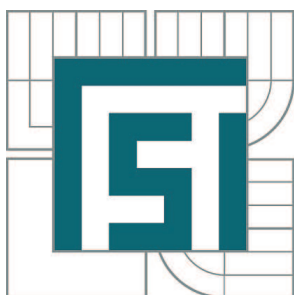


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

INOVACE SYSTÉMU CHLAZENÍ TOČIVÝCH ELEKTRICKÝCH STROJŮ S VYUŽITÍM CFD METOD

INNOVATION OF THE COOLING SYSTEM OF ROTATING ELECTRICAL MACHINES USING CFD
METHODS

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. MICHAL SIKORA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. CTIRAD KRATOCHVÍL, DrSc.

BRNO 2011

Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem a realizací netradičního způsobu chlazení, určeného především pro synchronní generátory středních výkonů. Hlavním cílem tohoto návrhu je odstranění rozměrného výměníku tepla, který bývá součástí těchto generátorů a nepřiměřeně zvyšuje prostorové nároky na umístění stroje.

Navržené řešení spočívá v použití přímého vodního chlazení statoru, přičemž se předpokládá, že vinutý rotor bude i nadále chlazen vzduchem. Návrh vodního chlazení proto počítá s instalací menšího chladiče uvnitř stroje, který by vzduch zahřátý teplem rotoru ochlazoval. Práce obsahuje odvození a způsob návrhu základních parametrů vodního chlazení s ohledem na dosažení cílových teplot.

Pro praktické ověření zvolené koncepce chlazení byl zvolen malý asynchronní motor. Ten byl upraven do podoby odpovídající stávajícímu způsobu chlazení synchronních generátorů a do podoby reflektující navržené vodní chlazení. Tato dvě provedení byla podrobena měřením a vzájemnému porovnání.

Byly rovněž vytvořeny i počítačové CFD modely těchto dvou provedení. Naměřené teploty pak napomohly k odladění modelů a k identifikaci řady materiálových vlastností komponent těchto strojů. Odladěný model vodního chlazení navíc umožnil simulovat práci stroje při vyšším výkonu a stanovit tak jeho přetížitelnost v porovnání se stávající variantou chlazení.

Řada poznatků a zkušeností získaných při aplikaci vodního chlazení na malý asynchronní stroj byla použita i při návrhu vodního chlazení pro větší synchronní generátor. Rovněž pro tento stroj byly vytvořeny CFD modely stávající varianty chlazení a navržené varianty s vodním chlazením. I když tyto modely nejsou podloženy měřeními na skutečných generátorech, jejich výsledky naznačují, že je aplikace vodního chlazení na tento typ strojů vhodná a přináší řadu výhod.

Abstract

This thesis deal with design and implementation of innovative cooling method, intended primarily for medium-power synchronous generators. The main objective of this proposal is to remove the large heat exchanger connected to generator. This heat exchanger unduly increases the space requirements for the machine location.

The proposed solution is to use a direct water-cooled stator. It is assumed that the rotor winding will be still cooled by air. Unlike current cooling system, the hot air from the rotor can be cooled in smaller cooler inside the generator. In this work are described methods which can be used for design of water cooling basic parameters, taking required temperatures into account.

A small induction motor was selected for practical verification of the proposed cooling concept. This motor was modified into two variants - related to the old cooling of synchronous generators and related to the proposed solution. Both of these variants were measured and compared with each other.

Subsequently, CFD models of these two variants were set up. Measured temperatures were used for debugging of models and identification of material properties of components

of these machines. The final model of water-cooled variant also makes it possible to simulate the work of motor for higher performance and to determine the overload compared with the old cooling variant.

Some knowledge and experience obtained from the small water-cooled induction machine were used in the design of water-cooling for large synchronous generator. In a similar way, CFD models of the old variant of cooling and proposed variant of water-cooling were created. Although these models were not verified by actual measurements on the generators, the results indicated that the application of water-cooling in this type of machine is appropriate and provides many benefits.

Klíčová slova:

CFD model, generátor, měření, rotační elektrický stroj, simulace, tepelná síť, vodní chlazení, výměník tepla

Keywords:

CFD model, generator, measuring, rotating electrical machine, simulation, heating network, water-cooling, heat exchanger

Bibliografická citace:

SIKORA, M. *Inovace systému chlazení točivých elektrických strojů s využitím CFD metod.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 182 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Ctirad Kratochvíl, DrSc..

Čestné prohlášení

Čestně prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím uvedených zdrojů a pod vedením mého školitele.

Michal Sikora, Brno 2011

Poděkování

Na tomto místě bych chtěl poděkovat především mému školiteli-specialistovi Ing. Radku Vlachovi PhD. za vedení při mé práci, za řadu podnětů a poznatků vzešlých z našich konzultací a také za podporu při realizaci experimentální části mé práce.

Poděkování patří rovněž mému školiteli prof. Ing. Ctiradu Kratochvílovi, DrSc., mým kolegům a také pracovníkům laboratoří, kteří mi výrazně pomohli s uskutečněním řady měření.

Poděkovat musím i své rodině a hlavně strýci mé matky, panu Bohuslavu Slámovi, za poskytnutí ideálního zázemí během celého studia.

Obsah

1	Úvod	13
2	Formulace problému	15
3	Průzkum informačních zdrojů v oblasti chlazení točivých el. strojů	17
3.1	Způsoby chlazení točivých elektrických strojů	17
3.1.1	Chlazení vzduchem	18
3.1.2	Chlazení kapalinou	20
3.1.3	Jiné způsoby chlazení	20
3.2	Průzkum v oblasti vodního chlazení el. strojů	21
3.2.1	Rozbor příspěvků zabývajících se vodním chlazením	22
3.2.2	Komerčně nabízené el. stroje s vodním chlazením	36
3.2.3	Shrnutí poznatků týkajících se vodního chlazení	39
4	Volba konfigurace vodního chlazení statoru a způsob návrhu jeho základních parametrů	45
4.1	Varianta s chladicími trubkami umístěnými v drážkách vinutí	46
4.2	Varianta s chladicími trubkami umístěnými vně svazku plechů	47
4.3	Tepelný odpor jha statoru osazeného vodním chlazením	49
4.3.1	Odvození korekčního koeficientu pro výpočet tepelného odporu . . .	49
4.3.2	Vyčíslení hodnot korekčního koeficientu pomocí MKP	51
4.4	Přibližný návrh parametrů chladicích drážek	53
5	Aplikace rozdílných způsobů chlazení na malý asynchronní motor	57
5.1	Motivace a očekávaný přínos experimentů na malém stroji	57
5.2	Původní provedení stroje	58
5.2.1	Stručná charakteristika stroje	58
5.2.2	Měření na motoru v původním provedení	59
5.2.3	Stanovení ztrát v jednotlivých částech stroje	66
5.2.4	CFD model motoru v původním provedení	68
5.3	Provedení chlazené vzduchem (podobné stávajícímu způsobu chlazení synchronních generátorů)	75
5.3.1	Konstrukce a parametry upraveného stroje	75
5.3.2	Měření na vzduchem chlazeném motoru	77

5.3.3	Stanovení ztrát v jednotlivých částech stroje	81
5.3.4	Stanovení průtoku vzduchu a charakteristika ventilátoru	83
5.3.5	CFD model vzduchem chlazeného motoru	86
5.4	Provedení s vodním chlazením	92
5.4.1	Konstrukce stroje s vodním chlazením	92
5.4.2	Návrh parametrů vodního chlazení	94
5.4.3	Měření na vodou chlazeném statoru	99
5.4.4	Model statoru s vodním chlazením	102
5.4.5	Měření na kompletním motoru s vodním chlazením	104
5.4.6	Stanovení ztrát v jednotlivých částech stroje	109
5.4.7	CFD model motoru vodním chlazením	110
5.4.8	Výpočet teplot při přetěžování stroje	116
5.5	Identifikace parametrů modelů a jejich hodnoty	119
5.5.1	Tepelné vodivosti materiálů	120
5.5.2	Koeficienty prostupu tepla	121
5.6	Vzájemné porovnání variant chlazení a zhodnocení získaných poznatků	122
6	Aplikace vodního chlazení na větší synchronní generátor	125
6.1	Zvolený stroj a jeho vlastnosti	125
6.2	CFD modely stroje ve stávajícím provedení	125
6.2.1	CFD model ventilace stávajícího provedení se skutečným tvarem rotoru	126
6.2.2	CFD model stávajícího provedení chlazení se zjednodušeným tvarem rotoru	129
6.3	Konstrukce synchronního generátoru s vodním chlazením	133
6.4	Návrh parametrů vodního chlazení	138
6.4.1	Cíl návrhu	138
6.4.2	Návrh parametrů chladicích drážek	138
6.4.3	Vodní okruh z termomechanického a hydromechanického hlediska	141
6.5	CFD model ventilace stroje s vodním chlazením	145
6.5.1	Vytvořená síť	145
6.5.2	Nastavení CFD simulace	145
6.5.3	Výsledná charakteristika	146
6.6	Volba parametrů a ověření vlastností interního výměníku tepla vně statoru	147
6.6.1	Parametry a chování výměníku s přímými deskovými žebry	147
6.6.2	Alternativní provedení výměníku tepla	151
6.7	CFD model stroje s vodním chlazením se zjednodušeným tvarem rotoru	152
6.7.1	Vytvořená síť	152
6.7.2	Nastavení CFD simulace	153
6.7.3	Výsledky	154
6.8	Výpočet a porovnání teplot rotoru stávajícího provedení stroje a provedení s vodním chlazením	156
6.8.1	Stanovení tepelných odporů v oblasti rotoru	157

6.8.2	Stanovení tepelného odporu souvisejícího s přestupem tepla na vnitřním povrchu statoru	159
6.8.3	Řešení teplot rotoru pomocí tepelné sítě	161
6.9	Zhodnocení návrhu s vodním chlazením a jeho porovnání se stávajícím provedením chlazení	167
7	Závěr	169
8	Seznam použitých zdrojů	171
9	Seznam použitých zkratek a symbolů	175

1 Úvod

V dnešní moderní době se běžně setkáváme s různými formami energie. Formami, které se člověk postupem času naučil využívat a transformovat mezi sebou. Můžeme mezi ně zařadit i teplo - energii, kterou lidstvo zná již odpradáвна.

Teplo bývá často označováno za podřadnější formu energie. To proto, že je poněkud složitější převést je na jiný druh energie. Naopak, teplo mnohdy samovolně vzniká jako vedlejší, často i nežádoucí produkt při přeměnách jiných forem energií. Tak je tomu i u točivých elektrických strojů, ve kterých se mění elektrická energie na mechanickou nebo naopak. Tyto přeměny nejsou dokonalé a část vložené energie se vždy přemění i na teplo, které je potřeba ze stroje odvést.

Teplo se v žádném stroji nemůže donekonečna hromadit. Ať je již stroj navržen jakkoliv, dřív nebo později začne teplo vždy samovolně unikat do chladnějšího okolí. Bohužel, je třeba zajistit, aby se tak nedělo až při velkém teplotním rozdílu stroje a okolí. Má-li stroj bezporuchově fungovat, musíme zaručit, že vzniklé teplo bude odváděno již při nižších teplotách.

Dnešní moderní stroje jsou charakteristické relativně velkým poměrem jmenovitého výkonu ku velikosti stroje. Důsledkem tohoto jinak výhodného výkonového poměru jsou ale zvýšené nároky na odvod tepla, které vzniká v relativně malém prostoru a musí být odváděno pomocí rozměrově omezených teplosměnných ploch. I přes nevelké procento ztrát je proto nutné s odvodem tepla počítat již při návrhu stroje.

Metody elektromagnetického návrhu strojů jsou již poměrně dobře propracovány a v této oblasti není na dnešních strojích příliš co zlepšovat. Naopak metody a postupy užívané při návrhu chlazení a ventilace mají četné rezervy. Často se užívají příliš zjednodušené metody nebo dokonce postupy opírající se pouze o empirické zkušenosti konstruktérů. U řady vyrobených strojů není o skutečném proudění a odvodu tepla v dílčích částech nic známo. Vychází se pouze ze zjednodušených předpokladů a z výsledku oteplovací zkoušky stroje. Ta může být úspěšná i v případě, že některé části jsou ochlazovány zbytečně intenzivně na úkor jiných míst ve stroji. Jsou zde tedy rezervy pro četná zlepšení.

Problémem je i to, že návrh ventilace stroje následuje zpravidla až po elektromagnetickém výpočtu a vzájemné sladění těchto mnohdy protichůdných požadavků přináší nutnost přistoupit ke kompromisu ve výkonových parametrech stroje. Podaří-li se proto zdokonalit systém chlazení, vznikne prostor pro další zvyšování užitných hodnot stroje.

Poslední desetiletí byla ve znamení bouřlivého rozvoje elektroniky a výpočetní techniky. S tím souvisí i dostupnost relativně nových metod použitelných při ventilačních výpočtech. S využitím metod konečných prvků nebo objemů respektive s užitím počítačových výpočtů fluidní dynamiky (CFD) lze nenákladně simulovat a vyhodnocovat různé systémy chlazení. V předložené práci jsou uvedeny některé výsledky dosažené pomocí těchto metod. Jsou zde rovněž rozvedena možná řešení pro zlepšení odvodu tepla za pomoci vodního chlazení.

2 Formulace problému

Dostatečně účinné chlazení točivých elektrických strojů je bezesporu jednou z nutných podmínek jejich bezporuchového provozu. Při projektování a vývoji stroje se zohledňuje řada hledisek v různých oblastech návrhu stroje. Krom ventilačního a tepelného návrhu je to například elektromagnetický výpočet, návrh a kontrola mechanického uspořádání, posouzení možností vzniku hluku při provozu stroje, atd. Všechny tyto oblasti se posuzují také z ekonomického hlediska, neboť předražený, byť jinak sebelepší stroj nemá šanci na úspěch.

Vyvarování se vzniku míst s extrémními teplotami vede k prodloužení životnosti elektroizolačních materiálů a tím i doby života celého stroje. Každé snížení teploty vinutí navíc zlepšuje prostor pro přetěžování stroje a zrovna tak vylepšuje i účinnost v důsledku snížení odporu a ztrát v mědi.

Důležitý je i způsob nakládání s teplem již odvedeným ze stroje. Zejména u výkonnějších strojů není přípustné, aby bylo teplo rozptylováno přímo v prostorách, kde je stroj umístěn. K větším strojům proto bývá přímo připojen výměník, ve kterém se teplo předává médiu vhodnému pro další transport tepla, například vodě. Nevýhodou bohužel bývají velké rozměry těchto výměníků, které jsou mnohdy větší než stroj samotný a zvyšují tak nároky na umístění stroje či ztěžují případnou manipulaci s ním. Proto se i zde projevuje snaha o zlepšení a hledání nových řešení.

Formulace problému je tedy následující:

Navrhnout a výpočtově ověřit úpravy pro zlepšení chlazení stroje či úpravy směřující k zmenšení rozměrů současných systémů chlazení.

3 Průzkum informačních zdrojů v oblasti chlazení točivých el. strojů

Vzhledem k povaze tématu, kterým se tato práce zabývá, je tento průzkum rozdělen do tří samostatných podkapitol. V první „úvodní“ kapitole jsou rozděleny a stručně popsány různé způsoby chlazení točivých el. strojů. Druhá kapitola je zaměřena na přímé vodní chlazení točivých el. strojů, které je hlavním předmětem této práce. V poslední kapitole jsou potom nastíněny možnosti výpočetních softwarů vhodných pro modelování a řešení problémů spojených s vodním chlazením.

3.1 Způsoby chlazení točivých elektrických strojů

Způsoby chlazení točivých el. strojů lze rozdělit podle mnoha různých hledisek. Začneme od těch více obecných. Rozdělení na stroje s pasivním nebo aktivním chlazením patří pravděpodobně k tomu nejobecnějšímu způsobu dělení:

- **Pasivní chlazení:**

Teplu je z povrchu stroje odváděno pouze přirozenou konvekcí a zářením. Hlavní výhodou je tak jednoduchost, k odvodu tepla navíc nepotřebujeme odebrat žádný další zdroj výkonu. Tento způsob chlazení je bohužel použitelný pouze u nejmenších strojů nízkých výkonů.

- **Aktivní chlazení:**

Teplu je ze stroje odváděno zejména nucenou konvekcí. Proudění chladicího média je uměle podporováno např. ventilátorem či čerpadlem. Výhodou je mnohem lepší účinnost chlazení, tento způsob je proto použitelný i u strojů vysokých výkonů. Nevýhodou je jeho větší složitost a určitý mechanický příkon potřebný pro jeho funkci.

Zvláštní kategorii, ležící na pomezí obou výše uvedených skupin, tvoří chlazení pomocí tepelných trub. Pro zintenzivnění přenosu tepla je zde využito skupenské přeměny chladicího média. Odváděné teplo je pak v konečném důsledku opět rozptýleno do okolí, stejně jako u ostatních způsobů chlazení.

Aktivní chlazení lze dále dělit podle druhu chladicího média na:

- Chlazení vzduchem
- Chlazení kapalinou
- Jiné způsoby chlazení

3.1.1 Chlazení vzduchem

Základní rozdělení

Stroje chlazené vzduchem je možné rozdělit podle provedení na otevřené a uzavřené:

- **Otevřené provedení:**

Dovnitř stroje vstupuje studený vzduch přímo z okolního prostředí, ohřátý vzduch pak opět vystupuje ven do okolí.

U tohoto provedení se o vystupující ohřátý vzduch již nemusíme dále nijak starat, nevýhodou je ovšem zanášení stroje nečistotami nasávanými z okolního prostředí. Další nevýhodou může představovat skutečnost, že teplo je rozptýlováno přímo v prostorách, ve kterých je motor umístěn.

- **Uzavřené provedení:**

Vzduch cirkuluje pouze uvnitř samotného stroje nebo v uzavřeném okruhu mezi strojem a výměníkem tepla.

V prvním případě může jít o i pouhé víření vzduchu uvnitř stroje samotným rotorem, který je tímto způsobem chlazen. Vzduch pak předává teplo chladnějším částem stroje, například jeho vnější kostře. Vnější povrch může být chlazen jak aktivně, tak i pasivně.

Ve druhém případě bývá cirkulace vzduchu podporována ventilátorem. Vzduch ohřátý ve stroji odevzdává své teplo ve výměníku tepla, který je součástí vzduchového okruhu. Do stroje se tak opět navrací ochlazený vzduch. Teplo předané do výměníku je pak rozptýleno do okolí nebo odváděno dalším uzavřeným okruhem pryč (viz obr. 3.1). Hlavní nevýhodou bývají v tomto případě poměrně velké rozměry výměníku tepla, který zvyšuje prostorové nároky na umístění stroje.

Stroje s aktivním chlazením vzduchem můžeme dále dělit podle umístění ventilátoru na tlačné nebo sací uspořádání:

- **Tlačné uspořádání:**

Ventilátor je umístěn na vstupu vzduchu do stroje. Dovnitř tak vstupuje vzduch rozvířený ventilátorem, což může zlepšit přestup tepla (zejména u předního čela statoru, které má vůči ventilátoru relativně velký rozdíl obvodové rychlosti). Nevýhodou může být nepatrné ohřátí vzduchu ještě před vstupem do stroje vlivem ventilačních ztrát.

- **Sací uspořádání:**

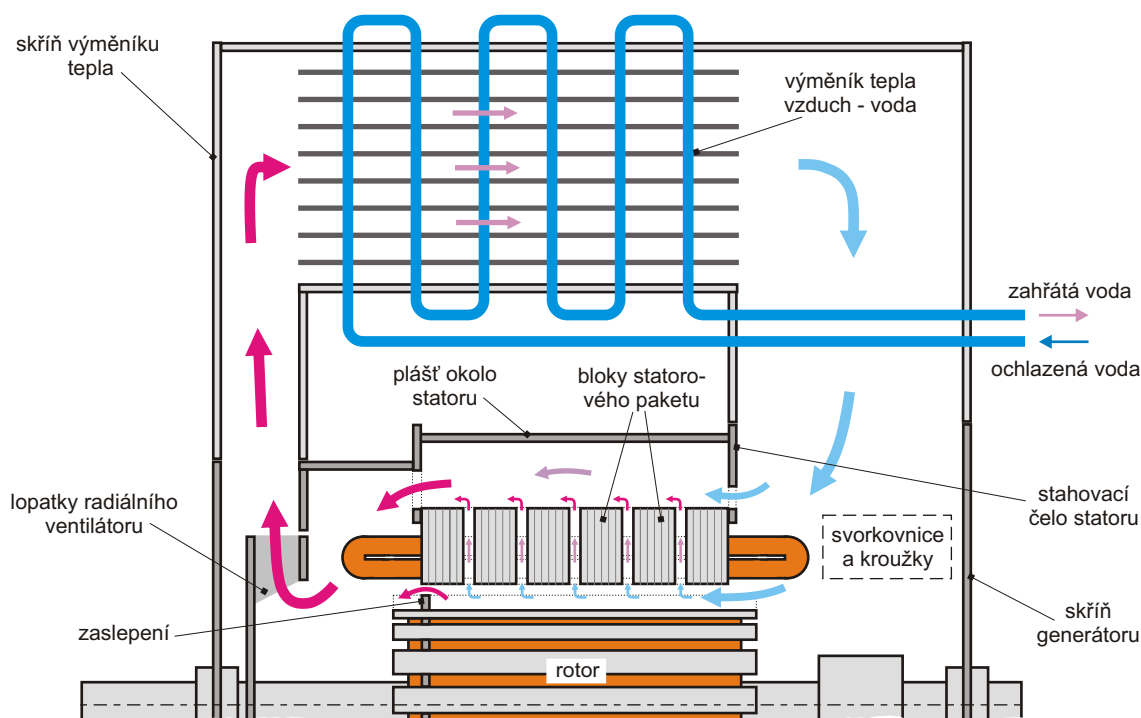
Ventilátor je umístěn na výstupu vzduchu ze stroje. Toto uspořádání zlepšuje přestup tepla na předním (vstupním) čele rotoru, které má vůči nerozvířenému vstupujícímu vzduchu poměrně velkou obvodovou rychlost.

Je zde mnoho dalších způsobů dělení, například na stroje s axiálním nebo radiálním ventilátorem, s vlastním nebo cizím ventilátorem, atd. Většina dalších hledisek již pro nás není příliš podstatná.

Věnujme se však blíže provedení ventilace používanému u větších synchronních generátorů (např. o výkonu v řádu jednotek MW), viz následující kapitola. Právě inovace systému chlazení zmíněné kategorie strojů je předmětem této práce.

Stávající způsob chlazení větších synchronních generátorů

Tyto generátory jsou zástupcem skupiny strojů s uzavřeným ventilačním okruhem a připojeným výměníkem tepla. Cirkulaci vzduchu zde zajišťuje radiální ventilátor se šikmými lopatkami v sacím uspořádání. Schéma tohoto provedení ventilačního systému s vyznačením všech důležitých toků chladicího média je znázorněno na obrázku 3.1.



Obr. 3.1: SCHÉMA CHLAZENÍ S UZAVŘENÝM VZDUCHOVÝM OKRUHEM.

Z hlediska ventilace je důležité, že část ochlazeného vzduchu přitékajícího z výměníku vstupuje na jedné straně stroje do vzduchové mezery a část vzduchu je vedena do prostoru nad statorovým paketem. Umožňují to kruhové otvory v předním stahovacím čele statoru. Tento proud vzduchu chladí vnější povrch statoru a mísí se s teplým vzduchem vytékajícím z radiálních statorových kanálů. Odtékání vzduchu z vnějšku statoru potom umožňují obdélníkové otvory v druhém stahovacím čele.

Vzduch proudící vzduchovou mezerou je důležitý jak pro chlazení rotoru, tak i pro odvod tepla z vnitřního povrchu statoru. Část vzduchu odtéká z mezery do radiálních kanálů, kde ochlazuje samotné statorové plechy i části vinutí, které vede napříč kanály. Menší část vzduchu potom unikne přes zaslepení konců axiálních kanálů mezi vyniklými

póly. Vzduch potom vstupuje do radiálního ventilátoru a je dále hnán skrze výměník tepla připevněný nad generátorem. Teplo z výměníku se následně odvádí vodním okruhem do vzdálenějšího chladiče umístěného v místech, kde může být bezproblémově rozptýleno.

3.1.2 Chlazení kapalinou

Přímé chlazení kapalinou se používá téměř výhradně v provedení s uzavřeným chladicím okruhem. Chlazení stroje je tak zajištěno pomocí cirkulace neměnného množství chladiva. Hlavní výhodou kapalinového chlazení je zejména větší tepelná kapacita běžně používaných kapalin a řádově vyšší hodnoty koeficientů přestupu tepla dosažitelné na smáčených plochách (v porovnání se vzduchem).

Přímé kapalinové chlazení můžeme rozdělit podle druhu použité chladicí kapaliny. V běžné praxi se nejčastěji používá buď voda nebo olej.

Voda, respektive vodní chlazení, patří ve skupině použitelných chladicích kapalin mezi nejrozšířenější. Vodnímu chlazení se budeme podrobněji věnovat v kapitole 3.2. Řadu informací a popisů konstrukčních provedení, uvedených v této kapitole, lze však vztáhnout i k chlazení jinými kapalinami než je voda.

Chlazení olejem se u točivých el. strojů nevyskytuje tak často, jako chlazení vodou. Oleje bohužel mají v porovnání s vodou velkou řadu nevýhod:

- Vyšší viskozita. S ní se pojí větší tlakové ztráty a nižší hodnoty koeficientů přestupu tepla.
- Nižší tepelná kapacita olejů, která znamená vyšší oteplení v chladicím okruhu.
- Větší nákladnost olejů a jejich ekologické likvidace.
- Větší ekologická nebezpečnost.
- Hořlavost většiny olejů.

Naopak – mezi výhody olejů patří zejména jejich dobré elektroizolační schopnosti a také jejich odolnost proti zamrznutí při venkovní odstávce stroje.

3.1.3 Jiné způsoby chlazení

Jiné způsoby chlazení lze rozdělit do těchto následujících kategorií:

Chlazení plyny jinými než je vzduch

Nejčastěji se jedná o vodík nebo hélium, případně i kapalný dusík, který se uplatňuje zejména u strojů se supravodiči [11], [12], [13].

V případě vodíku či hélia je důvodem jejich používání nízká viskozita a vysoká tepelná vodivost. Ventilační ztráty, případně výkon vynakládaný na oběh těchto plynů v chladicím okruhu, jsou proto mnohem nižší, než v případě chlazení vzduchem. Plynem může být vyplněn i celý vnitřek uzavřeného stroje [14], [15]. U velkých generátorů se však používá jiné provedení, kde plyn koluje pouze v uzavřeném okruhu, vnitřkem dutých vodičů statorového vinutí, které ochlazuje.

Přes dobrou účinnost tohoto způsobu chlazení jsou tu i citelné nevýhody. Jedná se zejména o složitější plynové hospodářství a problémy s utěsněním strojů (vodík a helium unikají netěsnostmi mnohem snáze než vzduch). V případě použití vodíku musí být stroj navíc konstruován jako výbuchu odolný (výbuch nesmí způsobit podstatné deformace či tříštění stroje).

Chlazení pomocí tepelných trubíc

Tento způsob přenosu tepla využívá skupenské přeměny uvnitř hermeticky uzavřeného tělesa. Většinou se jedná o kovovou trubici naplněnou malým množstvím kapaliny. Ta se odpařuje ve výparníku, tedy na straně trubice, která je připojena ke zdroji tepla (např. k chlazenému objektu). Vzniklé páry putují středem trubice k jejímu druhému konci (kondenzátoru). Tento konec je z vnějšku trubice ochlazován. Dochází zde proto ke kondenzaci páry na jeho vnitřních stěnách a k odevzdání skupenského tepla. Zkondenzovaná kapalina se pak navrácí po stěnách trubice zpět do výparníku. K návratu dochází buď pomocí gravitace nebo vztlínáním kapaliny pórovitou vrstvou vytvořenou na vnitřní stěně trubice. Ve druhém případě tak trubice může pracovat v jakékoliv poloze.

Hlavní výhodou tepelných trubíc je schopnost odvádět relativně velké množství tepla skrze nevelkou plochu výparníku. K přenosu tepla navíc dochází při velmi malém teplotním gradientu. Teplotu, při které dochází k odpařování a kondenzaci, lze ovlivnit složením kapaliny, jejím množstvím a také zajištěním vhodného tlaku uvnitř trubice při jejím uzavírání.

Chlazení odpařováním a varem kapaliny přímo uvnitř stroje

Lze si představit velké množství variant a realizací tohoto způsobu chlazení, princip je však u všech stejný a podobný jako u tepelných trubíc. Narozdíl od tepelných trubíc však kapalina smáčí přímo část stroje a při provozních teplotách zde dochází k varu. Součástí stroje je rovněž z vnějšku chlazený kondenzátor, ve kterém páry přecházejí opět do kapalného skupenství. Více informací o tomto způsobu chlazení lze nalézt např. v [16], [17] nebo v [18].

Jedná se o mimořádně účinný způsob chlazení, umožňující konstrukci kompaktních strojů velkých výkonů. Na druhé straně však přináší i řadu otázek a problémů, které je v souvislosti s výskytem kapaliny uvnitř stroje potřeba řešit.

3.2 Průzkum v oblasti vodního chlazení el. strojů

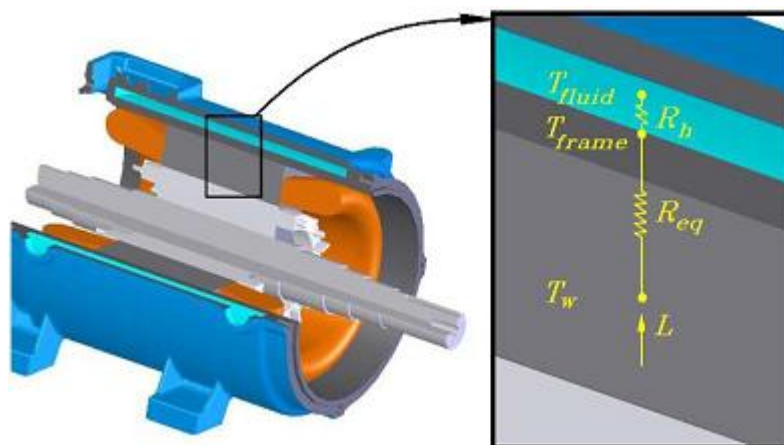
Přímé vodní chlazení představuje jeden z velmi účinných způsobů odvodu tepla, oblast točivých el. strojů nevyjímá. Vyznačuje se však i řadou dalších specifik, výhod a nevýhod. Na všechny tyto vlastnosti se pokusíme poukázat v následující podkapitole prostřednictvím rozboru vybraných odborných článků věnovaných právě vodnímu chlazení el. strojů.

3.2.1 Rozbor příspěvků zabývajících se vodním chlazením

Design of Water Cooled Electric Motors Using CFD and Thermography Techniques [19]

Článek se zabývá optimalizací proudění vody v chladicím plášti statoru, cílem je dosažení co nejlepšího poměru výkonu ku velikosti stroje.

- Vodní chlazení je aplikováno na asynchronní motor s litým vinutím rotoru (klec na krátko). Výkon motoru je 75 kW.
- Motor je opatřen vodním pláštěm, vyrobeným jako jeden celek, který obklopuje prakticky celý stator, viz obr. 3.2. Toto provedení nemusí zaručovat dostatečnou cirkulaci vody ve všech místech pláště.
- V příspěvku je zkoumán vliv průtoku vody na změnu teploty vinutí.
- Pro výpočet potřebného průtoku je zde využita jednoduchá tepelná bilance.
- Ke zkoumání chování tekutiny uvnitř pláště je použito CFD softwaru. Autoři se tak snaží predikovat pravděpodobná horká místa související s oblastmi s nízkou cirkulační rychlostí vody.
- Na vstupu vody do motoru je použit difuzér pro rovnoměrnější rozvrstvení proudnic.
- Zkoumán je zde rovněž vliv dělících přepážek uvnitř pláště.
- Při experimentálním ověření vlivu dělících přepážek na rozložení teplot je použita termovizní technika.



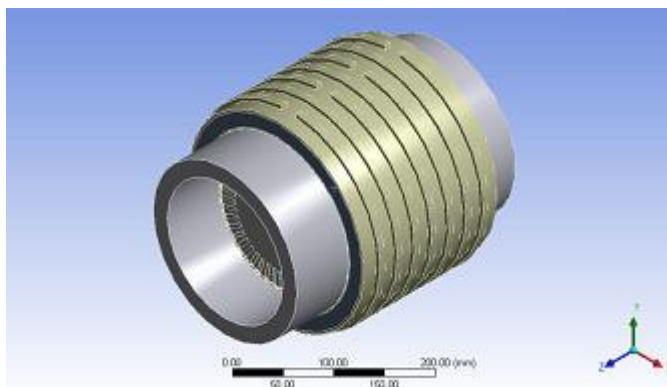
Obr. 3.2: ŘEZ MOTOREM A ZNÁZORNĚNÍ TEPELNÝCH ODPORŮ. PŘEVZATO Z [19].

Zhodnocení: Zde prezentované provedení vodního chlazení vyniká velkou styčnou plochou mezi chladicím pláštěm a statorem stroje, což má pozitivní vliv na minimalizaci jednoho z odporů proti odvodu tepla. Tento odpor je však pouze jeden ze série dalších odporů, přes které musí odváděné teplo projít, což výhodu nízkého přechodového odporu mezi statorem a pláštěm poněkud snižuje. Stojí proto za zvážení, zda přínos tohoto provedení vodního chlazení vyváží jeho větší výrobní náročnost.

3D Thermal Analysis of Water Cooling Induction Motor used for HEV [20]

Tento článek se věnuje tepelným analýzám (statickým i transientním, pomocí MKP) asynchronního motoru s využitím experimentů jako zdroje hodnot okrajových podmínek.

- Konkrétní uspořádání vodního chlazení není v tomto příspěvku detailně popsáno. Je pouze zřejmé, že je použit prstencový chladicí plášť nasazený vně statoru, viz obr. 3.3 .
- Okrajové podmínky jsou zde uvažovány jako závislé na teplotě (např. vlivem změny účinnosti s teplotou).
- Odvod tepla z rotoru je zde uvažován pouze přes vzduchovou mezeru. Vzduchová mezera je nahrazena pomyslným tělesem, které má zajišťovat ekvivalentní prostup tepla.
- Statorové vinutí je modelováno zjednodušeně, jako jeden homogenní vodič připadající na drážku. Čela vinutí jsou pak modelována jako homogenní válce.
- Koeficienty přestupu tepla na vodou smáčených stěnách jsou zde zadávány jako závislé na teplotě vody.
- K reálným experimentům (měření teplot a obvodových veličin) byl použit 30 kW asynchronní motor.
- Konečnoprvkové simulace předpověděly jako nejteplejší místa rotoru vnitřek rotorových drážek.
- Nejteplejší místa statoru vycházejí dle MKP na koncích zubů, v blízkosti vzduchové mezery. Teplota vinutí je nepatrně nižší, s relativně malými rozdíly mezi čely vinutí a vnitřkem drážek (do 5 °C).
- Experimentálně zjištěná střední teplota vinutí je jen o cca 5 °C vyšší než vypočtená.
- Výsledky transientní analýzy předpovídají, že po rozběhu motoru bude nejteplejší místo vinutí uvnitř statorových drážek, po určitém čase se však na vyšší teplotu zahřejí čela vinutí.
- Měření pomocí termočidel umístěných v blízkosti vinutí poukázalo na značné rozdíly teplot napříč průřezem drážky vinutí (více než 25 °C). Nahrazení vinutí v drážce jedním homogenním tělesem (s téměř izotermickým chováním) se proto nejeví jako příliš rozumné.



Obr. 3.3: MODEL VODOU CHLAZENÉHO ASYNCHRONNÍHO MOTORU. PŘEVZATO Z [20].

Zhodnocení: Tento příspěvek je zajímavý zejména použitím řady zjednodušení modelu pro MKP tepelné analýzy. Avšak ne všechna tato zjednodušení lze považovat za vhodná. Například modelování vinutí pomocí homogenního tělesa s pravděpodobně isotropní tepelnou vodivostí (anizotropní materiálové modely zde použitý software nepodporuje) vnáší do MKP modelu zbytečný zdroj odlišností oproti skutečnému stroji.

Z příspěvku není příliš zřejmé, do jaké míry byly experimentálně zjištěné hodnoty teplot použity k identifikaci či doladění parametrů MKP modelu. I když prezentované rozdíly naměřených a vypočtených teplot nejsou velké, mohly by být možná i menší.

Thermal Model and Behavior of a Totally-Enclosed-Water-Cooled Squirrel-Cage Induction Machine for Traction Applications [21]

V tomto příspěvku je prezentován tepelný model vodou chlazeného asynchronního motoru (6 kW). Tento model je založen na metodě tepelných sítí.

- Tepelný model (motor) je poměrně detailně rozdělen v axiálním i radiálním směru na jednotlivé dílčí části, které vystupují v řešení. Tepelné toky v tangenciálním směru zde nejsou uvažovány (2D model).
- Je zde zanedbán přestup tepla z čel rotoru a statoru do vzduchového prostoru uvnitř stroje. Rovněž okolní vzduch okolo motoru není zatím uvažován.
- Koeficienty přestupu tepla na vodou smáčených plochách jsou stanoveny pomocí teorie podobnosti.
- Jsou zde uvažovány teplotně závislé ztráty v mědi, které tak mohou být v každé části vinutí rozdílné.
- Ztráty ve vinutí rotoru (klec nakrátko) jsou stanoveny pomocí elektromagnetického výpočtu (v příspěvku však není uveden).
- K řešení je použit objektově orientovaný software založený na metodě tepelných sítí.

