou v tomto případě složky posuvů i napětí.

2.6.3 Síťování modelu

Jak napovídá samotný název metody konečných prvků, je třeba dekomponovat součásti modelu na konečný počet objemových buněk (elementů). Tyto elementy jsou navzájem spojeny v uzlech (diskrétních bodech). Ideálně by bylo pro shodu výsledků diferenciálních rovnic s analytickým řešením zapotřebí nadělit model na nekonečně velký počet elementů. Při použití MKP musíme tedy vždy počítat s nějakou chybou našeho matematického modelu. Matematické analýzy tedy nemohou sloužit jako plná náhrada experimentů, při kterých je reálný výrobek podroben například pevnostním zkouškám.

Přesnost výsledků můžeme ovlivnit několika parametry. Velmi záleží na počtu prvků a kvalitě sítě (zdeformované prvky bývají častým zdrojem chyb). Pro řešení různých problémů je vhodné použití rozdílných typů prvků. Řadu praktických úloh je možné řešit zjednodušeně a není nutné použít 3D model (jedná se například o určité rovinné a rotačně symetrické úlohy). Prvky mohou být mnoha tvarů, nejčastěji se však ve 2D volí dělení na plochy trojúhelníkové nebo čtyřúhelníkové. Ve 3D se nejčastěji setkáme s trojbokými jehlany (tetra elementy) či šestistěny (hexa elementy). 3D elementy mají logicky vyšší počet uzlových bodů a umožňují tak zpřesnit řešení, nicméně jejich použití znamená také vyšší nároky na výpočetní čas a kapacitu úložiště i operační paměti.

Už při tvoření sítě je třeba vzít v potaz výpočetní prostředky, které můžeme použít. V běžných výpočetních programech se můžeme setkat s lineárními, kvadratickými nebo také kubickými polynomy. Pro lineární elementy je rozložení hodnot posuvů popsáno lineární funkcí, nicméně pro kvadratické elementy je popsáno polynomem druhého řádu. Přesnost výsledků s vyšším stupněm polynomu roste, nicméně roste také výpočetní čas. U většího počtu elementů je pak rozdíl v časové náročnosti mezi například lineárními a kvadratickými prvky velmi výrazný. Na druhou stranu v oblastech, kde očekáváme velkou koncentraci napětí, není příliš vhodná aplikace lineárních elementů.

Preprocessing je nezbytnou součástí MKP simulace a jeho kvalita záleží mnohdy na zkušenostech výpočtáře. Díky kvalitnímu preprocessingu můžeme docílit nižšího výpočetního času v kombinaci s přesnými výsledky výpočtu. Ačkoliv je v dnešní době automatické generování sítě velmi pokročilé, rozhodně se na jeho výsledky nedá spoléhat. Program sám od sebe nedovede rozeznat, která místa jsou pro náš výpočet důležitá a kde je potřeba vyšší kvalita sítě. Také automatické navrhované zjednodušení geometrie není vždy žádoucí. Mohou vzniknout zborcené elementy, které by pak měly negativní vliv na výsledky analýzy.

3 PRAKTICKÁ ČÁST

Praktická část práce se zabývá popisem realizovaných sekvenčních simulací. Konkrétně se jedná o termální analýzu s konstantním nastavením součinitele přestupu tepla, dále o CFD analýzu rychlostního pole chladicí kapaliny a následně o termální analýzu s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla. Na obě termální analýzy pak navazuje mechanická analýza používající teplotní pole z dané termální analýzy. Analýzy byly provedeny v programu Abaqus 6.14 (simulace proudění) a 2019 (termální a mechanické analýzy).

3.1 Materiálové vlastnosti

Materiál použitý pro model v programu Abaqus je AlSi7MgTi (ČSN 42 4334.2). Z tohoto materiálu je odlita hlava bloku a blok motoru. Jedná se o slitinu hliníku třídy 2000, jejíž hlavním legujícím prvkem je křemík s podílem mezi 6,5 až 7,5%. Mezi další obsažené prvky patří hořčík, magnesium, mangan a železo. Tato slitina se nejčastěji používá ke slévání, a to převážně v automobilovém a leteckém průmyslu. Jedná se o slitinu s vysokou pevností a tažností. Mechanické a tepelné vlastnosti materiálu jsou sepsány v Tab. 1 a Tab. 2. V programu Abaqus byl materiál AlSi7MgTi definován hodnotami dle Obr. 2 až Obr. 6. Šrouby a těsnění jsou z oceli 14 240. Materiálové vlastnosti, které byly definovány pro tento materiál v programu Abaqus jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 1 – Mechanické vlastnosti AlSi7MgTi

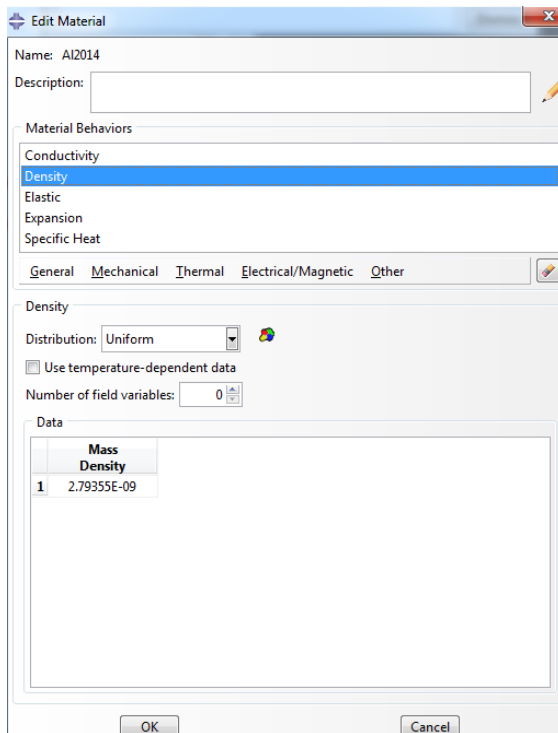
Youngův modul [GPa]	70-75 (20 °C)
Poissonův poměr	0,33
Mez únavy [MPa]	90–160
Mez pevnosti v tahu [MPa]	230
Mez kluzu [MPa]	180
Tažnost [%]	2

Tab. 2 – Tepelné vlastnosti AlSi7MgTi

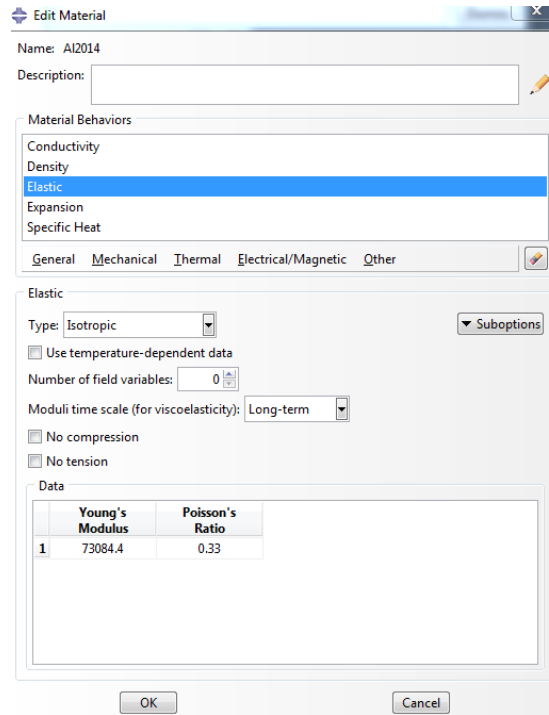
Teplotní roztažnost [K^{-1}]	2,27e-5 (30-100 °C)
Měrná tepelná kapacita [$Jkg^{-1}K$]	963 (100 °C)
Tepelná vodivost [$Wm^{-1}K^{-1}$]	140 (100 °C)

Tab. 3 – Materiálové vlastnosti oceli

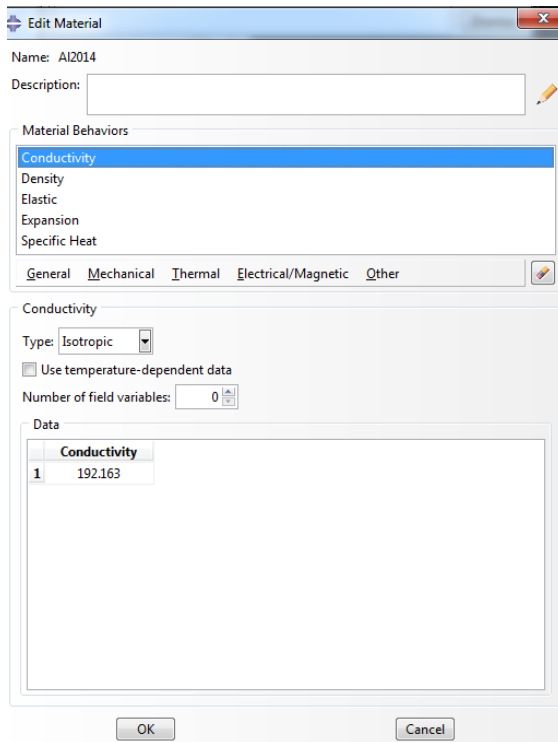
Youngův modul [GPa]	210
Poissonův poměr	0,3
Hustota [$g.cm^{-3}$]	7,8
Měrná tepelná kapacita [$Jkg^{-1}K$]	490
Tepelná vodivost [$Wm^{-1}K^{-1}$]	54



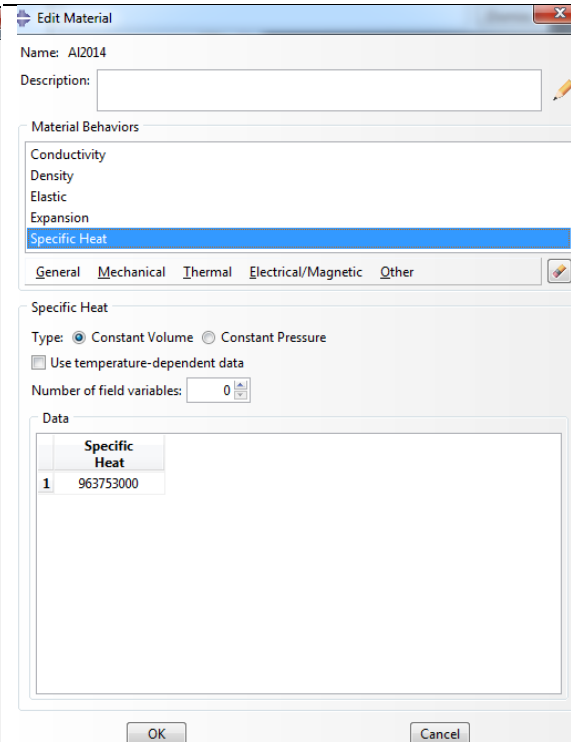
Obr. 2 – Definování materiálu AISi7MgTi (1)



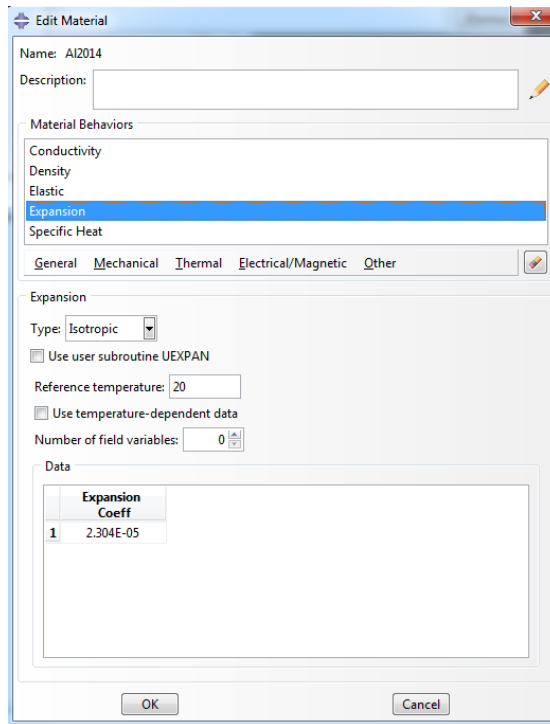
Obr. 3 – Definování materiálu AISi7MgTi (2)



Obr. 4 – Definování materiálu AISi7MgTi (3)



Obr. 5 – Definování materiálu AISi7MgTi (4)



Obr. 6 – Definování materiálu AlSi7MgTi (5)

3.2 Vytvoření konečněprvkové sítě pro model motoru

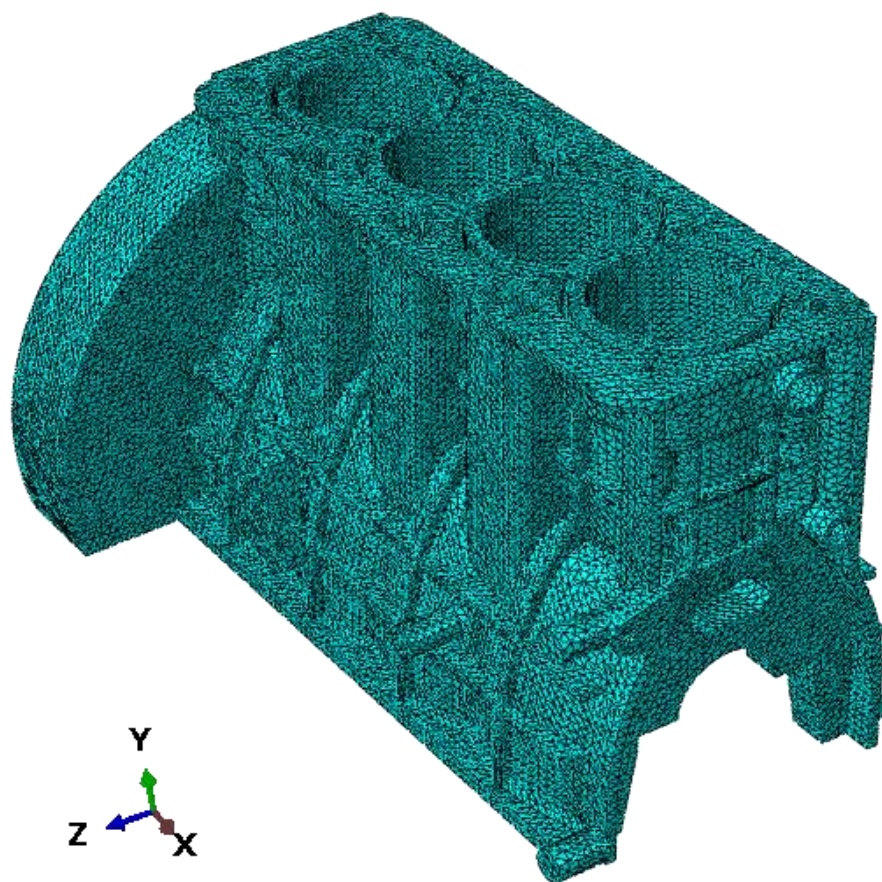
Pro tvorbu sítě jak pro mechanickou, tak i pro termální analýzu bylo použito více typů prvků. Převážně se jednalo o tetra elementy (trojboké jehlany) a to konkrétně pro součást hlava motoru, blok motoru a všechny šrouby. Pouze těsnění bylo vysítováno hexa elementy (šestistěny). Pro obě analýzy byly v celém modelu použity kvadratické prvky z důvodu získání přesnějších výsledků. V místech, kde byla buď očekávána vyšší koncentrace napětí nebo v okolí chladicích kanálů, byla síť zjemněna. Na stěnách v otvorech pro píst se také více dbalo na pravidelnost a kvalitu sítě. Počty jednotlivých typů elementů jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 4 – Přehled počtu elementů a uzlů v modelu

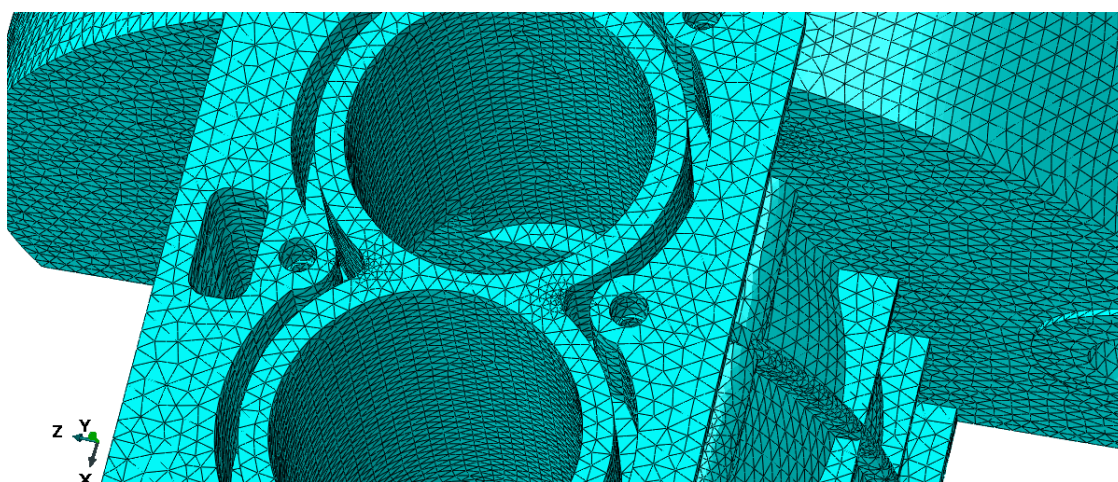
Součást	Typ elementu	Počet elementů	Počet uzlů
Blok motoru	Tetra DC3D10	463834	751621
Hlava motoru	Tetra DC3D10	252213	453146
Těsnění	Hexa DC3D8	2680	5908
	DC3D6	208	
Šrouby	Tetra DC3D10	19450	35900
Celkem	-	738385	1246575

Blok motoru – síť

Při síťování bloku motoru byl kladen důraz na kvalitu sítě hlavně v okolí chladicích kanálků, které jsou důležité pro následující analýzu proudění. Dále se usilovalo o pravidelnost sítě v okolí válců. Kvůli značné detailnosti geometrie bylo nutné síť na mnoha místech velmi zjemnit (viz Obr. 8).



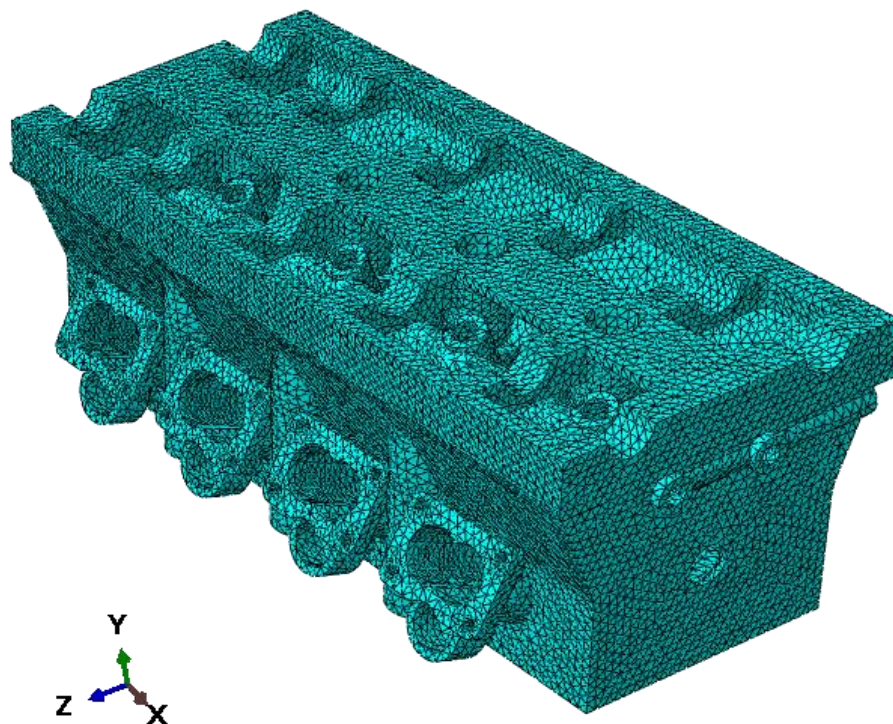
Obr. 7 – Síť bloku motoru



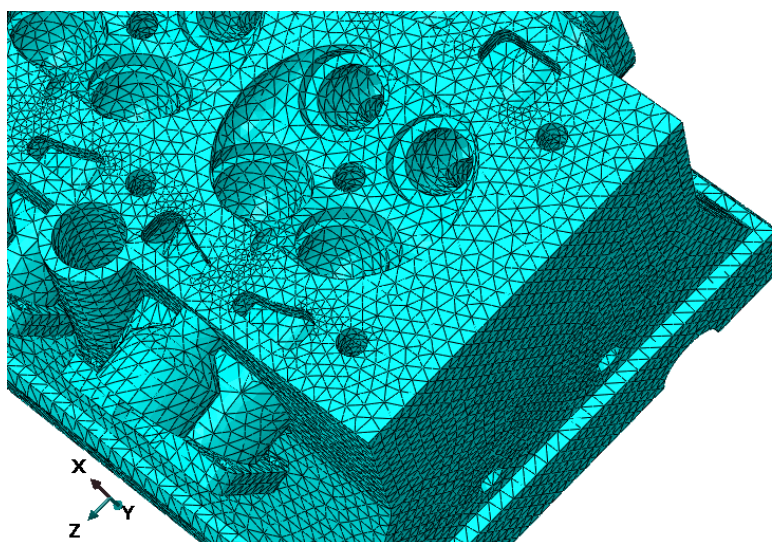
Obr. 8 – Detail síť bloku motoru

Hlava motoru – síť

I v případě této součásti byla vyžadována lepší kvalita sítě v okolí chladicích kanálků. Tento díl sice nemá zvenjšku žebrování, ale například vnitřní dutina je velmi komplikovaná s velkými změnami tloušťky. Na povrchu je tedy síť pravidelnější než u předchozí součásti (Obr. 10).



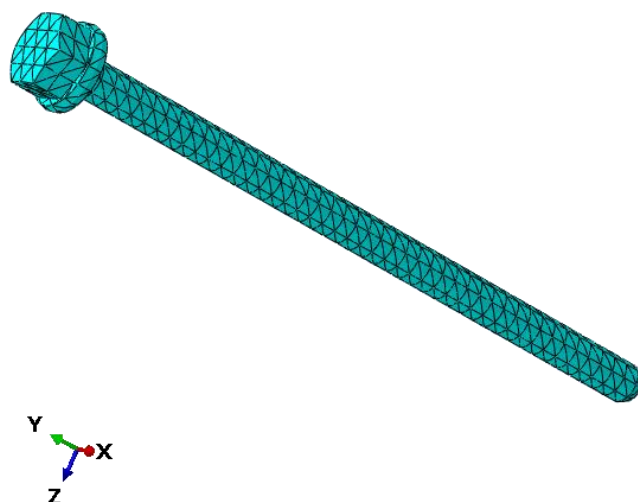
Obr. 9 – Síť hlavy motoru



Obr. 10 – Detail síť hlavy motoru

Šrouby – síť

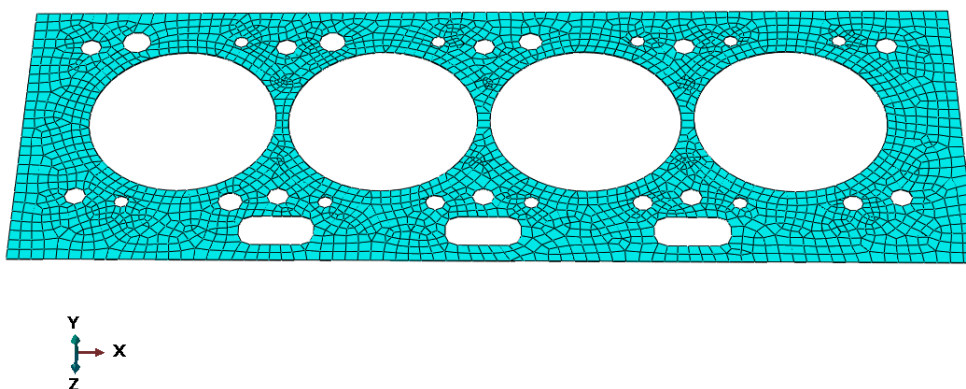
Šrouby jsou vysítovány tetra elementy bez větších důrazů na kvalitu síť (nejedná se o kritické komponenty z hlediska této analýzy) (Obr. 11). Všechny šrouby mají totožnou síť.



Obr. 11 – Ukázka sítě šroubu

Těsnění – síť

Těsnění bylo jako jediná součást vysítováno pomocí hexa elementů (Obr. 12), a to z důvodu geometrie součásti (2D tvar pouze vytažený do výšky). Použitím hexa elementů bude síť obsahovat méně uzlů, což je z výpočetního hlediska výhodné. Při použití tetra elementů by se v tomto případě kvůli malé tloušťce dílu navíc jednalo o velmi nekvalitní síť. Použity byly dva typy hexa elementů – DC3D6 a DC3D8 (viz Tab. 4).

