

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ
Katedra výkonové elektroniky a elektromechaniky

DISERTAČNÍ PRÁCE

PLZEŇ, 2019 Ing. Jiří Franc

Ing. Jiří Franc

**Optimalizace tepelně-ventilačních výpočtů
vzduchem chlazených turbogenerátorů**

obor

Elektrotechnika

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci zpracovanou během doktorského studia na Fakultě elektrotechnické Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

Dále prohlašuji, že veškerý software, použitý při řešení této práce, je legální.

Datum: 30.4.2019

.....
podpis

Anotace

Předkládaná práce se zabývá ventilačně - tepelnou analýzou vzduchem chlazeného turbogenerátoru. V několika kapitolách je zde popsán aktuální stav, cíle disertační práce a samotný postup. V kapitole, která se zabývá postupem, je popsána důležitost oteplovacích zkoušek, jakožto zdroje cenných dat, a dále je zde rozvedena celá ventilační analýza spolu se zmínkou o tepelné analýze.

Klíčová slova

Turbogenerátor, Mechanika tekutin, Turbulentní proudění, Metoda konečných objemů, Metoda konečných prvků, Ansys, Ventilační analýza, Tepelná analýza, Oteplovací zkouška.

Abstract

Submitted theses deals with ventilation - thermal analysis of the air-cooled powergenerator. In several chapters, there is description of the current situation, goals of the dissertation thesis and the aproach. The chapter, which deals with the aproach, describes importance of the heat runs as they are very important source of data and next there is ventilation analysis developed together with metion about thermal analysis.

Keywords

Turbogenerator, Fluid mechanics, Turbulent flow, Finite volume method, Finite element method, Ansys, Ventilation analysis, Thermal analysis, Heat run.

Obsah

Úvod	2
1 Současný stav	4
2 Cíle disertační práce	7
3 Teorie	8
3.1 Teorie proudění	8
3.2 Šíření tepla	11
3.3 Metoda konečných objemů	15
3.4 Sdružená úloha	16
3.5 Metoda Hardy-Cross	19
3.6 Gauss-Seidelova metoda	20
4 Postup a metody řešení	22
4.1 Oteplovací zkoušky	23
4.2 In-house software	25
4.3 Nastavení výpočtu	27
4.4 Ventilační analýza	30
4.5 Teplotní analýza	54
5 Porovnání výsledků	72
Závěr	79
Reference	80
A Přílohy	85

Úvod

Vývoj nového elektrického stroje, konkrétně turbogenerátoru, je vždy ne-jednoduchou záležitostí. Ať už se jedná o vývoj zcela nového prototypu, nebo vylepšení stávajícího stroje. Vývoj takového nového prototypu vždy provází jisté riziko a nemalé náklady na realizaci. Je proto nezbytné hledat způsoby, jak tyto náklady snížit a zároveň zachovat efektivitu a kvalitu výsledného zařízení. Neméně důležitý je také čas, který je vývoji věnován a je samozřejmě úzce spojen s výslednými náklady.

Z důvodů zmíněných výše se žádný vývoj v současnosti neobejde bez řady experimentů, výpočtů a různých analýz. Většina těchto analýz je samozřejmě prováděna za použití výpočetní techniky. V tomto ohledu je nejvíce prosazována metoda konečných prvků, která se uplatňuje pro všechny druhy výpočtů, tj. elektrické, mechanické, tepelné a ventilační. Existuje celá řada komerčních nástrojů, ale i open source nástrojů, které využívají právě metodu konečných prvků, resp. metodu konečných objemů. Tyto nástroje jsou během vývoje velice ceněny a dokáží poskytnout v mnoha případech velice přesné výsledky, nebo alespoň představu, jak se bude vyvíjený stroj chovat. Je ale třeba zmínit, že tento druh softwaru není levná záležitost a náklady na jeho pořízení a následné aktualizace jsou v řádech sta tisíců. Nehledě na to, že pro efektivní využití tohoto druhu softwaru je potřeba hardwarově pokročilého počítače a kvalitní zaškolení. V neposlední řadě je nutno zmínit také časovou náročnost výpočtů a dobrou znalost okrajových podmínek.

Problémy zmíněné v předchozím odstavci nejvíce vynikají v oblasti výpočtů proudění. V tomto případě proudění vzduchu. Je to dáno hlavně charakterem proudového pole, jež se chová dosti nahodile a výpočtem ho lze postihnout velice těžko a často nepřesně. Tento fakt je potřeba brát v potaz při vyhodnocování výsledků. Pokud by byl požadavek na přesné absolutní hodnoty, není možné se vyhnout velké řadě experimentů na reálném stroji, a i tak by byl výpočet platný pouze pro daný stroj. Pro jiný typ stroje by se musely experimenty opakovat.

Pro ověření výsledků ze zmiňovaných numerických výpočetních programů je vhodné mít také výpočetní nástroj, který vyřeší daný problém analyticky. Porovnání výsledků nám pak umožní lépe a informovaně rozhodnout o jejich správnosti a přesnosti. Následné porovnání s výsledky experimentu dále nabízí

možnost postupného ladění výpočetních postupů tak, aby se jak analytický, tak numerický výpočet přiblížil co nejlíže realitě. Zároveň je ale nutno dávat pozor, aby výpočetní postup zůstal dostatečně pružný a opakovatelný pro jiné prototypy či stávající stroje.

V této práci je podrobně popsán ventilační a tepelný výpočet stroje (4.5, 4.4). Součástí je taky popis analytického "in-house" softwaru (4.2) a popis měření (oteplovacích zkoušek), které nám poslouží k ověření výsledků výpočtu (4.1). Dále je v této práci uveden stručný teoretický úvod do problematiky šíření tepla, proudění a numerických metod použitých při výpočtu.

1 Současný stav

Současná, velice nepříznivá situace na ropném trhu je příčinou klesající poptávky po turbogenerátorech. Situaci značně ovlivňuje i konkurenční souboj mezi dodavateli ropy v Asii. Takové snížení poptávky staví menší firmy do velice složité situace a oslabuje jejich konkurenceschopnost. Proto je důležité i v této době hledat způsoby, jak si konkurenceschopnost udržet, nebo ji dokonce zvýšit. Dobrou, nicméně rizikovou cestou je vývoj nových technologií. Ať už se jedná o zpřesňování výpočtů, zlepšování technologie výroby nebo vylepšení výrobního procesu. Důležité je, aby nedošlo k pádu do stínu velkých nadnárodních společností, které mají na trhu silné postavení.

Turbogenerátor, jako takový, nabízí celou řadu možností pro vývoj. Bohužel tyto možnosti jsou značně redukovány aktuálními požadavky zákazníků. Fakt, že jsou pevně stanoveny vnější rozměry pro různé výkony, resp. jsou povoleny jen malé odchylky, je velice složité navrhnout takovou změnu, která by měla zásadní význam.

Vzhledem k tomu, že po elektromagnetické stránce jsou stroje navrženy velice dobře a v celé řadě případů dosahují fyzikálních limitů, je potřeba se zaměřit na to, jak jinak zefektivnit fungování stroje a poskytnout tak prostor pro zvýšení výkonu, nebo čistě pro zlepšení chladicích podmínek ve stroji. Právě chlazení je velice důležitou součástí stroje, a to zejména z toho důvodu, že požadavkem zákazníků je převážně použití výhradně vzduchu jako chladiva.

Dříve byla velká část nákladů na vývoj spojená s výrobou různých modelů, na kterých se měla ověřit funkčnost právě chladicích systémů. Tato skutečnost zapříčinila vznik tzv. in-house programů, které si pracovníci ve výpočetních odděleních vytvářeli, aby si ulehčili výpočet. A právě vývojové práce jim umožnily tyto programy ladit a vylepšovat. Spousta těchto programů se používá dodnes. Nicméně s rozvojem metody konečných prvků se situace začala měnit. Skutečné modely se sice do jisté míry používají, ale spíše pro naladění výpočetního softwaru, který využívá metodu konečných prvků. Nejčastějším komerčním softwarem je Ansys, který pro výpočty proudění a šíření tepla nabízí hned dvě řešení, a to CFX a Fluent. Tyto zmiňované nástroje nabízí možnost vytvořit komplexní model turbogenerátoru, který by nahradil zmiňované reálné modely a usnadnil vývoj. [1]-[10]

Důkazem důležitosti chlazení je řada odborných publikací, které prezentují různé druhy analýz. Tyto analýzy se zaměřují jak na proudění a celkovou koncepci chladicího systému tak na rozložení teploty v dané části a nabízí možnosti k vylepšení.

V [1] je například popsán neortodoxní způsob chlazení statoru, kdy statorová část (jádro a statorové vinutí) je z pohledu chlazení kompletně oddělena od rotoru válcem, který je umístěný ve vzduchové mezeře. Výsledkem tedy je hermeticky uzavřená statorová část, která je kompletně ponořena do chladiva. A rotorová část, která je chlazená vzduchem přes axiální ventilátor. Chladivo, které obklopuje celý stator se působením tepla, přestupujícího z aktivních částí statoru odpařuje. Pára je přirozeně vytlačována k horní části stroje, kde je instalován kondenzátor, který tuto páru opět zkapalní.

Dále v [6] se autoři naopak zabývají teplotní analýzou rotoru turbogenerátoru. Zde byl model zjednodušen a bylo využito osové symetrie. Tj. analýza byla provedena pouze na jedné čtvrtině rotoru s vhodnou volbou okrajových podmínek. Zvláštností testovaného rotoru byly dvojité radiální rotorové kanály, které měli ne jeden proražený otvor, ale hned dva lícující vedle sebe. Analýza potvrdila chladnější velký zub a postupně se zvyšující teplotu rotorového vinutí po obvodu směrem od velkého zubu.

V [9] je velice podrobně popsána teplotní analýza středně velkého synchronního stroje s vyniklými póly. Článek zahrnuje jak experimentální tak vypočtené výsledky, které dle zobrazených grafů velice dobře korespondují. Cílem této analýzy bylo zjistit rozložení průtoku a tím zjistit místa vhodná pro případné zlepšení chladicích podmínek. Výsledkem experimentu bylo zjištění rozdělení průtoku a porovnání jednotlivých komponent jak se podílí na přírůstku tlaku, resp. jeho úbytku. Výsledkem bylo zjištění, že vzhledem k uspořádání stroje má největší podíl na tlakovém přírůstku samotný ventilátor. Autor na základě toho výsledku doporučuje případnou optimalizaci ventilátoru za účelem optimalizace průtoku.

V [29] je stejně jako v této práci využito softwaru Ansys Fluent pro výpočet proudění rotoru. Tato publikace se klade za cíl analyzovat vliv rotace na proudění, rozdělení proudění v podrážkových kanálech resp. v radiálních kanálech. Autor zde zdůrazňuje důležitost nástupu výpočetní techniky a poukazuje na obtížnost realizace experimentálního měření na reálném turbo generátoru. Simulace proudění

na rotoru je zde počítána jak v klidovém stavu, tak v případě rotace. Je pozorováno rozdělení vzduchu v rotoru v závislosti na otáčkách a vstupním tlaku. Autor touto analýzou prokázal velké rozdíly v průtoku jednotlivými částmi rotoru jak při změnách otáček, tak při změnách vstupního tlaku.

Autor v publikaci [30] navazuje na [1] s tím rozdílem, že je zde zmíněno i chlazení rotorové části. Analyzovaný rotor má dvě hlavní chladicí větve. První větev chladí rotorová čela a odtud je ohřátý vzduch ihned odváděn do vzduchové mezery. Druhá větev prochází skrz poddrážkové a radiální kanály do vzduchové mezery. Zde se setká s první větví a odtud vzduch dále proudí do chladiče. Cesta vzduchu od axiálního ventilátoru je usměrňována rotujícím difuzorem přímo pod rotorová čela a tento difuzor zároveň slouží i k oddělení chladného a ohřátého vzduchu. Bylo zjištěno, že kombinací tohoto difuzoru a válce, který odděluje statorovou a rotorovou část a je zmíněn v [1], dochází k značnému snížení hluku a ventilačních ztrát z důvodu velice hladkého opracování povrchu. Autor uvádí, že tímto způsobem chlazení lze dosáhnout rovnoměrnějšího rozložení teploty rotoru v axiálním směru.

V [31] se autor zabývá tvorbou numerického modelu statoru s vodním chlazením statorových tyčí. V tomto konkrétním případě by měl model posloužit k ladění diagnostiky teploty statorového vinutí pro případ blokace či netěsnosti dutých vodičů. Je zde popsán numerický model a výsledky z tohoto modelu jsou porovnány s měřím. Cíle je zde otestovat právě zmíněné blokování dutých vodičů. Výsledky analýzy ukazují dobrou odezvu numerického modelu na blokace dutých vodičů. Je zde uvedeno několik případů a výsledné porovnání s měření je v dobré shodě.

2 Cíle disertační práce

- Tvorba parametrického modelu vzduchem chlazeného turbogenerátoru
- Tvorba a optimalizace výpočetní sítě
- Provést ventilačně tepelný výpočet vzduchem chlazeného turbogenerátoru
- Navrhnout změny vedoucí ke zlepšení chladicích poměrů ve stroji
- Opakovat výpočet stroje po zahrnutí navrhovaných změn
- Spočítané hodnoty porovnat s experimentem a výsledky z "in-house" programu

Hlavním cílem disertační práce je provedení ventilační a tepelné analýzy vzduchem chlazeného turbogenerátoru a navrhnout změny, které povedou ke zlepšení teplotních a tlakových poměrů ve stroji.

Ke splnění stanoveného cíle bude potřeba vytvořit plně parametrický model pro usnadnění ladění a jeho vylepšování. Model bude vytvořen pomocí programu Ansys DesignModeler. Později bude parametrické zadání obohaceno o přístup do rozměrové databáze, takže případný uživatel bude mít možnost načíst rozměry z dokumentu vytvořeného v programu MS Excel.

Dalším krokem bude vytvoření výpočetní sítě, která bude také parametrizována a optimalizována s ohledem na hardware. Výpočet bude proveden pomocí softwaru Ansys Fluent.

Po odladění navrženého základního modelu budou aplikována vylepšení a výsledky budou následně porovnány s původním modelem. Výsledkem by tedy měl být dostatečně pružný model, který bude možné použít na další optimalizace strojů podobného typu.

3 Teorie

V této kapitole je popsána teorie, která je bezprostředně spojená s dále popisovanou analýzou. Je zde nastíněn princip, na kterém staví teorie proudění a šíření tepla s ohledem na elektrické stroje a zároveň je zde zmíněna numerická metoda, která je použita pro samotný výpočet pomocí programu Ansys Fluent.

3.1 Teorie proudění

Obecná teorie proudění je jedním z nejkomplicovanějších oborů. Toto dokládá i fakt, že pro rovnice, které popisují proudění, zatím nebylo nalezeno řešení. Je tedy potřeba přikročit k přibližným numerickým výpočtům. Počáteční tvrzení dokazuje i provedení experimentů v této oblasti, které je často velmi komplikované.

Problematika výpočtů spočívá hlavně v kvalitě výpočetní sítě, v určení správných okrajových podmínek a dalších důležitých parametrů, například volba koeficientů pro turbulentní model, nastavení řešiče a podobně.

Experiment je zase náročný z hlediska vytvoření, resp. napodobení požadovaného profilu proudění. Navíc je zapotřebí kvalitní vzduchotechnické trati, která často bývá velice nákladná jak na pořízení, tak na údržbu, a v neposlední řadě také drahého pomocného a měřícího zařízení.

3.1.1 Navier-Stokesova rovnice

Obecná teorie proudění se opírá především o Navier-Stokesovu rovnici (dále jen N-S rovnice). Jedná se o soustavu parciálních diferenciálních nelineárních rovnic popisujících proudění viskózních nestlačitelných tekutin.

Rovnici poprvé odvodil v roce 1822 francouzský inženýr C.M.L.H. Navier. Nicméně jeho návrh byl fyziky zamítnut z důvodu nereálných předpokladů.

O něco později, v roce 1845, irský matematik a fyzik G. G. Stokes přišel s mnohem rigoróznějším odvozením a dostal stejné rovnice jako před 23 lety Navier. [11]

Rovnice 3.1 udává konečnou podobu N-S rovnic ve vektorovém tvaru.

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad}(\vec{v}) = \vec{a}_0 - \frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu \Delta \vec{v} \quad [12] \quad (3.1)$$

Kde v je rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$], t je čas [s], a_0 výsledné zrychlení vnějšího silového pole [$m \cdot s^{-2}$], p je tlak [Pa] a ν je kinematická viskozita $m^2 \cdot s^{-1}$.

N-S rovnice v podstatě představují rovnováhu vnitřních a vnějších sil působících na elementární objem tekutiny. Pod pojmem vnitřní síly si můžeme představit například síly úměrné hmotnosti, tj. tíha kapaliny, setrvačná síla, odstředivá síla. Pojem vnější síly zahrnuje například síly působící na povrch uvažovaného elementárního objemu, tj. tlak kapaliny, tření.

3.1.2 Druhy proudění

Ve spojitosti s prouděním je potřeba rozlišit jeho druhy. S prouděním je často spojován pojem **turbulence**. Proto je často potřeba při numerickém řešení použít tzv. turbulentní model. V praxi to znamená, že se do výpočtu zahrnou další rovnice. Turbulentní modely jsou různé a volí se podle konkrétní aplikace. Ne vždy je však proudění turbulentní.

Je proto vhodné si proudění rozdělit na dva druhy z pohledu rychlosti, resp. podle tzv. Reynoldsova čísla. Hodnota Reynoldsova čísla nám udává o jaký druh proudění se jedná a je přímo úměrné rychlosti. Reynoldsovo číslo je definováno takto:

$$Re = \frac{\vec{v} \cdot d_h}{\nu} \quad (3.2)$$

Kde v je rychlost proudění [$m \cdot s^{-1}$], d_h hydraulický průřez [m] a ν značí kinematickou viskozitu [$m^2 \cdot s^{-1}$]

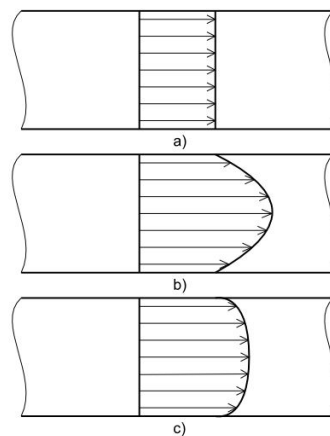
Proudění tedy může být **laminární**, nebo **turbulentní**. Mezi těmito dvěma typy proudění existuje tzv. přechodná oblast, ve které již proudění není čistě laminární a zároveň nejsou plně vyvinuté turbulence. Rozsah jednotlivých druhů proudění je vidět v tabulce 3.1.

Laminární	$Re < 2000$
Přechodná oblast	$2000 < Re < 4000$
Turbulentní	$Re > 4000$

Tabulka 3.1: Reynoldsovo číslo[12]

Laminární proudění je obecně jednodušší než turbulentní. V praxi se vyskytuje tam, kde jsou malé průřezy, větší viskozita kapaliny a menší průtočná množství. Některé jednodušší případy laminárního proudění lze řešit i analyticky, integrací N-S rovnic. Složitější případy se již řeší numericky.[12]

Na druhé straně turbulentní proudění je o poznání složitější a z pravidla se řeší pouze numericky. Je to trojrozměrný, časově proměnný pohyb tekutiny, přičemž každá veličina, např. rychlost, tlak, hustota, teplota, se mění více méně nahodile.[12] Oba druhy proudění se od sebe také liší svým průtočným profilem. Obrázek 3.1, na kterém je podélný řez potrubím, poukazuje na rozdíly mezi rychlostmi v blízkosti stěn a uprostřed potrubí.



Obrázek 3.1: Rychlostní profily: a) ideální tekutina, b) laminární, c) turbulentní

[13]

3.2 Šíření tepla

Teplo je veličina vyjadřující změnu vnitřní energie těles při tepelné výměně. Pojem teplo úzce souvisí s vnitřní energií tělesa. Platí, že pokud dojde ke zvýšení (snížení) vnitřní energie tělesa, pak těleso přijalo (odevzdalo) určité množství tepla. Toto tvrzení je charakterizováno rovnicí 3.3.

$$Q = m \cdot c \cdot (\vartheta - \vartheta_0) \quad (3.3)$$

Kde Q je teplo [J], m je hmotnost [kg], c je měrná tepelná kapacita [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$] a ϑ je teplota [K].

Teplo se může šířit třemi způsoby:

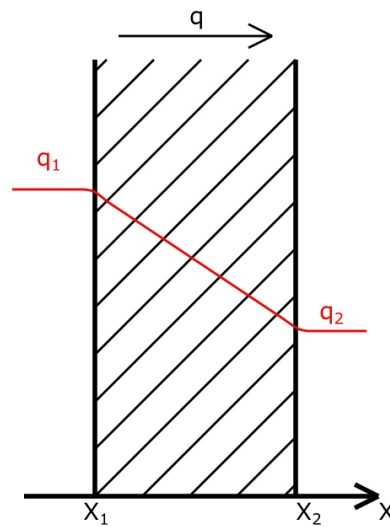
1. Kondukcí (vedením)
2. Konvekcí (přestupem)
3. Radiací (zářením)

3.2.1 Konduktce

Kondukcí se teplo přenáší zejména v pevných látkách. Částice chladnějšího tělesa získají část pohybové energie po kontaktu s teplejším tělesem, jehož částice se pohybují rychleji. Rychlejší částice předají při srážce část pohybové energie pomalejším částicím atd. Tento proces přenosu tepla probíhá postupně a tak dlouho, dokud se teploty obou těles nevyrovnají. [14] Tento způsob šíření tepla (jediným směrem v ose x) je charakterizován rovnicí 3.4, která je odvozena z obrázku 3.2 a bývá často označována jako Fourierova rovnice.

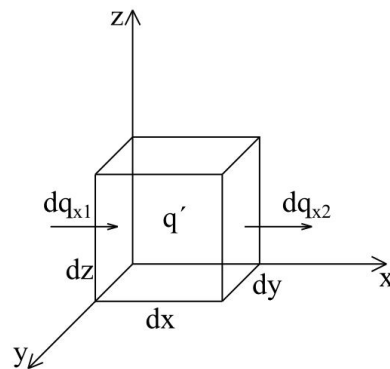
$$q = \lambda \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{x_2 - x_1} = -\lambda \frac{\vartheta_2 - \vartheta_1}{x_2 - x_1} = -\lambda \frac{\Delta\vartheta}{\Delta x} \quad (3.4)$$

Kde q je hustota tepelného toku [$W \cdot m^{-2}$], λ značí měrnou tepelnou vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$], ϑ je teplota [K] a x je délka [m].



Obrázek 3.2: Vedení tepla - 1D

V případě trojrozměrného šíření tepla si lze představit hranol (viz obrázek 3.3) o velikosti $dV = dx \cdot dy \cdot dz$ kterým prochází tepelný tok ve všech třech směrech.



Obrázek 3.3: Vedení tepla - 3D

Na ten to hranol lze aplikovat zákon zachování energie, tj. změna tepelného toku je rovna rozdílu tepla vznikajícího v daném hranolu q' a akumulovaného tepla q_a . Tato rovnováha se dá odvodit následovně. Matematicky nejprve vyjádříme $dq_x = dq_{x2} - dq_{x1}$. Pro ostatní směry se změna tepelných toků sestaví obdobně.

Pak lze psát dle předchozího tvrzení rovnici zákona zachování energie takto:

$$dq_x dydz + dq_y dx dz + dq_z dx dy = q' dx dz dy - q_a dx dz dy \quad (3.5)$$

Rovnici 3.5 vydělíme výrazem $dx dz dy$ a q_a vyjádříme jako

$$q_a = \rho c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (3.6)$$

Rovnice vedení tepla pak dostane tvar:

$$\frac{dq_x}{dx} + \frac{dq_y}{dy} + \frac{dq_z}{dz} = q' - \rho c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (3.7)$$

Dále diferenciální tvar rovnice 3.4 dosadíme do rovnice 3.7.

$$\frac{d}{dx} \left(-\lambda_x \frac{\partial \vartheta}{\partial x} \right) + \frac{d}{dy} \left(-\lambda_y \frac{\partial \vartheta}{\partial y} \right) + \frac{d}{dz} \left(-\lambda_z \frac{\partial \vartheta}{\partial z} \right) = q' - \rho c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (3.8)$$

Rovnici dále upravíme a pokud budeme uvažovat izotropní prostředí, tak bude platit $\lambda = \lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$.

$$\lambda \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \lambda \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} = -q' + \rho c_p \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (3.9)$$

Rovnici 3.9 vydělíme λ .

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} = \frac{-q'}{\lambda} + \frac{\rho c_p}{\lambda} \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (3.10)$$

Levou stranu rovnice lze pro zjednodušení zapsat pomocí Laplaceova operátoru následovně:

$$\Delta \vartheta = \frac{-q'}{\lambda} + \frac{\rho c_p}{\lambda} \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (3.11)$$

3.2.2 Konvekce

Proudí-li tekutina podél povrchu tělesa s odlišnou teplotou, dochází k výměně tepla mezi tělesem a tekutinou. Pro konvektivní přenos tepla je charakteristický součinitel přestupu tepla α [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]. Tento součinitel pak figuruje v New-

tonově rovnici (3.12), která přestup tepla popisuje.

$$q = \alpha(\vartheta_1 - \vartheta_2) \quad (3.12)$$

Zjišťování součinitele přestupu tepla je velice komplikované. Tento součinitel nelze zanást do tabulek jako například měrnou tepelnou vodivost λ , protože je funkcí mnoha jiných veličin, a tím pádem se liší případ od případu. Součinitel přestupu tepla je především závislý na rychlosti proudění, druhu proudění, geometrickém uspořádání ofukovaného tělesa, hustotě, vlhkosti a mnoho jiných parametrech. Proto je velice důležité při použití tohoto součinitele uvádět zdroj a případně podmínky, za kterých byl určen.

Konvekce může být přirozená (vyvolaná například rozdílem tlaků), nebo nucená (vyvolaná vnějším zásahem - ventilátorem)

Je důležité upozornit, že v rámci turbogenerátoru se až na malé výjimky budeme vždy bavit o nuceném přestupu (konvekci), který je vyvolaný ventilátorem nebo rotorem. [15]

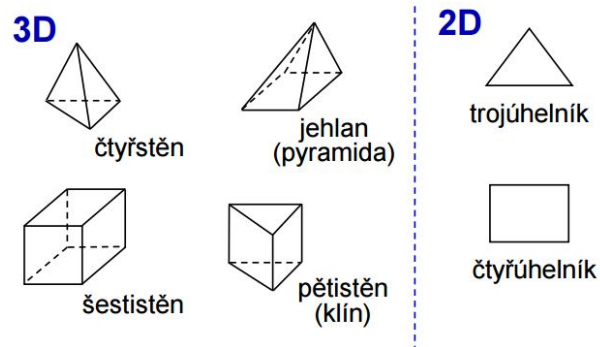
3.2.3 Radiace

Sálání je přirozená vlastnost těles a dá se říci, že při něm každé těleso vysílá záření. Dopadne-li toto záření na povrch jiného tělesa, je částečně absorbováno, částečně odraženo a část prochází tělesem. Pohlčené záření způsobuje zvýšení vnitřní energie tělesa. Absorpce a odraz jsou závislé zejména na jakosti a barvě povrchu. [16]

Na rozdíl od předchozích dvou způsobů šíření tepla se tento druh u většiny elektrických strojů neuvažuje. Proto tato problematika nebude dále rozváděna.

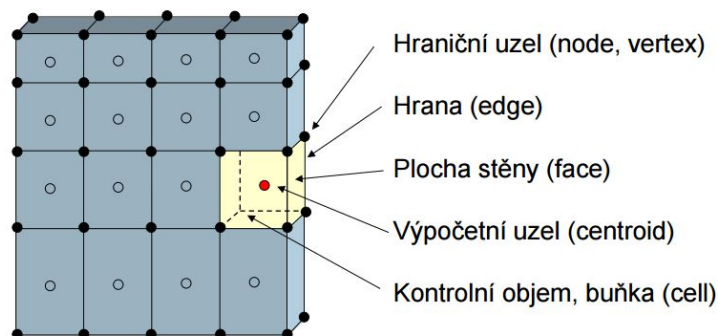
3.3 Metoda konečných objemů

Metoda konečných objemů (MKO) je numerická metoda, která se používá k diskretizaci parciálních diferenciálních rovnic. Princip metody spočívá v rozdělení zkoumané oblasti na konečný počet kontrolních objemů pomocí výpočetní sítě. Základní rovnice (kontinuity, pohybové, energie atd.), které popisují spojitě prostředí, jsou diskretizovány do soustavy algebraických rovnic. Obrázek 3.4 udává různé druhy buněk pro 2D a 3D oblast. [17]



Obrázek 3.4: Druhy buněk výpočetní sítě [17]

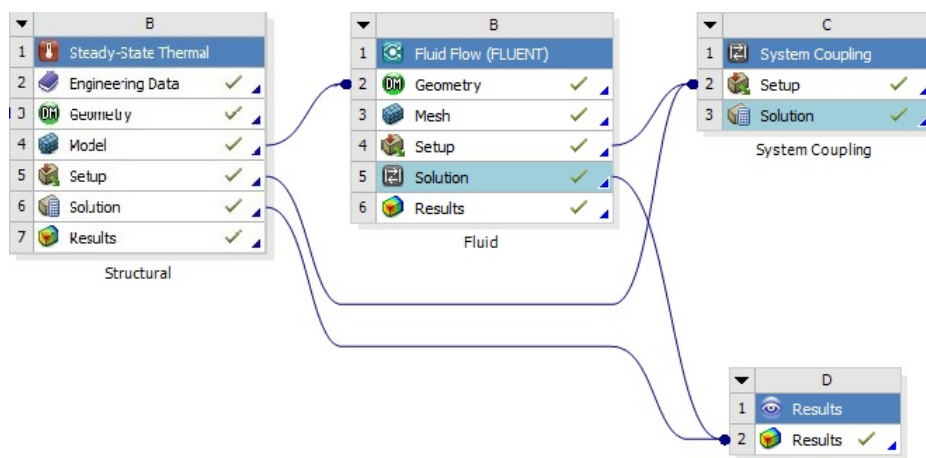
Hodnoty vektorových (rychlost) i skalárních (tlak) veličin jsou soustředěny do středu těchto buněk, do výpočetního uzlu. Hodnoty na hranicích objemu se získávají interpolací. Je důležité poznamenat, že buňky se navzájem nepřekrývají. Přenos informace tedy probíhá mezi stěnami (hranicemi) objemů a vypočítá se jako suma integrálů přes jednotlivé stěny. Topologii výpočetní sítě blíže popisuje obrázek 3.5.