- Jednotlivé oblasti modelu mohou být v tomto softwaru rozděleny na volitelný počet diskrétních subsegmentů pro zpřesnění výpočtu.
- Voda v chladicím plášti je modelována jako jeden uzel (počítá se zde pouze s průměrnou teplotou vody).
- Použitý chladicí plášť má tvar meziválcového prostoru vyplněného vodou. Uvnitř pláště je navíc řada přepážek, které vytvářejí meandry v proudu chladicí vody, viz obr. 3.4. Chladicí plášť má pouze jeden vstup a výstup (jsou umístěny blízko sebe). Obíhající voda tak při průchodu pláštěm opisuje úhel téměř plných 360°.
- Článek popisuje i experimentální měření teplot, čidly teplot jsou osazena pouze čela vinutí. Teplota rotoru je zjišťována bezkontaktně, pomocí infračidla, které je zaměřeno na kratší (nepřipojitelný) konec hřídele.
- Naměřená data jsou v dobré shodě s výstupy modelu (porovnávány časově závislé průběhy teplot po rozběhu stroje, při dvou zátěžných cyklech).
- Nejvyšší naměřená teplota byla zjištěna na kratším konci hřídele (141 °C po ustálení).



Obr. 3.4: ODKRYTÝ VODNÍ PLÁŠŤ MOTORU S PŘEPÁŽKAMI TVOŘÍCÍMI MEANDRY. PŘEVZATO Z [21].

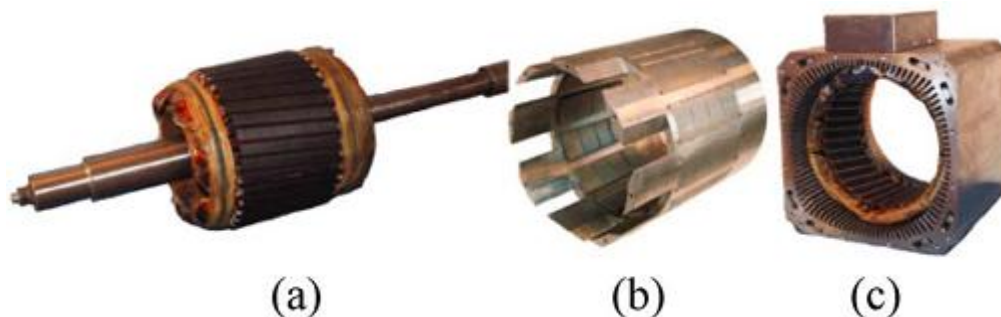
Zhodnocení: V tomto článku je nejvíce zajímavá podstata tepelného modelu. Ač je model založen na metodě tepelných sítí, jednotlivé oblasti stroje (příslušející jednotlivým uzlům v síti) jsou navíc rozděleny (zjemněny) na volitelný počet elementů. Byť takovýto přístup nepostihuje všechny drobné konstrukční detaily stroje (narozdíl od MKP), přesnost výpočtu bude pravděpodobně mnohem vyšší než u jednoduché tepelné sítě.

Tento zvolený přístup tak přesností (ale také implementační náročností) představuje jakýsi mezistupeň mezi metodou tepelných sítí a MKP. I když je k implementaci použit specializovaný software, podobný model by měl být realizovatelný i pomocí jiného, pro nás dostupného softwaru, např. Matlabu.

Research on the Cooling System of a 4QT Prototype Machine Used for HEV [22]

Hlavním motivem tohoto článku je vývoj chladicího systému pro čtyř-kvadrantový elektromechanický převod hybridního vozidla.

- Použitý elektromechanický převod má umožnit konstantní chod spalovacího motoru, nezávisle na aktuálních trakčních požadavcích na pohonnou soustavu. Jedná se o sériový koncept hybridního vozidla.
- Elektromechanický převod je tvořen statorem, uvnitř kterého se nachází dva nezávislé rotory, viz obr. 3.5. Vnější rotor s permanentními magnety má hrníčkový tvar, uvnitř se pak nachází vnitřní rotor. Jedná se tak v podstatě o dvojitý synchronní stroj s permanentními magnety.
- Vodní chlazení je realizováno soustavou děr vyvrtaných v kovovém plášti statoru (rovnoběžně s osou stroje).
- Vnitřní vinutý rotor je chlazen vzduchem, který může proudit v půlkruhových axiálních kanálech v blízkosti hřídele. Rovněž stator disponuje vzduchovými axiálními kanály, které se nacházejí v kovovém plášti pod úrovní vodních kanálů, tedy blíže ose stroje.
- K odhalení míst s největší teplotou je použita MKP (2D model příčného průřezu).
- Pro výpočet hodnot součinitelů přestupu tepla v obou vzduchových mezerách byla použita teorie podobnosti, konkrétně Taylorovo číslo charakterizující režim proudění ve vzduchové mezeře.
- Výsledky MKP analýzy byly porovnány s teplotami naměřenými na skutečném stroji a bylo dosaženo poměrně dobré shody. Ukázalo se, že teplota vinutí vnitřního rotoru překračuje max. povolenou hodnotu, projevila se tak nutnost zlepšení chladicího systému.
- Bylo provedeno několik dalších MKP analýz za účelem nalézt co nejúčinnější způsob chlazení, zejména s ohledem na snížení teplot vnitřního rotoru.
- Vzduchové axiální kanály ve statoru se ukázaly jako neúčelné, u varianty bez těchto kanálů lze dosáhnout nižších teplot (pouze vodním chlazením).
- Pro dosažení přijatelné teploty vinutí vnitřního rotoru musí být zajištěn dostatečně velký průtok vzduchu, který obstarává oddělený ventilátor. Výpočty však ukázaly, že od určitých hodnot průtoku již teplota vinutí reaguje velice málo na další zvyšování tohoto průtoku.
- Teplota vnitřního rotoru se ukázala jako téměř nezávislá na teplotě vodou chlazeného statoru.



Obr. 3.5: VNITŘNÍ VINUTÝ ROTOR (A), VNĚJŠÍ ROTOR S PERMANENTNÍMI MAGNETY (B) A STATOR S KANÁLKY VODNÍHO CHLAZENÍ VIDITELNÝMI V ROZÍCH STATORU (C). PŘEVZATO Z [22].

Zhodnocení: Synchronní stroj, prezentovaný v tomto příspěvku, je zajímavý jak svou dvourotorovou konstrukcí, tak použitým systémem chlazení. Z hlediska chlazení je nejproblematictější vnitřní vinutý rotor. Ač je opatřen přídatnými axiálními kanály v blízkosti hřídele, naměřené i vypočtené teploty jsou i při relativně velké dodávce chladicího vzduchu poměrně vysoké.

Jedním ze závěrů je potom poznatek, že zvyšování průtoků (vody či vzduchu) nad určitou mez již nepřináší požadovaný účinek a jeví se jako neefektivní (energeticky náročné).

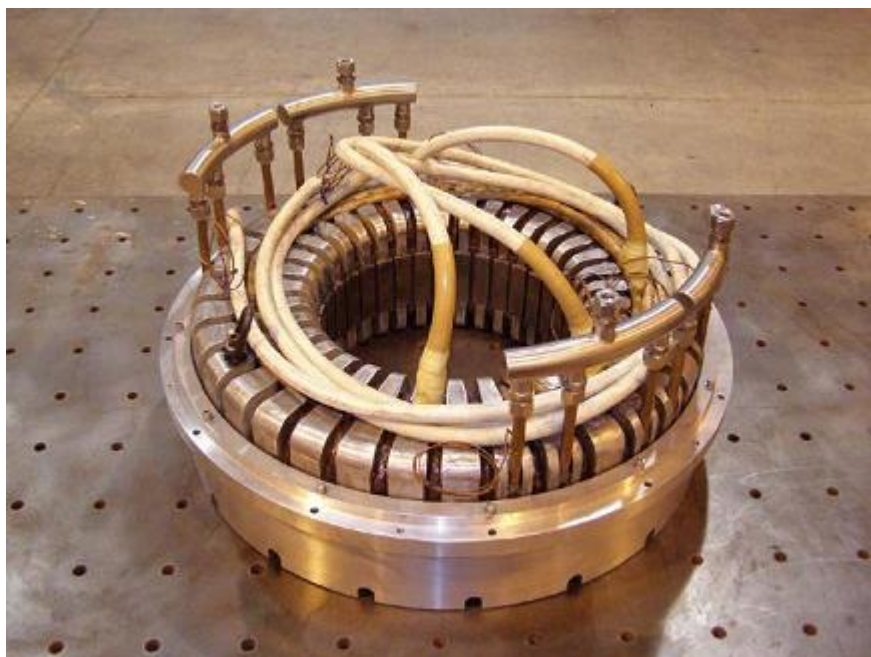
High Speed Water-cooled Permanent Magnet Motor for Pulse Alternator-based Pulse Power Systems [23]

Příspěvek se věnuje popisu vývoje, výroby a počátečního testování vysokorychlostního synchronního motoru s permanentními magnety chlazeného vodou. Tento motor má sloužit k roztáčení setrvačnicku pulzního generátoru.

- Stator motoru je chlazen vodou, k ochlazení magnetů rotoru postačuje klasické chlazení vzduchem.
- Stator má tvar prstence, vinutí je na magnetickém jádru statoru umístěno podobně jako drát na toroidní cívce. Drážky vinutí jsou jak na vnitřním povrchu prstencového jádra, tak i na jeho vnějším plášti.
- Součástí chladicího systému jsou i koncové hliníkové oblouky pomáhající odvádět teplo z cívek vinutí. Tyto oblouky mají tvar písmene C a jsou zasazeny mezi krátká čela cívek vinutí, které mírně vystupují přes čelní plochy prstence jádra, viz obr. 3.6. Uvnitř těchto C-oblouků se pak nachází samotné jádro prstence. Koncové C-oblouky jsou od vinutí samozřejmě elektricky izolovány.
- Vodní chlazení se skládá ze dvou paralelních větví po třech paralelních trubkách. Materiálem trubek je měď. Každá z větví má jeden vstup a jeden výstup vody.
- Tyto měděné trubky jsou vedeny ve třech drážkách vyfrézovaných na vnějším povrchu statoru (ve hřbetech koncových C-oblouků). Každá z šestice trubek (dvě tro-

jice) tak opisuje po obvodu statoru úhel téměř 180° . Trubky jsou v těchto drážkách zalaty teplovodivým epoxidem.

- Chlazení rotoru zajišťuje oddělený ventilátor. Teplota rotoru se má pohybovat okolo cca 100°C , což lze zajistit přívodem vzduchu o teplotě max. 40°C .



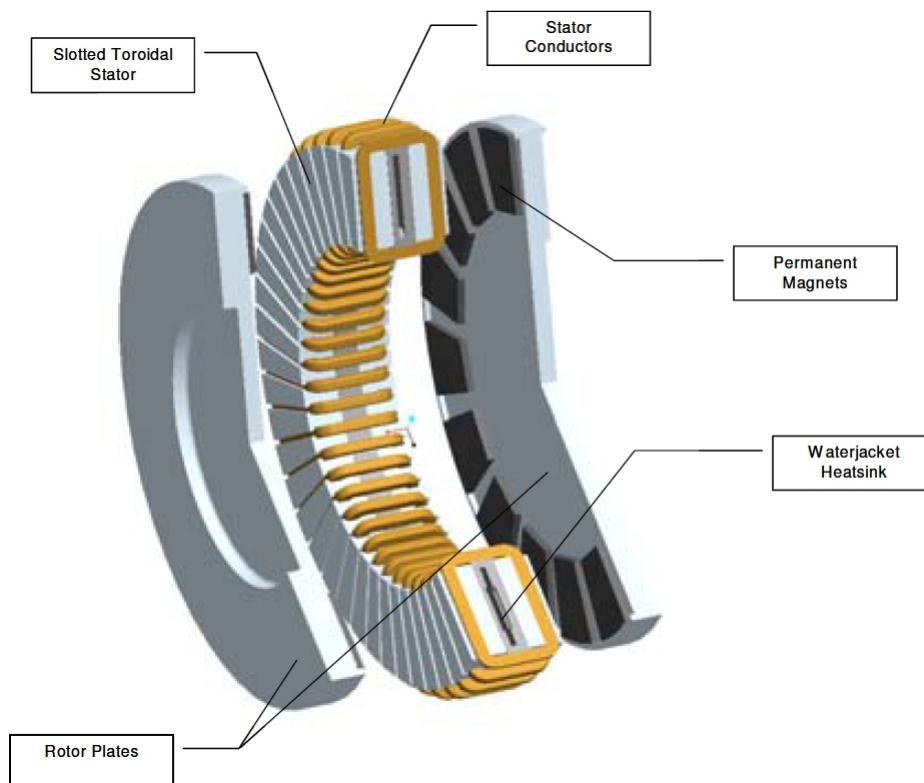
Obr. 3.6: STATOR S VODNÍM CHLAZENÍM. PŘEVZATO Z [23].

Zhodnocení: Teto speciální motor se z hlediska chlazení liší od ostatních strojů zejména použitím koncových C-oblouků pro odebrání tepla z čel vinutí. Je to jeden ze způsobů, jak v kombinaci s vodním chlazením dosáhnout požadovaných teplot. Nevýhodou je vysoká výrobní náročnost a mírně horší účinnost stroje. Podobná pomůcka by však u strojů běžné koncepce byla asi stěží aplikovatelná, zejména s ohledem na odlišný tvar čel vinutí. Nezvyklý je rovněž způsob vedení chladicích trubek po obvodu stroje.

Thermal Modelling of Water-Cooled Axial-Flux Permanent Magnet Machine [24]

Článek se zabývá tepelným modelováním generátoru s permanentními magnety a vodním chlazením. Je zde prezentováno jak analytické řešení, tak i přístup s využitím CFD.

- Vodní chlazení je aplikováno na stroj s permanentními magnety s axiálním magnetickým tokem. Generátor disponuje rotorem tvořeným dvěma disky, které lícují s čelou statoru, viz obr. 3.7. Tento stroj má sloužit jako generátor připojený ke spalovacímu motoru automobilu.



Obr. 3.7: USPOŘADÁNÍ STROJE S DVOJDÍLNÝM DISKOVÝM ROTOREM. PŘEVZATO Z [24].

- Vodní chlazení je realizováno formou plochého prstencového pláště, vyrobeného z hliníku, kterým může protékat voda. Tento plášť je vsazen mezi dvěma polovinami statorového paketu. Vodní plášť se tak nachází uprostřed osové délky statoru.
- Uvnitř plochého pláště se nacházejí drážky rozvířující protékající vodu a zlepšující přestup tepla.
- K výpočtu střední hodnoty koeficientu přestupu tepla v chladiči je použita teorie podobnosti.
- Pro ověření výsledků předchozího analytického výpočtu byl vytvořen CFD model chladiče (v softwaru Fluent).
- Rozdíl analytického a CFD řešení koeficientů přestupu tepla je menší než 10 % (testováno pro průtoky v rozmezí 5 až 20 l·min⁻¹).
- Za účelem predikce teplot vinutí byl sestaven tepelný model statoru - metodou tepelné sítě.
- Jednotlivé uzly sítě jsou situovány do středu vinutí, do středu zubů, do středu železného jádra a do středu vodního chladiče.
- Jedním ze vstupů do tepelného modelu je i analytický model tepelných ztrát.

- Výsledkem řešení tepelné sítě je závislost teploty vinutí na průtoku chladicí vody. Ukázalo se, že zvyšování průtoku nad $12 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$ již přináší pouze malý pokles teploty vinutí.
- Na základě transientního řešení tepelné sítě byly stanoveny závislosti mezi špičkovým výkonem a přípustnou dobou přetěžování stroje.
- Vypočtené hodnoty oteplení vinutí byly porovnány s výsledky měření při různých momentech a otáčkách stroje. Vypočtené výsledky ve většině případů velice dobře souhlasí s naměřenými daty.

Zhodnocení: Uvedený způsob chlazení je snadno aplikovatelný zejména u strojů tohoto speciálního typu. Pro stroje konvenčního provedení by zřejmě byl tento způsob chlazení výrobně velmi náročný, i když zřejmě účinný.

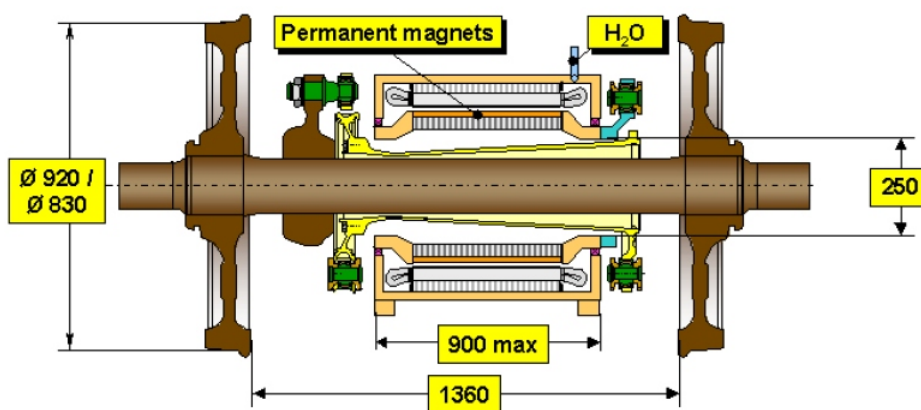
Jedná se o jeden z mála příspěvků, kde je využito CFD řešení namísto metody konečných prvků, kterou bývá řešeno pouze vedení tepla v pevných částech stroje. Povzbudivá je zejména míra shody CFD výsledků a analytického řešení. Avšak jako u většiny ostatních příspěvků, i zde je následně přistoupeno k řešení pomocí tepelné sítě, které je flexibilnější než řešení pomocí MKP či CFD.

Thermal Design of a Permanent Magnet Motor used for Gearless Railway Traction [25]

V tomto článku je diskutován tepelný model 500 kW motoru řešený pomocí MKP a pomocí metody tepelných sítí. Plášť tohoto motoru je chlazen vodou.

- Předmětem řešení je motor s rotorem s permanentními magnety, který je přímo součástí železniční nápravy (bezpřevodový pohon), viz obr. 3.8. Celý motor je na nápravě zavěšen pomocí flexibilního členu, který redukuje neodpruženou hmotnost nápravy.
- Vzhledem ke svému umístění musí být motor poměrně kompaktní, což zvyšuje nároky na systém chlazení.
- Vodní chlazení je tvořeno kanálkem tvaru šroubovice (24 závitů) přímo uvnitř pláště statoru. Průřez kanálku je obdélníkový, $20 \times 10 \text{ mm}$. Předpokládaný průtok je $15 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$.
- Zajímavé je sériové propojení chlazení motoru a napájecího měniče. Teplota vody na vstupu do motoru je tak ovlivněna ztrátami v předřazeném měniči a samozřejmě i vlastnostmi výměníku tepla voda-vzduch, který je součástí vodního okruhu.
- Pro první předběžné kalkulace byl vytvořen tepelný model motoru založený na metodě tepelných sítí. Vypočtené teploty byly porovnány s naměřenými daty, odchylky se pohybují okolo 10 %.
- Měření byla prováděna pomocí termočlánků, poměrně zajímavý je přenos naměřených teplot rotoru pomocí kroužků a kartáčů.

- MKP model odpovídá pouze polovině délky statoru a polovině průřezu drážky (využití symetrie). Čela vinutí jsou modelována zjednodušeně, jako tělesa tvaru hranolu. Teploty na koncích vinutí jsou numericky svázány (simulace nízkého teplotního gradientu v koncových ohybech).
- Vstupem pro teplotní analýzu je výstup elektromagnetického modelu motoru, které umožňuje stanovit velikost ztrát. Poměrně promyšlené je nastavení ztrát v železe statoru, kde zubům připadá jiná hodnota měrných ztrát než zbytku železa statoru. Nástin výpočtu poměru těchto hodnot zde bohužel není uveden.
- Hodnoty koeficientů přestupu tepla (vodní kanálek a vnější povrch motoru) vstupujících do MKP simulací jsou vypočteny analyticky.
- Vzduchová mezera je nahrazena tělesem s ekvivalentní tepelnou vodivostí. Ekvivalentní náhrada je vypočtena analyticky (teorie podobnosti).
- Vypočtené ustálené teploty jsou v dobrém souladu s naměřenými hodnotami, zejména u statoru stroje (většina odchylek je do 5 %).
- Byly provedeny rovněž transienční analýzy. Zde se více projevily větší odchylky vypočtených teplot u rotoru s permanentními magnety (až 20 %). Bylo by proto vhodné znovu přepočítat ekvivalentní vodivost vzduchové mezery.
- Jsou zde simulovány i poruchové stavy, kdy je přerušen přívod chladicí vody. K dosažení mezní teploty vinutí dojde již po cca deseti minutách. V případě že je motor (bez přísunu vody) během jízdy odpojen, ztráty v železe (důsledek otáčejícího se rotoru s permanentními magnety) nezpůsobí přehřátí motoru.



Obr. 3.8: VODOU CHLAZENÝ MOTOR UMÍSTĚNÝ NA ŽELEZNIČNÍ NÁPRAVĚ. PŘEVZATO Z [25].

Zhodnocení: V tomto příspěvku je velice dobře patrný trend společný pro většinu MKP či CFD tepelných analýz - řešení teplotního pole v pevných objemových částech modelu (solid elements) velice dobře koresponduje se skutečnými teplotami. Naopak, je-li část

modelu (např. rotor) oddělena od zbytku modelu tekutinou (např. vzduch ve vzduchové mezeře), řešení zde bude více nejisté a pravděpodobně zatížené mnohem větší odchylkou od skutečnosti.

Prezentované provedení vodního chlazení je na první pohled velice jednoduché a účinné. V příspěvku ale není osvětlena použitá technologie výroby takového pláště. Vytvoření šroubovicovitého kanálku uvnitř monolitického ocelového pláště bude pravděpodobně výrobně náročné. Toto provedení se hodí (stejně jako většina ostatních chladicích systémů v plášti statoru) spíš pro stroje menších velikostí, u kterých může být plášť poměrně snadno nalisován na statorový paket.

Calculation on the Thermal Field of the Water Cooling Stator of Three-Gorge Hydro-Generator [26]

Článek se věnuje 2D MKP simulacím teplotního pole drážky velkého generátoru s dutými vodiči chlazenými vodou.

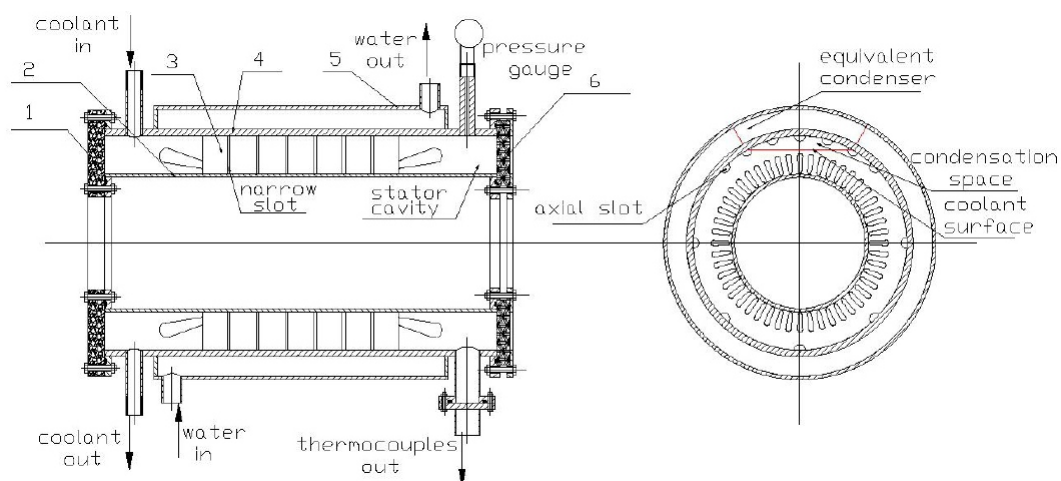
- Jedná se o generátor s částečným vodním chlazením. Vodou chlazené je pouze vinutí statoru, železné jádro statoru je však chlazeno vzduchem, stejně jako celý rotor.
- Chlazené (duté) jsou jen některé z vodičů statorového vinutí (6 z celkových 30 vodičů v jednom svazku cívky).
- Je zde řešeno teplotní pole odpovídající pouze jedné statorové drážce (využití osové symetrie), avšak ve třech různých řezech, lišících se axiální polohou.
- První simulace postihuje vinutí uvnitř železného jádra paketu. Druhý model odpovídá čelu vinutí (jsou zde modelovány oba svazky cívky, ale již bez statorových plechů okolo). Třetí model řeší koncovou část čela vinutí, kdy je již mezi horním a dolním svazkem cívky mezera (modelována je pouze jedna část svazku).
- Okrajové podmínky modelů jsou realizovány nastavením konvekce na příslušných plochách. Použité koeficienty přestupů tepla jsou vypočteny analyticky (teorie podobnosti).
- Modely počítají s pevně danou střední teplotou vody (průměr mezi vstupem a výstupem).
- Vypočtená teplotní pole odpovídají běžným předpokladům, vypočtené teploty jsou velice blízké hodnotám naměřeným na skutečném stroji.

Zhodnocení: Tento příspěvek je klasickým příkladem poměrně jednoduchého konečno-prvkového tepelného modelu s analyticky stanovenými okrajovými podmínkami. U takto koncipovaného 2D modelu nelze očekávat příliš překvapivé výsledky. Nicméně tyto MKP výsledky by měly odpovídat realitě lépe než například řešení pomocí metody tepelných sítí.

Prezentovaný způsob chlazení je aplikovatelný pouze na velké stroje, u kterých je možno použít duté vodiče dostatečné světlosti. Na druhou stranu, odvod tepla chladicím médiem přímo z prostoru vinutí představuje jeden z neúčinnějších způsobů chlazení. U takovýchto generátorů s vinutým rotorem však může být limitujícím prvkem rotorové vinutí - vodní chlazení zde bohužel nelze jednoduše aplikovat.

Temperature Characteristics in the Stator Model of a Permanent Magnet Motor by Water-Cooling and Evaporative Cooling [16]

Tento článek popisuje unikátní způsob chlazení motoru s permanentními magnety, založený na odpařování kapaliny uvnitř motoru a její kondenzaci na vnitřku pláště statoru chlazeného vodou.



Obr. 3.9: NÁKRES EXPERIMENTÁLNÍHO MOTORU CHLAZENÉHO ODPAŘOVÁNÍM KAPALINY A VODOU. 1 – TĚSNÍČÍ ČELA, 2 – KRUHOVÁ STĚNA ODDĚLUJÍCÍ PROSTOR ROTORU, 3 – ŽELEZNÉ JÁDRO STATORU, 4 – VNĚJŠÍ STĚNA KONDEZAČNÍ KOMORY, 5 – VODNÍ PLÁŠŤ, 6 – POZOROVACÍ OKÉNKO. PŘEVZATO Z [16].

- Hermeticky uzavřená mezikruhová komora, ve které se nachází odpařující se kapalina a pára, obklopuje prakticky celý stator včetně čel vinutí, viz obr. 3.9. Tento prostor je na vnitřním poloměru tvořen jakousi válcovou rourou, která prochází i vzduchovou mezerou a kočí až u čelních stahovacích štítů statoru. Touto válcovou stěnou je pára oddělena od prostoru rotoru.
- Statorový paket disponuje několika radiálními kanály, do kterých může zatékat odpařující se kapalina. Většina povrchu statoru (včetně části vinutí) je tak ponořena v této kapalině.
- Vnější povrch paketu je opatřen několika axiálními polokruhovými kanálky. Na horní straně paketu je těchto kanálků více.
- Většina těchto axiálních kanálků umožňuje rozvod odpařující se kapaliny v axiálním směru (takto jsou mezi sebou propojeny jednotlivé radiální kanálky).
- Zhuštěné axiální kanálky na horní straně paketu umožňují stoupající páře dostat se do kontaktu s vnějším pláštěm statoru. Na jeho vnitřním povrchu potom dochází ke kondenzaci této páry.

- Kondenzační teplo je z tohoto vnějšího pláště odváděno chladicí vodou. Tento vnější plášť disponuje mezikruhovým prostorem vyplněným vodou, která jím může protékat.
- K ověření vlastností tohoto systému chlazení byl motor osazen řadou termočlánků a podroben experimentům.
- Experimentálně byly testovány dva způsoby chlazení: ryze vodní chlazení a odpařovací chlazení s odvodem tepla chladicí vodou ve vnějším plášti. U ryze vodního chlazení není ve vnitřní komoře žádné chladivo, které by se mohlo odpařovat. Chlazení tak probíhá pouze odvodem tepla skrze železné plechy paketu do pláště chlazeného vodou.
- Byl zde zkoumán vliv tloušťky izolace, průtoku chladicí vody a u odpařovacího chlazení i vliv výšky hladiny odpařující se kapaliny.
- Odpařovací chlazení prokázalo mnohem lepší účinnost než ryze vodní chlazení. Teplotní pole bylo velice rovnoměrné a dosažené teploty mnohem nižší, zejména u čel vinutí.
- V případě že vnějším pláštěm neprotéká žádná voda, jsou dosažené teploty mnohem vyšší, avšak u odpařovacího chlazení nehrozí nebezpečí přehřátí čel vinutí.

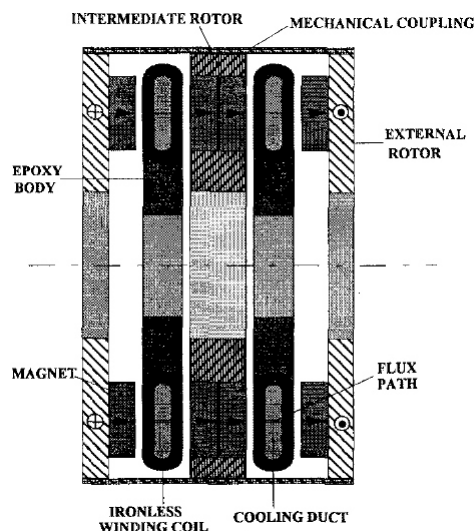
Zhodnocení: Uvedený způsob odpařovacího chlazení je bezesporu velice účinný a hodí se pro stroje s velmi vysokým měrným výkonem. V uvedeném článku však není vůbec diskutována řada otázek, které vyvstávají v souvislosti s tímto způsobem chlazení. Jedná se například o vliv zmiňované vnitřní válcové stěny parní komory, která prochází vzduchovou mezerou. V článku sice není uveden materiál této stěny, avšak vzhledem k její nezanedbatelné tloušťce zřejmě ovlivní (pravděpodobně negativně) magnetické pole ve vzduchové mezeře.

Autoři nezmiňují ani druh použité kapaliny, kterou je naplněna odpařovací komora. Není tak zřejmé, při jaké teplotě kapalina vře a zda z dlouhodobého hlediska negativně neovlivní konstrukci statoru (např. korozi nebo zhoršením elektroizolačních vlastností vinutí). Nevýhodu tohoto způsobu chlazení mohou být pravděpodobně vyšší výrobní náklady. Konstrukce odpařovací komory musí být hermeticky uzavřená a snášet určitý přetlak či podtlak, jsou zde požadavky na dokonalé slícování většiny částí.

Prototype of Electric Vehicle Drive with Twin Water-Cooled Wheel Direct Drive Motors [27]

Článek pojednává o prototypu motoru (s permanentními magnety) zabudovaného přímo do zadních kol hybridního vozidla.

- Na motor jsou kladeny poměrně vysoké požadavky, co se krouticího momentu a malých rozměrů týče. Motor musí navíc fungovat ve zcela uzavřeném provedení, bez přístupu okolního dovnitř motoru.



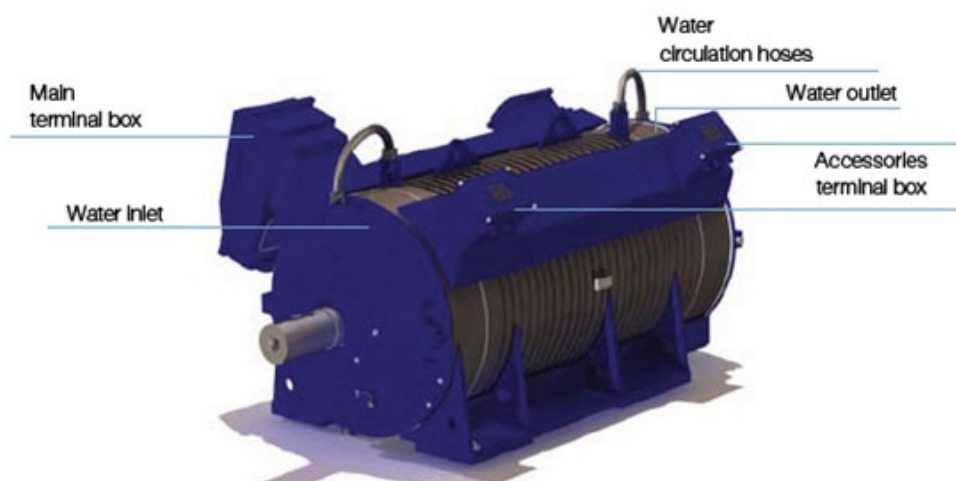
Obr. 3.10: NÁKRES MOTORU. PŘEVZATO Z [27].

- Konstrukce motoru je poměrně neobvyklá, viz obr. 3.10. Je zde použit stator bez magnetického jádra, jednotlivé cívky jsou v nosné konstrukci statoru zality epoxidem. Uspořádání cívek po obvodu rotoru je podobné běžnému toroidu.
- Celý stator je zdvojený, skládá se ze dvou disků s vinutím, které jsou umístěny společně na nehybné hřídeli.
- Rotor je bubnového provedení a zcela obklopuje stator. Sestavu rotoru tvoří celkem tři disky s permanentními magnety. Dva disky jsou umístěny vně dvojice statorových disků, prostřední disk rotoru vyplňuje vnitřní prostor mezi statorovými disky. Jedná se tedy o stroj s axiálním magnetickým tokem.
- Jelikož uvnitř cívek vinutí není žádné magnetické jádro, byl tento prostor využit pro umístění tělesa vodního chladiče, který je tak v přímém kontaktu s vnitřním povrchem cívek.
- Chladič okruh je z prostoru stroje vyveden pevnou hřídelí, motorům obou kol přísluší jeden společný výměník tepla voda-vzduch. Výměník je schopen udržet teplotu vody vstupující do motoru dostatečně nízkou i v případě, že jsou motory o 100 % přetíženy.
- Při nominálním zatížení motoru a pevně zvoleném průtoku $12\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$ dosáhne oteplení vody na výstupu hodnoty $4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Avšak při přetížení motoru o 100 % již dosahuje oteplení hodnoty $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ztráty vzrůstají nelineárně v důsledku vyšších teplot).
- Vodní okruh je rovněž užít k chlazení tranzistorů napájecího měniče. Chladič sestává ze dvou hliníkových plátů složených k sobě, přičemž v jednom z plátů je vytvořena síť kanálků pro ochlazovanou vodu.

Zhodnocení: Motor diskutovaný v tomto článku patří opět do skupiny speciálních elektrických strojů, konstruovaných přímo pro dané využití. Neortodoxní konstrukce stroje umožnila použití velmi efektivního způsobu chlazení, u kterého se vodní okruh doslova dotýká vinutí, které je potřeba chladit. Praktické zkušenosti s prototypem motoru prokázaly, že užitý systém chlazení dokáže spolehlivě uchládit i tento velice kompaktní motor, a to i v případě, že je stroj silně přetěžován.

3.2.2 Komerčně nabízené el. stroje s vodním chlazením

Vodní chlazení není v oblasti točivých elektrických strojů úplnou novinkou. Řada výrobců běžně nabízí takto chlazené el. stroje v rámci svého sortimentu. V této podkapitole uvedeme příklady některých z nich. Ačkoliv se vodní chlazení často používá u velkých synchronních generátorů, zaměříme se především na stroje středních a nižších výkonů, které jsou tématu této práce bližší.



Obr. 3.11: ŘEZ MOTOREM MOTOREM WGM SPOLEČNOSTI WEG. PŘEVZATO z [35].

Jedním z výrobců, kteří nabízejí vodou chlazené stroje, je například společnost WEG. Výkony motorů této společnosti, označovaných jako „VGM motors“, se pohybují v rozmezí od 280 kW do 2800 kW, viz [35]. Stroje se vyznačují poměrně kompaktní stavbou, rozpětí osových výšek činí 315 až 560 mm. Vodní chlazení je tvořeno kanálkem tvaru šroubovice v plášti stroje, viz obr. 3.11.

Dalším výrobkem, který nabízí vodou chlazené motory podobných výkonů (konkrétně 400 až 1100 kW), je společnost ABB. Jedná se o nízkonapěťové asynchronní motory s litým rotorovým vinutím (hliníková klec). Chlazení má podobu vodního pláště okolo statoru stroje, viz obr. 3.12.

Výrobce uvádí i některé požadavky kladené na vodní okruh. Dle [36] musí být maximální vstupní teplota vody, která chladí tyto stroje, menší než 40°C. Udávané oteplení vody v motoru je přibližně 10 až 15°C. Pracovní tlak vody v okruhu by se měl pohybovat

do 5 bar, přetlak potřebný pro zajištění potřebného průtoku (obvykle 30 až 50 l·min⁻¹) je u všech strojů do 2 bar. Výrobce nedoporučuje používat vodu s obsahem chloridů vyšším než 120 mg·l⁻¹.



Obr. 3.12: ASYNCHRONNÍ MOTOR SPOLEČNOSTI ABB CHLAZENÝ VODOU. PŘEVZATO Z [36].