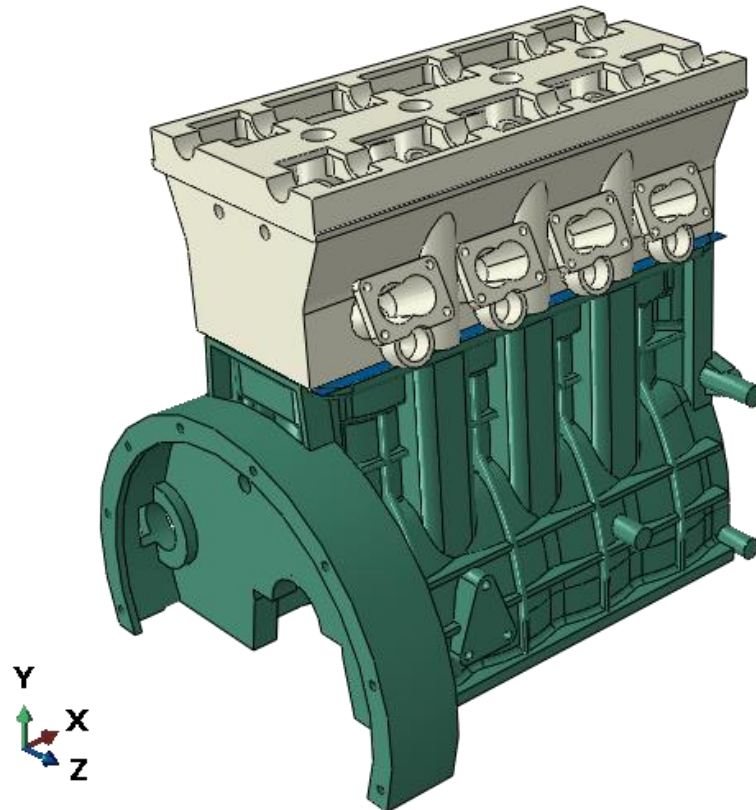


Obr. 12 – Síť těsnění

3.3 Sestava

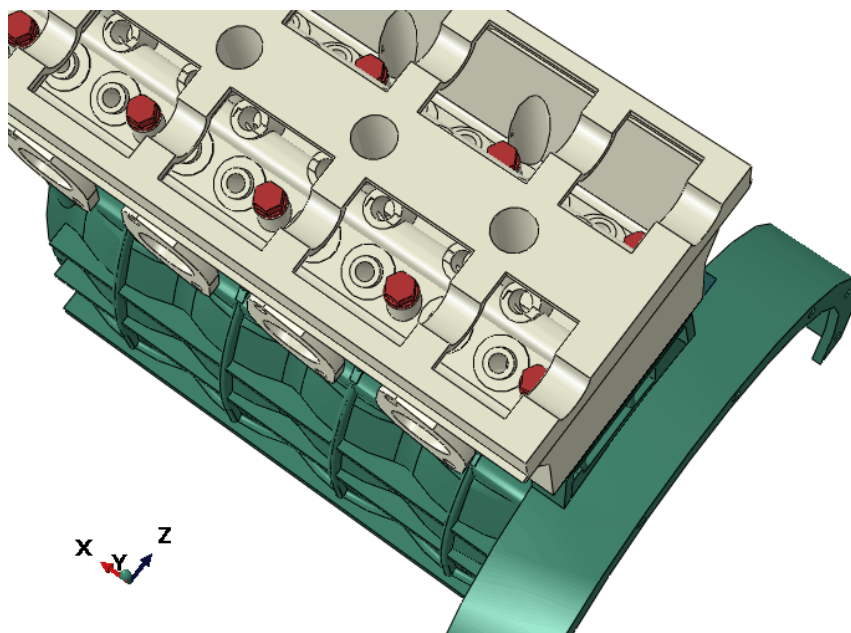
Těsnění, hlava i blok motoru jsou zarovnány na chladičí kanálky. Sestava (Obr. 13) je tedy složená z hlavy a bloku motoru, těsnění a 10 šroubů.

Mezi součástmi byly zavedeny kinematické vazby, a to typu kontakt. Použit byl kontaktní algoritmus programu Abaqus ve variantě surface-to-surface diskretizace a small-sliding metody vyhledávání kontaktních párů. Pro mechanickou analýzu byl poté nastaven koeficient tření na hodnotu 0,5. Třecí vazby byly v modelu vynuceny tzv. penaltovou metodou. Nastavení jednotlivých analýz je však věnován větší prostor v příslušných kapitolách.

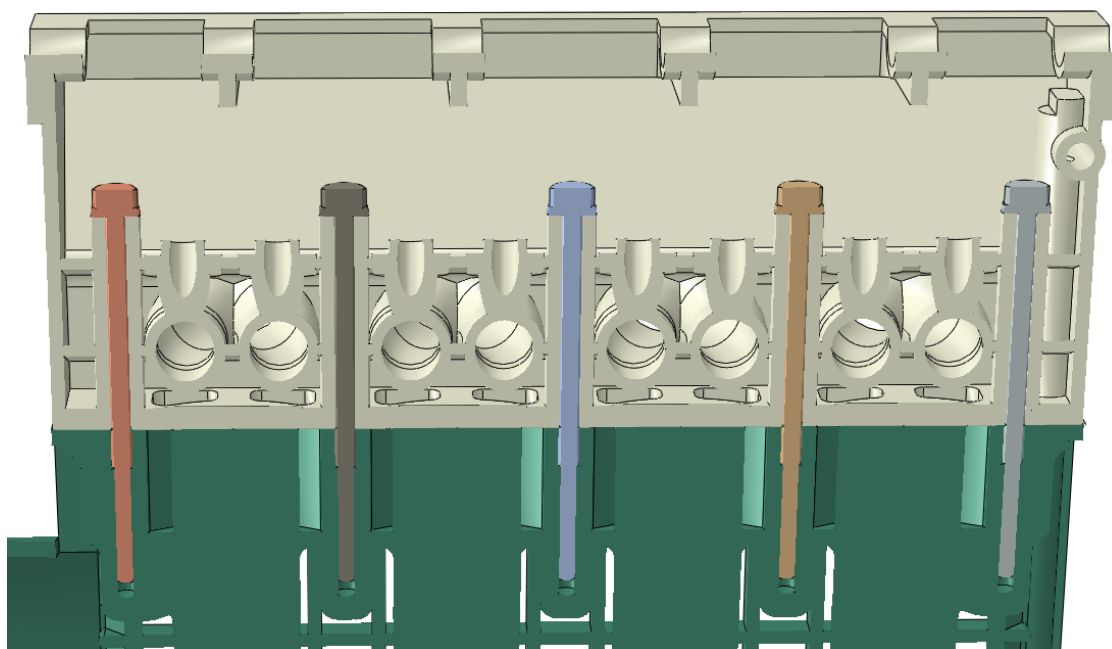


Obr. 13 – Sestava

Hlava je k bloku připevněna deseti shodnými šrouby s předpětím 10 kN, jejichž umístění je zachyceno na Obr. 14 a Obr. 15.



Obr. 14 – Detail sestavy



Obr. 15 – Umístění šoubů - řez

3.4 Termální analýza

První částí této diplomové práce je provést termální analýzu, jejíž výsledky budou dále použity pro mechanickou analýzu. Termální analýza byla provedena za účelem získání teplotního pole jednotlivých dílů motoru. V programu Abaqus byla tato úloha řešena jako stacionární úloha pro stav, kdy je motor provozován v režimu maximálního výkonu. Příprava numerického modelu probíhala v grafickém prostředí Abaqus/CAE 2019 s využitím geometrie modelů, která byla naimportována z CAD softwaru CREO 4.0.

Z jednotlivých součástí byla tedy vytvořena sestava a každé součásti byl přiřazen příslušný materiál. U každého materiálu byly nadefinovány vlastnosti, které jsou podstatné jak pro termální, tak pro mechanickou analýzu (viz kapitola 3.1)

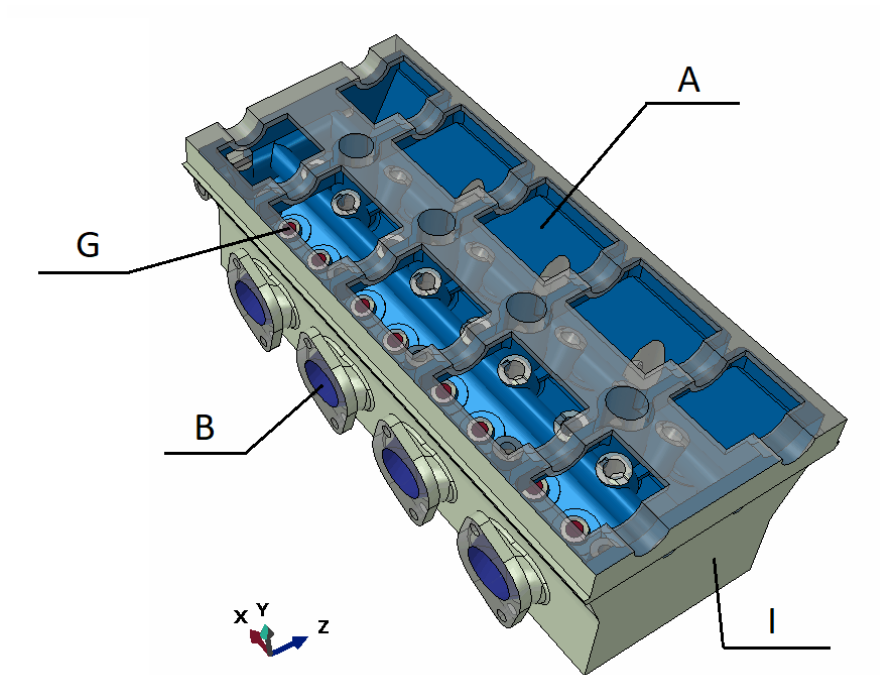
3.4.1 Počáteční a okrajové podmínky

Teplotní zatížení částí motoru je velmi proměnlivé v čase vzhledem k cyklickému opakování dějů, které v něm probíhají. Následující podmínky však byly nastaveny pro ustálený stav na základě zprůměrovaných hodnot. Byla vzata v úvahu rychlost periodických změn a termální setrvačnost jednotlivých dílů. Teplotní změny jsou tlumeny v malé vzdálenosti od povrchu stěny, a tak lze toto zjednodušení na ustálený stav použít.

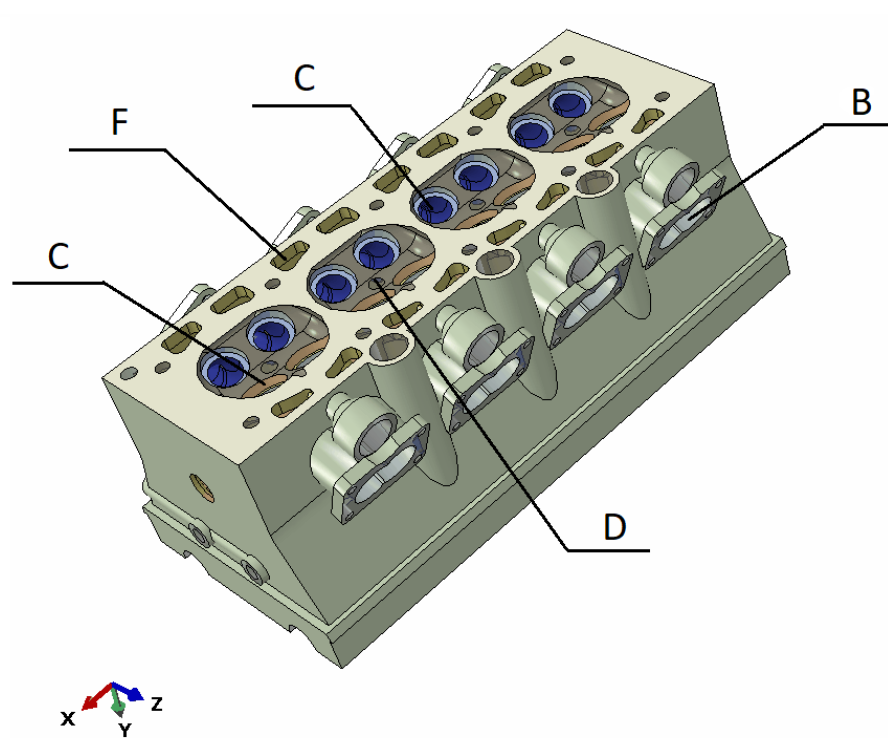
Pro každé médium, které má vliv na sestavu, byla definována teplota a hodnota součinitele přestupu tepla. Tyto hodnoty nahrazují tepelný účinek proudícího média. Na Obr. 16 až Obr. 19 jsou zobrazeny dílčí povrchy, na které byly v Abaqusu aplikovány podmínky z Tab. 5 – . Povrchy jsou pro lepší názornost odlišeny barevně.

Tab. 5 – Seznam termálních okrajových podmínek

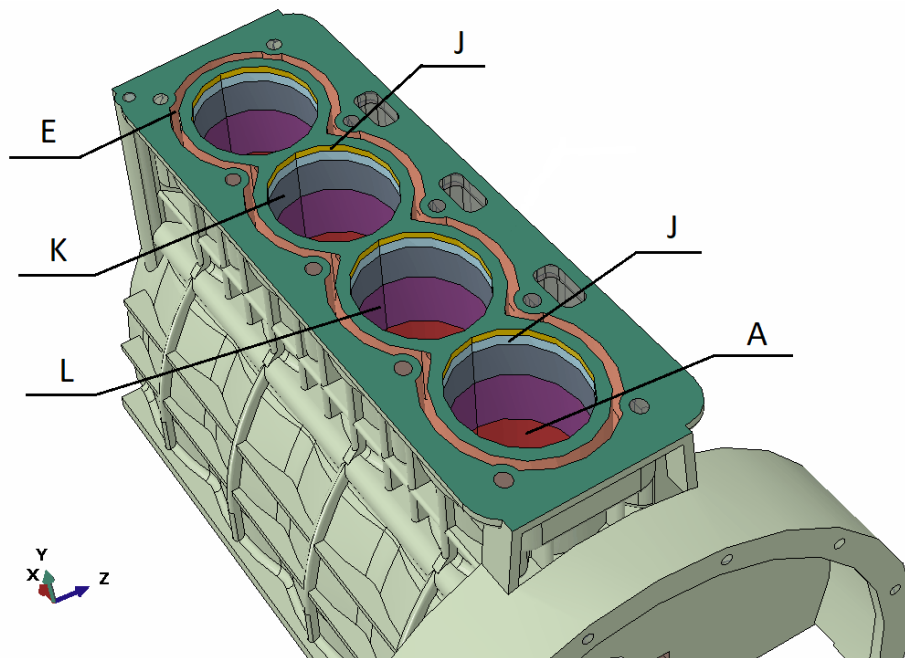
Oblast	Teplota [K]	Součinitel přestupu tepla [mW.mm ⁻² .K ⁻¹]
A	95	0,03
B	89	0,46
C	950	1
D	910	0,723
E	95	2,3
F	95	2,32
G	800	1
H	780	0,776
I	80	0,03
J	939	0,532
K	735	0,311
L	615	0,146



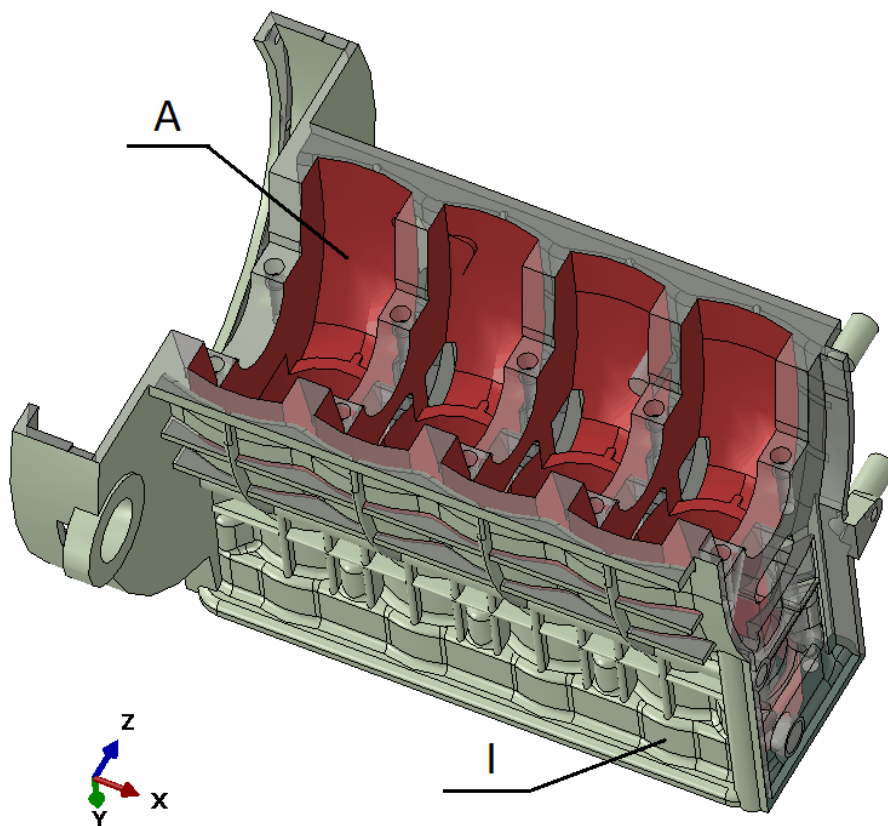
Obr. 16 – Termální okrajové podmínky – hlava motoru 1



Obr. 17 – Termální okrajové podmínky – hlava motoru 2



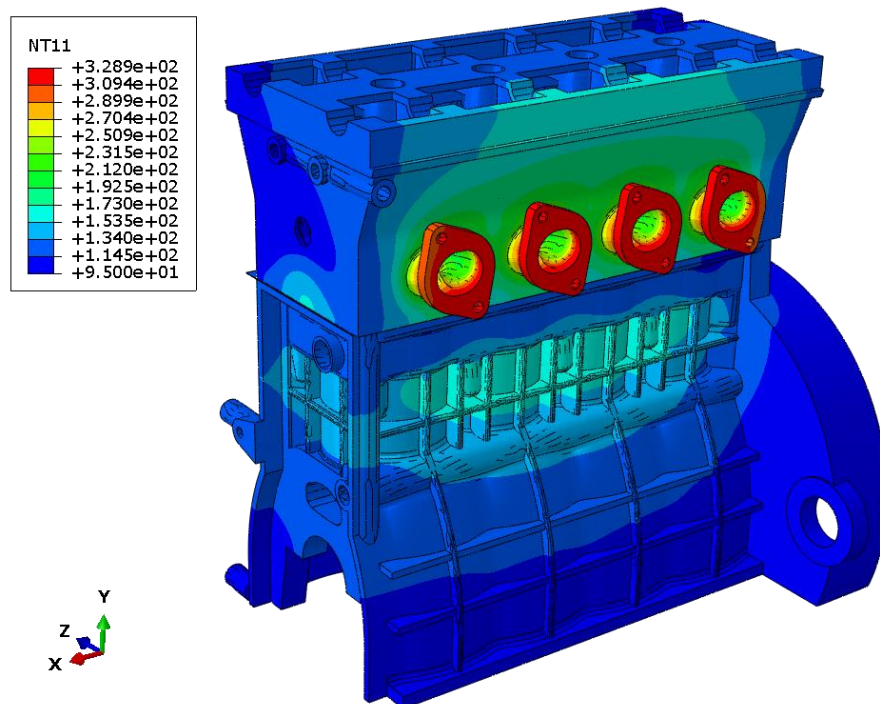
Obr. 18 – Termální okrajové podmínky – blok motoru 1



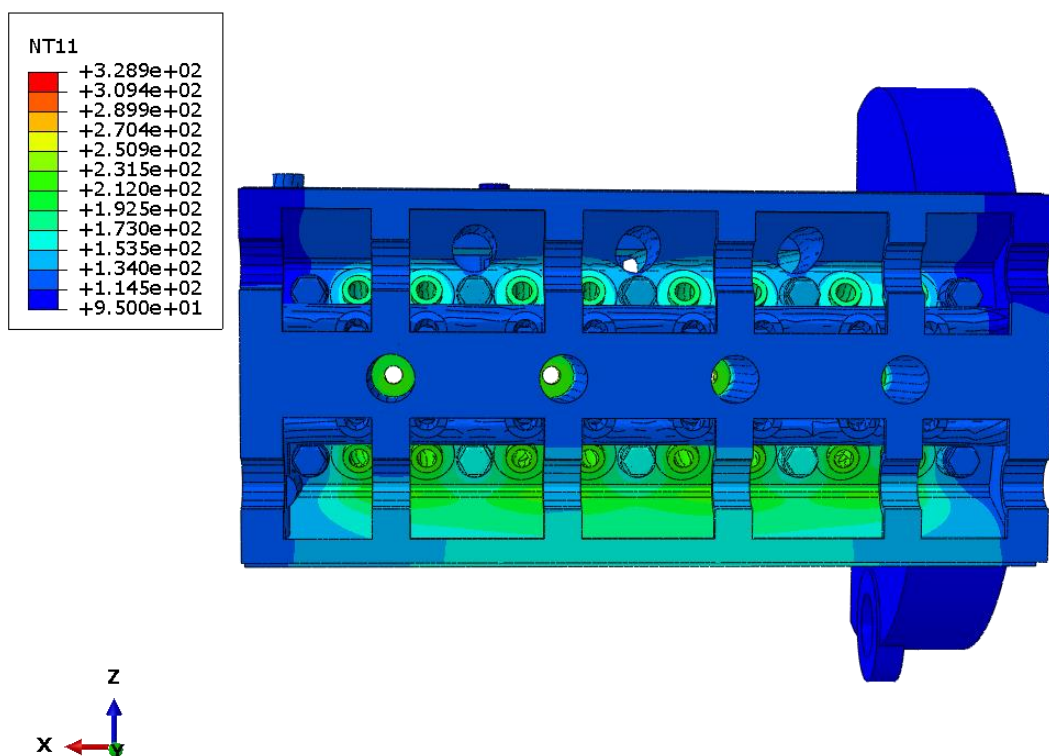
Obr. 19 – Termální okrajové podmínky – blok motoru 2

3.4.2 Výsledky termální analýzy

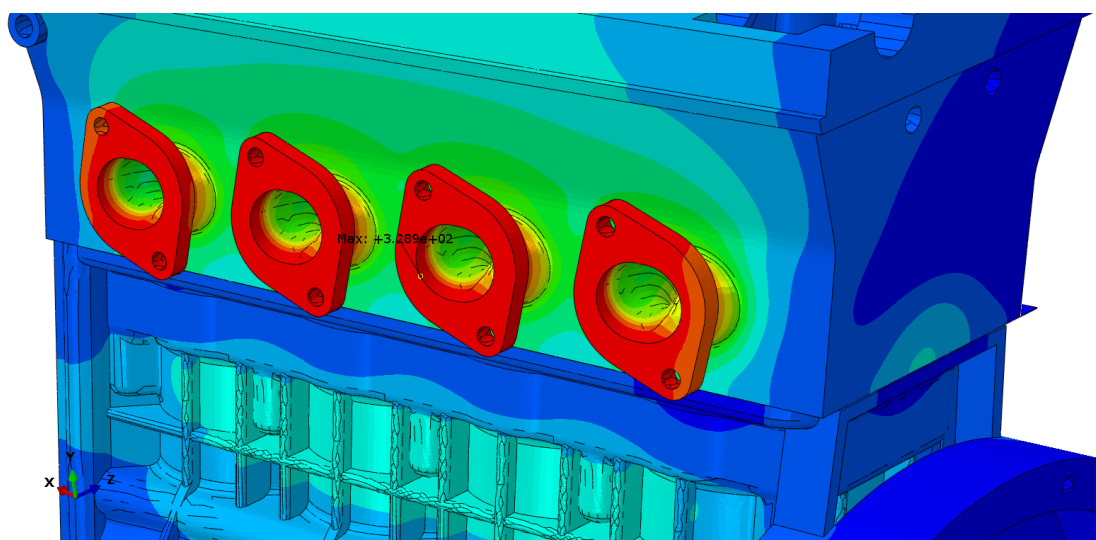
Termální analýza byla nadefinována výše uvedenými okrajovými podmínkami a byla řešena jako stacionární úloha sdílení tepla. Výsledky termální analýzy, tedy rozložení teplotního pole, jsou zachyceny na následujících obrázcích Obr. 20 až Obr. 23. NT11 v Abaqusu značí teplotu v uzlu a hodnoty jsou uvedeny v jednotce °C. Na Obr. 22 je zachyceno teplotní pole výfukových kanálů. Zde je patrný velký nárůst teploty v oblasti, kam již nedosahuje oblast chlazená kapalinou.



