

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ
KATEDRA VÝKONOVÉ ELEKTRONIKY A ELEKTROMECHANIKY

AUTOREFERÁT DISERTAČNÍ PRÁCE

K získání akademického titulu doktor v oboru
Elektrotechnika

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

Disertační práce byla vypracována v kombinované formy doktorského studijního programu na Katedře teoretické elektrotechniky Fakulty elektrotechnické Západočeské univerzity v Plzni.

Uchazeč: Ing. Jiří Franc
Fakulta elektrotechnická ZČU v Plzni
Katedra výkonové elektroniky a elektromechaniky
Univerzitní 26, 306 14 Plzeň

Školitel: Doc. Ing. Bohumil Skala, Ph.D.
Fakulta elektrotechnická ZČU v Plzni
Katedra výkonové elektroniky a elektromechaniky
Univerzitní 26, 306 14 Plzeň

Oponenti:

Autoreferát byl rozeslán dne:

Obhajoba disertační práce se koná dne:

Před komisí v oboru „Elektrotechnika“ na FEL ZČU v Plzni, Univerzitní 26, 306 14 Plzeň, v zasedací místnosti č. v hodin.

S disertační prací je možno se seznámit se studijním oddělení FEL ZČU v Plzni, Univerzitní 26, EU 202.

prof. Ing Pavel Karban, Ph.D.
Předseda oborové rady FEL

Optimalizace tepelně-ventilačních výpočtů vzduchem chlazených turbogenerátorů

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.

Optimization of the thermal-ventilation calculation of the air-cooled turbo generator

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.

Key words

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

Obsah

Obsah	5
1 Úvod	6
2 Cíle disertační práce	7
3 Sdružená úloha	8
4 Ventilační analýza	10
4.1 Stator a přepouštěcí kanály	10
4.2 Redukce průřezu vzduchové mezery	13
4.3 Rotor	13
5 Teplotní analýza	15
5.1 Originální design	15
5.2 Úprava přepouštěcích kanálů	16
5.3 Redukce přepouštěcích kanálů	16
5.4 Úprava rotorových radiálních kanálů	17
5.5 Zvětšení poddrážkového kanálu	17
5.6 Vzduchová mezera	18
6 Porovnání výpočtů s původní variantou	18
Závěr	20
Referance	21
Publikace	22

1 Úvod

Vývoj nového elektrického stroje, konkrétně turbogenerátoru, je vždy nejednoduchou 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.[1],[2]

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 nejblíže realitě. Zároveň je ale nutno dávat pozor, aby výpočetní postup zůstal dostatečně pružný a opakovatelný pro jiné prototypy či stávající stroje.

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.

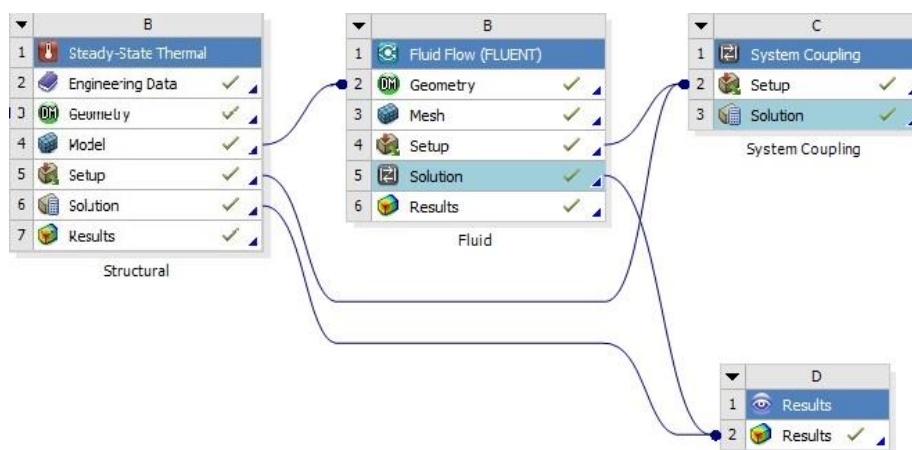
Ke splnění stanoveného cíle bude potřeba vytvořit plně parametrický model pro usnadnění ladění a jeho vylepšování. Model bude vytvořen pomocí programu Ansys DesignModeler. Později bude parametrické zadání obohaceno o přístup do rozměrové databáze, takže případný uživatel bude mít možnost načíst rozměry 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 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 1). 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.



Obr 1: 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 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 α [W/m²K]. 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. [2]

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. Rovnici kontinuity lze obecně vyjádřit takto:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

Kde ρ je měrná hmotnost vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$], v je rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

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

$$\text{div}(\rho \vec{v}) = 0 \quad (2)$$

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

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{v}(E + p/\rho)) = -\text{div}(\vec{q}) + \text{div}(\tau \vec{v}) + S_v \quad (3)$$

kde E je energie na jednotku hmotnosti [J kg^{-1}] a τ je tensor deviatorického napětí [Pa], p je tlak [Pa], S_v jsou objemové ztráty [$\text{W} \cdot \text{m}^{-3}$].