Vodou chlazené asynchronní motory nabízí i německá společnost OSWALD Elektromotoren GmbH, a to ve výkonovém rozpětí 5 až 600 kW, viz [37]. Těleso vodního chlazení je opět tvořeno dutým pláštěm v kostře stroje, podobně jako u motorů předcházejícího výrobce. Plášť je vyroben z nerezové oceli a mědi, takže chladicí voda nemusí být zbavena korozevzdorných příměsí. Výrobce doporučuje teplotu vstupující vody do 25 °C (viz [38]). V opačném případě je nutné provozovat stroj při nižším než jmenovitém výkonu. V případech, kdy je teplota chladicí vody nižší, než teplota okolního prostředí, se při zastavení stroje doporučuje i uzavření vodního okruhu, aby nedocházelo ke srážení vlhkosti na podchlazených částech stroje.



Obr. 3.13: VLEVO: ASYNCHRONNÍ MOTORY SPOLEČNOSTI OSWALD ELEKTROMOTOREN GMBH. PŘEVZATO Z [38]. VPRAVO: MOTOR GMS M1. PŘEVZATO Z [39].

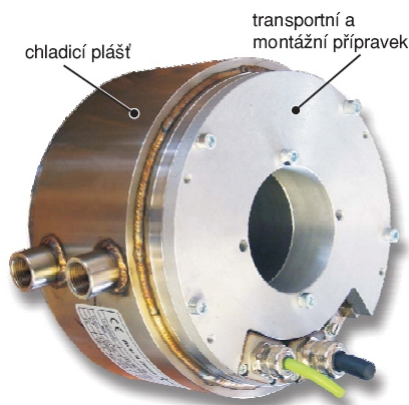
Zajímavý vodou chlazený třífázový motor nabízí pod označením GMS M1 společnost Green MotorSport Ltd. Tento malý motor (průměr pláště 177 mm) o jmenovitém výkonu 18 kW je určen především pro pohon hybridních automobilů, elektromobilů, elektroskútrů, atd. Dle [39] je motor optimalizován pro napájení střídavým napětím 48 V. Chladicí plášť okolo statoru je vyroben z hliníku, viz obr. 3.13 vpravo.

Vodní chlazení se uplatňuje také u menších synchronních motorů, jako je například modelová řada DST 135 – 315 společnosti Baumüller Nürnberg GmbH, viz obr. 3.14. Tyto stroje se nejčastěji používají jako pohon servomechanismů, kde je potřeba vysoký krouticí moment udržitelný po dlouhou dobu. Chlazení má opět podobu vodního pláště okolo statoru stroje.

Výrobce uvádí v [40] řadu parametrů, které by měl vodní okruh splňovat. Je to především teplota vstupující vody, která by se měla pohybovat v rozsahu od 10 do 35 °C. Oteplení vody při průchodu motorem se pohybuje okolo 7 až 13 °C, tlaková ztráta je při požadovaných průtocích do 2 bar. V [40] lze nalézt také další údaje, týkající se čistoty použité vody. Společnost Baumüller Nürnberg GmbH dodává i asynchronní motory s vodním chlazením podobné koncepce, viz [41].



Obr. 3.14: SYNCHRONNÍ MOTORY ŘADY DST 135 – 315. PŘEVZATO Z [40].



Obr. 3.15: MOMENTOVÝ MOTOR SÉRIE ROL SPOLEČNOSTI VÚES BRNO. PŘEVZATO Z [42].

Dalším příkladem společnosti, která vyrábí vodou chlazené momentové synchronní motory s permanentními magnety (viz obr. 3.15), je VÚES Brno. Vestavné provedení motorů disponuje otevřeným kanálem vodního chlazení, který je vytvořen na povrchu pláště stroje. K jeho uzavření dojde až při zalisování statoru do zákaznické kostry stroje.

V návodu výrobce [43] jsou uvedeny některé zajímavé parametry těchto motorů. Pro dosažení katalogových hodnot momentů je potřeba zajistit teplotu vstupující chladicí vody do 25 °C. Motor lze provozovat i bez vodního chlazení, ovšem při nižších hodnotách momentů (redukce asi o 40 %). Výrobce doporučuje tvrdost chladicí vody je 0,7 mmol/l a kyselost mezi 6,5 pH až 7,5 pH. Oteplení vody se pohybuje od 4 do 15 °C a tlakový úbytek v rozmezí 0,1 bar až 0,58 bar

(v závislosti na konkrétním typu motoru).

Synchronní motory s vodním chlazením, určené pro servopohony, nabízí také holandská společnost DAC electric [44]. Některé z těchto strojů jsou pro tuto společnost vyráběny ve VÚES Brno. Vodní chlazení je opět tvořeno pláštěm okolo stroje, na obr. 3.16 jsou patrné i příruby pro vstup a výstup vody.



Obr. 3.16: MOTOR SÉRIE AMW SPOLEČNOSTI DAC ELECTRIC VYRÁBĚNÝ VE VÚES BRNO. PŘEVZATO Z [44].

3.2.3 Shrnutí poznatků týkajících se vodního chlazení

Informace, získané v předcházejících kapitolách (3.2.1 a 3.2.2) rozborem vybraných článků a internetových stránek výrobců, lze shrnout do několika následujících tematických okruhů. Nejedná se pouze o informace týkající se samotného vodního chlazení, ale také o metody řešení problémů souvisejících s tímto tématem.

Konstrukční provedení vodního chlazení

U strojů s vodním chlazením lze rozlišit několik základních uspořádání podle umístění samotného vodního tělesa (teplosměnných ploch) ve statoru:

- Těleso vodního chlazení je součástí kostry stroje či pláště statoru.
- Těleso vodního chlazení tvaru plochého disku je vloženo přímo mezi části svazku statorových plechů.
- Těleso vodního chlazení prochází jhem statoru rovnoběžně s osou stroje.
- Vodní chlazení je umístěno přímo v drážkách statorového vinutí.

Z hlediska dosažení co nejnižších teplot (respektive schopnosti odvádět velké ztrátové výkony) jsou samozřejmě výhodná ta provedení, u nichž je těleso vodního chlazení umístěno co nejbližší vinutí. Tato provedení však mohou být výrobně náročnější.

Vodní chlazení, které je součástí kostry stroje, se nejčastěji vyskytuje v těchto provedeních:

- Vodní těleso má tvar meziválcového prostoru vytvořeného v kostře stroje.
- Vodní těleso má tvar meziválcového prostoru rozděleného několika přepážkami, které usměrňují cirkulaci vody.
- Vodní těleso je tvořeno kanálkem tvaru šroubovice.

Všechna tato provedení se vyznačují dostatečně velkými teplosměnnými plochami. Podstatné mohou být spíše rozdíly v rychlosti proudící vody a tedy v hodnotách koeficientů přestupu tepla.

Podle vzájemného uspořádání stroje a příslušenství vodního okruhu (zejména výměníku tepla pro ochlazování vody) můžeme provést další rozdělení na:

- Stroje s výměníkem tepla připojeným ke kostře stroje.
- Stroje s výměníkem tepla umístěným mimo stroj.
- Stroje, které jsou napojeny na vodní okruh společný pro další chlazená zařízení.

Pokud jde o materiály, které se při konstrukci tělesa vodního chlazení používají, jedná se téměř výhradně o kovy. Důvody jsou hlavně jejich dobrá tepelná vodivost, mechanické vlastnosti a technologické možnosti při výrobě a zpracování. Problémem při použití kovových materiálů však může být jejich náchylnost ke korozi. Z tohoto důvodu se prakticky nepoužívají uhlíkaté oceli. Díly, které jsou v kontaktu s vodou, bývají nejčastěji vyráběny z mědi, nerezových ocelí či slitin hliníku.

Účinnost vodního chlazení

Ve většině informačních zdrojů je vodní chlazení prezentováno jako velice účinné, s možností udržet teploty vodou chlazených částí (zpravidla statoru) na poměrně nízkých hodnotách (viz např. [19], [21], [22], [27]). Tato vlastnost souvisí s termofyzikálními vlastnostmi vody. Na smočených teplosměnných plochách lze snadno dosáhnout vysokých hodnot součinitele přestupu tepla – o několik řádů vyšších než v případě vzduchu.

Pozitivní vliv má také velmi vysoká tepelná kapacita vody, která je nejvyšší ze všech běžně dostupných kapalin. I při relativně malém průtoku je tak vodní proud schopen pojmout velké množství tepla. S vysokou tep. kapacitou souvisí i malé oteplení vody mezi vstupem a výstupem z chlazeného stroje. Typické hodnoty oteplení se většinou pohybují v řádu jednotek °C (viz [19], [21], [24], [27], [1], [40], [43]). Teplotní pole chlazeného stroje proto bývá ve směru průchodu chladiva velice vyrovnané, bez přehřátých míst.

S výše popsanými vlastnostmi souvisí i poměrně malá citlivost teplot stroje na změnu průtoku vodním okruhem, jak je prezentováno např. v [19], [24] nebo v [27]. Patrné je to zejména u těch částí stroje, které jsou od tělesa vodního chlazení odděleny větším tepelným odporem (např. vinutí).

Jednu z pomyslných slabín vodního chlazení představuje odvod tepla z částí stroje, které nejsou v přímém kontaktu s vodním chladicím okruhem. Často se jedná například o čela vinutí [25] a zejména rotor stroje (viz [22], [23]), který je od vodou chlazeného statoru oddělen vzduchovou mezerou. Teploty těchto částí proto bývají mnohem vyšší, někdy je potřeba chladit je doplněným vzduchovým okruhem (viz [22], [23]), což poněkud snižuje výhody vodního chlazení.

Vhodnost a použitelnost vodního chlazení

Vzhledem k vysoké účinnosti se vodní chlazení hodí zejména pro stroje s vysokým měrným výkonem (a tedy i vysokými měrnými ztrátami). Vodní chlazení nevyžaduje velké

teplosměnné plochy uvnitř stroje a nemusí proto zabírat mnoho prostoru, což ještě umocňuje jeho vhodnost pro výkonné a relativně kompaktní stroje.

Řada zdrojů (např. [23], [24], [25], [27], [33], [40] nebo [43]) popisuje použití vodního chlazení v kombinaci se stroji s rotorem s permanentními magnety. U těchto strojů nevznikají v rotoru (který musí být chlazen vzduchem) velké ztráty, proto je u této kategorie strojů vodní chlazení zakomponované do statoru opravdu vhodné.

Vodní chlazení bývá také často aplikováno u asynchronních motorů s klecovým vinutím rotoru (viz [19], [20], [21], [36], [41]). Důvodem je nepřítomnost jakéhokoliv elektroizolačního materiálu v rotoru. Při vyšší teplotě rotoru tak nehrozí jeho poškození, odvod tepla z něj může probíhat při vyšším teplotním spádu.

Naopak, u strojů s vinutým rotorem je potřeba se ujistit, zda nedojde k přehřátí rotoru a poškození izolace jeho vinutí. V některých případech může být přestup tepla z rotoru do chladnějšího (vodou chlazeného) statoru dostatečně intenzivní bez nebezpečí přehřátí rotorového vinutí. V opačném případě je potřeba doplnit stroj aktivním chlazením vzduchem. Stojí zde proto za uvážení, zda nebude výhodnější chlazení celého stroje (nejen rotor) a vodnímu chlazení se tak úplně vyhnout.

Dalším aspektem, rozhodujícím o vhodnosti použití vodního chlazení, je otázka vodního příslušenství. V případě mnoha strojů (zejména menších výkonů) zajišťuje stávající chlazení vzduchem udržení bezpečných, dostatečně nízkých teplot. Použití vodního chlazení by zde mohlo být spíše zbytečnou komplikací – bylo by potřeba zajistit připojení stroje k vnějšímu vodnímu okruhu či doplnit vodní okruh stroje o výměník, ve kterém by docházelo k rozptýlení odvedeného tepla do okolí. Nelze pominout ani potřebu občasných kontrol či servisní údržby vodního chlazení, které u vzduchem chlazených strojů nejsou v takové míře nutné.

Aplikace vodního chlazení je naopak vhodná u výkonnějších strojů a v případech, kdy je potřeba teplo odvádět mimo prostory, ve kterých stroj pracuje. Je-li navíc nablízku zdroj chladné vody (např. jsou-li poblíž umístěna i další zařízení chlazená vodou), je výhodné připojit stroj k již existujícímu vodnímu okruhu.

Většina výrobců vodou chlazených motorů doporučuje poměrně nízkou teplotu vody na vstupu (od 25 do 40 °C, v závislosti na konkrétním výrobcu). Zejména v letním období, kdy se teploty okolního prostředí pohybují poměrně vysoko, může být dodržení tohoto požadavku obtížné. Při překročení požadované teploty je potřeba provozovat stroj při trvalém výkonu nižším, než jmenovitém. Naopak, při odstávce stroje v prostředí s teplotami pod bodem mrazu, se musíme vyvarovat nebezpečí zamrznutí vody v chladicím okruhu.

Výhody a nevýhody vodního chlazení

Výhody a nevýhody vodního chlazení točivých el. strojů lze shrnout v těchto následujících bodech:

Výhody:

- Vysoká účinnost a nízké teploty vodou chlazených částí.
- Dobrý poměr výkonu k rozměrům stroje.

- Součástí stroje nemusí být rozměrný výměník tepla vzduch – voda, což zmírňuje prostorové nároky na umístění stroje.
- Ve statoru stroje nemusí být žádné vzduchové radiální kanály. Stroj proto může být kratší nebo mít větší moment při stejné délce paketu.
- Stroj je plně uzavřený. Narozdíl od otevřeného provedení chlazení vzduchem nehrozí nasávání nečistot.
- Teplo nemusí být rozptýlováno v blízkosti stroje. Vodním okruhem může být odvedeno do výměníku umístěného v dostatečné vzdálenosti od stroje.
- Nižší hlučnost, zejména v porovnání s chlazením vzduchem v otevřeném provedení.
- Čerpadlo, které zajišťuje cirkulaci vody v okruhu, nepotřebuje tak velký příkon jako ventilátor vzduchem chlazeného stroje.

Nevýhody:

- Vyšší výrobní náklady.
- Nezbytnost dalšího příslušenství vodního okruhu (čerpadlo, výměník tepla, filtry, atd.).
- Vyšší nároky na údržbu, jsou zde nutné kontroly vodního okruhu a kvality vody.
- Nebezpečí úniků vody.
- Nebezpečí koroze uvnitř vodního okruhu, zanášení a jeho ucpaní.
- Vodní chlazení zasahující přímo do statorového paketu může negativně narušovat magnetický obvod stroje.
- Nemožnost přivedení vodního okruhu na pohybuující se části stroje. Rotor musí být chlazen vzduchem.
- Vodou chlazené stroje lze použít jen v uzavřených strojovnách – ve venkovních prostorách hrozí zamrznutí vodního okruhu během odstávky.

Metody užívané pro výpočty související s vodním chlazením

Stejně jako u strojů chlazených vzduchem, i u strojů s vodním chlazením, se k výpočtům týkajícím se chlazení, používají dva různé přístupy. První přístup je čistě analytický, vyznačující se poměrně hrubou diskretizací řešené oblasti stroje. Druhý přístup je naopak typický velice detailní diskretizací řešené oblasti a využívá metody konečných prvků (MKP) nebo řešení pomocí metod fluidní dynamiky (CFD).

Analytický přístup

V oblasti výpočtů týkajících se vodního chlazení zde spadá především teorie podobnosti a metoda tepelných sítí.

Teorie podobnosti bývá využívána k vyčíslení koeficientů přestupu tepla na vodou smáčených plochách, viz např. [22], [26] nebo [32]. Tato metoda je velice dobře prověřena praxí a řadou experimentů. V případě aplikace na geometricky jednoduché útvary (např.

vodní kanál konstantního průřezu) dává přesné výsledky. Většina různých provedení vodního chlazení se skládá právě z takovýchto jednoduchých útvarů a teorii podobnosti zde můžeme relativně snadno využít.

Metoda tepelných sítí využívá rozdělení stroje na několik pomyslných částí (uzlů) a s využitím Kirchhoffových zákonů řeší tepelné toky mezi nimi. S její pomocí můžeme přibližně vyčíslit teploty v jednotlivých uzlech stroje. Vstupními parametry pro tepelnou síť mohou být mimo jiné i koeficienty přestupu tepla vypočtené pomocí teorie podobnosti.

Použití metody tepelných sítí je výhodné zejména u problémů, kde dokážeme přesně stanovit jednotlivé tepelné odpory mezi uzly sítě a kde potřebujeme rychlé a flexibilní řešení nenáročné na výpočetní prostředky.

Přístup s využitím MKP či CFD

Tento přístup úzce souvisí s rozvojem výpočetní techniky v několika posledních desetiletích. Softwary využívající MKP či CFD tak pronikly i do oblasti řešení chlazení elektrických strojů.

Z provedeného rozboru informačních zdrojů vyplývá, že v oblasti chlazení el. strojů se častěji využívá metoda konečných prvků. Touto metodou je řešeno vedení tepla v pevných částech stroje¹. Fluidní oblasti, obsahující např. vzduch či vodu, nebývají modelovány. Jejich vliv je však nahrazen vhodnými okrajovými podmínkami, které lze v modelu nastavit na povrch pevných částí stroje. Tyto okrajové podmínky bývají často stanoveny s využitím teorie podobnosti, viz např. [22] nebo [26].

Zvláštní zmínku si v souvislosti s MKP řešením zaslouží způsob modelování přestupu tepla ve vzduchové mezeře stroje. Opět je zde možné použít okrajových podmínek typu přestup tepla (konvekce), které je potřeba nastavit na povrch rotoru a vnitřní povrch statoru. V tomto případě však musíme přibližně stanovit i střední teplotu vzduchu v mezeře, která v tomto typu okrajové podmínky vystupuje. Hodnoty koeficientů přestupu tepla lze vypočítat opět pomocí teorie podobnosti, avšak za cenu pomyslného zjednodušení tvaru povrchu vzduchové mezery. Používají se většinou vztahy odvozené pro přestup tepla mezi dvěma válcovými plochami (příčměž vnitřní válcová plocha rotuje). Tyto vztahy lze nalézt např. v [28], [29] nebo v [30].

Druhou možností, prezentovanou např. v [25], je nahrazení vzduchové mezery v modelu pevným tělesem s ekvivalentní tepelnou vodivostí. Pro tuto ekvivalentní náhradu je opět potřeba stanovit hodnoty přestupu tepla, nemusíme už ale zadávat vztažnou teplotu vzduchu v mezeře.

Pokud jde o vedení tepla a výpočet teplot, metoda MKP dává obvykle velice přesné výsledky a je schopna postihnout i drobné konstrukční detaily. Jediným zdrojem nepřesností tak mohou být právě okrajové podmínky, mnohdy stanovené za zjednodušujících či přibližných předpokladů.

Mírně odlišná je podstata řešení pomocí CFD softwarů, které využívají metodu konečných objemů. Jsou zde rovněž modelovány (a na jednotlivé elementy rozděleny) pevné části stroje, součástí sítě elementů jsou však i objemy obsahující např. vzduch či vodu

¹Tyto části se často označují anglickým slovem „solid“ a jsou diskretizovány na tzv. „solid elements“

(fluidní oblasti). Přestup tepla na tekutinou obtékaných plochách je řešen přímo softwarem. Nemusí se zde proto nastavovat tento typ okrajových podmínek.

V objemech pevných částí je možno dosáhnout stejné přesnosti jako u MKP, větší chyby však lze očekávat ve fluidních oblastech a na plochách, kde dochází k přestupu tepla. Tyto odchylky od reality jsou způsobeny především větší citlivostí fluidní dynamiky a modelů turbulence na kvalitu sítě. Vliv může mít i zanedbání naprosto drobných detailů skutečného stroje při vytváření sítě CFD modelu – reálné proudění je velice citlivé a závislé na drobnostech, jako jsou například výstupky, spáry či lokální zdrsňení povrchu.

4 Volba konfigurace vodního chlazení statoru a způsob návrhu jeho základních parametrů

Jak již bylo uvedeno v předcházejících kapitolách, stávající systém odvodu tepla z větších synchronních generátorů využívá tepelného výměníku typu vzduch – voda, který je uchycen nad generátorem (viz kap. 3.1.1). Naší snahou je nalézt takový způsob chlazení, při kterém by nebylo nutné tento rozměrný výměník použít. Tím by se značně snížily prostorové nároky na umístění generátoru a mohlo by to vést i ke vzniku nových oblastí použití stroje.

Jedinou možností, jak se vyhnout použití rozměrného výměníku tepla, je navržení zcela odlišného způsobu chlazení. Většina ztrátového tepla vzniká ve statoru generátoru. Nabízí se tak možnost předávat toto teplo nerotujících částí přímo vodě, která má řádově vyšší tepelnou kapacitu než dosud používaný vzduch. Protože je přestup tepla z pevných částí do vody mnohem intenzivnější než přestup do plynného média, vystačili bychom si s teplosměnnými plochami mnohem menšími, než jaké jsou použity u současného výměníku vzduch – voda. Voda proto nemusí být v kontaktu s celým povrchem statoru. Stačí přivést vodu ke statoru například tenkými trubkami, skrze jejichž stěny může teplo přestupovat do vody. Ve vodou chlazeném statoru již nebudou potřeba žádné radiální kanály. Původní délka paketu tak může být značně zkrácena. V případě vyplnění prostoru původních radiálních kanálů statorovými plechy by naopak mohl vzrůst výkon stroje.

Značná část ztrát však vzniká i v rotoru, kam nelze vnější vodní okruh přivést. Rotor proto musí být i nadále chlazen vzduchem. Je proto nutné zachovat jeho průtok vzduchovou mezerou, přičemž toto proudění může i nadále zajišťovat radiální ventilátor. Vzduch ohřátý teplem z rotoru se musí také ochlazovat. Samotný stator chlazený vodou zcela jistě nebude mít dostatečnou teplosměnnou plochu pro odebrání tohoto tepla ze vzduchu. Na druhou stranu samostatný výměník tepla by byl pro tento účel zřejmě zbytečný (potřebujeme odvést pouze ztráty rotoru). Jako vhodné řešení se jeví zvětšení teplosměnné plochy přidáním plechových žeber (či samostatného výměníku tepla) do prostoru mezi vnějším povrchem svazku plechů a skříní generátoru. Za předpokladu, že statorové chladičí trubky budou instalovány na vnějším povrchu svazku plechů, by žebra mohla být uchycena přímo k trubkám. Teplo z rotoru by se tímto způsobem předávalo chladičí vodě v trubkách. Ochlazený vzduch by potom z vnějšku paketu opět vstupoval do prostoru mezi vyniklými póly rotoru a chladil jej, jak je naznačeno na obr. 4.2.

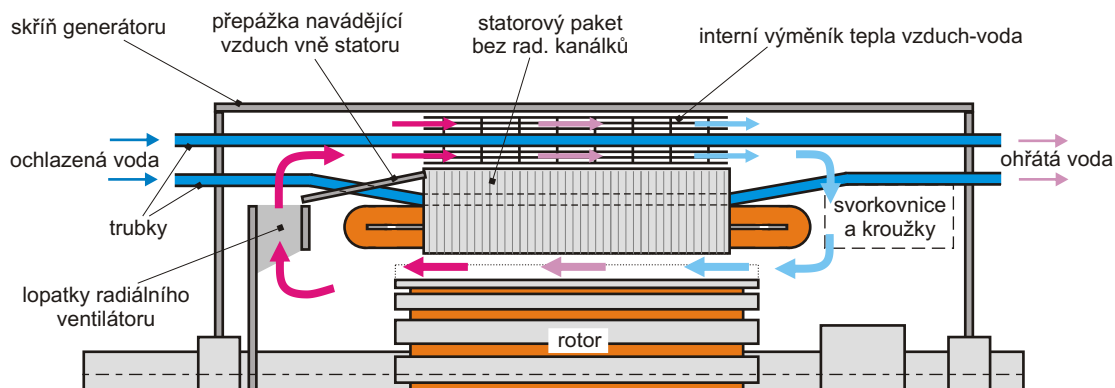
Předpokládejme nyní, že je vodní chlazení realizováno opravdu pomocí trubek zakončených do statoru. Pokusme se proto shrnout obecné požadavky kladené na tyto trubky a jejich umístění ve stroji:

- Trubky by měly zajišťovat odvod tepla rovnoměrně po celém obvodu statoru.
- Trubky nesmí zasahovat do žádných pohyblivých částí stroje (např. ventilátor).

- Vzájemné propojení trubek za účelem rozvodu kapaliny by mělo být realizováno nejlépe vně samotného stroje. Místa propojení mohou být náchylná na úniky vody a ta by se za žádnou cenu neměla dostat dovnitř stroje. Vnější části vodního okruhu by měly být chráněny před náhodným mechanickým poškozením.
- Kontaktní plocha trubek a statoru, kterou je odváděno teplo, by měla být co největší.
- Vnitřní průřez trubek by měl být volen dostatečně velký s ohledem na průtok kapaliny, vznikající tlakové ztráty a dostatečně velkou teplosměnnou plochu.
- Instalace trubek musí být technologicky realizovatelná.
- Umístění trubek by mělo umožňovat připojení žeber, která budou ochlazovat vzduch ohřátý ztrátami rotoru.
- Trubky by zároveň měly být umístěny co nejbližší statorovému vinutí, které je z hlediska teplot nejkritičtější.
- Prostupový odpor proti vedení tepla skrze stěnu trubky by měl být co nejmenší. Materiál trubek tedy musí mít dobrou tepelnou vodivost. Stejně tak spojení trubka – stator by mělo klást co možná nejmenší tepelný odpor.
- Materiál trubek by měl být také přiměřeně tvárný a z technologického hlediska vhodný pro připojení žeber ochlazujících vzduch.

Můžeme si všimnout, že některé z výše vyjmenovaných požadavků jsou protichůdné. Výsledné řešení tedy musí být určitým kompromisem. Nabízí se mnoho různých variant, v následujících podkapitolách se zaměříme na dvě nejperspektivnější z nich.

4.1 Varianta s chladicími trubkami umístěnými v drážkách vinutí



Obr. 4.1: SCHÉMA VARIANTY S TRUBKAMI V DRÁŽKÁCH VINUTÍ A SAMOSTATNÝM INTERNÍM VÝMĚNÍKEM TEPLA.

Mezi jedno z perspektivních řešení patří umístění chladicích trubek přímo do drážek vinutí. Trubky by tedy byly velmi blízko vinutí, které by tak mohlo být velmi dobře

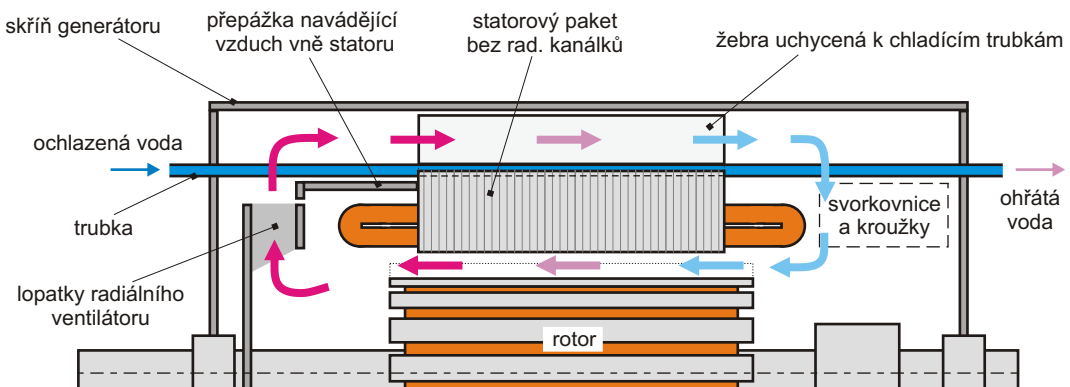
chlazeno. Nevýhodou je, že drážky jsou poměrně úzké a museli bychom zvětšit jejich hloubku, případně celý vnější průměr jha stroje. Takto umístěné trubky by rovněž musely být vně svazku plechů mírně vyhnuty směrem od osy stroje, aby nezasahovaly do čel vinutí, případně i do obrysů radiálního ventilátoru, viz obr 4.1.

Největší problém by však představovalo umístění chladicích žeber na takto situované trubky. Žebra pro ochlazování vzduchu by tak musela být umístěna pouze v úrovni čel vinutí. Lepší by zřejmě bylo umístit do volného prostoru vně svazku satorových plechů samostatný výměník tepla vzduch – voda, museli bychom zde však přivést i vodní okruh. V podstatě by se jednalo o interní a zmenšenou variantu původního výměníku vzduch – voda, určeného pouze k ochlazování rotorem zahřátého vzduchu.

Tato varianta by tedy byla komplikovanější zejména díky nutnosti umístit do stroje dvě části vodního okruhu (vně paketu a uvnitř drážek). Umístění chladicích trubek do drážek by bylo rovněž složitější z výrobního i technologického hlediska. Trubky by zřejmě musely být od satorových plechů elektricky odizolovány, protože v úrovni drážek vinutí by pravděpodobně vznikaly velké vířivé proudy mezi přechody trubka – plech. Tato elektroizolace by zcela jistě vykazovala i určitý tepelný odpor – z hlediska odvodu tepla nežádoucí.

4.2 Varianta s chladicími trubkami umístěnými vně svazku plechů

Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitly 4, umístění kruhových chladicích trubek vně satorového paketu by umožňovalo uchytit k těmto trubkám i žebra pro ochlazování vzduchu zahřátého v důsledku ztrát rotoru, viz obr. 4.2 .Tato možnost je hlavní výhodou oproti předcházející variantě popsané v kap. 4.1.

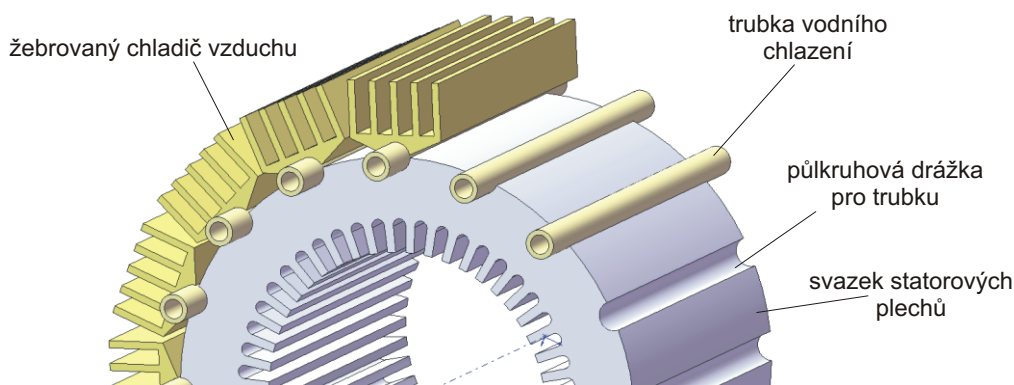


Obr. 4.2: SCHÉMA ZVOLÉNÉ KONFIGURACE VODNÍHO CHLAZENÍ GENERÁTORU.

Nyní popisované řešení předpokládá, že trubky nebudou v povrchu svazku zapuštěny úplně, ale jen z části. Ke zbytku jejich povrchu tak bude možné chladicí žebra připojit, jak je znázorněno na např. na obr. 4.3. Kvůli částečnému zapuštění trubek bude ve svazku plechů potřeba připravit odpovídající vybrání pro ně – zvláštní půlkruhové drážky. V pří-

padě, že by drážky pro trubky příliš narušovaly magnetický obvod statoru, bylo by nutné zvětšit vnější průměr statorového jha (nejlépe o rozměr těchto drážek). Drážky pro chladicí trubky mohou být ve statorových pleších snadno vytvořeny (v podobě půlkruhových vybrání) již při výrobě plechů prostřihováním.

Snadná výroba těchto drážek je i jedním z důvodů, proč volíme orientaci chladicích trubek rovnoběžnou s osou stroje. Lze si představit i složitěji tvarovaná trubková tělesa, která obepínají svazek plechů (viz např. [23]). Výroba plechů, ve kterých by po složení vznikly drážky odpovídajícího tvaru, by ale byla mnohem komplikovanější a styčná plocha mezi plechy a trubkami by nebyla tak dokonalá (obzvláště patrné by to bylo například u drážky tvaru šroubovice). Axiálně situované trubky mají i další výhodu – jejich montáž je snadnější. V případě, že jsou vně statoru umístěny například i stahovací tyče svazku plechů (viz obr. 6.8), je tato výhoda ještě zřetelnější.



Obr. 4.3: JEDNO Z MOŽNÝCH PROVEDENÍ ZVOLENÉ KONFIGURACE VODNÍHO CHLAZENÍ.

Vzhledem k tomu, že v blízkosti vnějšího povrchu svazku plechů již není tak silné magnetické pole, nevznikají zde ani příliš velké vířivé proudy. Trubky tedy nemusí být od plechů elektricky izolovány (narozdíl od předcházející varianty). Vzhledem k tomu, že v některých případech se svazky plechů na vnějším povrchu svařují, nelze očekávat, že by jejich propojení prostřednictvím neizolovaných trubek působilo problémy. Tímto se nám otevírá možnost použít pájení pro připevnění trubek ve vnějších polokruhových drážkách. Tepelná vodivost pájeného je velmi dobrá, což je další výhodou tohoto řešení oproti předcházející variantě.

Jednou z mála nevýhod této varianty je větší vzdálenost chladicích trubek od statorového vinutí. Při odvodu tepla se tak uplatní i tepelný odpor jha stroje, na kterém vznikne jeden z nežádoucích teplotních rozdílů.

I přesto – porovnáme-li obě uvedené varianty – se konfigurace s trubkami umístěnými vně statoru jeví pro většinu strojů jako výhodnější (výjimku tvoří pouze velmi velké stroje se silným jhem). Touto variantou se proto budeme v práci dále zabývat a blíže ji rozvíjet.

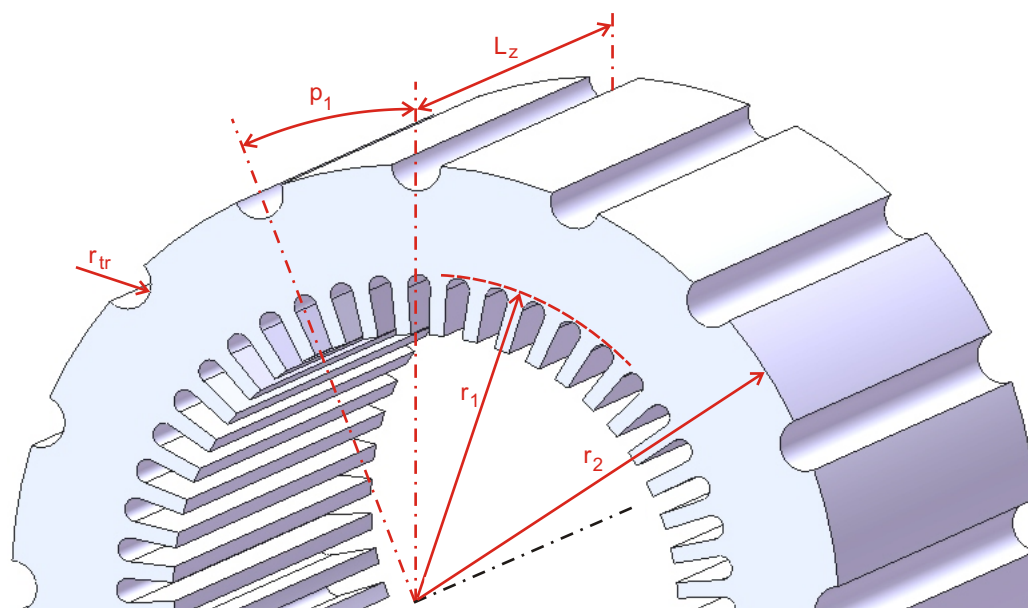
4.3 Tepelný odpor jha statoru osazeného vodním chlazením

Zamysleme se nyní nad řešením teplot ve vodou chlazeném statoru stroje pomocí metody tepelných sítí. Touto metodou je možné vypočítat teplotní rozdíly mezi jednotlivými konstrukčními uzly i příslušné absolutní hodnoty teplot v těchto místech. Způsob, jak přibližně stanovit jednotlivé hodnoty odporů proti vedení tepla v dílčích částech stroje, není složitý a je nastíněn např. v [2] nebo [3].

Určitou výjimku však představuje propojení statoru s vodním chlazením v uspořádání, jaké je navrženo v této práci (viz kap. 4.2). Řešení tepelného odporu takto koncipovaného konstrukčního uzlu se v dostupné literatuře nepodařilo nalézt. Právě zde – mezi vnitřním poloměrem statorového jha a drážkami pro chladicí trubky na jeho povrchu – vzniká teplotní rozdíl (respektive zmiňovaný tepelný odpor), který souvisí s navrženými parametry vodního chlazení. Pokusíme se proto o stanovení vlivu základních parametrů vodního chlazení na tento tepelný odpor.

4.3.1 Odvození korekčního koeficientu pro výpočet tepelného odporu

Při řešení vyjdeme z následujícího předpokladu: Budou-li mít různé statorové geometricky podobný tvar průřezu statorového jha, budou i teplotní pole zde vzniklá topologicky podobná (nikoliv však totožná, co se hodnot teplot týče). Právě tuto podobnost využijeme k definování koeficientu, na kterém bude záviset i hledaný odpor proti odvodu tepla.



Obr. 4.4: VYZNAČENÍ DŮLEŽITÝCH ROZMĚRŮ JHA STATORU.

Připomeňme, že tvar průřezu jha je krom neměnných parametrů samotného stroje dán i parametry navrhovaného vodního chlazení - jedná se zejména o velikost a počet kruhových drážek pro umístění chladicích trubek.

Pokusíme se proto odvodit bezrozměrný koeficient, jehož hodnota bude pro všechny geometricky podobné průřezy jha vždy stejná. Označme tento bezrozměrný koeficient např. jako χ .

Pro odvození χ využijeme Fourierova zákona pro jednorozměrné vedení tepla:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda S \Delta T}{L} \quad (4.1)$$

Tento vztah udává tepelný tok \dot{Q} ve směru osy prizmatického tělesa o konstantním průřezu S , délce L , tepelné vodivosti λ a rozdílu teplot ΔT mezi konci tělesa.