Obrázek 3.5: Topologie výpočetní sítě [17]

3.4 Sdružená úloha

V rámci softwaru Ansys je možné využít dva různé přístupy, jak řešit sdruženou úlohu. První možností je využít kombinaci programu Fluent a Mechanical. Tyto dva programy se dají propojit v prostředí Workbench pomocí nástroje System Coupling (viz obr 3.6). Tento přístup se vyznačuje značnou výhodou v podobě lepšího využití paměti RAM. V rámci jedné iterace je totiž nejdříve řešeno jedno pole (proudění) a následně druhé (teplotní). Zásadní nevýhodou je ale samotné nastavení nástroje System Coupling. Další nevýhodou je nutnost definice veškerých ploch, které se podílí na přestupu tepla, což je v případě takto velkého modelu velice náročné. Proto se nakonec přistoupilo ke druhé variantě, která využívá možnosti sdruženého výpočtu v rámci samotného programu Fluent. Jedná se sice o náročnější výpočet z pohledu hardwarové náročnosti, ale odpadá složité nastavování rozhraní mezi dvěma různými programy a podrobná definice ploch podílejících se na přestupu tepla. Problém s náročností paměti RAM byl vykompenzován další optimalizací výpočetní sítě. Toto mělo za následek snížení počtu elementů a tím pádem i náročnosti výpočtu.



Obrázek 3.6: Propojení řešičů v prostředí Workbenche

Vzhledem k tomu, že se jedná o stroj, pro který je charakteristický dlouhodobý chod, není nutno se zabývat přechodovým dějem. Cílem této analýzy tedy bude provést výpočet ustáleného stavu. Transientní výpočet by byl zároveň velice náročný z hlediska volby časového kroku, protože teplotní ustálení takového

stroje může dle jeho velikosti trvat i 4 až 5 hodin. Při oteplovací zkoušce bylo zjištěno, že teplotní ustálení analyzovaného stroje trvá 3,5 hodiny.

Jakýkoli druh sdružené úlohy vnáší do samotného výpočtu řadu komplikací. V zásadě je nutno sladit výpočet dvou různých řešičů, které si mezi sebou dokáží předat data a postupně se tak přiblížit k řešení. K rovnicím, které řeší proudění a turbulence, je potřeba přidat i rovnice, které řeší vedení a přestup tepla. V kapitole 3.2 již bylo nastíněno, jakými způsoby dochází k šíření tepla. V této kapitole bude věnována větší pozornost rozhraní mezi tekutinou a pevnou částí, ze které teplo přestupuje a je odváděno pryč. Modelování přestupu tepla je vždy komplikované, a to z důvodu výpočtu součinitele přestupu tepla $\alpha[W/m^2K]$. Tento součinitel je funkcí teploty, vlhkosti, rychlosti proudění, drsnosti povrchu, Reynoldsova čísla, Nuseltova čísla, Prandtlova čísla a dalších. Jeho měření je stejně obtížné právě z důvodu mnoha různých vlivů. Při analytických výpočtech se využívá zjednodušeného výpočtu, kde se vychází z předpokladu, že rychlost proudění je parametr, který tento součinitel nejvíce ovlivňuje. Další možností je odečtení součinitele z experimentálně stanovených charakteristik, které jsou použitelné vždy pouze pro dané uspořádání. A i ty se mohou při opakovaném měření lišit. S nástupem počítačů se tento problém začal řešit právě v rámci CFD výpočtů. Tato problematika se v angličtině vyjadřuje pojmem "Conjugate heat transfer", což v doslovném překladu znamená sdružený přestup tepla. [18]-[25]

U tohoto typu sdružené úlohy je tedy potřeba současně řešit rovnice, které řeší kontinuitu a hybnost tekutiny, a energetickou bilanci celého řešeného problému. Jinými slovy je nutno dodržet zákon o zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Již v kapitole 3.1 bylo nastíněno, jakým způsobem je popsáno proudění tekutiny (rovnice 3.1). V této rovnici je právě zakomponován zákon o zachování hybnosti. Rovnici kontinuity lze obecně vyjádřit takto:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad [26] \quad (3.13)$$

Tento tvar rovnice platí pro neustálené a stlačitelné proudění. Pro ustálení proudění bude první člen levé strany roven nule a rovnice se zjednoduší na:

$$\text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad [26] \quad (3.14)$$

Rovnice energie je postavena na prvním zákonu termodynamiky, který říká, že celková energie izolované soustavy je neměnná. Matematicky lze vyjádřit takto:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \vec{v}(E + p/\rho)) = -\operatorname{div} \vec{q} + \operatorname{div}(\tau \vec{v}) + S_v \quad [26] \quad (3.15)$$

kde E je energie na jednotku hmotnosti [$J \cdot kg^{-1}$] a τ je tensor deviatorického napětí [Pa]. Zanedbáním prvního členu levé strany opět dostaneme rovnici pro ustálený stav:

$$\operatorname{div}(\rho \vec{v}(E + p/\rho)) = -\operatorname{div} \vec{q} + \operatorname{div}(\tau \vec{v}) + S_v \quad [26] \quad (3.16)$$

Je důležité upozornit zejména na poslední člen pravé strany, který charakterizuje přídatné objemové ztráty. To se využívá právě při modelování oteplení, kdy do předem vybraných objemů (statorové a rotorové tyče, jádro statoru atd.) zadáme hodnotu objemových ztrát.

3.5 Metoda Hardy-Cross

Metoda Hardy-Cross je poněkud starší, ale stále používaná. Tato numerická metoda se primárně používala k výpočtu rozložení průtoku v potrubní síti. Hlavní výhodou této metody je, že řeší soustavu lineárních rovnic na místo nelineárních. Základem metody jsou rovnice o zachování hmotnosti 3.17 a zachování energie 3.18.

$$Q_a = Q_b + Q_c \quad (3.17)$$

$$\sum_{i=1}^n p_{loop} = 0 \quad (3.18)$$

Kde Q je průtočné množství [m^3/s], K je hydraulický odpor [$\frac{kg}{m^7}$] a p je tlak [Pa]. Metoda v podstatě neřeší rovnice sestavené na základě jednotlivých smyček, ale chyby, které charakterizují jednotlivé smyčky. Velikost chyby pak ovlivní velikost průtoku ve smyčce. Chyba se spočítá dle vzorce 3.19. Jedinou nevýhodou je nutnost znát odpory jednotlivých úseků a odhadnout počáteční rozložení průtoků v obvodu.

$$\Delta Q = -\frac{\sum_{i=1}^n K_i Q_i^2}{\sum_{i=1}^n 2K_i Q_i} \quad (3.19)$$

Přičtením chyby nebo jejím odečtením dojde ke korekci jednotlivých průtoků. Tento postup je nutno opakovat, dokud se chyba nezmenší na požadovanou úroveň. Jedná se tedy o iterační metodu. Každý obvod je tvořen konečným počtem smyček a ke každé smyčce náleží chyba, která smyčku koriguje. Proto, jak již bylo na začátku zmíněno, se řeší soustava lineárních rovnic namísto nelineárních, a to značně ulehčí celý výpočet. [27]

3.6 Gauss-Seidelova metoda

Jedná se o iterační numerickou metodu, která je vhodná pro řešení soustav lineárních rovnic vyšších řádů. Předností iteračních metod je menší hardwarová náročnost výpočtu. Princip této iterační metody, a iteračních metod obecně, je popsán níže.

Mějme soustavu rovnic zapsanou jako $A\vec{x} = \vec{b}$. Z této soustavy vyjádříme právě jednu neznámou v závislosti na zbývajících neznámých. Soustava $A\vec{x} = \vec{b}$ pak přejde na tvar

$$\vec{x} = H\vec{x} + \vec{g} \quad (3.20)$$

Z rovnice 3.20 získáme potřebnou iterační formuli

$$\vec{x}^{(k+1)} = H\vec{x}^{(k)} + \vec{g} \quad (3.21)$$

Celý iterační proces probíhá v několika krocích:

1. Volba počáteční iterace $\vec{x}^{(0)}$
2. Prostřednictvím iterační formule 3.21 se určí další vektory \vec{x}^{k+1} , $k = 0, 1, 2, \dots$
3. Výpočet bude ukončen po předem stanoveném počtu iterací, nebo když bude splněna zastavovací podmínka

$$|\vec{x}^{(k+1)} - \vec{x}^{(k)}| < \delta \quad (3.22)$$

4. Nakonec se odhadne chyba $(k + 1)$ -ní iterace. Skutečnost, že

$$|\vec{x}^{(k+1)} - \vec{x}| < \epsilon \quad (3.23)$$

vyjadřuje, že iterace $\vec{x}^{(k+1)}$ aproximuje přesné řešení \vec{x} s chybou ϵ .

Gauss-Seidelova metoda se od ostatních podobných iteračních metod vyznačuje tím, že všechny vypočtené hodnoty okamžitě používáme v dalším iteračním kroku. To znamená, že v $(k + 1)$ -ním kroku $k = 0, 1, 2, \dots$ obdržíme iterační formule

$$x_1^{(k+1)} = \frac{1}{a_{11}}(b_1 - a_{11}x_1^{(k)} - a_{12}x_2^{(k)} - \dots - a_{1n}x_n^{(k)}) \quad (3.24)$$

$$x_2^{(k+1)} = \frac{1}{a_{22}}(b_2 - a_{21}x_1^{(k+1)} - a_{22}x_2^{(k+1)} - \dots - a_{2n}x_n^{(k+1)}) \quad (3.25)$$

$$x_n^{(k+1)} = \frac{1}{a_{nn}}(b_n - a_{n1}x_1^{(k+1)} - a_{n2}x_2^{(k+1)} - \dots - a_{n,n-1}x_{n-1}^{(k+1)}) \quad (3.26)$$

Soustavu pak dále můžeme zapsat takto

$$(M + D + N)\vec{x} = \vec{b} \quad (3.27)$$

Kde M je dolní trojúhelníková matice, N je horní trojúhelníková matice a D je diagonální matice. Vztah dále upravíme do tvaru

$$(M + D)\vec{x} = -N\vec{x} + \vec{b} \quad (3.28)$$

Řešení je pak

$$\vec{x} = -(M + D)^{-1}N\vec{x} + (M + D)^{-1}\vec{b} \quad (3.29)$$

Celá iterační metoda je pak dána vztahem 3.30

$$\vec{x}^{k+1} = H_{GS}\vec{x}^{(k)} + \vec{g}_{GS} \quad (3.30)$$

kde

$$H_{GS} = -(M + D)^{-1}N, g_{GS} = (M + D)^{-1}\vec{b} \quad (3.31)$$

[28]

4 Postup a metody řešení

Složitost řešeného problému do jisté míry znemožňuje použití analytických nástrojů pro vylepšování designu stroje a jeho optimalizaci, pokud není k dispozici kvalitní vzduchotechnická laboratoř, která by poskytla podmínky pro různé druhy ventilačních měření. Jistá analytická řešení lze použít pro naladění modelu v původním stavu a stanovení výchozích okrajových podmínek, ale nelze spoléhat na výsledek v případě složitějších zásahů do zadávaných parametrů, tj. primárně geometrie.

Prvním krokem je provedení ventilační analýzy celého stroje za pomoci numerických a analytických nástrojů.

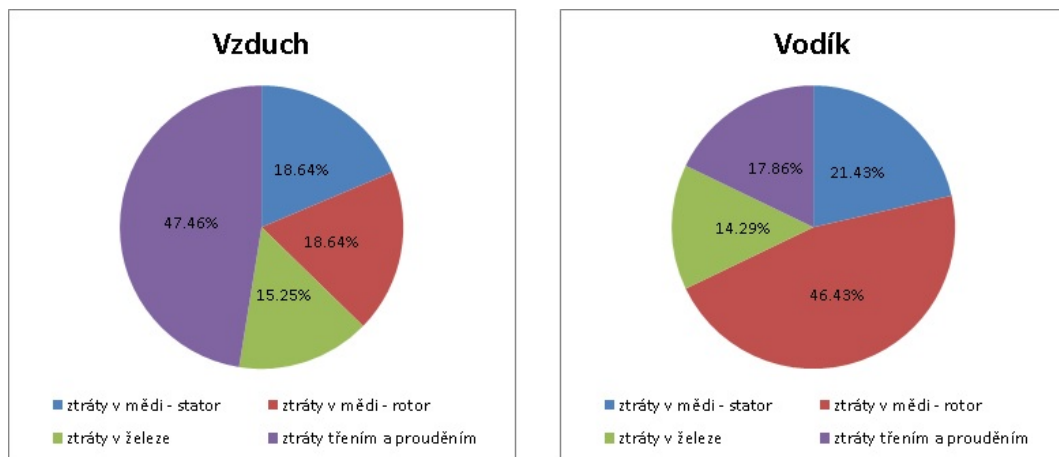
Druhý krok bude zaměřen na modelování oteplení jednotlivých částí stroje a bude zkoumáno zejména rozložení teploty a sledování trendů mezi jednotlivými úpravami.

Na závěr budou veškeré analýzy srovnány a dle možností porovnány s trendy z oteplovacích zkoušek.

Veškeré úpravy ventilačního obvodu s cílem zlepšit tepelné poměry ve stroji nebo snížit tlakovou ztrátu jsou podrobně popsány v kapitolách 4.4 a 4.5.

4.1 Oteplovací zkoušky

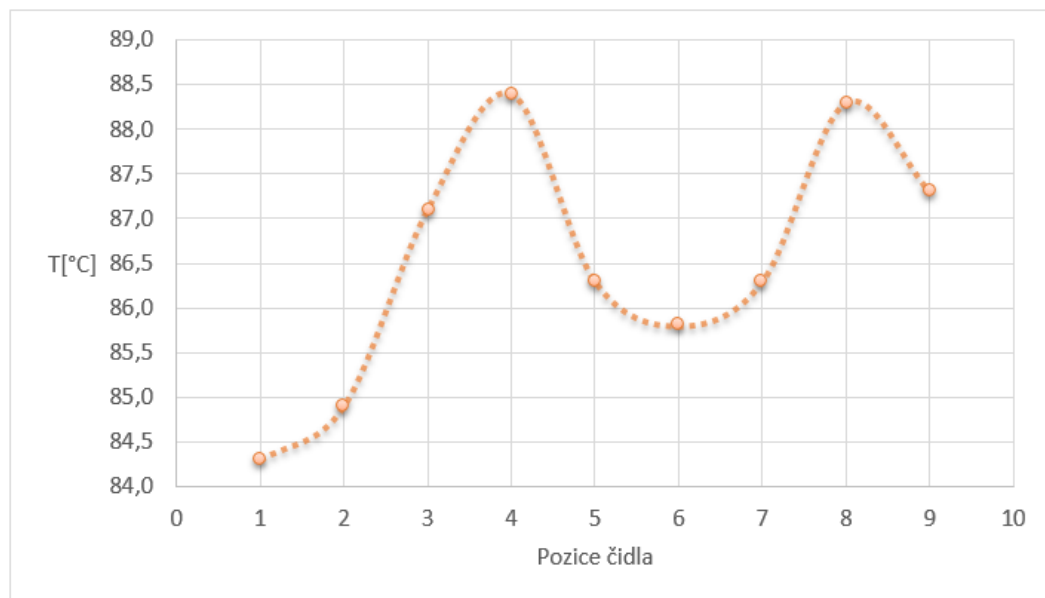
Bez výjimky je každý stroj osazen zákaznickými teploměry pro monitorování teploty vinutí. Vedle těchto teploměrů je možné do vinutí vložit další sadu odporových teploměrů pro vývojová měření. Je velice důležité mít přehled o jaké rovině se jedná, jelikož teplota vinutí se mění nejenom v axiálním směru, ale také po obvodu. V momentě, kdy chceme porovnat výsledky ze dvou oteplovacích zkoušek, měly by být teploměry v obou případech ve stejné rovině. Obvodové rozložení teploty ve statorovém vinutí a jádru bude mimo jiné předmětem CFD analýzy. Standardní typová zkouška mimo jiné obsahuje 3 typy oteplovacích zkoušek, tj. zkouška naprázdno, nakrátko a nenabuzeno. Z pohledu ventilačních výpočtů je velice důležitá poslední zmiňovaná. Vzhledem k tomu, že je zkouška prováděna bez zátěže, jsou veškeré ztráty způsobené pouze prouděním vzduchu. U vzduchem chlazených turbogenerátorů jsou tyto ztráty majoritní. Tuto skutečnost potvrzuje graf na obrázku 4.1, který znázorňuje poměr ventilačních ztrát vůči ostatním ztrátám. Je zde zároveň i porovnání se strojem, který je chlazený vodíkem.



Obrázek 4.1: Rozdělení ztrát ve vzduchem chlazeném turbogenerátoru

Na druhou stranu z pohledu největších ztrát je dosti zásadní zkouška nakrátko. U stroje v tomto chodu se nejlépe ověří oteplení statorového vinutí, protože jím prochází jmenovitý proud. Při chodu nakrátko je totiž na podélném oteplení statorového vinutí možno pozorovat a ověřit funkčnost chladicí komory. Příklad tohoto průběhu je na obrázku 4.2. Sedlo, které je na obrázku vidět, by se mělo

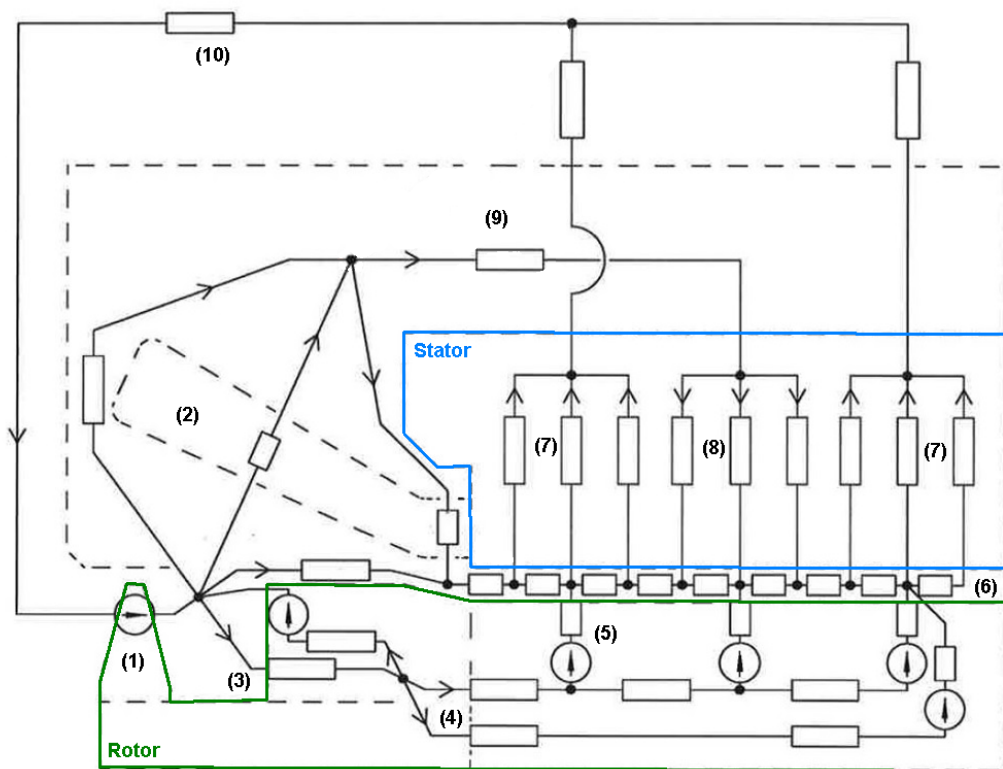
nacházet v prostoru chladicí komory. Pokud je tento průběh jiný, dá se tušit určitý problém v chladícím systému.



Obrázek 4.2: Průběh teploty statorového vinutí v podélném směru

4.2 In-house software

Jak již bylo v kapitole 2 zmíněno, pro nastavení původního modelu bylo nutno využít In-house software, který nám umožní validovat výsledky získané z CFD výpočtu a zároveň tímto získáme i okrajové podmínky nutno pro CFD výpočet. Zmiňovaný software je psán v programovacím jazyce Visual Basic, tedy využívá prostředí MS Excel. Cílem výpočtu je řešení ventilačního obvodu 4.3. Vyobrazený obvod je samozřejmě pouze zjednodušený.



Obrázek 4.3: Řešený ventilační obvod

(1) Ventilátor - zdroj tlaku; (2) Čela statorového vinutí (3) Vstup pod obruč rotoru (4) Vstup do poddrážkového kanálu resp. prázdné drážky; (5) Rotorový radiální kanál; (6) Vzduchová mezera; (7) Statorové jádro - teplé komory; (8) Statorové jádro - chladicí komora; (9) Přepouštěcí kanál; (10) Chladič

Na první pohled je jasné, že tento obvod povede na velké množství lineárních a nelineárních rovnic. Řešení těchto rovnic by bylo velice náročné, možná i nemožné. Existuje však možnost, jak jednoduše obejít řešení těchto nelineárních rovnic. Pomocí metody Hardy-Cross lze získat soustavu lineárních rovnic, které lze vyřešit velice snadno. Princip této metody je popsán v kapitole 3.5. Následně je tato soustava lineárních rovnic řešena pomocí Gauss-Sidelovy metody, viz kapitola 3.6. Obě metody jsou vloženy do iterační smyčky, díky které je možné zahrnout i změnu velikosti hydraulického odporu v závislosti na rychlosti proudění. Program je schopný zahrnout i tlakové přírůstky, které vznikají při přeměně kinetické energie proudění na potenciální. Prostředí tohoto programu je vidět na obrázku 4.4. Program zahrnuje i tepelný výpočet, který bude využit později.

Obrázek 4.4: Prostředí ventilačního programu

Výpočet je velice rychlý, a tím pádem ideální pro získání potřebných parametrů pro CFD výpočet a celkové ladění modelu.

4.3 Nastavení výpočtu

Velice důležitou součástí celého výpočtu je nastavení okrajových podmínek, volba řešiče atd. V následující tabulce jsou přehledně uvedena veškerá nastavení, která byla v rámci popisované simulace použita.

Vstupní rychlost	33 m/s
Výstupní tlak 1	301 Pa
Výstupní tlak 2	198 Pa
Ztráty - satorové vinutí	197923 W/m ³
Ztráty - satorové jádro	28698 W/m ³
Ztráty - rotorové jádro	619723 W/m ³
Turbuletní model	k- ω SST
Řešič	Coupled
	Pseudo transient
Inicilizace	Hybridní
Iterace	600

Tabulka 4.1: Nastavení výpočtu

Přepočítání ztrát pro využití ve výpočtu

$$\Delta P_{VFe} = \frac{\Delta P_{Fe}}{m_{Fe}} \cdot \rho_{Fe} = \frac{109000}{29891} \cdot 7870 = 28698 \text{ W/m}^3 \quad (4.1)$$

$$\Delta P_{VCuSt} = \frac{\Delta P_{CuSt}}{m_{CuSt}} \cdot \rho_{Cu} = \frac{100000}{4527} \cdot 8960 = 197923 \text{ W/m}^3 \quad (4.2)$$

$$\Delta P_{VCuRo} = \frac{\Delta P_{CuRo}}{m_{CuRo}} \cdot \rho_{Cu} = \frac{155000}{2241} \cdot 8960 = 619723 \text{ W/m}^3 \quad (4.3)$$

Kde ΔP_{VFe} jsou objemové ztráty v železe (W/m³), ΔP_{Fe} jsou ztráty v železe (W), m_{Fe} je celková hmotnost železa (kg), ρ_{Fe} je měrná hmotnost železa (kg/m³), ΔP_{VCuSt} jsou objemové ztráty ve vinutí statoru (W/m³), ΔP_{CuSt} jsou ztráty ve vinutí statoru (W), m_{CuSt} je celková hmotnost mědi satorového vinutí (kg), ρ_{Cu} je měrná hmotnost mědi (kg/m³), ΔP_{VCuRo} jsou objemové ztráty ve vinutí rotoru (W/m³), ΔP_{CuRo} jsou ztráty ve vinutí rotoru (W), m_{CuRo} je celková hmotnost mědi rotorového vinutí (kg).

Okrajové podmínky byly určeny z el-mag výpočtu nebo z měření na obdobném stroji. Uvedené ztráty byly také přepočteny na jednotkový objem na základě hodnot z el-mag výpočtu. Turbulentní model $k-\omega$ SST byl zvolen zejména z důvodu výhodných vlastností u simulací, které zahrnují rotaci. Pro zlepšení konvergence a zkrácení délky výpočtu byl zvolen Coupled řešič s nastavením Pseudo Transient. Výpočet byl nastaven na 600 iterací, což se ukázalo jako dostatečný počet kroků pro zajištění konvergence. Takto nastavený výpočet potřebuje k dosažení konvergenčního kritéria zhruba 40 - 50 hodin. Toto je vzhledem k použitému hardwaru¹ a počtu výpočetních buněk (cca 22 mil.) dobrý výsledek.

Jako chladicí médium byl samozřejmě zvolen vzduch. Vzduchová doména sama o sobě byla rozdělena na dvě části, rotační a stacionární. Rotační část zahrnuje veškerý objem vzduchu rotoru a část vzduchové mezery. Simulace rotačního pohybu byla zajištěna metodou MRF (Multiple eference Frame) Metoda spočívá v přidání zrychlení v tečném směru válcové - rotační domény.

Doména pevné části byla rozdělena na několik částí. Jednotlivé části musely být rozděleny kvůli přiřazení materiálu a ztrát. Přiřazené materiály byly vybrány z knihovny materiálů, kterou poskytoval Ansys Fluent. Kostře byla přiřazena konstrukční ocel. Statorovému jádru bylo přiřazeno železo. Statorovému a rotorovému vinutí byla přiřazena měď. V některých částech, jako například ventilační prstenec, který se nachází pod rotorovou obručí a odvádí ohřátý vzduch z čel, byl použit hliník. Před vytvořením sítě se mezi těmito doménami automaticky vytvořily kontakty, které zaručují vzájemnou interakci, tj. vedení tepla mezi sebou, přestup tepla atd.

Je také nutné zmínit, že hledání správného nastavení z hlediska reálného chování vzduchu zabralo nemalé množství času, protože velikost modelu značně komplikovala plynulost práce. Výše uvedená tabulka je výsledkem tohoto hledání a ukázala se jako nejvhodnější varianta pro tento druh výpočtu.

Na závěr je potřeba zmínit, že model jako takový obsahuje několik zjednodušení, které byly aplikovány z důvodu snížení výpočetní náročnosti celého modelu. Při výpočtu bylo uvažováno příčné symetrie, tj. byla modelována pouze polovina stroje. Dále bylo uvažováno rovnoměrné rozložení ztrát v aktivních částech. Bez předešlé elektromagnetické analýzy a následného přenesení dat o

¹AMD Quad Core 3,5 GHz, 32 GB RAM, 100 GB HDD 7200

rozložení ztrát, nelze toto zohlednit. Dále byla zjednodušena čela statorového vinutí. Tato část je velice komplikovaná na vytvoření vhodné výpočetní sítě. Aby nebylo ovlivněno proudění vzduchu, tj. aby čela stále kladla hydraulický odpor, byla čela definována jako porézní zóna. Takto se dal zohlednit vliv čel a zároveň i zadat ztráty. Posledním zjednodušením bylo zanedbání izolace u měděných vodičů. Toto zjednodušení bylo zavedeno opět kvůli snížení náročnosti výpočtu a je svým způsobem spojeno s neprovedenou elektromagnetickou analýzou, která by s tímto musela počítat.

4.4 Ventilační analýza

Pro analyzovaný turbogenerátor byla navržena řada změn, které by měly zlepšit účinnost chladicího systému. Účinností chladicího systému rozumíme snížení oteplení, zrovnoměnění průtoku a jeho optimalizaci, a snížení tlakových ztrát. Jednotlivé změny byly nejprve analyzovány odděleně a až poté začleněny do původního modelu. Každé vylepšení prošlo řadou analýz, které měly ověřit jeho účinnost. Všechny tyto změny jsou popsány v následujících podkapitolách. Pro přehlednost je vše rozděleno na rotorovou část a statorovou část.

4.4.1 Stator

Tato analýza byla provedena s cílem ověřit citlivost změny průřezu přepouštěcích kanálů a vstupu do vzduchové mezery na rozdělení průtoku ve stroji. Provedení této analýzy nám umožní zajistit vhodné rozdělení vzduchu pro daný stroj a případně i optimalizovat rozměry celého stroje. Vedle této analýzy citlivosti byl zkoumán i vliv tvaru a počtu přepouštěcích kanálů. Tvar přepouštěcího kanálu je mimo jiné dán i cenou. Kruhový kanál - trubka, bývá často dražší na provedení. Vedle toho kanál trojúhelníkového tvaru je mnohem jednodušší a levnější. Na druhou stranu z hlediska proudění je výhodnější použít přepouštěcí kanál kruhového průřezu. Je vidět, že při volbě konstrukčního uspořádání hraje roli velké množství různých faktorů, které je potřeba zohlednit. Ať už kvůli ceně, proveditelnosti, rozměrům nebo hmotnosti celého stroje. Dále je potřeba věnovat pozornost velikosti vzduchové mezery, resp. velikosti mezikruží, které vznikne mezi rotorovou obručí a statorovými čely. Toto mezikruží je vstupním průtočným průřezem do vzduchové mezery. Velikost plochy tohoto mezikruží může negativně ovlivnit rozdělení vzduchu ve stroji. V podstatě může dojít k tomu, že velká část vzduchu bude proudit do vzduchové mezery a následně skrz statorové jádro do teplé komory a do chladiče. Tím pádem se například nedostane dost vzduchu do přepouštěcích kanálů.