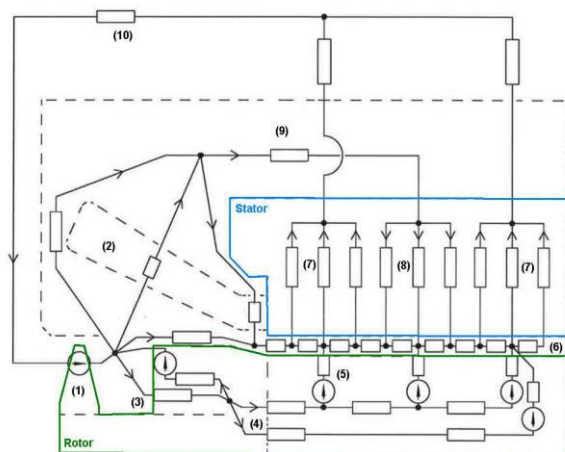
Zanedbáním prvního členu levé strany opět dostaneme rovnici pro ustálený stav:

$$\text{div}(\rho \vec{v}(E + p/\rho)) = -\text{div}(\vec{q}) + \text{div}(\tau \vec{v}) + S_v \quad [2] \quad (4)$$

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.

4 Ventilační analýza

Pro analyzovaný turbogenerátor byla navržena řada změn, které by měly zlepšit účinnost chladicího systému. Účinností chladicího systému rozumíme snížení oteplení, zrovnoměrnění 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 (viz Obr. 2).



Obr.2 Náhradní schéma ventilačního obvodu synchronního stroje



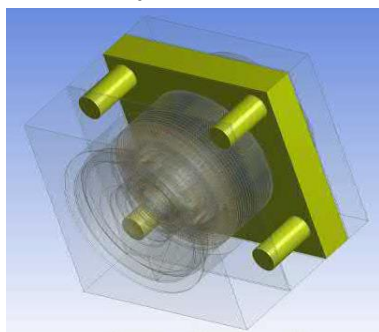
Obr. 3 Tvary přepouštěcích kanálů

4.1 Stator a přepouštěcí kanály

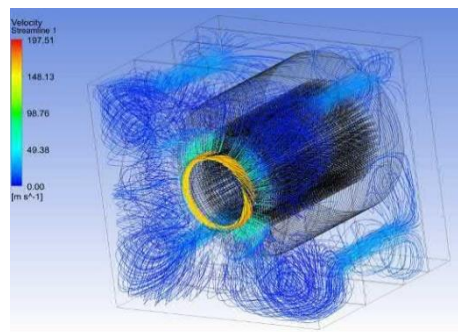
Tato analýza byla provedena s cílem ověřit citlivost změny průřezu přepouštěcích kanálů a vstupu do vzduchové mezery na rozdělení průtoku ve stroji. Provedení této analýzy nám umožní zajistit vhodné rozdělení vzduchu pro daný stroj a případně i optimalizovat rozměry celého stroje. Vedle této analýzy 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 (Obr. 3).

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 (Obr. 2). 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.

Čtyři kruhové přepouštěcí kanály - V tomto bodě bude poprvé analyzována změna celého tvaru přepouštěcího kanálu. Stávající uspořádání je nahrazeno čtyřmi kruhovými trubkami o průměru 320 mm. Obrázek 4 ukazuje úpravu 3D modelu a proudnice chladicího vzduchu při použití kruhových trubek.



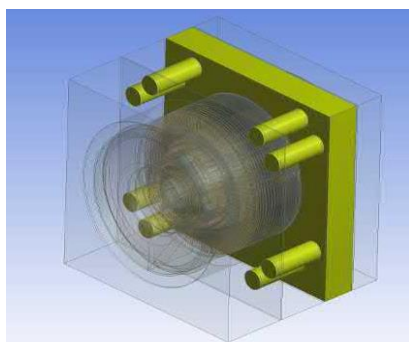
a) Kruhové kanály $D = 320\text{mm}$



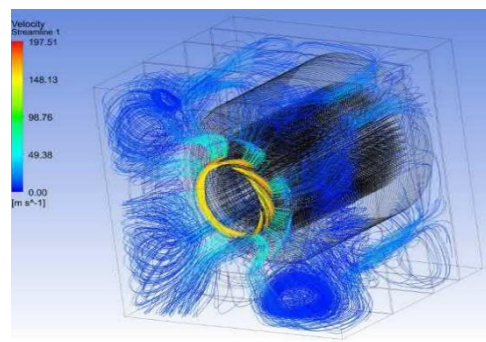
b) Proudnice při redukci

Obr. 4 Čtyři kruhové přepouštěcí kanály

Osm kruhových přepouštěcích kanálů 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. 5.



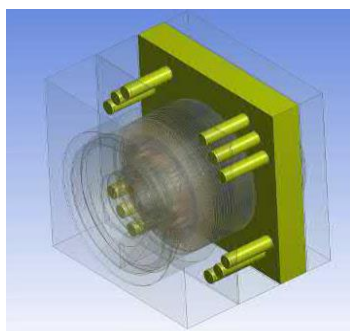
a) Kruhové kanály $D = 240\text{ mm}$



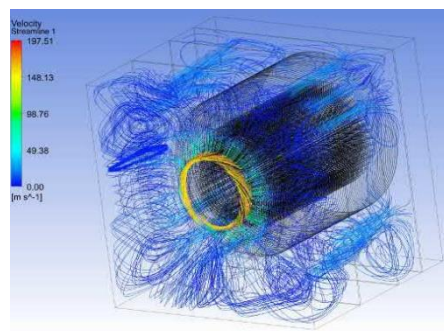
b) Proudnice při redukci

Obr. 5 Osm kruhových přepouštěcích kanálů

Dvanáct kruhových přepouštěcích kanálů je poslední testované uspořádání je vidět na obrázku. 6. 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



a) Kruhové kanály $D = 180\text{ mm}$



b) Proudnice při redukci

Obr. 6 Dvanáct kruhových přepouštěcích kanálů

prostoru. V případě varianty s dvanácti kanály je víření mnohem menší a celkové se jeví jako rovnoměrnější.