V naší úloze se však teplo šíří od vnitřního poloměru jha (označme jej r_1 , viz obr. 4.4) směrem ke kruhovým drážkám na povrchu. Jedná se tedy o problém geometricky mnohem složitější. Doplňme proto výše uvedený Fourierův zákon o zmiňovaný korekční koeficient χ , který ponese informaci o vlivu geometrického tvaru řešené oblasti na vedení tepla:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda S \Delta T}{L} \chi \quad (4.2)$$

Z výše uvedeného vztahu potom můžeme vyjádřit hledaný bezrozměrný koeficient χ :

$$\chi = \frac{L}{\lambda \Delta T} \frac{\dot{Q}}{S} \quad (4.3)$$

V tomto vztahu je L charakteristickým rozměrem dané úlohy. Může to být například poloměr r_1 nebo vnější poloměr r_2 , či jejich rozdíl (zde máme určitou možnost volby). Podíl \dot{Q}/S je v podstatě měrným tepelným tokem vstupujícím do jha statoru. Vstupní plocha S by proto měla být definována součinem $S = 2\pi r_1 L_z$, kde L_z je osová délka svazku plechů (či jeho uvažovaného úseku). Vztah vyjadřující bezrozměrný koeficient χ tak může být zapsán například v této finální podobě, kde se poloměr r_1 (zvoleno za charakteristický rozměr L) vykrátí:

$$\chi = \frac{\dot{Q}}{2\pi L_z \lambda \Delta T} \quad (4.4)$$

Tepelný tok \dot{Q} odpovídá v tomto vztahu odváděnému teplu, které vzniká mimo jho (pod úrovní poloměru r_1) a vstupuje do něj. Známe-li hodnotu χ příslušnou k danému průřezu statoru, můžeme potom snadno vyjádřit teplotní rozdíl na hranicích uvažované oblasti, a také hledaný odpor jha proti odvodu tepla:

$$\Delta T = \frac{\dot{Q}}{2\pi L_z \lambda \chi} \quad (4.5)$$

$$R_j = \frac{\Delta T}{\dot{Q}} = \frac{1}{2\pi L_z \lambda \chi} \quad (4.6)$$

Vidíme tedy, že vztah vyjadřující hledaný tepelný odpor R_j je poměrně jednoduchý. Zdůrazněme, že se jedná o celkový odpor, nikoliv odpor příslušející pouze určité výšce jha. Jediným problémem je stanovení hodnoty bezrozměrného koeficientu χ v závislosti na tvaru konkrétního průřezu statoru. Zde již musíme využít MKP.

Nejprve je však potřeba definovat jednotlivé parametry, které budou určovat míru geometrické podobnosti průřezů jha a tedy i hodnotu koeficientu χ . Prvním parametrem (označme jej p_1) zvolíme úhlovou rozteč [°] půlkruhových drážek pro trubky na vnějším povrchu statoru (viz obr. 4.4). Tímto parametrem je definován celkový počet drážek pro trubky.

Vzhledem k tomu, že koeficient χ by měl být pokud možno nezávislý na absolutní velikosti řešeného jha statoru, využijeme k definování dalších parametrů pouze vzájemné poměry jednotlivých rozměrů. Druhým parametrem proto zvolíme poměr poloměru chladicí trubky ku vnějšímu poloměru statoru:

$$p_2 = \frac{r_{tr}}{r_2} \quad (4.7)$$

Posledním parametrem p_3 potom bude určen vzájemným poměrem poloměru r_1 (vnitřní poloměr jha) a vnějšího poloměru jha r_2 :

$$p_3 = \frac{r_1}{r_2} \quad (4.8)$$

Pokud se tedy jakékoliv dva průřezy shodují v těchto třech parametrech, potom musí být zároveň geometricky podobné a mít totožnou hodnotu χ . Ke stanovení hodnot χ , příslušejícím jednotlivým kombinacím těchto tří parametrů, použijeme různých MKP modelů, lišících se v dostatečně širokém rozsahu právě těmito třemi parametry. Na základě MKP výsledků potom bude možné dopočítat pro každou kombinaci parametrů p_1 , p_2 , p_3 příslušnou hodnotu χ pomocí vztahu 4.4.

4.3.2 Vyčíslení hodnot korekčního koeficientu pomocí MKP

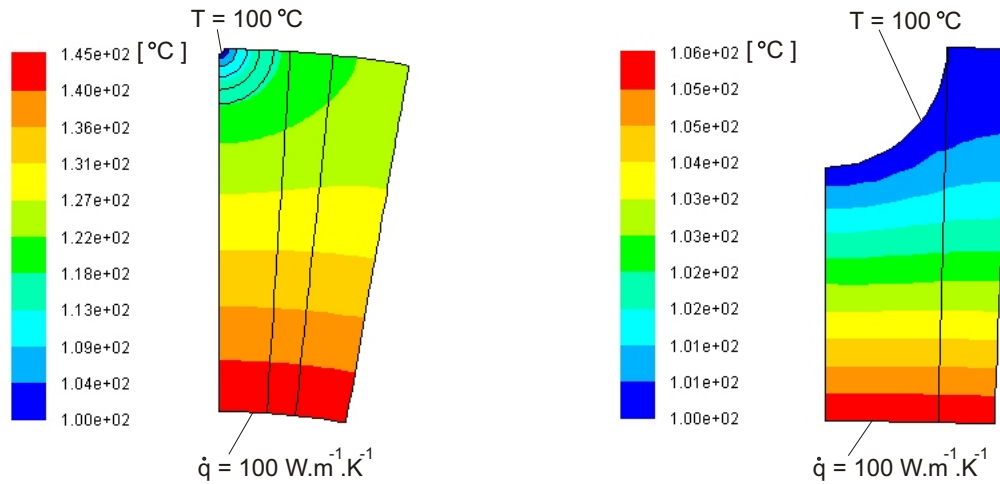
Jelikož uvažujeme průřez statoru po své délce neměnný, lze problém řešit jako rovinný ve 2D. Při tvorbě jednotlivých MKP modelů můžeme navíc využít i osové symetrie statoru a modelovat pouze polovinu jednoho z kruhových segmentů, který náleží jedné chladicí trubce, viz obr. 4.5.

Jednotlivé MKP modely se budou lišit pouze vzájemnou kombinací parametrů p_1 až p_3 . Hodnoty těchto parametrů volíme následujícím způsobem:

- p_1 : 3 ; 4,5 ; 7,5 ; 12 ; 20 ; 30 [°] (120, 80, 48, 30, 18 a 12 půlkruhových drážek pro trubky ve statoru)
- p_2 : 0,005 ; 0,009 ; 0,016 ; 0,026 ; 0,037 ; 0,05 [-]
- p_3 : 0,67 ; 0,79 ; 0,87 ; 0,92 [-]

Takto zvolené rozpětí parametrů by mělo pokrýt všechny prakticky využitelné varianty vodního chlazení. Z těchto hodnot je možné sestavit celkem 144 různých kombinací, některé kombinace však nejsou prakticky realizovatelné (v případě malých úhlových roztečí a velkých průměrů chladicích trubek). Zbývá tak celkem 124 různých kombinací, pro které je potřeba vytvořit 124 různých MKP modelů.

Okrajové podmínky všech 124 modelů však budou stejné. Na vnitřní hranu modelu o poloměru r_1 zadáváme hodnotu plošného tepelného toku \dot{q} (zvoleno $100 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$), na hranu kruhového vybrání pro trubku zadáváme konstantní hodnotu teploty, viz obr. 4.5 (předpokládáme, že chladicí trubky budou z materiálu s dobrou tepelnou vodivostí a teplota po jejich obvodu bude téměř konstantní). Dále uvažujeme jednotkovou hodnotu osové délky modelu ($L_z = 1 \text{ m}$) a tepelné vodivosti materiálu ($\lambda = 1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). U všech modelů použijeme rovněž totožnou hodnotu vnějšího poloměru jha, $r_2 = 1 \text{ m}$.



Obr. 4.5: PŘÍKLADY DVOU MODELŮ LIŠÍCÍCH SE PARAMETRY p_1 , p_2 , p_3 . VYKRESLENO VÝSLEDNÉ ROZLOŽENÍ TEPLŮT.

Výsledkem simulací pro nás budou teploty na vnitřní hraně o poloměru r_1 (zaznamenáváme jejich vážený průměr po délce hrany). Pomocí těchto teplot a teploty zadané na hranu vybrání pro trubku stanovíme střední teplotní rozdíl ΔT . Výsledné hodnoty χ získáme dosazením do vztahu 4.4:

$$\chi = \frac{\dot{Q}}{2\pi L_z \lambda \Delta T} = \frac{2\pi r_1 L_z \dot{q}}{2\pi L_z \lambda \Delta T} = \frac{r_1 \dot{q}}{\lambda \Delta T} \quad (4.9)$$

Obdržíme tedy soubor hodnot χ vypočtený ze středních teplotních rozdílů. Nyní je potřeba vhodně interpolovat získané hodnoty χ tak, aby bylo možno stanovit hodnotu χ pro jakoukoliv jinou kombinaci parametrů p_1 až p_3 bez nutnosti provádět další MKP analýzy. Jednu z možností představuje například použití neuronové sítě. Tréninkovou množinu by potom tvořil soubor 124 kombinací parametrů p_1 , p_2 , p_3 a k nim příslušející hodnoty χ . Další možností, kterou využijeme, je proložení těchto dat vhodným polynomem. Ke stanovení jednotlivých koeficientů a mocninelů v tomto polynomu je možné použít podobný algoritmus, jaký se používá při učení neuronových sítí. Zde je výsledný polynom

aproximující hodnoty χ v rozsahu použitých kombinací vstupních parametrů:

$$\begin{aligned} \chi = & 5,636 + 3400 p_1^{-0,785} p_2^{0,679} p_3^{17,2} - 29083 p_1^{-1,05} p_2^{0,986} p_3^{11,2} \\ & - 9 \cdot 10^6 p_1^{-0,25} p_2^{2,92} p_3^{42,9} - 2271 p_1^{-0,35} p_2^{0,714} p_3^{13,7} \\ & + 14206 p_1^{-0,722} p_2^{0,853} p_3^{11} + 1,83 \cdot 10^7 p_1^{-0,51} p_2^{2,95} p_3^{39,6} \\ & + 1,34 p_1^{-0,21} p_2^{-0,24} p_3^{2,2} - 1,65 p_1^{0,22} p_2^{-0,1} p_3^{0,51} \\ & - 1,6 p_1^{-0,46} p_2^{-0,008} p_3^{-1,76} \end{aligned} \quad (4.10)$$

Uvedený polynom aproximuje vypočítaná data s maximální relativní odchylkou 5 % (avšak pro většinu hodnot je odchylka menší než 2 %). Lepší představu o průběhu hodnot χ lze získat z vrstevnicových grafů na obr. 4.6 až 4.9 uvedených v kapitole 4.4. Hodnotu χ , vypočtenou pomocí polynomu 4.10, můžeme dále dosadit do vztahu 4.6 a vypočítat hledanou hodnotu odporu proti odvodu tepla R_j .

4.4 Přibližný návrh parametrů chladicích drážek

V předcházející kapitole (4.3) jsme se zabývali výpočtem tepelného odporu vodou chlazeného jha statoru. Uvedené vztahy (4.5, 4.6 a 4.10) se však hodí pouze pro „kontrolní výpočet“ při pevně zvolených vstupních parametrech.

Zabývejme se nyní inverzním případem, kdy základní parametry vodního chlazení musíme naopak navrhnout. Předpokládejme, že naším cílem bude dosažení stanoveného tepelného odporu R_j mezi úrovní vnitřního poloměru jha r_1 a drážkami pro chladicí trubky. Tento požadovaný tepelný odpor je možné vypočítat např. pomocí metody tepelných sítí (s ohledem na předpokládané teploty jednotlivých částí stroje). Musíme tedy navrhnout takové parametry vodního chlazení, abychom dosáhli požadované hodnoty R_j (případně i menší a lepší hodnoty).

Vyjdeme ze vztahu 4.6, ze kterého vyjádříme koeficient χ :

$$\chi = \frac{1}{2\pi L_z \lambda R_j} \quad (4.11)$$

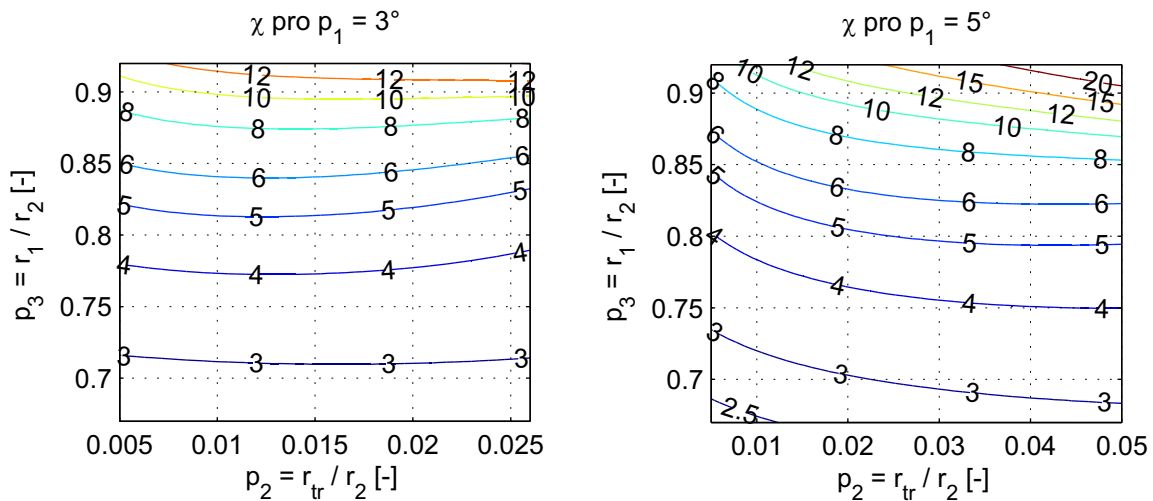
Jelikož všechny hodnoty na pravé straně této rovnice známe, můžeme vypočítat požadovanou hodnotu χ . Jak již bylo uvedeno v kapitole 4.3.2, s hodnotou koeficientu χ souvisí rovněž parametry p_1 až p_3 .

Úloha se tedy přetransformovala na hledání vhodné kombinace parametrů p_1 až p_3 odpovídající koeficientu χ vypočtenému ze vztahu 4.11. K nalezení této kombinace využijeme interpolačního polynomu 4.10. Jeho průběh (chování hodnoty χ) je vykreslen na vrstevnicových grafech na obr. 4.6 až 4.9. Vzhledem k omezeným možnostem grafické prezentace funkce tří proměnných jsme pro vykreslení zvolili osm diskrétních hodnot parametru p_1 (úhlová rozteč trubek).

Postup nalezení vhodné kombinace parametrů p_1 až p_3 je následující:

- Pomocí vztahu 4.8 vypočteme hodnotu parametru p_3 . Tento parametr je pevně určen poloměry jha statoru a nelze tak hovořit o jeho návrhu v pravém smyslu slova.

- Postupně procházíme všech osm grafů na obr. 4.6 až 4.9. V každém z těchto grafů nalezneme na svislé ose vypočtenou hodnotu parametru p_3 .
- Porovnáváme hodnoty χ vykreslené na úrovni parametru p_3 s hodnotou χ vypočtenou pomocí vztahu 4.11.
- Nalezneme-li shodu vykresleného a vypočteného χ , zaznameneáme odpovídající hodnotu parametru p_1 na vodorovné ose.
- Je pravděpodobné, že shodu nalezneme více než jednou (procházíme-li postupně všech osm grafů). V tomto případě máme možnost vybrat si z nalezených kombinací parametrů takovou, která nám bude nejvíce vyhovovat například z výrobního či jiného hlediska.
- V grafech můžeme vybrat i takové kombinace parametrů, pro které bude vykreslená hodnota χ vyšší, než vypočtená pomocí vztahu 4.11. V takovém případě docílíme menšího tepelného odporu R_j (a menšího teplotního gradientu ve jhu), než jsme si původně stanovili.

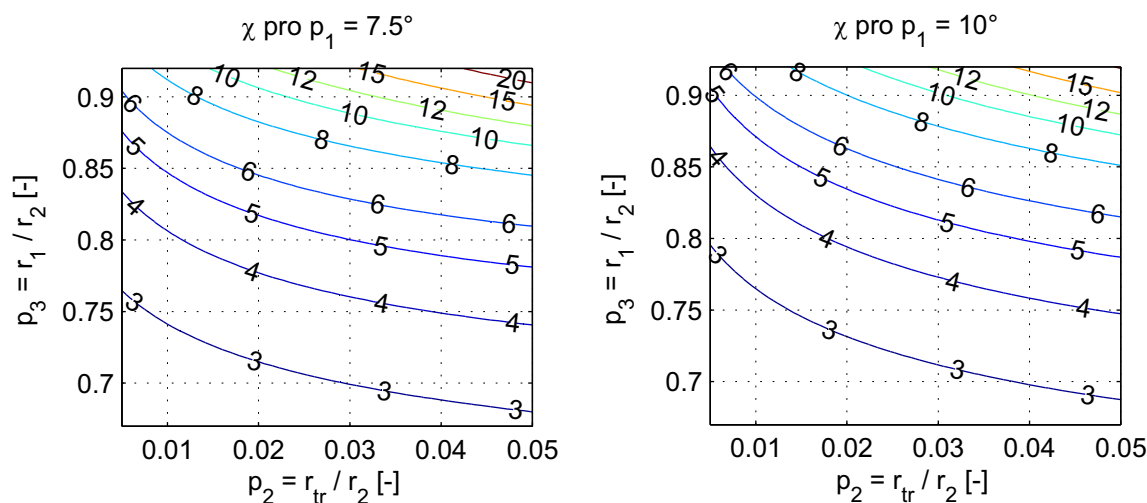


Obr. 4.6: HODNOTY KOEFICIENTU χ PRO $p_1 = 3^\circ$ (VLEVO) A $p_1 = 5^\circ$ (VPRAVO).

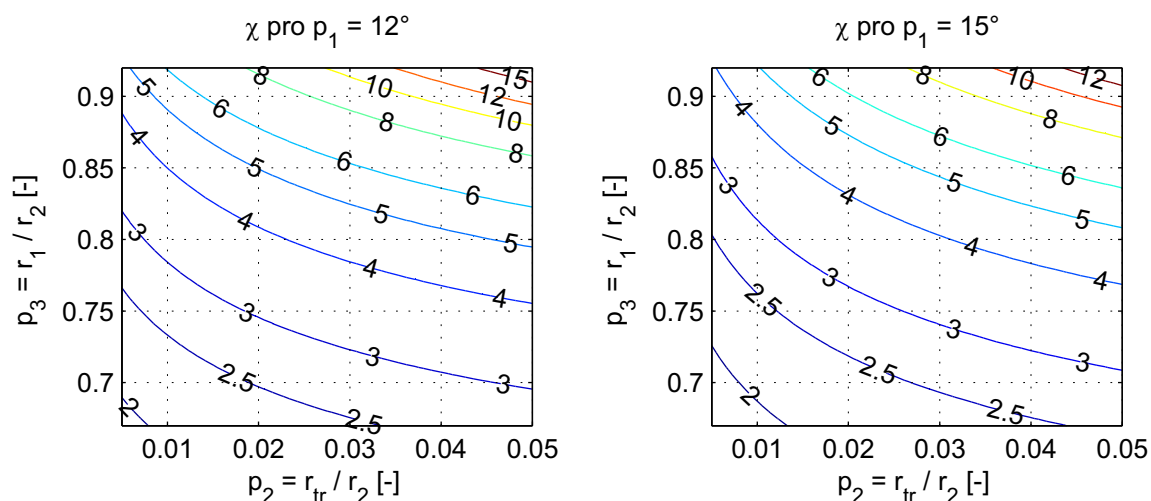
V případech, kdy si za cíl stanovíme dosažení příliš malé hodnoty tepelného odporu R_j , odpovídající hodnotu χ v grafech vůbec nenalezneme. Je proto potřeba přehodnotit požadavky kladené na tento tepelný odpor. Určitým vodítkem může být vztah pro výpočet tepelného odporu prosté válcové stěny uvedený v [4]:

$$R_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L_z \lambda} \quad (4.12)$$

I když uvážíme, že drážky pro trubky vodního chlazení zasahují mírně pod úroveň poloměru r_2 , tepelný odpor jha statoru nemůže být nikdy menší než hodnota pravé strany



Obr. 4.7: HODNOTY KOEFICIENTU χ PRO $p_1 = 7,5^\circ$ (VLEVO) A $p_1 = 10^\circ$ (VPRAVO).

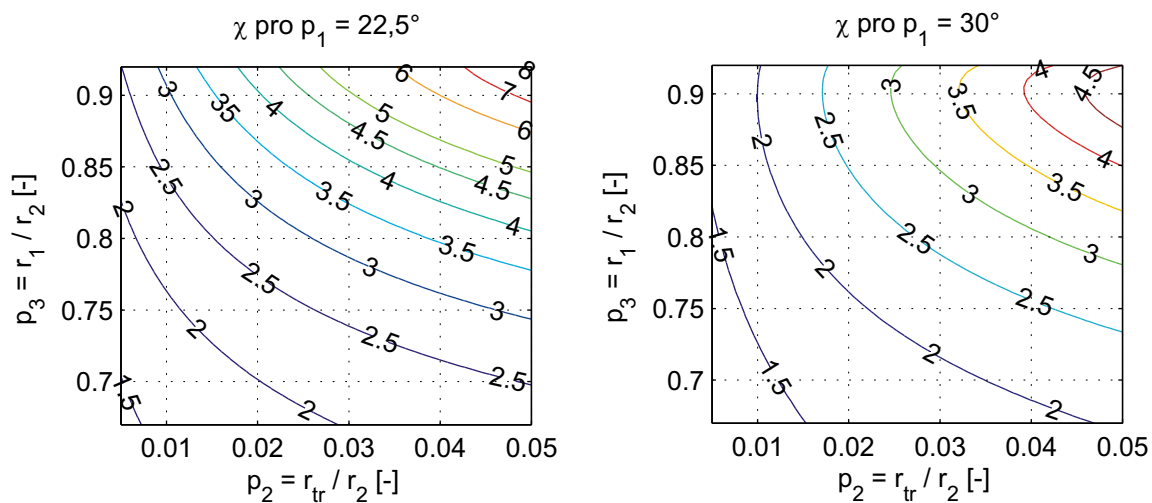


Obr. 4.8: HODNOTY KOEFICIENTU χ PRO $p_1 = 12^\circ$ (VLEVO) A $p_1 = 15^\circ$ (VPRAVO).

následující nerovnice:

$$R_j > \frac{\ln \frac{r_2 - r_{tr}}{r_1}}{2\pi L_z \lambda} \quad (4.13)$$

Další úskalí se může objevit v případech, kdy z nějakého důvodu nelze použít úhlových roztečí, pro které byly grafy na obr. 4.6 až 4.9 vykresleny. Řešením je hledání shody v některém z grafů, který je našim požadavkům na úhlovou rozteč nejbližší. Je však potřeba



Obr. 4.9: HODNOTY KOEFICIENTU χ PRO $p_1 = 22,5^\circ$ (VLEVO) A $p_1 = 30^\circ$ (VPRAVO).

ověřit, zda nalezená kombinace parametrů vyhoví i po mírné změně úhlové rozteče p_1 (lze zkontrolovat dosazením do vztahu 4.10 a 4.6).

5 Aplikace rozdílných způsobů chlazení na malý asynchronní motor

5.1 Motivace a očekávaný přínos experimentů na malém stroji

Výpočetní modelování a nástroje pro simulace chování technických soustav prošly v posledních desetiletích rychlým rozvojem, souvisejícím zejména se zavedením výkonných počítačů. Ačkoliv MKP či CFD softwary umožnily značně usnadnit a zpřesnit řešení řady inženýrských problémů, jejich využívání zatím není absolutně samospasné – málokdy se nám v modelu podaří postihnout všechny drobné detaily, které mohou ve svém důsledku významně ovlivnit například režim proudění v důležitých oblastech. Navíc mnohé technické soustavy jsou natolik komplikované, že jejich modelování a řešení jako celku je i na dnešních běžně dostupných počítačích obtížné.

V mnoha odvětvích tak má i nadále svou nezastupitelnou roli experiment. Jak ukázal průzkum informačních zdrojů, platí to i pro oblast chlazení elektrických strojů. Pokusme se tedy v následujících bodech shrnout, jaká pozitiva by mohl experiment na skutečném stroji přinést pro tuto práci:

- Skutečné (a tedy nezpochybnitelné) ověření zvolené koncepce a účinnosti vodního chlazení.
- Možnost přímého porovnání se strojem chlazeným stávajícím způsobem.
- Odhalení případných nečekaných problémů vodního chlazení.
- Porovnání naměřených hodnot a výsledků výpočetních modelů (verifikace modelů a schopností použitých softwarů).
- Možnost vztáhnout výše uvedené poznatky i na jiné (neměřené) stroje a jejich výpočetní modely (samozřejmě jen přibližně).
- Identifikace některých neznámých parametrů reálného stroje či okrajových podmínek pro výpočetní modely.

Jelikož je jedním z cílů této práce porovnání vlastností stávajícího a inovovaného způsobu chlazení generátorů, měla by být jednotlivá měření prováděna právě na takto chlazených strojích. Měření na synchronních generátorech, pro které je navrhované vodní chlazení přednostně určeno, by však bylo příliš náročné a úpravy takto velkých strojů drahé.

Jiným řešením, které jsme se rozhodli použít v této práci, je aplikace rozdílných způsobů chlazení na malý pokusný stroj. Za tímto účelem se nám podařilo opatřit jeden úplný asynchronní motor (7,5 kW) a náhradní stator s dalším rotorem. Úpravy chlazení takto malého stroje jsou finančně únosné a měření poměrně snadno realizovatelná.

Nevýhodou tohoto přístupu jsou samozřejmě některé rozdíly v konstrukci oproti mnohem větším synchronním generátorům. Zde jsou nejpodstatnější z nich:

- Nepřítomnost statorových radiálních kanálů. Tyto kanály bohužel nelze na pokusném asynchronním motoru dodatečně vytvořit.
- Asynchronní motor disponuje rotorem s litou hliníkovou klecí (kotva nakrátko). Nejedná se však o zásadní problém, neboť i zde vznikají Joulovy ztráty, podobně jako v rotorovém vinutí synchronních generátorů.
- Narozdíl od synchronního generátoru se v rotoru asynchronního motoru nenacházejí žádné axiální vzduchové kanály (nejsou zde žádné vyniklé póly rotoru a tedy ani prostor mezi nimi). Tuto skutečnost budeme alespoň částečně kompenzovat axiálními kruhovými kanály v železe rotoru v blízkosti hřídele.

Jediným problematickým rozdílem je tedy zmiňovaná nepřítomnost statorových radiálních kanálů u stroje napodobujícího stávající způsob chlazení synchronních generátorů. I přesto bude jistě možné alespoň přibližné porovnání rozdílných způsobů chlazení, a to by mohlo přinést zajímavé poznatky. V celé této kapitole se tedy budeme věnovat aplikaci rozdílných způsobů chlazení na tento pokusný asynchronní motor.

Poznámka k označování jednotlivých provedení pokusného stroje v této práci:

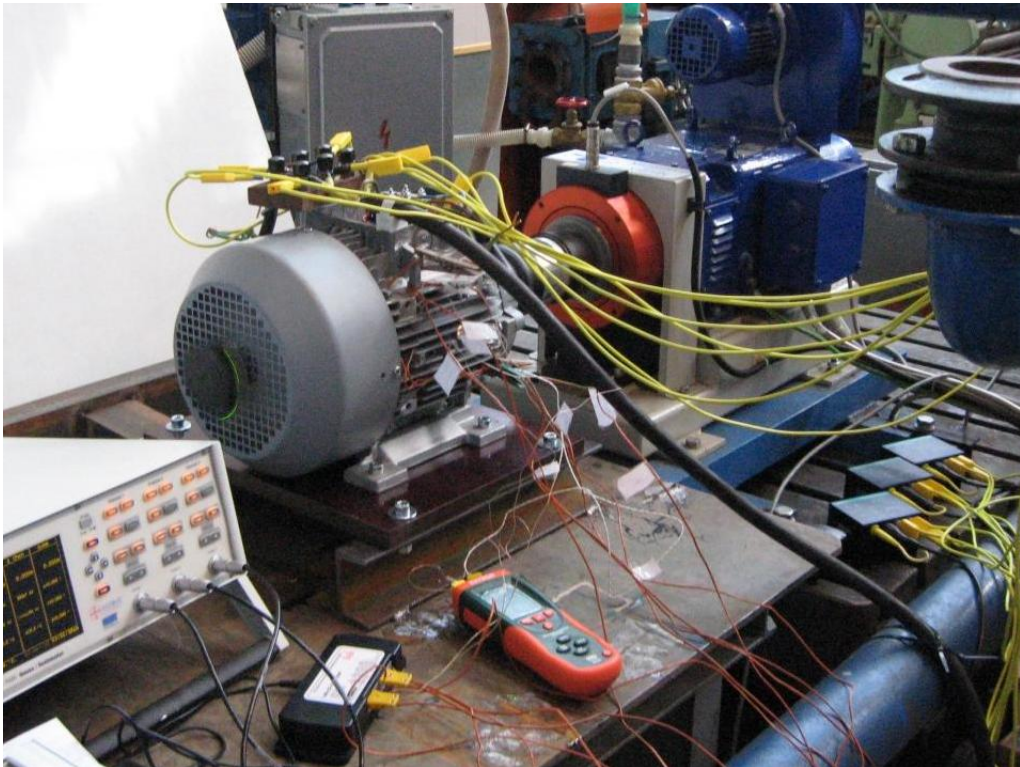
- **Původní provedení stroje, malý asynchronní motor v původním provedení:** Takto budeme označovat motor v původní podobě tak, jak jej dodává přímo výrobce. Jedná se tedy o motor bez jakýchkoliv zásahů a změn. I když je tento motor chlazen vzduchem, nesmíme toto provedení zaměňovat s „variantou chlazenou vzduchem“, viz dále.
- **Varianta chlazená vzduchem, malý asynchronní motor chlazený vzduchem:** Jedná se o motor s chlazením upraveným tak, aby se co nejvíce podobalo stávajícímu způsobu chlazení větších synchronních generátorů (viz kap. 3.1.1).
- **Varianta s vodním chlazením, vodou chlazený malý asynchronní motor:** Takto budeme označovat motor, na kterém je aplikována zvolená konfigurace vodního chlazení popsána v kap. 4.2.

5.2 Původní provedení stroje

5.2.1 Stručná charakteristika stroje

Jako stroj pro experimentální ověření jednotlivých variant chlazení jsme vybrali třífázový asynchronní motor o jmenovitém výkonu 7,5 kW. Jedná se o čtyřpólový motor s kotvou nakrátko (s litou hliníkovou klecí rotoru). Základní technické údaje tohoto stroje jsou uvedeny v tabulce 5.1.

Tento motor je charakteristický uzavřeným provedením, chlazení je realizováno podélnými žebry, vytvořenými na povrchu hliníkové kostry stroje, viz obr. 5.1. Tato žebra jsou ofukována proudem vzduchu dodávaným radiálním ventilátorem, který je nasazen přímo na hřídeli rotoru. Chladičí vzduch je na žebra naváděn pomocí kruhového krytu, uvnitř kterého je umístěn ventilátor.



Obr. 5.1: ASYNCHRONNÍ MOTOR V PRŮBĚHU MĚŘENÍ.

parametr	hodnota	jednotka
jmenovitý výkon	7,5	kW
jmenovitý příkon	8,6	kW
jmenovité otáčky	1455	min ⁻¹
jmenovitý moment	49	Nm
jmenovitý proud	15,4	A
účinnost	0,87	-
účiník	0,82	-
maximální dovolená teplota vinutí	155	°C
osová výška	132	mm
hmotnost motoru	49	kg

Tab. 5.1: ZÁKLADNÍ PARAMETRY MOTORU, PLATÍ PRO NAPÁJENÍ 400 V Δ / 690 VY, 50 Hz

5.2.2 Měření na motoru v původním provedení

Přestože způsob chlazení stroje v původním provedení není předmětem našeho hlavního zájmu, měření na tomto stroji může být i tak přínosné. Důvody, proč jsme se rozhodli přistoupit k měření (a výpočetnímu modelování) stroje v původním provedení, jsou zřejmé –

většina základních částí stroje zůstává pro všechny varianty chlazení stejná. Data naměřená na původním stroji tak mohou přispět ke spolehlivější identifikaci parametrů společných pro ostatní varianty chlazení. Jedná se například o identifikaci materiálových vlastností, prostupových koeficientů elektroizolace vinutí, atd. Čím širší bude soubor naměřených hodnot, tím spolehlivěji budeme schopni neznámé parametry odhadnout.

Podmínky měření

Pro měření jsme využili stanoviště s dynamometrem, kde bylo možno zatížit měřený motor potřebným mechanickým výkonem. Propojení hřídele motoru a dynamometru bylo realizováno spojkou s tlumícími gumovými segmenty. Samotný motor byl ukotven k pertinaxové desce, připevněné k ocelovému stolu, viz obr. 5.1. Díky relativně nízké tepelné vodivosti pertinaxu by teplotní pole motoru nemělo být příliš zkresleno odvodem tepla prostřednictvím patek do podložky.

Pro připojení měřeného motoru k třífázové síti jsme použili zapojení do trojúhelníku. Motor byl tedy napájen střídavým třífázovým proudem o sdruženém napětí 400 V, 50 Hz. Po roztočení motoru dynamometrem a přifázování k síti byl nastaven činný elektrický příkon motoru na hodnotu 7,52 kW. Tato hodnota je o něco nižší než jmenovitý příkon stroje, byla však zvolena s ohledem na omezené možnosti proudové ochrany napájecího rozvaděče. Při vyšším příkonu by již hrozilo vypínání této ochrany.

Nastavený příkon byl udržován v průběhu celé oteplovací části měření (bylo potřeba jej postupně doladovat ovládáním dynamometru, neboť parametry motoru se v průběhu oteplování měnily). Mechanický výkon na hřídeli tedy nedosahoval své jmenovité hodnoty, jeho hodnota činila přibližně 6,37 kW.

Oteplování trvalo 1 hodinu a 32 minut, po této době byl stroj odpojen od napětí a zastaven. Experiment potom kontinuálně pokračoval měřením průběhu teplot při chladnutí stroje po dobu 2 hodiny a 53 minut. Celková doba měření tedy obnášela 4 hodny a 25 minut.

Dodejme ještě, že před započítáním měření nebyl motor nijak zatěžován, pouze s výjimkou krátkého roztočení pro určení směru otáčení motoru (cca 45 minut před zahájením měření na dobu cca 1 s). Počáteční teploty všech částí motoru tedy byly shodné s teplotou okolí (19 °C).

Použité přístroje

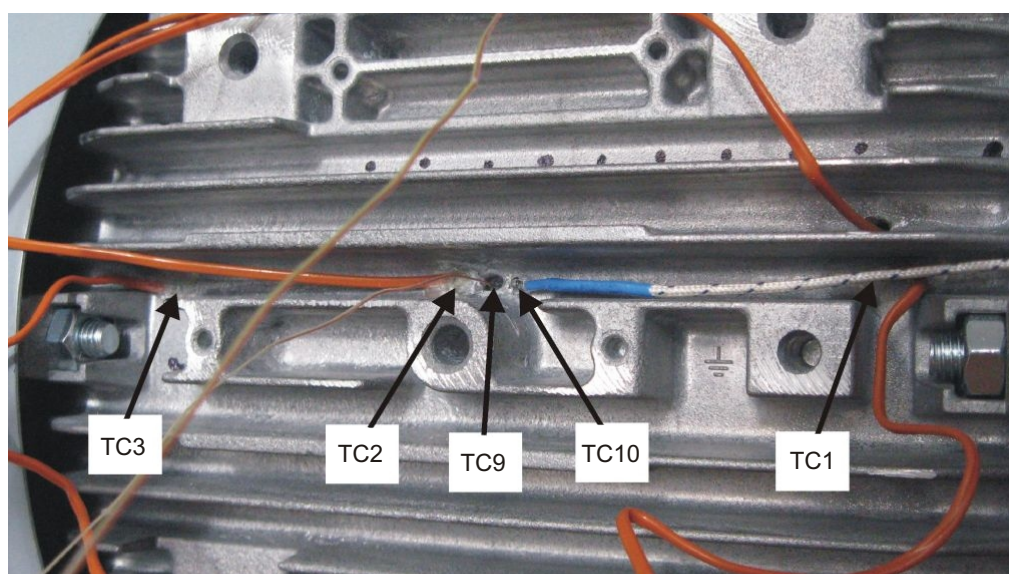
K měření teplot pomocí termočlánků byl použit osmikanálový digitální dataloger Omega OM-CP-OCTTEMP. Periodu snímání teplot jsme nastavili na 10 s. Před započítáním měření byla provedena kalibrace všech kanálů přístroje (jako zdroj referenčních teplot posloužila ledová tříšť a vroucí voda). Naměřené teploty by tak neměly být zatíženy chybou větší než 0,5 °C.

Druhým použitým přístrojem byl diferenční dataloger Extech instruments pro připojení dvou termočlánků (TC9 a TC10). Naměřené teploty byly z tohoto přístroje odečítány každých 10 minut.

Posledním použitým přístrojem bylo speciálně vyrobené zařízení pro zaznamenávání teplot ze snímače Pt100, který byl umístěn na čele rotoru. Toto záznamové zařízení bylo uchyceno pomocí dutého šroubu na vnější straně motoru před krytem ventilátoru (viz obr. 5.1) a rotovalo společně s rotorem. Dutinou v ose šroubu a v ose hřídele vedly přívody ke snímači Pt100. Perioda zaznamenávání teplot tohoto zařízení činila přibližně 65 s.