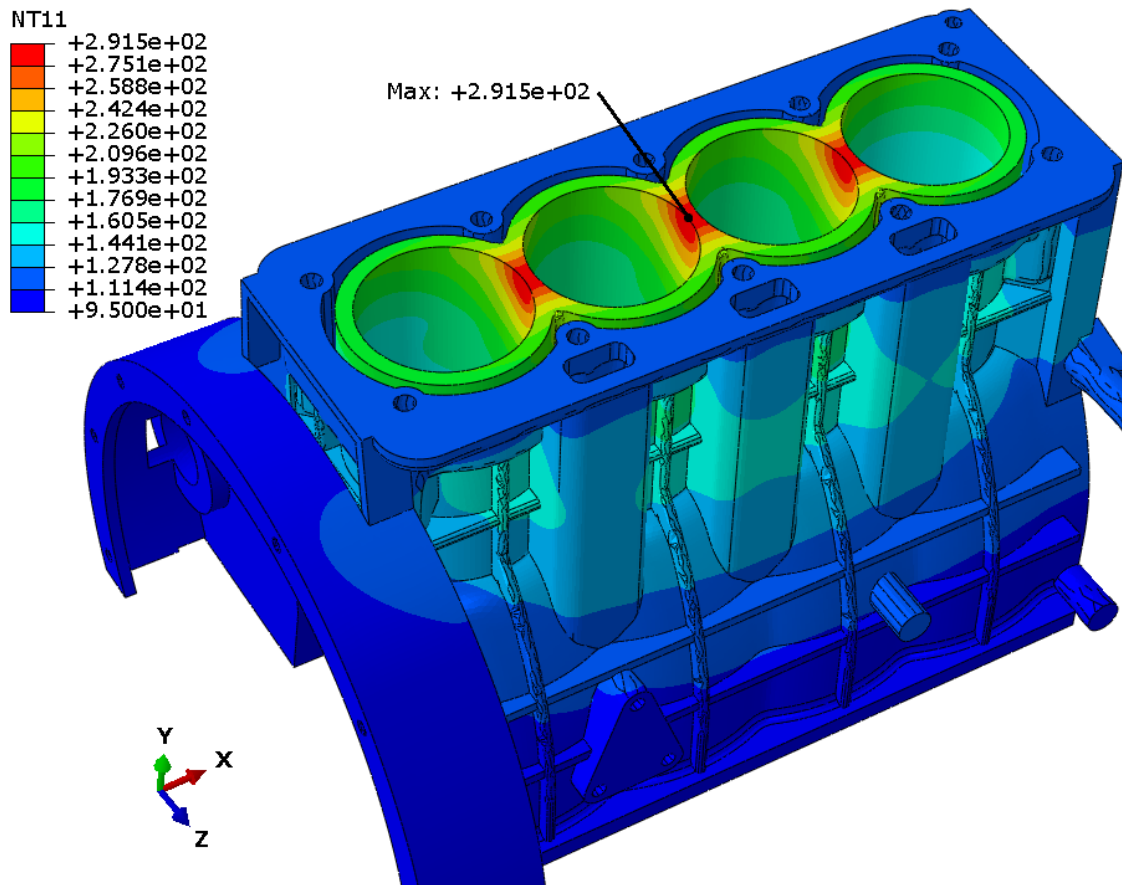
Obr. 20 – Výsledky termální analýzy – teplotní pole



Obr. 21 – Výsledky termální analýzy – teplotní pole v oblasti vačkových hřídelů v hlavě motoru



Obr. 22 – Výsledky termální analýzy – teplotní pole v oblasti výfukových kanálů (oblast maximálních teplot)



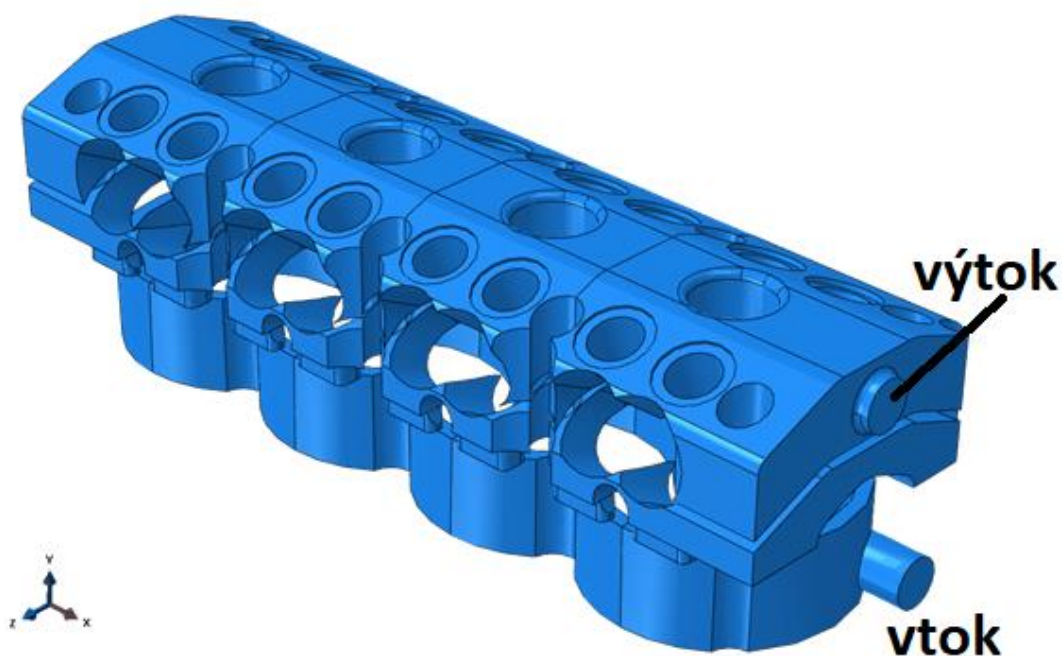
Obr. 23 – Výsledky termální analýzy – blok motoru

3.5 CFD analýza rychlostního pole chladicí kapaliny

Cílem analýzy bylo získat rozložení rychlostního pole chladicí kapaliny. Tyto výsledky budou následně použity pro získání rozložení součinitele přestupu tepla, které budou využity k modifikaci konvektivní okrajové podmínky na stěnách chladicího kanálu v termální analýze.

3.5.1 Příprava modelu

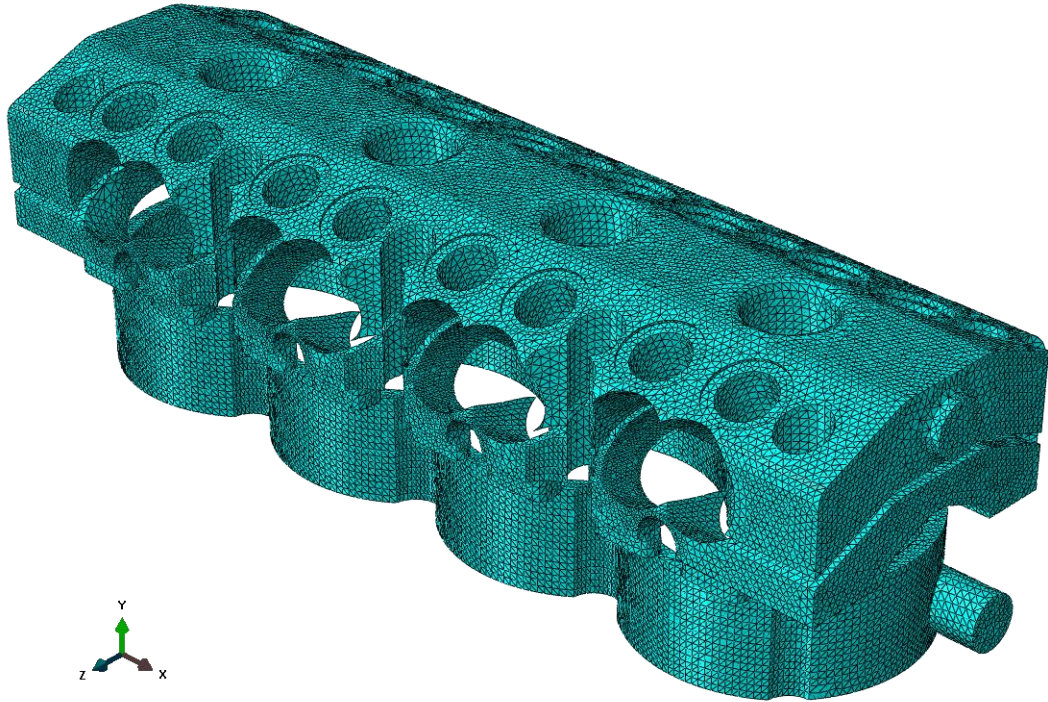
Pro získání rozložení rychlosti proudění chladicí kapaliny v motoru byla provedena CFD analýza v programu Abaqus. Při tvorbě modelu byla nejprve selektována obtékaná oblast a to tak, aby ve výsledku vybrané plochy tvořily uzavřený objem chladicího kanálu bloku a hlavy včetně průchodů v těsnění. Výsledné těleso je značně složité s mnoha otvory a ostrými hranami – Obr. 24



Obr. 24 – Geometrie modelu chladicích kanálů hlavy a bloku motoru pro CFD analýzu

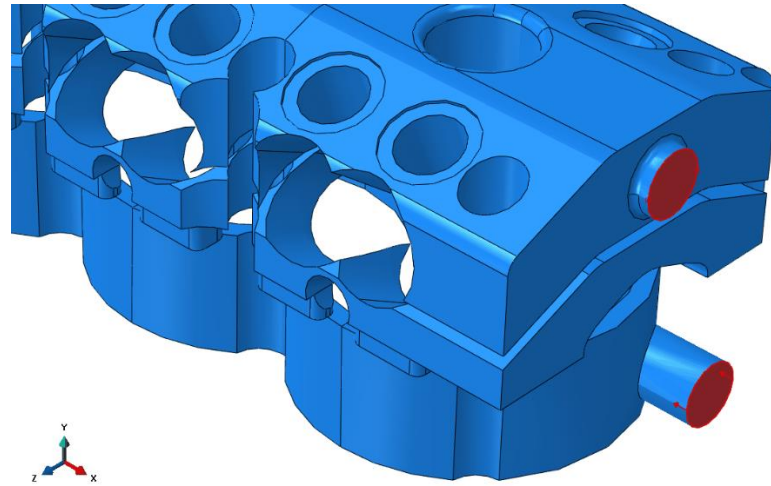
Následně byla vytvořena síť modelu. Použity byly lineární tetra prvky FC3D4 vhodné pro modelování proudění. Délka jednoho elementu je

přibližně 3 mm, s tím, že v některých místech bylo nutné provést zjemnění pro zlepšení kvality sítě. Sít se skládá z více než 661 000 elementů.



Obr. 25 – Konečněprvková síť CFD modelu

Dále byly nadefinovány tři okrajové podmínky. První podmínka udává rychlost chladicí tekutiny na vstupu do dolního vtoku. Bylo vytvořeno více variant této analýzy, které se lišily pouze ve velikosti rychlosti zadané právě do této okrajové podmínky. Blíže se těmito variantami budeme zabývat v kapitole 3.6. Další zadanou podmínkou byl nulový tlak ve výstupu z odtokového otvoru. Plochy, na které byly aplikovány tyto okrajové podmínky jsou zachyceny na Obr. 26. Poslední předdefinovanou okrajovou podmínkou je nulová rychlost tekutiny na povrchu všech stěn modelu.

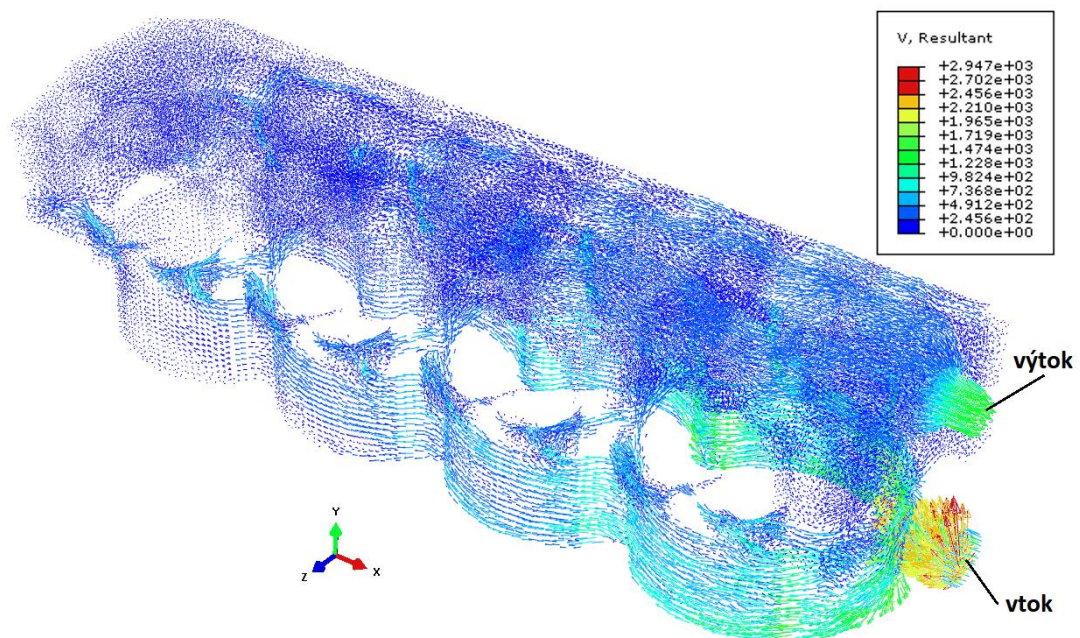


Obr. 26 – Okrajové podmínky na vstoku a odtoku

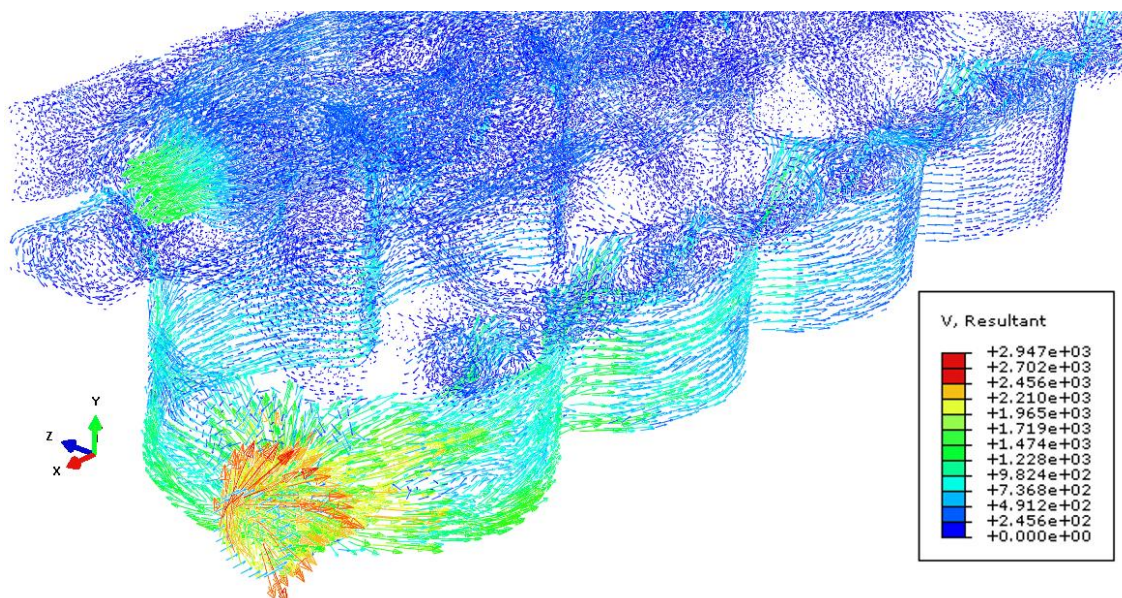
CFD analýza byla provedena v několika variantách, a to pro různé vstupní rychlosti chladicí kapaliny. Důvodem pro vytvoření více variant byla možnost budoucí změny zadání počáteční rychlosti kapaliny. Bylo tedy rozhodnuto o provedení citlivostní analýzy, pro získání rychlostního pole pro případnou jinou požadovanou rychlost na vstupu lineární extrapolací rychlostního pole. Pro CFD analýzu byly tedy vybrány čtyři rychlosti a to 120, 500, 750 a 1200 mm/s. Jedná se tedy o poměrně široký rozsah rychlostí, díky čemuž získáme lepší představu o vlivu nastavení počáteční rychlosti proudění na výsledné rychlostní pole. Jelikož všechny varianty měly kromě vstupní rychlosti proudění shodné nastavení a výsledná rychlostní pole se tedy podobají, jsou v této práci detailněji popsány pouze výsledky jedné z nich.

3.5.2 Výsledky CFD analýzy

Primárním cílem těchto dílčích analýz byla validace modelu, od kterého je očekávána lineární odezva na takto proměnnou vstupní rychlost. V této části se budeme zabývat výsledky CFD analýzy pro nastavení 1200 mm/s, jelikož se jedná o rychlost odpovídající objemovému průtoku chladiva v motorech tohoto typu a parametrů. Výsledky CFD analýzy pro nižší rychlosti na vtoku jsou uvedeny v následující kapitole 3.6, kde je ukázáno, že předpoklad o linearitě je splněn. Na Obr. 27 je zachyceno rozložení rychlosti chladicí kapaliny.

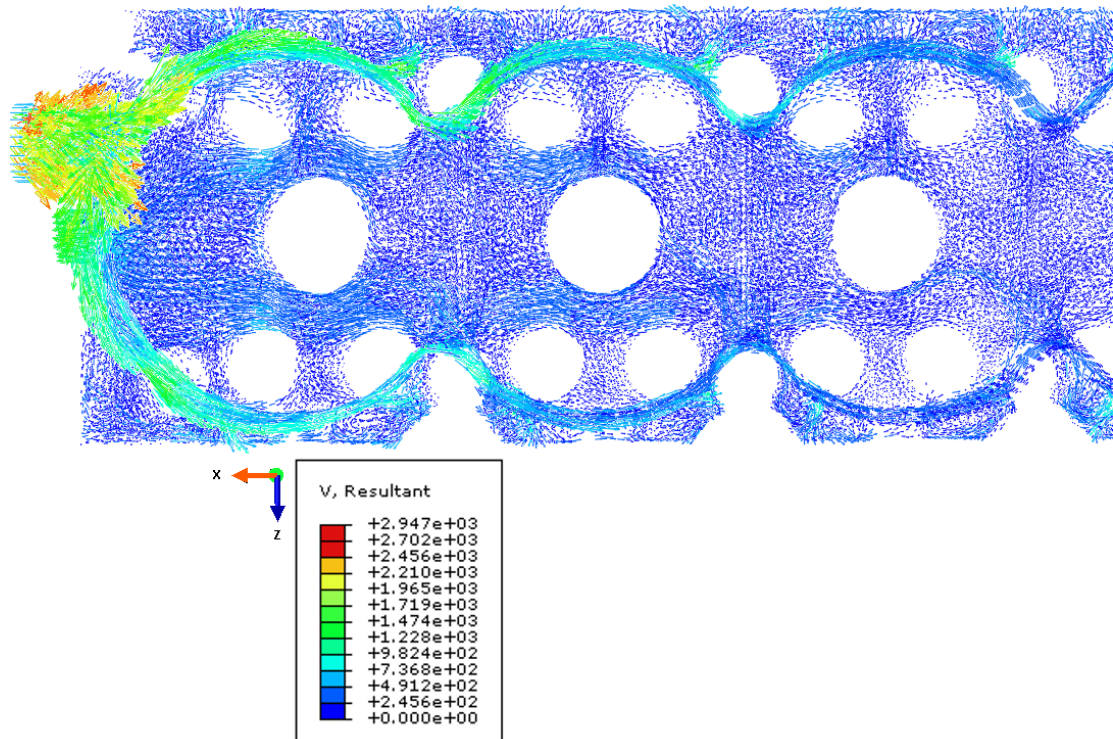


Obr. 27 – Rozložení vektorů rychlosti v chladicí kapalině



Obr. 28 – Rozložení rychlostního pole – detail 1

Je patrné, že směrem od vtoku rychlost proudění značně klesá. Výsledky odpovídají předpokládanému chování tekutiny. Z výsledků na Obr. 29 je dále vidět důvod, proč je vtok vůči válcům vyosený k výfukovým kanálům, a nikoliv umístěný uprostřed. Díky tomu jsou totiž výfukové kanály obtékány vyšší rychlostí, a tím pádem i lépe chlazeny než strana sacích kanálů. Jinými slovy zde dostaneme větší součinitel přestupu tepla.

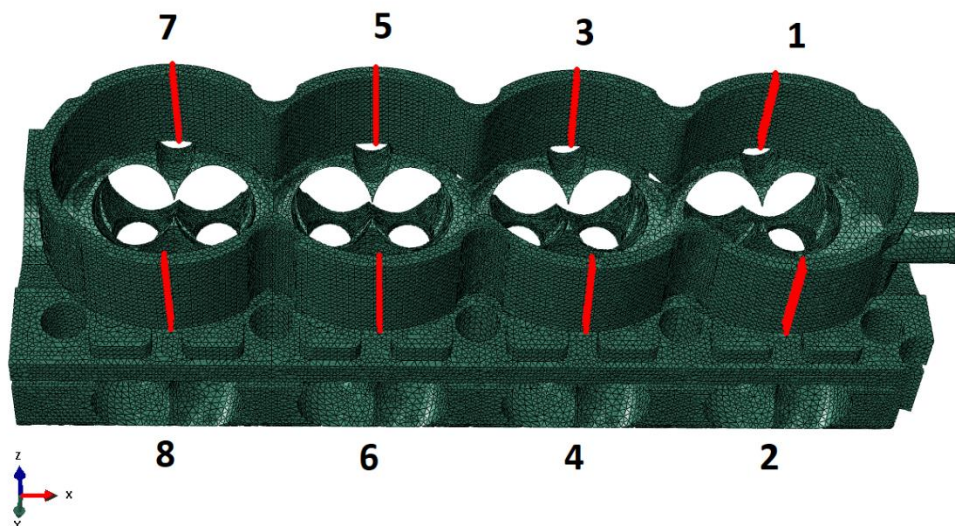


Obr. 29 – Rozložení rychlostního pole – detail 2

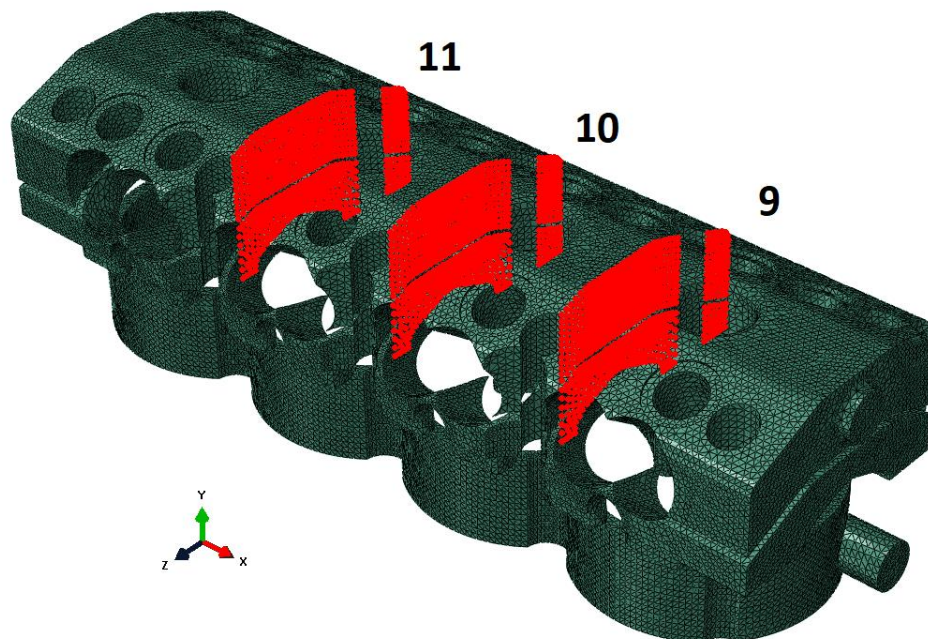
Z programu Abaqus byly exportovány hodnoty pro výslednou rychlost v každém bodě ve vzdálenosti jedné délky elementu pod povrchem, aby se eliminovaly všechny body, kdy je hodnota proudění nulová. Jedná se o velmi zjednodušený přístup, neboť v ideálním případě by rychlosti použité pro stanovení součinitelů přestupu tepla měly pocházet z rozhraní mezní vrstvy. Nicméně přesnější modelování rychlostního pole s uvažováním adekvátní hustoty sítě pro popis mezní vrstvy je u takto složitého modelu stěží dosažitelné.