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.

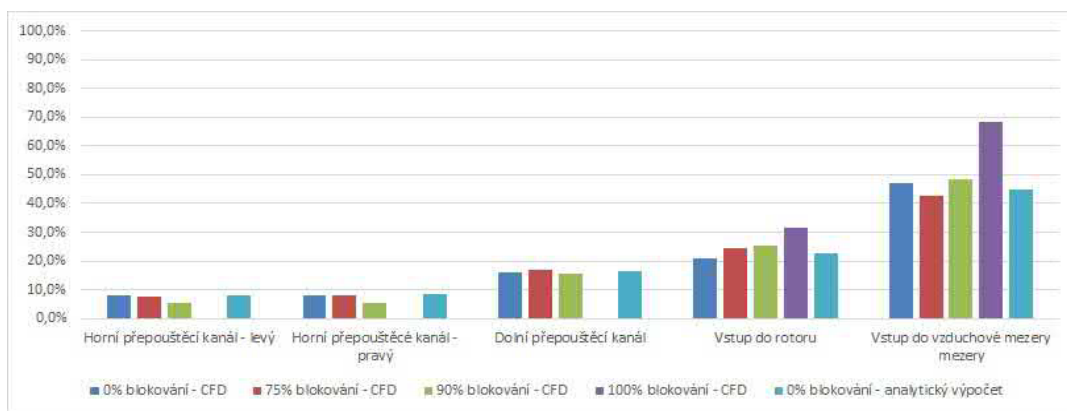
Redukce přepouštěcích kanálů

Redukce na 25 % při této analýze bylo 75 % plochy přepouštěcích kanálů blokováno. 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.

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. To by se mohlo projevit pouze u složitějšího chladicího systému, který je dobře naladěný, a jakýkoliv zásah by mohl vést ke zhoršení funkčnosti.

Redukce na 0 % 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. Úpravou sice došlo k navýšení množství vzduchu proudícího do rotoru, ale v porovnání se zbylým množstvím, které jde do vzduchové mezery, je toto navýšení mizivé.

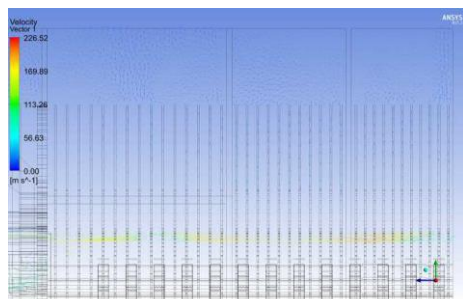
Jak již bylo zmíněno, vedle těchto CFD analýz byl proveden i analytický výpočet, který posloužil k ověření CFD modelu. Výsledky tohoto analytického výpočtu jsou uvedeny v grafu na Obr. 6. Výsledky všech výše popsanych analýz (Obr. 7) ukazují dobrou shodu CFD výpočtů a analytického výpočtu. Dále je zde lépe vidět výše popsany fakt, že snížení průřezu nutně nemusí znamenat snížení průtoku. Také je zde dobře viditelný výkyv u varianty, kde byly přepouštěcí kanály blokovány na 100 %.



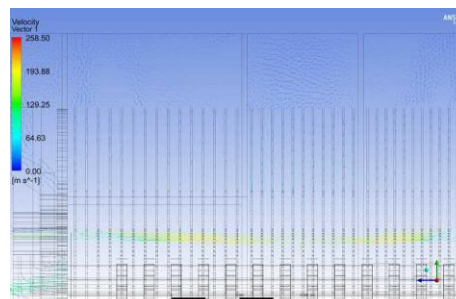
Obr. 7 porovnání průtoků chladicího vzduchu

4.2 Redukce průřezu vzduchové mezery

Již několikrát byla zmíněna důležitost velikosti vzduchové mezery s ohledem na proudění vzduchu a v poměru k průřezu přepouštěcích 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 mezikružší, která by se upevnila na statorové vinutí v místech, kde vinutí vystupuje ze statorových 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 obrázek (Obr. 8) ukazuje zásadní vliv redukce průřezu vzduchové mezery. Je vidět, že vzduch proudící v radiálním směru statorovými kanály se vždy soustřeďuje okolo několika paketů. A toto soustředění toku se pohybuje v axiálním směru v závislosti na blokaci vzduchové mezery. 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.