K měření elektrických veličin (příkonu, účinníku, proudů a napětí) jsme použili digitální měřicí přístroj Norma 5000 a sadu bočníků. Krouticí moment na hřídeli a otáčky jsme odečítali z číslicových displejů, které jsou součástí příslušenství dynamometru.

Rozmístění snímačů

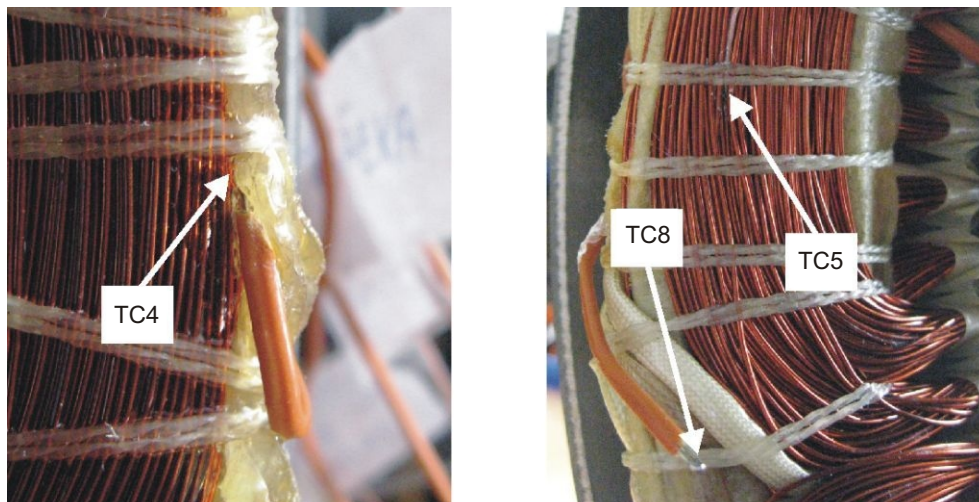


Obr. 5.2: ROZMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ PO DÉLCE KOSTRY STROJE. TERMOČLÁNEK TC9 JE PŘILEPEN K POVRCHU SVAZKU PLECHŮ.

Pro měření jsme využili celkem 10 termočlánků (TC1 až TC10) a jeden odporový snímač teploty Pt100. První tři termočlánky (TC1 až TC3) byly přilepeny z vnějšku na kostře stroje v pravidelných rozstupech v prostoru mezi žebry (viz obr.5.2). Další termočlánek (TC9) jsme umístili na vnější povrch svazku plechů (otvorem vyvrtaným v kostře až ke statorovým plechům). Tento termočlánek byl spolu s termočlánekem TC10 (nalepen velice blízko vyvrtané díry na kostře stroje) připojen k diferenčnímu měřiči Extech. Naší snahou bylo určit teplotní rozdíl vznikající na přechodu statorový paket - kostra stroje.

Další dva termočlánky (TC4 a TC5) byly přilepeny na čela vinutí, viz obr. 5.3. Termočlánek TC8 byl umístěn do volného prostoru mezi čelo vinutí a krycí štít (na straně svorkovnice). Tento termočlánek byl určen pro měření teploty vzduchu v tomto prostoru.

Termočlánek TC6 byl zalit lepidlem do středu statorové drážky, je tak v kontaktu se statorovými plechy a částečně i s izolací vinutí (viz obr. 5.4 vlevo). Jeho poloha korespon-



Obr. 5.3: VLEVO: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKU TC4 NA ČELE VINUTÍ (NA STRANĚ VENTILÁTORU STROJE). VPRAVO: TERMOČLÁNEK TC5 NA DRUHÉM ČELE VINUTÍ (NA STRANĚ SVORKOVNICE STROJE) A TERMOČLÁNEK TC8.

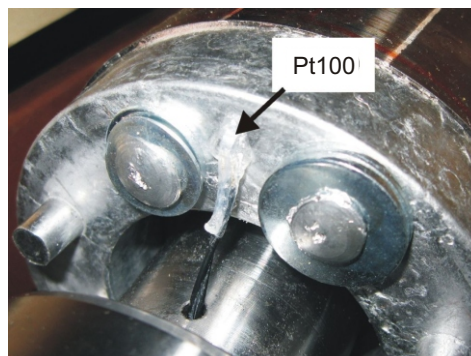
duje s polohou termočláneků TC2, TC9 a TC10 přilepených na stroj z vnějšku. Poslední termočlánek (TC7) byl umístěn na čelní plech statorového zubu.



Obr. 5.4: VLEVO: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKU TC6 VE STATOROVÉ DRÁŽCE (VE STŘEDU DÉLKY PAKETU). VPRAVO: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKU TC7 NA ČELE ZUBU (NA STRANĚ VENTILÁTORU STROJE).

Přívody k termočlánekům umístěným uvnitř stroje byly vyvedeny dvěma malými otvory, vyvrtanými v kostře stroje (viditelné v pravé části obrázku 5.2).

K měření teploty rotoru jsme použili odporový snímač Pt100, přilepený na čelo rotoru na straně ventilátoru stroje. Přívody k tomuto snímači byly vedeny otvorem vyvrtaným v ose hřídele a radiálním otvorem vyvrtaným kolmo k ose, viz obr. 5.5.



Obr. 5.5: UMÍSTĚNÍ ODPOROVÉHO ČIDLA Pt100 NA ČELE ROTORU (NA STRANĚ VENTILÁTORU STROJE)

Naměřené a vypočtené hodnoty teplot

Měření neproběhlo úplně bez problémů – na třech termočláncích došlo v průběhu experimentu k výpadkům, naštěstí nepříliš závažným.

Šlo o termočlánek TC5, který první čtyři minuty ukazoval pouze hodnoty odpovídající okolní teplotě. Jednalo se pravděpodobně o špatný kontakt v připojení článku, po zahýbání s přívody začal tento termočlánek poskytovat věrohodná data.

Další problém vznikl na termočlánci TC7, u kterého došlo k trvalému výpadku několik minut před ukončením oteplovací části měření. Doposud naměřená data jsou však pro vyhodnocení dostačující.

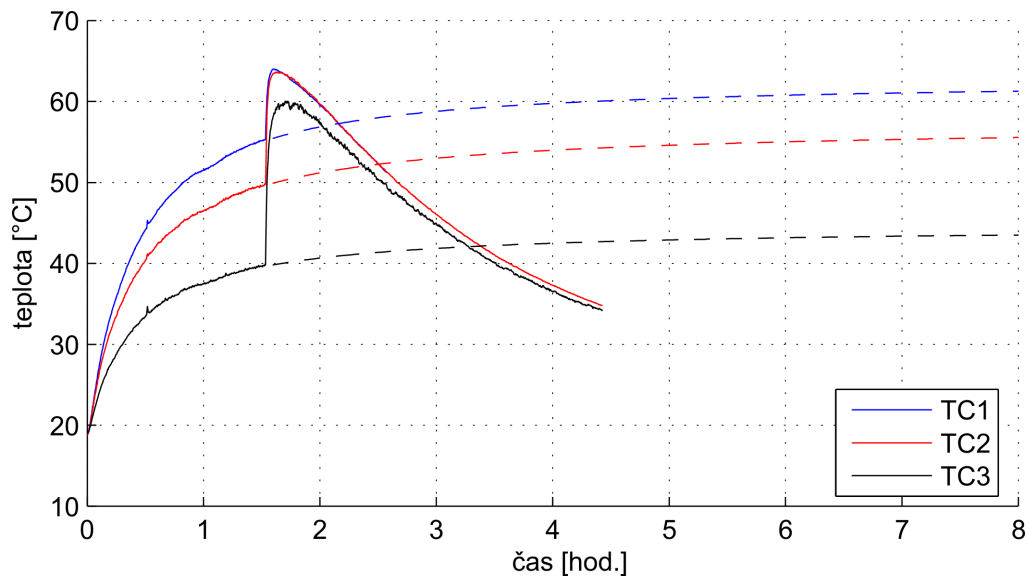
Poslední problém se vyskytl u termočlánci TC1, který přestal měřit přibližně hodinu po ukončení oteplování. Vzhledem k tomu, že průběhy teplot při chladnutí pro nás mají pouze informativní charakter, nejednalo se o závažný problém.

Vzhledem k omezené kapacitě baterie jsme měření na zařízení pro zaznamenávání teplot ze snímače Pt100 ukončili cca 70 minut po skončení oteplování.

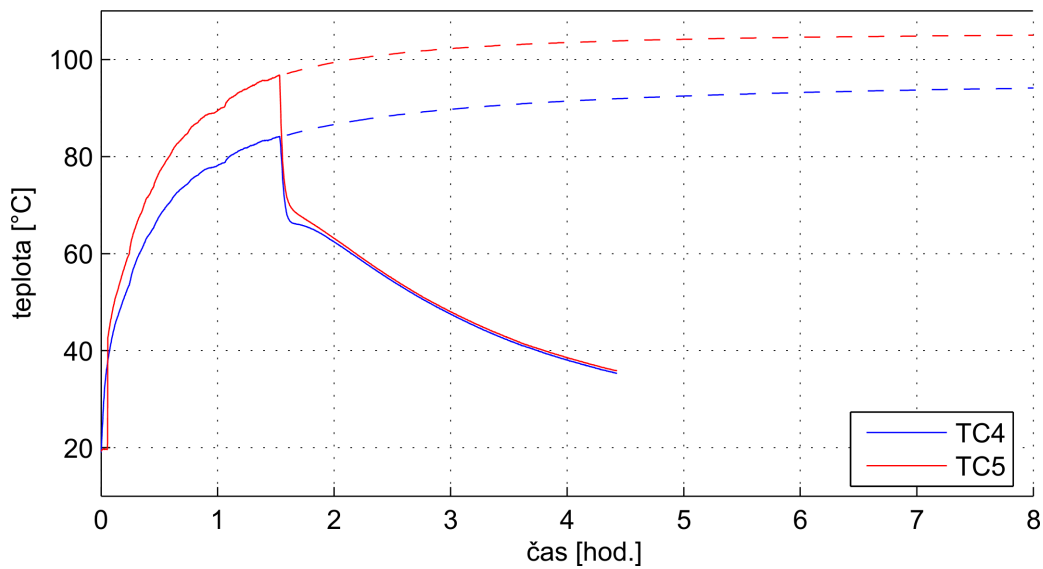
Jelikož teploty získané pomocí diferenčního datalogeru Extech (termočlánci TC9 a TC10) a teploty ze snímače Pt100 vykazovaly již před zahájením měření rozdíly oproti teplotám získaných ze zkalibrovaného osmikanálového datalogeru Omega, použili jsme tyto rozdíly (+2,2 a -1,5 °C) jako hodnoty offsetů pro později naměřená data. Všechny naměřené hodnoty (již po korekcích offsetů) jsou vykresleny v grafech na obr. 5.6 až 5.9.

V grafu na obr. 5.6 můžeme vidět zřetelné nárůsty teploty kostry těsně po odpojení a zastavení motoru. Je to způsobeno skokovým poklesem součinitelů přestupu tepla po zastavení ventilátoru a zpomalením odvodu tepla do okolí. Avšak zmenšení toku tepla akumulovaného ve statorovém paketu se projevilo až s určitým zpožděním, důsledkem čehož byl nárůst teploty kostry.

Průběhy ostatních teplot víceméně odpovídají očekáváním. Jediná anomálie se vyskytla u termočlánci TC10 ve středu kostry stroje (graf na obr. 5.9). Porovnáme-li průběh teploty TC10 s průběhem teploty na termočlánci TC2 (který je velice blízko), zjistíme, že teplota na TC10 je výrazně nižší než teplota na TC2. To ale nesouhlasí s domněnkou, že s rostoucí vzdáleností od ventilátoru bude teplota kostry stoupat (tento trend je dobře

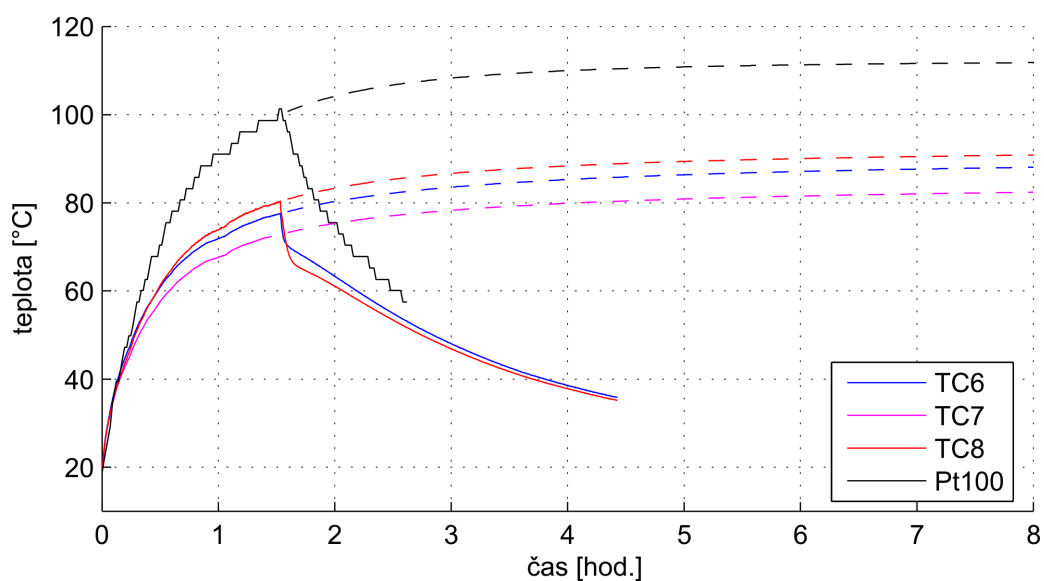


Obr. 5.6: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC1, TC2 A TC3.

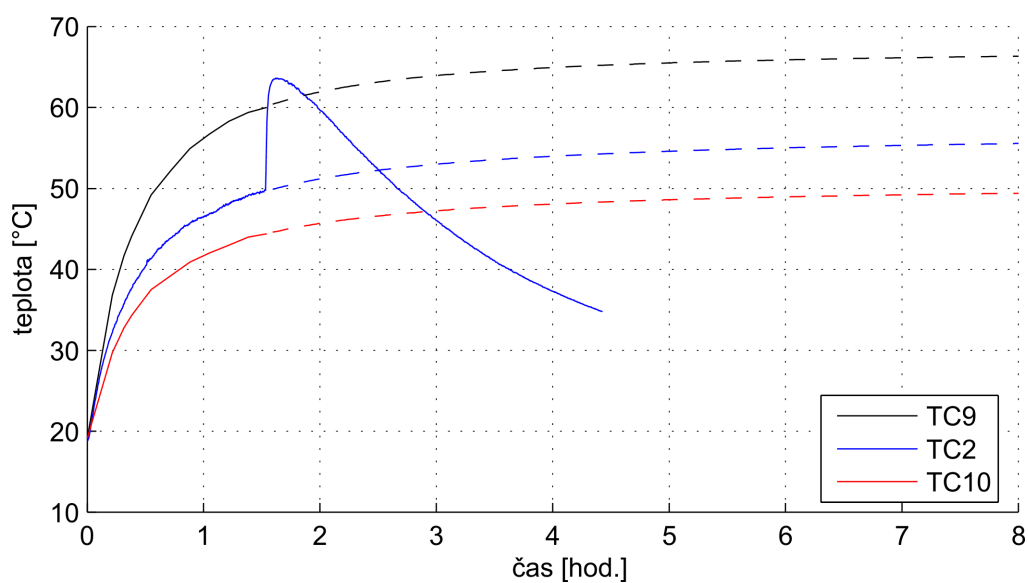


Obr. 5.7: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC4 A TC5.

viditelný na obr. 5.6). Příčinou příliš nízkých teplot naměřených termočlánekem TC10 je pravděpodobně jeho nedokonalé přilepení k povrchu kostry. Tento termočlánek byl lepen dodatečně a pravděpodobně se mezi něj a kostru stroje dostala příliš velká vrstva lepidla, která znemožnila zahřátí termočlánu na teplotu kostry (v těchto místech jsou termo-



Obr. 5.8: PRŮBĚHY TEPLOT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC6, TC7, TC8 A ODPOROVÝM SNÍMAČEM PT100.



Obr. 5.9: PRŮBĚHY TEPLOT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC9, TC2 A TC10. TEPLoty NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKEM TC10 JSOU PRAVDĚPODOBŇ ZATÍŽENY CHYBOU VLIVEM ŠPATNĚHO NALEPENÍ TERMOČLÁNKU.

články ofukovány chladnějším proudem vzduchu od ventilátoru). Pro stanovení teplotního rozdílu mezi kostrou stroje a povrchem paketu je tedy lepší použít teploty termočlánku

TC2, který je rovněž velice blízko k navrtanému otvoru pro přístup k paketu (viz obr. 5.2).

Jelikož by bylo náročné čekat na úplné ustálení teplot, k jejich výpočtu jsme použili extrapoláční metodu, založenou na proložení naměřených teplot vhodnou funkcí času. Jako nejvhodnější se pro prokládání naměřených dat ukázala exponenciální funkce v následujícím tvaru:

$$T(t) = b_1 + b_2 \cdot e^{\frac{-t}{b_3 + b_4 t}} \quad (5.1)$$

Hodnoty koeficientů b_1 až b_4 je potřeba určit pro každý průběh zvlášť. Použili jsme k tomu jednoduchý algoritmus minimalizující střední kvadratickou odchylku odezvy prokládané funkce a naměřených dat.

Průběhy takto stanovených extrapoláčních funkcí jsou rovněž vykresleny v grafech na obr. 5.6 až 5.9 (přerušovanou čarou). Přibližné hodnoty ustálených teplot obdržíme dosažením dostatečně velkých hodnot za čas t do těchto funkcí. Teploty, které lze považovat za prakticky ustálené (vypočtené pro čas $t = 24$ h), jsou uvedeny v tabulce 5.4.

5.2.3 Stanovení ztrát v jednotlivých částech stroje

Ztráty, které vznikají v jednotlivých částech stroje, mají rozhodující vliv na dosažené teploty a představují zároveň důležité vstupní hodnoty pro následné CFD simulace. Při jejich výpočtu budeme vycházet z elektrických a mechanických veličin stroje. Naměřené hodnoty těchto veličin jsou uvedeny v tabulce 5.2.

veličina	symbol	hodnota	jednotka
kroučící moment na hřídeli	M	41,76	Nm
otáčky	n	1458	min ⁻¹
výkon na hřídeli	P_h	6376	W
příkon ze sítě	P_1	7520	W
střední hodnota napájecího proudu	I_s	14,52	A
napájecí napětí (zapojení do Δ)	U	404	V
účiník	$\cos \varphi$	0,75	-
odpor jedné fáze vinutí (při 22°C)	R_{fstud}	1,8	Ω

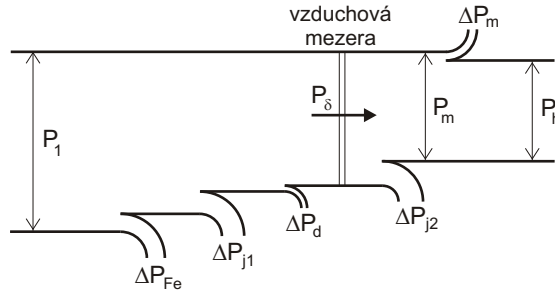
Tab. 5.2: TABULKA NAMĚŘENÝCH HODNOT PRO MOTOR V PŮVODNÍM PROVEDENÍ

Jednotlivé ztráty a výkony asynchronního motoru, které se snažíme stanovit, jsou znázorněny v diagramu na obr. 5.10. Výpočet začneme stanovením celkových ztrát $\Sigma \Delta P$, které můžeme vypočítat jako rozdíl příkonu ze sítě a výkonu na hřídeli:

$$\Sigma \Delta P = P_1 - P_h = 7520 - 6376 = 1144 \text{ W} \quad (5.2)$$

Dále vypočteme celkový mechanický výkon P_m . Ten se skládá z výkonu naměřeného na hřídeli P_h a mechanických ztrát ΔP_m :

$$P_m = P_h + \Delta P_m = 6376 + 32 = 6408 \text{ W} \quad (5.3)$$



Obr. 5.10: DIAGRAM ZNÁZORŇUJÍCÍ VÝKONY A ZTRÁTY ASYNCHRONNÍHO MOTORU. PŘEVZATO Z [5].

Hodnotu mechanických ztrát ΔP_m jsme převzali z dokumentace dodané výrobcem motoru. Pro zjednodušení použijeme stejnou hodnotu mechanických ztrát u všech tří provedení motoru.

Pro výpočet elektromagnetického výkonu přes vzduchovou mezeru P_δ budeme potřebovat znát hodnotu skluzu s :

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} = \frac{1500 - 1458}{1500} = 0,028 [-] \quad (5.4)$$

Elektromagnetický výkonu přes vzduchovou mezeru P_δ je dán součtem mechanického výkonu P_m a ztrát v kleci rotoru ΔP_{j2} :

$$P_\delta = P_m + \Delta P_{j2} = P_m + P_\delta s \quad (5.5)$$

Z výše uvedeného vztahu již můžeme osamostatnit a vyčíslit elektromagnetický výkon přes vzduchovou mezeru P_δ :

$$P_\delta = \frac{P_m}{1 - s} = \frac{6408}{1 - 0,028} = 6592 \text{ W} \quad (5.6)$$

Ztráty vznikající v rotorové kleci ΔP_{j2} vyjádříme z rovnice 5.5:

$$\Delta P_{j2} = P_\delta - P_m = 6592 - 6408 = 184 \text{ W} \quad (5.7)$$

Pro výpočet ztrát v mědi statoru ΔP_{j1} budeme potřebovat znát odpor fáze vinutí R_{fust} při jeho ustálené teplotě. Hodnota ustálené teploty vinutí T_{ust} , kterou použijeme pro přepočtení odporu, činí cca 98 °C (jedná se o průměrnou hodnotu teplot naměřených na termočláncích TC4, TC5 a TC6). Přepočtení odporu fáze vinutí lze potom provést následujícím způsobem:

$$R_{fust} = \frac{235 + T_{ust}}{235 + T_{stud}} R_{fstud} = \frac{235 + 98}{235 + 22} 1,8 = 2,33 \Omega \quad (5.8)$$

Dále budeme potřebovat znát fázový proud vinutím I_f , který vypočítáme z napájecího proudu:

$$I_f = \frac{I_s}{\sqrt{3}} = \frac{14,52}{\sqrt{3}} = 8,39 \text{ A} \quad (5.9)$$

Nyní již můžeme vypočítat ztráty v mědi statoru ΔP_{j1} :

$$\Delta P_{j1} = 3 R_{fust} I_f^2 = 3 \cdot 2,33 \cdot 8,39^2 = 492 \text{ W} \quad (5.10)$$

Následuje výpočet dodatečných ztrát ΔP_d . Tyto ztráty tvoří přibližně 0,5 % příkonu stroje:

$$\Delta P_d = 0,005 P_1 = 0,005 \cdot 7520 = 38 \text{ W} \quad (5.11)$$

Nakonec vypočteme ztráty v železe ΔP_{Fe} . Tyto ztráty lze stanovit jako rozdíl celkových ztrát $\Sigma \Delta P$ a všech ostatních vypočtených ztrát:

$$\begin{aligned} \Delta P_{Fe} &= \Sigma \Delta P - \Delta P_{j1} - \Delta P_d - \Delta P_{j2} - \Delta P_m = \\ &= 1144 - 492 - 38 - 184 - 32 = 398 \text{ W} \end{aligned} \quad (5.12)$$

5.2.4 CFD model motoru v původním provedení

Naším cílem je obdržet pomocí CFD modelu takové výsledné teploty, které by co nejlépe souhlasily s ustálenými teplotami získanými měřeními. Nemusíme tak řešit chování stroje jako transientní úlohu, ale postačí nám tzv. steady-state model. Tento přístup použijeme u všech tří provedení stroje (respektive u jejich modelů).

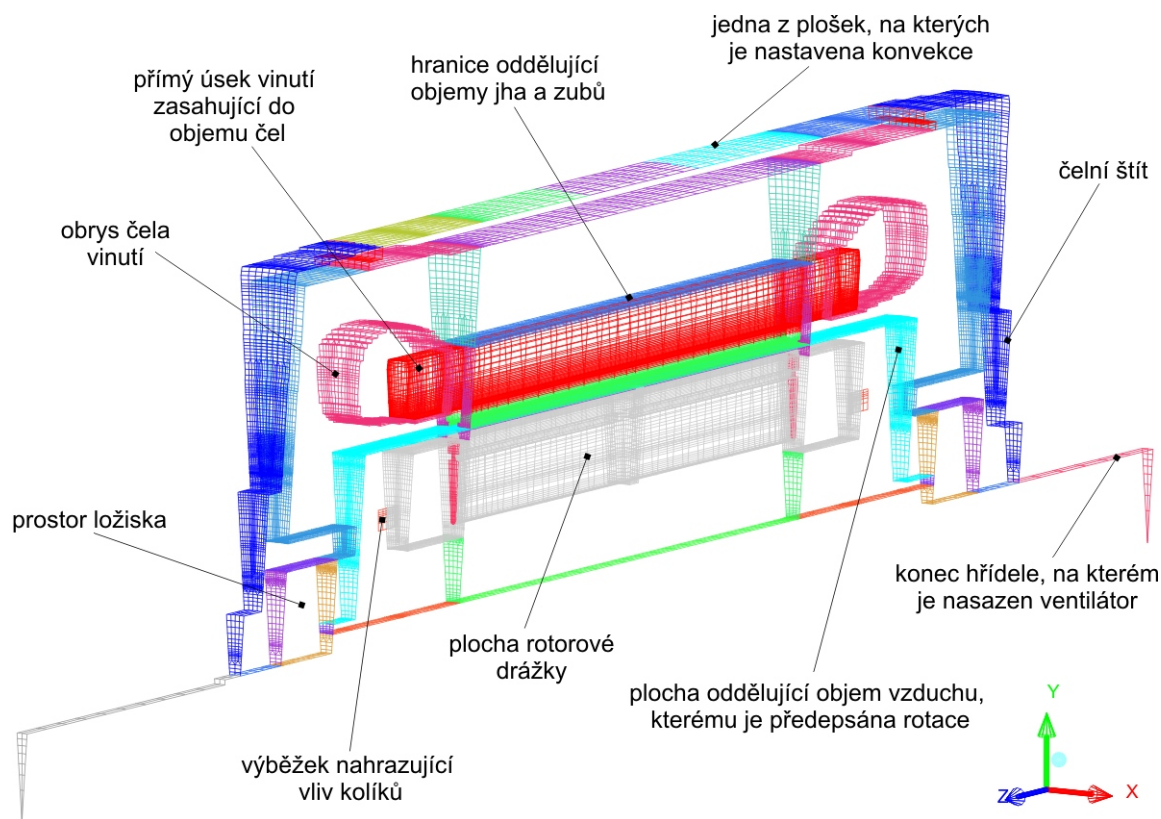
Vytvořená síť

Naším cílem je vytvořit dostatečně kvalitní síť s přiměřeným počtem elementů. Po zvážení všech výhod a nevýhod jsme se rozhodli pro zcela „manuální“ tvorbu sítě v softwaru Ansys-ICEM. S přihlédnutím k některým geometrickým zjednodušením můžeme celou síť vytvořit jako extrudovanou z rovinné sítě plošných elementů. Většina elementů takto vzniklé sítě se vyznačuje téměř pravoúhlými tvary, což je výhodné z hlediska konvergence i přesnosti řešení.

Při tvorbě modelu jsme se rozhodli využít rotační symetrie, modelujeme pouze kruhovou výseč odpovídající 1/48 skutečného motoru. Této výseči přináležejí právě jedna drážka statorového vinutí. Počet drážek rotoru je bohužel rozdílný – na 1/48 stroje připadá 0,75 rotorové drážky. Zde jsme se rozhodli pro zjednodušení – pomyslně zvýšíme počet rotorových drážek a zároveň zúžíme jejich šířku (0,75 x). V modelu se tak objeví jedna skutečná statorová drážka a jedna zúžená drážka rotoru. Toto zjednodušení plně zachovává původní poměry průřezů a objemů jednotlivých částí.

Obdobný problém musíme řešit i u kolikovitých výběžků na spojovacích kruzích rotorové klece. Jelikož na 1/48 stroje připadá pouze 1/6 kolíku, nahradíme kolíky ploškami o mnohem menším bočním průřezu. Tato náhrada je pouze přibližná. Nelze očekávat, že ventilační efekt šestinásobného počtu menších plošek bude přesně ekvivalentní efektu skutečných kolíků.

Dostí problematické je modelování čel vinutí, jejichž tvar je poměrně nepravidelný a navíc s rozdílnými složkami tepelné vodivosti (v závislosti na směru vodičů). Celé statorové vinutí rozdělíme na dvě části (objemy) – přímý úsek vinutí a čela vinutí. Přímý úsek vinutí prochází vnitřkem statorových drážek a částečně zasahuje i dovnitř čel vinutí (viz



Obr. 5.11: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍTĚ.

obr 5.11). Končí tedy v místech, kde se vodiče skutečného vinutí začínají stáčet z axiálního do tečného směru. Obě části vinutí modelujeme jako plné homogenní objemy, kterým budou přiřazeny rozdílné hodnoty tepelné vodivosti (odpovídající orientaci vodičů v těchto objemech). Podobně jako u modelů prezentovaných např. v [20], [22] a [34], ani v naší síti tedy nejsou jednotlivé vodiče rozlišeny.

Ke značnému zjednodušení jsme přistoupili u kostry stroje. Samozřejmostí je zanedbání těch částí, které nesplňují podmínky rotační symetrie (patky a svorkovnice). Navíc jsme se rozhodli, že žebra kostry nebudeme v síti modelovat. Vliv skutečných žebířů ošetříme nastavením vyšších hodnot součinitelů přestupu tepla na hladkém povrchu modelové kostry.

Celá síť je samozřejmě rozdělena na více různých objemových částí, které přináležejí částem skutečného motoru. Podobně jsou v modelu separovány i jednotlivé plochy, na kterých nastavujeme různé okrajové podmínky. Jedná se například o plochy náležející povrchu statorových drážek – izolaci zde nemodelujeme jako objemové těleso malé tloušťky, ale zadáváme pouze ekvivalentní součinitele prostupu tepla na dané plochy.

Pokud jde o hustotu sítě a velikosti elementů, respektovali jsme doporučení uvedená v manuálu pro zvolený model turbulence (viz další podkapitola). Zvolený model turbulence vyžaduje poměrně jemnou síť v blízkosti stěn fluidních zón, což jsme se při tvorbě sítě

snažili zohlednit.

Nastavení CFD simulace

Zvolený model turbulence

Volba modelu turbulence je jedním z důležitých faktorů, který má zásadní vliv na přesnost a věrohodnost dosažených výsledků. Vzhledem k relativně malým velikostem fluidních zón a nevelkým rychlostem rotujících částí můžeme očekávat poměrně nízké hodnoty Reynoldsova či Taylorova čísla. V některých částech stroje (např. ve vzduchové mezeře) se může vyskytnout laminární režim proudění, ale např. v blízkosti čel rotoru půjde pravděpodobně o režim přechodový či turbulentní (zde má vzduch více prostoru k projevu setrvačných sil).

Volíme proto třírovnicový model $k\text{-}\kappa\text{-}\omega$, který by měl být schopen plynule přecházet mezi uvedenými režimy proudění.

Použité materiálové vlastnosti

Pokud jde o materiálové vlastnosti, jedinými důležitými parametry jsou u steady-state simulací hodnoty tepelných vodivostí. Některé části motoru, jako je např. vinutí nebo svazek statorových plechů, vykazují rozdílné složky tepelné vodivosti v různých směrech. Jedná se o tzv. anizotropní materiálové vlastnosti. U těchto částí proto využijeme možnost nastavit v CFD softwaru Fluent příslušné složky vodivosti – axiální, radiální a tečnou.

Jelikož přesné tepelné vodivosti většiny použitých materiálů neznáme, budeme se je snažit identifikovat na základě výsledků měření. Tato identifikace¹ má smysl hlavně u těch částí a materiálů, které jsou společné pro všechna tři provedení motoru (identifikace na základě třech souborů naměřených hodnot je spolehlivější). Identifikované hodnoty tepelných vodivostí, společné pro všechna tři provedení, budou uvedeny v kapitole 5.5.

Ne všechny vodivosti však musíme nutně identifikovat – zejména u těch částí, ve kterých nevznikají velké teplotní gradienty, můžeme použít tabulkové hodnoty tepelných vodivostí. I když zde bude skutečná vodivost mírně odlišná od té tabulkové, na výsledném teplotním poli se to příliš neprojeví.

Jedinou takovou částí stroje, společnou všem třem provedením, je hliníková rotorová klec. Zde použijeme hodnotu $\lambda = 203 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Stejnou hodnotu vodivosti použijeme i pro zjednodušenou hliníkovou kostru motoru. Čelní štíty jsou vyrobeny z litiny, nastavíme pro ně hodnotu $\lambda = 50 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Nastavení ztrát

Při nastavování ztrát příslušejících jednotlivým částem modelu budeme vycházet z hodnot vypočtených v kapitole 5.2.3.

Nejprve je potřeba přiřadit dodatečné ztráty ΔP_d částem stroje (modelu), ve kterých se projeví. Tyto ztráty se obecně přisuzují statoru stroje. Pro jednoduchost je rozdělíme na dva stejné díly, které připočteme ke ztrátám v mědi a ztrátám v železe. Ztráty v mědi

¹V podstatě se bude jednat o „ruční“ doladování příslušných parametrů za účelem dosažení co nejlepší shody mezi CFD modelem a výsledky měření.

statoru (nastavované v CFD modelu) se tedy změní následovně:

$$P_{Cu} = \Delta P_{j1} + \frac{1}{2} \Delta P_d = 492 + \frac{1}{2} 38 = 511 W \quad (5.13)$$

A novou hodnotu ztrát v železe lze vyčíslit takto:

$$P_{Fe} = \Delta P_{Fe} + \frac{1}{2} \Delta P_d = 398 + \frac{1}{2} 38 = 417 W \quad (5.14)$$

Ztráty v mědi statoru P_{Cu} musíme dále rozdělit mezi přímé úseky vinutí modelu (které se z větší části nacházejí v drážkách a částečně zasahují i do čel vinutí) a čela vinutí. Ztráty v přímých úsecích vyjádříme následovně:

$$P_{CuP} = P_{Cu} \frac{L_p}{L_{celk}} = 511 \frac{0,178}{0,274} = 332 W \quad (5.15)$$

kde L_p je délka přímých částí vinutí v modelu a L_{celk} je průměrná délka skutečného vodiče měřená od konce jednoho čela vinutí ke konci druhého čela. Zbytek z celkových ztrát v mědi potom připadne čelům vinutí:

$$P_{CuC} = P_{Cu} - P_{CuP} = 511 - 332 = 179 W \quad (5.16)$$

Nyní se zaměříme na rozdělení ztrát v železe. Lze očekávat, že většina ze ztrát v železe vzniká ve svazku statorových plechů, neboť frekvence točivého magnetického pole je zde relativně vysoká. Naopak v pohybujícím se rotoru, kde je frekvence magnetického pole velice nízká, vznikne pravděpodobně jen minimum ztrát. Rozdělení ztrát volíme hrubým odhadem v poměru 95 % do železa statoru a zbylých 5 % do železa rotoru:

$$P_{FeSTAT} = 0,95 P_{Fe} = 0,95 \cdot 417 = 396 W \quad (5.17)$$

$$P_{FeROT} = 0,05 P_{Fe} = 0,05 \cdot 417 = 21 W \quad (5.18)$$

Pokud jde o ztráty v železe statoru, můžeme předpokládat, že v zubech plechů budou vznikat větší měrné ztráty (magnetické pole zde bývá silnější), než ve jhu statoru. Mnohem menšímu objemu zubů proto přiřadíme celou polovinu statorových ztrát v železe P_{FeSTAT} (jde opět jen o hrubý odhad):

$$P_{FeZUBY} = 0,5 P_{FeSTAT} = 0,5 \cdot 396 = 198 W \quad (5.19)$$

Zbývá polovina bude přináležet jhu statoru:

$$P_{FeJHO} = 0,5 P_{FeSTAT} = 0,5 \cdot 396 = 198 W \quad (5.20)$$

Velikost mechanických ztrát stroje ΔP_m je v porovnání s ostatními ztrátami poměrně malá. Velká část mechanických ztrát vzniká mimo model (ventilátor stroje není modelován), nebudeme proto ventilační složku mechanických ztrát v modelu vůbec uvažovat. Zbytek – mechanické ztráty v ložiscích – vzhledem k malé velikosti zanedbáme.

Zbývá ještě zvážit rozdělení ztrát vznikajících v hliníkové kleci rotoru ΔP_{j2} . Budeme předpokládat, že většina těchto ztrát se projeví v rotorových tyčích, odhadem volíme 90% podíl:

$$P_{AlT} = 0,9 \Delta P_{j2} = 0,9 \cdot 185 = 166 \text{ W} \quad (5.21)$$

Zbýlých 10 % přiřadíme čelním spojovacím kruhům klece:

$$P_{AlK} = 0,1 \Delta P_{j2} = 0,1 \cdot 185 = 19 \text{ W} \quad (5.22)$$

Jelikož model představuje pouze 1/48 skutečného motoru, musíme všechny ztráty, které budeme do modelu přímo zadávat (P_{CuP} , P_{CuC} , P_{FeZUBY} , P_{FeJHO} , P_{AlT} , P_{AlK}), vydělit číslem 48. CFD software umožňuje předepsat pouze měrné ztráty, proto nakonec tyto hodnoty vydělíme i velikostmi objemů jednotlivých částí modelu. Teprve takto získané hodnoty je možné v modelu předepsat.