3.6 Citlivostní analýza

Pro lepší představu o závislosti průměrné rychlosti proudění (výstupní parametr) na velikosti rychlosti tekutiny v dolním vtoku (vstupní parametr) byla provedena citlivostní analýza. Jako kontrolní oblasti bylo zvoleno jedenáct profilů chladicích kanálů. Rozmístění těchto strategických setů je zachyceno na Obr. 30 a Obr. 31.

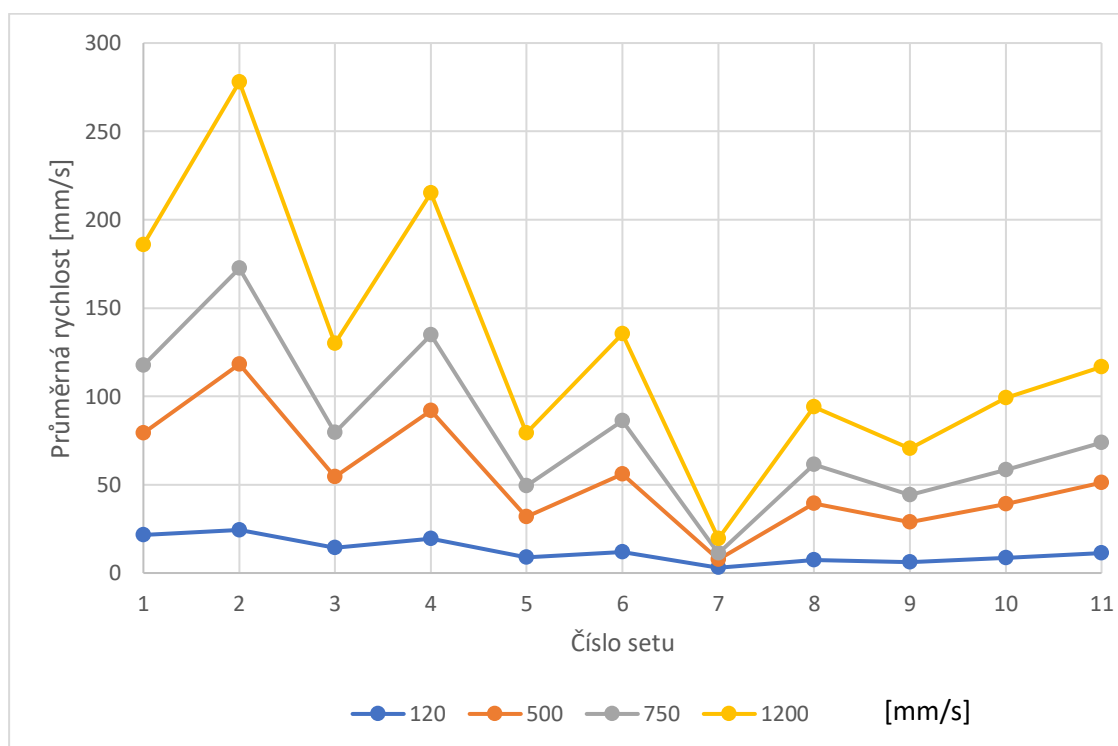


Obr. 30 – Rozmístění kontrolních oblastí 1 až 8



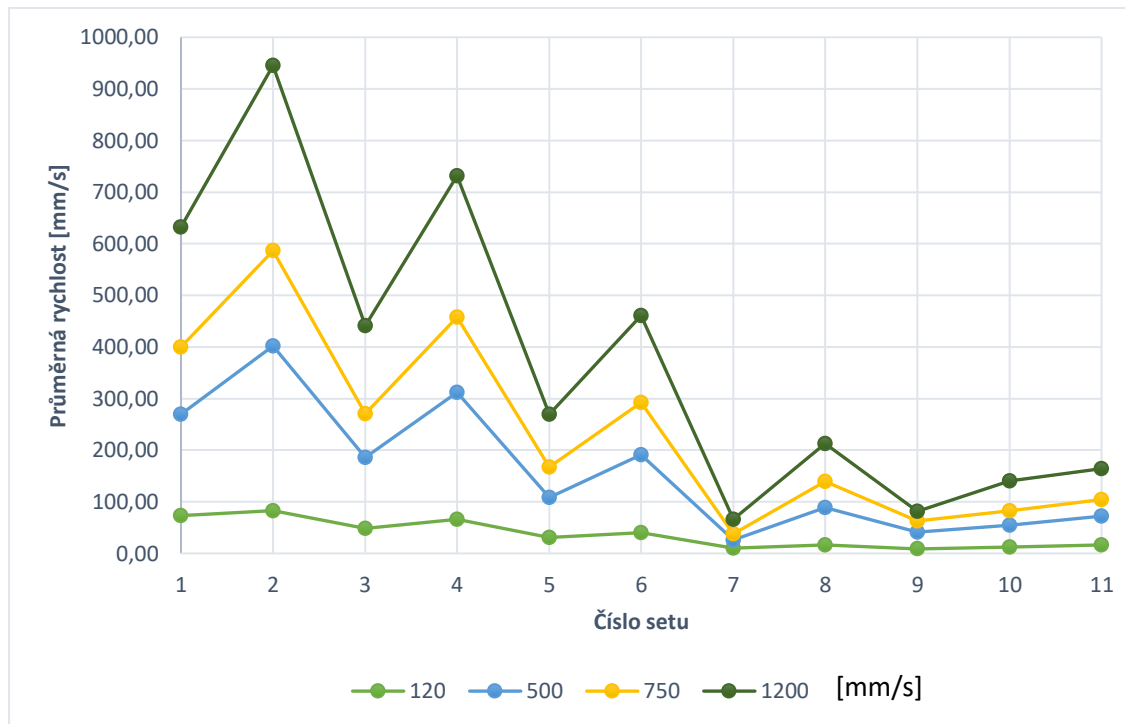
Obr. 31 – Rozmístění kontrolních oblastí 9 až 11

CFD výpočet byl proveden pro čtyři různé nastavení rychlosti tekutiny na vtoku do bloku motoru, a to 120, 500, 750 a 1200 mm/s. Hodnota vstupní rychlosti 1200 mm/s respektuje reálný objemový průtok chladicí kapaliny v tomto typu motoru. Grafická závislost průměrné rychlosti proudění v jednotlivých profilech na velikosti rychlosti tekutiny v dolním vtoku je vyobrazena v grafu na Obr. 32.



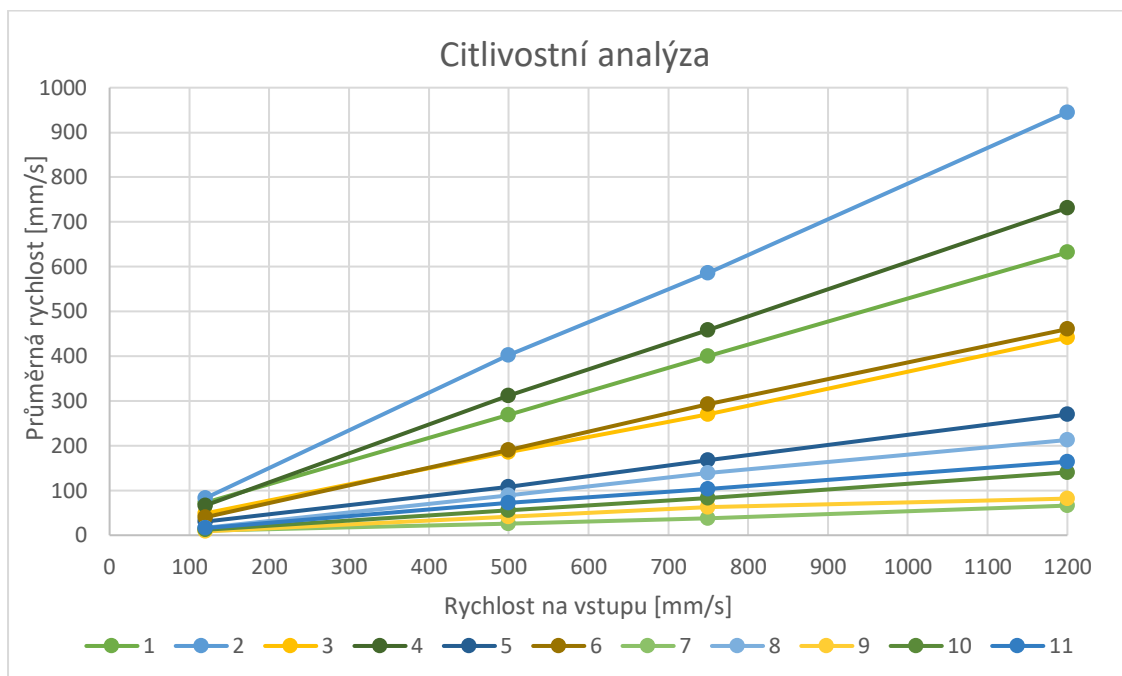
Obr. 32 – Citlivostní analýza

Poznamenejme, že v tomto vyhodnocení byly eliminovány všechny body na povrchu obtékané oblasti, kde rychlost proudění je nulová. Tato úprava bylo zvolena z toho důvodu, že se hodnoty v jednotlivých bodech každého ze setů průměrují. Velký počet nulových hodnot měl nežádoucí vliv na výslednou průměrnou hodnotu rychlosti proudění. Takto upravená závislost je zachycena na následujícím grafu.



Obr. 33 – Citlivostní analýza bez nulových hodnot

Na Obr. 33 je vidět, že sety jsou očíslovány tak, že na straně vzdálenější od vtoku se nachází set číslo 1 a ostatní sety na této straně jsou označeny následujícími lichými čísly 3, 5 a 7. Na straně druhé je metodika číslování obdobná, jen se sudými čísly 2, 4, 6 a 8. Jelikož vtok není umístěn uprostřed modelu, ale je vyosený, rychlost proudění bude blíže u vtoku vyšší. To je patrné z grafu 1 i 2, kde průměrné rychlosti proudění v setech s čísly 2, 4, 6 a 8 jsou výrazně vyšší než hodnoty v setech na opačné straně modelu.



Obr. 34 – Závislost průměrné rychlosti na vstupní rychlosti

Z grafu je patrný významný vliv nastavení počáteční rychlosti na dolním vtoku. Hodnoty průměrné rychlosti pro nejnižší a nejvyšší počáteční rychlost se liší více než šestinásobně. Z posledního grafu je patrný očekávaný lineární trend, což potvrzuje stabilitu modelu a stacionaritu rychlostního pole v časech, ve kterých byly tyto výsledky vypočteny. Lineární závislost rychlostního pole na vstupní rychlosti nám tedy umožňuje např. rychlostní pole pro vyšší rychlosti jednoduše lineárně extrapolovat bez nutnosti nového přepočtu CFD řešičem Abaqusu.

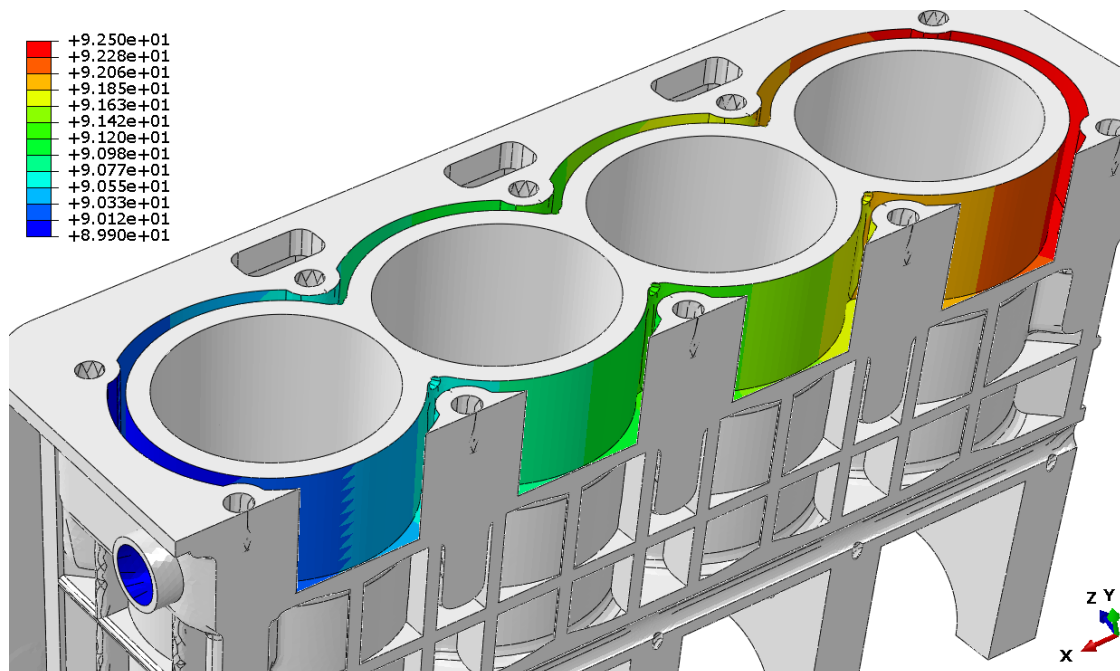
3.7 Termální analýza s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla v chladicích kanálech

V následující variantě termální analýzy byl kladen důraz na zpřesnění teplotního pole zohledněním vlivu nehomogenního rychlostního pole chladicí kapaliny. Standardní postup, který byl použit v předchozí variantě totiž vychází ze značného zjednodušení, které vede k přibližně symetrickému teplotnímu poli (viz Obr. 20), což nekoresponduje jednak s efektem postupného prohřívání tekutiny v chladicích kanálech ve směru vtok-> výtok a jednak s efektem nehomogenního rychlostního pole (viz Obr. 29). Logickým výsledkem uvažování těchto dvou faktorů by mělo být lepší chlazení válce blíže vtoku a postupné zvyšování teploty bloku a hlavy směrem od vtoku. To bude provedeno tak, že konstantní hodnota teploty chladicí kapaliny bude nahrazena rozložením teplotního pole, které více odpovídá reálným podmínkám.

Pro tuto analýzu budou použity výsledky – rozložení rychlostního pole proudění chladicí kapaliny – z CFD analýzy.

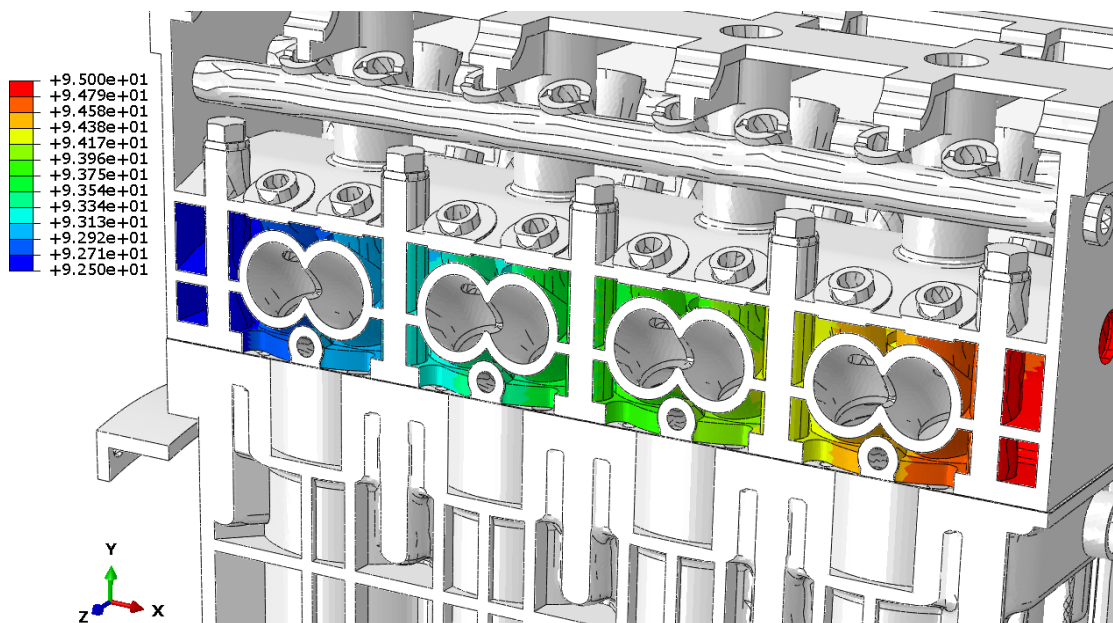
3.7.1 Počáteční a okrajové podmínky

Varianta termální analýzy se zohledněním vlivu nehomogenního rychlostního pole chladicí kapaliny vychází z předchozího modelu termální analýzy. Bylo však provedeno několik změn. První z nich je jiné nastavení výchozí teploty v oblasti proudění chladicí kapaliny. Místo konstantní hodnoty 95 °C je v této analýze nastavení takové, že ve vtoku v bloku je hodnota 90 °C a směrem k opačné straně motoru se hodnota lineárně zvyšuje až na 92,5 °C. Toto lineární rozložení je zachyceno na Obr. 35.



Obr. 35 – Teplota vody v bloku motoru (řez)

Analogicky byla nastavena teplota také v hlavě motoru, nicméně zde se teplota lineárně zvyšuje v opačném směru než v motoru, tedy ve výtokovém otvoru je teplota 95 °C a na protější straně motoru 92,5 °C. Rozložení teploty v hlavě motoru je zachyceno na Obr. 36.



Obr. 36 -Teplota vody v hlavě motoru (řez)

Takto zadaná teplota chladicí kapaliny o něco lépe vystihuje její reálnou teplotu v motoru. Při proudění chladicí kapaliny motorem dochází k jejímu postupnému ohřevu od okolních stěn. V tomto případě má tedy kapalina při vstupu do motoru vtokem teplotu 90 °C a při výstupu z hlavy

motoru výtokovým otvorem teplotu 95 °C. Je tedy uvažováno ohřátí kapaliny o 5 °C, což je běžně uvažovaný teplotní spád chladicí kapaliny u spalovacích motorů. Pro definování této teplotní podmínky byly v Abaqusu použity následující rovnice:

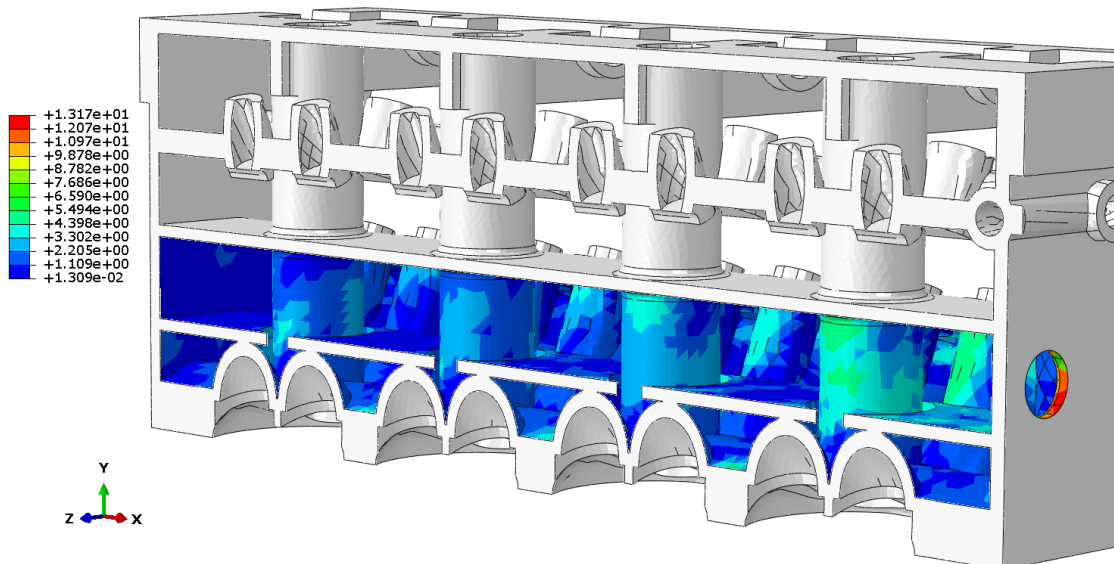
$$\text{Pro hlavu motoru} \quad 0,006544 \cdot x + 92,8992 \quad (41)$$

$$\text{Pro blok motoru} \quad -0,007167 \cdot x + 92,1323 \quad (42)$$

V rešeršní části práce byly popsány možnosti získání součinitele přestupu tepla a jejich možné použití v této práci. Zmíněné postupy mají svá omezení, ať už mluvíme o složitosti a datové náročnosti FSI analýzy nebo nutnosti mít k dispozici hodnoty pro lokální smykové napětí. Bylo třeba tedy vyzkoušet netradiční způsob úpravy kritériální rovnice a její následné použití pro získání rozložení součinitele přestupu tepla.

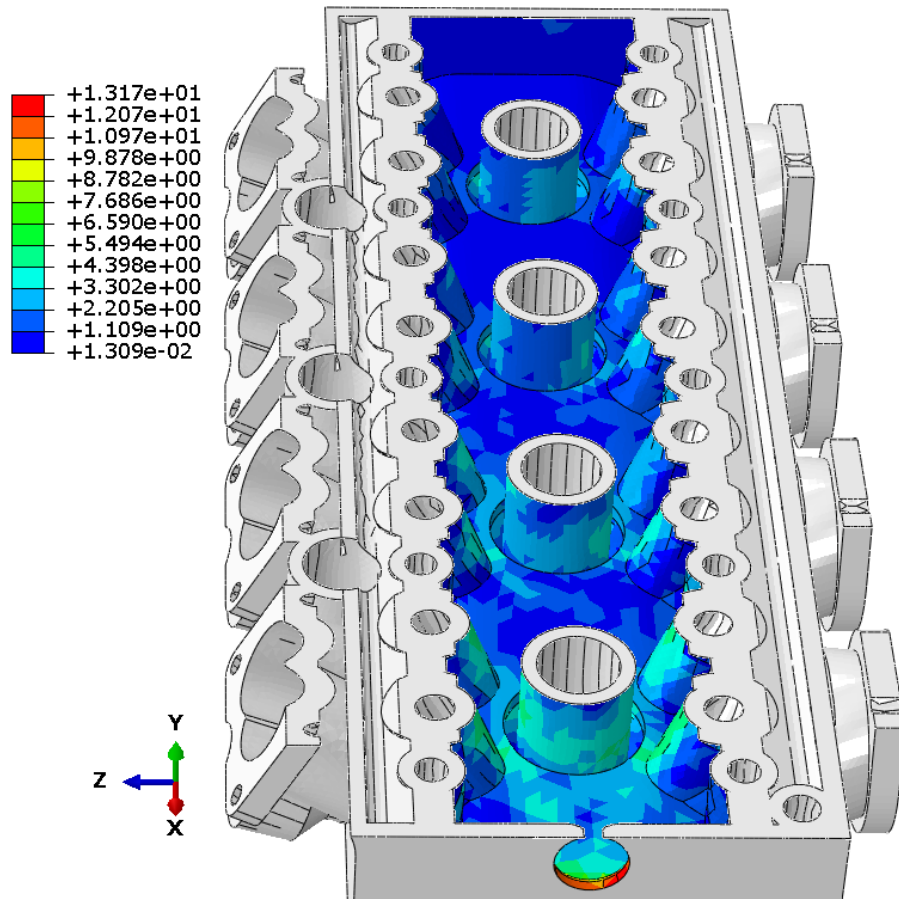
Rozložení součinitele přestupu tepla bylo získáno z rychlostního pole z CFD analýzy. Pro všechny uzly těsně pod povrchem obtékané oblasti (uzly přímo na povrchu byly odseparovány kvůli nulové hodnotě rychlosti) byly z Abaqusu získány hodnoty výsledné rychlosti proudění v daném uzlu. Následně byla na hodnoty aplikována kritériální rovnice (10). Velikost charakteristické délky, která v rovnici figuruje bylo třeba získat zpětně. A to tak, že napoprvé byla zadána jako charakteristický rozměr průměrná délka elementu sítě a následně byla získaná průměrná hodnota součinitele přestupu tepla porovnána s hodnotou součinitele, která byla použita v předchozí termální analýze. Z porovnání bylo patrné, že hodnotu charakteristického rozměru je nutné snížit. Po několika iteracích byla získána optimální hodnota charakteristické délky pro tento model a to 0,6 mm. Při dosažení této hodnoty je průměrná hodnota součinitele přestupu tepla v povrchových uzlech obtékané oblasti rovna 2,3 mW.mm⁻².K⁻¹, což je hodnota odpovídající nastavení předchozí termální analýze. Ačkoli je průměrná hodnota shodná s předešlou analýzou, podstatné je, že rozložení součinitele přestupu tepla v tomto případě vychází z proměnlivé rychlosti proudící tekutiny. V uzlech s vyšší rychlostí proudění je i hodnota součinitele přestupu tepla vyšší a naopak. Je tedy zahrnut vliv nucené konvekce.

Na Obr. 37 a Obr. 38 je zachyceno rozložení součinitele přestupu tepla v hlavě motoru a na Obr. 39 v bloku motoru. Hodnoty jsou uvedeny v mW.mm⁻².K⁻¹.