a) Blokace vzduchové mezery na 50%



b) Blokace vzduchové mezery na 100%

Obr. 8 Blokace vzduchové mezery

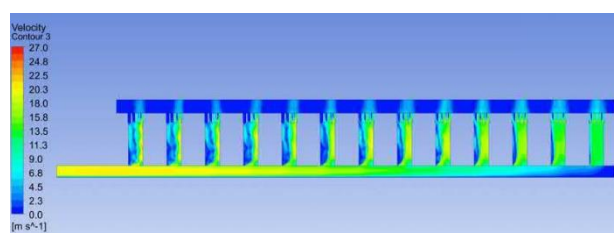
4.3 Rotor

Rotorové radiální kanály

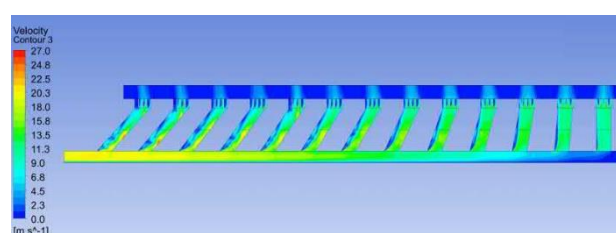
Rotorové radiální kanály jsou ideálním objektem pro jistou formu optimalizace. Pro rotorové radiální kanály je totiž charakteristický tzv. odbočkový jev. Tento jev je známý již řadu let a je poměrně dobře popsán. Odbočkový jev působí nepříznivě na efektivní využití celého průřezu kanálu. Tento průřez je sám o sobě malý a působením tohoto jevu dochází k jeho redukci až na jednu třetinu. 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 CFD analýz 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 zbytečně tlakové úbytky. Cílem dále popisované analýzy je redukce těchto vírů za účelem snížení tlakového úbytku, a tím pádem i zrovnoměnění průtoku v jednotlivých kanálech. Tato analýza zahrnuje také testování upravených radiálních kanálů. Ve třech různých variantách jsou radiální kanály nakloněny pod různými úhly (Tabulka 1). 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.

Tabulka 1 Úhly náklonu pro jednotlivé analyzované varianty

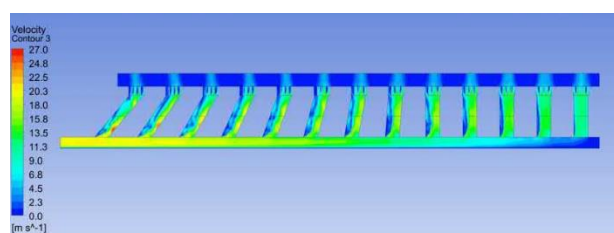
	Číslo kanálu												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Varianta 1 Úhel [°]	48	50	52	54	56	58	60	65	70	75	80	85	90
Varianta 2 Úhel [°]	50	55	60	65	70	75	80	85	90	90	90	90	90
Varianta 3 Úhel [°]	50	55	60	65	70	70	70	80	80	80	90	90	90



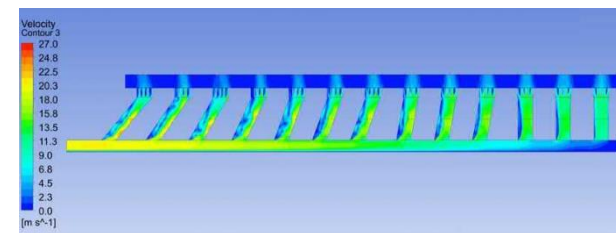
a) originál



b) Varianta 1



c) Varianta 2

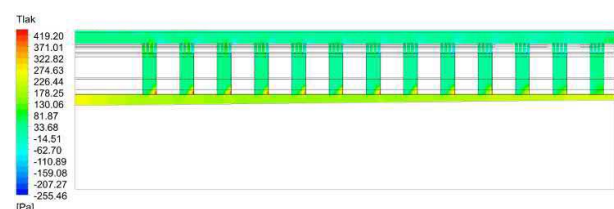


d) Varianta 3

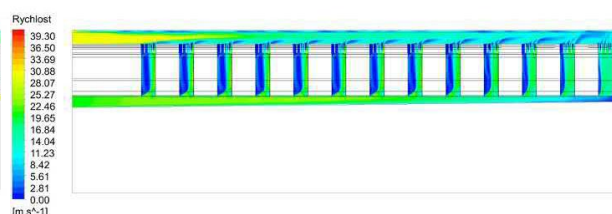
Obr. 9 Rozložení rychlosti proudění v radiálních kanálech

Šikmý poddrážkový kanál

Zešikmení 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 zrovnoměnění tlaku v poddrážkovém kanálu a tím i ke snížení vírů v radiálních kanálech. Avšak zmíněný předpoklad se ukázal jako mylný. Dle předpokladu sice došlo, ke zrovnoměnění tlaku (viz Obr. 10), nicméně efekt na proudění v radiálních kanálech nebyl prokázán. Naopak došlo k mírnému zhoršení proudění blíže ke středu rotoru.



a) Tlak

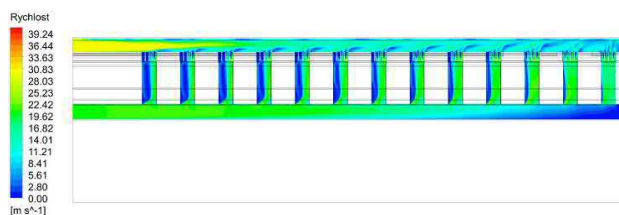


b) Rychlost proudění chladicího vzduchu

Obr. 10 Šikmý poddrážkový kanál

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. Mírně zlepšení v podobě redukce vírů v radiálních kanálech je vidět na následujícím obrázku (Obr. 11).