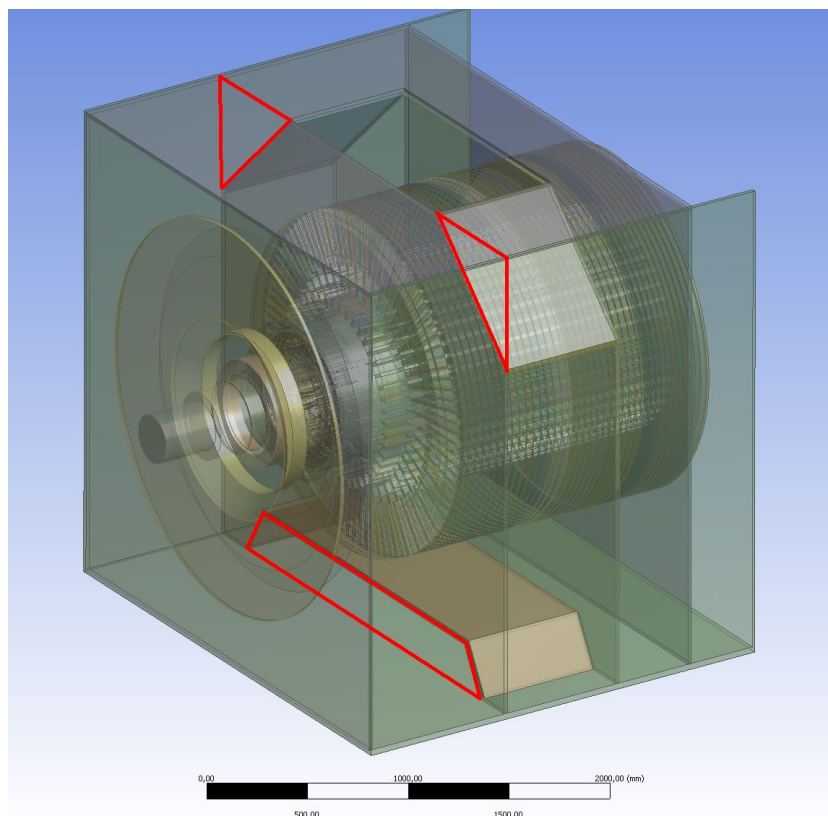
Na základě výše zmíněných faktů byla provedena CFD analýza, která byla podpořena analytickým výpočtem ventilačního obvodu. V této analýze šlo v podstatě o procentuální zredukování průřezu přepouštěcího kanálu nebo vzduchové mezery, a zjistit tak vliv na rozdělení průtočného množství.

Podle teorie má rotor tzv. samoventilační účinek, a v porovnání s ventilátorem je mnohem větším zdrojem tlaku. Za těchto předpokladů by změny

průřezu přepouštěcích kanálů neměly průtočné množství, které jde do rotoru, nijak zásadně ovlivnit, tj. rotor by měl pojmout zhruba stejné množství vzduchu, i když dojde ke změně geometrie ventilačního obvodu na statoru.[10] V několika následujících bodech jsou zhodnoceny různé varianty uspořádání chladicího systému, konkrétně přepouštěcích kanálů.

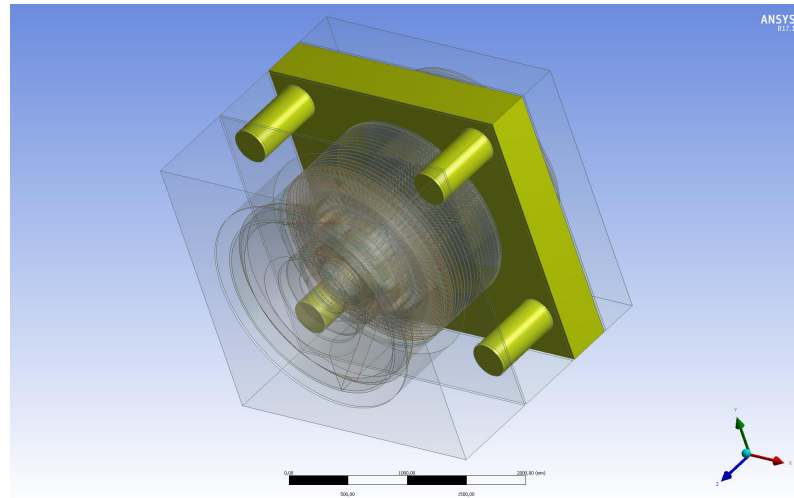
a) Výchozí varianta

Toto uspořádání představuje výchozí variantu testovaného stroje. Konstruktivní uspořádání není nijak upraveno a je vidět na obrázku 4.5. V několika následujících bodech budou popsány provedené analýzy, které byly zmíněny výše. Je nutno doplnit, že na obrázku 4.5 je vyobrazena pouze polovina stroje, protože analyzovaný stroj je symetrický. Tím pádem dochází ke značnému snížení náročnosti výpočtu. Na obrázku 4.5 jsou také červeně vyznačeny původní přepouštěcí kanály, které budou předmětem následující analýzy.



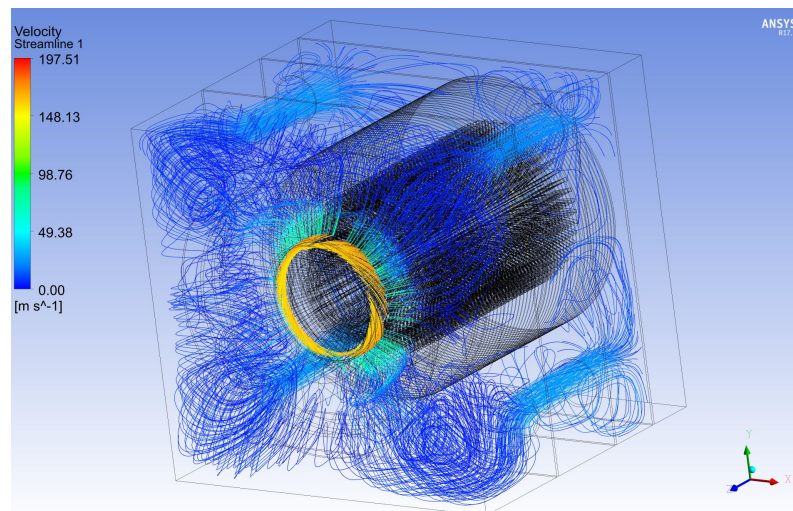
Obrázek 4.5: Výchozí konstrukční uspořádání

b) Čtyři kruhové přepouštěcí kanály



Obrázek 4.6: Čtyři kruhové kanály o průměru 320 mm

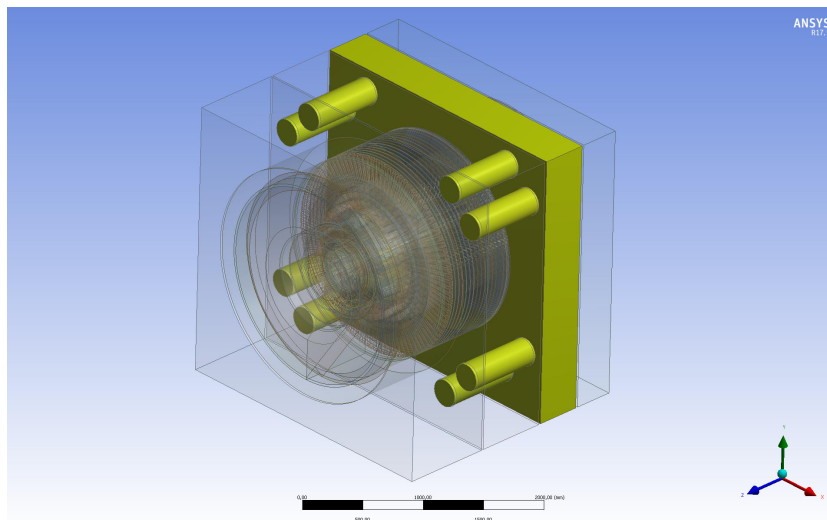
V tomto bodě bude poprvé analyzována změna celého tvaru přepouštěcího kanálu. Uspořádání z bodu a) bude nahrazeno čtyřmi kruhovými trubkami o průměru 320 mm. Cílem je zjistit, zda tvar a potažmo průřez přepouštěcího kanálu hraje roli v rozdělení vzduchu. Obrázek 4.6 ukazuje úpravu 3D modelu. Následující obrázek (4.7) zobrazuje proudnice při použití kruhových trubek.



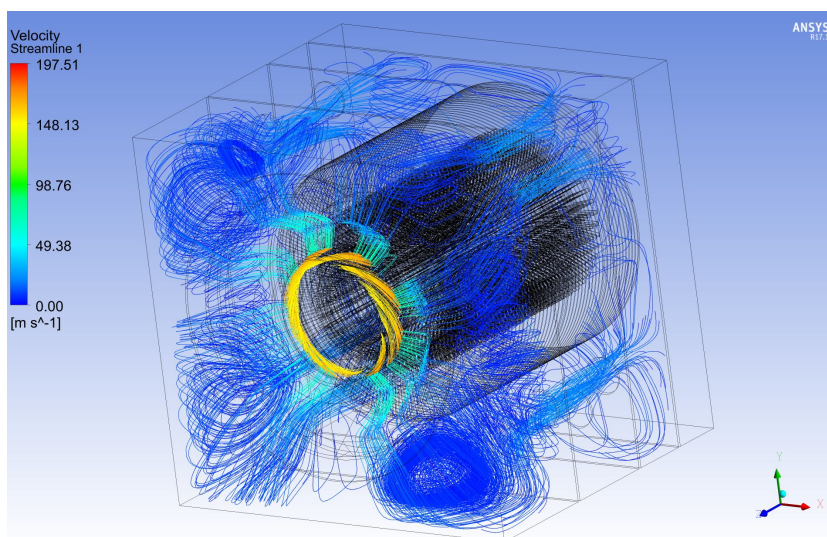
Obrázek 4.7: Proudnice - trubky průměr 320 mm

c) Osm kruhových přepouštěcích kanálů

Toto uspořádání se od předchozího liší pouze počtem přepouštěcích kanálů, tj. celkově osm. Tvar zůstává stejný, tedy kruhový. Průměr trubek bylo nutno zmenšit, protože pokud by byl zachován průměr z předchozí varianty, mohl by být problém s reálným konstrukčním provedením. Toto uspořádání je vidět na obrázku 4.8 a následně je na obrázku 4.9 doplněno zobrazením proudnic.



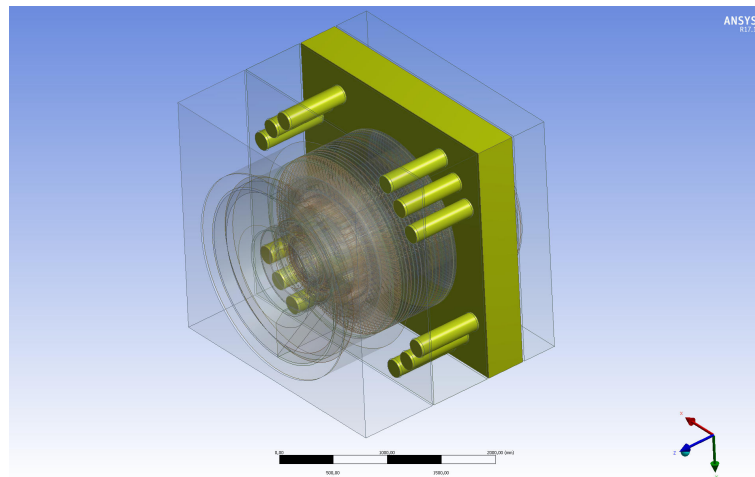
Obrázek 4.8: Osm kanálů o průměru 240 mm



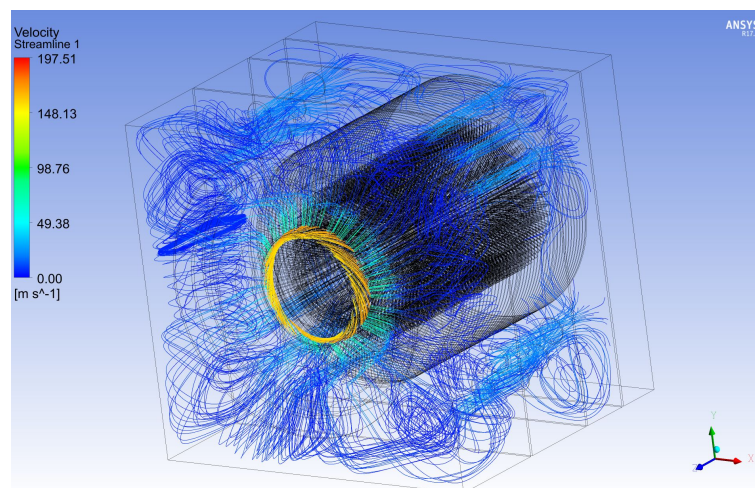
Obrázek 4.9: Proudnice - trubky o průměru 240 mm

d) Dvanáct kruhových přepouštěcích kanálů

Poslední testované uspořádání je vidět na obrázku 4.10. Toto uspořádání se vyznačuje dvanácti kruhovými přepouštěcími kanály o průměru 180 mm. Průměr trubek musel být kvůli jejich počtu opět snížen. Je vidět, že při stejném počtu proudnic dochází v uspořádání s osmi kanály k většímu víření v čelním prostoru. V případě varianty s dvanácti kanály je víření mnohem menší a celkově se jeví jako rovnoměrnější.



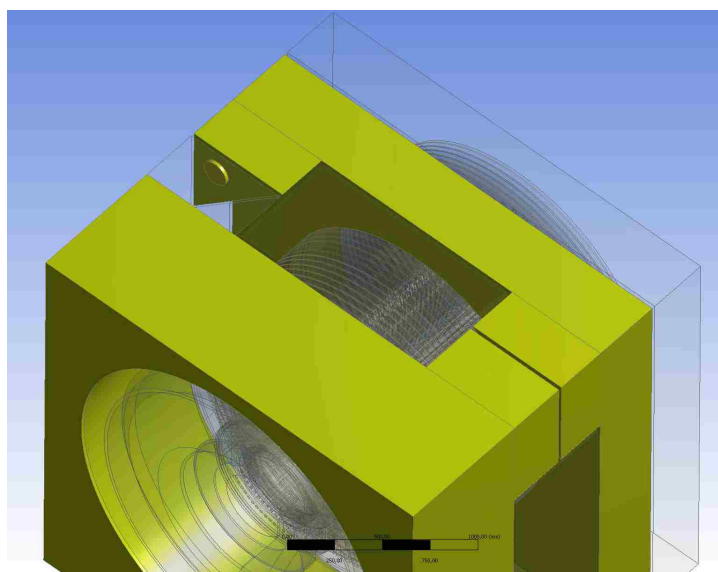
Obrázek 4.10: Dvanáct kanálů o průměru 180 mm



Obrázek 4.11: Proudnic - trubky o průměru 180 mm

e) Redukce přepouštěcích kanálů**Redukce průřezu na 25 %**

Při této analýze bylo 75 % plochy přepouštěcích kanálů blokováno. Obrázek 4.12a naznačuje, jakým způsobem byl průřez redukován, a obrázek 4.12b popisuje reálné provedení, které bylo provedeno při podobném experimentu. Výsledné procentuální rozdělení vzduchu pro tuto variantu je vidět v grafu na obrázku 4.13b, kde je zároveň porovnáno s výchozí variantou s 0% blokováním.



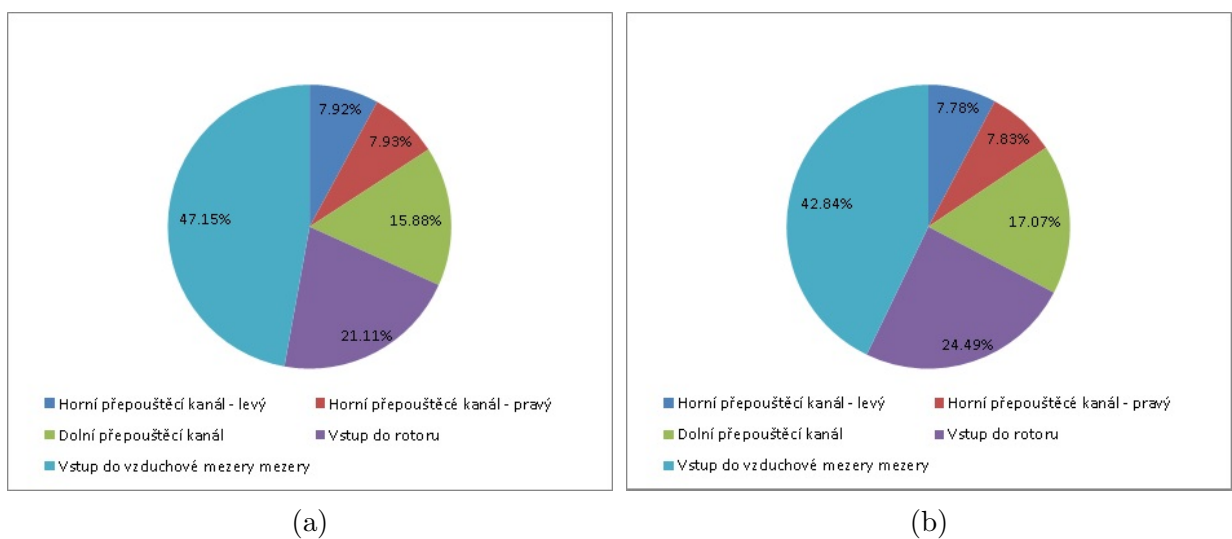
(a)



(b)

Obrázek 4.12: a) CFD provedení, b) Reálné provedení

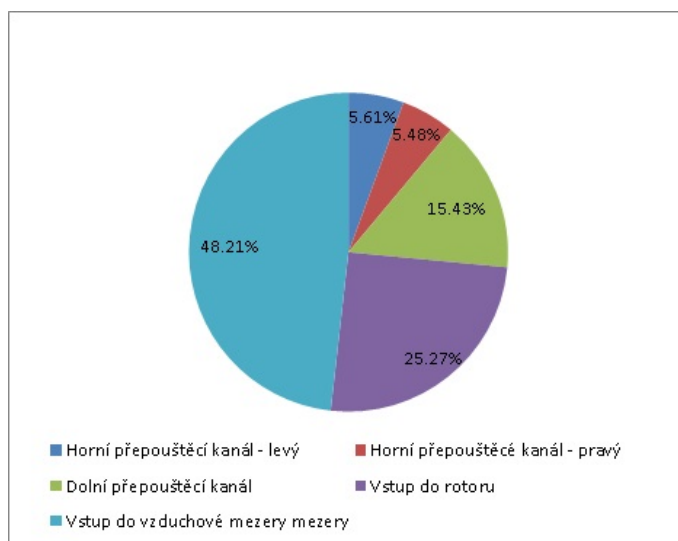
Analýza odhalila, že zmenšení průřezu nutně nemusí znamenat úbytek vzduchu v dané části ventilačního obvodu. V daném případě došlo ke zvýšení rychlosti v přepouštěcím kanálu. Je také patrné, že došlo k mírnému zvýšení průtoku do rotoru. Tato skutečnost je velice výhodná z pohledu jisté variability konstrukce přepouštěcích kanálů. Úpravy tohoto smyslu by mohly vést ke snížení hmotnosti stroje a spotřeby materiálu. Dále z toho lze vyvodit, že čelní prostor je dostatečně natlakovaný, aby dokázal protlačit potřebné množství vzduchu i přes redukovaný průřez.



Obrázek 4.13: a) 0% blokování, b) 75% blokování

Redukce průřezu na 10 %

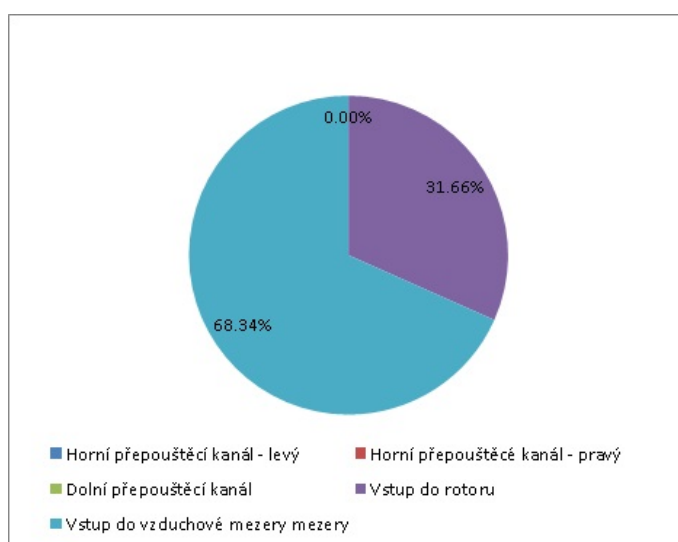
Redukce na 10 % byla provedena obdobně jako v předchozím případě. Na rozdíl od předchozího případu došlo ke snížení průtoku hlavně horními přepouštěcími kanály. Toto může svědčit o vlivu tvaru průřezu přepouštěcích kanálů. Zároveň to poukazuje na existenci jisté hranice, kdy už je zmenšení průřezu nežádoucí. Dále lze usoudit, že pokud chceme dosáhnout nějaké změny průtoku, je potřeba se zaměřit na radikálnější změny konstrukce, tj. pokud zmenšíme průřez o 10 %, tak to pravděpodobně nebude mít žádný účinek na chlazení stroje. To by se mohlo projevit pouze u složitějšího chladičského systému, který je dobře naladěný, a jakýkoliv zásah by mohl vést ke zhoršení funkčnosti. Procentuálně jsou výsledky prezentovány v grafu na obrázku 4.14.



Obrázek 4.14: 90% blokování

Redukce průřezu na 0 %

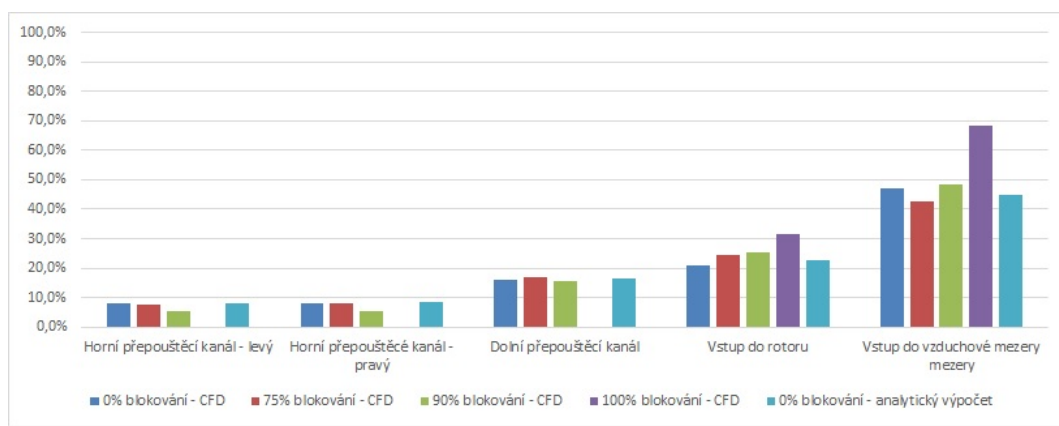
Tato varianta představuje hraniční nastavení, které v reálné situaci samozřejmě nikdy nenastane. Nicméně poslouží ke zjištění, jakým způsobem se bude stroj chovat s ohledem na rozdělení vzduchu mezi vzduchovou mezerou a rotorem.



Obrázek 4.15: 100% blokování

Graf na obrázku 4.15 ukazuje, že sice došlo k navýšení množství vzduchu proudícího do rotoru, ale v porovnání se zbylým množstvím, které jde do vzduchové mezery, je toto navýšení mizivé.

Jak již bylo v úvodu této kapitoly zmíněno, vedle těchto CFD analýz byl proveden i analytický výpočet, který posloužil k ověření CFD modelu. Výsledky tohoto analytického výpočtu jsou uvedeny v grafu na obrázku 4.16 spolu s výsledky všech výše popsaných analýz. Program použitý k analytickým výpočtům byl popsán v kapitole 4.2. Jako zkušební byla použita geometrie z obrázku 4.5.

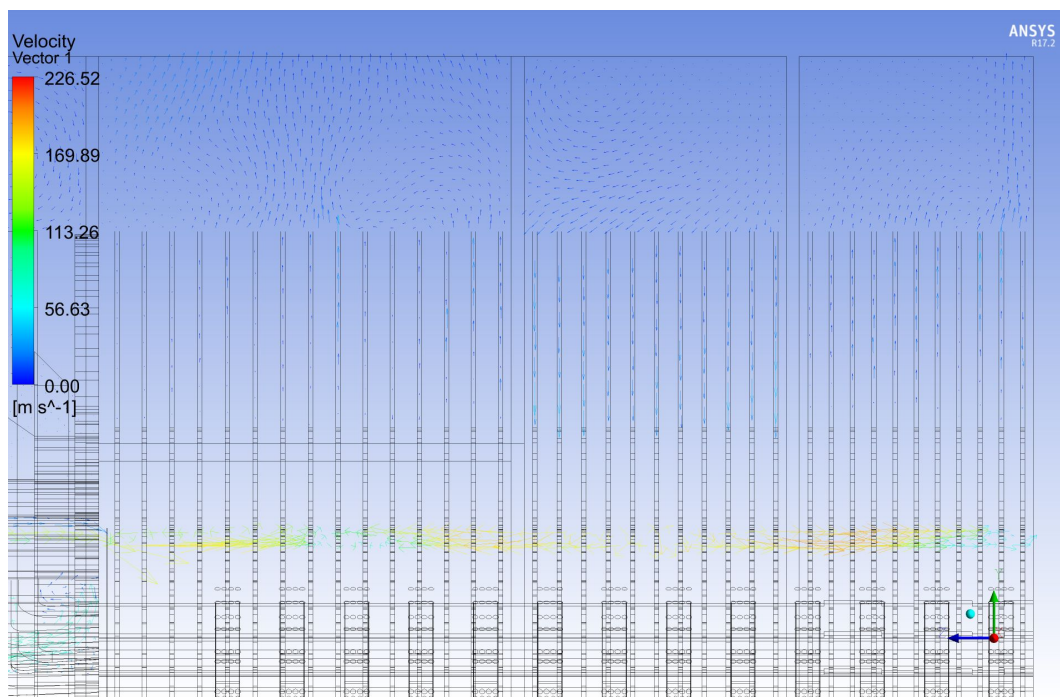


Obrázek 4.16: Porovnání průtoků

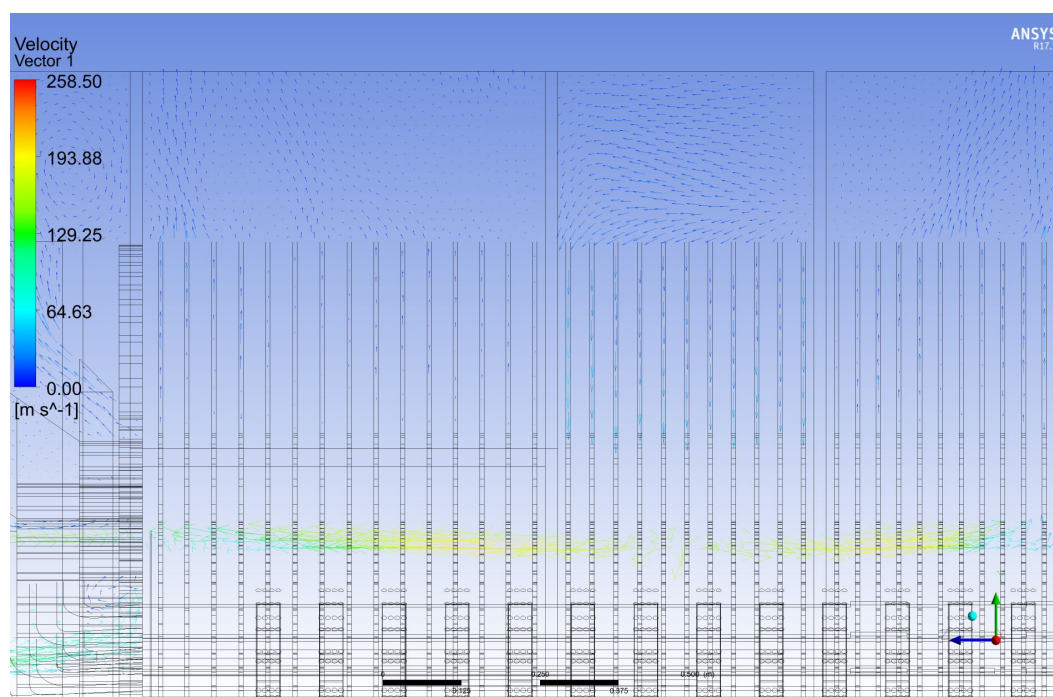
Graf na obrázku 4.16 ukazuje dobrou shodu CFD výpočtu a analytického výpočtu. Dále je zde lépe vidět výše popsaný fakt, že snížení průřezu nutně nemusí znamenat snížení průtoku. Také je zde dobře viditelný výkyv u varianty, kde byly přepouštěcí kanály blokovány na 100 %.

f) Redukce průřezu vzduchové mezery

Již několikrát byla v předchozím textu zmíněna důležitost velikosti vzduchové mezery s ohledem na proudění vzduchu a v poměru k průřezu prepouštěcích kanálů. Při této analýze je velikost vzduchové mezery snížena na polovinu a dále je vzduchová mezera uzavřena úplně. V reálném případě by se jednalo o clonku ve tvaru mezikruží, která by se upevnila na satorové vinutí v místech, kde vinutí vystupuje ze satorových plechů. V praxi samozřejmě nelze dosáhnout 100% ucpání vzduchové mezery pomocí přípravků, které jsou určeny pro zkoušení, ale dá se k této hodnotě dosti přiblížit. Následující dva obrázky (4.17, 4.18) ukazují vskutku zásadní vliv redukce průřezu vzduchové mezery. Je vidět, že vzduch proudící v radiálním směru satorovými kanály se vždy soustřeďuje okolo několika paketů. A toto soustředění toku se pohybuje v axiálním směru v závislosti na blokaci vzduchové mezery.



Obrázek 4.17: Blokace vzduchové mezery na 50 %



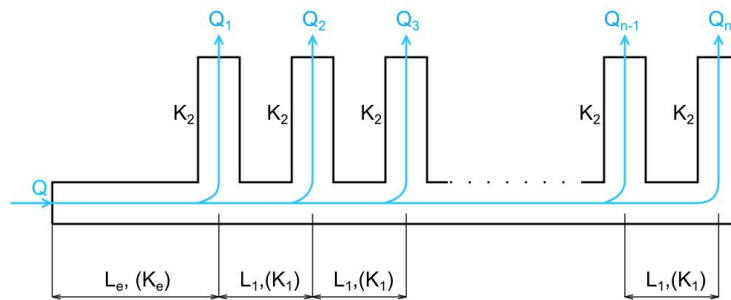
Obrázek 4.18: Blokace vzduchové mezery na 100 %

Z obrázků 4.17 a 4.18 lze tedy usoudit, že naprostou blokací vzduchové mezery docílíme soustředění průtoku u krajních statorových plechů. Naopak s částečnou blokací se velká část vzduchu soustředí do střední části teplé komory. To lze například využít v momentě, kdy jádro bude dobře chlazené, ale stahovací deska se bude přehřívat, a tím pádem ohřívat i krajní plechy. Blokací vzduchové mezery bychom nasměrovali vzduch právě ke krajním plechům.