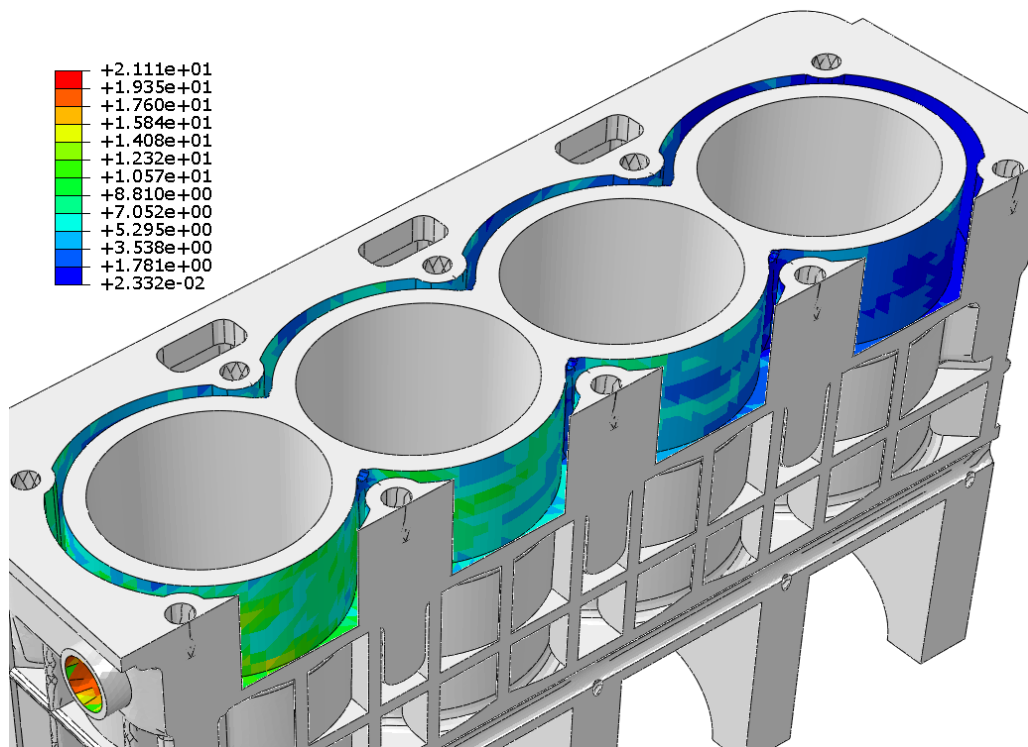
Obr. 37 – Rozložení součinitele přestupu tepla – hlava (řez)

Jelikož je geometrie oblasti, kterou proudí chladicí kapalina poměrně složitá – s ostrými hranami a mnoha zúženými, je rozložení součinitele přestupu tepla nerovnoměrné. Nicméně na Obr. 37 je vidět, že v okolí výtokového otvoru, kde je nejvyšší rychlost proudění, jsou také nejvyšší hodnoty součinitele přestupu tepla.



Obr. 38 – Detail rozložení součinitele přestupu tepla – hlava (řez)

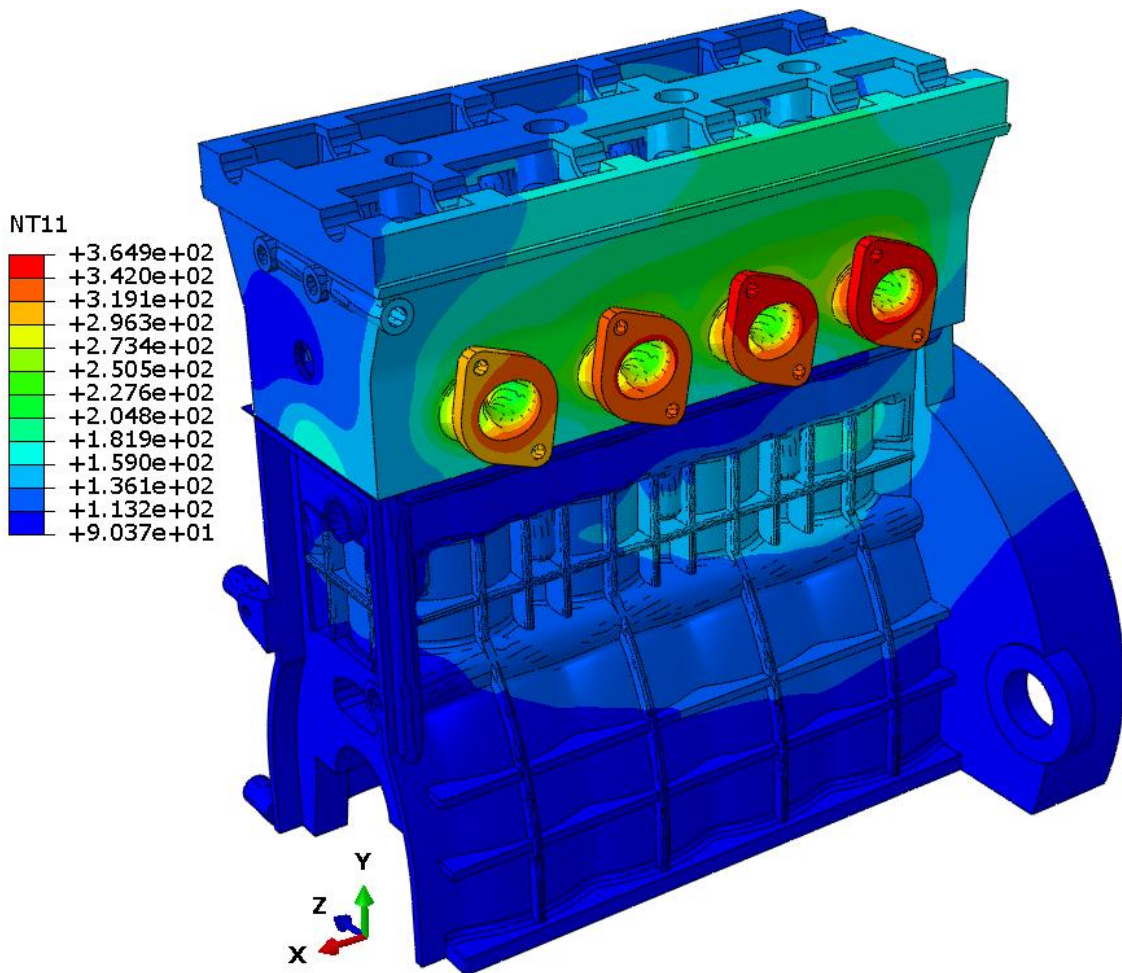
Také v oblasti, která se nachází v bloku motoru (Obr. 39) je vidět rozložení součinitele přestupu tepla, které vychází z proudění chladicí kapaliny. Nejvyšší hodnota $21,11 \text{ mW} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ se nachází ve vstupu do bloku, kde je také nejvyšší rychlost proudění. Se zvyšující se vzdáleností od vstupu se velikost součinitele přestupu tepla snižuje.



Obr. 39 – Detail rozložení součinitele přestupu tepla – blok (řez)

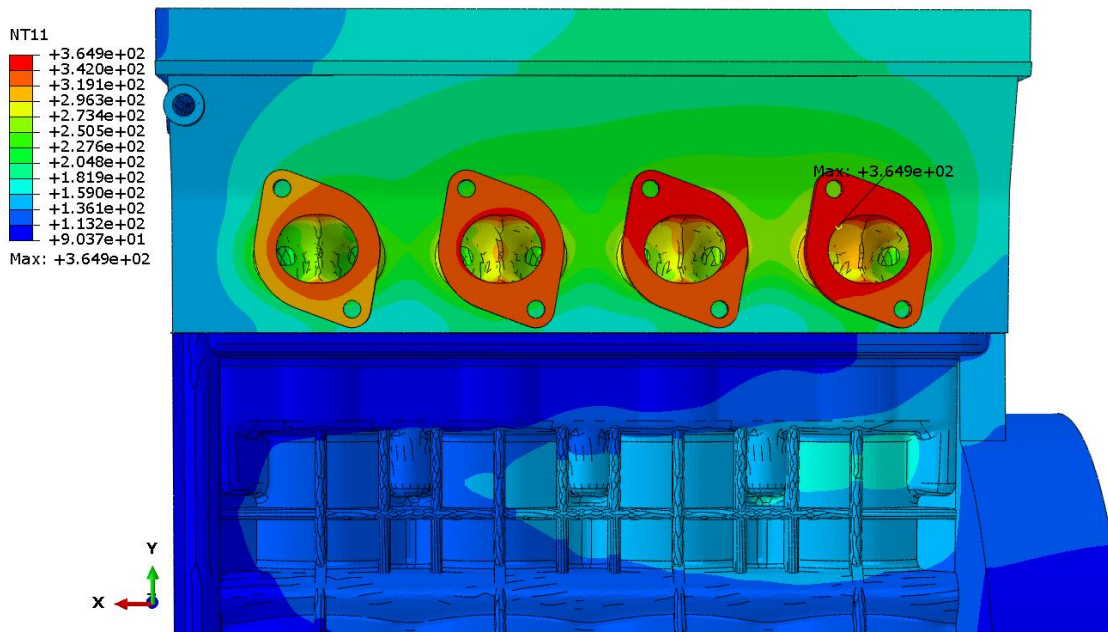
3.7.2 Výsledky termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla

Termální analýza se zahrnutím vlivu konvekce byla řešena jako stacionární úloha teplotního pole. Výsledkem analýzy je rozložení teplotního pole, které je zachyceno na Obr. 40 Obr. 43 . NT11 v Abaqusu značí teplotu v uzlu a je udáno v jednotkách °C. Na Obr. 40 je zachyceno výsledné teplotní pole. Nejvyšší teplota je soustředěna v hlavě motoru v oblasti výfukových kanálů. Zde je patrný (Obr. 41) velký nárůst teploty v oblasti kam již nedosahuje oblast chlazená kapalinou. Teplota se však v jednotlivých výfukových kanálech liší. Vlivem proudění chladicí kapaliny je teplota ve výfukovém kanálu, který je nejbližší ke vtoku, nižší než v ostatních kanálech. Směrem od vtoku se teplota chladicí kapaliny zvyšuje a zároveň hodnota součinitele přestupu tepla se zvyšuje, což má za následek to, že poslední výfukový kanál má nejvyšší teplotu.

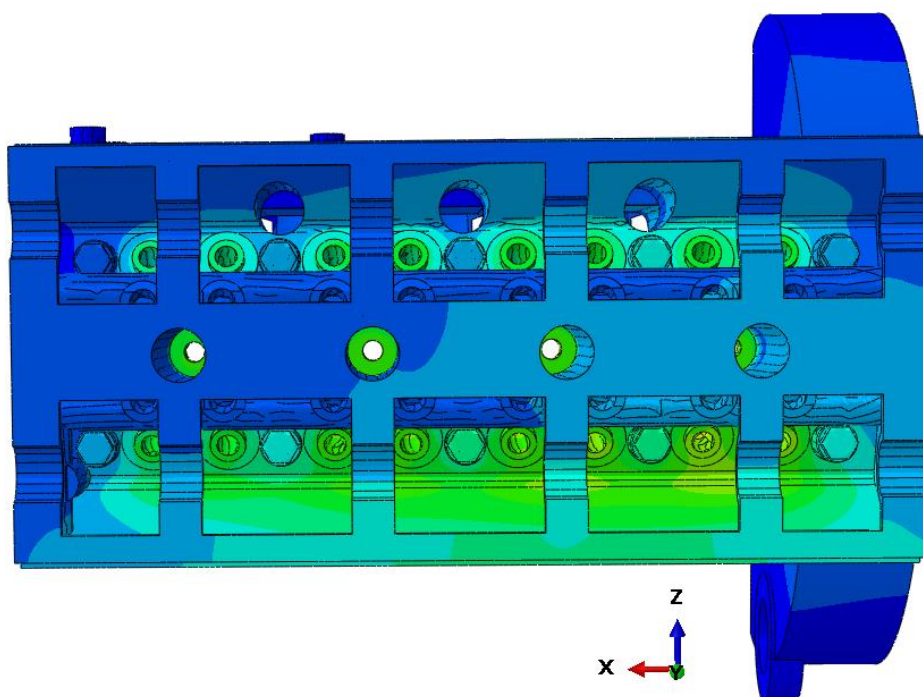


Obr. 40 – Výsledky termální analýzy s konvekcí

Na Obr. 41 je zobrazen uzel s nejvyšší teplotou. Dle očekávání se nachází na nejvzdálenějším výfukovém kanálu od vstupu, kde dochází k nejmenšímu odvodu tepla chladicí kapalinou. Maximální hodnota teploty je 364,9 °C. Z pohledu shora na hlavu motoru (Obr. 42) je vidět, že i šrouby a jejich okolí má vyšší teplotu na straně výfukových kanálů. Na tomto obrázku je také vidět prohřátí šroubů, které jsou z jiného materiálu než hlava a blok motoru.



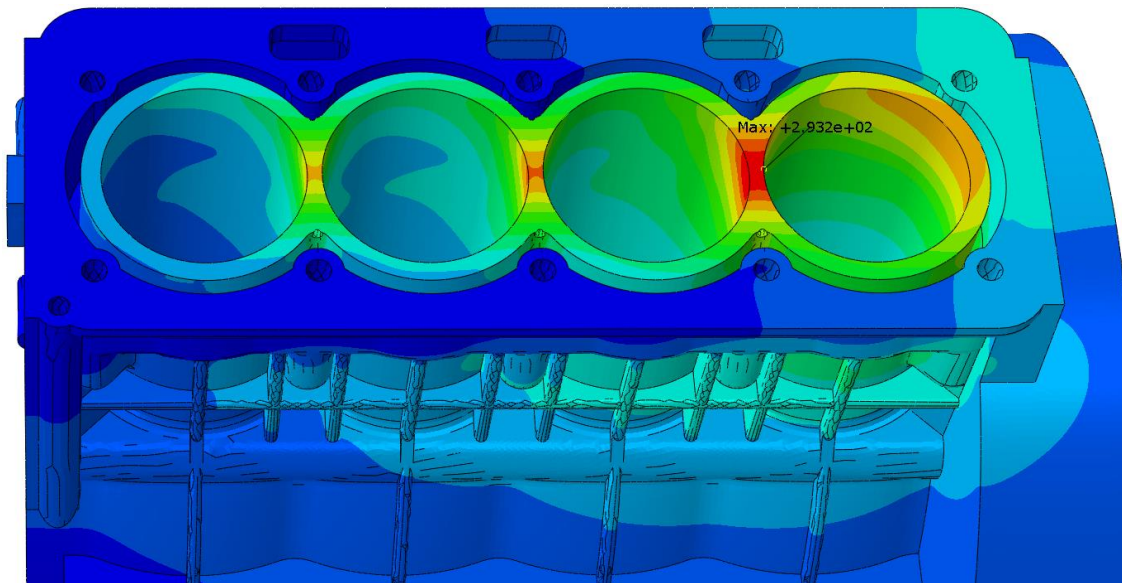
Obr. 41 – Výsledky termální analýzy s konvekcí – hlava motoru



Obr. 42 – Výsledky termální analýzy s konvekcí – pohled shora

Prohřátí válců je zachyceno na Obr. 43. Okolí válců je ochlazováno chladicí kapalinou. Vtok se nachází na levé straně obrázku. Válec nejbližší ke vtoku je tedy nejlépe ochlazován. Nejvyšší teplotu má dle očekávání nejvzdálenější válec od vtoku. Uzly s maximální teplotou v bloku motoru se

nachází mezi předposledním a posledním válcem. Maximální teplota v bloku je 293,2 °C. Oproti předchozí analýze tyto výsledky více odpovídají reálnému ohřevu motoru a podávají tedy lepší představu o dějích v motoru.



Obr. 43 – Výsledky termální analýzy – detail na válce

3.8 Mechanická analýza

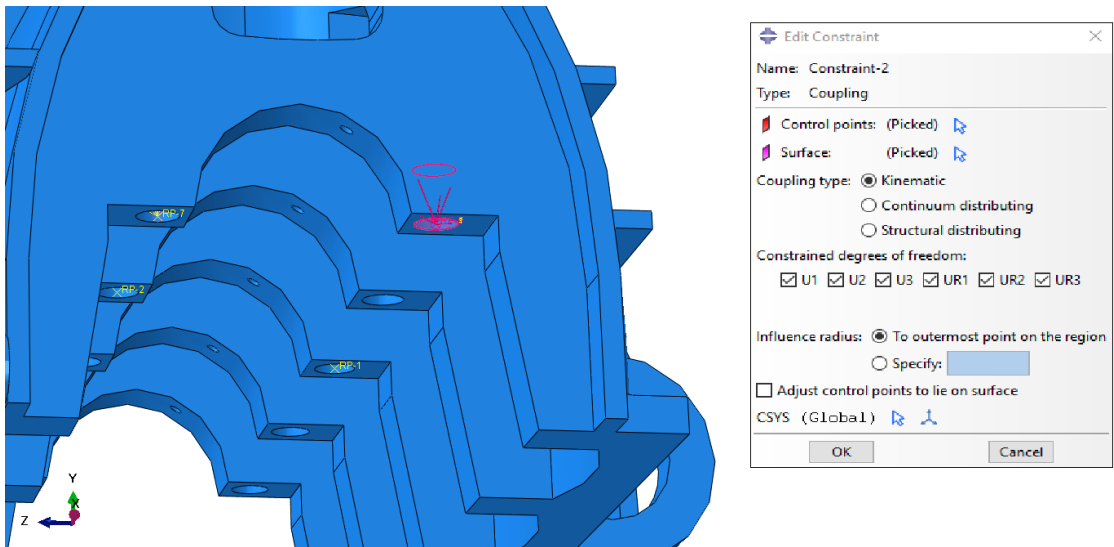
Mechanická analýza byla provedena za účelem získání rozložení napětí v modelu motoru a určení kritických míst z pohledu maximálních hodnot napětí. Nejprve byla provedena mechanická analýza s teplotním polem získaným z termální analýzy s konstantním nastavením součinitele přestupu tepla v chladicích kanálech. Následně byla analogicky provedena mechanická analýza s použitím teplotního pole z termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla v chladicích kanálech.

3.8.1 Příprava modelu

Jak již bylo zmíněno, pevnostní analýza pro tuto diplomovou práci je zpracována jako nesvázaná úloha termoelasticity. V první části práce bylo tedy vypočteno ustálené teplotní pole. Ve druhé části práce byla provedena statická pevnostní analýza, ve které byly tyto hodnoty použity pro výpočet teplotních napětí. Pro mechanickou analýzu byl použit geometricky stejný model v programu Abaqus jako pro termální analýzu. Použita byla také stejná síť. Jak již bylo zmíněno výše, výsledky z termální analýzy byly použity právě do mechanické analýzy. Takto získané rozložení teplotního pole bylo aplikováno na celý model.

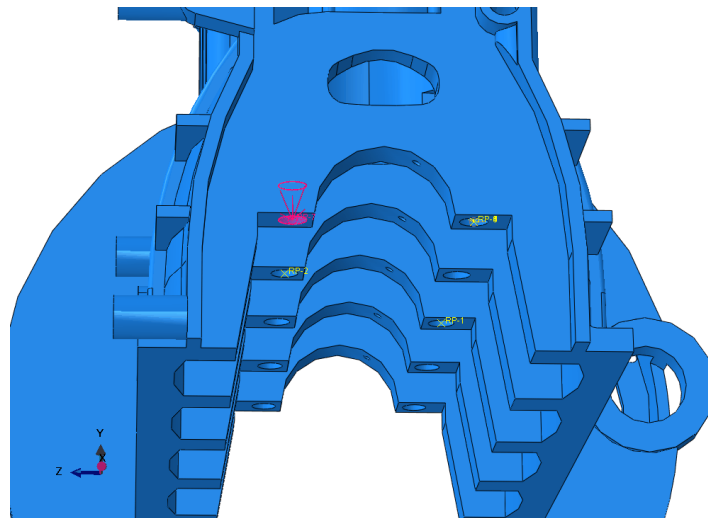
Stejně jako v předešlé analýze, i zde bylo nutné správně nastavit kontakty mezi těsněním, blokem a hlavou motoru. Dále byl zadán koeficient tření o hodnotě 0,5 mezi povrchy.

Následně bylo nutné model zafixovat ve všech souřadných směrech při zachování, pokud možno volné dilatace, což bylo uskutečněno vytvořením vazeb v dolní části bloku motoru v místě dle Obr. 44 až Obr. 46. Na Obr. 44 je zachyceno nastavení kinematické vazby, kterou byly omezeny všechny stupně volnosti.

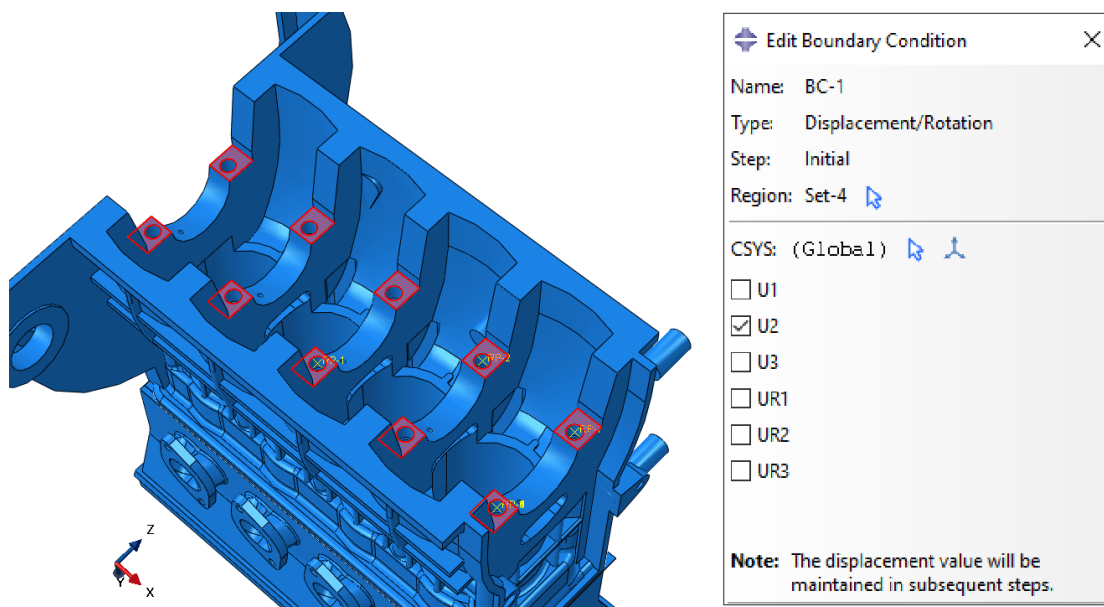


Obr. 44 – Upevnění modelu

V protějším místě byla aplikována podobná vazba, nicméně tentokrát s povolením posuvu v ose Z. Tato kinematická vazba je na Obr. 45.