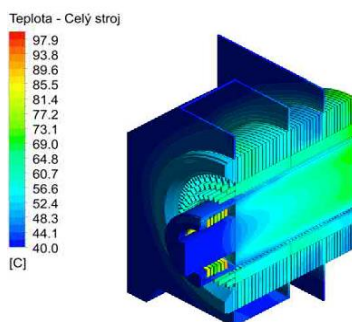
Obr. 11 Hluší poddrážkový kanál – rychlost proudění chladicího vzduchu

5 Teplotní analýza

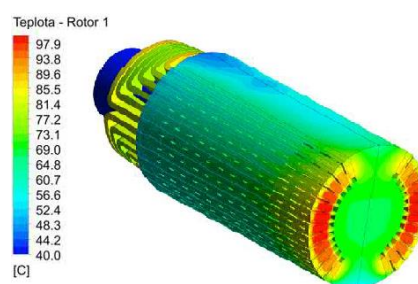
Následující odstavce jsou zaměřeny na teplotní dopady změn v konstrukci stroje zmíněných výše, tj. na rozložení teplot aktivních částí turbogenerátoru. Na začátku je potřeba upozornit, že výsledné teplotní modely nejsou laděny na absolutní hodnoty, tj. teploty aktivních částí stroje se liší od skutečnosti. Optimalizace designu tak vychází z porovnání dvou variant a sleduje zejména trendy teplot. Kdybychom chtěli ladit model na absolutní hodnoty, bylo by ve výsledku potřeba ještě kvalitnější výpočetní síť. Navíc by nastal problém s úplnou definicí ztrát, materiálových vlastností a podmínek na rozhraních dílů modelu.

5.1 Originální design

Rozložení teploty na modelu výchozí varianty je vidět na obrázku 12 a 13. Na první pohled je 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 i rotorové vinutí vykazuje větší teplotní gradient směrem ke středu stroje. Z obrázku 12 a 13 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.



Obr. 12 Rozložení teploty statorového paketu a vinutí



Obr. 13 Teploty rotoru

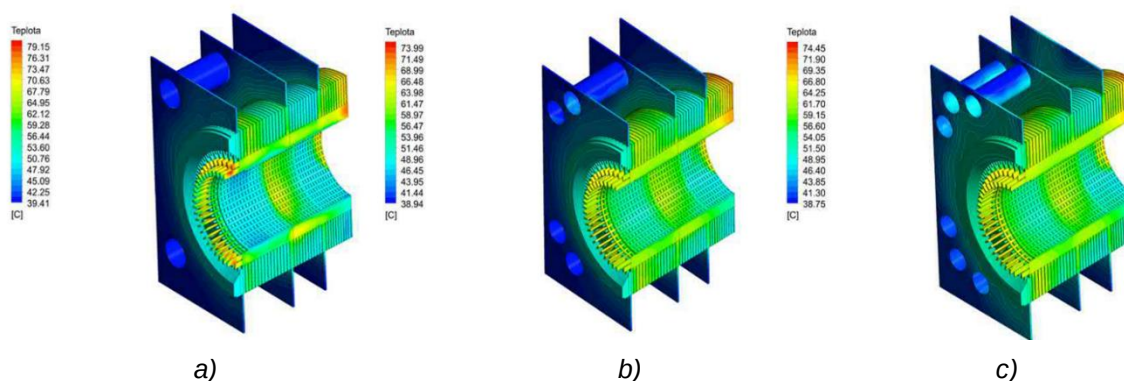
5.2 Úprava přepouštěcích kanálů

Čtyři kruhové přepouštěcí kanály: U této varianty jsou dva horní a jeden dolní přepouštěcí kanál nahrazen čtyřmi kruhovými, které jsou umístěny stejnoměrně v každém rohu kostry stroje (Obr. 14 a).

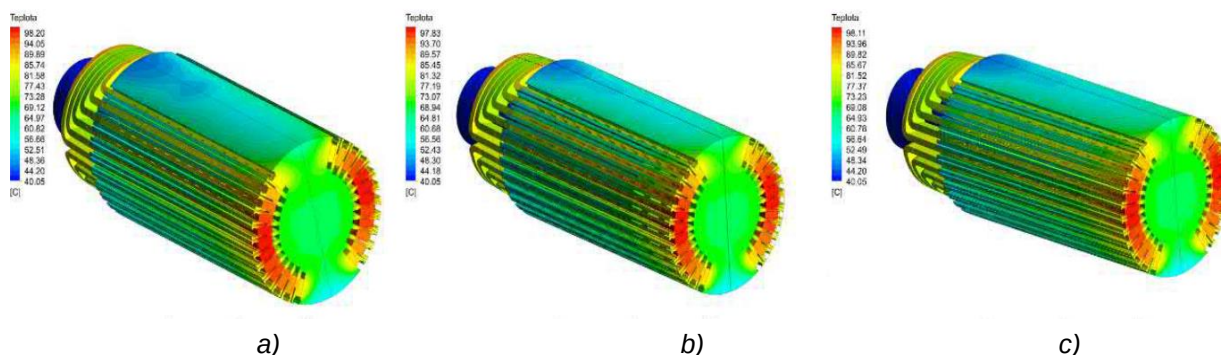
Osm kruhových přepouštěcích kanálů: Tato varianta se vyznačuje čtyřmi dvojicemi přepouštěcích kanálů (Obr. 14 b), které jsou rovnoměrně umístěny v každém rohu kostry stroje. Celkový průřez přepouštěcích kanálů je přibližně o 50% menší oproti výchozímu uspořádání.