Okrajové podmínky a další nastavení

Na vnější plochy kostry, štítů a konců hřídele jsme nastavili přestup tepla konvekcí. Jako vztažnou teplotu tekutiny jsme použili naměřenou teplotu okolního vzduchu, tedy 19 °C. Jednotlivé hodnoty koeficientů přestupu tepla jsou uvedeny v tabulce 5.3. Tyto hodnoty jsou výsledkem postupného doladování za účelem dosažení shody s naměřenými teplotami.

plocha	α [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
štít u ventilátoru (centrální plocha krytá diskem ventilátoru)	15
štít u ventilátoru (vnější okraje štítu)	25
povrch kostry 1 (nejblíže ventilátoru)	355
povrch kostry 2	340
povrch kostry 3	240
povrch kostry 4	115
povrch kostry 5 (nejdál od ventilátoru)	55
štít na straně svorkovnice	12
konec hřídele u ventilátoru	12
připojovací konec hřídele	12

Tab. 5.3: HODNOTY KOEFICIENTŮ PŘESTUPU TEPLA. V PŘÍPADĚ POVRCHU KOSTRY SE JEDNÁ O NÁHRADNÍ (ZVÝŠENÉ) HODNOTY KORIGUJÍCÍ NEPŘÍTOMNOST ŽEBER A PATEK V MODELU.

Na řadu ploch, zejména těch, kterými jsou od sebe odděleny jednotlivé součásti motoru, musíme nastavit odpovídající součinitele prostupu tepla². Hodnoty prostupových součinitelů společných pro všechna tři provedení budou uvedeny v kapitole 5.5 (jsou také též předmětem doladování a identifikace). Jediné místo, které se u dalších provedení nevyskytuje, je přechod mezi litinovými čelními štíty a kostrou stroje. Zde volíme koeficient prostupu tepla $\alpha_w = 1250 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

²V CFD softwaru Fluent je to možno provést nastavením vhodné kombinace materiálu (tepelné vodivosti) a tloušťky dané stěny.

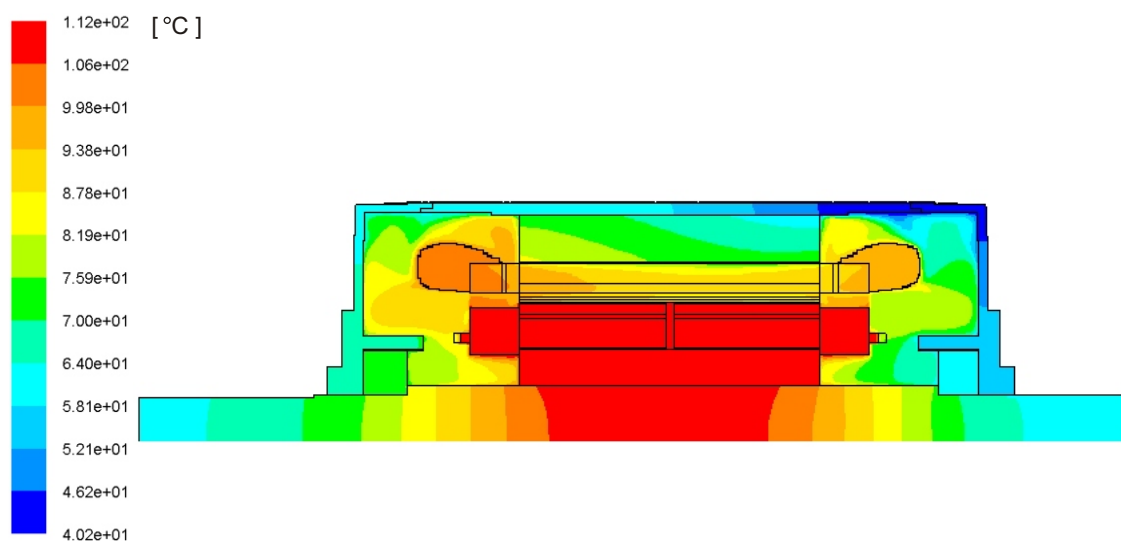
Pohyb rotoru simulujeme předepsáním úhlové rychlosti ($152,7 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$) na tu část objemu vzduchu, která v modelu obklopuje všechny rotační plochy. Všem plochám rotoru se tak automaticky přiřadí stejná úhlová rychlost. Počáteční ostrý rychlostní přechod mezi rotační a statickou částí objemu vzduchu v průběhu konvergence zmizí, rychlostní pole se ustálí a vyhladí.

Důležité je také nastavení periodicity na všechny plochy nacházející se v rovinách, kterými je ohraničena kruhová výseč modelu. Je to způsob, jak zajistit, aby hodnoty jednotlivých veličin byly v protilehlých rovinách výseče shodné. Výsledky modelu kruhové výseče tak budou ekvivalentní modelu, který by pokrýval plných 360° .

Na závěr dodejme, že u tohoto modelu nemusíme zadávat žádný vstup a výstup tekutiny – jedná se o stroj v uzavřeném provedení a vzduch obtékající z vnějšku motor již není součástí modelu.

Výsledky

Na obrázku 5.12 je vykresleno teplotní pole motoru, které je výsledkem odladěného modelu s identifikovanými hodnotami parametrů. Přesné srovnání naměřených a vypočtených teplot je uvedeno v tab. 5.4.



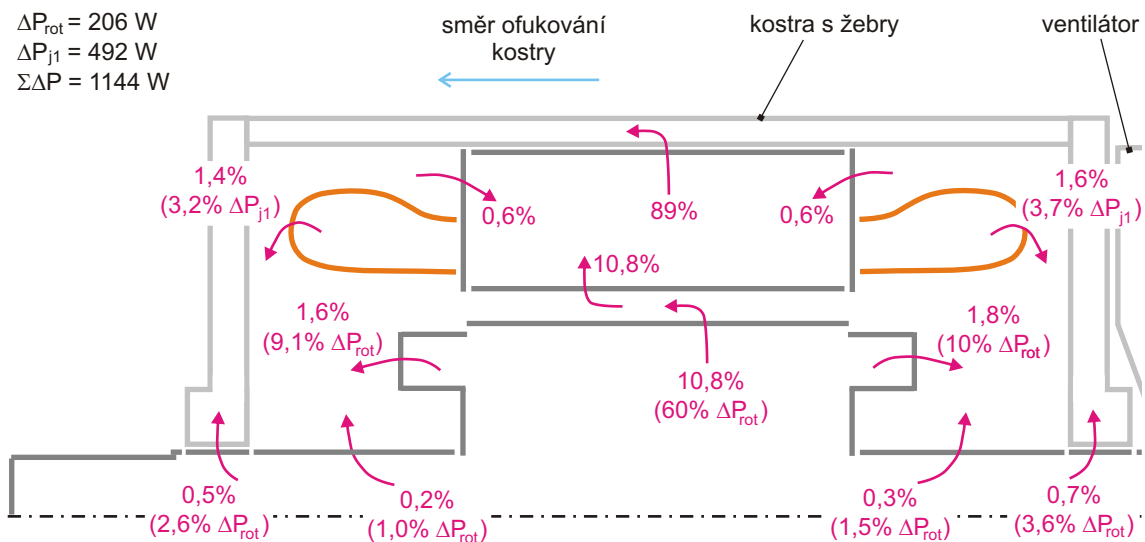
Obr. 5.12: ROZLOŽENÍ TEPLOT V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE MODELU.

CFD software umožňuje vyčíslit také tepelné toky skrze jednotlivé plochy modelu. Velikosti těchto toků, přepočtené na procentuální podíly celkových ztrát, jsou uvedeny v diagramu na obr. 5.13.

Můžeme si povšimnout, že povrchem čel statorového vinutí přestupuje do vzduchu jen cca 7 % ztrátového tepla vznikajícího ve vinutí. Zbýlých 93 % je odváděno svazkem statorových plechů. Svazkem plechů je do kostry odvedena většina z celkových ztrát, výsledný koeficient prostupu tepla na rozhraní svazek – kostra obnáší $1250 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Avšak přibližně 10 % z celkových ztrát přestoupí ze vzduchu a z hřídele do chladnějších štítů a kostry

termo- článek	umístění termočlátku	měření [°C]	simulace [°C]	odchylka [°C]
TC1	kostra na straně svorkovnice	62	63	1
TC2	kostra uprostřed délky stroje	57	58	1
TC3	kostra na straně ventilátoru	44	45	1
TC4	čelo vinutí u ventilátoru	96	99	3
TC5	čelo vinutí na straně svorkovnice	106	103	-3
TC6	volný prostor statorové drážky	90	90	0
TC7	na čele zubu blízko vzduchové mezery	84	87	3
TC8	vzduch uvnitř na straně svorkovnice	92	90	-2
TC9	povrch paketu	67	67	0
Pt100	rotor	112	110	-2

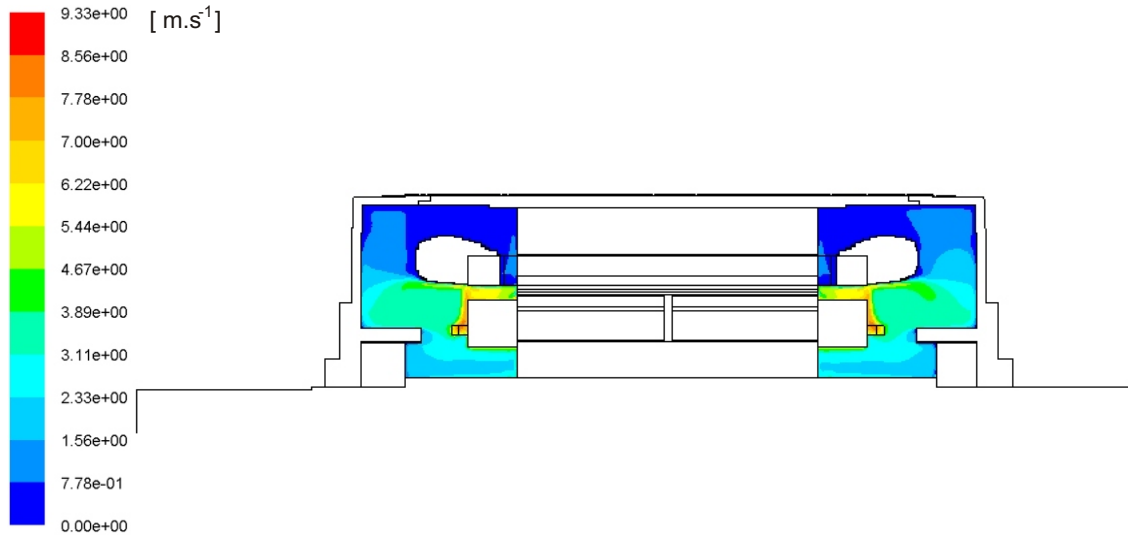
Tab. 5.4: HODNOTY NAMĚŘENÝCH TEPLŮ PO USTÁLENÍ, HODNOTY TEPLŮ DOSAŽENÝCH POMOCÍ CFD SIMULACE A ODCHYLKA TĚCHTO HODNOT OD NAMĚŘENÝCH.



Obr. 5.13: PROCENTUÁLNÍ PODÍLY VÝSLEDNÝCH TEPELNÝCH TOKŮ VZTAŽENÉ K CELKOVÝM ZTRÁTÁM $\Sigma \Delta P$ (RESPEKTIVE K CELK. ZTRÁTÁM V ROTORU ΔP_{rot} NEBO KE ZTRÁTÁM VE STAT. VINUTÍ ΔP_{j1}).

přímo. Výsledné tepelné toky dobře korespondují se skutečností, že na straně motoru, na které je umístěn ventilátor, by měl být přestup tepla o něco intenzivnější.

Na obr. 5.14 je pak vykresleno pole rychlostí vzduchu, který je rozvířován v uzavřených prostorech stroje. Stojí za povšimnutí, že vně čel vinutí se vzduch již skoro nepohybuje. Důsledkem je již zmiňovaný nízký přestup tepla z čel vinutí.



Obr. 5.14: VELIKOSTI VEKTORŮ RYCHLOSTÍ, VYKRESLENO POUZE PRO VZDUCH.

5.3 Provedení chlazené vzduchem (podobné stávajícímu způsobu chlazení synchronních generátorů)

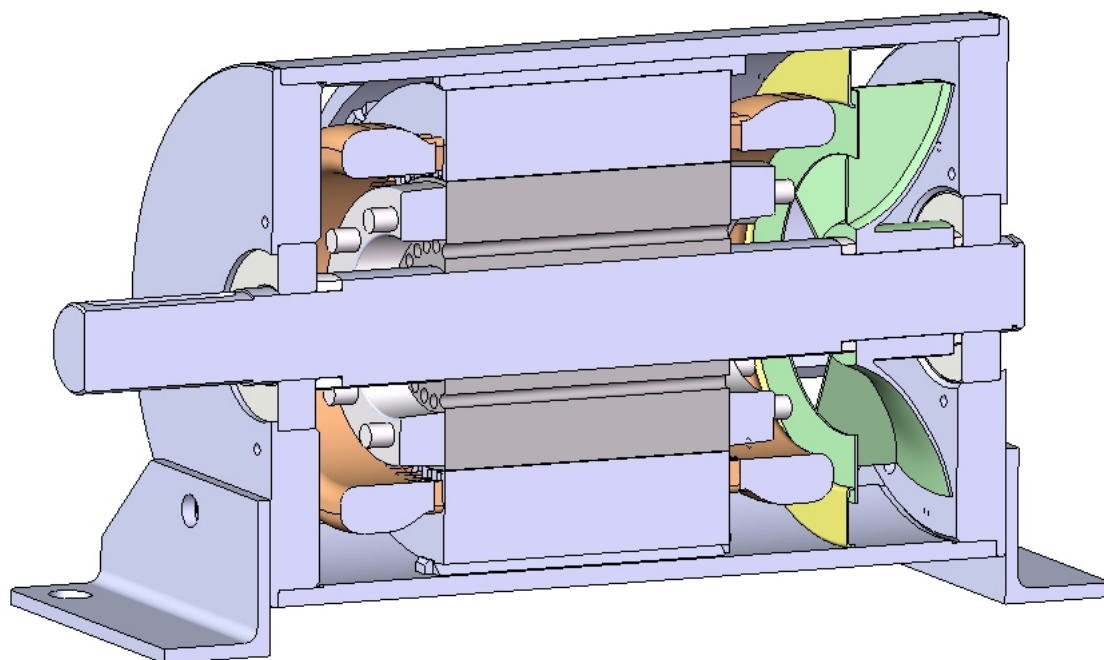
5.3.1 Konstrukce a parametry upraveného stroje

Představu o konstrukci vzduchem chlazeného provedení lze nejlépe získat z řezu na obr. 5.15. Z původního stroje byl beze změny převzat prakticky jen statorový paket. Nejviditelnějším rozdílem je použití ocelového pláště namísto hliníkové kostry. Plášť je na každém konci opatřen čtyřmi obdélníkovými výřezy, kterými na jedné straně vstupuje vzduch do stroje a na druhé straně vystupuje do okolí. Jedná se tedy o stroj v otevřeném provedení, nasávání studeného vzduchu z okolí nahrazuje chladicí účinek výměníku vzduch – voda, který se používá u stávajícího provedení větších synchronních generátorů. Výměník tepla proto nemusí být v průběhu našich experimentů vůbec použit.

Statorový paket je v plášti nalisován a centrován pomocí osmi nosných žebér přivařených na vnitřním povrchu pláště. Spojení pláště a statorového paketu je velmi pevné, montáž paketu byla provedena nalisováním do předehřátého pláště (přesah za studena cca 0,2 mm). Mezi pláštěm a povrchem paketu se nachází vzduchová štěrbina o šířce 5 mm (důsledek usazení paketu mezi nosná žebra, viz obr. 5.15). Zvolená šířka této štěrby je kompromisem mezi dvěma protichůdnými požadavky.

Prvním z nich je požadavek na pokud možno vyrovnaný poměr průtoků vzduchu (touto štěrbinou a dalšími cestami – vzduchovou mezerou a kanály v rotoru). Vzhledem k nevelkému průřezu vzduchové mezery a kanálů v rotoru by šířka mezery mohla být i menší než zvolených 5 mm. Hodnoty jednotlivých průřezů jsou uvedeny v tabulce 5.5.

Druhý z požadavků souvisí s následující vodou chlazenou variantou. Pro co nejmě-



Obr. 5.15: ŘEZ VZDUCHEM CHLAZENÝM MOTOREM.

hodnější porovnání by měla být šířka této štěrbinu u obou variant pokud možno stejná³. Pokud bychom však šířku této štěrbinu zvolili menší (dle prvního požadavku na poměry průtoků), museli bychom u vodou chlazené varianty čelit problémům s umístěním chladicích trubiček a žeber do takto úzkého prostoru. Proto jsme zvolili kompromis – šířku 5 mm.

Jak již bylo naznačeno výše, určité úpravy byly učiněny i na rotoru stroje. Ten je oproti původnímu provedení opatřen 24 kruhovými axiálními kanály o průměru 6 mm, viz obr. 5.16 vpravo. Účelem těchto kanálů je zvětšení volného axiálního průřezu rotoru, čímž se alespoň částečně snažíme kompenzovat chybějící vzduchové kanály, které se u synchronních generátorů nacházejí mezi vyniklými póly rotoru. Velikost a počet doplněných kruhových kanálů jsou samozřejmě prostorově omezeny velikostí rotoru, ve kterém jsou vytvořeny.

Tyto kanály do určité míry naruší magnetický obvod stroje, lze proto očekávat zhoršení účinnosti a pravděpodobně i zvětšení ztrát rotoru. Jelikož je naším hlavním cílem porovnání vzduchového a vodního chlazení, nebudou takto zhoršené parametry stroje představovat problém (u obou provedení je použit stejný rotor).

Podstatné změny se dotkly také ventilátoru. Sice zůstal nasunut na stejném konci hřídele, nyní se však nachází uvnitř stroje (zhruba v místech, kde bylo původně ložisko). Ventilátor byl navíc opatřen čelní mezikruhovou stěnou (složenou z plechových segmentů,

³Předpokládá se, že také u větších synchronních generátorů zůstane rozměr tohoto prostoru nezměněn (při přechodu ze stávajícího způsobu chlazení na vodní). Napomůžeme tím k minimalizaci množství potřebných změn.

5.3: PROVEDENÍ CHLAZENÉ VZDUCEM (PODOBNÉ STÁVAJÍCÍMU ZPŮSOBU CHLAZENÍ SYNCHRONNÍCH GENERÁTORŮ)

průchozí průřez	hodnota [mm ²]
5 mm štěrbina mezi statorovým paketem a pláštěm	2900
vzduchová mezera + volná část statorových drážek vinutí	703
6 mm kruhové axiální kanály v rotoru	679
vstupní otvory v plášti (výstupní jsou shodné)	11760

Tab. 5.5: PRŮŘEZY JEDNOTLIVÝCH VENTILAČNÍCH CEST.

viz obr. 5.16 vlevo), která napomáhá udržovat tok vzduchu v radiálním směru. Těsně k této mezikruhové stěně přiléhá měděná přepážka uchycená k plášti stroje, viz obr. 5.17. Tato přepážka udržuje tlakový rozdíl mezi prostorem před a za ventilátorem a brání v recirkulaci vzduchu okolo oběžného kola ventilátoru.



Obr. 5.16: ROTOR OSAZENÝ UPRAVENÝM VENTILÁTOREM A ČELNÍM ŠTÍTEM (VLEVO). KRUHOVÉ AXIÁLNÍ KANÁLY V ROTORU (VPRAVO).

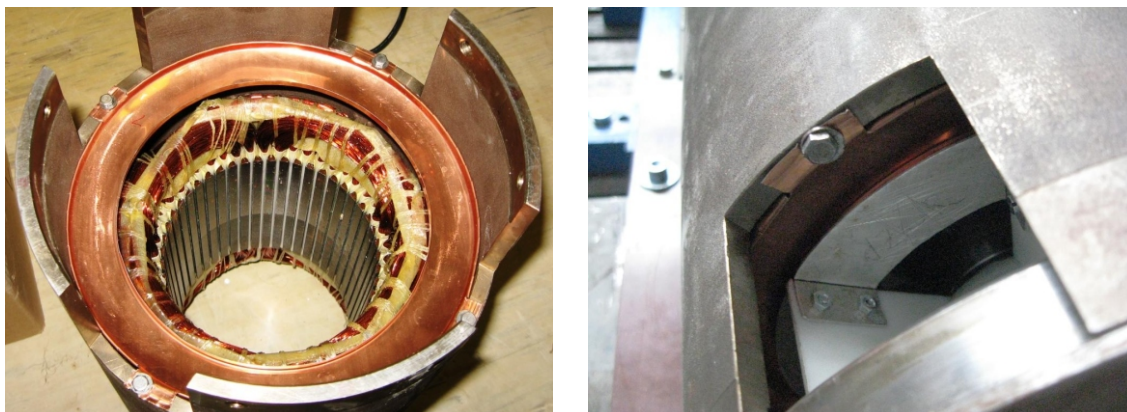
Závěrem dodejme, že k novému plášti byly vyrobeny i nové čelní štíty nesoucí ložiska hřídele a patky stroje. Motor je v tomto provedení nepatrně delší než původní stroj, na druhou stranu je však i o něco užší.

5.3.2 Měření na vzduchem chlazeném motoru

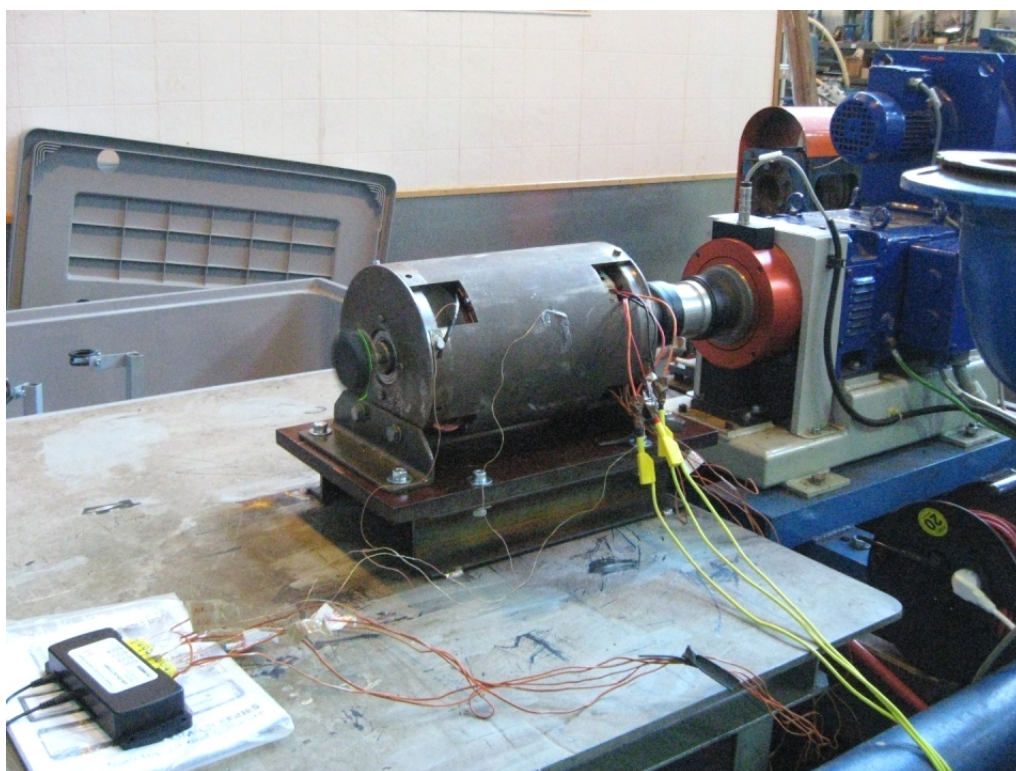
Podmínky měření

K měření bylo opět využito stejné stanoviště s dynamometrem jako při měření stroje v původním provedení. Rovněž mechanické uchycení motoru bylo podobné předcházejícímu měření, motor byl opět ukotven k základně pomocí lože s pertinaxovou deskou (viz. obr. 5.18). Zapojení motoru po elektrické stránce zůstalo také stejné, motor byl napájen střídavým třífázovým proudem o sdruženém napětí 400V, 50 Hz (zapojení do trojúhelníku).

Protože příkon motoru se vzduchovým chlazením byl při stejném mechanickém výkonu o něco vyšší než u původního provedení stroje, rozhodli jsme se v průběhu měření udržovat



Obr. 5.17: POHLED NA MĚDĚNOU PŘEPÁŽKU NAVÁDĚJÍCÍ VZDUCH KE VSTUPU DO VENTILÁTORU (VLEVO) A POHLED NA VÝSTUPNÍ OTVOR V PLÁŠTI (VPRAVO).



Obr. 5.18: VZDUCHEM CHLAZENÝ MOTOR V PRŮBĚHU MĚŘENÍ.

konstantní výkon na hřídeli (opět 6,37 kW), nikoliv příkon, jako u předcházejícího měření. Totožná hodnota mechanického výkonu umožní přímé srovnání všech tří provedení motoru, byť ztráty mohou být odlišné.

Vzhledem ke zkušenosti s pomalým ustalováním teplot během předcházejícího měření trvalo oteplování mnohem déle, celkem 2 hodiny a 42 minut. Následně byl motor odpojen od napájení a udržován po dobu 15 minut na původních otáčkách 1448 min^{-1} (poháněn dynamometrem). Poté bylo měření ukončeno a stroj zastaven.

Co se týče okolních podmínek, teplota vzduchu v hale, kde probíhalo měření, se pohybovala okolo hodnoty 18°C . (měřeno pokojovým teploměrem umístěným nedaleko měřeného stroje). Tato teplota zůstávala konstantní v průběhu celého měření.

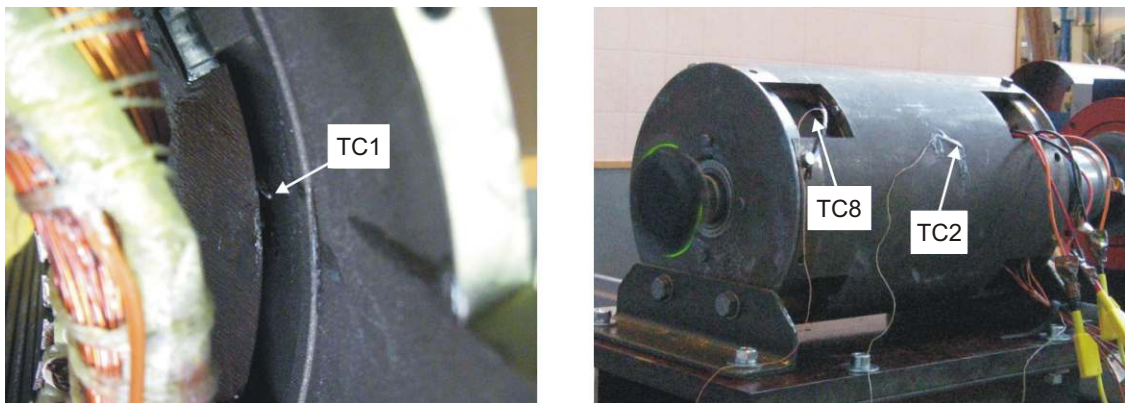
Použité přístroje

Sestava použitých měřících přístrojů byla téměř identická jako u předcházejícího měření (viz kap. 5.2.2). Jediným rozdílem byla nepřítomnost datalogeru Extech instruments (pro připojení dvou termočlánků). Tento přístroj nebyl při tomto měření k dispozici.

Rozmístění snímačů

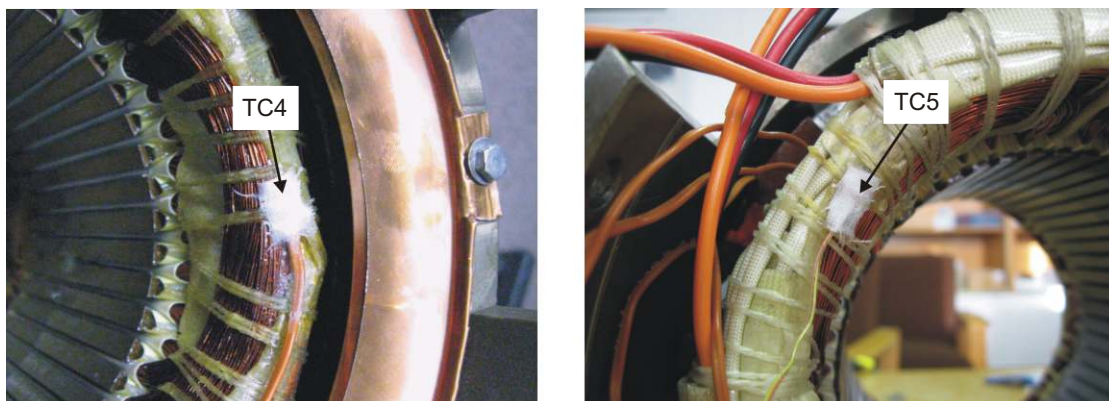
K měření jsme využili 8 termočlánků (TC1 až TC8) a jeden odporový snímač teploty Pt100. Termočlánek TC1 byl volně zasunut na konec 5 mm vzduchové štěrbiny mezi statorovým paketem a vnějším pláštěm (viz obr. 5.19 vlevo). Úkolem tohoto termočlánku je měřit teplotu vzduchu vystupujícího z této štěrbiny.

Další termočlánek TC2 slouží k měření teploty pláště (viz obr. 5.19 vpravo). Třetí termočlánek TC3 jsme opět umístili do 5 mm vzduchové štěrbiny. Hrot tohoto termočlánku se však nachází přesně v polovině délky statorového paketu a je s ním v kontaktu (zakápnuto lepidlem a přilepeno k paketu). Tento termočlánek se nachází zhruba ve stejné úrovni jako termočlánek TC2.



Obr. 5.19: VLEVO: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKU NA VÝSTUPU Z 5 MM VZDUCHOVÉ ŠTĚRBINY. VPRAVO: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ NA PLÁŠTI STROJE A NA VÝSTUPU VZDUCHU Z VENTILÁTORU.

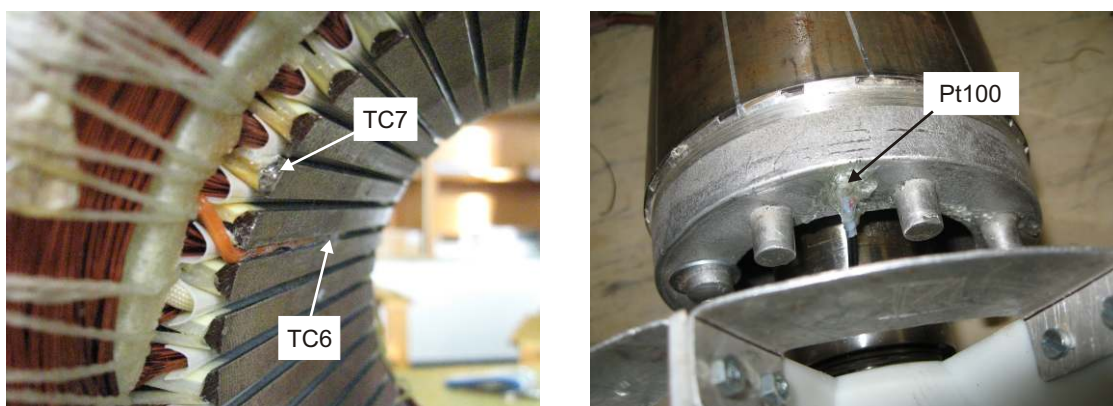
Termočlánky TC4 a TC5 byly nalepeny na čelech vinutí. TC4 na straně ventilátoru, TC5 na straně výstupního konce hřídele, viz obr. 5.20. Kvůli zamezení ochlazování okolním vzduchem byly tyto termočlánky přelepeny textilní páskou.



Obr. 5.20: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ NA ČELECH VINUTÍ.

Termočlánek TC6 byl zalit lepidlem do volného prostoru statorové drážky. Je tak v kontaktu se statorovými plechy a částečně i s izolací vinutí (viz obr. 5.21 vlevo). Nachází se přesně v polovině osové délky statorového paketu.

Další termočlánek TC7 jsme umístili na čelní plech statorového paketu ze strany výstupního konce hřídele. Tento termočlánek je přilepen na samotném okraji zubu velice blízko vzduchové mezery (viz obr. 5.21 vlevo).



Obr. 5.21: VLEVO: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKU VE STATOROVÉ DRÁŽCE A NA ČELE ZUBU STATOROVÝCH PLECHŮ. VPRAVO: ČIDLO Pt100 PŘILEPENÉ NA ČELE ROTORU.

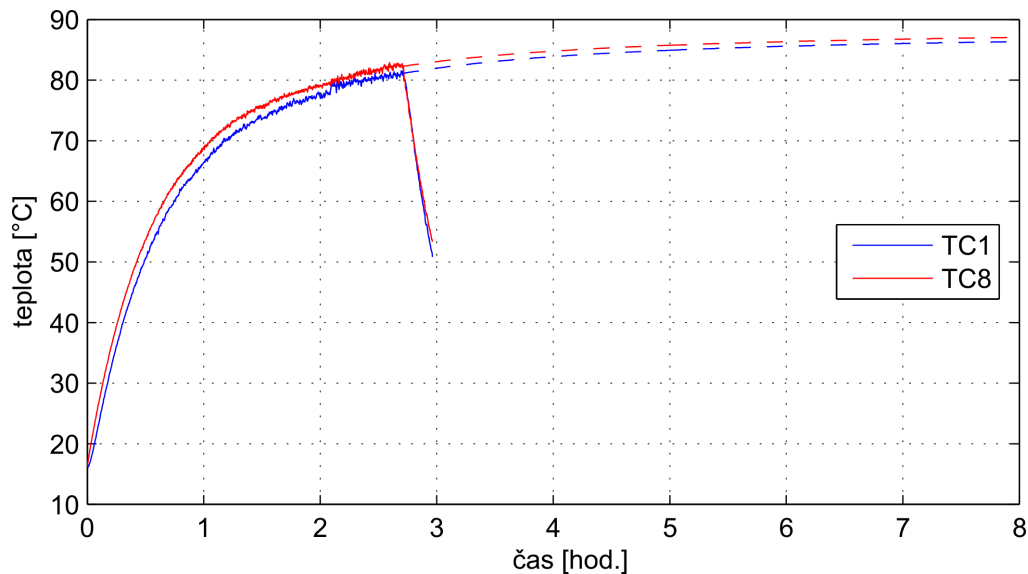
Poslední termočlánek TC8 jsme umístili do jednoho ze čtyř otvorů v plášti, kterými vystupuje vzduch z radiálního ventilátoru (viz obr. 5.19 vpravo). Termočlánek je uchycen na plastovém pásku, samotný hrot termočlánu se však nachází jen několik milimetrů od lopatek ventilátoru. Tento termočlánek je určen k měření teploty ohřátého vzduchu vystupujícího z motoru.

K měření teploty rotoru jsme opět použili odporový snímač Pt100 přilepený na čele rotoru na straně ventilátoru, viz obr. 5.21 vpravo. Přívody k tomuto snímači byly vyvedeny

skrže vyvrtaný otvor v hřídeli, podobně jako při měření původního stroje. Zařízení, které zaznamenávalo naměřené údaje z Pt100, jsme opět přimontovali dutým šroubem k hřídeli (vně stroje).

Naměřené a vypočtené hodnoty teplot

Všechny průběhy naměřených teplot jsou vykresleny v grafech na obr. 5.22 až 5.25. Přerušovaná čára odpovídá extrapolovaným průběhům teplot, které byly dopočteny způsobem uvedeným v kapitole 5.2.2.



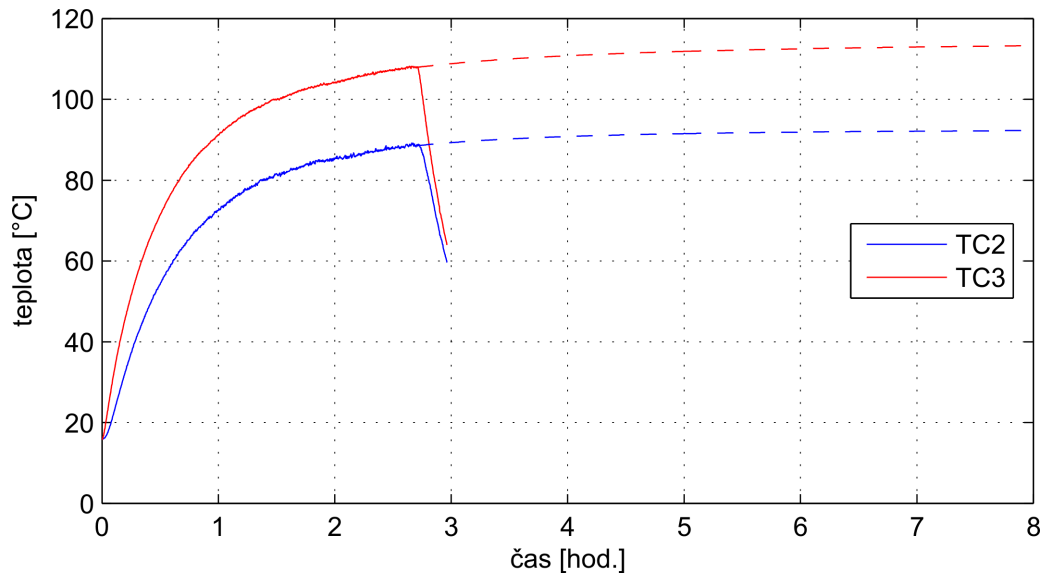
Obr. 5.22: PRŮBĚHY TEPLOT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC1 A TC8.