4.4.2 Rotor

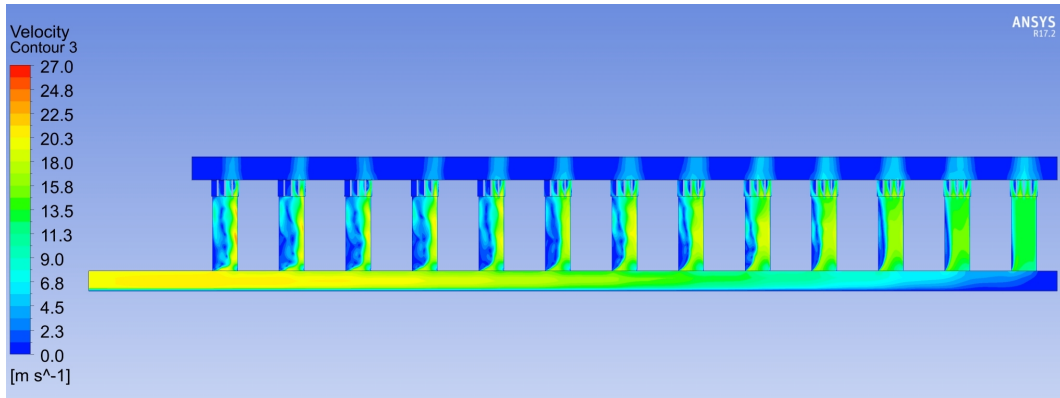
a) Rotorové radiální kanály

Rotorové radiální kanály jsou ideálním objektem pro jistou formu optimalizace. Pro rotorové radiální kanály je totiž charakteristický tzv. odbočkový jev. Tento jev je známý již řadu let a je podrobně popsán v [10]. Odbočkový jev působí nepříznivě na efektivní využití celého průřezu kanálu. Tento průřez je sám o sobě malý a působením tohoto jevu dochází k jeho redukci až na jednu třetinu.



Obrázek 4.19: Poddrážkový kanál s řadou odboček

Obrázek 4.19 naznačuje uspořádání, které je typické pro chlazení rotorů, tj. poddrážkový kanál napájí jednotlivé radiální kanály. Problém je v tom, že rychlost vzduchu v poddrážkovém kanálu je relativně vysoká a tlak nízký, proto je obtížné pro vzduch odbočit do jednotlivých radiálních kanálů. Z dalšího obrázku 4.20, který znázorňuje výsledky CFD analýzy pro tento typ uspořádání, je vidět, že zejména v prvních kanálech dochází ke značnému blokování průřezu vinou turbulencí. Tyto víry nejen že mohou zvyšovat průměrnou teplotu vzduchu v daném kanálu, ale hlavně způsobují zbytečné tlakové úbytky. Cílem dále popisované analýzy je redukce těchto vírů za účelem snížení tlakového úbytku, a tím pádem i zrovnomení průtoku v jednotlivých kanálech.



Obrázek 4.20: Výsledek CFD analýzy poddrážkového kanálu s odbočkami

Jako první krok je nutno provést analytický výpočet rozložení průtoku v jednotlivých radiálních kanálech. Výpočet bude proveden pro poddrážkový kanál o průřezu 25x30 mm, který napájí 13 radiálních kanálů. Analytický výpočet tohoto uspořádání využívá Atkinsonova zákona 4.4 a dynamického tlaku 4.5

$$p = K \cdot Q^2 \quad (4.4)$$

$$p_d = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (4.5)$$

Rozepsáním těchto vzorců a jejich úpravou pro řešené uspořádání, které je podrobně popsáno v [10], dostaneme vzorec 4.6, pomocí kterého dokážeme spočítat relativní hodnoty a posléze skutečné hodnoty průtoku v jednotlivých radiálních kanálech:

$$\epsilon_\nu = \epsilon_{n-1} = \left[(1 - \delta)\epsilon_{n-i+1}^2 + \kappa \left(\sum_{\mu=1}^i \epsilon_{n-\mu+1} \right)^2 - 2\delta\epsilon_{n-i+1} \sum_{\mu=1}^i \epsilon_{n-\mu+2} \right]^{0.5} \quad (4.6)$$

$$\epsilon_\nu = \frac{Q_\nu}{Q_n} \quad (4.7)$$

$$\delta = \frac{\rho \frac{1}{2} S_k^2}{K_2} \quad (4.8)$$

$$\kappa = \frac{K_1}{K_2} \quad (4.9)$$

kde ϵ_ν je relativní hodnota průtoku v ν -tém radiálním kanálu [-], pomocné koeficienty δ a κ jsou definovány rovnicemi 4.8 a 4.9, ρ je hustota vzduchu [$\frac{kg}{m^3}$], S_k je průřez napájecího kanálu [m^2], K_1 a K_2 jsou hydraulické odpory úseku před radiálním kanálem a samotného radiálního kanálu [$\frac{kg}{m^7}$], viz obr. 4.19.

Abychom mohli z relativních hodnot určit hodnoty reálné, je potřeba spočítat celkový odpor uspořádání a celkový průtok, tj. průtok na vstupu do poddrážkového kanálu. Nejprve ale spočítáme celkový tlak [Pa]:

$$P_c = K_1 \left(\frac{L_e}{L_1} \right) Q^2 + K_2 Q_1^2 + \left[\frac{\rho}{2} \frac{1}{S_k^2} \right] (Q - Q_1)^2 \quad (4.10)$$

kde L_1 a L_e jsou úseky poddrážkového kanálu (4.19) [m].

Odpor celého uspořádání se určí podle

$$K_c = K_1 \left(\frac{L_e}{L_1} \right) + K_2 \left(\frac{Q_1}{Q} \right)^2 + \left[\frac{\rho}{2} \frac{1}{S_k^2} \right] \left(1 - \frac{Q_1}{Q} \right)^2 \quad (4.11)$$

V tuto chvíli stačí pouze vyjádřit průtočné množství z rovnice 4.4

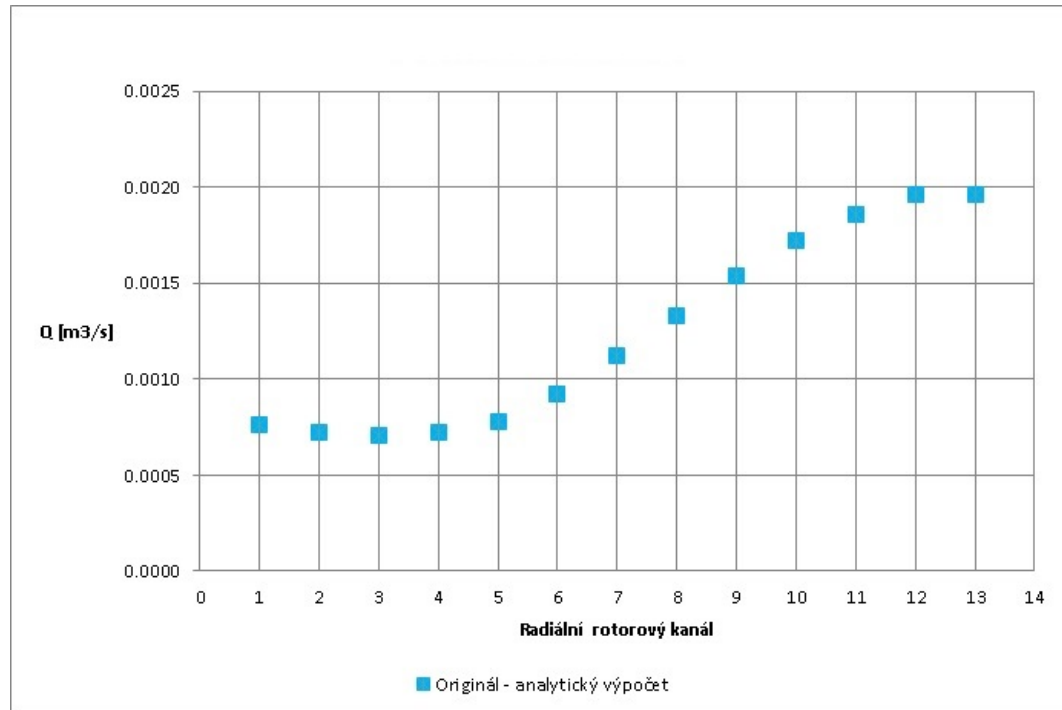
$$Q = \sqrt{\frac{P_c}{K_g - \left[\frac{\rho}{2} \frac{1}{S_k^2} \right]}} \quad (4.12)$$

Průtok jednotlivými odbočkami se pak spočítá jako

$$Q_\nu = \frac{Q \epsilon_\nu}{\sum_{\nu=1}^n \epsilon_\nu} \quad (4.13)$$

Poddrážkové kanály se vyznačují malými průřezy a v kombinaci s vyšší vstupní rychlostí dojde k nerovnoměrnému rozložení tlaku podél celého kanálu. Pokud by se kanál dostatečně zvětšil, tlak by se v celém objemu zrovnoměnil a každým radiálním kanálem by proudilo stejné množství vzduchu. To by se ale zásadně projevilo pouze při razantním zvýšení průřezu, což u turbogenerátoru není prakticky možné, ať už se jedná o hloubku nebo šířku.

Při velkém počtu radiálních kanálů by bylo velice pracné spočítat všechny relativní hodnoty průtoků, proto byl pomocí programu Matlab vytvořen malý nástroj, který usnadní tento výpočet. Výsledky tohoto nástroje jsou graficky prezentovány v grafu na obrázku 4.21. Výsledek výpočtu odpovídá výše zmíněnému předpokladu o rozložení průtoku.



Obrázek 4.21: Průtok radiálními rotorovými kanály - analytický výpočet

Vedle tohoto analytického výpočtu byla provedena i již zmíněná CFD analýza výše popisovaného uspořádání. Tato analýza zahrnovala také testování upravených radiálních kanálů. Ve třech různých variantách byly radiální kanály nakloněny pod různými úhly. Prakticky se toho docílí vhodnou změnou roztečí proražených otvorů v měděném vodiči. Tyto změny mají za úkol alespoň částečně zredukovat víry tvořící se v radiálních kanálech, a tím pádem snížit nerovnoměrnost průtoku a tlakový úbytek. Pro porovnání byly navíc použity dva různé turbulentní modely ($k - \epsilon$ Realizable, $k - \omega$ Standard). Na několika následujících obrázcích a grafech jsou porovnány jednotlivé varianty mezi sebou s analytickým výpočtem a také různé turbulentní modely.

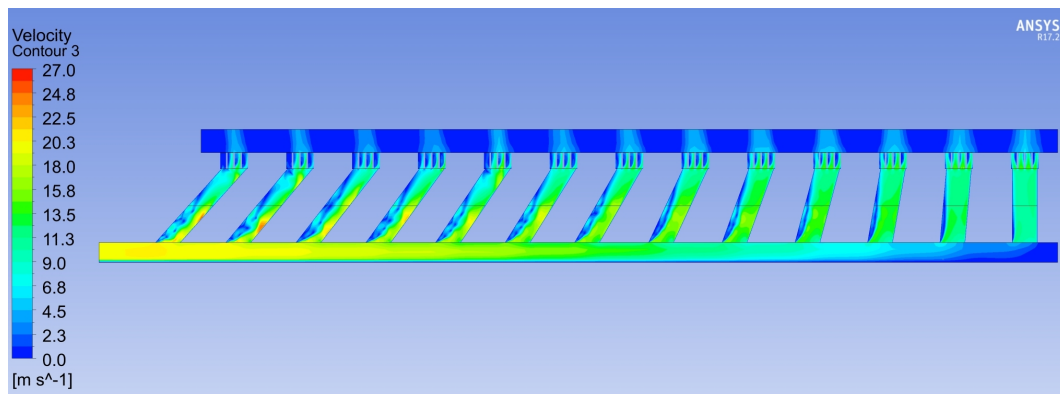
Varianta A

Náklon radiálních kanálů pro variantu A je specifikován v tabulce 4.2.

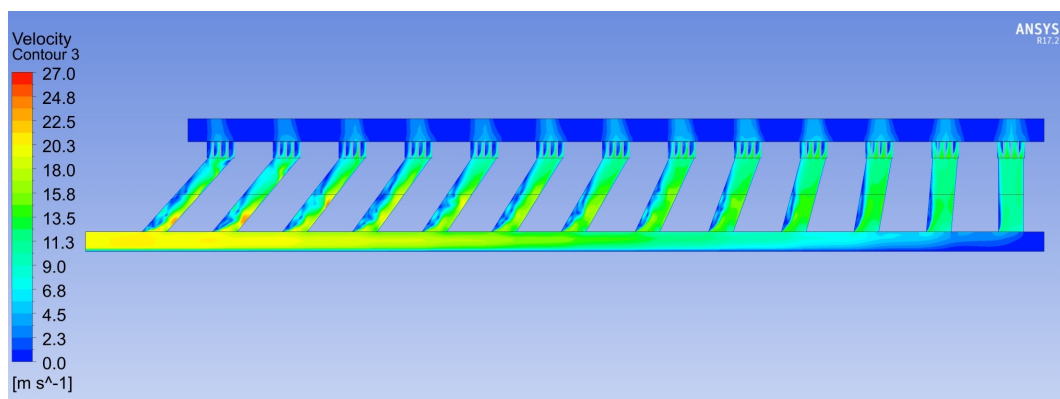
č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
úhel	48	50	52	54	56	58	60	65	70	75	80	85	90

Tabulka 4.2: Úhly náklonu pro jednotlivé radiální rotorové kanály - varianta A

Následující obrázky znázorňují rozložení rychlosti (průtoku) v radiálních kanálech. V porovnání s původním uspořádáním (4.20) je vidět, že víry, které se vytváří zejména v několika prvních kanálech, jsou zřejmě menší.



Obrázek 4.22: Rozložení rychlosti v několika prvních kanálech ($k - \epsilon$ Realizable)



Obrázek 4.23: Rozložení rychlosti v několika prvních kanálech ($k - \omega$ Standard)

Dále je z obrázků 4.22 a 4.23 vidět, že pro různé turbulentní modely dostaneme velice podobné výsledky. Vzhledem k tomu, že se jedná o statickou úlohu, tj. není řešena rotace, je lepší se přiklonit k turbulentnímu modelu $k - \epsilon$ Realizable. Model $k - \omega$, a zejména jeho vylepšená verze SST je lepší, pokud bychom zahrnuli rotaci.

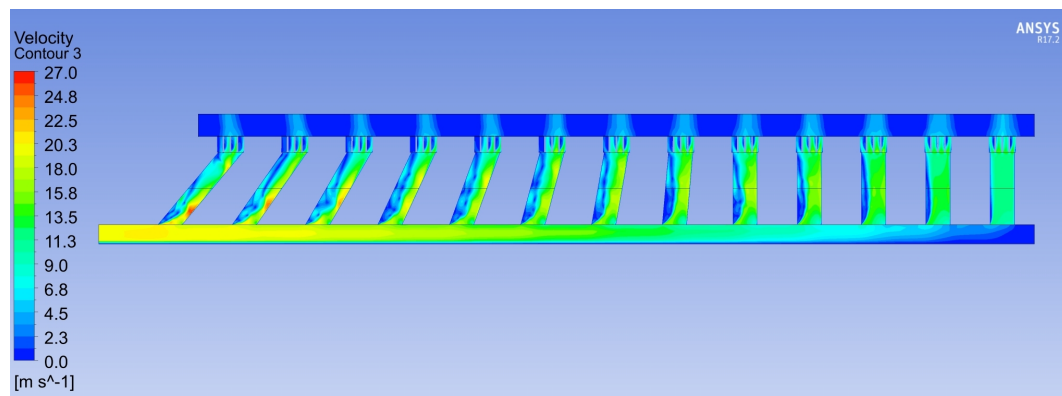
Varianta B

Varianta B byla spočítána s náklonem radiálních kanálů, který je specifikován v tabulce 4.3

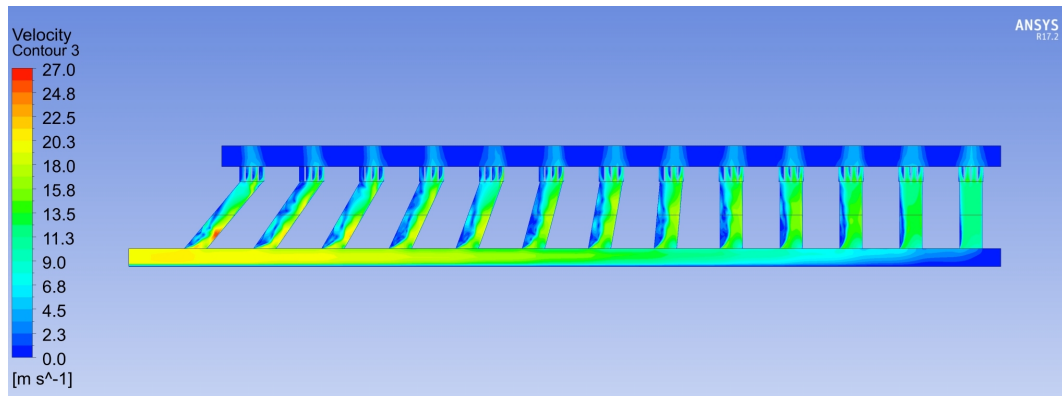
č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
úhel	50	55	60	65	70	75	80	85	90	90	90	90	90

Tabulka 4.3: Úhly náklonu pro jednotlivé radiální rotorové kanály - varianta B

Stejně jako v předchozím případě došlo k redukci vírů, což je patrné z obrázků 4.24 a 4.25. Nicméně tato redukce je v porovnání s variantou A o něco menší zejména ve střední části. I tak by se tato změna měla projevit přinejmenším na redukci tlakového úbytku.



Obrázek 4.24: Rozložení rychlosti v několika prvních kanálech ($k - \epsilon$ Realizable)

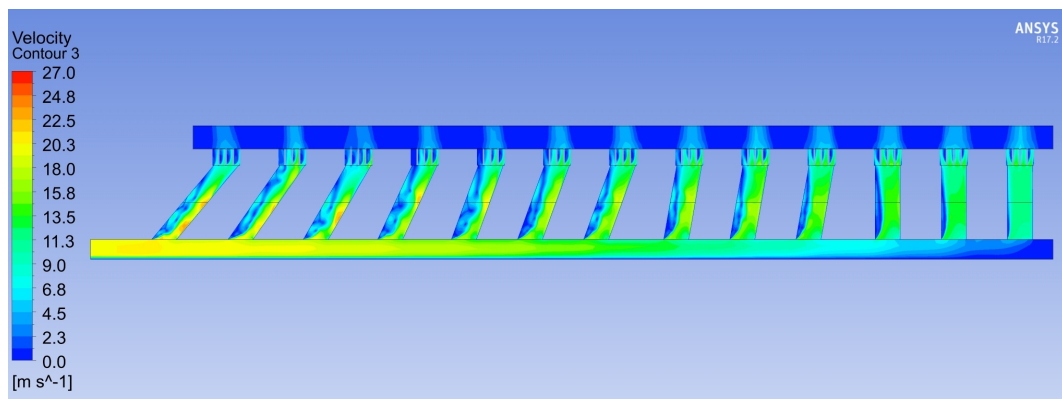
Obrázek 4.25: Rozložení rychlosti v několika prvních kanálech ($k - \omega$ Standard)

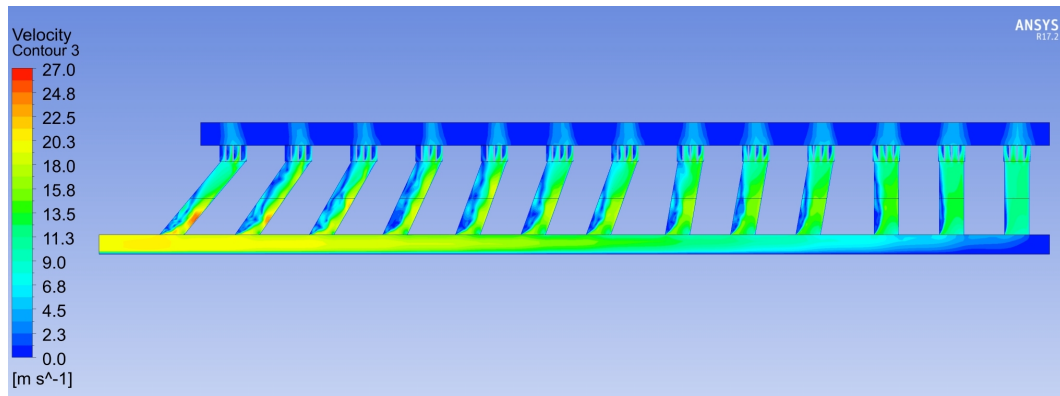
Varianta C

Varianta C, stejně tak jako předchozí dvě varianty, vykazuje viditelnou redukci vírů v případě obou turbulentních modelů. Úhly náklonu jsou také uvedeny v tabulce 4.4.

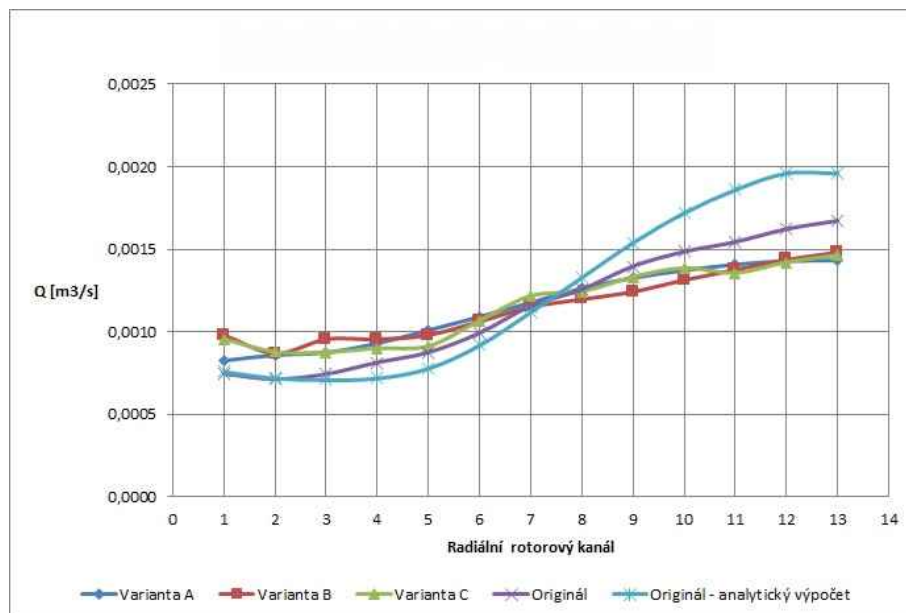
č.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
úhel	50	55	60	65	70	70	70	80	80	80	90	90	90

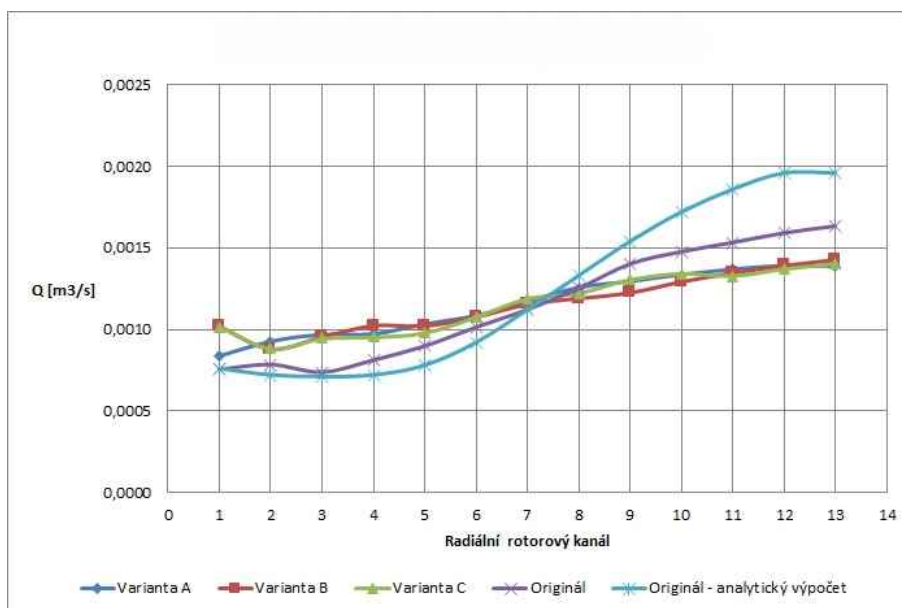
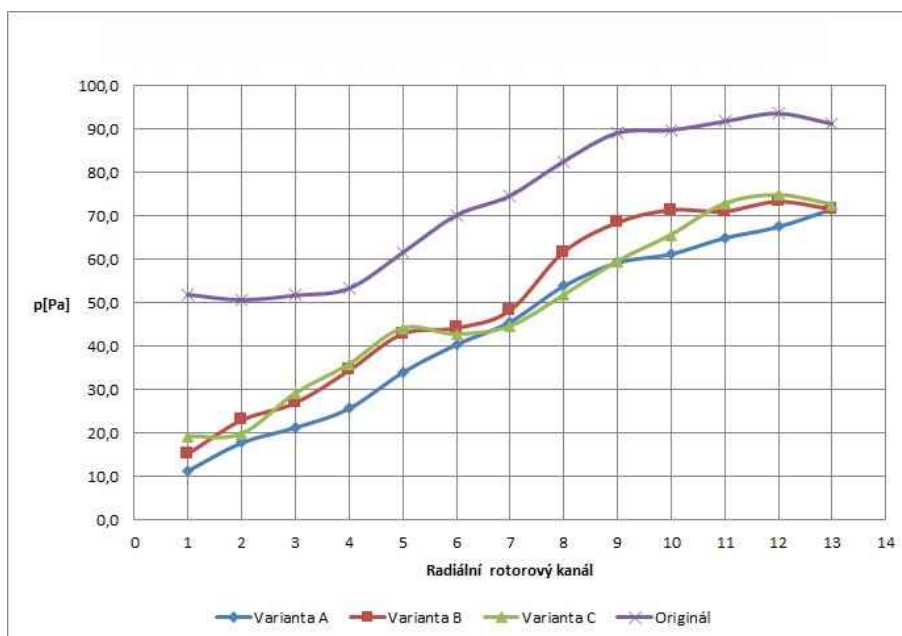
Tabulka 4.4: Úhly náklonu pro jednotlivé radiální rotorové kanály - varianta C

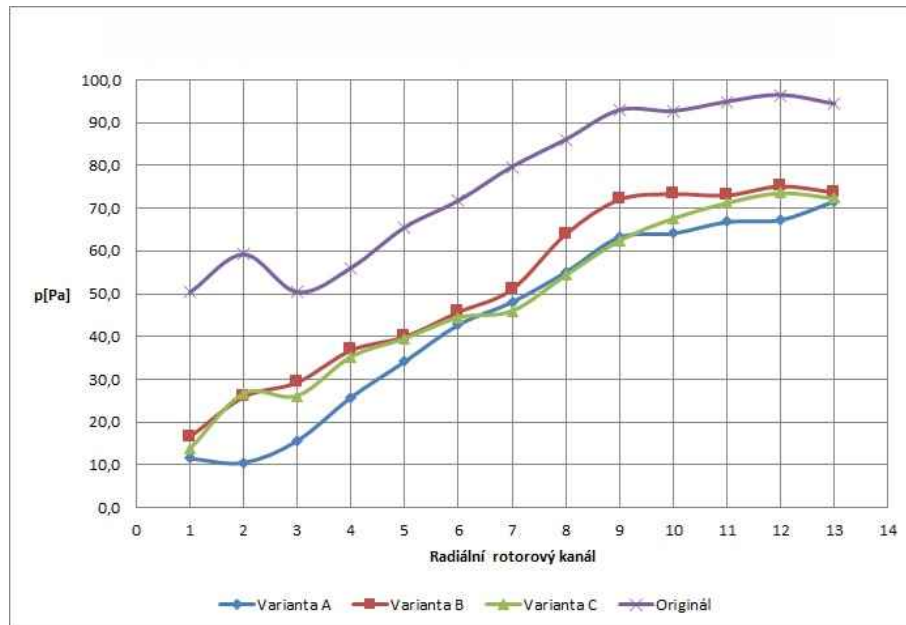
Obrázek 4.26: Rozložení rychlosti v několika prvních kanálech ($k - \epsilon$ Realizable)

Obrázek 4.27: Rozložení rychlosti v několika prvních kanálech ($k - \omega$ Standard)

Jak již bylo několikrát zmíněno, náklon radiálních kanálů opravdu potlačuje vznikající víry a částečně zrovnoměrňuje průtok. Tento fakt podporují i následující grafy. Na první pohled je patrný značný pokles tlakového úbytku v každém kanálu, a to v každé variantě, viz graf na obrázku 4.30 a 4.31. Dále je vidět, že došlo i k mírnému vyrovnání průtoku, viz grafy 4.28 a 4.29. Detailnější vyobrazení vírů v prvních odbočkách je možné vidět na obrázcích v příloze A.1 až A.8.