Dvanáct kruhových přepouštěcích kanálů: U této varianty je počítáno s celkem dvanácti kruhovými kanály, které byly rozděleny po třech do každého rohu, viz Obr. 14 c). Oproti původní variantě je celkový průřez přepouštěcích kanálů zredukován na cca 60 %.

Příslušné rozložení teplot rotoru je znázorněno na Obr. 15 a), b), c).



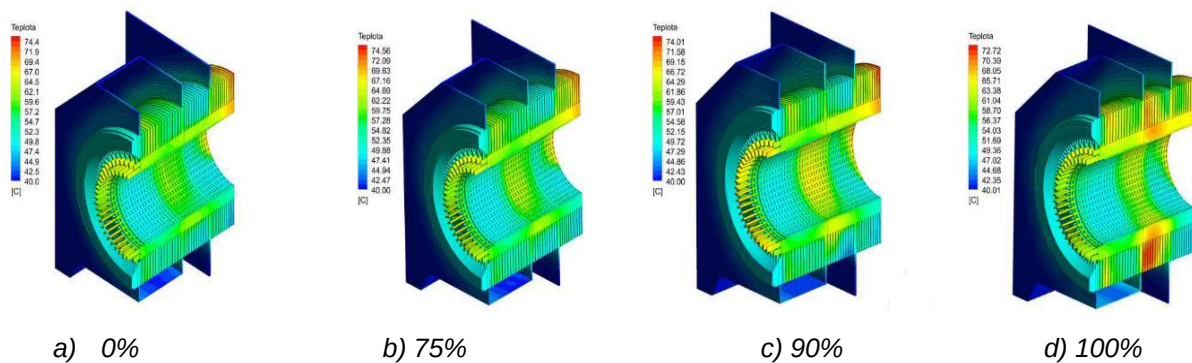
Obr. 14 Rozložení teploty statorového paketu a vinutí



Obr. 15 Rozložení teploty rotoru a budícího vinutí

5.3 Redukce přepouštěcích kanálů

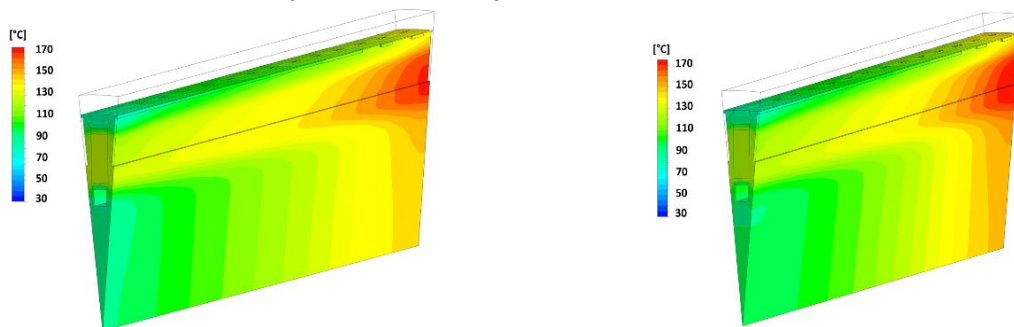
Teplotní výpočet byl proveden pro blokování přepouštěcích kanálů na mezní stav 0%, 75%, 90% a mezní stav 100%. Jak dokazuje následující Obr. 16, nedošlo k žádné zásadní změně teploty aktivních částí stroje. Pouze se změnilo její rozložení v oblasti vnitřního průměru statorového jádra v chladicí komoře.



Obr. 16 Rozložení teploty statorového paketu a vinutí při blokování vstupu do přepouštěcích kanálů

5.4 Úprava rotorových radiálních kanálů

V této simulaci byla porovnána originální varianta (kolmé radiální kanály) s variantou s nakloněnými kanály. Konkrétní varianty byly popsány ve [9] a [10]. Byla vybrána nejvhodnější varianta, která prokázala nejlepší vlastnosti z pohledu proudění vzduchu. Porovnání rozložení teploty je vidět na Obr. 17. I když se naklonění kanálů ukázalo jako účinné z pohledu proudění vzduchu, tak z pohledu teploty to není až tak jednoznačné.

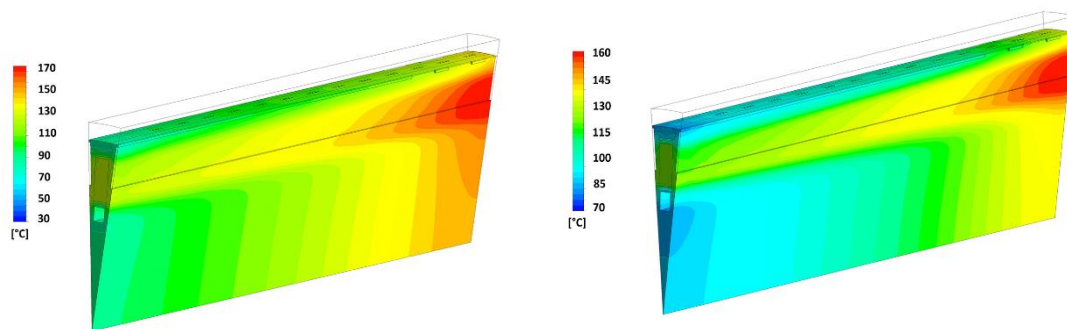


Obr. 17 a) Originální varianta

b) Nakloněné kanály

5.5 Zvětšení poddrážkového kanálu

Úprava geometrie poddrážkového kanálu je nejjednodušší možnost 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. Výsledné teploty obou variant jsou znázorněny na Obr 18.