Tvary všech oteplovacích křivek odpovídají obecným předpokladům. Na obrázku 5.24 (teploty čel vinutí) jsou zřetelné malé záškuby v průbězích teplot v čase $t = 1, 5$ hod. Tyto záškuby byly způsobeny neopatrnou regulací mechanického výkonu, ovládní dynamometru je velice citlivé.

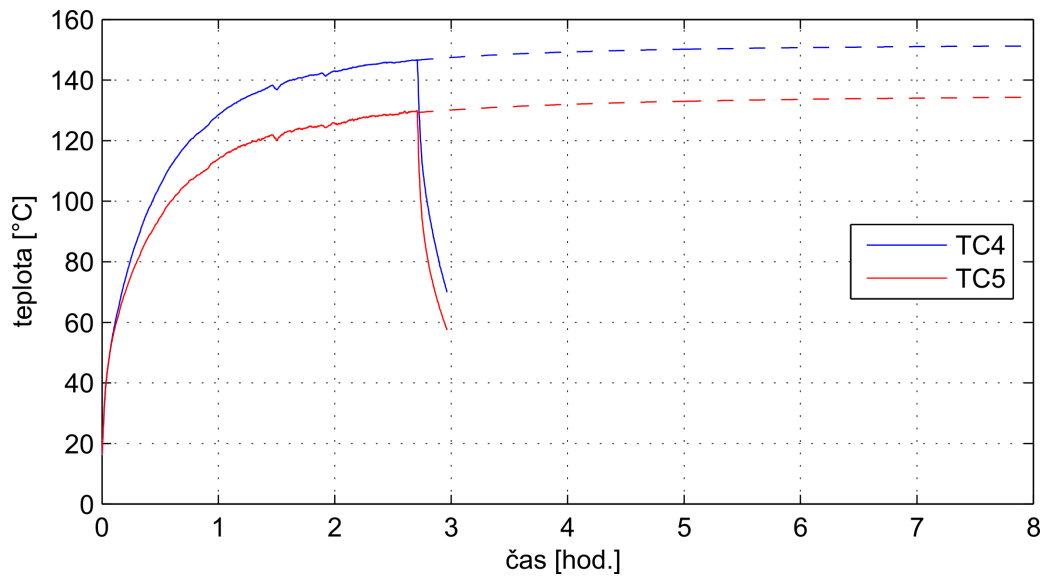
Zajímavé je porovnání průběhů teplot na obr. 5.22. Teplota T_8 na výstupu ze stroje je pouze o cca 1°C vyšší než teplota vzduchu T_1 na výstupu z 5 mm šterbiny. To by znamenalo, že v prostoru okolo druhého čela statorového paketu se vzduch již téměř neoteplí, což je velice nepravděpodobné. Přesnou příčinu se později pokusíme stanovit na základě výsledků CFD modelu tohoto provedení.

5.3.3 Stanovení ztrát v jednotlivých částech stroje

Naměřené hodnoty veličin, ze kterých budeme při výpočtu ztrát vycházet, jsou uvedeny v tabulce 5.2:

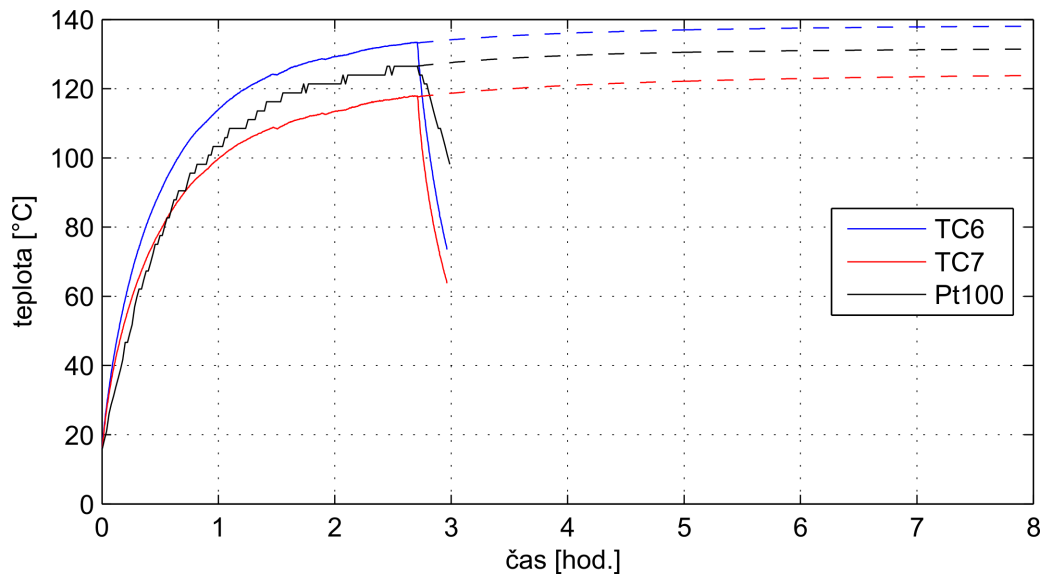


Obr. 5.23: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC2 A TC3.



Obr. 5.24: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC4 A TC5.

Postup výpočtu dílčích ztrát je naprosto shodný s postupem uvedeným v kapitole 5.2.3 (původní provedení stroje). Omezíme se proto na pouhou prezentaci hodnot vypočtených tímto způsobem, viz tabulka 5.7



Obr. 5.25: PRŮBĚHY TEPLOT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC6, TC7 A OD-POROVÝM ČIDLEM PT100.

veličina	symbol	hodnota	jednotka
kroučící moment na hřídeli	M	42,04	Nm
otáčky	n	1447	min^{-1}
výkon na hřídeli	P_h	6370	W
příkon ze sítě	P_1	8005	W
střední hodnota napájecího proudu	I_s	18,67	A
napájecí napětí (zapojení do Δ)	U	400	V
účinník	$\cos \varphi$	0,53	-
odpor jedné fáze vinutí (při 22°C)	R_{fstud}	1,767	Ω

Tab. 5.6: TABULKA NAMĚŘENÝCH HODNOT PRO MOTOR CHLAZENÝ VZDU-
CHEM.

5.3.4 Stanovení průtoku vzduchu a charakteristika ventilátoru

Průtok vzduchu je jedním z důležitých parametrů, které mají zásadní vliv na výsledné teplotní pole. Navíc budeme potřebovat znát hodnotu průtoku i pro nastavení následujících CFD simulací.

Pokusíme se tedy průtok určit, a to nepřímou metodou. Použijeme k tomu změřenou teplotu vzduchu v okolí motoru T_{amb} a ustálenou teplotu vzduchu T_8 na výstupu ze stroje (dopočtenou extrapolací z průběhu naměřeného termočlánkem TC8).

Při výpočtu vyjdeme z tepelné bilance ztrát stroje:

$$\Sigma \Delta P - P_p = Q_m c (T_8 - T_{amb}) \quad (5.23)$$

veličina	symbol	hodnota	jednotka
skluz	s	0,0353	-
odpor jedné fáze vinutí při ustálené teplotě 140 °C	R_{fust}	2,578	Ω
fázový proud vinutím	I_f	10,78	A
celkové ztráty	$\Sigma\Delta P$	1635	W
celkový mechanický výkon	P_m	6402	W
elektromagnetický výkon přes vzduchovou mezeru	P_δ	6636	W
mechanické ztráty	ΔP_m	32	W
ztráty vznikající v rotorové kleci	ΔP_{j2}	234	W
ztráty v mědi statoru	ΔP_{j1}	899	W
dodatečné ztráty	ΔP_d	40	W
ztráty v železe	ΔP_{Fe}	430	W

Tab. 5.7: TABULKA VYPOČTENÝCH HODNOT PRO MOTOR CHLAZENÝ VZDU-
CHEM.

V této rovnici značí $\Sigma\Delta P$ celkové ztráty stroje, P_p jsou úniky tepla do okolí prostřednictvím vnějšího povrchu stroje, Q_m je hledaný hmotnostní průtok vzduchu a c je měrná tepelná kapacita vzduchu (budeme uvažovat hodnotu platnou pro střední teplotu vzduchu mezi vstupem a výstupem stroje). Z rovnice 5.23 vyjádříme hledaný hmotnostní průtok:

$$Q_m = \frac{c(T_8 - T_{amb})}{\Sigma\Delta P - P_p} \quad (5.24)$$

Jediným neznámým parametrem jsou v této rovnici úniky tepla do okolí prostřednictvím vnějšího povrchu stroje P_p . Pro tento tepelný tok platí Newtonův ochlazovací zákon:

$$P_p = \alpha S (T_w - T_{amb}) \quad (5.25)$$

V tomto vztahu symbolizuje S plochu vnějšího povrchu stroje a T_w jeho střední teplotu. Pro zjednodušení nahradíme teplotu T_w ustálenou teplotou T_2 naměřenou na plášti stroje, tedy $T_w = T_2 = 92^\circ\text{C}$. Zbývá stanovit hodnotu koeficientu přestupu tepla α , kterou lze chápat jako součet koeficientu přestupu tepla přirozenou konvekcí α_{nc} a koeficientu přestupu tepla α_s souvisejícího se sáláním do okolí:

$$\alpha = \alpha_{nc} + \alpha_s \quad (5.26)$$

Protože je tvar pláště motoru geometricky jednoduchý (válec), pokusíme se hodnotu α_{nc} přibližně odhadnout s využitím teorie podobnosti. Pro výpočet použijeme vztah dle Churchilla (uvedený v [4]), který je platný pro horizontálně umístěný válec. Při teplotě povrchu $T_w = 92^\circ\text{C}$ a teplotě okolí $T_{amb} = 18^\circ\text{C}$ (naměřené hodnoty) dostáváme koeficient přestupu tepla přirozenou konvekcí $\alpha_{nc} = 5,97 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Výpočet však neuvažoval vliv rozvíření v důsledku proudu vzduchu vstupujícího a vystupujícího otvory v plášti – tento jev zcela jistě způsobí další zintenzivnění přestupu tepla. Pro další výpočty proto budeme uvažovat hodnotu o něco vyšší, $\alpha_{nc} = 7 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Při výpočtu koeficientu přestupu tepla sáláním vyjdeme ze Stefan-Bolzmanova zákona, jehož úpravou získáme následující vztah:

$$\alpha_s = \varepsilon \sigma \frac{(T_w + 273,15)^4 - (T_{amb} + 273,15)^4}{T_w - T_{amb}} \quad (5.27)$$

Pro hodnotu poměrné zářivosti $\varepsilon = 0,6 [-]$ (zvoleno odhadem) obdržíme $\alpha_s = 4,96 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$. Výsledný součet těchto dílčích koeficientů (rov. 5.26) činí po zaokrouhlení $\alpha = 12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Tento výsledek pak dosadíme do rovnice 5.25, pro zjednodušení uvažujeme tuto hodnotu stejnou pro celý povrch stroje, tedy i pro čelní štíty. Ty sice budou pravděpodobně o něco chladnější než plášť (tedy s nižším potenciálem k úniku tepla), na druhou stranu je vzduch v jejich blízkosti vířen také rotací hřídelové spojky a přípravku pro měření teploty rotoru. Navíc by měla být uvedena hodnota koeficientu přestupu tepla dostatečně velká, aby pokrývala i úniky tepla patkami stroje.

Vyčíslením vztahu 5.25 dostáváme únik tepla $P_p = 261 \text{ W}$, což představuje zhruba 16 % z celkových ztrát. Nyní již můžeme ze vztahu 5.24 vypočítat hmotnostní průtok vzduchu, kterým je odváděno zbylých 84 % vznikajícího tepla. Dostáváme $Q_m = 0,0194 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Této hodnotě odpovídá objemový průtok $Q_{vi} = 16,61 \cdot \text{s}^{-1}$ na vstupu a objemový průtok $Q_{vo} = 20,51 \cdot \text{s}^{-1}$ na výstupu ze stroje.

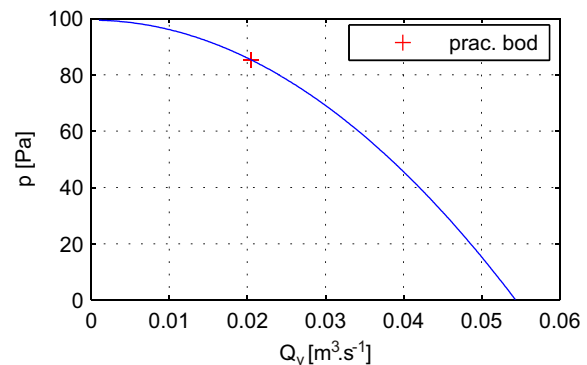
Charakteristika ventilátoru

K vypočtené hodnotě průtoku přísluší i určitá hodnota tlakového zisku vytvořeného ventilátorem. Tyto dvě hodnoty tvoří jeden z bodů $p - Q$ charakteristiky ventilátoru stroje. Při nastavování následujících CFD simulací by pro nás byla znalost této charakteristiky velice přínosná. Platí to zejména u provedení s vodním chlazením, kde nebudeme schopni z naměřených dat průtok ani tlakový zisk stanovit.

Jednou z možností, jak $p - Q$ charakteristiku získat, je experiment. K proměření charakteristiky je zapotřebí laboratorní vybavení, které bohužel nemáme k dispozici. Využijeme tedy druhou možnost, kterou je sestavení charakteristiky pomocí teoretických vztahů uvedených v literatuře, konkrétně v [2]. Hledanou $p - Q$ charakteristiku lze popsat rovnicí v následujícím tvaru:

$$p = p_0 - k_v Q_v^2 \quad (5.28)$$

V této rovnici značí p tlakový zisk ventilátoru [Pa] při objemovém průtoku Q_v [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], p_0 je maximální tlakový zisk při nulovém průtoku a k_v je koeficient charak-



Obr. 5.26: $p - Q$ CHARAKTERISTIKA A PRACOVNÍ BOD VENTILÁTORU.

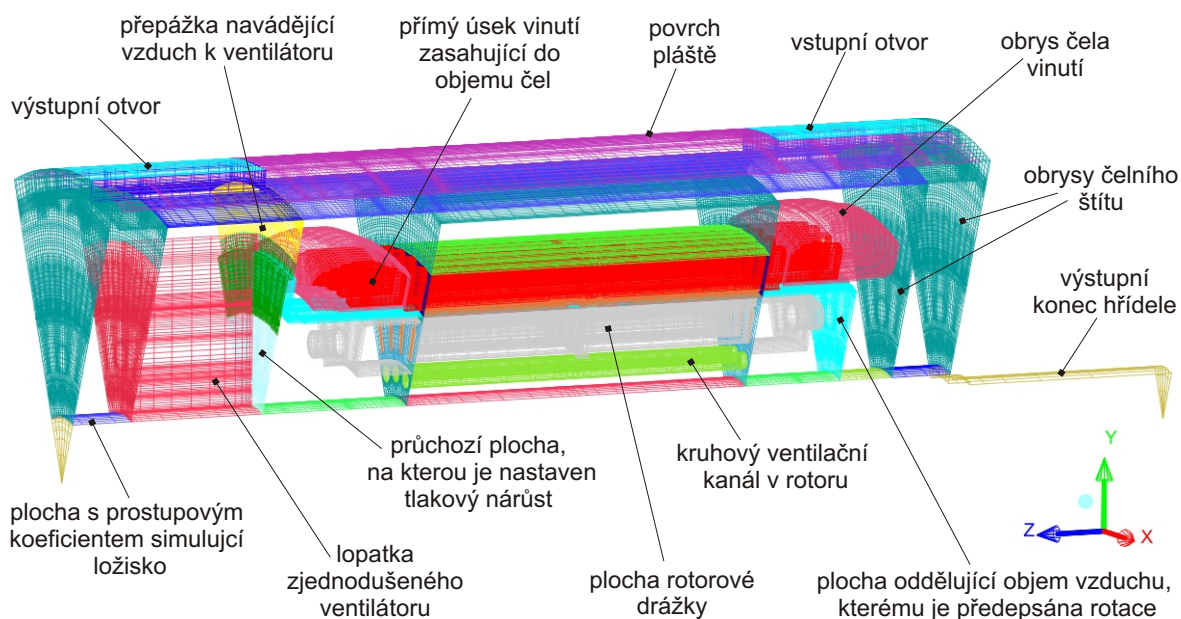
terizující vnitřní odpor ventilátoru. Vstupem výpočtu budou základní geometrické charakteristiky použitého ventilátoru, jeho otáčky a termofyzikální vlastnosti vzduchu (při teplotě T_8 naměřené na výstupu z ventilátoru). Postup výpočtu koeficientů p_0 a k_v je poměrně komplikovaný a svým rozsahem překračuje rámec této práce. Omezíme se proto na pouhou prezentaci výsledné $p - Q$ charakteristiky:

$$p = 99,43 - 33662 Q_v^2 \quad (5.29)$$

Dosazením objemového průtoku Q_{vo} za Q_v do rovnice 5.29 obdržíme tlakový zisk $p = 85,3 Pa$. Tímto máme stanovený pracovní bod ventilátoru vzduchem chlazeného stroje. $p - Q$ charakteristika i s tímto pracovním bodem je vykreslena na obr. 5.26.

5.3.5 CFD model vzduchem chlazeného motoru

Vytvořená síť



Obr. 5.27: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍTĚ.

Při vytváření této sítě jsme použili totožný postup a brali v úvahu stejné aspekty jako u sítě modelu původního provedení (viz kap.5.2.4).

U tohoto provedení jsme se však rozhodli modelovat výseč odpovídající 1/8 stroje. Důvodem je počet nosných žebér nesoucích statorový paket – na vytvořenou síť tak připadá přesně jedno žebro. Nemusíme již navíc vytvářet ekvivalentní náhradu kolíků na čelech spojovacích kruhů rotorové klece. Podobně jako v případě nosných žebér sítě nyní přísluší přesně jeden z osmi kolíků.

K určitým geometrickým zjednodušením jsme přistoupili při modelování ventilátoru, který je nyní součástí modelu. Jedná se zejména o zakřivený tvar zadní kruhové stěny, který jsme nahradili pravoúhlou stěnou, viz obr. 5.27. Druhé zjednodušení se týká počtu lopatek – namísto 7 lopatek skutečného ventilátoru počítá model s 8 lopatkami (opět jedna lopatka připadající na vytvořenou síť).

Jelikož skutečný motor disponuje čtyřmi vstupními a čtyřmi výstupními otvory, musíme tyto otvory ve vytvořené síti zmenšit na polovinu. Model tak počítá s osmicí vstupů a výstupů (vždy po jednom ve vytvořené síti), jejich celkový průřez je však shodný jako u skutečného stroje.

Celkové obrysy vytvořené sítě jsou vykresleny na obrázku. 5.27.

Nastavení CFD simulace

Zvolený model turbulence

Pokud jde o volbu modelu turbulence, platí pro toto provedení motoru to samé, co pro stroj v původním provedení (viz kap. 5.2.4). Volíme proto stejný tříúhelníkový model $k\text{-kl-}\omega$.

Použité materiálové vlastnosti

Podobně jako u stroje v původním provedení, i zde budeme většinu hodnot tepelných vodivostí postupně doladovat. Tyto identifikované hodnoty, společné pro všechna tři provedení, budou uvedeny v kapitole 5.5.

Jak již bylo zmíněno v kap. 5.2.4, tepelnou vodivost materiálu rotorové klece volíme pro všechna tři provedení stejnou, $\lambda = 203 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Toto provedení se od původního stroje liší použitím ocelového pláště a čelních štítů. Hodnotu tepelné vodivosti, příslušející těmto částem, nebudeme identifikovat. Pro plášť a štíty volíme $\lambda = 45 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

Nastavení ztrát

Při nastavování ztrát v modelu budeme vycházet z vypočtených hodnot uvedených v kapitole 5.3.3. Postup přerozdělení jednotlivých ztrát k příslušným objemům modelu je podobný jako u stroje v původním provedení.

Jeden z mála rozdílů učiníme při rozdělování ztrát v železe ΔP_{Fe} . Porovnáme-li hodnotu těchto ztrát u původního stroje (viz vztah 5.12) a u stroje chlazeného vzduchem (viz tab. 5.7), zjistíme, že u druhého zmiňovaného stroje jsou tyto ztráty větší. Rozdíl činí 32 W, označme jej jako „doplňkové ztráty v železe“ ΔP_{Fed} .

Je pravděpodobné, že tento nevelký rozdíl souvisí s použitím ocelového pláště, ve kterém mohou vznikat vířivé proudy. Zvětšení magnetických ztrát mohou způsobovat také kruhové ventilační kanály vytvořené v železe rotoru tohoto stroje.

Pro následující výpočet si doplňkové ztráty v železe dočasně odmyslíme a budeme uvažovat stejnou hodnotu ztrát v železe jako u stroje v původním provedení, tedy $\Delta P_{Fe} = 398 \text{ W}$. Zohledníme tím skutečnost, že svazky statorových plechů jsou u obou provedení konstrukčně shodné, takže i ztráty zde vznikající by měly být totožné. Další postup přerozdělení ztrát je od této chvíle naprosto stejný jako u stroje

v původním provedení (viz kap. 5.2.4). Tímto způsobem tedy vypočteme dílčí ztráty $P_{CuP}, P_{CuC}, P_{FeZUBY}, P_{FeJHO}, P_{AlT}, P_{AlK}$.

Nyní musíme započítat doplňkové ztráty v železe ΔP_{Fed} , které jsme při předcházejícím výpočtu neuvažovali. Pro zjednodušení budeme předpokládat, že polovina těchto ztrát přináší ocelovému plášti stroje:

$$P_{pl} = 0,5 P_{Fed} \quad (5.30)$$

Druhou polovinu připočteme ke ztrátám v železe rotoru (zohlednění vlivu kruhových kanálů v rotoru):

$$P_{FeROT} = P_{FeROT} + 0,5 P_{Fed} \quad (5.31)$$

U tohoto modelu budeme uvažovat i mechanické ztráty stroje, protože jejich hlavní zdroj – ventilátor – se nachází uvnitř modelované části stroje (narozdíl od stroje v původním provedení). Pro zjednodušení nebudeme zadávat žádnou část těchto ztrát do ložisek, ale celé mechanické ztráty přiřadíme objemu, který v modelu odpovídá ventilátoru.

Všechny přepočtené hodnoty jednotlivých ztrát jsou uvedeny v tabulce 5.8:

lokace ztrát v modelu	symbol	hodnota [W]
přímé úseky statorového vinutí	P_{CuP}	646
čela statorového vinutí	P_{CuC}	273
zuby statorových plechů	P_{FeZUBY}	199
jho statoru	P_{FeJHO}	199
železné plechy rotoru	P_{FeROT}	37
ocelový plášť motoru	P_{pl}	16
hliníkové tyče rotorové klece	P_{AlT}	211
čelní spojovací kruhy rotorové klece	P_{AlK}	23
objem náležející ventilátoru	ΔP_m	32

Tab. 5.8: HODNOTY JEDNOTLIVÝCH ZTRÁT PRO NASTAVENÍ CFD MODELU (V MODELU – VÝSEČI MOTORU – PRACUJEME POUZE S 1/8 UVEDENÝCH HODNOT).

Okrajové podmínky a další nastavení

Typ a způsob nastavování většiny okrajových podmínek je stejný jako u stroje v původním provedení, viz kap. 5.2.4. Parametry okrajových podmínek, které podléhají identifikaci, budou uvedeny v kapitole 5.5. Zaměříme se proto na ty okrajové podmínky, kterými se toto provedení od původního principiálně odlišuje.

Začneme povrchem stroje. Vnější povrch pláště je hladký, bez jakýchkoliv žebor. Vytvořená síť tak přesně odpovídá reálné předloze. Budeme zde proto zadávat „skutečné“ hodnoty součinitele přestupu tepla (narozdíl od modelu původního provedení, kde jsme zadávali „náhradní“ hodnoty kvůli korekci žebrování). Použijeme hodnotu vypočtenou v kapitole 5.3.4 a na všechny vnější plochy nastavíme $\alpha = 12 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ a $T_{amb} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$.

Druhým rozdílem oproti modelu původního provedení je přítomnost vstupu a výstupu vzduchu. Zde máme na výběr více možností, jak nastavit požadovaný průtok motorem. Nejjednodušším řešením by bylo nastavení okrajové podmínky typu „mass flow inlet“ na vstupní otvory v plášti a „pressure outlet“ na výstupní otvory. Na vstupu bychom tak mohli přesně předepsat hmotnostní průtok vypočtený v kap. 5.3.4. Je však pravděpodobné, že mezi vstupem a výstupem by vznikl nenulový tlakový rozdíl (např. vlivem zjednodušeného tvaru ventilátoru či numerických chyb modelu). Tento jev by sice neměl vliv na přestup tepla, nicméně rozložení tlaků v modelu by neodpovídalo realitě.

Použijeme proto raději druhou možnost – na vstupní a výstupní otvory nastavíme „pressure inlet“ a „pressure outlet“. U obou zadáme stejnou hodnotu relativního statického tlaku, 0 Pa. Průtok vzduchu bude vyvozen rotací geometricky zjednodušeného ventilátoru v modelu. V důsledku použitých zjednodušení však nezískáme přesnou hodnotu požadovaného průtoku. Na vstup oběžného kola ventilátoru (průchozí plocha) proto přidáme okrajovou podmínku typu „fan“. Nastavíme zde pevnou hodnotu tlakového nárůstu tak, aby bylo docíleno přesné hodnoty vypočteného hmotnostního průtoku Q_m . Postupným doladováním jsme dospěli k hodnotě 23 Pa, o kterou se tak navýší tlakový zisk ventilátoru v modelu. Porovnání celkového tlakového zisku ventilátoru získaného z CFD modelu a tlakového zisku vypočteného pomocí $p - Q$ charakteristiky bude uvedeno v kap. 5.4.7.

Výsledky

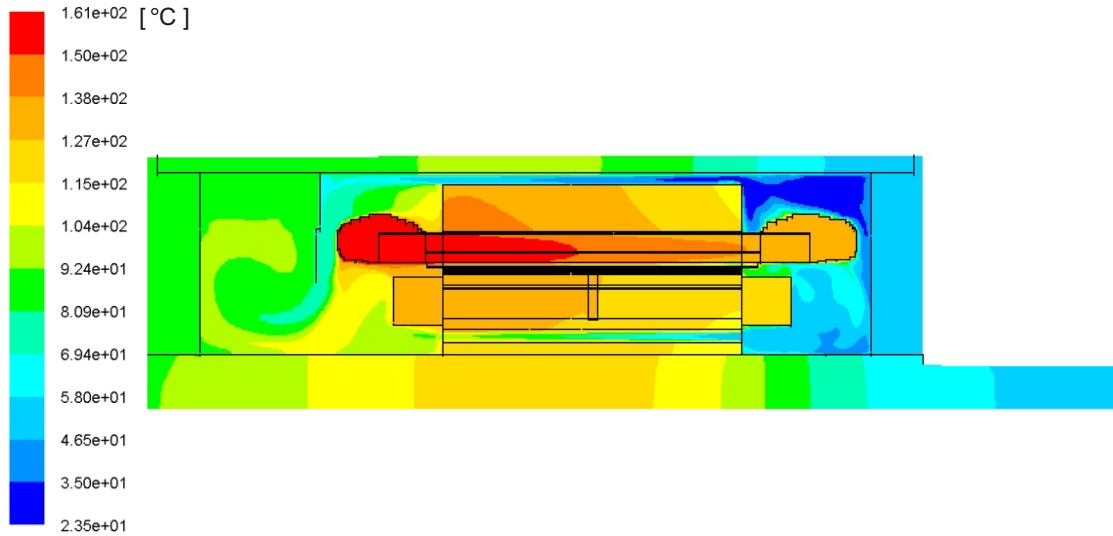
Výsledné teplotní pole je vykresleno na obrázku 5.28. Přesné srovnání naměřených a vypočtených teplot je uvedeno v tab. 5.9. Vysoká odchylka teplot uvedená v této tabulce u termočlánu TC3 je pravděpodobně způsobena jeho nedokonalým nalepením. Naměřená teplota byla zřejmě ovlivněna chladnějším vzduchem, který tento termočlánek obtékal. Teplota v závorkách, uvedená u termočlánu TC6, byla odečtena na povrchu izolace vinutí, které se tento termočlánek také částečně dotýkal. Teplota mimo závorky se vztahuje k povrchu zubů.

V diagramu na obr. 5.29 jsou znázorněny jednotlivé tepelné toky ve stroji (uvedené hodnoty jsou vztaheny k celkovým naměřeným ztrátám $\Sigma\Delta P$). Je zde dobře viditelný přínos rotorových kruhových kanálů, jejichž prostřednictvím je vzduchu předávána více než polovina tepla vznikajícího v rotoru.

S teplotami vykreslenými na obr. 5.28 souvisí poměrně zajímavá skutečnost – část tepla ze statoru přestupuje skrze vzduchovou mezeru do chladnějšího rotoru. Větší část tepla se však spotřebuje na oteplení axiálního toku vzduchu mezerou. Toto oteplení činí mezi vstupem a výstupem vzd. mezery téměř 39 °C.

Zajímavý je také vysoký podíl odvodu tepla ze statorového paketu prostřednictvím nosných žebér vnějšího ocelového pláště. Svědčí to o poměrně vysokém koeficientu prostupu tepla lisovaného spoje mezi svazkem plechů a nosnými žebry (viz kap. 5.5.2). Vysoký tepelný tok je v těchto místech podpořen i velkým teplotním gradientem mezi svazkem a pláštěm.

Vzhledem k poměrně vysokým teplotám svazku statorových plechů je velká část ztrát v mědi předávána vzduchu prostřednictvím čel vinutí. V porovnání s původním provedením je tento podíl 6 x větší.



Obr. 5.28: ROZLOŽENÍ TEPLŮT V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE JEDNÉ ZE STATOROVÝCH DRAŽEK.

termočlánek	umístění termočláнку	měření [°C]	simulace [°C]	odchylka [°C]
-	teplota okolního vzduchu	18	18	0
TC1	vzduch na výstupu z 5 mm štěrbin	87	84	-3
TC2	plášť mezi nosnými žebry	93	93	0
TC3	povrch jha	115	130	15
TC4	čelo vinutí u ventilátoru	152	158	6
TC5	čelo vinutí u výst. konce hřídele	136	130	-6
TC6	volný prostor statorové drážky	139	137 (143)	-2 (4)
TC7	na čele zubu blízko vzduchové mezery	125	120	-5
TC8	vzduch na výstupu ze stroje	88	87	-1
Pt100	rotor	132	130	-2

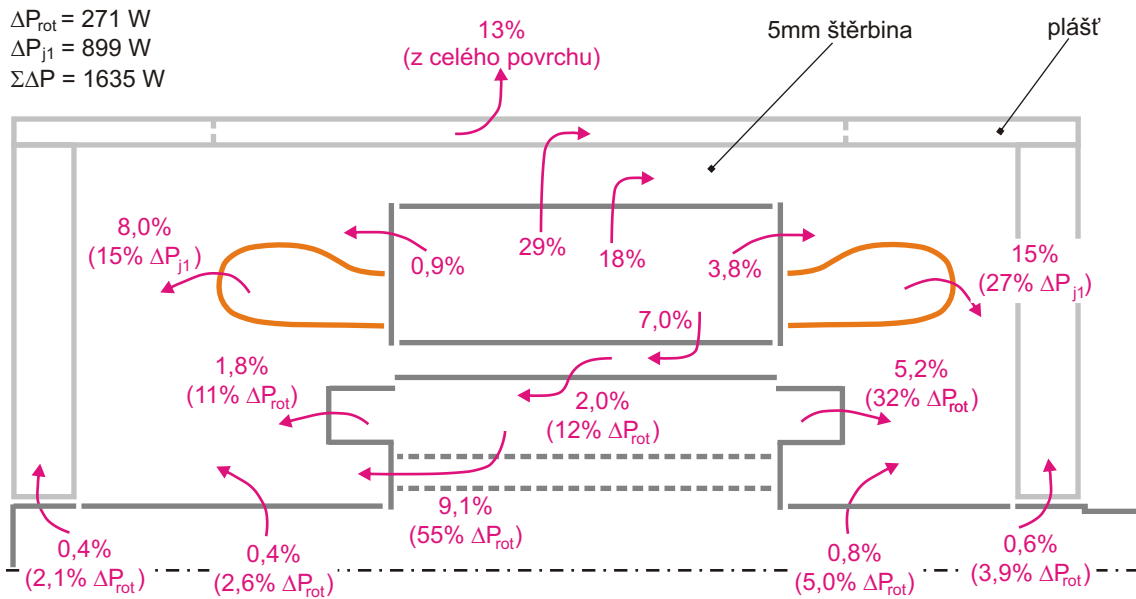
Tab. 5.9: HODNOTY NAMĚŘENÝCH TEPLŮT PO USTÁLENÍ, HODNOTY TEPLŮT DOSAŽENÝCH POMOCÍ CFD SIMULACE A ODCHYLKA TĚCHTO HODNOT OD NAMĚŘENÝCH.

Na dalším obrázku (5.30) jsou vykresleny hodnoty statického tlaku vzduchu uvnitř motoru. Jedná se o relativní hodnoty vztahované k okolnímu tlaku vzduchu.

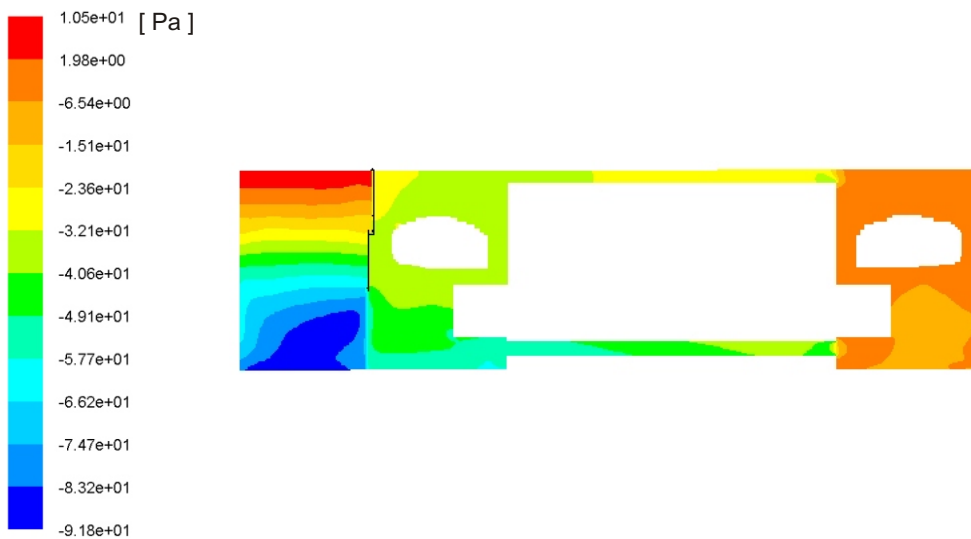
Poslední z obrázků (obr. 5.31) ukazuje velikosti rychlostí vzduchu. Nejvyšších hodnot je přirozeně dosaženo na výstupu ventilátoru. Je to způsobeno velmi vysokou složkou obvodové rychlosti.

Na závěr uvedeme výsledné hodnoty hmotnostních průtoků Q_m a středních průtočných rychlostí v jednotlivými ventilačními větvemi stroje, tak jak byly vypočteny CFD softwarem, viz tab. 5.10.

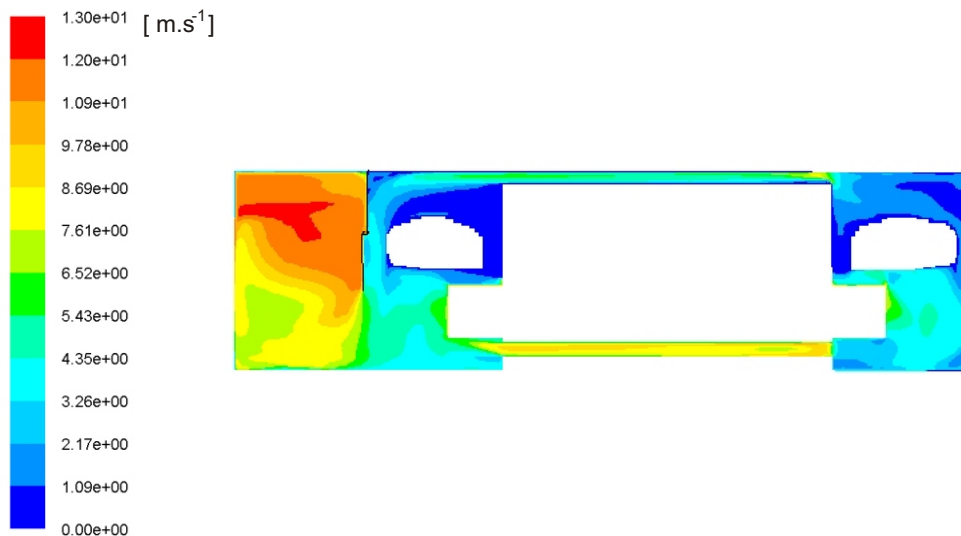
5.3: PROVEDENÍ CHLAZENÉ VZDUCEM (PODOBNÉ STÁVAJÍCÍMU ZPŮSOBU CHLAZENÍ SYNCHRONNÍCH GENERÁTORŮ)



Obr. 5.29: PROCENTUÁLNÍ PODÍLY VÝSLEDNÝCH TEPELNÝCH TOKŮ VZTAŽENÉ K CELKOVÝM ZTRÁTÁM $\Sigma \Delta P$ (RESPEKTIVE K CELK. ZTRÁTÁM V ROTORU ΔP_{rot} NEBO KE ZTRÁTÁM VE STAT. VINUTÍ ΔP_{j1}).