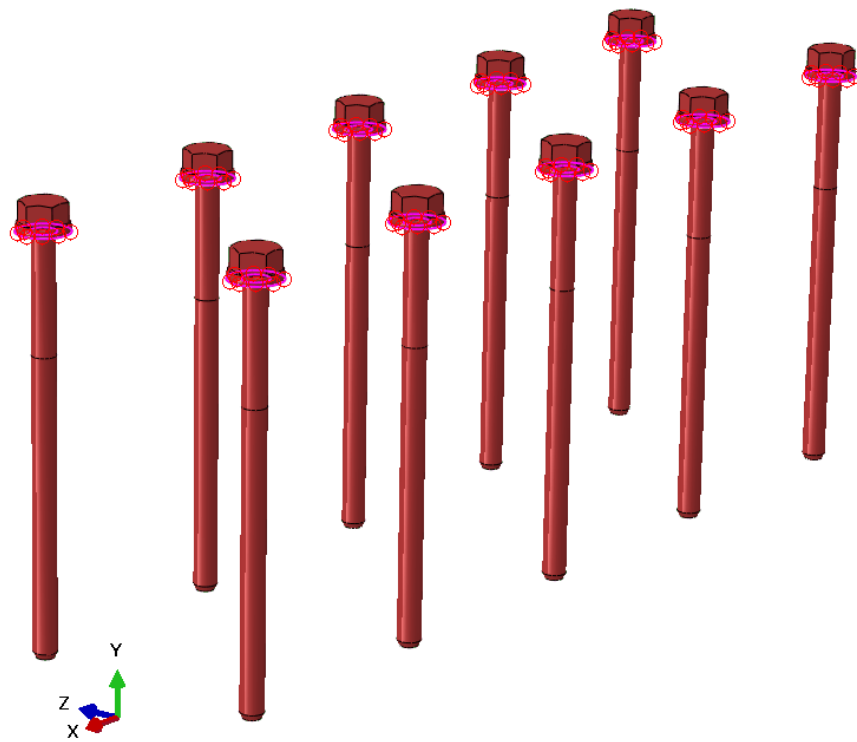


Obr. 45 – Upevnění modelu – možný posuv v ose Z

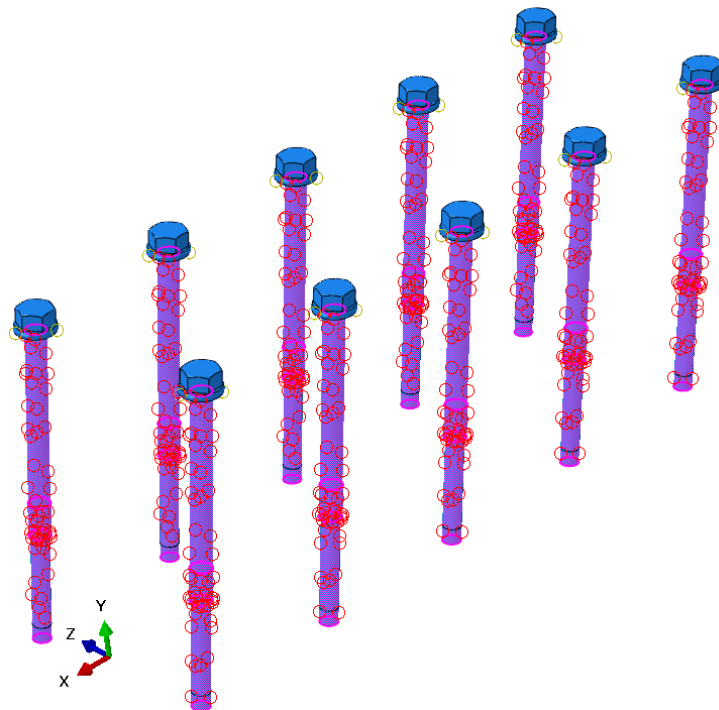


Obr. 46 – Upevnění modelu 3

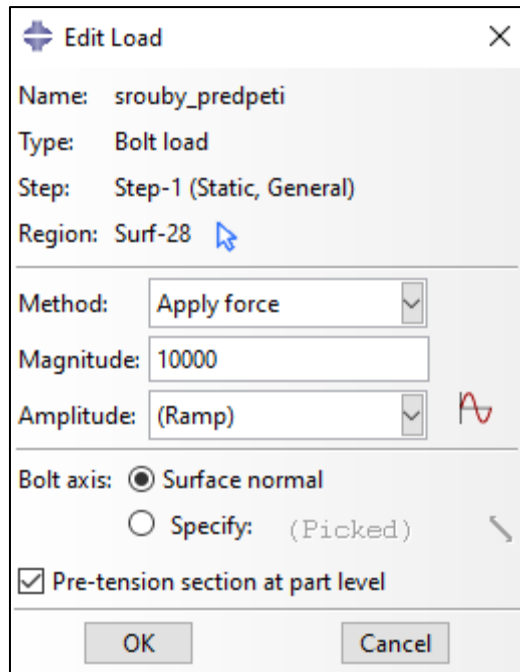
Byla aplikována také okrajová podmínka omezující posuv ve směru osy y dle Obr. 46. Dále bylo nezbytné zadat předpětí šroubům, které upevňují hlavu motoru na bloku. Model obsahuje 10 šroubů, jejichž předpětí má vliv na výsledky mechanické analýzy. Nastavení interakcí mezi šrouby a ostatními díly modelu proběhlo ve dvou krocích. V prvním kroku byla nastavena „tie“ vazba pod hlavami šroubů s dosedací plochou. Stejný typ vazby nahradil závitové spojení šroubů s blokem motoru. Velikost předpětí byla nastavena na 10 kN.



Obr. 47 – Předepnutí šroubů Tie vazbou 1



Obr. 48 – Předepnutí šroubů Tie vazbou 2

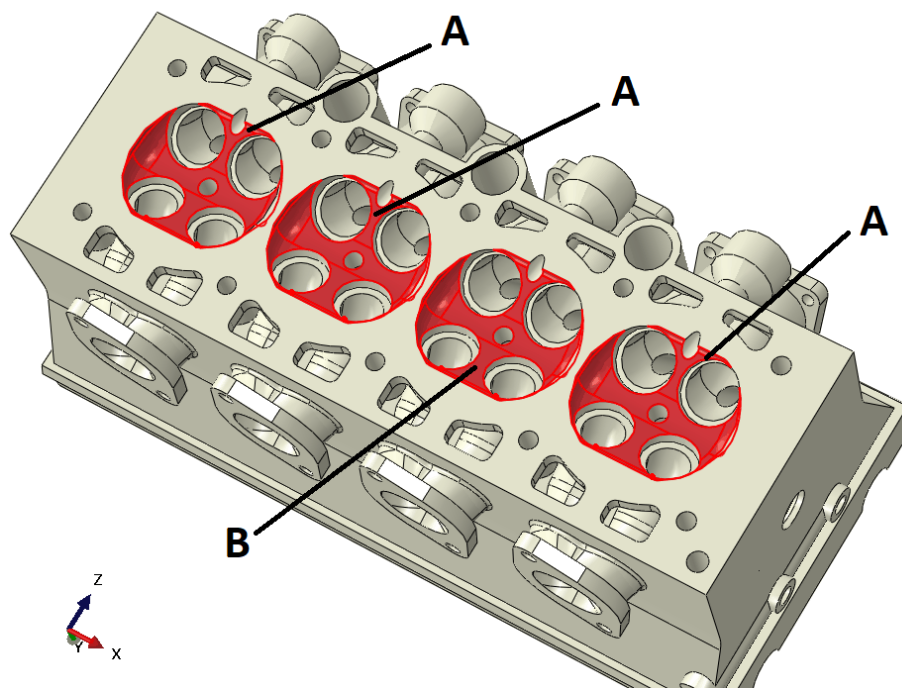


Obr. 49 – Předpětí šroubů - síla

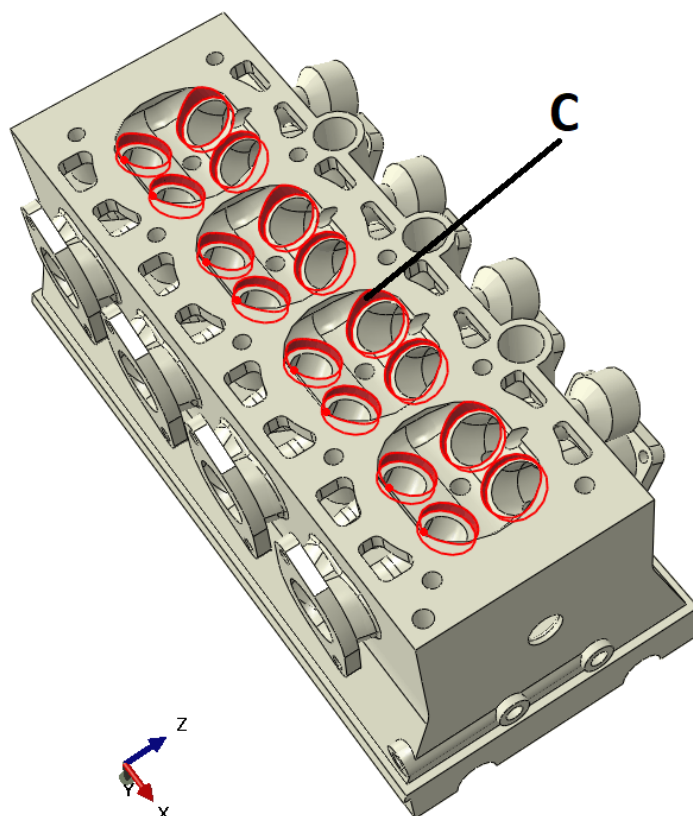
Dalším uvažovaným mechanickým účinkem jsou tlaky ve spalovacích prostorech válců motoru. Toto zatížení je velmi proměnlivé v čase vzhledem k cyklickému opakování dějů, které v motoru probíhají. Zde zavedené nastavení tlaků na plochy spalovacích prostorů motoru vychází z předpokladu nejméně příznivého účinku na přepážku mezi válci 3 a 4. Účinek nalisování sedel ventilů je v modelu zjednodušen konstantním tlakem na plochy znázorněné na Obr. 51. Na Obr. 50 až Obr. 52 jsou zobrazeny dílčí povrchy, na které byly v Abaqusu aplikovány podmínky z Tab. 6. Povrchy jsou pro lepší názornost odlišeny barevně.

Tab. 6 – Okrajové podmínky pro mechanickou analýzu

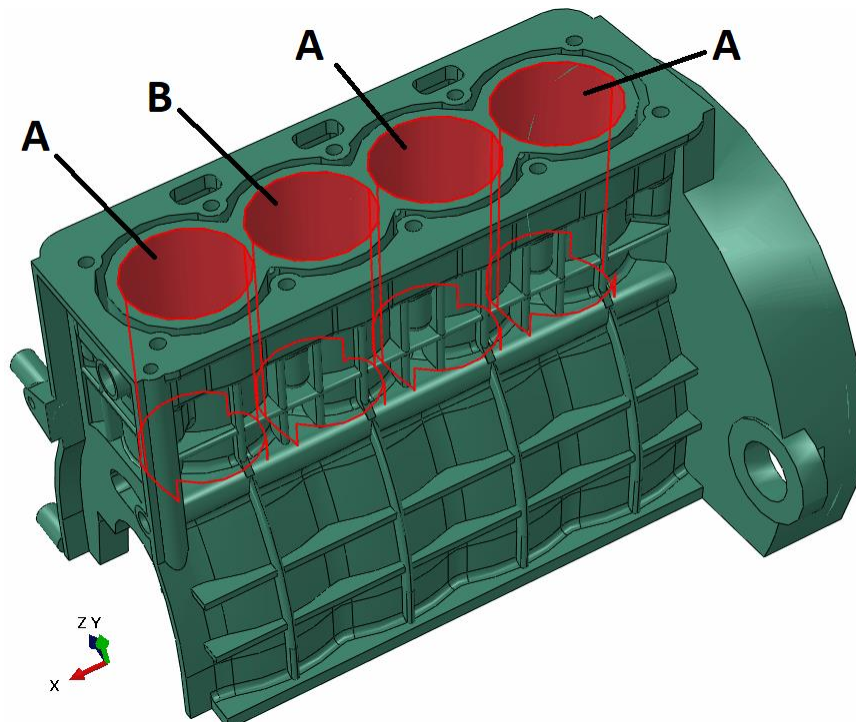
Hodnota	[MPa]
A	1,19
B	7,6
C	8



Obr. 50 – Nastavení tlaků 1



Obr. 51 – Nastavení tlaků 2

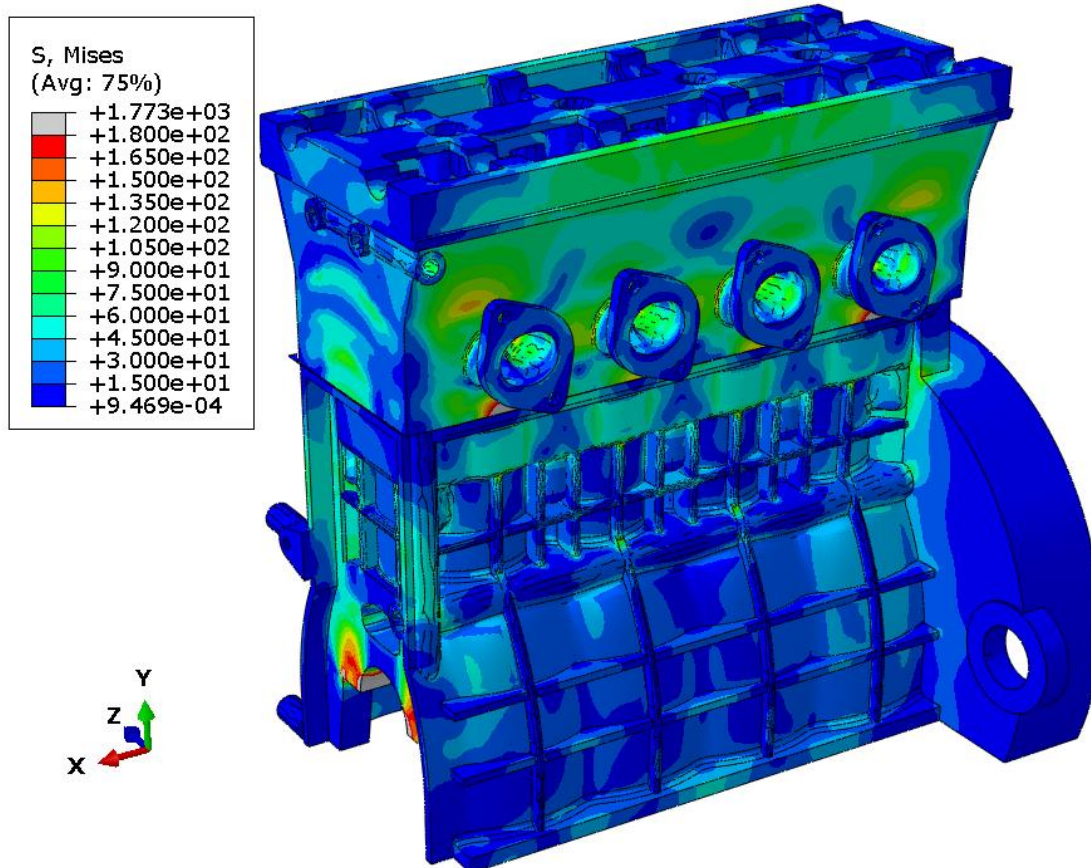


Obr. 52 – Nastavení tlaků 3

3.8.2 Výsledky mechanické analýzy

Cílem mechanické analýzy bylo tedy získat rozložení napětí v modelu motoru a určení kritických míst z pohledu maximálních hodnot napětí. Na Obr. 53 je vidět průběh ekvivalentního HMH napětí (von Mises). Šedá barva značí, že v daném místě napětí přesahuje hodnotu meze kluzu materiálu. Blíže se zde budeme zabývat pouze nejkritičtějšími místy v modelu a pozornost nebude věnována oblastem, kde je vysoká hodnota napětí způsobena lokálním vlivem okrajových podmínek nebo vazeb.

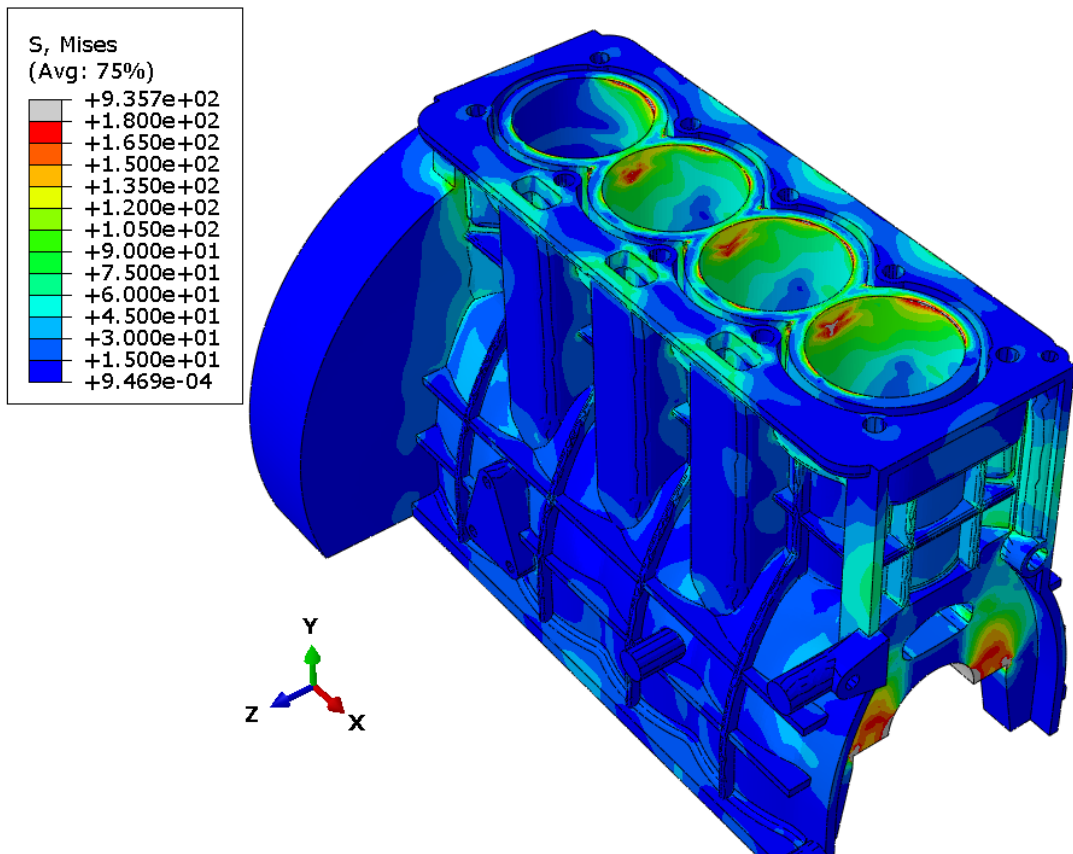
První kritickým místem, na které je potřeba se soustředit, je přepážka mezi třetím a čtvrtým válcem (bráno od vtoku, který je na Obr. 54 umístěn vlevo nahoře). Na Obr. 55 je vidět detail tohoto místa a je zde patrná zvýšená hodnota napětí. Oblast s nejvyšší hodnotou napětí má tvar pomyslného V, což je způsobeno chladícími vtoky v přepážkách mezi jednotlivými válci. V Tab. 7 jsou uvedeny hodnoty ekvivalentního HMH napětí, a dále první, druhé a třetí hlavní napětí pro uzel s maximální hodnotou ekvivalentního HMH napětí v této oblasti. Z hodnot pro hlavní napětí z Tab. 7 je vidět, že napětí v tomto kritickém místě jsou tedy převážně tlaková.



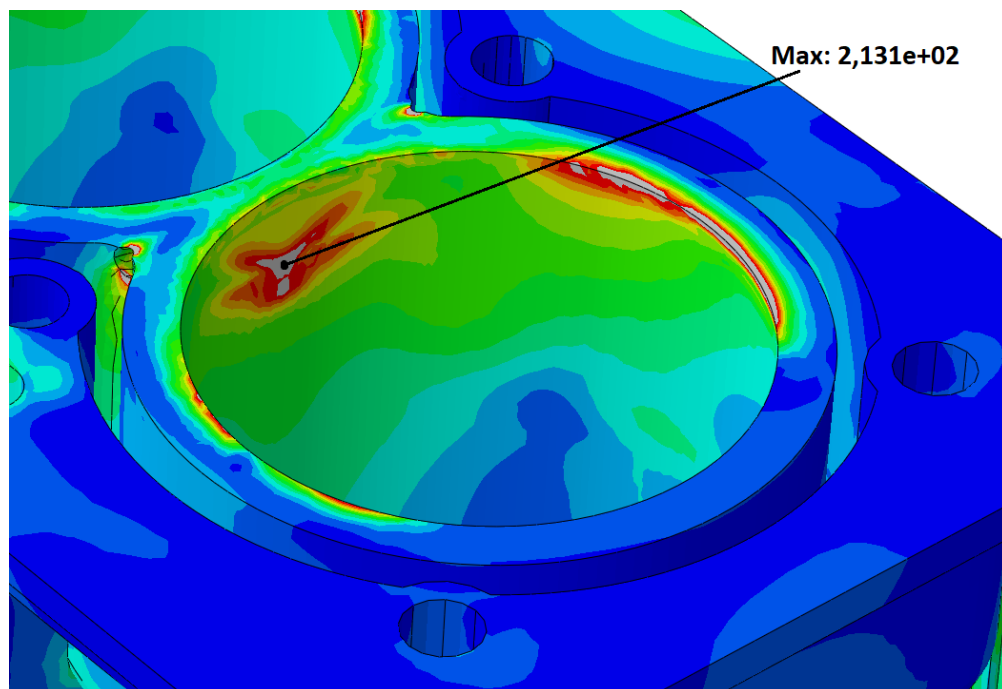
Obr. 53 – Výsledky mechanické analýzy – napětí (Mises)

Tab. 7 – Hodnoty napětí v kritickém místě – přepážka mezi válci

	Hodnota v kritickém bodě
Ekvivalentní HMH napětí [MPa]	213,1
1. hlavní napětí [MPa]	13,7
2. hlavní napětí [MPa]	-93,1
3. hlavní napětí [MPa]	-230,5



Obr. 54 – Napětí (Mises) – blok motoru



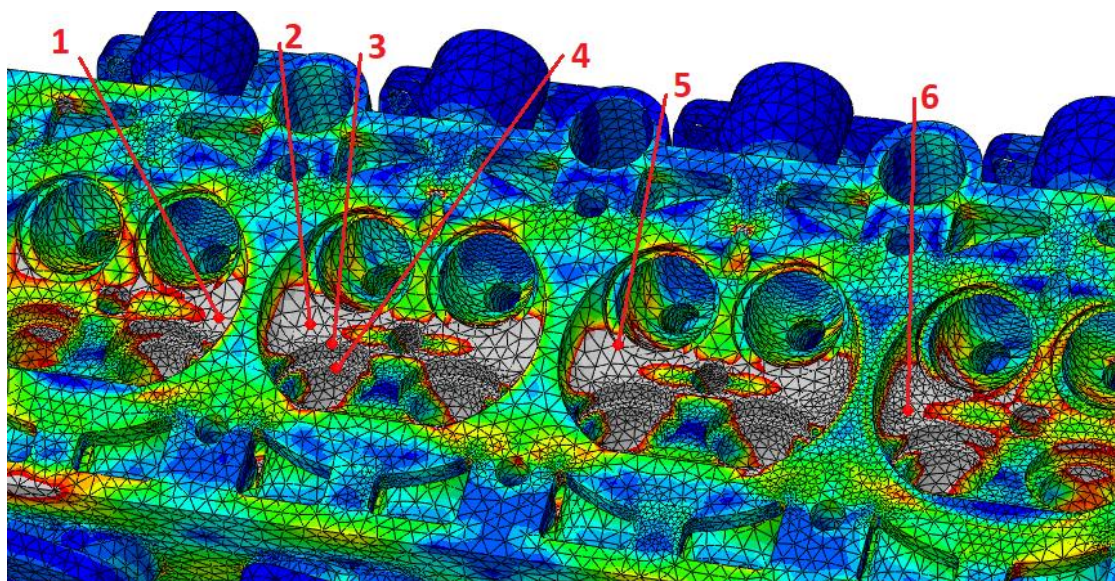
Obr. 55 – Kritické místo – blok – detail

Na Obr. 57 je zachyceno rozložení ekvivalentního HMH napětí v hlavě motoru. Zde stojí za zmínku dvě oblasti – kanálky, kterými proudí chladicí tekutina a spalovací prostor. V oblasti spalovacího prostoru můžeme pozorovat vysoké hodnoty ekvivalentního HMH napětí. Pro určení, zda se jedná o tahové či tlakové napětí jsou v Tab. 8 uvedeny hodnoty ekvivalentního HMH napětí, a dále první, druhé a třetí hlavní napětí pro několik uzlů z této oblasti. Poloha těchto kontrolních uzlů je zachycena na Obr. 56.