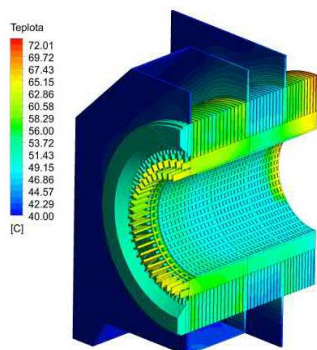


Obr. 18 a) Šikmý poddrážkový kanál

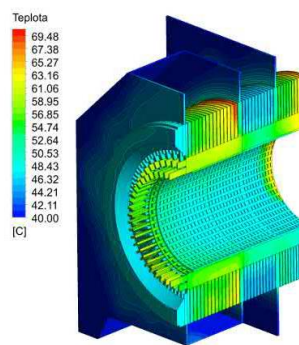
b) Hlubší poddrážkový kanál

5.6 Vzduchová mezera

Při 50% redukci průřezu vzduchové mezery zůstává směr proudění ve vzduchové mezeře stejný (viz Obr. 19 a)) a teprve při 100% blokaci se směr proudění změní (viz obr. 19 b)) S tímto korespondují i výsledky teplot, které jsou vidět na následujícím obrázku.



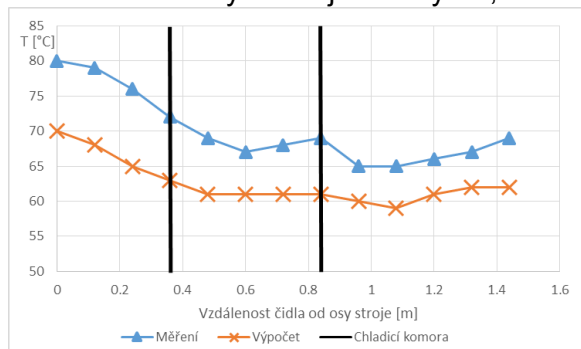
Obr. 19 a) 50% blokování,



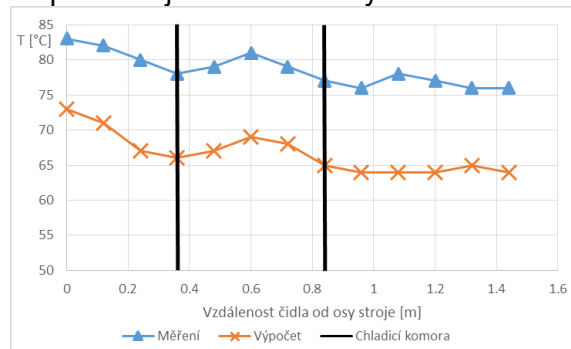
b) 100% blokování

6 Porovnání výpočtů s původní variantou

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. Na Obr. 20 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. Je zde patrné, že absolutní hodnoty se do jisté míry liší, ale trend obou průběhů je takřka totožný.

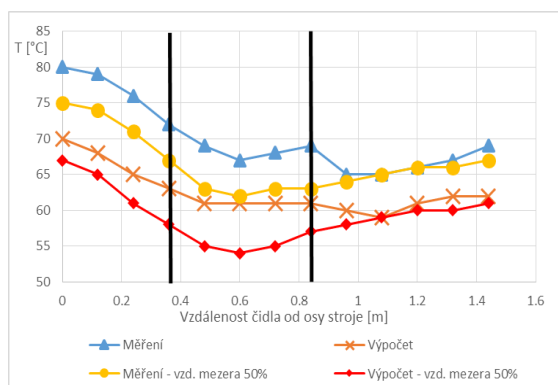


Obr. 20 Originální varianta – porovnání výpočtu s měřením

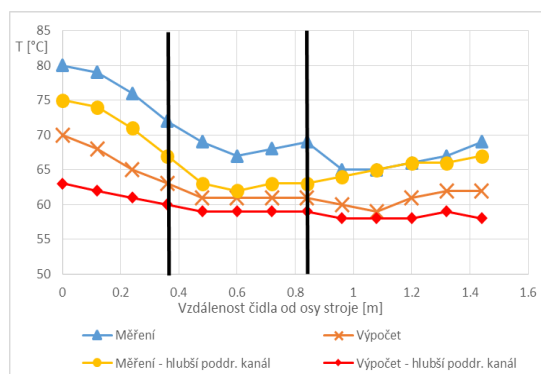


Obr. 21 100% redukce přepouštěcích kanálů – porovnání výpočtu s měřením

Na předchozích obrázcích lze pozorovat podobnou shodu v průběhu teploty i pro variantu s redukovanými přepouštěcími kanály. Jako nejzásadnější příklad lze uvést variantu se 100% zakrytím přepouštěcích kanálů (Obr. 21). Zde, stejně jako v předchozím případě, je vidět vzájemná podobnost mezi naměřeným průběhem teploty a vypočteným průběhem teploty. Dále zobrazené grafy (Obr. 22 a 23) porovnávají vždy originální variantu s variantou kdy je vzduchová mezera redukována na 50% (Obr. 22) a s variantou s hlubším poddrážkovým kanálem (Obr. 23). Zobrazeny jsou jak spočtené, tak naměřené průběhy. Tyto dvě varianty se ukázaly jak nejvíce ovlivňující maximální teplotu stroje. V tomto případě konkrétně satorového vinutí.