Obrázek 4.28: Porovnání průtoku pro jednotlivé varianty ($k - \epsilon$ Realizable)

Obrázek 4.29: Porovnání průtoku pro jednotlivé varianty ($k - \omega$ Standard)Obrázek 4.30: Porovnání tlakových úbytků pro jednotlivé varianty ($k - \epsilon$ Realizable)



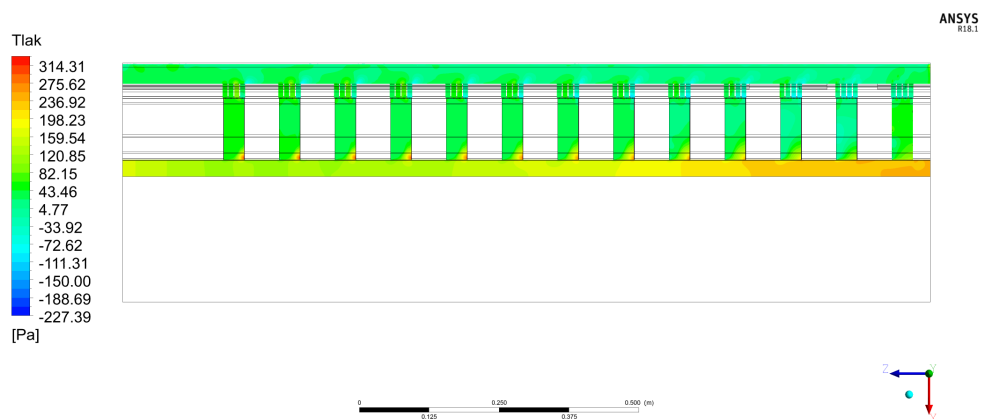
Obrázek 4.31: Porovnání tlakových úbytků pro jednotlivé varianty ($k - \omega$ Standard)

Celá popisovaná analýza potvrzuje veškeré stanovené předpoklady. I když se nejedná o jednoduché řešení z hlediska technologie výroby, je toto řešení smysluplné a proveditelné. Již v úvodu bylo zmíněno, že trendem poslední doby je dostat z těchto strojů maximum, a to po všech stránkách. Dalším plusem této analýzy je fakt, že se potvrdil průběh průtoků jednotlivých radiálních kanálů při porovnání analytického a numerického řešení. V tomto ohledu je potřeba zmínit, že jistou chybu do výsledku numerické analýzy vnáší integrální výpočet průtoku v jednotlivých průtočných průřezích. Nicméně trend, o který šlo především, odpovídá.

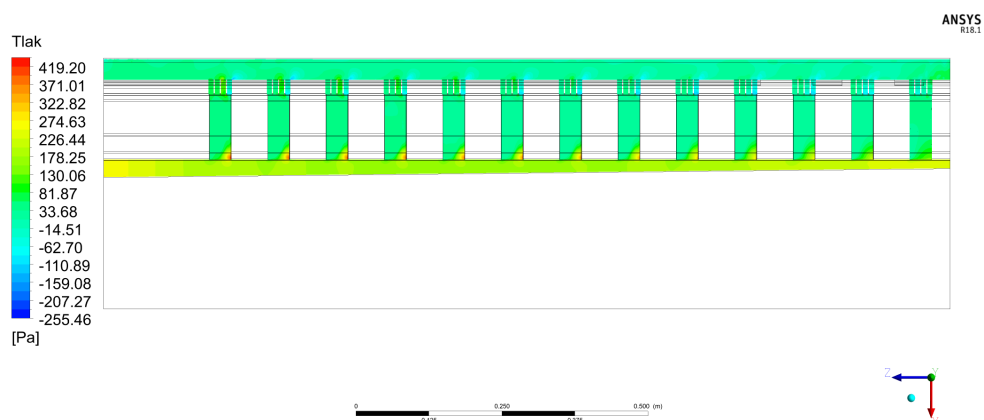
b) Šikmý poddrážkový kanál

Sešikmení poddrážkového kanálu se řadí do skupiny těch jednodušších konstrukčních změn. V praxi se jedná pouze o změnu nastavení obráběcího stroje, který mění polohu frézy v závislosti na délce rotoru. Tato konstrukční úprava způsobí nárůst místního odporu směrem do středu rotoru, což by mělo vést ke zrovnoměrnění tlaku v poddrážkovém kanálu a tím i ke snížení vírů v radiálních kanálech.

Zmíněný předpoklad se ukázal jako mylný. Dle předpokladu sice došlo ke zrovnoměrnění tlaku (viz obrázek 4.32), nicméně efekt na proudění v radiálních kanálech nebyl prokázán. Naopak došlo k mírnému zhoršení proudění blíže ke středu rotoru. Toto je demonstrováno na obrázku, kde je vidět porovnání s originální variantou.

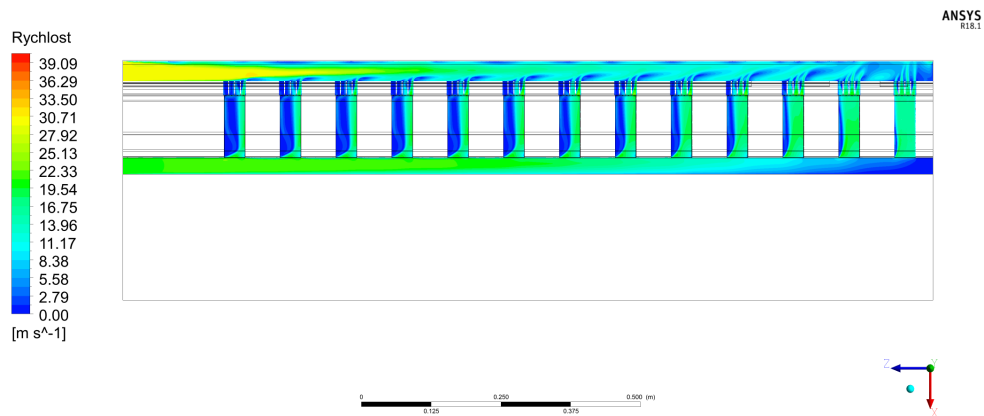


(a)

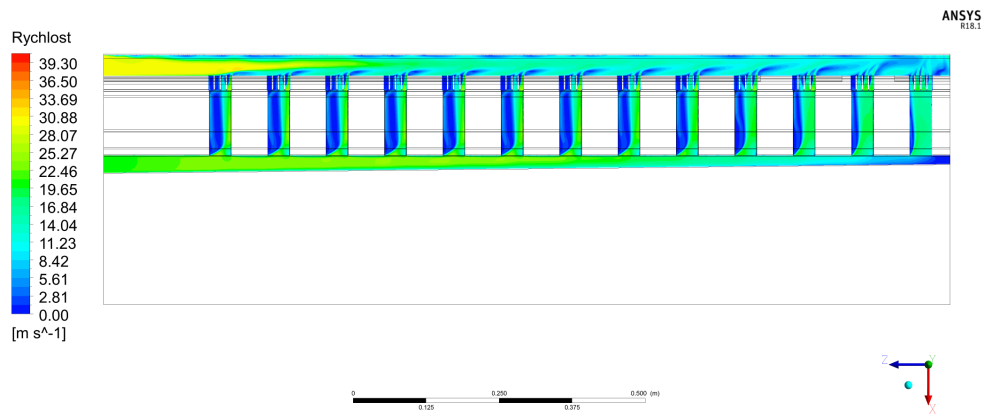


(b)

Obrázek 4.32: a) originální varianta - tlak, b) šikmý poddrážkový kanál - tlak



(a)



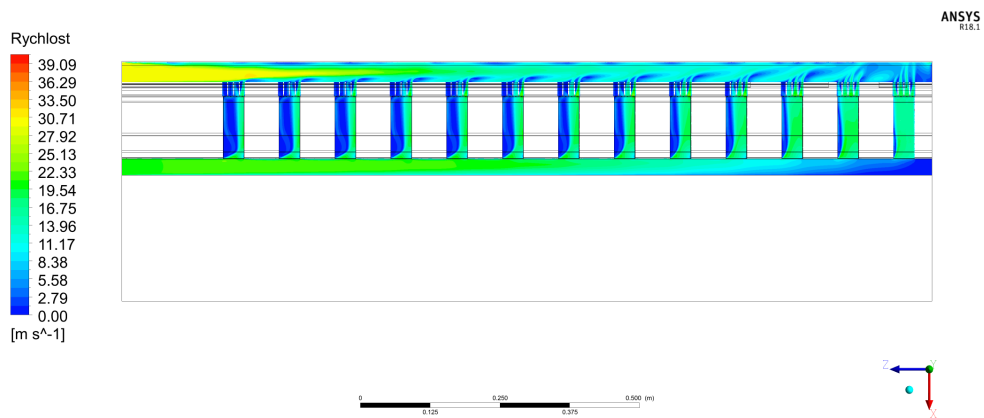
(b)

Obrázek 4.33: a) originální varianta - rychlost, b) šikmý poddrážkový kanál - rychlost

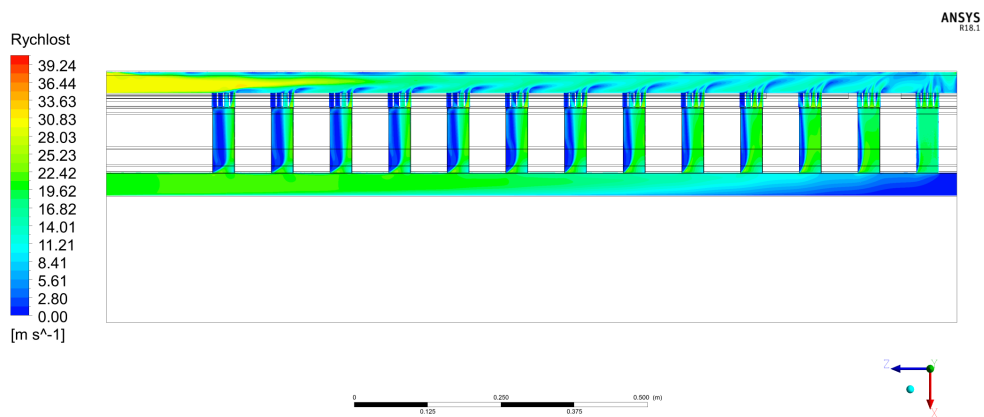
c) Změna hloubky poddrážkového kanálu

Tato nejjednodušší konstrukční úprava spočívá pouze v prohloubení poddrážkového kanálu v celé jeho délce. Jelikož je velikost hydraulického odporu nepřímo úměrná průřezu kanálu, zvýšením průřezu bychom měli docílit většího průtoku poddrážkovým kanálem. Zároveň se více přiblížíme podobenství, kdy větší množství kanálů je napájeno vzduchem z otevřeného prostoru s rovnoměrným tlakem, a naopak se oddálíme od typového příkladu kanálu s více odbočkami. Právě rovnoměrnost tlaku spolu s větším prostorem má za následek lepší rovnoměrnost proudění v radiálních kanálech. Mírné zlepšení v podobě redukce vírů v radiálních kanálech je vidět na obrázku, kde je porovnávána originální varianta s variantou s hlubším poddrážkovým kanálem. I když se vliv na proudění vzduchu nezdá nijak zásadní, ukázalo se, že i přesto dojde k velkému

ovlivnění maximální teploty rotoru, viz kapitola 4.5.2 bod e.



(a)

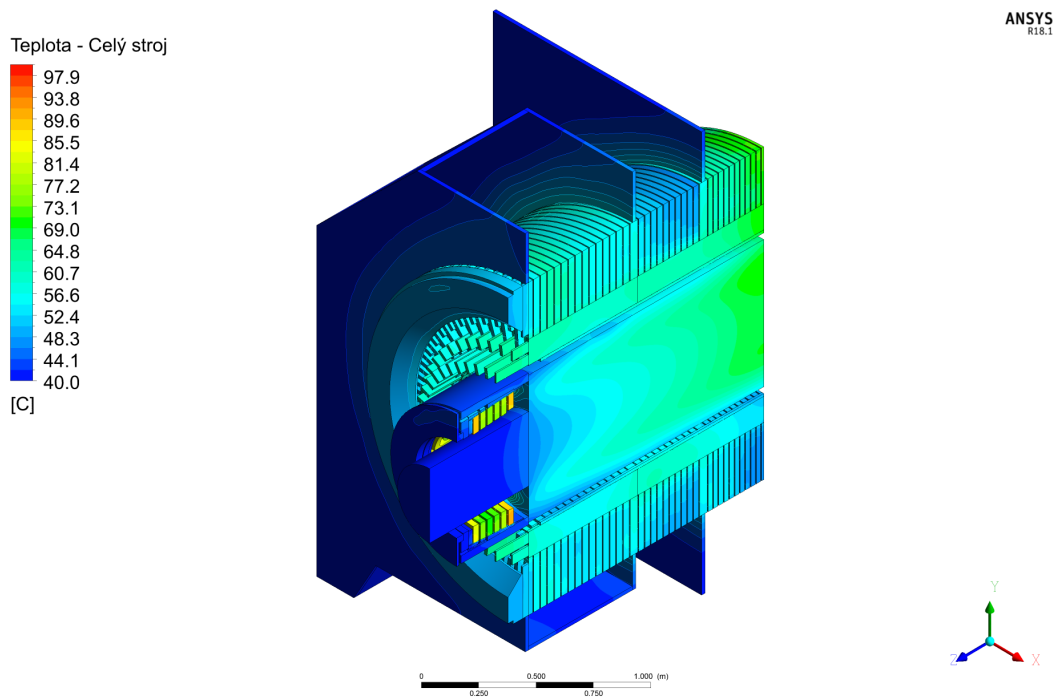


(b)

Obrázek 4.34: a) originální varianta - rychlost, b) hlubší poddrážkový kanál - rychlost

4.5 Teplotní analýza

V sekci, zabývající se ventilační analýzou, byl prokázán přínos jednotlivých úprav. Následující odstavce budou zaměřeny zejména na teplotní dopady těchto změn, tj. na rozložení teplot aktivních částí turbogenerátoru. Na začátku je potřeba upozornit, že výsledné teplotní modely nejsou laděny na absolutní hodnoty, tj. teploty aktivních částí stroje se budou lišit od skutečnosti (budou podstatně nižší). Optimalizace designu tak bude vycházet z porovnání dvou variant a bude se sledovat zejména trend. Kdybychom chtěli ladit model na absolutní hodnoty, bylo by ve výsledku potřeba ještě kvalitnější výpočetní síť. Navíc by nastal problém s úplnou definicí ztrát, jelikož majoritní část ztrát jsou ztráty ventilační a jejich modelování by bylo velice obtížné, ne-li nemožné. Proto bude brán největší zřetel na změny v oteplení aktivních částí statoru a rotoru. Rozložení teploty na modelu výchozí varianty je vidět na obrázku 4.35 a střední teploty aktivních částí jsou shrnuty v tabulce 4.5.



Obrázek 4.35: Výchozí varianta - celkové rozložení teploty

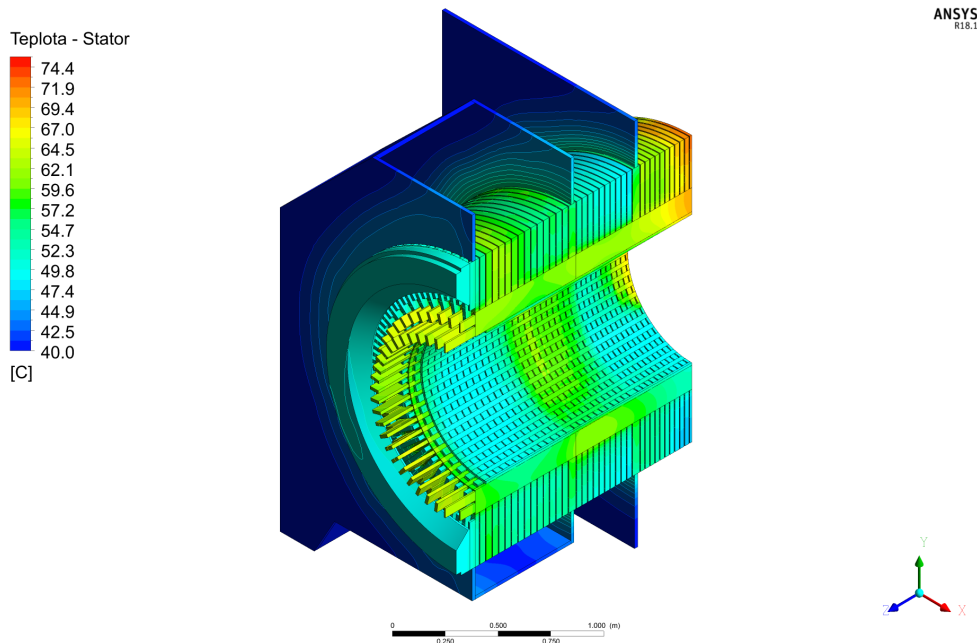
Pozice	Střední teplota [°C]
Vinutí statoru	62,5
Jádro statoru	58,3
Vinutí rotoru	85,3

Tabulka 4.5: Střední teplota aktivních částí - originální varianta

4.5.1 Stator

a) Výchozí varianta

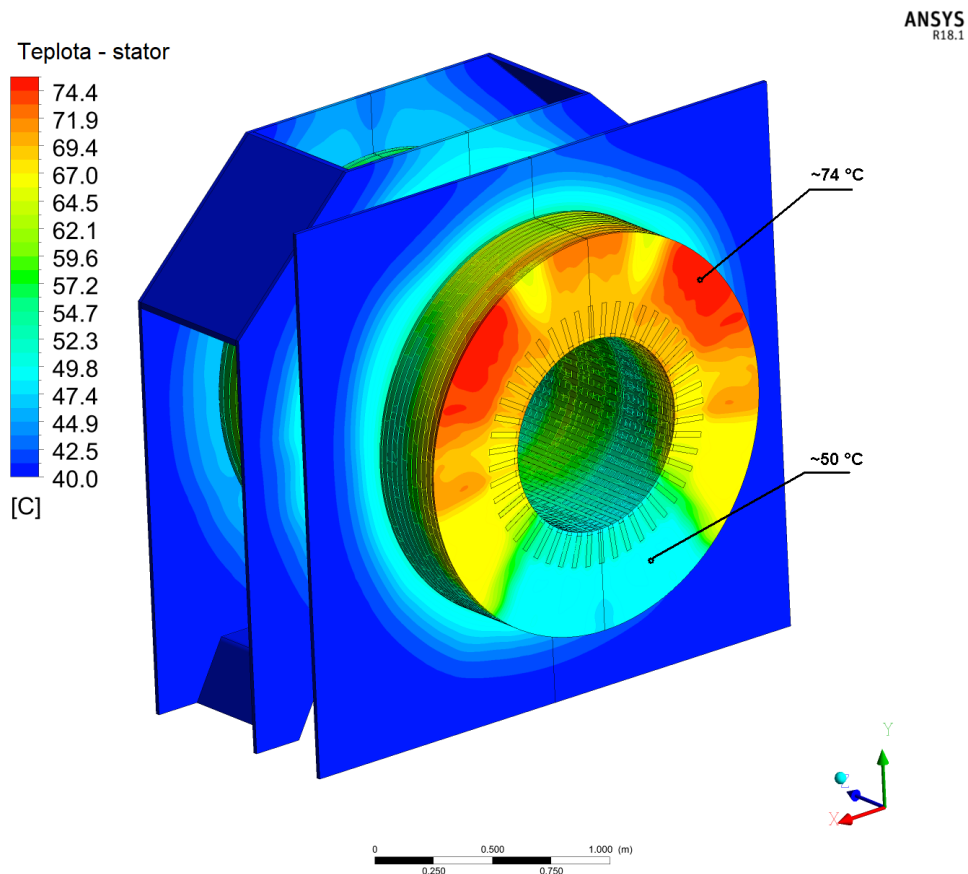
Na statorové část je z pohledu teploty nejdůležitější statorové vinutí a statorové jádro. Rozložení teploty na těchto částech je vidět na obrázku 4.36



Obrázek 4.36: Rozložení teploty statorového jádra a vinutí

Na obrázku 4.36 jsou na první pohled vidět úseky jednotlivých komor. Dle očekávání se nejteplejší místo nachází u středu stroje. Dva silnější pakety spolu s žebry kostry vymezují oblast studené komory, kde jsou opravdu viditelné chladnější statorové pakety. Stejně tak statorové vinutí vykazuje větší teplotní gradient směrem ke středu stroje. Z tohoto obrázku je na druhou stranu patrný problém, týkající se rovnoměrnosti chlazení, zejména po obvodu stroje. Střed

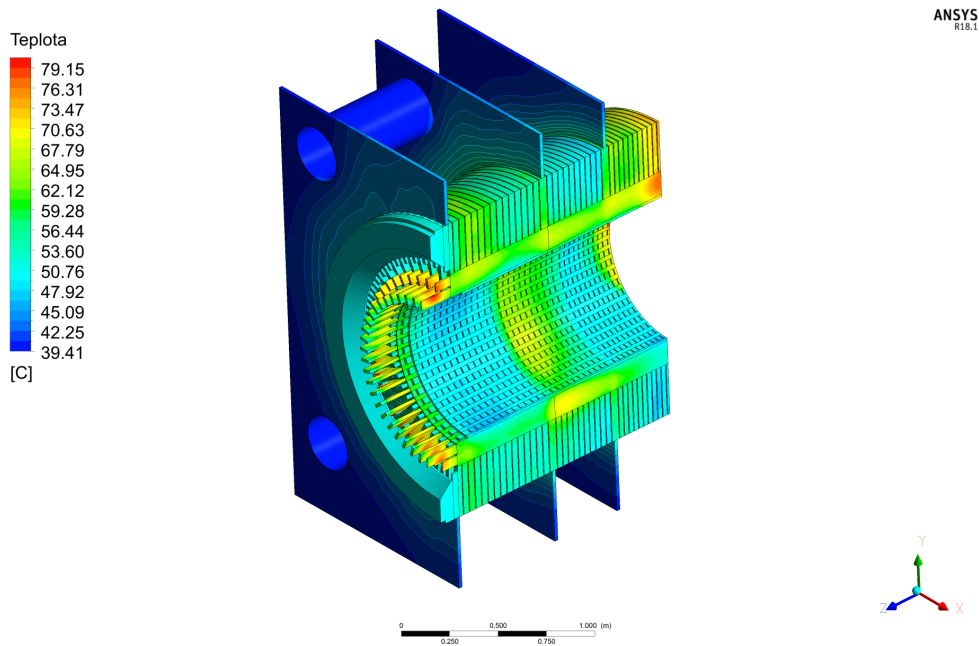
stroje je dle očekávání na některých místech nejteplejší, avšak jsou zde i místa o dost chladnější, zejména ve spodní části. Celkově lze říci, že rozložení je značně nerovnoměrné. V tomto případě je pravděpodobně na vině chování vzduchu ve vzduchové mezeře a působení výfuků z rotorové části. Podrobněji lze tuto nerovnoměrnost pozorovat na obrázku 4.37, kde je v obvodové teplotě vidět rozdíl více než 20°C .



Obrázek 4.37: Rozložení teploty statoru

b) Varianta se čtyřmi kruhovými kanály

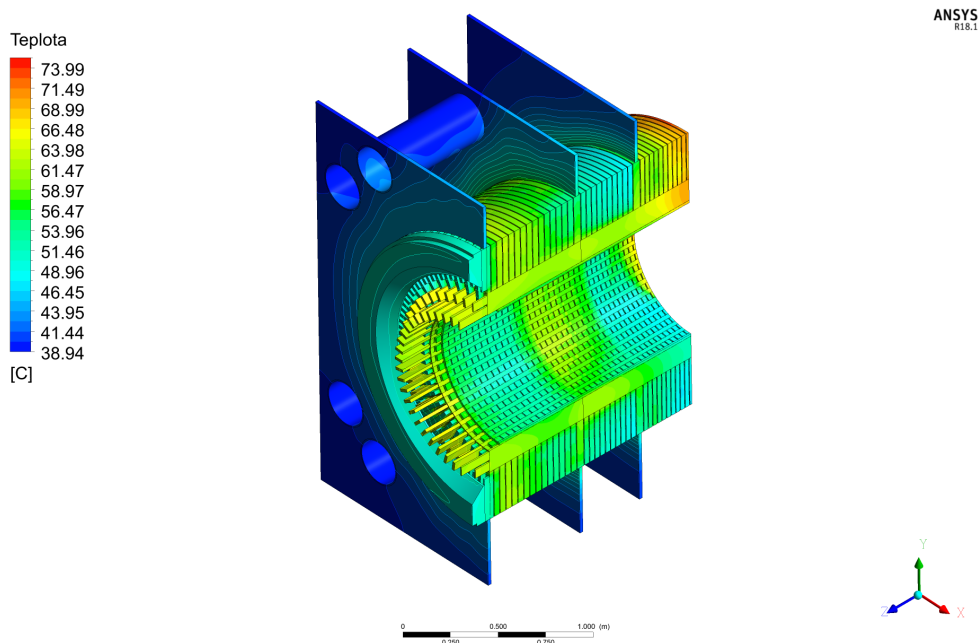
U této varianty byly dva horní a jeden dolní přepouštěcí kanál nahrazen čtyřmi kruhovými, které jsou umístěny stejnoměrně v každém rohu (obrázek 4.38). Průměr trubky, která tvoří přepouštěcí kanál byl z ekonomického hlediska zvolen z řady, kterou nabízí výrobce, tedy 308 mm. Celkový průřez trubek je o 65 % menší oproti výchozímu uspořádání. To znamená, že tato úprava nejen testuje vliv tvaru, ale také vliv snížení průřezu. Nicméně, u variant s kruhovým průřezem kanálů půjde zejména o ověření vlivu jejich tvaru a počtu. Na redukci průřezu se dále zaměříme u jiných variant.



Obrázek 4.38: Rozložení teploty statorového jádra a vinutí

c) Varianta s osmi kruhovými kanály

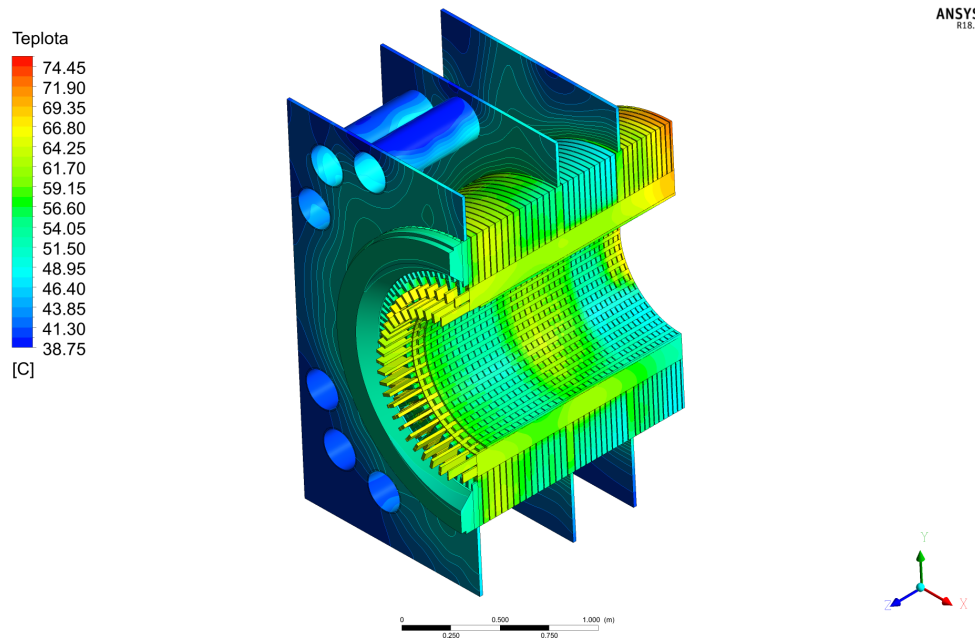
Varianta c) se vyznačuje čtyřmi dvojicemi přepouštěcích kanálů (obrázek 4.39), které jsou rovnoměrně umístěny v každém rohu. Jako v předchozím případě byly použity standardizované trubky. Tentokrát s průměrem 259 mm. Celkový průřez přepouštěcích kanálů je přibližně o 50 % menší oproti výchozímu uspořádání. Na tomto příkladu je vidět, že i když byl průřez rapidně snížen a k tomu i změněn tvar kanálů, tak i přes to nedošlo k zásadnímu dopadu na teplotu stroje. Tento fakt pouze potvrzuje domněnky z kapitoly 4.4.1.



Obrázek 4.39: Rozložení teploty statorového jádra a vinutí

d) Varianta s dvanácti kruhovými kanály

U varianty d) bylo počítáno s celkem dvanácti kruhovými kanály, které byly rozděleny po třech do každého rohu, viz obrázek 4.40. Byly použity trubky o průměru 232 mm. To znamená, že oproti původní variantě byl celkový průřez přepouštěcích kanálů zredukován na 60 %. Tato varianta se od předchozí nijak zásadně neliší. Je to dáno i tím, že rozdíl v redukci průřezu je jen 10 % a to se dá považovat za příliš malou změnu na to, aby došlo k nějakým zásadním projevům z pohledu teploty stroje.



Obrázek 4.40: Rozložení teploty statorového jádra a vinutí

Co se týče statoru testovaného stroje, dá se říci, že použití přepouštěcích kanálů s kruhovým průřezem nemá žádný zásadní vliv na chlazení stroje. Dokonce i v kombinaci se sníženým průřezem nedošlo k zásadním změnám v teplotě aktivních částí, viz tabulka 4.6. Shodně pro všechny varianty se potvrdilo nejteplejší místo stroje v jeho středu, konkrétně v jeho horní části. Ve všech případech je vidět dobrá funkčnost chladicí komory, kdy příslušné pakety ohraničené druhým a třetím žebrem (počítáno od čelního prostoru) jsou dobře ochlazovány, viz 4.38, 4.39, 4.40.

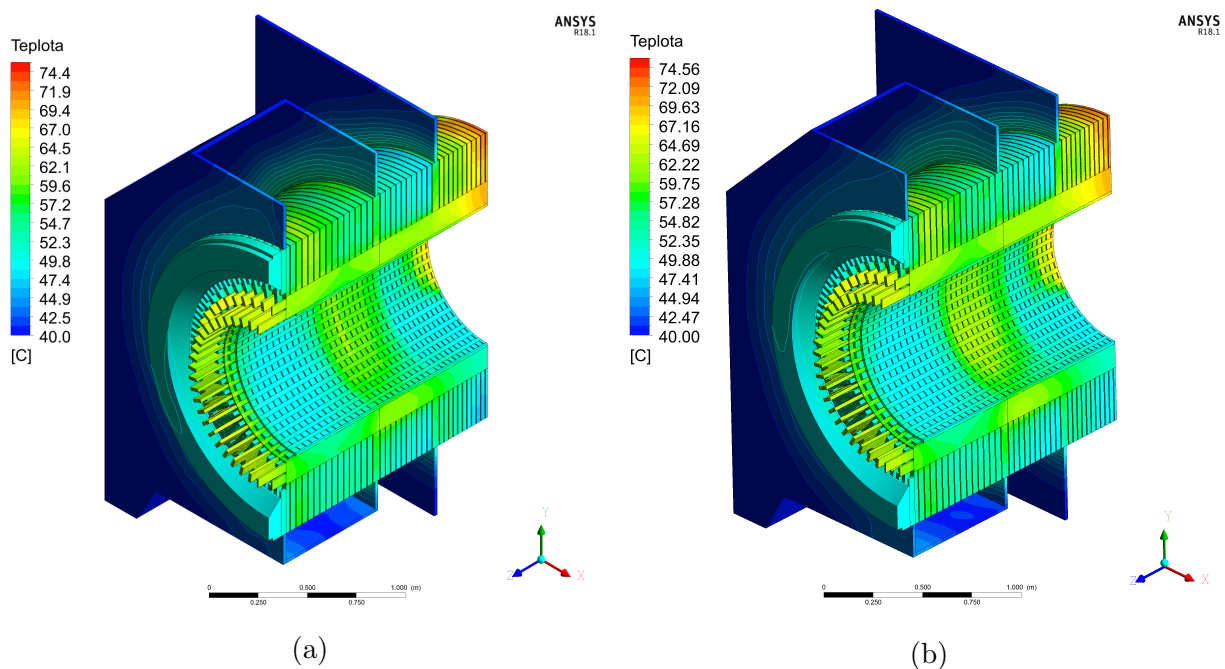
Pozice	Střední teplota [°C]			
	Originál	4 kruh. kanály	8 kruh. kanálů	12 kruh. kanálů
Vinutí statoru	62,5	64,6	62,9	63,2
Jádro statoru	58,3	60,2	58,4	59,3
Vinutí rotoru	85,3	84,7	84,4	84,6

Tabulka 4.6: Střední teplota aktivních částí při použití kruhových přepouštěcích kanálů

e) Redukce přepouštěcích kanálů

Zde vycházíme z ventilačních výpočtů provedených a popsanych v 4.4.1. Teplotní výpočet byl proveden pro blokování přepouštěcích kanálů na 25 %, 10 % a také mezní stav 0 %.