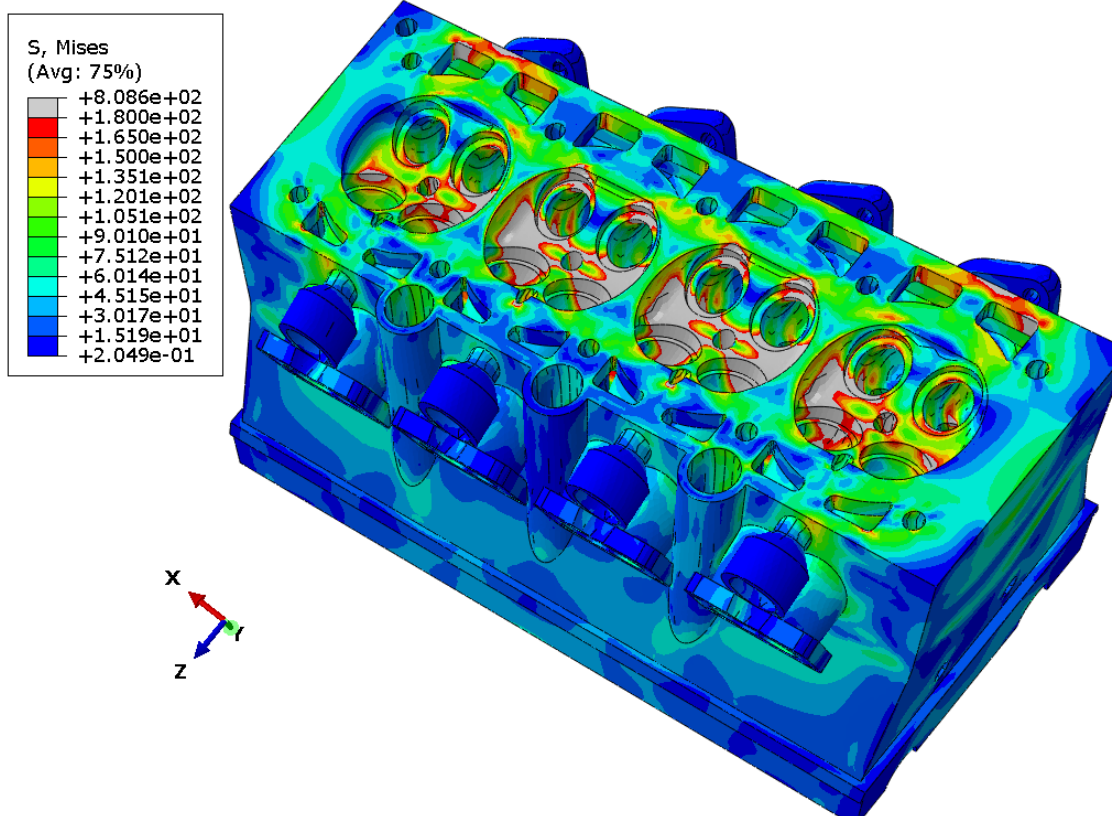
Tab. 8 – Hodnoty napětí ve spalovacím prostoru – hlava motoru

Bod č.	1	2	3	4	5	6
Ekvivalentní HMH napětí [MPa]	326,9	235,4	267,2	377,1	272,2	264,8
1. hlavní napětí [MPa]	4,8	0,1	-0,6	2,7	-2,4	-4,5
2. hlavní napětí [MPa]	-3,6	-96,4	-8,8	-5,5	-60,3	-117,1
3. hlavní napětí [MPa]	-326,2	-268,3	-271,8	-378,4	-298,7	-306,9

V této oblasti spalovacího prostoru tedy zcela převažuje tlakové napětí. Vhodnou úpravou pro další analýzu by bylo zjemnění sítě v této oblasti (Obr. 56), čímž bychom získali detailnější rozložení ekvivalentního HMH napětí v dané oblasti.

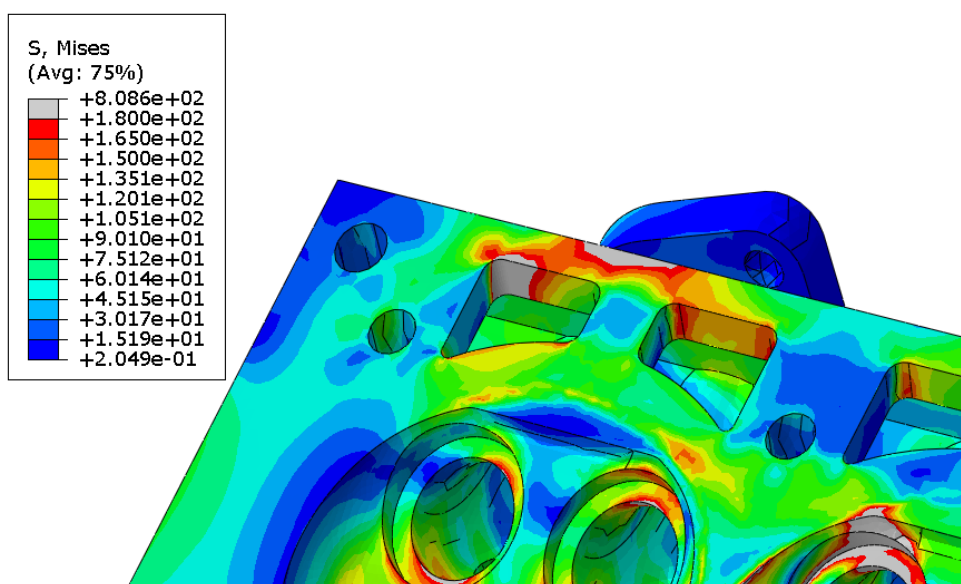


Obr. 56 – Detail konečněprvkové sítě – umístění kontrolních bodů



Obr. 57 – Napětí (Mises) – hlava motoru

Na Obr. 58 je vidět detail na kanálek, kterým proudí chladicí kapalina. Je zde patrná vysoká hodnota napětí v přechodovém radiusu. Jedná se zde o nevhodnou konstrukční úpravu a bylo by vhodné tento radius zvětšit. Tato oblast se vyskytuje symetricky ve všech čtyřech rozích hlavy motoru.



Obr. 58 – Kanálky pro chladicí kapalinu – napětí (Mises)

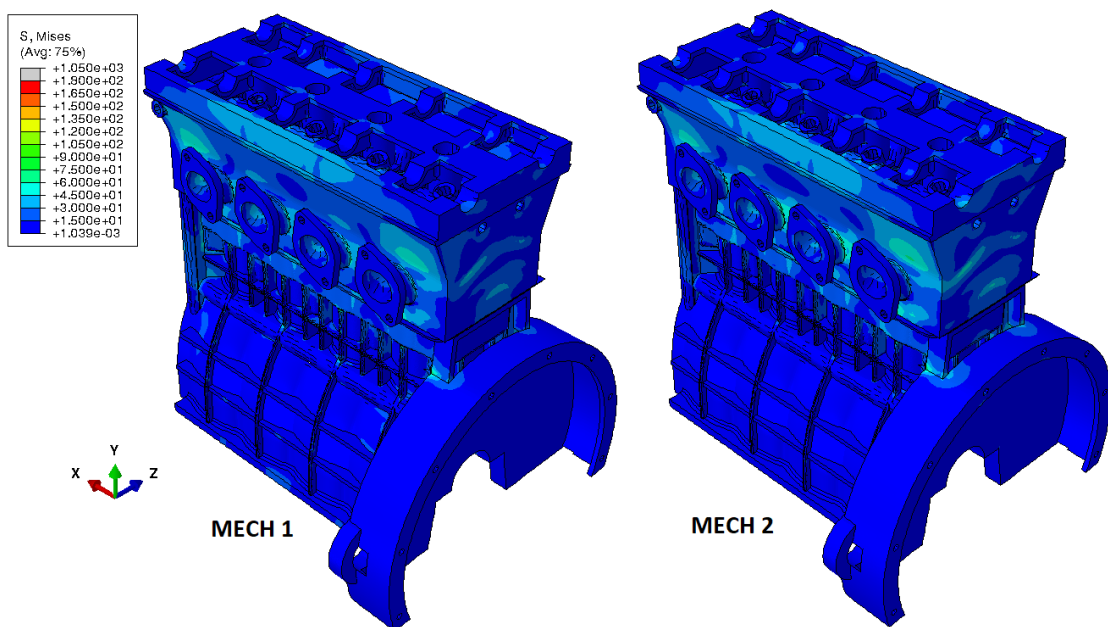
Tab. 9 – Hodnoty napětí v kritickém místě – kanálek

	Hodnota v kritickém bodě
Ekvivalentní HMH napětí [MPa]	363,1
1. hlavní napětí [MPa]	390,3
2. hlavní napětí [MPa]	55,6
3. hlavní napětí [MPa]	4,2

Z hodnot uvedených v Tab. 9 je vidět, že se v oblasti kanálků pro proudění chladicí kapaliny jedná o tahové napětí a jde tedy o oblast, kde by bylo vhodné provést vyhodnocení únavy, což je však nad rámec této práce. I zde by bylo vhodnou úpravou ještě větší zjemnění sítě. Z pohledu mechanické analýzy se jedná o skutečně kritické místo a bylo by velmi vhodné zde provést konstrukční úpravy.

3.9 Mechanická analýza s teplotním polem z termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla

Poslední ze série analýz byla mechanická analýza navazující na termální analýzu s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla. Bylo tedy použito teplotní pole získané ze zmíněné termální analýzy. Tato mechanická analýza však nedosáhla konvergence v celkovém výpočetním čase. Výpočet dosáhl času 1,4s (ze 2s) a poté byla analýza přerušena z důvodu nekonvergujících výsledků. Model této analýzy by pro dosažení konvergence bylo nutné podrobit dalšímu ladění. Mohlo by se jednat například o ladění minimální velikosti časového inkrementu, či jiné nastavení kontaktů (momentálně nastaven small-sliding). Tento postup je však kvůli velikosti výpočetního času pro mechanickou analýzu v našich podmínkách a v zadaném čase nedosažitelný. Jako příloha (1 a 2) je k této práci přiložen sta soubor z této analýzy a zvětšené obrázky pole napětí hlavy a bloku motoru.

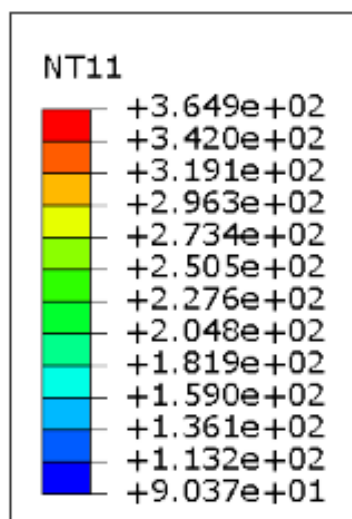


Obr. 59 – Porovnání výsledků mechanických analýz v $t=1,4$

Pro porovnání jsou zachyceny průběhy napětí z obou mechanických analýz v čase $t=1,4$ s. První mechanická analýza je označena jako MECH 1 a tato mechanická analýza jako MECH 2. V čase $t = 1,4$ s je model zatížen zhruba na 40% konečného stavu teplotního pole a tlaků ve válcích. Lze tedy očekávat, že zde vyhodnocená napětí nejsou na svých maximech. Nicméně je vidět, že hodnoty napětí rostou v okolí míst, která byla vyhodnocena jako kritická z pohledu termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla. Relativnímu srovnání efektu různých přístupů v modelování teplotního pole na mechanickou odezvu materiálu motoru je věnována následující kapitola.

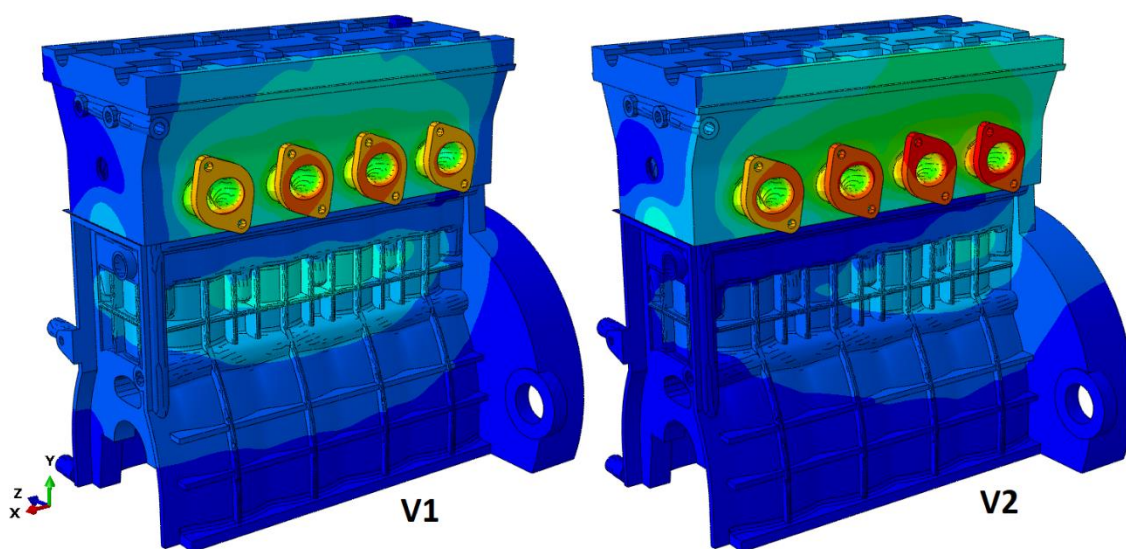
4 DISKUZE

Při porovnání teplotního pole získaného ze zjednodušené termální analýzy (V1) s polem z termální analýzy s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla v chladicích kanálech (V2) je na první pohled patrný rozdíl v umístění nejteplejší části motoru. Zatímco v první variantě se nejvyšší teplota nachází v prostředních dvou výfukových kanálech zhruba uprostřed modelu, ve druhé variantě leží nejvyšší hodnoty teploty nejvzdálenějším kanálu od vtoku (vpravo). Tento rozdíl je způsobený částečně tím, že ve variantě V1 byla nastavena teplota chladicí kapaliny v celé oblasti konstantní, zatímco ve variantě V2 byl zohledněn postupný ohřev kapaliny od okolních stěn. Podstatnější však je, že ve variantě V2 byl lépe zohledněn vliv vynucené konvekce chladicí kapaliny, který byl ve variantě V1 uvažován velmi zjednodušeně. Rozložení součinitele přestupu tepla tak není v oblasti ochlazované kapalinou konstantní, ale jeho rozložení vychází z rychlostního pole kapaliny. Výsledné teplotní pole z varianty V2 se více přibližuje realitě, protože proudící chladicí kapalina postupně ochlazuje výfukové kanály a neúčinnější je toto chlazení nejbliže ke vtoku. Také v okolí výtokového otvoru je efekt chlazení značný, a to z důvodu zúžených průchodů v těsnění, což vede k vysoké rychlosti proudění v dané oblasti.



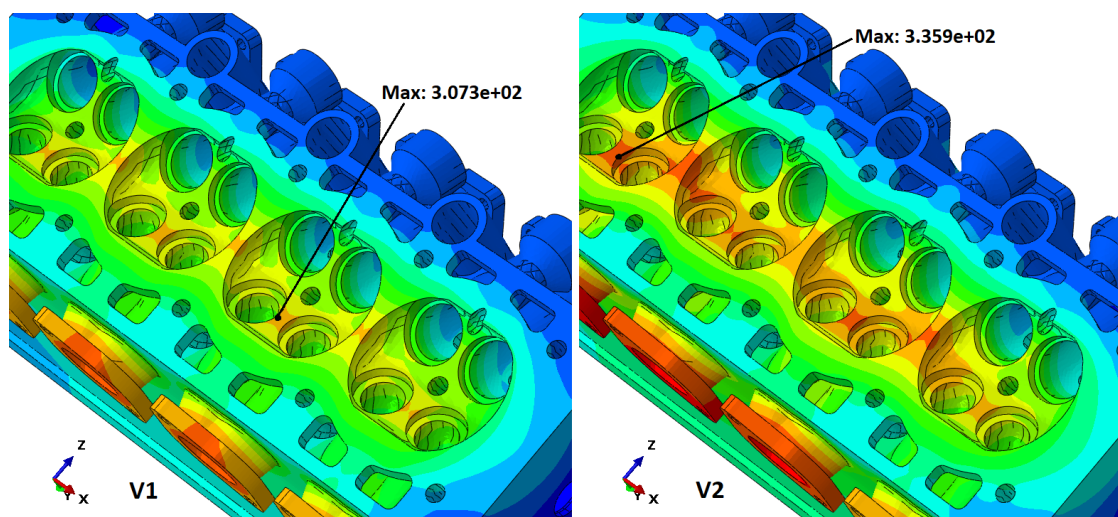
Obr. 60 – Legenda pro obrázky 60 až 62

Legenda pro následující obrázky porovnávající varianty V1 a V2 (Obr. 61 až Obr. 64) je zachycena na Obr. 60. Škála teploty je pro tyto obrázky stejná. Hodnoty jsou uvedeny ve °C.

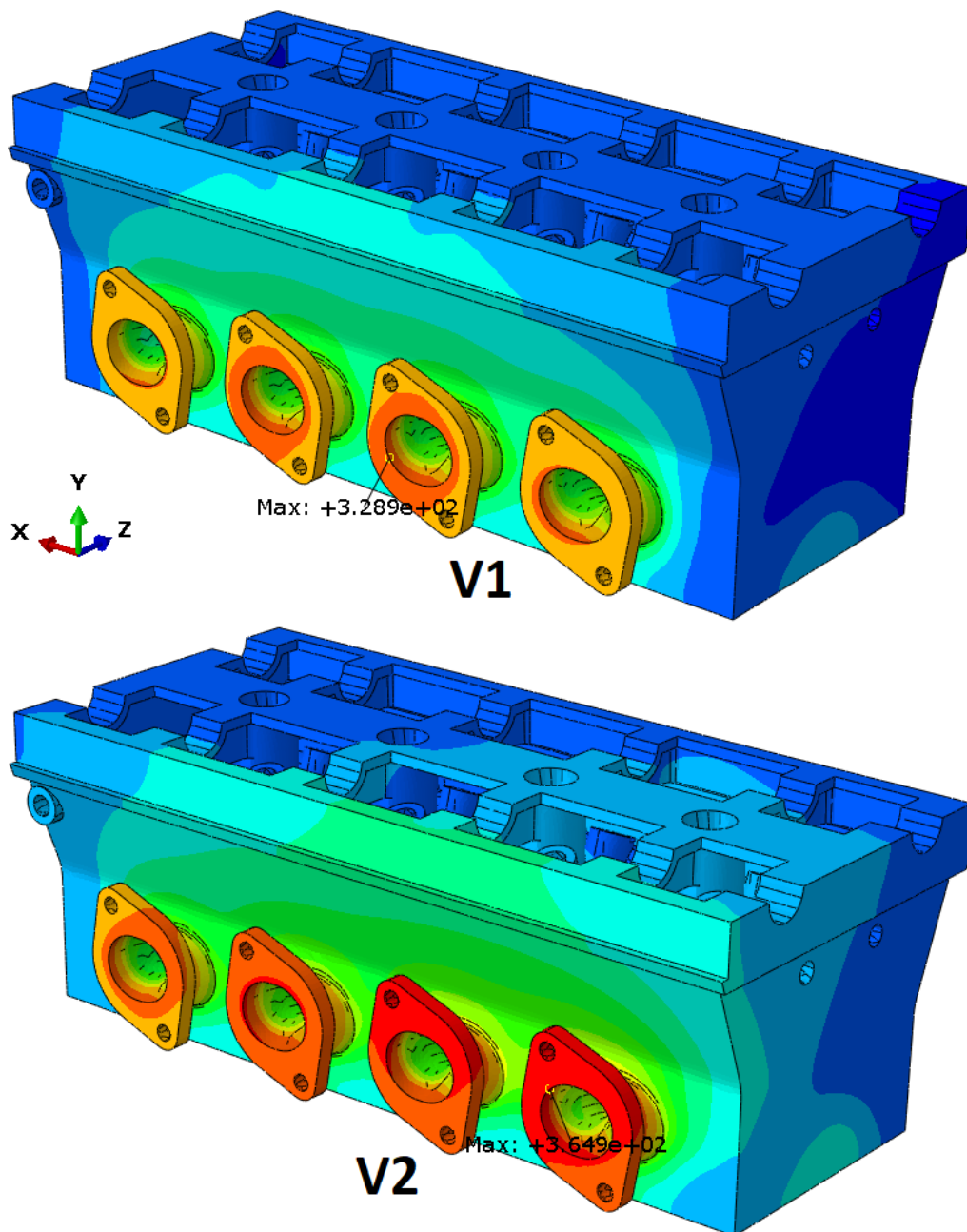


Obr. 61 – Porovnání výsledků obou termálních analýz ve formě teplotního pole

Poloha uzlů s maximální teplotou je pro obě verze zachycena na Obr. 63. Dle očekávání leží obě tyto hodnoty na výstupu z výfukového kanálu, kam již nedosahuje oblast chlazená kapalinou. Maximální hodnota teploty je uvedena v Tab. 10. Na Obr. 62 je vidět porovnání rozložení teplotního pole v oblasti spalovacího prostoru hlavy motoru. I zde došlo k přesunu polohy maximální hodnoty teploty směrem od vtoku (vtok je na Obr. 62 umístěn v pravém dolním rohu).



Obr. 62 - Porovnání výsledků obou termálních analýz v oblasti spalovacího prostoru hlavy motoru



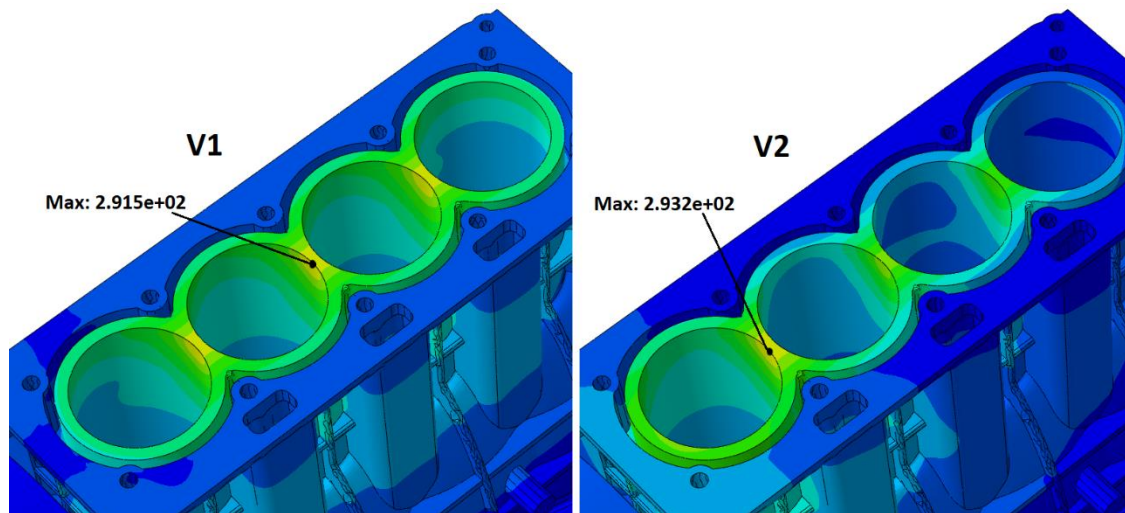
Obr. 63 – Maximální teploty

Tab. 10 – Maximální hodnoty teploty

	V1	V2
Maximální teplota hlava motoru	328,9 °C	364,9 °C
Maximální teplota blok motoru	291,5 °C	293,2 °C

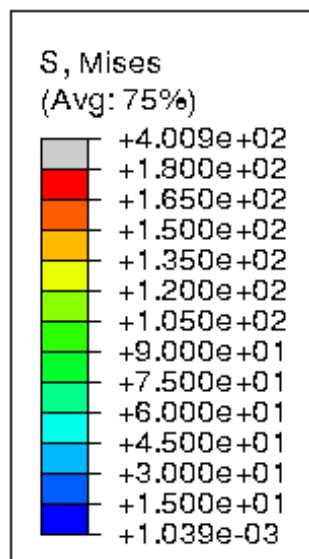
Rozdíl je patrný také na obrázku Obr. 64, kde je zachycen pohled shora na blok motoru včetně maximálních hodnot teploty pro obě varianty. Ve

variantě V1 leží maximální hodnota uprostřed mezi prostředními dvěma válci. Ve variantě V2 leží maximum mezi 3. a 4. válcem (myšleno směrem od vtoku). Válce jsou ochlazovány kapalinou o značné rychlosti, která umocňuje konvektivní přenos tepla – větší rychlost proudění v daném místě nedovolí kapalině se tolik prohřát a rychleji se do oblasti zase dostává chladnější tekutina. Nevyšší rychlost má kapalina u vtoku. Je tedy logické, že nejnižší teplotu bude mít válec nejbližší ke vtoku a opačně. Maximální hodnota teploty bloku pro obě varianty výpočtu je uvedena v Tab. 10.