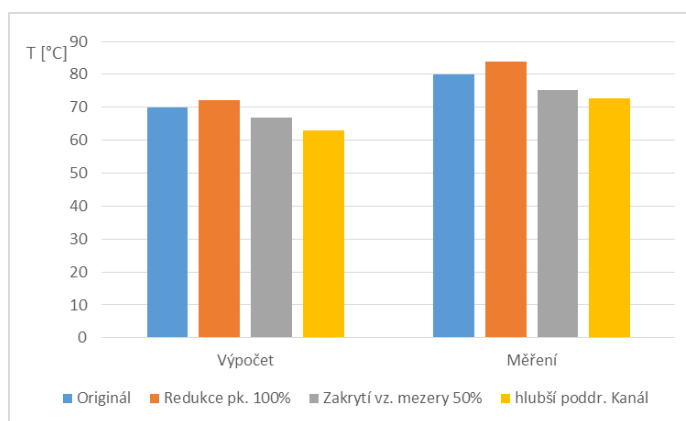


Obr. 22 Porovnání originální varianty s redukovanou vzd. mezerou na 50% - výpočet a měření



Obr. 23 Porovnání originální varianty s hlubším poddrážkovým kanálem - výpočet a měření

Následující graf (Obr. 24) zobrazuje porovnání maximálních hodnot teploty jak pro naměřené hodnoty, tak pro vypočtené. Zde se potvrzuje předpoklad nejvyšší maximální teploty v případě 100 % zakrytí přepouštěcích kanálů, charakterizovaný oranžovou barvou. Naproti tomu v případě variant s redukovanou vzduchovou mezerou (šedivá barva) a hlubším poddrážkovým kanálem (žlutá barva) je vidět pokles maximální teploty v porovnání s originální variantou.



Obr. 24 Porovnání maximálních hodnot teploty satorového vlnutí

Závěr

Hlavní myšlenka disertační práce je postavena na tepelně ventilační analýze vzduchem chlazeného turbogenerátoru. V rámci této analýzy bylo navrženo několik konstrukčních úprav rotoru a statoru s cílem vylepšit chladicí poměry ve stroji.

Z výsledků prezentovaných v kapitole 9 je jasně vidět důležitost oblasti vzduchové mezery. Tato část stroje je zcela zásadní, co se týče dopadu na celkové oteplení stroje. Bylo přímo dokázáno (Obr. 22), 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 vinutí (viz Obr. 21) a potažmo i snížení maximálního oteplení statorového vinutí (viz obr 23).

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 některé limitující faktory. 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] 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].
- [2] 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]
- [3] XIONG B., GU G., RUAN L., ZHENGUO L., DEPING F. and JINSHUI G., "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
- [4] XIONG, B. and GU G., "Designing air cooling rotor for evaporative cooling turbo generator," 2008 International Conference on Electrical Machines and Systems, Wuhan, 2008, pp. 557-560.
- [5] WANG, Z. and HAN, J., "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
- [6] PECHÁNEK, R., FRANC, J., KINDL, V. Modelování chlazení vysokootáčkového synchronního motoru. In Elektrické pohony: XXXV. konference (ELPO 2017). Plzeň: Česká elektrotechnická společnost ČSVTS, 2017. s. 1-6. ISBN: 978-80-02-02724-9
- [7] FRANC, J., PECHÁNEK, R. Analysis of rotor ventilation system of air cooled synchronous machine through computational fluid dynamics. In Mechatronics 2017 : Recent Technological and Scientific Advances (Advances in Intelligent Systems and Computing; Vol. 644). Cham: Springer, 2018. s. 257-264. ISBN: 978-3-319-65959-6 , ISSN: 2194-5357
- [8] MEJUTO, C., MUELLER, M., SHANEL, M., MEBARKI, A., REEKIE, M. and STATON, D. "Improved synchronous machine thermal modelling," 2008 18th International Conference on Electrical Machines, Vilamoura, 2008, pp. 1-6. doi: 10.1109/ICELMACH.2008.4799886
- [9] FRANC, J., PECHÁNEK, R., KINDL, V. Optimisation of ventilation system of the air-cooled turbo generator. In Proceedings of the 2016 17th International Conference on Mechatronics - Mechatronika (ME) 2016. Prague: Czech Technical University in Prague, 2016. s. 349-353. ISBN: 978-80-01-05882-4
- [10] FRANC, J., PECHÁNEK, R. Ventilation - thermal calculation of 40 MW synchronous machine. In Proceedings : 2018 XXIII International Conference on Electrical Machines (ICEM). Piscataway: IEEE, 2018. s. 1344-1349. ISBN: 978-1-5386-2477-7

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 synchronního 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.
- [13] Zavřel Martin, Kindl Vladimír, Pechánek Roman, Franc Jiří. Electrical Engineering – Springer: Sensorless Control Strategy of Cooler for Reduction Dimensions and Operating Characteristic Improvement of Double Three-Phase Inverter, 2019. ISSN: 0948-7921.