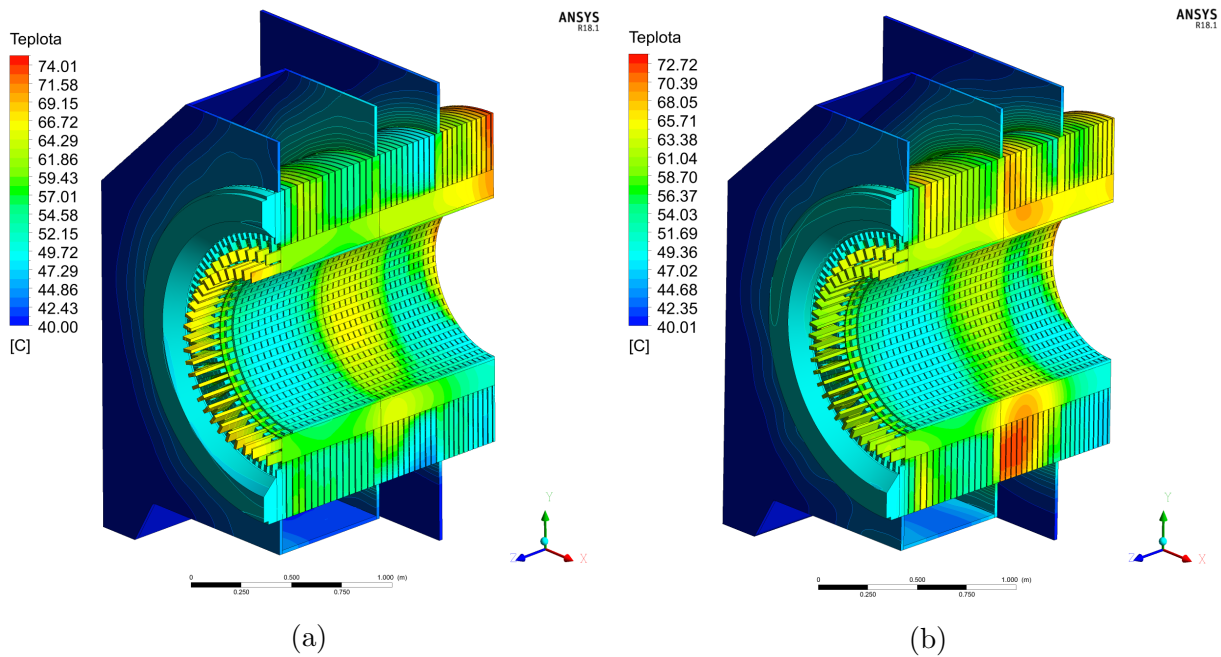
Nejprve se zaměříme na případ blokace průřezu kanálů na 25 %. Jak dokazuje následující obrázek 4.41, nedošlo k žádné zásadní změně teploty aktivních částí stroje. Pouze se změnilo její rozložení v oblasti vnitřního průměru statorového jádra v chladicí komoře.



Obrázek 4.41: a) 0% blokování, b) 75% blokování

Velice důležitý je fakt, že i když došlo ke změně rozložení teploty na statoru, nedošlo ke změnám teploty na rotoru. Toto bude více rozebráno v kapitole 4.5.2 bod c. To otevírá možnost pro oddělené ladění ventilačních větví rotoru a statoru. Pokud tedy nastane případ, že stator bude při návrhu omezujícím faktorem, je možné využít těchto závěrů k naladění statorového ventilačního obvodu, aniž bychom ovlivnili teplotu aktivních částí celého stroje.

Na dalších dvou obrázcích jsou vidět varianty blokování na 90 % (4.42a) a blokování na 100 % (4.42b). Podle stupnic sice nedošlo ke zvýšení maximální



Obrázek 4.42: a) 90% blokování, b) 100% blokování

teploty, ale došlo k celkem značné změně rozložení teplot hlavně v místech statorového jádra, které spadá do úseku chladicí komory. Vzhledem k hraničním hodnotám průřezu přepouštěcích kanálů se tato změna dala očekávat. Důvodem této změny je s největší pravděpodobností natlakování chladicí komory směrem od vzduchové mezery. Po natlakování už tímto směrem (od vnitřního průměru statorového jádra k vnějšímu) neproudí téměř žádný vzduch a obě teplé komory jsou kompletně chlazený vzduchem, který proudí vzduchovou mezerou směrem ke středu stroje. Dá se předpokládat, že teplota v popisovaném místě by dosahovala mnohem větších hodnot, pokud by bylo možno zohlednit i ventilační ztráty. Je tedy vidět, že i když je výpočtový model do jisté míry zjednodušen, tak i přesto umožňuje predikci možných "hotspotů".

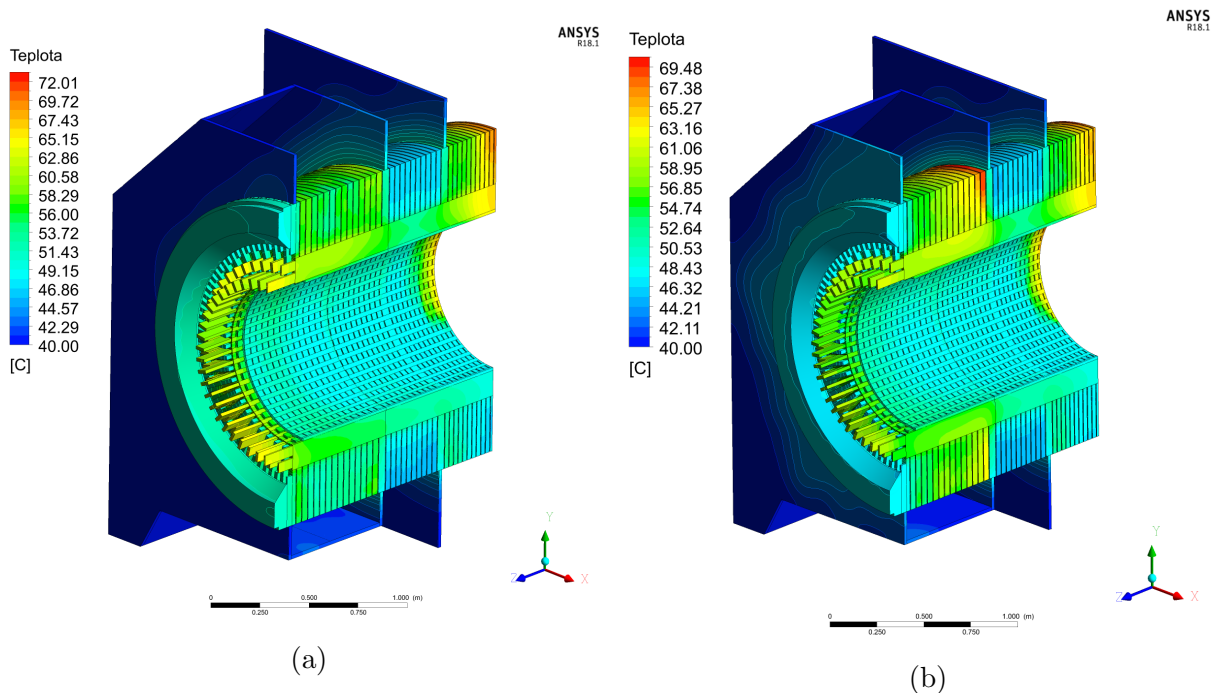
Jak již bylo zmíněno výše, poslední dvě varianty jsou mezním stavem. Každopádně tyto výpočty poukázaly na možnou cestu optimalizace statoru z pohledu chlazení. Porovnání středních teplot aktivních částí je v tabulce 4.7.

Pozice	Střední teplota [°C]			
	Originál	75% blokování	90% blokování	100% blokování
Vinutí statoru	62,5	62,7	62,8	65,9
Jádro statoru	58,3	58,1	58,3	61,5
Vinutí rotoru	85,3	84,2	86,2	85,5

Tabulka 4.7: Střední teplota aktivních částí při redukcí přepouštěcích kanálů

f) Varianta s redukcí vzduchové mezery

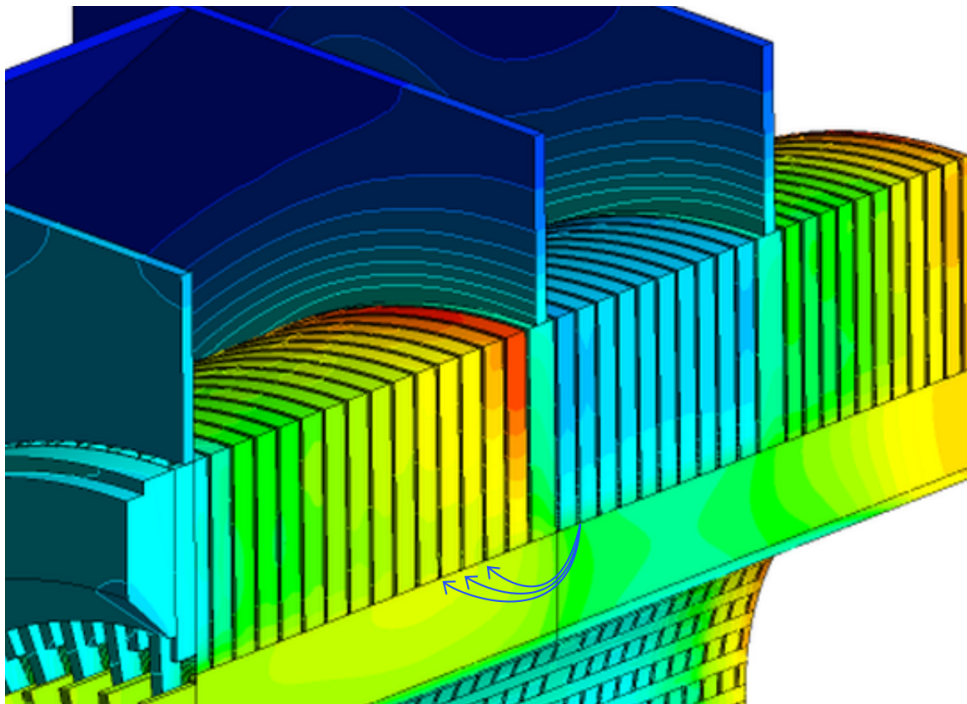
Tato část teplotní analýzy navazuje na závěry z kapitoly 4.4.1 bod e. Bylo zjištěno, že i při 50% redukcí průřezu vzduchové mezery zůstává směr proudění ve vzduchové mezeře stejný (obrázek 4.17) a teprve při 100% blokaci se směr proudění změní (obrázek 4.18). S tímto korespondují i výsledky teplot, které jsou vidět na následujícím obrázku 4.43.



Obrázek 4.43: a) 50% blokování, b) 100% blokování

Obrázek 4.43a je ukázkou, jak je manipulace se vzduchovou mezerou zásadní pro optimalizace chlazení. Při srovnání s výchozí variantou (obrázek 4.36) je

patrné, že došlo ke snížení teplot statorového jádra, ale i statorového vinutí v oblasti chladicí komory. To je důsledek většího průtoku vzduchu přepouštěcími kanály, což je logický důsledek blokace vzduchové mezery. I v tomto případě zůstává nejteplejší místo ve středu stroje. Na první pohled je vidět, že blokování vzduchové mezery vede k mnohem větší rovnoměrnosti teplot a dá se říct, že má ještě větší dopad na chlazení, než manipulace s průřezem přepouštěcích kanálů. Obrázek 4.43b ukazuje variantu, kdy je statorové jádro chlazeno výhradně vzduchem z chladicí komory, který je smíchaný se vzduchem z rotoru. Nepůsobí zde žádné axiální proudění z čelního prostoru. V tomto případě se ale více projeví neschopnost vzduchu dostat se do všech míst jádra. Detail na obrázku 4.44 naznačuje, jak vzduch není schopný po vyústění ze statorového jádra okamžitě zatočit do vedlejších statorových kanálů. Tímto pak vznikne jakýsi ventilační stín a nastane situace, kdy první pakety připadající k přední teplé komoře nejsou chlazeny dostatečně. U středové teplé komory je situace trochu jiná a je to s největší pravděpodobností dáno větším průtokem z rotoru, který donutí vzduch proniknout i mezi první pakety.



Obrázek 4.44: Následky 100 % blokace

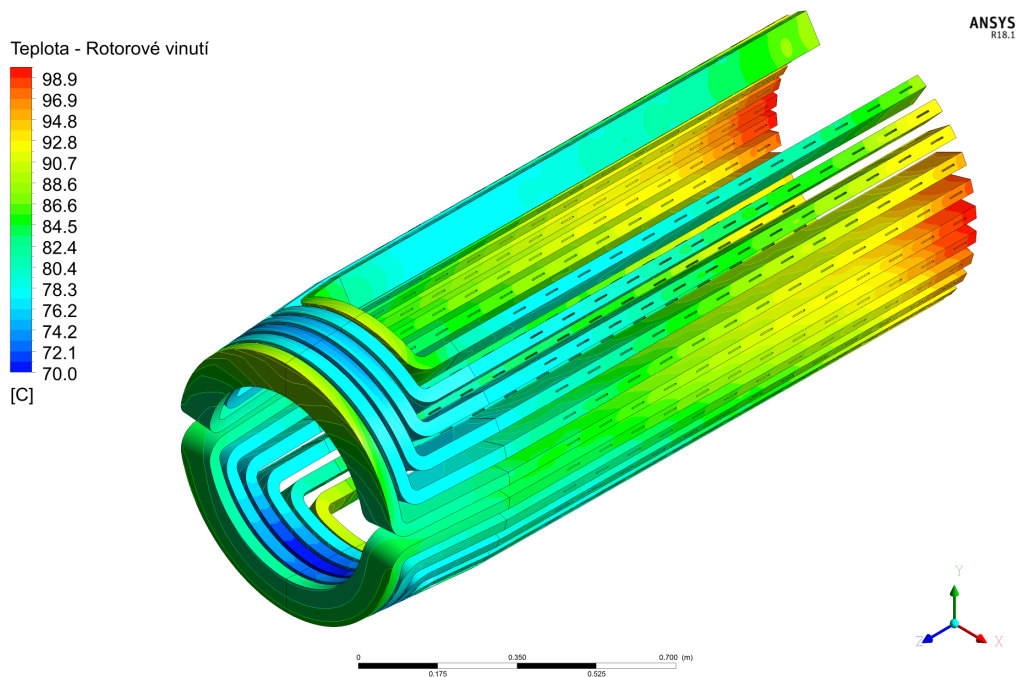
Pozice	Střední teplota [°C]		
	Originál	50% blokování	100% blokování
Vinutí statoru	62,5	59,3	58,5
Jádro statoru	58,3	55,2	54,9
Vinutí rotoru	85,3	82,7	82,2

Tabulka 4.8: Střední teplota aktivních částí při redukci vzduchové mezery

4.5.2 Rotor

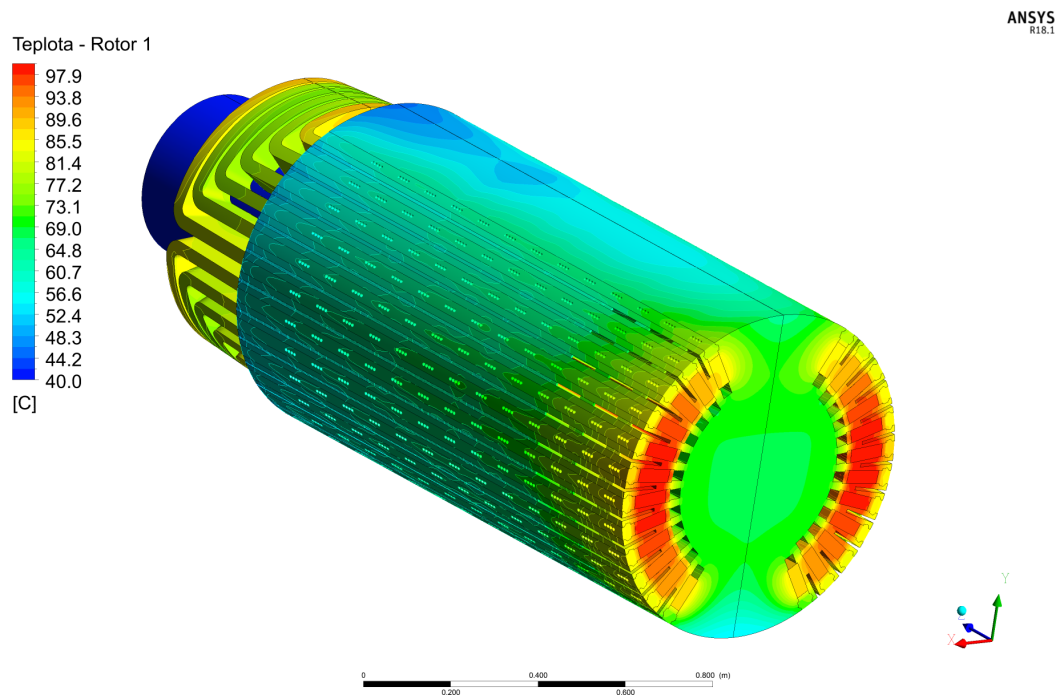
Rotor bývá při návrhu stroje dosti často omezujícím faktorem z pohledu teploty. Důvodem jsou velké budící proudy a potažmo ztráty. Elektrické ztráty v rotoru bývají 3 - 4x větší než ztráty vznikající ve statorovém vinutí a statorovém jádře. U rotoru může být důvodem vyšších dosahovaných teplot například nedostatečné chlazení rotorových čel nebo celkově špatně navržený ventilační systém. To pak samozřejmě může ovlivnit i drážkovou část. Běžné vyhodnocení vychází ze střední hodnoty oteplení rotorového vinutí. Tato hodnota je sice z pohledu normy dostačující, nicméně může být velice zavádějící. Prezentovaný numerický model nám tedy dá představu i o rozložení teploty v celém rotoru a umožní nám provést konstrukční zásahy dříve, než se rotor začne vyrábět. Toto je dosti zásadní, protože oproti statoru, kde se dá spousta věcí upravit i po jeho kompletaci, je rotor prakticky nemožné konstrukčně upravovat poté co je zkompletovaný.

a) Výchozí varianta



Obrázek 4.45: Rozložení teploty rotorového vinutí

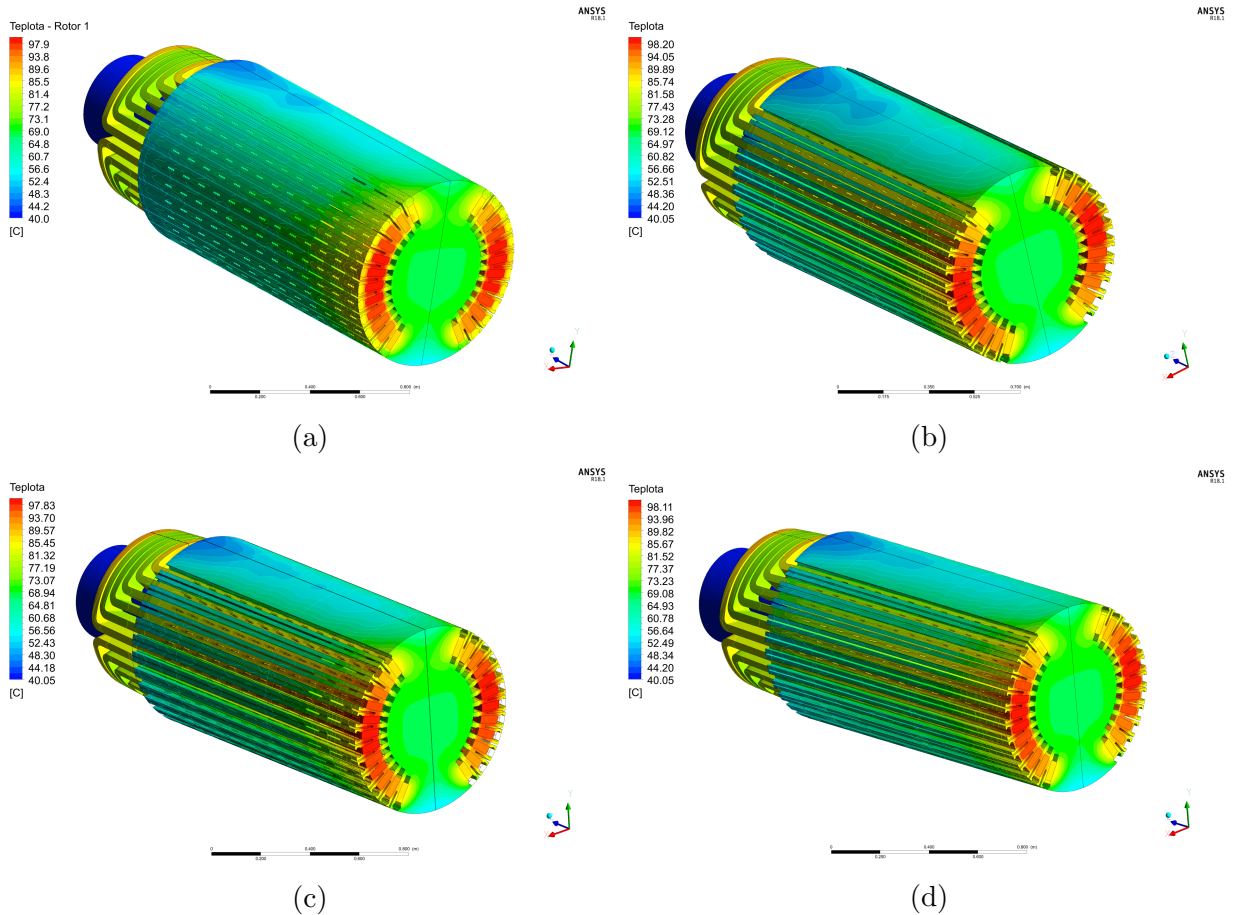
V porovnání se statorem jsou teploty na rotoru o něco vyšší. Obrázek 4.45 naznačuje velký teplotní gradient v rotorovém vinutí ve středu stroje. Na dalším obrázku (4.46) je vidět působení rotorového vinutí na výkovek rotoru, u kterého předpokládáme nulové ztráty (výkovek sám o sobě není zdroje ztrát). Na obrázku 4.45 je také možné pozorovat rozdílné teploty u krajních rotorových čel oproti ostatním. Lepší odvod tepla z krajních cívek je způsoben větším objemem oceli (velký zub), do kterého se teplo vzniklé ve vinutí může šířit. Rotor je sice opatřen ventilačními drážkami, které jsou vyfrézovány v ose zubu, ale tyto nemají zdaleka tak velký efekt, jaký by byl pro uchlazení cívek okolo roviny kolmé na rovinu pólu potřeba.



Obrázek 4.46: Vliv rotorového vinutí na výkovek

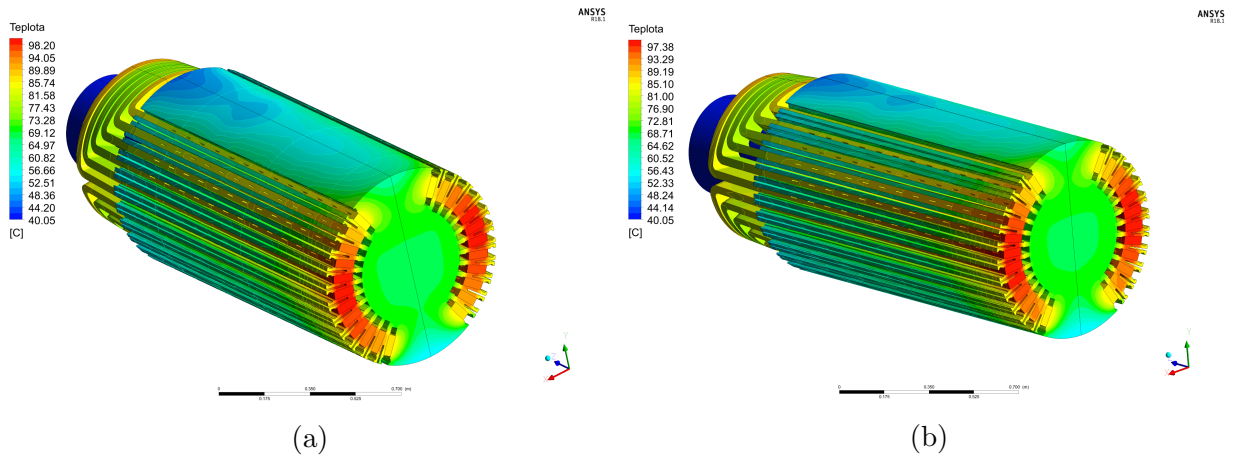
b) Varianty s kruhovými přepouštěcími kanály

Jak bylo v kapitole 4.5 v bodě e řečeno, změna tvaru, počtu a potažmo i průřezu přepouštěcích kanálů neměla žádný dopad na teploty na rotoru testovaného stroje. Tento fakt je velice důležitý a lze ho využít již při počátečním návrhu stroje. To má pak za následek větší manévrovací prostor a může lépe pracovat s daty z elektromagnetického výpočtu. Je dobré zmínit, že i když výpočtář navrhne konstrukční úpravy, tak poslední slovo bude mít konstruktér nebo mechanický výpočtář, který musí ověřit proveditelnost. Nicméně konstruktér má oproti výpočtáři více možností a většinou se v praxi dá dojít k uspokojivému řešení nebo kompromisu.



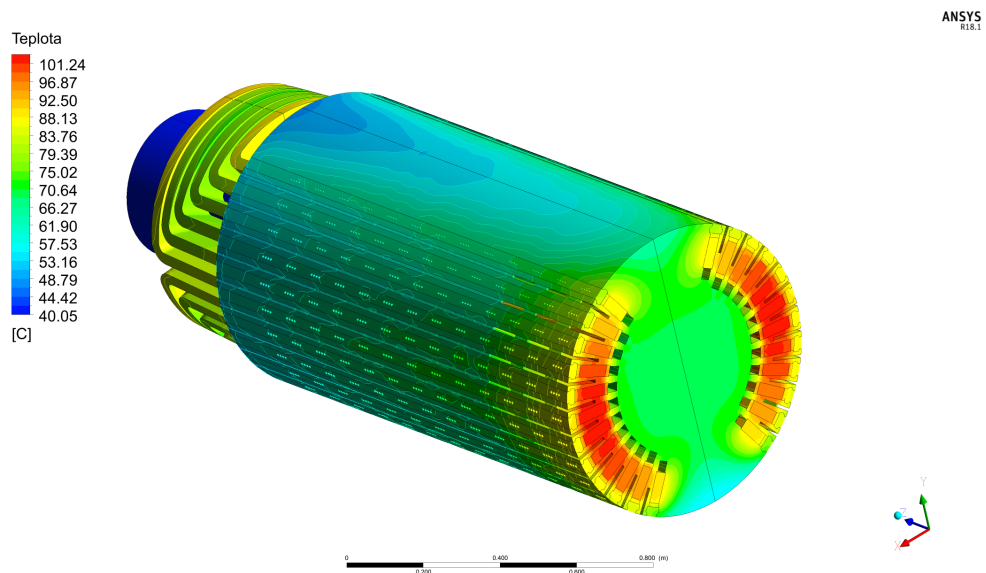
Obrázek 4.47: a) Výchozí varianta, b) 4 kruhové kanály, c) 8 kruhových kanálů, d) 12 kruhových kanálů

c) Redukce přepouštěcích kanálů



Obrázek 4.48: a) originální varianta, b) 75% blokování

Jak již bylo v kapitole 4.4.1 bod e konstatováno, redukce přepouštěcích kanálů na 25 % nijak zásadně neovlivní teplotu rotoru. Porovnání s originální variantou je na obrázku 4.48. Problém nastává až v případě varianty, kdy je 90 % průřezu přepouštěcích kanálů blokováno. Zde již dochází k nárůstu maximální teploty o 4°, viz obrázek 4.49.