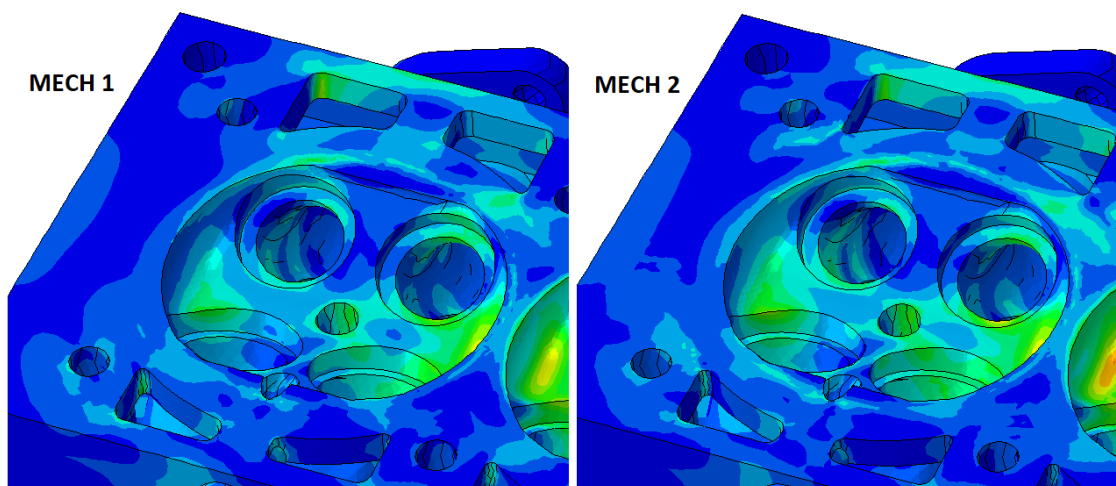


Obr. 64 – Porovnání výsledků obou termálních analýz – blok motoru

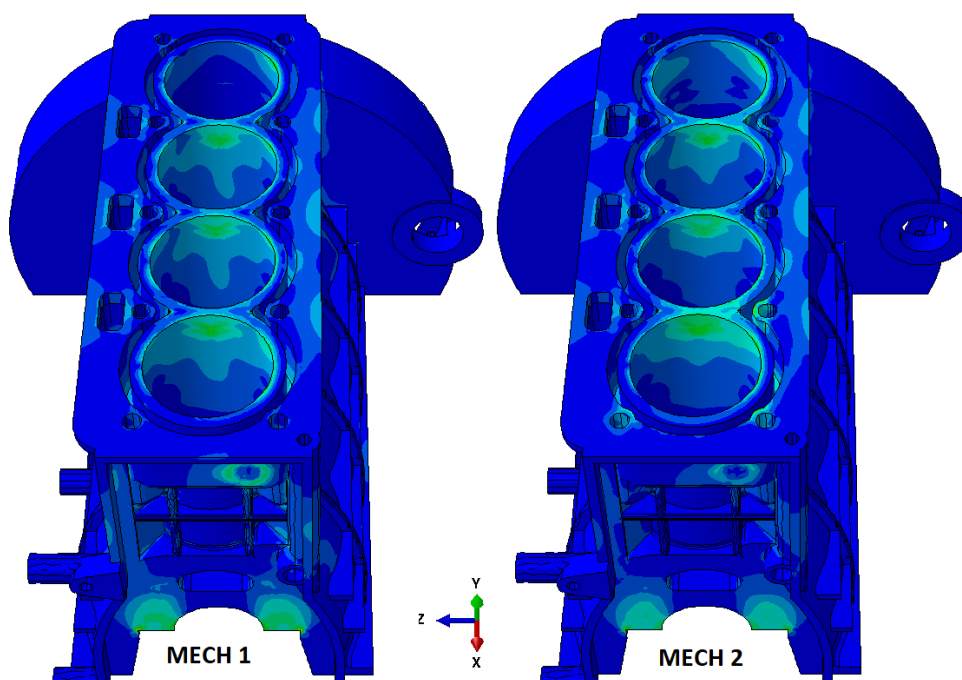
Pro porovnání výsledků mechanických analýz je z důvodu nedokončeného výpočtu použito rozložení napětí v čase $t=1,4s$ (z celkového $t=2s$). Legenda pro následující obrázky porovnávající varianty MECH 1 a MECH 2 (Obr. 66 a) je zachycena na Obr. 65.



Obr. 65 – Legenda pro obrázky 60 až 62



Obr. 66 – Porovnání průběhů napětí obou mechanických analýz – detail na kanálky pro chladicí kapalinu



Obr. 67 – Porovnání průběhů napětí mechanických analýz – blok motoru

Ačkoliv teplotní pole v této fázi ještě není načteno ze 100 % a hodnoty ekvivalentního HMH napětí jsou tedy nižší, je vidět, že pole napětí je konzistentní. Na Obr. 66, kde je zachycena část hlavy motoru na opačné straně od vstoku, je vidět, že hodnoty napětí jsou ve spalovacím prostoru vyšší než ve variantě MECH 1. To je způsobeno vyšší teplotou v této oblasti oproti variantě MECH 1. V Tab. 11 jsou uvedeny hodnoty ekvivalentního HMH napětí, a dále první, druhé a třetí hlavní napětí pro stejné uzly z této oblasti, které byly kontrolovány pro MECH 1 v kapitole 3.8.2. Vysoké hodnoty napětí jsou také stejně jako v MECH 1 patrné i v kanálcích pro chladicí kapalinu. V Tab. 12 pro toto místo byly vyhodnoceny hodnoty napětí pro kritický uzel, který byl kontrolován v MECH 1. Z lze pozorovat, že ekvivalentní HMH napětí v bloku

motoru v MECH 2 již nedosahuje maxima v přepážce mezi prostředními dvěma válci. Konkrétní hodnoty napětí v kritickém uzlu pro MECH 2 jsou zaznamenány v Tab. 13. Je nutné připomenout, že hodnoty uvedené v následujících tabulkách jsou uvedeny pro čas $t=1,4s$, kdy je model zatížen zhruba na 40% konečného stavu teplotního pole a tlaků ve válcích. Pro přesné určení výsledných hodnot napětí by bylo nutné laděním stávajícího modelu dosáhnout dokončení analýzy.

*Tab. 11 – Hodnoty napětí ve spalovacím prostoru – hlava motoru – MECH2
 $t=1,4s$*

Bod č.	1	2	3	4	5	6
Ekvivalentní HMM napětí [MPa]	161,5	109,1	158,7	164,4	161,3	130,6
1. hlavní napětí [MPa]	3,2	4,8	5,3	3,4	2,8	-7,6
2. hlavní napětí [MPa]	-1,7	-8,9	-1,3	-1,7	-1,3	-53,6
3. hlavní napětí [MPa]	-160,7	-110,3	-156,5	-163,5	-160,5	-154,9

Tab. 12 – Hodnoty napětí v kritickém místě – kanálek – MECH2 $t=1,4s$

	Hodnota v kritickém bodě
Ekvivalentní HMM napětí [MPa]	101,1
1. hlavní napětí [MPa]	108,8
2. hlavní napětí [MPa]	15,8
3. hlavní napětí [MPa]	1,2

*Tab. 13 – Hodnoty napětí v kritickém místě – přepážka mezi válci – MECH2
 $t=1,4s$*

	Hodnota v kritickém bodě
Ekvivalentní HMM napětí [MPa]	99,6
1. hlavní napětí [MPa]	6,8
2. hlavní napětí [MPa]	-32,3
3. hlavní napětí [MPa]	-106,0

5 ZÁVĚR

V rámci této práce bylo provedeno několik variant CFD analýzy rychlostního pole chladicí kapaliny, termální analýza se zadáním konstantního součinitele přestupu tepla a v návaznosti na tuto analýzu také mechanická analýza. Dále byla provedena termální analýza s nehomogenním rozložením součinitele přestupu tepla v chladicích kanálech. I na tuto analýzu navazovalo provedení další mechanické analýzy.

Analýza teplotního pole na modelu motoru s chlazenými oblastmi průchodem chladicí kapaliny přinesla jiný pohled na řešení problematiky chlazení. Ačkoliv bylo přijato několik zjednodušujících předpokladů, lze současné výsledky zhodnotit jako přínosné. Z porovnání výsledků termální analýzy je vidět, že přístup použitý v této práci poskytuje lepší představu o rozložení teplotního pole. Poloha maximálních hodnot se více blíží předpokladům založených na reálném fungování motoru. Nicméně pro ověření věrohodnosti výsledků a pro další ladění tohoto způsobu řešení by bylo nutné provést experimentální měření rozložení teploty na reálném motoru. Teploty získané tímto způsobem by se porovnal s numerickými výsledky a následně by sloužily pro optimalizaci termálních okrajových podmínek.

Z kapitoly 1 vyplývá, že zjednodušení vlivu proudění chladicí kapaliny v podobě zadání konstantního součinitele přestupu tepla na teplosměnných stěnách motoru v původní termální analýze mělo za následek větší odvod tepla a rozložení teplotního pole nereflektující charakter proudění chladicí kapaliny. V návaznosti na mechanické analýzy bylo v modelu několik míst vyhodnoceno jako kritická místa. Jedná se především o kanálky pro chladicí kapalinu a spalovací prostor v hlavě motoru a také přepážky oddělující válce v bloku motoru. Dle předběžných výsledků druhé mechanické analýzy se dá očekávat, že výsledné hodnoty ekvivalentního HMM napětí budou v posledních dvou zmíněných místech vyšší než hodnoty získané z první mechanické analýzy.

Vhodnější metodou pro řešení této problematiky by představovala FSI analýza, která by však pro případ z této práce byla příliš složitá a náročná z hlediska objemu dat a výpočtového času. Možným řešením je také použití Reynoldsovy analogie, jejíž použití je však nezbytné mít k dispozici hodnoty pro lokální smykové napětí.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 – Schéma procesu MKP analýzy.....	21
Obr. 2 – Definování materiálu AlSi7MgTi (1)	29
Obr. 3 – Definování materiálu AlSi7MgTi (2)	29
Obr. 4 – Definování materiálu AlSi7MgTi (3)	29
Obr. 5 – Definování materiálu AlSi7MgTi (4)	29
Obr. 6 – Definování materiálu AlSi7MgTi (5)	30
Obr. 7 – Síť bloku motoru	32
Obr. 8 – Detail sítě bloku motoru	32
Obr. 9 – Síť hlavy motoru.....	33
Obr. 10 – Detail sítě hlavy motoru	33
Obr. 11 – Ukázka sítě šroubu	34
Obr. 12 – Síť těsnění.....	34
Obr. 13 – Sestava	35
Obr. 14 – Detail sestavy	36
Obr. 15 – Umístění šoubů - řez	36
Obr. 16 – Termální okrajové podmínky – hlava motoru 1	38
Obr. 17 – Termální okrajové podmínky – hlava motoru 2.....	38
Obr. 18 – Termální okrajové podmínky – blok motoru 1	39
Obr. 19 – Termální okrajové podmínky – blok motoru 2.....	39
Obr. 20 – Výsledky termální analýzy – teplotní pole	40
Obr. 21 – Výsledky termální analýzy – teplotní pole v oblasti vačkových hřídelů v hlavě motoru.....	41
Obr. 22 – Výsledky termální analýzy – teplotní pole v oblasti výfukových kanálů (oblast maximálních teplot).....	41
Obr. 23 – Výsledky termální analýzy – blok motoru	42
Obr. 24 – Geometrie modelu chladicích kanálů hlavy a bloku motoru pro CFD analýzu.....	43
Obr. 25 – Konečněprvková síť CFD modelu	44
Obr. 26 – Okrajové podmínky na vtoku a odtoku.....	45
Obr. 27 – Rozložení vektorů rychlosti v chladicí kapalině	46
Obr. 28 – Rozložení rychlostního pole – detail 1	46
Obr. 29 – Rozložení rychlostního pole – detail 2.....	47
Obr. 30 – Rozmístění kontrolních oblastí 1 až 8.....	48
Obr. 31 – Rozmístění kontrolních oblastí 9 až 11	48
Obr. 32 – Citlivostní analýza	49
Obr. 33 – Citlivostní analýza bez nulových hodnot.....	50
Obr. 34 – Závislost průměrné rychlosti na vstupní rychlosti	51
Obr. 35 – Teplota vody v bloku motoru (řez).....	53
Obr. 36 -Teplota vody v hlavě motoru (řez)	53
Obr. 37 – Rozložení součinitele přestupu tepla – hlava (řez).....	55
Obr. 38 – Detail rozložení součinitele přestupu tepla – hlava (řez)	56

Obr. 39 – Detail rozložení součinitele přestupu tepla – blok (řez).....	57
Obr. 40 – Výsledky termální analýzy s konvekcí	58
Obr. 41 – Výsledky termální analýzy s konvekcí – hlava motoru.....	59
Obr. 42 – Výsledky termální analýzy s konvekcí – pohled shora	59
Obr. 43 – Výsledky termální analýzy – detail na válce	60
Obr. 44 – Upevnění modelu	62
Obr. 45 – Upevnění modelu – možný posuv v ose Z.....	62
Obr. 46 – Upevnění modelu 3.....	63
Obr. 47 – Předepnutí šroubů Tie vazbou 1	64
Obr. 48 – Předepnutí šroubů Tie vazbou 2.....	64
Obr. 49 – Předpětí šroubů - síla	65
Obr. 50 – Nastavení tlaků 1	66
Obr. 51 – Nastavení tlaků 2.....	66
Obr. 52 – Nastavení tlaků 3.....	67
Obr. 53 – Výsledky mechanické analýzy – napětí (Mises).....	68
Obr. 54 – Napětí (Mises) – blok motoru	69
Obr. 55 – Kritické místo – blok – detail.....	69
Obr. 56 – Detail konečněprvkové sítě – umístění kontrolních bodů.....	70
Obr. 57 – Napětí (Mises) – hlava motoru	71
Obr. 58 – Kanálky pro chladicí kapalinu – napětí (Mises).....	71
Obr. 59 – Porovnání výsledků mechanických analýz v $t=1,4$	73
Obr. 60 – Legenda pro obrázky 60 až 62.....	74
Obr. 61 – Porovnání výsledků obou termálních analýz ve formě teplotního pole	75
Obr. 62 - Porovnání výsledků obou termálních analýz v oblasti spalovacího prostoru hlavy motoru	75
Obr. 63 – Maximální teploty	76
Obr. 64 – Porovnání výsledků obou termálních analýz – blok motoru	77
Obr. 65 – Legenda pro obrázky 60 až 62.....	77
Obr. 66 – Porovnání průběhů napětí obou mechanických analýz – detail na kanálky pro chladicí kapalinu	78
Obr. 67 – Porovnání průběhů napětí mechanických analýz – blok motoru ..	79

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 – Mechanické vlastnosti AISi7MgTi	28
Tab. 2 – Tepelné vlastnosti AISi7MgTi	28
Tab. 3 – Materiálové vlastnosti ocelí	28
Tab. 4 – Přehled počtu elementů a uzlů v modelu	31
Tab. 5 – Seznam termálních okrajových podmínek	37
Tab. 6 – Okrajové podmínky pro mechanickou analýzu	65
Tab. 7 – Hodnoty napětí v kritickém místě – přepážka mezi válci	68
Tab. 8 – Hodnoty napětí ve spalovacím prostoru – hlava motoru	70
Tab. 9 – Hodnoty napětí v kritickém místě – kanálek	72
Tab. 10 – Maximální hodnoty teploty	76
Tab. 11 – Hodnoty napětí ve spalovacím prostoru – hlava motoru – MECH2 t=1,4s	79
Tab. 12 – Hodnoty napětí v kritickém místě – kanálek – MECH2 t=1,4s	79
Tab. 13 – Hodnoty napětí v kritickém místě – přepážka mezi válci – MECH2 t=1,4s	79

REFERENCE

- [1] FONSECA, L., OLMEDA, P., NOVELLA, R. Archives of Computational Methods in Engineering (2019). <https://doi.org/10.1007/s11831-019-09361-9>
- [2] KEUM, SEUNGHWAN & BABAJIMOPOULOS, ARIS & ASSANIS, DENNIS & JUNG, DOHOY. (2011). Modelling of heat transfer in internal combustion engines with variable density effect. International Journal of Engine Research - INT J ENGINE RES. 12. 513-526. 10.1177/1468087411410015.
- [3] NOŽIČKA JIŘÍ: Základy termomechaniky, ČVUT Praha, 2008
- [4] NOŽIČKA JIŘÍ: Sdílení tepla, ČVUT Praha, 1997
- [5] BERGMAN, T a Frank P INCROPERA. Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. / . Hoboken, NJ: Wiley, c2011, xxiii, 1048 p. ISBN 9780470501979-.
- [6] VDI heat atlas, 2nd ed. New York: Springer, 2010, ISBN 35-407-7876-4.
- [7] W.M. ROHSENOW, J.P. HARTNETT, Y.I. CHO., editors. Handbook of heat transfer, 3rd ed. 1998
- [8] JAYANTI, SREENIVAS, Reynolds Analogy, [online]. [cit. 2020-06-24]. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/1092/>
- [9] Fluid-Structure Interaction. [online]. [cit. 2020-06-27]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/multiphysics/fluid-structure-interaction>
- [10] Manuály ABAQUS
- [11] ŠPANIEL, M., HORÁK, Z. Úvod do metody konečných prvků. 2011th ed. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2011.
- [12] K.J. BATHE: Finite element procedures. Prentice-Hall, 1996
- [13] BEER, G., WATSON, J.O. Introduction to Finite and Boundary Element Methods for Engineers. New York. 1992.
- [14] KALIAKIN VICTOR N.: Introduction to approximate solution techniques, numerical modeling and finite element methods, Marcel Dekker, New York, 2002
- [15] SUDARSHAN, B., SUBHAJIT, R.:Finite Element Analysis for Engine Cylinder head in Ansys. International Journal of Scientific and Engineering Research, 10(6), pp. 1055-1065 (2019)

- [16] P. BROŽ AND P. PROCHÁZKA, Metoda okrajových prvků v inženýrské praxi, SNTL, Praha, 1987
- [17] NESLÁDEK, M., ŠPANIEL, M. Výpočty MKP pro kontrolu konstrukčního návrhu hlavy a válce leteckého pístového motoru, Technická zpráva č. 12105/10/28, 2011. Fakulta strojní ČVUT v Praze, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky.
- [18] ŠPANIEL, M., MACEK, J., DIVIŠ, M., TICHÁNEK, R. (2003). Heat transfer analysis of a diesel engine head. Acta Polytech. 43.
- [19] ŠPANIEL MIROSLAV: Teplotní analýza hlavy válce velkého naftového motoru, ČVUT Praha, 2002
- [20] ŠPANIEL M., TICHÁNEK R., MACEK J., POLÁŠEK M. Výpočet oběhu motorů 6C28 a stanovení okrajových podmínek pro pevnostní a a deformační výpočet hlavy válce. Výpočet teplotního pole, deformace a stavu napjatosti hlavy válce, ČVUT Praha, 2008
- [21] MENDES, ALEXANDRE & CARDOSO, Ademar & Ltda, GAC. (2007). Structural Analysis of the Aluminum Cylinder Head for a High-Speed Diesel Engine. 10.4271/2007-01-2562.

PŘÍLOHY

1) STA soubor nekonvergující mechanické analýzy (zkráceno)

Abaqus/Standard 3DEXPERIENCE R2019x HotFix 3										DATE 06-Aug-2020 TIME 20:54:56		
SUMMARY OF JOB INFORMATION:												
STEP	INC	ATT	SEVERE DISCON ITERS	EQUIL ITERS	TOTAL ITERS	TOTAL TIME/ FREQ	STEP TIME/LPF	INC OF TIME/LPF	DOF MONITOR	IF RIKS		
1	1	1	13	0	13	0.0500	0.0500	0.05000				
1	2	1	6	0	6	0.100	0.100	0.05000				
1	3	1	6	0	6	0.175	0.175	0.07500				
1	4	1	6	0	6	0.288	0.288	0.1125				
1	5	1	6	0	6	0.456	0.456	0.1688				
1	6	1	6	0	6	0.709	0.709	0.2531				
1	7	1	6	0	6	1.00	1.00	0.2906				
2	1	1	13	0	13	1.10	0.100	0.1000				
2	2	1	13	0	13	1.20	0.200	0.1000				
2	3	1U	7	0	7	1.20	0.200	0.1500				
2	3	2	8	0	8	1.24	0.238	0.03750				
2	4	1	9	1	10	1.29	0.294	0.05625				
2	5	1U	3	0	3	1.29	0.294	0.08438				
2	5	2	7	0	7	1.31	0.315	0.02109				
2	6	1	8	0	8	1.35	0.346	0.03164				
2	7	1U	2	0	2	1.35	0.346	0.04746				
2	7	2U	2	0	2	1.35	0.346	0.01187				
2	7	3	5	0	5	1.35	0.349	0.002966				
2	8	1U	2	0	2	1.35	0.349	0.004449				
2	8	2U	2	0	2	1.35	0.349	0.001112				
2	8	3	1	1	2	1.35	0.350	0.0002781				
2	9	1U	2	0	2	1.35	0.350	0.0004171				
2	9	2	1	0	1	1.35	0.350	0.0001043				
2	10	1	2	1	3	1.35	0.350	0.0001564				
2	11	1	1	0	1	1.35	0.350	0.0002346				
2	12	1	4	0	4	1.35	0.351	0.0003520				
2	13	1	6	0	6	1.35	0.351	0.0005279				
2	14	1	4	2	6	1.35	0.352	0.0007919				
2	15	1	3	1	4	1.35	0.353	0.001188				
2	16	1	4	1	5	1.35	0.355	0.001782				
2	17	1	4	1	5	1.36	0.358	0.002673				
2	18	1	4	0	4	1.36	0.362	0.004009				
2	19	1	5	1	6	1.37	0.368	0.006014				
2	20	1	5	1	6	1.38	0.377	0.009020				
2	21	1U	2	0	2	1.38	0.377	0.01353				
2	21	2	4	1	5	1.38	0.380	0.003383				
2	22	1	5	1	6	1.39	0.385	0.005074				
2	23	1U	2	0	2	1.39	0.385	0.007611				
2	23	2	4	1	5	1.39	0.387	0.001903				
2	24	1U	2	0	2	1.39	0.387	0.002854				
2	24	2U	2	0	2	1.39	0.387	0.0007135				
2	24	3	3	0	3	1.39	0.387	0.0001784				
2	25	1	1	0	1	1.39	0.387	0.0002676				
2	26	1U	2	0	2	1.39	0.387	0.0004014				
2	26	2	1	0	1	1.39	0.387	0.0001003				
2	27	1U	2	0	2	1.39	0.387	0.0001505				
2	27	2	0	1	1	1.39	0.388	3.763e-05				
2	28	1U	2	0	2	1.39	0.388	5.644e-05				

2	117	1	2	1	3	1.63	0.634	0.001156
2	118	1U	2	0	2	1.63	0.634	0.001734
2	118	2U	2	0	2	1.63	0.634	0.0004334
2	118	3	1	1	2	1.63	0.634	0.0001083
2	119	1U	2	0	2	1.63	0.634	0.0001625
2	119	2	1	1	2	1.63	0.634	4.063e-05
2	120	1	0	2	2	1.63	0.634	6.095e-05
2	121	1	0	1	1	1.63	0.634	9.142e-05
2	122	1	1	0	1	1.63	0.634	0.0001371
2	123	1	2	1	3	1.63	0.634	0.0002057
2	124	1	2	1	3	1.63	0.635	0.0003085
2	125	1	1	0	1	1.64	0.635	0.0004628
2	126	1	2	1	3	1.64	0.636	0.0006942
2	127	1	2	1	3	1.64	0.637	0.001041
2	128	1	3	1	4	1.64	0.638	0.001562
2	129	1	3	1	4	1.64	0.641	0.002343
2	130	1	3	1	4	1.64	0.644	0.003514
2	131	1	3	1	4	1.65	0.649	0.005272
2	132	1	4	0	4	1.66	0.657	0.007907
2	133	1	4	1	5	1.67	0.669	0.01186
2	134	1	4	0	4	1.69	0.687	0.01779
2	135	1U	2	0	2	1.69	0.687	0.02669
2	135	2	3	1	4	1.69	0.694	0.006672
2	136	1U	2	0	2	1.69	0.694	0.01001
2	136	2	2	1	3	1.70	0.696	0.002502
2	137	1U	2	0	2	1.70	0.696	0.003753
2	137	2	4	1	5	1.70	0.697	0.0009382
2	138	1U	2	0	2	1.70	0.697	0.001407
2	138	2	3	1	4	1.70	0.697	0.0003518
2	139	1	1	1	2	1.70	0.698	0.0005278
2	140	1	2	1	3	1.70	0.699	0.0007916
2	141	1	3	1	4	1.70	0.700	0.001187
2	142	1	4	0	4	1.70	0.702	0.001781
2	143	1	2	1	3	1.70	0.704	0.002672
2	144	1	3	1	4	1.71	0.708	0.004008
2	145	1	3	1	4	1.71	0.714	0.006012
2	146	1	4	0	4	1.72	0.723	0.009017
2	147	1	4	0	4	1.74	0.737	0.01353
2	148	1	4	1	5	1.76	0.757	0.02029
2	149	1U	2	0	2	1.76	0.757	0.03043
2	149	2U	2	0	2	1.76	0.757	0.007608
2	149	3	3	1	4	1.76	0.759	0.001902
2	150	1U	2	0	2	1.76	0.759	0.002853
2	150	2	1	0	1	1.76	0.760	0.0007133
2	151	1U	2	0	2	1.76	0.760	0.001070
2	151	2	1	1	2	1.76	0.760	0.0002675
2	152	1	1	0	1	1.76	0.761	0.0004012
2	153	1U	1	0	1	1.76	0.761	0.0006018
2	153	2U	1	0	1	1.76	0.761	0.0001505
2	153	3U	1	0	1	1.76	0.761	3.761e-05
2	153	4U	0	1	1	1.76	0.761	1.000e-05

THE ANALYSIS HAS NOT BEEN COMPLETED

2) Porovnání průběhu napětí obou mechanických analýz – hlava a blok motoru