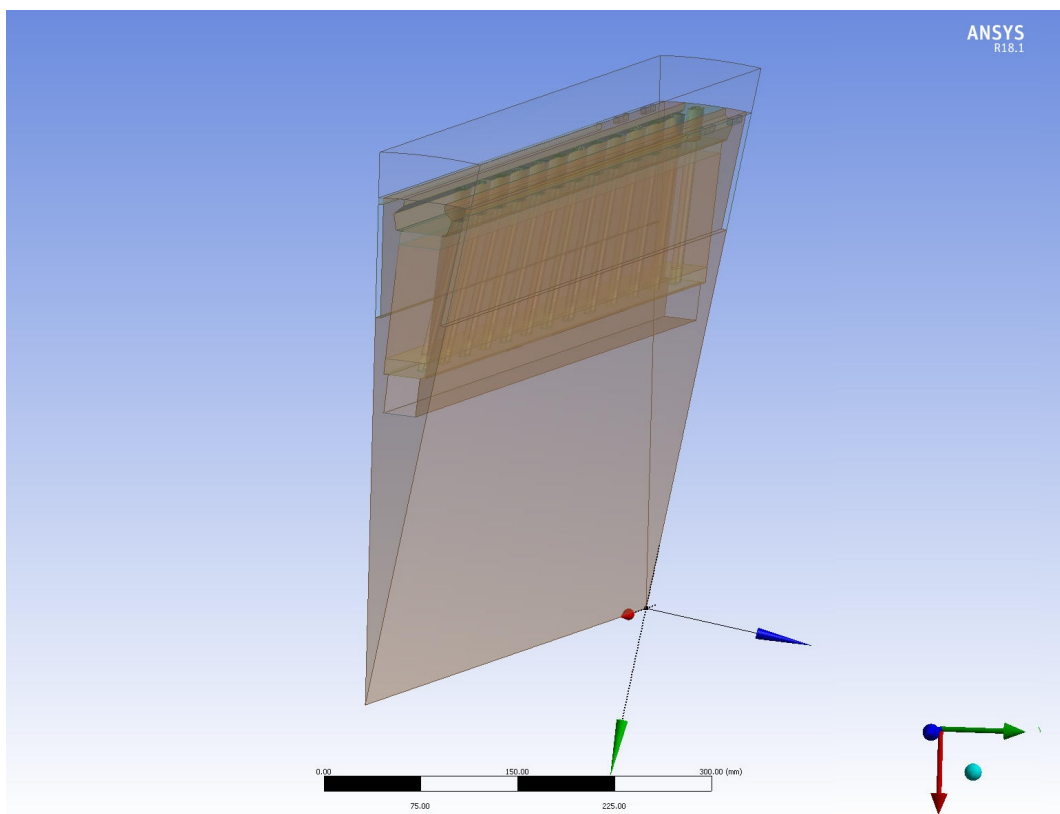


Obrázek 4.49: 90% blokování

Na první pohled se může zdát že 4° není mnoho, ale v momentě, kdy bychom připočítali i vliv ventilačních ztrát, mohl by být výsledný nárůst mnohem větší. Také je potřeba zmínit, že v dnešní době, kdy jsou stroje navrhovány na hranici fyzikálních možností, tak i tyto 4 stupně mohou hrát roli.

d) Rotorové radiální kanály

V případě této varianty bylo přikročeno k razantnímu zjednodušení. Důvodem tohoto zjednodušení byly komplikace s vytvořením výpočetní sítě v oblasti rotorových radiálních kanálů. Jejich náklon způsobil problémy se sítí v oblasti rotorového vinutí a došlo tak k vytvoření tetrahedrální sítě, což mělo za následek zhoršení kvality a nepřijatelný nárůst buněk. Proto byl pro případ této simulace použit pouze výřez části rotoru, viz obr 4.50.



Obrázek 4.50: Výřez rotoru

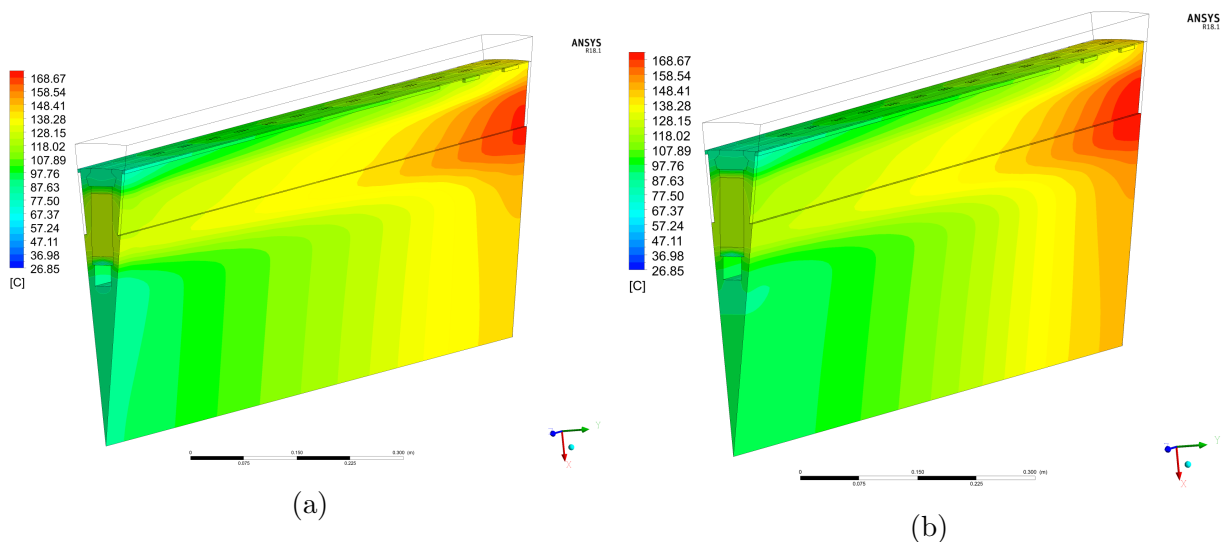
Proudění v dané části stroje bylo dále definováno okrajovými podmínkami.

Konkrétně má uvedený model tři vstupy typu velocity-inlet a jeden výstup typu pressure-outlet. Tyto vstupy a výstupy jsou vyznačeny na obrázku 4.50 a také v tabulce 4.9.

Typ okrajové podmínky	Hodnota	Jednotka
1. Vstupní rychlost	20	m/s
2. Vstupní rychlost	30	m/s
3. Vstupní rychlost	20	m/s
Výstupní tlak	0	Pa

Tabulka 4.9: Okrajové podmínky pro zjednodušený model

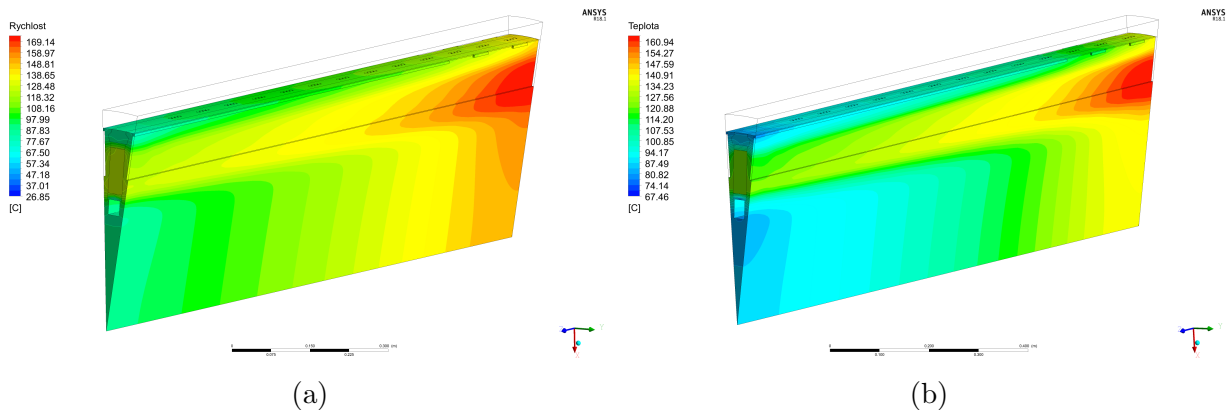
V této simulaci byla porovnána originální varianta (kolmé radiální kanály) s variantou s nakloněnými kanály. Konkrétně byla vybrána varianta A popsaná v kapitole 4.4.2, která prokázala nejlepší vlastnosti z pohledu proudění vzduchu. Porovnání rozložení teploty je vidět na obrázku 4.51. I když se naklonění kanálů ukázalo jako účinné z pohledu proudění vzduchu, tak z pohledu teploty to není až tak jednoznačné. Z obrázku 4.51 je vidět, že nedošlo ke změně maximální teploty, ale došlo ke změně rozložení teploty, které se zdá být lepší u původní varianty. U šikmých kanálů je oblast s vyšší teplotou větší než u originálu.



Obrázek 4.51: a) originální varianta, b) nakloněné kanály

e) Poddrážkový kanál

Úprava geometrie poddrážkového kanálu je nejjednodušší možností jak zasáhnout do ventilačního obvodu rotoru. V tomto případě se jedná pouze o menší úpravy, které spočívají ve změně radiální výšky poddrážkového kanálu. Nabízí se dvě možnosti. První možnost je varianta s proměnnou výškou, kdy na vstupu je velikost průřezu stejná, jako v případě originální varianty a ve středu rotoru je výška poloviční. Průběh výšky mezi těmito body je lineární. Druhou možností je zvětšení průřezu stejnoměrně po celé délce rotoru. Konkrétně toto znamená zvětšení radiální hloubky o 8 mm. Druhá varianta je samozřejmě o něco jednodušší, nicméně je zde problém minimální tloušťky rotorového zubu, který musí být dostatečně široký, aby vydržel konstantní radiální namáhání při "overspeed" testu (krátkodobé navýšení otáček v rámci typových zkoušek) a při dlouhodobém provozu. Proto je v takovýchto případech nutné provést orientační mechanický výpočet této části rotoru. Na základě tohoto výpočtu bylo povoleno prohloubení poddrážkového kanálu maximálně o 8 mm.



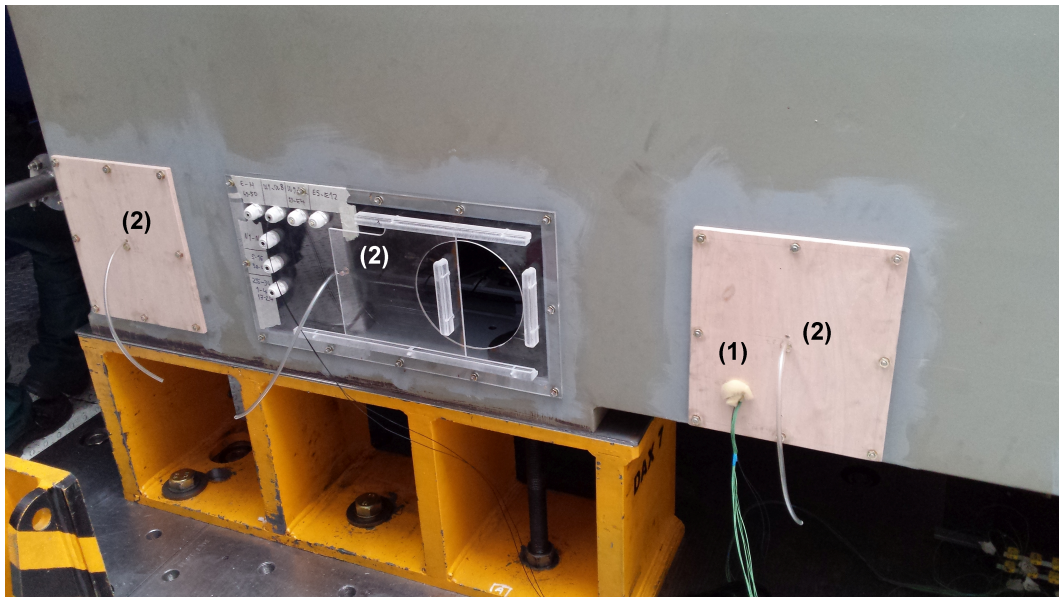
Obrázek 4.52: a) šikmý poddrážkový kanál, b) hlubší poddrážkový kanál

Výsledné teploty pro obě varianty jsou vidět na obrázcích 4.52a a 4.52b. Ukázalo se, že mnohem zásadnější vliv má prohloubení poddrážkového kanálu stejnoměrně po celé jeho délce. Tato úprava zapříčinila pokles maximální teploty o téměř 9°. V případě rotoru se jedná o významné zlepšení a to hlavně z toho důvodu, že bývá často limitujícím prvkem z pohledu teploty.

5 Porovnání výsledků

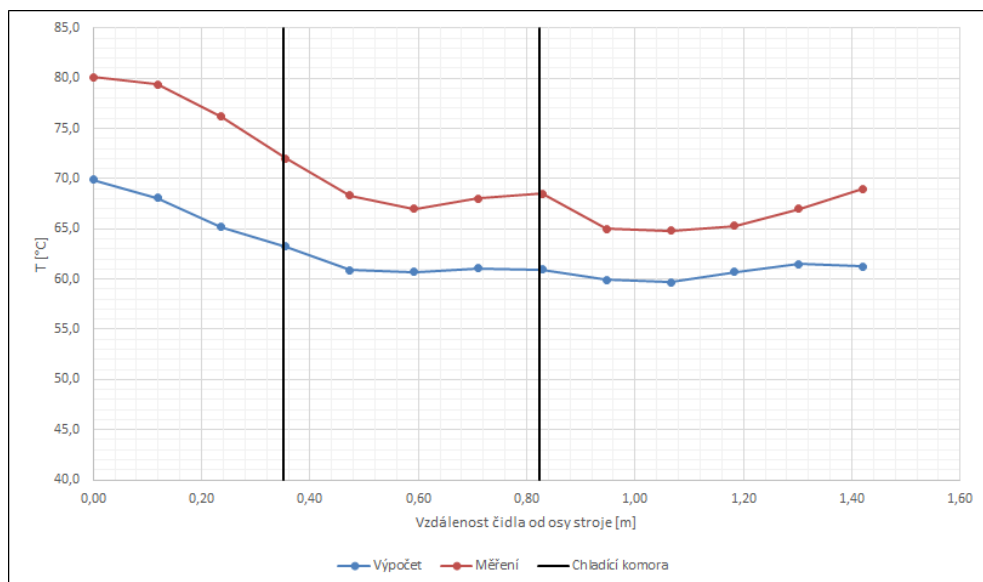
Tato kapitola se zaměřuje na porovnání výsledků z numerických analýz s naměřenými hodnotami. Znovu je potřeba zdůraznit, že v této fázi vývoje modelu je nutné pozorovat zejména trendy, nikoliv absolutní hodnoty. Dále je potřeba vzít v potaz, že ne všechny numericky simulované varianty je možné reálně otestovat. Již v kapitole 4.4.1 bylo zmíněno, že úplné zakrytí vzduchové mezery není prakticky realizovatelné. Také není možné z ekonomických a praktických důvodů vyrobit stejný stroj s jiným tvarem přepouštěcích kanálů pouze pro potřeby testování. Z toho vyplývá, že v praxi je vždy vyvíjen tlak na to, aby většina testů byla provedena na strojích vyráběných na zakázku. Výroba takto velkých strojů "na sklad" se v praxi neprovádí, vzhledem k rozdílným požadavkům zákazníků na různé parametry stroje.

Z pohledu jednoduchosti přípravy typové zkoušky je redukce přepouštěcích kanálů nejjednodušší variantou. V tomto případě totiž není potřeba provádět žádné zásadní úpravy. Pro potřeby těchto zkoušek stačí provizorní kryty vyrobené z překližky (viz obr. 4.12b), které poslouží jako clony v oblasti přepouštěcích kanálů a dále pro zakrytí bočních inspekčních otvorů. Tyto poslouží pro vyvedení čidel a pro měření statického tlaku, viz obr. 5.1.



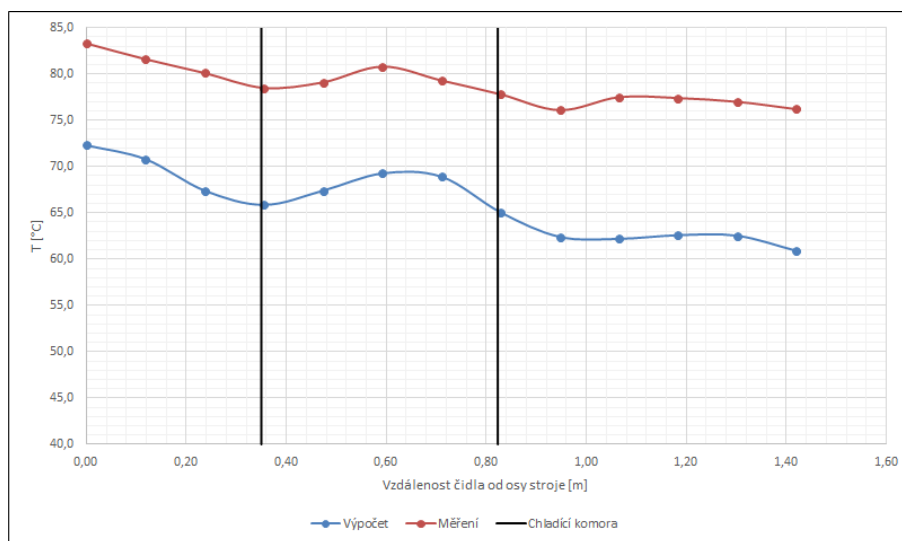
Obrázek 5.1: Inspekční otvory s dočasnými kryty (1) Vývod čidel pro měření teploty vzduchu, (2) vývody pro měření statického tlaku

Na obrázku 5.2 je vidět porovnání numerického výpočtu teploty statorové tyče v podélném směru s naměřenými hodnotami. V tomto případě se jedná pouze o průběhy teplot pro originální variantu. Zde je patrné, že absolutní hodnoty se do jisté míry liší, ale trend obou průběhů je takřka totožný. Lze tedy předpokládat, že numerický model odpovídá skutečnosti a přesnost modelu bude závislá na odstranění zjednodušení, která byla zmíněna v kapitole 4.3. Jako diskutabilní by se dal označit trend na konci stroje, kde se oba průběhy rozchází. Zde je s největší pravděpodobností na vině zjednodušení čel statorového vinutí. Tento vliv je v případě výpočtu značně redukován, protože nebylo počítáno s navýšením ztrát působením rozptylu statorového pole. Dalo by se tedy očekávat, že umělým zvýšením ztrát (simulace rozptylu) by došlo k nárůstu teploty v krajní části statorového vinutí.



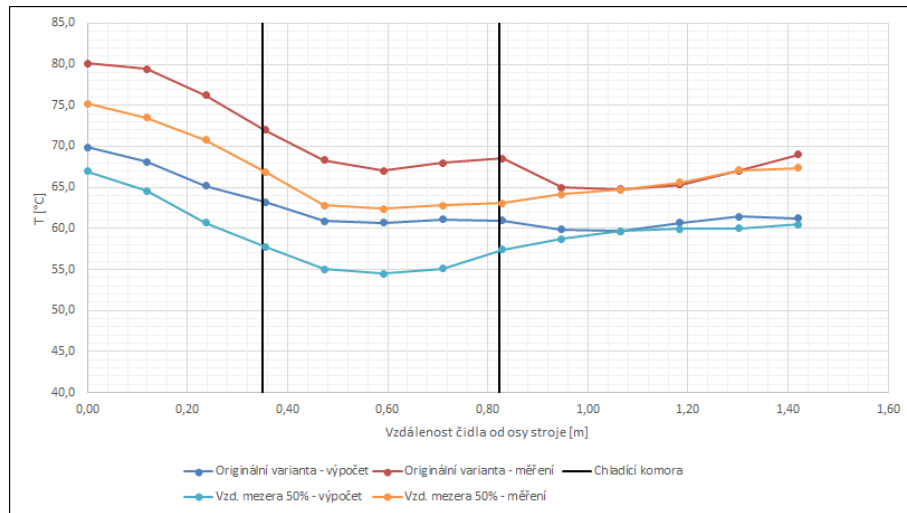
Obrázek 5.2: Originální varianta - porovnání výpočtu s měřením teploty statorového vinutí

Na dalších obrázcích lze pozorovat podobnou shodu v průběhu teploty i pro varianty s redukovánými přepouštěcími kanály. Jako nejzásadnější příklad lze uvést variantu se 100% zakrytím přepouštěcích kanálů (obr. 5.3). Zde, stejně jako v předchozím případě, je vidět vzájemná podobnost mezi naměřeným průběhem teploty a vypočteným průběhem teploty.

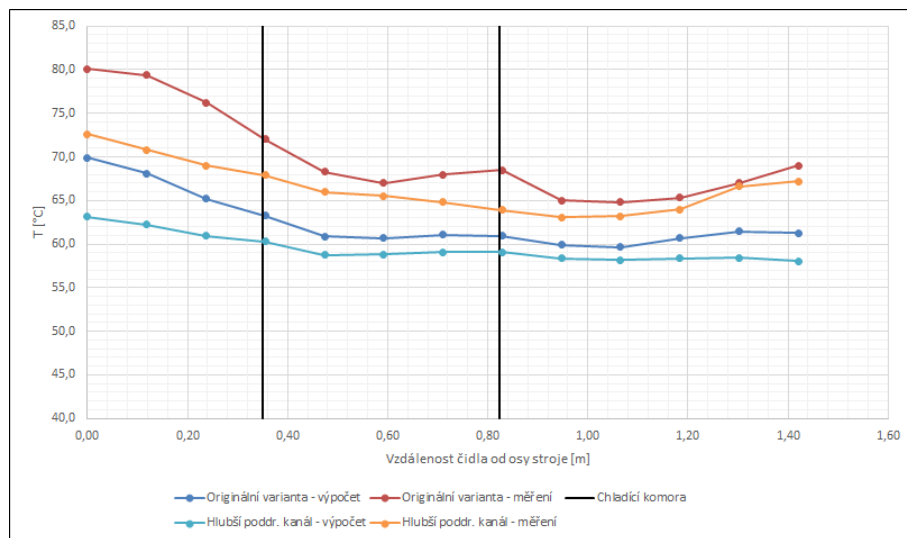


Obrázek 5.3: 100% redukce přepouštěcích kanálů - porovnání výpočtu s měřením teploty statorového vinutí

Dále zobrazené grafy (5.4 a 5.5) porovnávají vždy originální variantu s variantou, kdy je vzduchová mezera redukována na 50% (5.4) a s variantou s hlubším poddrážkovým kanálem (5.5). Zobrazeny jsou jak spočtené, tak naměřené průběhy. Tyto dvě varianty se ukázaly jako nejvíce ovlivňující maximální teplotu stroje. V tomto případě konkrétně statorového vinutí. Důvody těchto změn jsou podrobně popsány v předchozí kapitole (4.5)



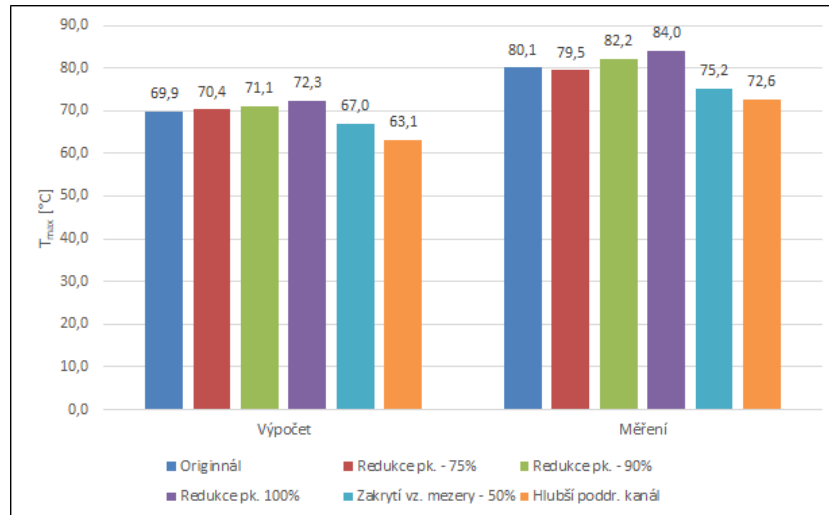
Obrázek 5.4: Porovnání originální varianty s redukovanou vzd. mezerou na 50% - výpočet a měření teploty statorového vinutí



Obrázek 5.5: Porovnání originální varianty s hlubším poddrážkovým kanálem - výpočet a měření teploty statorového vinutí

Následující graf (obr. 5.6) zobrazuje porovnání maximálních hodnot jak pro naměřené hodnoty, tak pro vypočtené. Zde se potvrzuje předpoklad nejvyšší maximální teploty v případě 100 % zakrytí přepouštěcích kanálů, charakterizovaný fialovou barvou. Naproti tomu v případě variant s redukovanou vzd.

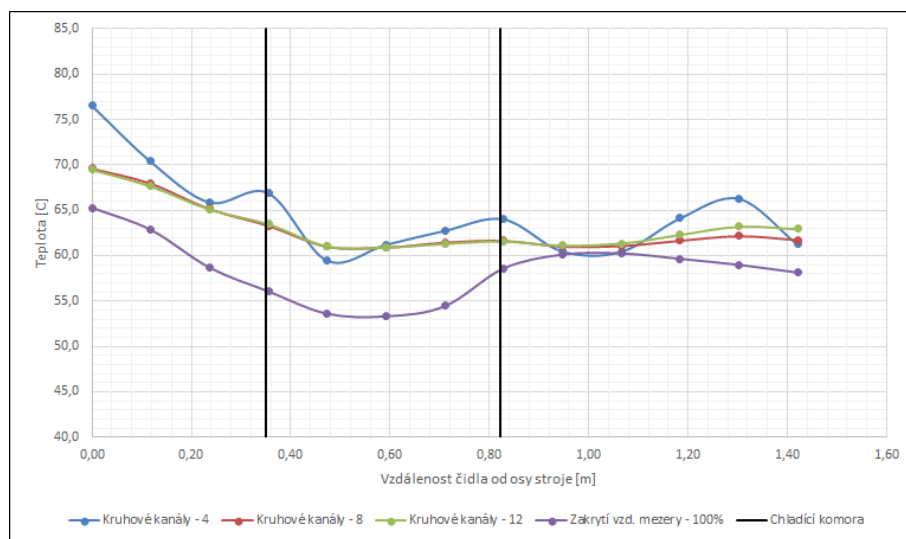
chovou mezerou (světle modrá) a hlubším poddrážkovým kanálem (oranžová) je vidět pokles maximální teploty v porovnání s originální variantou.



Obrázek 5.6: Porovnání maximálních hodnot teploty statorového vynutí

Při podrobnějším zkoumání trendů je možné vidět menší odchylky. Tyto odchylky jsou důsledkem nenalezení odpovídajícího modelu. Nicméně, pro tento výzkum byly důležité výsledné trendy průběhu teploty a ty jsou velice podobné těm naměřeným. Dá se tedy předpokládat, že dalším laděním modelu na reálné hodnoty, se budou dát vysledovat přesné dopady změn.

Pro úplnost celého zhodnocení jsou v následujícím grafu 5.7 uvedeny i vypočtené průběhy variant, které nebylo možné z praktického hlediska realizovat. Mezi tyto se řadí například varianty s kruhovými kanály. Zde poněkud vyčnívá varianta se čtyřmi kruhovými kanály, kde by se výsledný průběh dal zpochybnit, protože značně vybočuje z předpokládaného trendu. Je ale potřeba dodat, že v tomto případě také došlo k celkové redukci průtočného průřezu přepouštěcích kanálů. Mohou zde působit dva vlivy dohromady, tedy tvar a velikost průřezu.



Obrázek 5.7: Porovnání průběhu teplot statorového vinutí dalších analyzovaných variant

Závěr

Tato práce je zaměřena na ventilačně-tepelný výpočet synchronního turbogenerátoru. V prvních sekcích se tato práce zaměřuje na uvedení současného stavu na trhu s turbogenerátory a zhodnocuje stav metodiky výpočtu těchto strojů. V další sekci jsou vypsané jednotlivé cíle, které byly stanoveny na samotném počátku.

Hlavní myšlenka této disertační práce je ale postavena na třech sekcích, které následují. První z těchto kapitol je kapitola 3, ve které je popsána teorie potřebná k pochopení řešené problematiky. Jsou zde zejména uvedeny jednotlivé výpočetní metody, využitě během výpočtu, ale je zde také nastíněna stručná teorie proudění a šíření tepla. Další a pravděpodobně nejdůležitější sekce se zabývá postupem a metodami řešení. Zde jsou na začátku popsány výpočetní nástroje, které byly nezbytné pro provedení výpočtu. Dále jsou zde zařazeny dvě stěžejní sekce, které popisují samotnou ventilační a tepelnou analýzu. Jsou zde podrobně popsány jednotlivé výpočty statoru i rotoru. Před samotným závěrem ještě následuje velice důležitá kapitola, která se zabývá rozborem a porovnáním jednotlivých výsledků. Je zde provedeno srovnání vypočtených a naměřených hodnot a výsledky jsou dále diskutovány.

Z výsledků prezentovaných v kapitole 5 je jasně vidět důležitost oblasti vzduchové mezery. Tato část stroje je zcela zásadní co se týče dopadu na celkové oteplení stroje. Bylo přímo dokázáno (viz obr 5.4), že zmenšení průřezu vzduchové mezery na kraji stroje vede ke snížení celkového oteplení statoru. Důvodem je redukce množství vzduchu proudícího do vzduchové mezery a naopak jeho navýšení v přepouštěcích kanálech, a z toho plyne pokles teploty statorového vinutí.

Další zásadní oblastí, co se týče výrazného vlivu na oteplení stroje, je poddrážkový kanál. Předmětem testů bylo prohloubení poddrážkového kanálu. Výpočtem bylo potvrzeno snížení teploty rotorového vnutí (viz obr 4.52b) a potažmo i snížení maximálního oteplení statorového vinutí (viz obr 5.5).

Lze tedy s výhodou využít představený numerický model a pomocí parametrizace klíčových oblastí lze snadno spočítat několik různých variant a optimalizovat tak jakýkoliv stroj. Díky tomuto modelu lze značně snížit riziko přehřívání stroje v běžném provozu. Pokud by bylo možné využít většího výpočetního výkonu, čas výpočtu by se tím značně zkrátil a výpočtář by měl

dost času představit několik variant dříve, než bude konstruktér nucen uvolnit příslušný výkres do výroby.

Výsledek výzkumu prezentovaný v této práci nabízí spoustu možností, jak navázat a dále vylepšit či zpřesnit celkové výsledky. Asi nejvíce se nabízí možnost zapracovat na zpřesnění modelu a odstranit tak limitující faktory zmíněné v 4.1. Pak je ale nutné, jak již bylo zmíněno v předchozím odstavci, počítat s potřebou vyššího výkonu výpočetní stanice. Jsou zde i další možnosti, jak tuto práci rozvíjet a zejména využít možnosti programového balíku Ansys a pokusit se propojit tento výpočet s elektromagnetickým a tím získat reálné rozložení proudové hustoty a tím pádem i ztrát.

Reference

- [1] Xiong Bin, Gu GuoBiao, Ruan Lin, Li ZhenGuo, Fu DePing and Gao JinShui, "The analysis and simulation experiment of stator cooling for large evaporative cooling turbo generator," 2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Busan, 2013, pp. 105-108. doi: 10.1109/ICEMS.2013.6754527
- [2] L. Wang, W. Chen, D. Tao, W. Li and B. Ge, "Research on the Impact of Screen Properties on Eddy Current and Flux in End Region of a Large Air-Cooled Turbo-Generator," in IEEE Transactions on Energy Conversion, vol. 31, no. 1, pp. 218-227, March 2016. doi: 10.1109/TEC.2015.2487513
- [3] Luan Ru, Jiang Zhi-jian and Li Ying-zi, "Simulation for researching stator insulation structure of 135MW evaporative cooling turbo-generator by marinating," 2008 International Conference on Electrical Machines and Systems, Wuhan, 2008, pp. 132-135.
- [4] B. Xiong and G. Gu, "Designing air cooling rotor for evaporative cooling turbo generator," 2008 International Conference on Electrical Machines and Systems, Wuhan, 2008, pp. 557-560.
- [5] J. Gao, H. Guo, B. Xiong and G. Gu, "Study of the gas-flow and heat-transfer in the wedge-shaped air gap of evaporation cooling turbo generator," 2009 International Conference on Electrical Machines and Systems, Tokyo, 2009, pp. 1-4. doi: 10.1109/ICEMS.2009.5382933
- [6] Yang Yan-jun, Liang Yan-ping and Chen Jing, "Thermal field calculation for the rotor of large turbo-generator," Proceedings of 2011 6th International Forum on Strategic Technology, Harbin, Heilongjiang, 2011, pp. 584-588.
- [7] Mohammadi, Masoud a Hassan ANSARI. Thermal analysis of the rotor of large air-cooled turbo generators. Teheran: Thermal Power Plants (CTPP), 2011 Proceedings of the 3rd Conference on, 2011. ISBN 978-1-4799-0591-1.
- [8] Ondruška, Emil a Antonín MALOUŠEK. Ventilace a chlazení elektrických strojů točivých. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1985.
- [9] Gerada, Chris, Peter H. CONNOR, Chris MICALLEF, Chris TIGHE, Carol N. EASTWICK a Steve J. PICKERING. Computational fluid dynamics modelling of an entire synchronous generator for improved thermal management. IET Electric

- Power Applications [online]. 2013, 7(3), 231-236 [cit. 2016-05-30]. DOI: 10.1049/iet-epa.2012.0278. ISSN 1751-8660. Dostupné z: <http://digital-library.theiet.org/content/journals/10.1049/iet-epa.2012.0278>
- [10] Hak, Josef a Oldřich OŠLEJŠEK. Výpočet chlazení elektrických strojů. Brno: Výzkumný a vývojový ústav elektrických strojů točivých, 1973.
- [11] Pokorný, Milan. Navier–Stokesovy rovnice [online]. Praha, 2014 [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: <http://www.karlin.mff.cuni.cz/~pokorny/NS.pdf>. Skriptum.
- [12] Janalík, Jaroslav. Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin [CD-ROM]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008. ISBN 978-80-248-1910-5.
- [13] Křivonožka, Jan. Matematické modelování pole proudění a transportu pasivní příměsi v mezní vrstvě atmosféry [online]. Praha, 2009 [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: http://www.kvhem.cz/wp-content/uploads/2009/10/DP_Krivonozka_Jan.pdf. Diplomová práce. Česká zemědělská Univerzita v Praze. Vedoucí práce Doc. Mgr. Marek Vach, PhD.
- [14] Kučera, Jan. [online]. Český Krumlov, 2014 [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: https://www.gymck.cz/storage/1327301197_sb_8b_fy_vnitri_energie_teplo.pdf. Učební text. Gymnázium Český Krumlov.
- [15] VDI heat atlas. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 35-407-7876-4.
- [16] Volf, Ivo, Miroslava JAREŠOVÁ a Miroslav OUHRABKA. Přenos tepla [online]. 2012 [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: <http://fyzikalniolympiada.cz/texty/texttz.pdf>. Učební text.
- [17] Jahoda, Milan. Počítačová dynamika tekutin – užitečný nástroj pro inženýry [online]. 2014 [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: http://uchi.vscht.cz/uploads/pedagogika/bezpecnostni_inzenyrstvi/CFD.shrnuti.pdf. Vysoká škola Chemicko-technologická v Praze. Vedoucí práce Učební text.
- [18] S. S. Kumar, S. Karthikeyan and E. C. Seelan, "Effect of rotational speed on conjugate heat transfer from an uniformly heated rotating axisymmetric disk," 2014 International Conference on Science Engineering and Management Research (ICSEMR), Chennai, 2014, pp. 1-5.

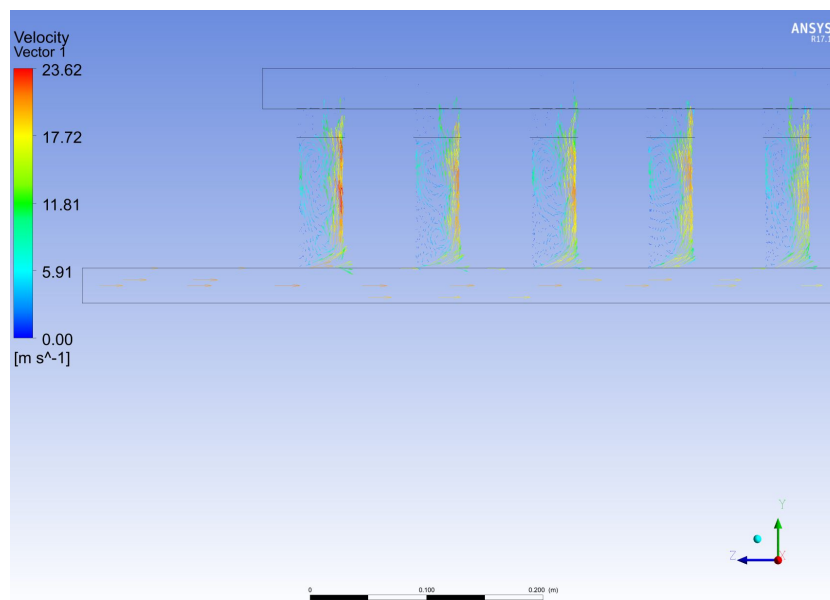
- [19] Xiao Guoquan, "Investigation of fluid-solid conjugate heat transfers for a sedan exhaust system," 2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering, Wuhan, 2011, pp. 5076-5079.
- [20] Hadzhiev, I. Yatchev and E. Mechkov, "Conjugate Heat Transfer Analysis Using 3D FEM Model of an Oil-immersed Distribution Transformer," 2018 International Conference on High Technology for Sustainable Development (HiTech), Sofia, 2018, pp. 1-4.
- [21] O. O. Gusebnikova, V. S. Bcrdnikov, K. A. Mitin and V. A. Grishkov, "Conjugate Heat Transfer Under Natural Convective Upward Inleakage of the Jet on the Obstacle of Finite Thermal Conductivity," 2018 XIV International Scientific-Technical Conference on Actual Problems of Electronics Instrument Engineering (APEIE), Novosibirsk, 2018, pp. 96-99.
- [22] C. Ortiz, A. W. Skorek, M. Lavoie and P. Benard, "Parallel CFD Analysis of Conjugate Heat Transfer in a Dry-Type Transformer," in IEEE Transactions on Industry Applications, vol. 45, no. 4, pp. 1530-1534, July-aug. 2009.
- [23] S. Han and H. G. Choi, "A Finite Element Analysis of Conjugate Heat Transfer inside a Cavity with a Heat Generating Conducting Body," 2013 International Conference on Information Science and Applications (ICISA), Suwon, 2013, pp. 1-2.
- [24] M. Mobli, R. Mahamud and T. I. Farouk, "High pressure micro plasma discharge: Effect of conjugate heat transfer," 2013 19th IEEE Pulsed Power Conference (PPC), San Francisco, CA, 2013, pp. 1-6.
- [25] ANSYS Customer Portal [online]. 2016 [cit. 2016-05-27]. Dostupné z: <https://support.ansys.com/portal/site/AnsysCustomerPortal>
- [26] Gupta, Jatin. Application of Conjugated Heat Transfer (CFHT Methodology for Computation of Heat transfer on a Turbine Blade) [online]. Ohio, 2009 [cit. 2016-11-07]. Dostupné z: https://etd.ohiolink.edu/rws_etd/document/get/osu1230064860/inline. Diplomová práce. The Ohio State University.
- [27] Paul F. BOULOS, KEVIN E. LANSEY, BRYAN W. KARNEY., Paul F. Boulos, Kevin E. Lansey, Bryan W. Karney. Comprehensive water distribution systems analysis handbook for engineers and planners. 2nd ed. Pasadena, Calif: MWH Soft, Inc, 2006. ISBN 09-745-6895-3.

- [28] Mošová, Vratislava. Numerické metody. In: <http://physics.ujep.cz/CZ/> [online]. 2003 [cit. 2016-11-07]. Dostupné z: <http://physics.ujep.cz/~jskvor/NME/DalsiSkripta/numerickemetody.pdf>
- [29] Z. Wang and J. Han, "Numerical simulation of air flow distribution in large air-cooled turbo generator rotor at different rotation speed and inlet pressure," 2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Hangzhou, 2014, pp. 2352-2355. doi: 10.1109/ICEMS.2014.7013898
- [30] B. Xiong and G. Gu, "Designing air cooling rotor for evaporative cooling turbo generator," 2008 International Conference on Electrical Machines and Systems, Wuhan, 2008, pp. 557-560.
- [31] Wang Lihui, Li Junqing and Zhang Xiaorong, "Thermal analysis on the stator of turbo-generators with hollow sub-conductor blockage," 2007 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS), Seoul, 2007, pp. 1080-1083.

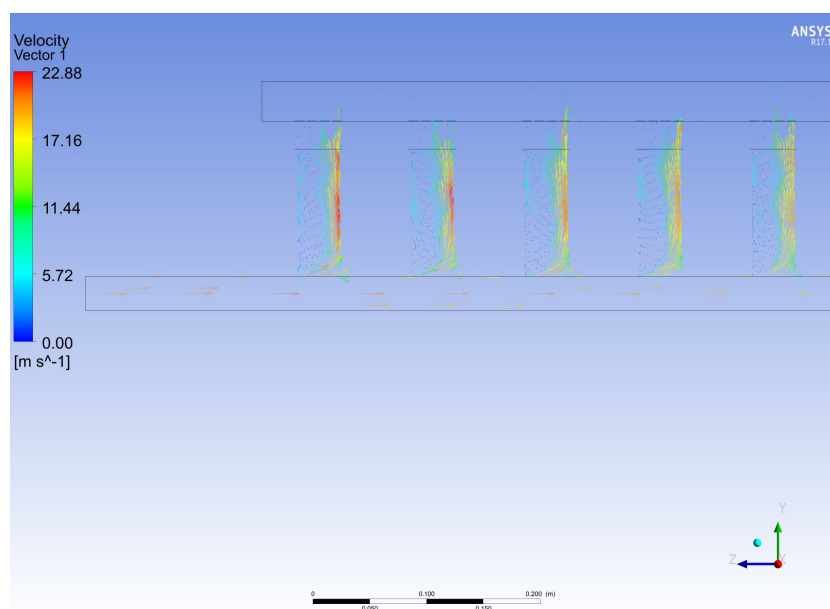
Publikace

- [1] Franc Jiří. Elektrotechnika a informatika 2014: Ventilační systémy používané v turbogenerátorech, 2014. ISBN 978-80-261-0367-7.
 - [2] Franc Jiří. Elektrotechnika a informatika 2015: Softwarový nástroj pro ventilační výpočty turbogenerátoru, 2015. ISBN 978-80-261-0514-5.
 - [3] Franc Jiří. Elektrotechnika a informatika 2016: Analýza rotorového ventilačního systému vzduchem chlazeného turbogenerátoru, 2016. ISBN: 978-80-261-0516-9.
 - [4] Franc Jiří; Pechánek Roman; Kindl Vladimír. Mechatronika 2016: Optimisation of ventilation system of the air-cooled turbo generator, 2016
 - [5] Pechánek Roman; Franc Jiří. ELPO 2017: Numerická analýza chlazení rotoru synchronního stroje, 2017
 - [6] Pechánek Roman; Franc Jiří; Kindl Vladimír. ELPO 2017: Modelování chlazení vysokootáčkového synchronního motoru, 2017
 - [7] Franc Jiří; Pechánek Roman. ICEM 2018: Ventilation-thermal calculation of 40 MW synchronous machine, 2018
 - [8] Pechánek Roman; Kindl Vladimír; Franc Jiří. Proceedings of the 18th International Conference on Mechatronics - Mechatronika (ME): Different approach in thermal modeling of permanent magnet synchronous motor, 2018
 - [9] Franc Jiří; Pechánek Roman. Mechatronics 2017: Analysis of rotor ventilation system of air cooled synchronous machine through computational fluid dynamics, 2018
 - [10] Pechánek Roman, Franc Jiří. ELPO 2019: Konstrukční úpravy chladicího systému syn-chronního stroje velkého výkonu, 2019
 - [11] Pechánek Roman, Franc Jiří. ELPO 2019: Kvalifikace teplotních změn vlivem konstrukčních úprav synchronního stroje velkého výkonu, 2019
- Článek s impakt faktorem:**
- [12] Franc Jiří, Pechánek Roman, Kindl Vladimír, Zavřel Martin. Electrical Engineering - Springer: Ventilation system with skewed rotor cooling ducts of 40-MW synchronous machine: a case study, 2019. ISSN: 0948-7921.

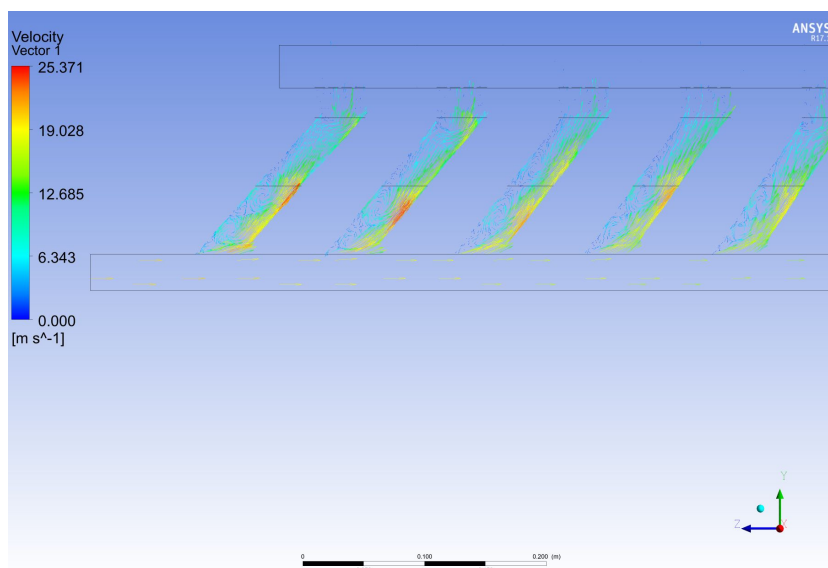
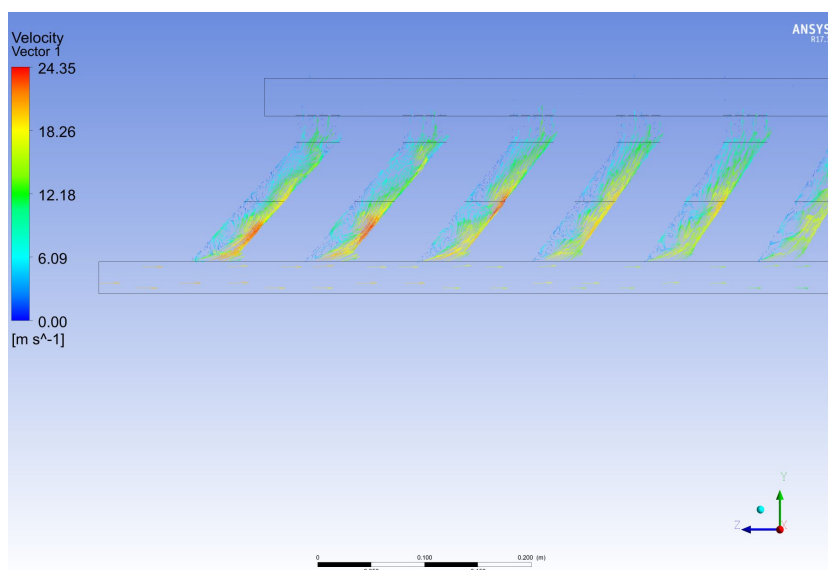
A Přílohy

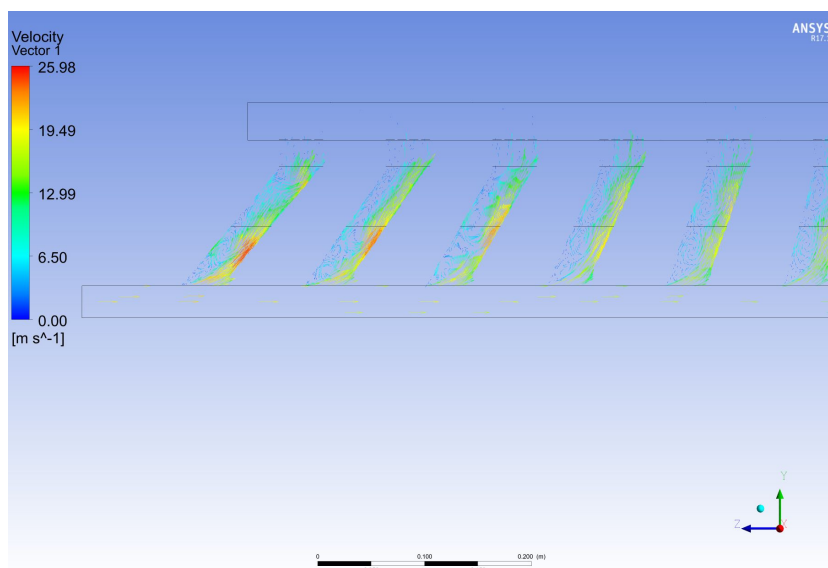


Obrázek A.1: Rotorové kanály - originální varianta ($k-\epsilon$ Realizable)

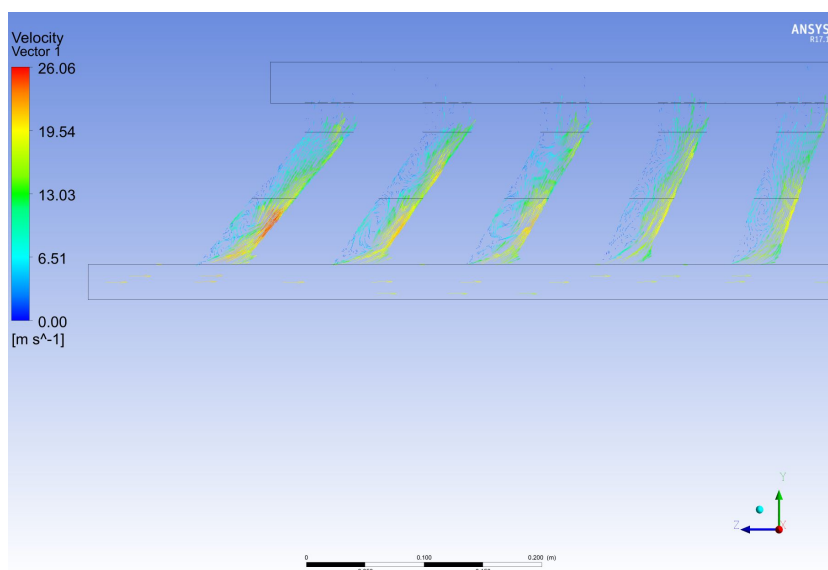


Obrázek A.2: Rotorové kanály - originální varianta ($k-\omega$ SST)

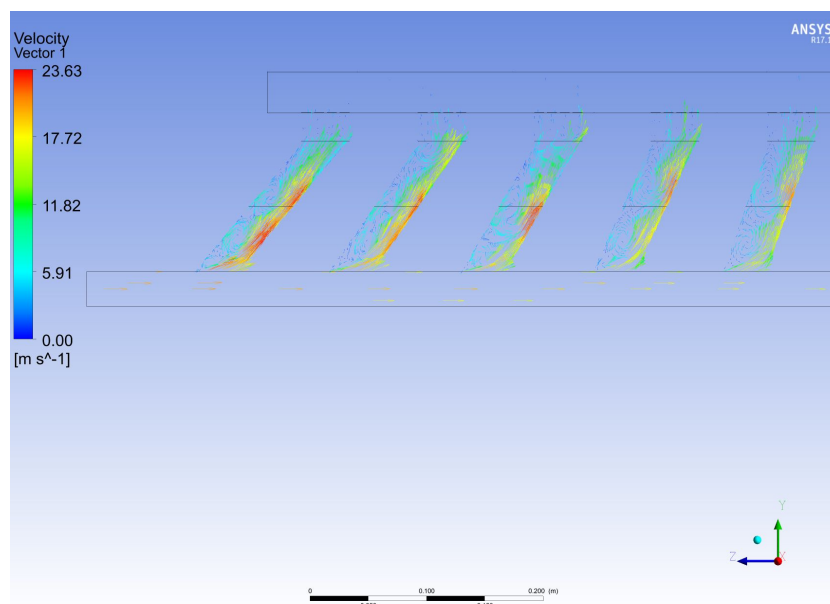
Obrázek A.3: Rotorové kanály - varianta A (k- ϵ Realizable)Obrázek A.4: Rotorové kanály - varianta A (k- ω SST)



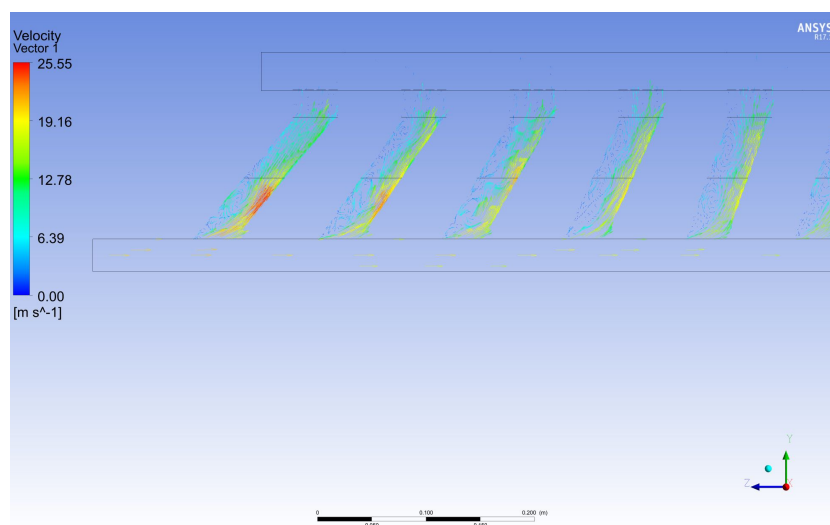
Obrázek A.5: Rotorové kanály - varianta B (k- ϵ Realizable)



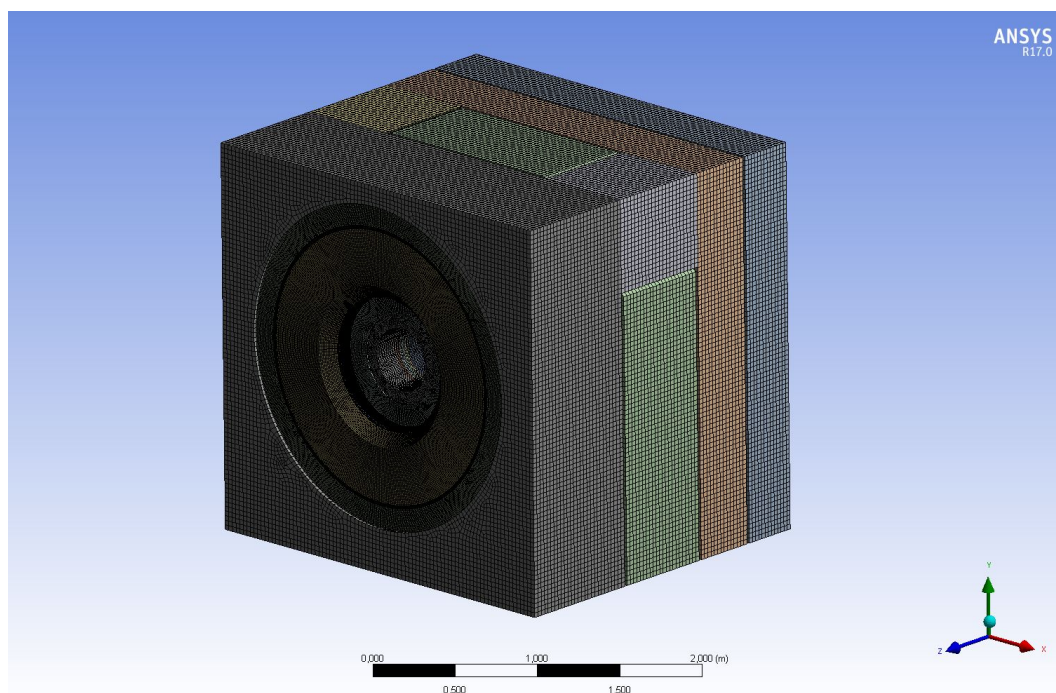
Obrázek A.6: Rotorové kanály - varianta B (k- ω SST)



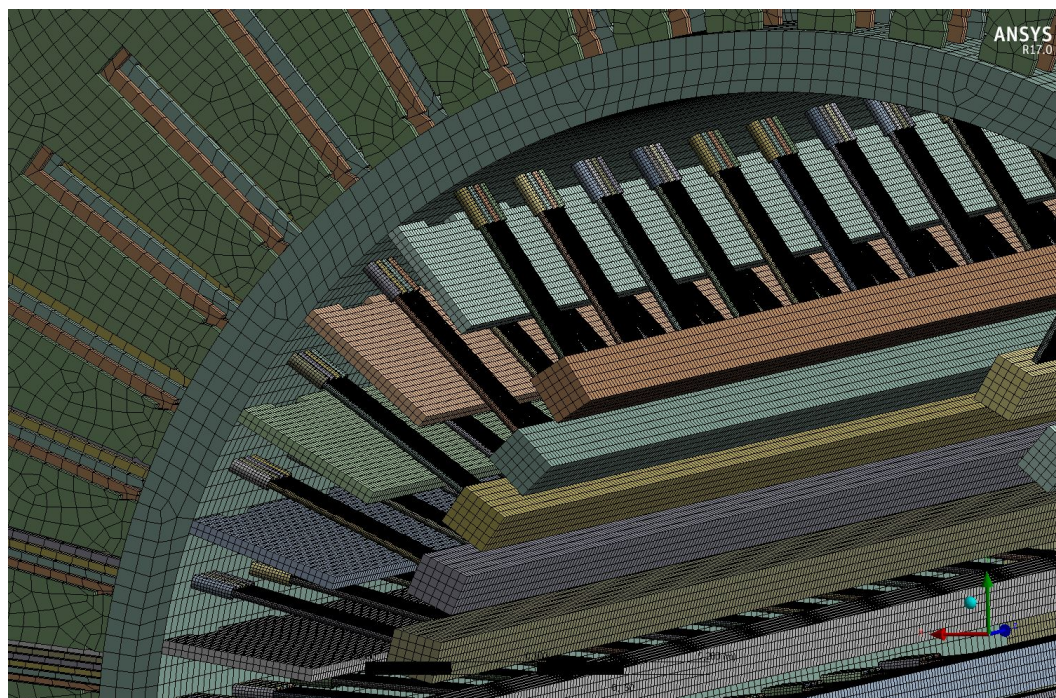
Obrázek A.7: Rotorové kanály - varianta C ($k-\epsilon$ Realizable)



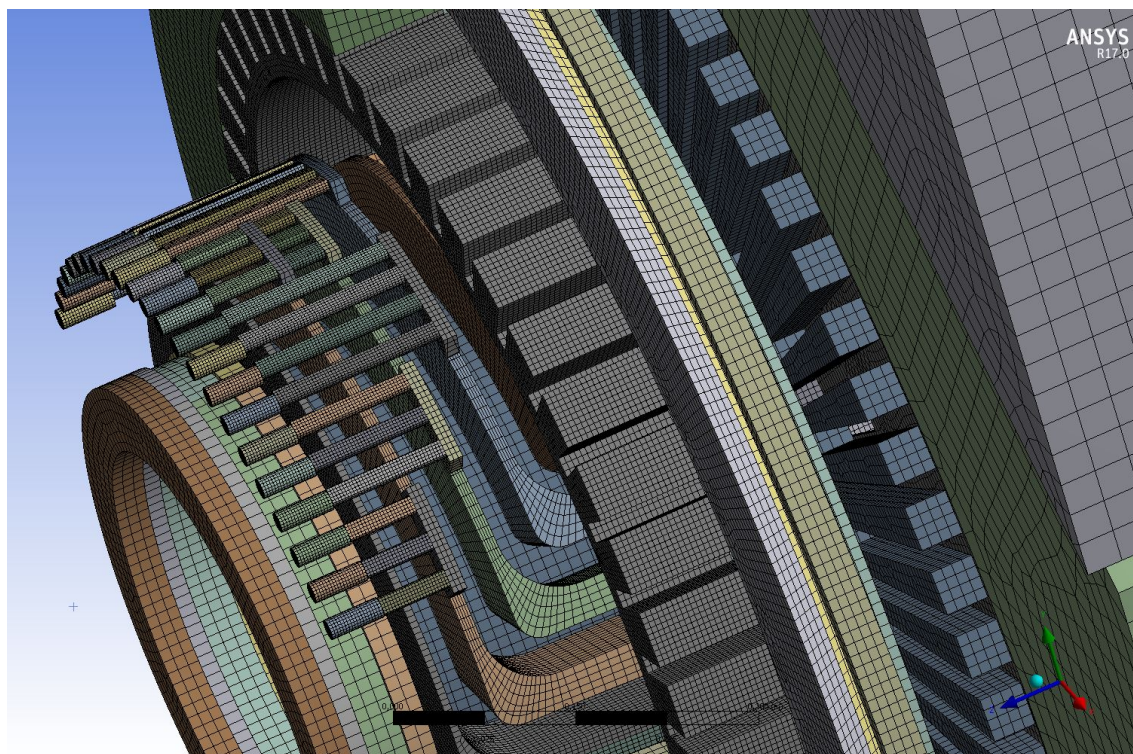
Obrázek A.8: Rotorové kanály - varianta C ($k-\omega$ SST)



Obrázek A.9: Celkový pohled na výpočetní síť



Obrázek A.10: Detail výpočetní sítě 1



Obrázek A.11: Detail výpočetní sítě 2