Obr. 5.30: ROZLOŽENÍ RELATIVNÍCH HODNOT STATICKÉHO TLAKU, VYKRESLENO V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE JEDNÉ ZE STATOROVÝCH DRÁŽEK.



Obr. 5.31: VELIKOSTI VEKTORŮ RYCHLOSTÍ, VYKRESLENO POUZE PRO VZDUCH.

ventilační větev	Q_m [g·s ⁻¹]	%	v [m·s ⁻¹]
5 mm štěrbinová mezera mezi paketem a pláštěm	13,67	70,3	4,78
vzduchová mezera + volná část drážek	1,92	9,9	2,37
6 mm kruhové axiální kanály v rotoru	3,85	19,8	5,44
vstupní (výstupní) otvory v plášti	19,44	100	1,05

Tab. 5.10: HM. PRŮTOKY A STŘEDNÍ RYCHLOSTI JEDNOTLIVÝMI VENTILAČNÍMI CESTAMI. PLATÍ PRO CELÝ STROJ, NIKOLIV PRO MODELOVANOU 1/8.

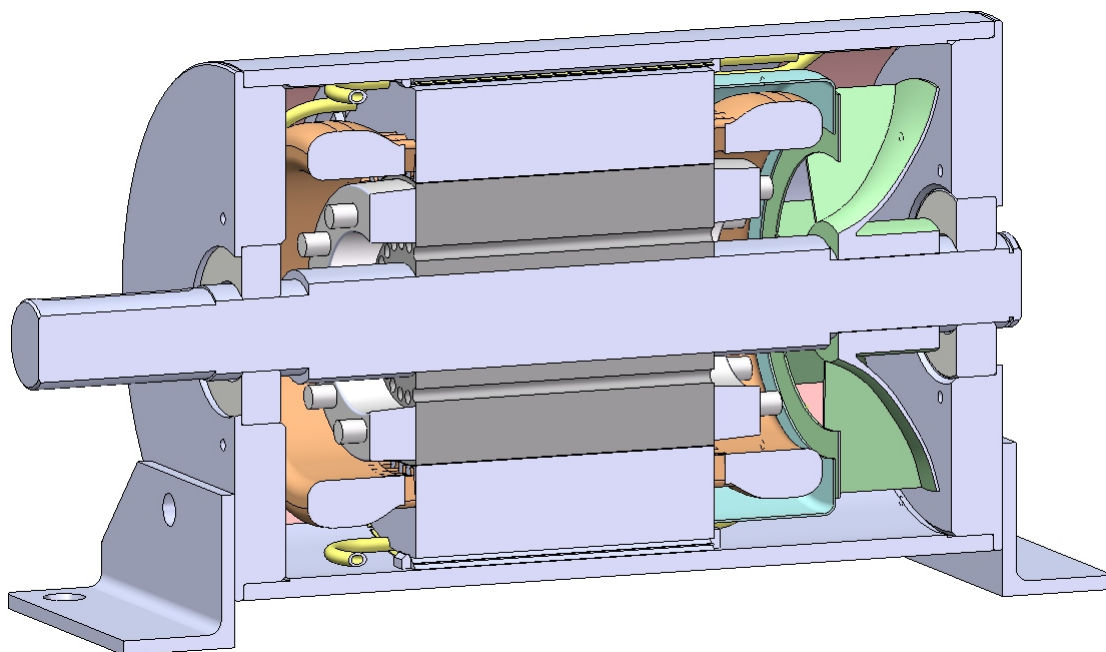
5.4 Provedení s vodním chlazením

5.4.1 Konstrukce stroje s vodním chlazením

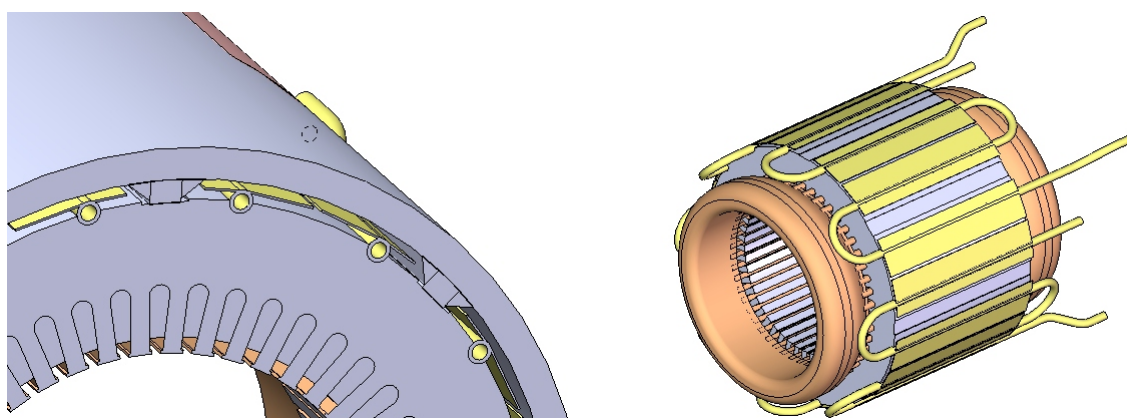
Provedení motoru s vodním chlazením je při pohledu z vnějšku velice podobné vzduchem chlazené variantě. Je zde použit stejný ocelový plášť, stejné štíty i patky, uvnitř pak stejný rotor a ventilátor, viz obr. 5.32. Tato podobnost s minimem odlišností je výhodná pro přímé porovnání obou variant chlazení.

Největším rozdílem je samozřejmě přítomnost vodního chlazení, jehož realizace odpovídá koncepci popsané v kap. 4.2. Na povrchu svazku statorových plechů byly vyfrézovány půlkruhové drážky, do kterých jsme vložili a teplovodivým lepidlem zalepili trubičky vytvarované do tvaru vlnovce, viz obr. 5.34 vlevo. Podoba takto upraveného statorového paketu je vykreslena na obr. 5.33 vpravo. Po nalepení trubiček byl paket nalisován do přehřátého pláště, podobně jako u vzduchem chlazené varianty.

Trubičky vodního chlazení disponují jednoduchými žebry, která se po nalisování paketu nacházejí přesně uprostřed 5 mm vzduchové štěrbin, viz obr. 5.33 vlevo. Tato žebra byla k vytvarovaným trubičkám připájena ještě před nalepením trubiček na svazek.



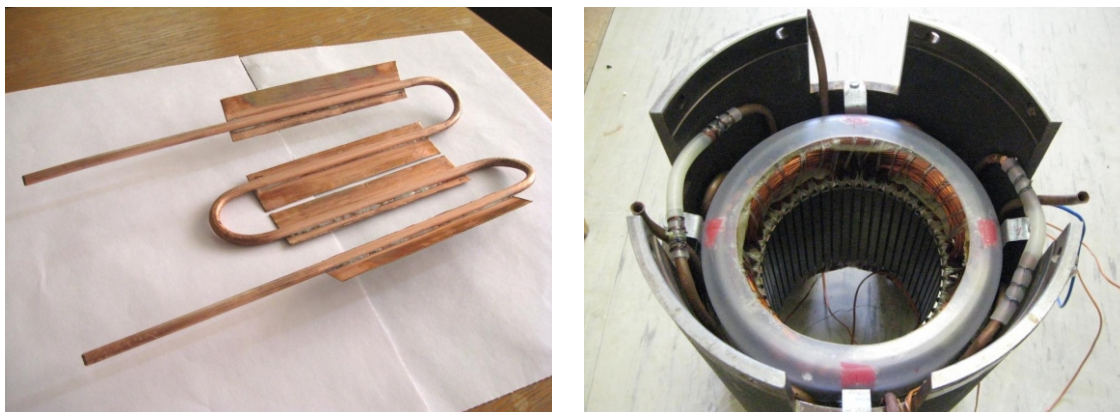
Obr. 5.32: ŘEZ MOTOREM S VODNÍM CHLAZENÍM.



Obr. 5.33: ŘEZ STATOREM S VODNÍM CHLAZENÍM (VLEVO). STATOROVÝ PAKET OSAZENÝ TRUBIČKAMI VODNÍHO CHLAZENÍ (VPRAVO).

I u této varianty byla použita přepážka čelně lícující s oběžným kolem ventilátoru, která zabraňuje recirkulaci vzduchu v jeho blízkosti. Tato přepážka má podobu plastového prstence (viz obr. 5.34 vpravo), který je v axiálním směru protažen až k čelním plechům statorového svazku. Vzduch vystupující z ventilátoru je tak po vnější straně prstence naváděn přímo do 5 mm vzduchové štěrbin s chladicími žebry.

Volba a výpočty všech parametrů, které se vztahují k této realizaci stroje s vodním chlazením, budou uvedeny v následující kapitole (5.4.2).

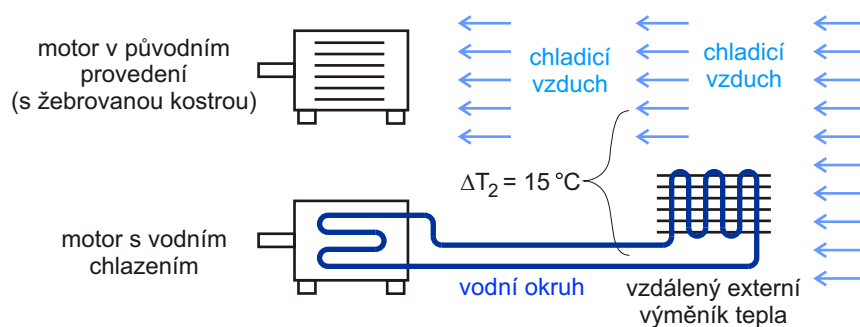


Obr. 5.34: VYTVAROVANÁ CHLADICÍ TRUBIČKA S ŽEBRY PŘIPRAVENÁ K PŘILEPENÍ NA STATOR (VLEVO). POHLED NA PROPOJOVACÍ HADIČKY A PLASTOVÝ NAVÁDĚČÍ PRSTENEC (VPRAVO).

5.4.2 Návrh parametrů vodního chlazení

Cíle návrhu – očekávané teploty a odpory proti odvodu tepla

Než přistoupíme k samotnému návrhu vodního chlazení, zamysleme se napřed nad požadavky, které by mělo toto chlazení splňovat z hlediska účinnosti, respektive dosažených teplot. Stanovme si určité cílové hodnoty teplot, které by navržené vodní chlazení mělo být schopno zajistit. Jako určité vodítko použijeme hodnoty teplot naměřené na předchozích variantách stroje, respektive teploty odečtené z CFD modelů těchto strojů⁴.



Obr. 5.35: SCHÉMA PŘEDPOKLÁDANÉHO VODNÍHO CHLAZENÍ V POROVNÁNÍ S PŮVODNÍM PROVEDENÍM.

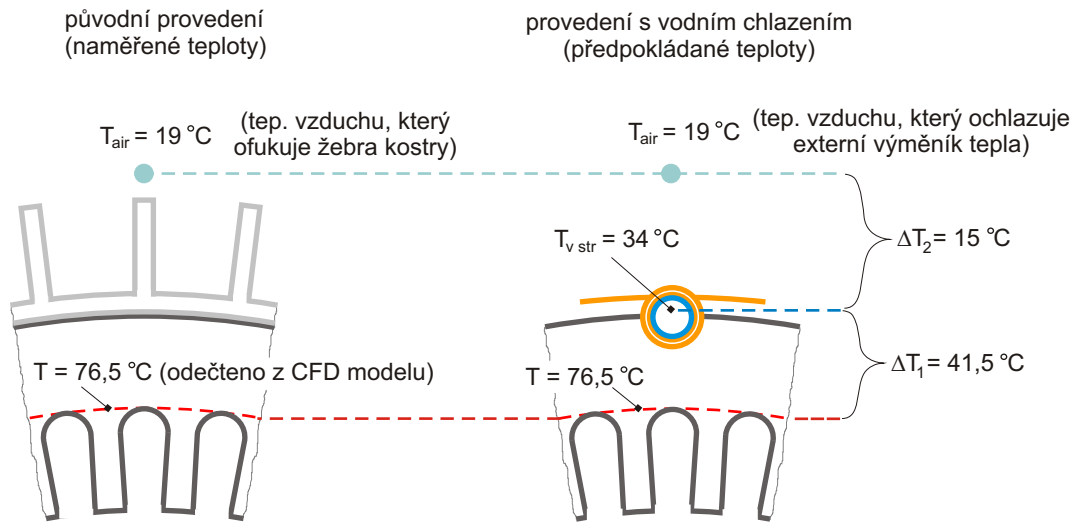
Jelikož jsou teploty naměřené u vzduchem chlazené varianty poměrně vysoké, vyjdeme při návrhu vodního chlazení z teplot naměřených u stroje v původním provedení. Náš cíl

⁴Při návrhu vodního chlazení jsme samozřejmě neměli k dispozici výsledky naměřené na stroji s vodním chlazením. V této chvíli jsme tedy museli vystačit s modely předcházejících dvou provedení, jejichž neznámé parametry byly identifikovány pouze přibližně.

lze tedy formulovat následovně: Navrhnout vodní chlazení tak, aby ustálené teploty stroje byly alespoň stejné nebo menší než u motoru v původním provedení.

Statory strojů obou provedení se již pod úrovní jha (blíže k ose) neliší. Při návrhu se proto zaměříme na ty části statoru, kterými se obě provedení liší – tedy jho statoru a další části na jeho vnějšku.

U obou provedení uvažujeme stejnou teplotu okolního vzduchu, který by měl u stroje s vodním chlazením ochlazovat vodní okruh (prostřednictvím vzdáleného externího výměníku tepla voda-vzduch, viz obr. 5.35). Dále budeme předpokládat, že střední teplota v uzavřeném vodním okruhu je o $\Delta T_2 = 15^\circ\text{C}$ větší, než teplota vzduchu, který chladí externí výměník. Pokud máme docílit na vnitřním okraji jha (a na vinutí) stejnou teplotu jako u původního provedení, musíme vodním chlazením zajistit teplotní rozdíl $\Delta T_1 = 41,5^\circ\text{C}$ (nebo menší), viz obr. 5.36.



Obr. 5.36: ZNÁZORNĚNÍ TEPLOTNÍCH ROZDÍLŮ DŮLEŽITÝCH PRO NÁVRH VODNÍHO CHLAZENÍ.

Z cílového teplotního rozdílu ΔT_1 můžeme dále vypočítat požadovaný odpor proti odvodu tepla (z vnitřního poloměru jha do vody v trubičkách). Použijeme stejnou hodnotu celkových ztrát jako u původního provedení:

$$R_{\text{celk}} = \frac{\Delta T_1}{\Sigma \Delta P} = \frac{41,5}{1144} = 0,0363^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1} \quad (5.32)$$

Celkový tepelný odpor R_{celk} můžeme rozdělit na tři dílčí odpory. Chceme-li dodržet maximální teplotní rozdíl ΔT_1 , musí pro součet těchto tří odporů platit:

$$R_j + R_{\text{lep}} + R_\alpha \leq R_{\text{celk}} \quad (5.33)$$

V této nerovnici představuje R_j tepelný odpor jha statoru, R_{lep} je tepelný odpor lepeného spoje jho – trubička a R_α je tepelný odpor související s přestupem tepla do vody

v trubičkách. Tepelný odpor při vedení tepla skrze stěnu trubičky zanedbáváme. Musíme tedy navrhnout vodní chlazení s takovými parametry, aby nerovnice 5.33 byla splněna. Vzájemné poměry jednotlivých tepelných odporů v této nerovnici přitom nejsou dopředu nijak dány.

Návrh parametrů chladicích drážek

Zabývejme se napřed stanovením tepelného odporu jha R_j , kterému již byly věnovány kapitoly 4.3 a 4.4. Na úvod vyčíslíme tepelný odpor mezikruhové válcové stěny dle vztahu 4.12, který předpokládá, že je teplo odváděno z celého vnějšího povrchu, nikoliv jen z povrchu kruhových drážek.

$$R_v = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L_z \lambda} = \frac{\ln \frac{0,1}{0,0787}}{2\pi \cdot 0,135 \cdot 27,5} = 0,0113 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1} \quad (5.34)$$

Dosazenou hodnotu tepelné vodivosti svazku plechů v radiálním směru jsme zvolili, předpokládáme, že $\lambda = 25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (dle [2] se může vodivost plechů pro elektrotechniku pohybovat v rozpětí od 20 do $40 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$).

Dosáhnout hodnoty tepelného odporu jha R_j (s drážkami pro trubičky) podobné, jako je vypočtená hodnota R_v , bylo velice obtížné a pravděpodobně i zbytečné (trubičky by musely pokrývat celý vnější povrch jha). Jako cílovou hodnotu si proto zvolíme např. 1,5 násobek odporu R_v :

$$R_j = R_v \cdot 1,5 = 0,0113 \cdot 1,5 = 0,0170 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1} \quad (5.35)$$

Tato hodnota představuje necelou polovinu z maximálního celkového tepelného odporu R_{celk} . Zbytek tedy může připadnout na odpory R_{lep} a R_α .

Nyní na základě požadovaného tepelného odporu R_j stanovíme hlavní parametry drážek pro chladicí trubičky na povrchu jha. Využijeme postup uvedený v kap. 4.4. Dosazením R_j do vztahu 4.11 dostáváme hodnotu bezrozměrného koeficientu $\chi = 2,78$ [-].

Z vnitřního a vnějšího poloměru jha dále vypočteme dle vztahu 4.8 hodnotu parametru p_3 , obdržíme $p_3 = 0,787$ [-].

Nyní již můžeme v grafech na obr. 4.6 až 4.9 vybrat vhodnou kombinaci parametrů p_1 a p_2 . Pokud uvážíme, že statorový paket je usazen v plášti pomocí osmi nosných žeber, měli bychom zvolit takový počet drážek pro trubičky, který by byl celým násobkem čísla osm. Volíme proto parametr $p_1 = 22,5^\circ$. Takto zvolená rozteč odpovídá přesně šestnácti chladicím drážkám (dvě mezi každou dvojicí nosných žeber). Závislost koeficientu χ pro $p_1 = 22,5^\circ$ je vykreslena na obr. 4.9 vlevo. K nalezení parametru p_2 proto použijeme tento graf.

Na svislé ose najdeme vypočtenou hodnotu parametru $p_3 = 0,787$ [-]. V úrovni této pomyslné vodorovné přímkou procházíme vrstevnice grafu a hledáme hodnotu $\chi = 2,78$ [-] nebo větší. Toto kritérium je splněno pro $p_2 = 0,025$ [-] nebo vyšší. Zvolíme raději o něco vyšší hodnotu, $p_2 = 0,03$ [-] (čím vyšší χ , tím nižší odpor R_j). Máme tedy stanoveny všechny tři parametry, definující drážky vodního chlazení.

Po dosazení parametru p_2 do vztahu 4.7 vypočteme poloměr kruhových chladicích drážek, obdržíme $r_{tr} = 0,003 \text{ m}$. Vodní chlazení tedy bude tvořeno 16 přímými úseky trubiček o největším průměru 6 mm, s úhlovou roztečí $22,5^\circ$.

Kontrola návrhu z hlediska prostupu a přestupu tepla v trubičkách

Nyní je potřeba zkontrolovat, zda budeme schopni dosáhnout dostatečně malých tepelných odporů R_{lep} a R_α tak, aby byla splněna nerovnice 5.33.

Zaměříme se blíže na tepelný odpor proti prostupu tepla lepenými spoji mezi jhem a trubičkami, R_{lep} . Přestože o vlastnostech lepeného spoje zatím nic nevíme, budeme předpokládat, že odpovídající koeficient prostupu tepla α_{lep} bude mít hodnotu alespoň $5000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Hodnotu odpovídajícího odporu R_{lep} můžeme potom vypočítat následovně:

$$R_{lep} = \frac{1}{\alpha_{lep} \pi r_{tr} L_z (360/p_1)} = \frac{1}{5000 \cdot \pi \cdot 0,135 \cdot (360/22,5)} = 0,0098 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1} \quad (5.36)$$

S výjimkou tepelného odporu R_α již známe všechny členy v nerovnici 5.33. Můžeme tedy vyjádřit a vycíslit odpor související s přestupem tepla do tekutiny R_α :

$$R_\alpha \leq R_{celk} - R_j - R_{lep} \quad (5.37)$$

$$R_\alpha \leq 0,0363 - 0,0170 - 0,0098 \quad (5.38)$$

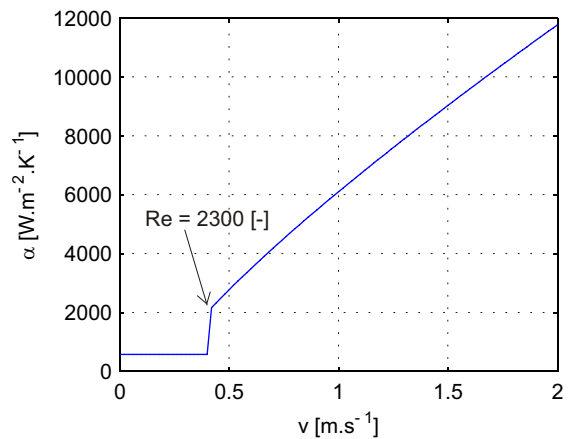
$$R_\alpha \leq 0,0095 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{W}^{-1} \quad (5.39)$$

Z vypočteného požadavku na tepelný odpor R_α můžeme vypočítat požadovaný koeficient přestupu tepla v trubičkách:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{1}{R_\alpha 2\pi r_{tri} L_z (360/p_1)} = \frac{1}{0,0095 \cdot 2\pi \cdot 0,002 \cdot 0,135 \cdot (360/22,5)} = \\ &= 3878 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}. \end{aligned} \quad (5.40)$$

V tomto vztahu představuje r_{tri} vnitřní poloměr trubiček. Na trhu jsou k dostání trubičky o vnějším poloměru 3 mm a vnitřním 2 mm. Posledně zmiňovanou hodnotu jsme použili při výpočtu.

Zbývá určit, jakou minimální rychlostí musí protékat voda trubičkami, aby byl dosažen požadovaný (nebo vyšší) koeficient přestupu tepla α . Pro výpočet Nusseltova čísla (z kterého následně vypočteme koeficient přestupu tepla α) použijeme vztah dle Gnielinského uvedený např. v [22]. Tento vztah, použitelný pro hydraulicky hladké potrubí, by měl být platný pro $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$ (někde se uvádí i $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$). Pro laminární režim proudění počítáme s $Nu = 3,66$ [-]. Při výpočtu použijeme termofyzikální vlastnosti vody platné pro $35 \text{ } ^\circ\text{C}$, převzaté z [6].



Obr. 5.37: ZÁVISLOST KOEFICIENTU PŘESTUPU TEPLA NA STŘEDNÍ PRŮTOČNÉ RYCHLOSTI.

Výsledná závislost koeficientu přestupu tepla na střední průtočné rychlosti je vykreslena na obr. 5.37. Skoková změna, která je zde dobře viditelná, souvisí s přechodem z laminární do turbulentní oblasti při $Re = 2300$ [-]. Z tohoto grafu vyplývá, že pro zajištění potřebného koeficientu přestupu tepla ($\alpha \geq 3878 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$) musí být střední rychlost vody v trubičkách alespoň $0,66 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ nebo větší.

Na závěr zkontrolujeme, zda vypočtená průtočná rychlost nebude vyžadovat příliš velký tlakový spád, nutný pro její vyvození. Při výpočtu tlakové ztráty v trubičkách použijeme vztah pro určení koeficientu tření dle Konakova uvedený v [7]. Tento vztah je platný pro hydraulicky hladké, přímé potrubí a je použitelný pro turbulentní i přechodový režim proudění. Výsledná závislost tlakové ztráty na průtočné rychlosti, vztažená na 1 m délky trubičky, je vykreslena na obr. 5.38.

Při minimální potřebné rychlosti vychází tlakový úbytek na 2,25 kPa. I když uvážíme, že souhrnná délka všech trubiček v motoru bude několikanásobně větší (než zmiňovaný 1 m), lze na základě tohoto výsledku očekávat poměrně malou tlakovou ztrátu. Určitý nárůst sice způsobí i ohyby trubiček a propojovací přechody. Avšak běžně dostupná čerpadla, vhodná pro tuto aplikaci, jsou ve většině případů schopna pokrýt tlakové ztráty vyšší než 100 kPa. Z hlediska tlakových ztrát tedy považujeme navržené vodní chlazení tvořené trubičkami o světlosti 4 mm za vyhovující.

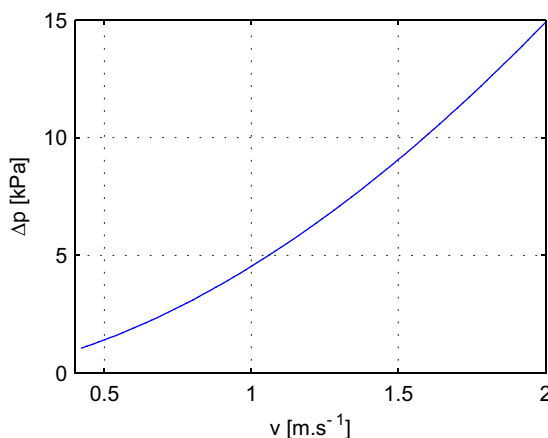
Zhodnotíme-li celý návrh chlazení, můžeme při stejných ztrátách očekávat stejné nebo nižší teploty než u stroje v původním provedení. Jsou zde pouze tři předpoklady, které by měly být pro dosažení těchto teplot splněny:

- Externí výměník tepla zařazený do vodního okruhu musí být schopen udržet teplotu vody maximálně o 15°C vyšší, než je teplota okolního vzduchu chladícího výměník.
- Koeficient prostupu tepla lepeného spoje jho – trubička by měl dosahovat hodnoty alespoň $5000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.
- Střední rychlost vody v trubičkách by měla dosahovat alespoň $0,66 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Dosažení výrazně lepší hodnoty u některého z těchto parametrů otevírá prostor pro kompenzaci případných nedostatků u zbylých dvou, případně umožní dosažení nižších teplot.

Kontrola zvolené tloušťky žeber

Pro ochlazování vzduchu uvnitř stroje jsme rozhodli použít jednoduchá obdélníková žebra připájená po obou stranách k trubičkám vodního chlazení, viz obr. 5.33 vlevo a obr. 5.34



Obr. 5.38: ZÁVISLOST TLAKOVÉ ZTRÁTY NA STŘEDNÍ PRŮTOČNÉ RYCHLOSTI. VYPOČTENO PRO PŘÍMÝ ÚSEK TRUBIČKY O DÉLCE 1 M.

vlevo. Vnější rozměry těchto žeber jsou dány zejména velikostí volného prostoru v 5 mm štěrbině mezi svazkem plechů a pláštěm. Pro zhotovení žeber jsme zvolili měděný plech tloušťky 0,55 mm. V této podkapitole se zaměříme na ověření správnosti této volby z hlediska účinnosti žeber.

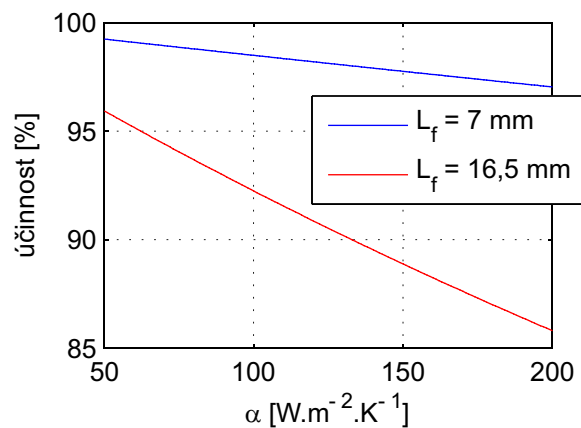
Vyjdeme z předpokladu, že rychlost proudění v 5 mm štěrbině mezi pláštěm a svazkem plechů bude podobná nebo menší než u provedení chlazeného vzduchem. Budeme proto uvažovat rozmezí rychlostí 0 až $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Prostory po obou stranách žeber budeme pro zjednodušení výpočtu považovat za rovinné, nekonečně rozlehlé štěrbinu se vzdáleností stěn 2,23 mm (žebra přesně půlí původní 5 mm štěrbinu). Pro tento tvar kanálu a rozpětí rychlostí obdržíme Reynoldsovo číslo v intervalu 0 až 1135 [-] (počítáme s termofyzikálními vlastnostmi vzduchu platnými pro teplotu 60°C). Režim proudění by tedy měl ležet v laminární oblasti (rozvíření na vstupu do štěrbinu nyní pro zjednodušení zanedbáme). Hodnota Nusseltova čísla pro kanál tvaru štěrbinu a laminární režim proudění je konstantní, $Nu = 7,60$ [-] (viz [8]). Dostáváme tedy i konstantní hodnotu součinitele přestupu tepla, $\alpha = 48 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Ke stanovení účinnosti žeber využijeme vztahů uvedených v [4]. Výpočet provedeme pro obě délky žeber, $L_f = 7 \text{ mm}$ a $L_f = 16,5 \text{ mm}$ (jedná se o rozměr v tečném směru stroje). Pro kratší žebra, která se nacházejí v blízkosti nosných žeber, obdržíme účinnost 99 %. Účinnost delších žeber vychází 96 %. Tyto hodnoty lze považovat za zcela postačující. Při konstantním rozdílu teploty vzduchu a pat žeber by tedy mělo být odvedeno pouze o 4 % méně tepla, než v případě, ve kterém by byla tepelná vodivost žeber nekonečně velká.

Při předcházejícím výpočtu jsme uvažovali pouze ustálené laminární proudění. Graf na obr. 5.39 ukazuje hodnoty účinnosti žeber v případě, že by skutečná střední hodnota součinitele přestupu tepla α byla mnohem vyšší (například vlivem rozvíření vzduchu ventilátorem na vstupu do štěrbinu, atd). S ohledem na dosažené hodnoty účinnosti lze považovat zvolenou tloušťku žeber za vyhovující.

5.4.3 Měření na vodou chlazeném statoru

Toto měření jsme se rozhodli provést ještě před zalisováním statoru osazeného vodním chlazením do pláště. Účelem měření je získání dat pro přesnější identifikaci parametrů statoru s vodním chlazením. Získaná data budou směrodatná zejména pro určení součinitele prostupu tepla lepeného spoje mezi chladičnými trubičkami a svazkem plechů. Měření poslouží i pro přesnější identifikaci tepelných vodivostí použitých materiálů statoru.



Obr. 5.39: ZÁVISLOST ÚČINNOSTI ŽEBER NA KOEFICIENTU PŘESTUPU TEPLA.

Podmínky měření

K experimentu jsme použili pouze stator stroje opatřený vodním chlazením. Pro jednoduchost jsme zvolili sériové propojení všech trubiček chladicího okruhu. Použili jsme přitom silikonových hadiček o světlosti 6 mm, viz obr. 5.40 vlevo. Jako tlakový zdroj chladicí vody nám posloužila vodovodní baterie, k níž jsme připojili přívodní hadici vodního chlazení.



Obr. 5.40: STATOR S PROPOJENÝM VODNÍM OKRUHEM UMÍSTĚNÝ NA IZOLOVANÉM STOJANU (VLEVO). MĚŘÍCÍ PRACOVNÍSTĚ S TEPELNĚ IZOLOVANÝM STATOREM (VPRAVO).

Vzhledem k omezenému maximálnímu napětí stejnosměrného napájecího zdroje jsme použili paralelní spojení jednotlivých cívek statorového vinutí. Bylo tak možné dosáhnout relativně vysokého napájecího proudu a tedy i tepelných ztrát vznikajících ve vinutí.

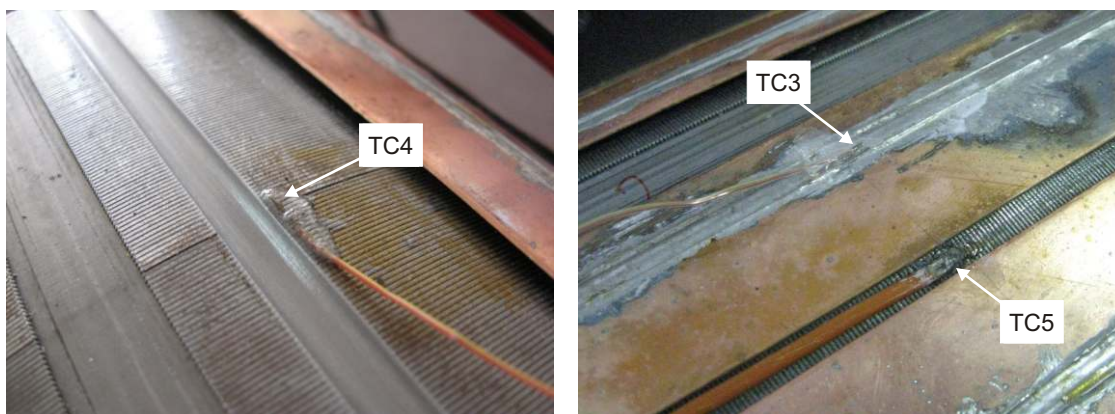
Veškeré teplo (vznikající při tomto experimentu jen ve vinutí) by mělo být odváděno pouze prostřednictvím statorového paketu a vodního chlazení (důležité pro pozdější identifikaci neznámých parametrů). Velkou pozornost jsme proto věnovali tepelnému izolování čel vinutí. Jako izolační materiál jsme použili několik vrstev bavlněné tkaniny. Stejně tak jsme tkaninou vyplnili i vnitřek statoru, abychom zamezili vyrovnávání teplot uvnitř přirozenou konvekcí. Rovněž zbytek vnějšího povrchu statoru byl tkaninou tepelně izolován od okolního prostředí, viz. obr. 5.40 vpravo.

K měření teplot jsme použili osmikanálový dataloger Omega, napětí a proud jsme odečítali přímo z ukazatelů na napájecím zdroji. V průběhu experimentu jsme měřili rovněž průtok chladicí vody pomocí odměrného válce a stopek.

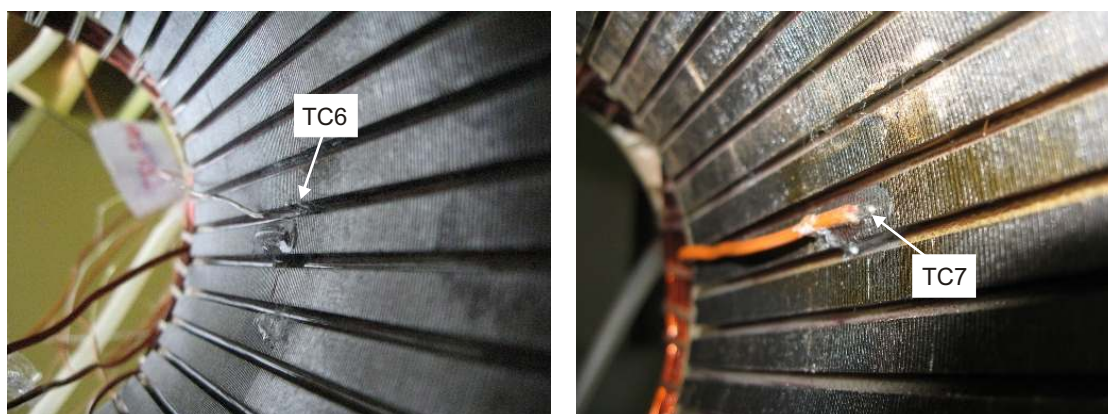
Rozmístění termočlánků

K měření jsme využili celkem osmi termočlánků. První dva termočlánky sloužily k měření teploty vody a byly přilepeny k přívodní a výstupní trubičce v dostatečné vzdálenosti od statorového paketu.

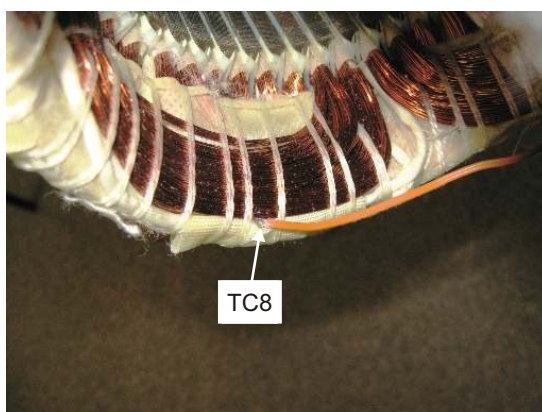
Termočlánek TC3 měřil teplotu povrchu první chladicí trubičky (nejchladnější), viz obr. 5.41 vpravo. Byl umístěn ve středu délky paketu, stejně jako termočlánky TC4 až TC7 (všechny tyto termočlánky byly navíc umístěny v úhlové výšce odpovídající první



Obr. 5.41: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ TC4, TC3 A TC5.



Obr. 5.42: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ TC6 A TC7.



Obr. 5.43: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKU TC8.

trubičce). Termočlánek TC4 byl umístěn na vnějším povrchu statorového paketu, jeden milimetr od drážky chladicí trubičky, viz obr. 5.41 vlevo (byl instalován ještě před přilepením trubičky s žebry). Termočlánek TC5 měřil teplotu povrchu paketu přesně mezi dvěma trubičkami (viz obr. 5.41 vpravo). Termočlánek TC6 byl přilepen k izolaci vinutí v prostoru statorové drážky (mezi zuby), viz obr. 5.42. Termočlánek TC7 jsme přilepili na vnitřní povrch statorových plechů (obr. 5.42 vpravo). Poslední termočlánek (TC8) sloužil k měření teploty čela vinutí, viz obr. 5.43.

Naměřené hodnoty

Hodnoty ustálených teplot naměřených jednotlivými termočlánsky jsou uvedeny v kapitole 5.4.4 (tabulka 5.11).

V průběhu měření jsme rovněž sledovali hodnotu proudu při pevně nastaveném napájecím napětí 19 V. Proud se ustálil na hodnotě 27,5 A, což odpovídá ztrátovému výkonu 522,5 W. Tento výkon tedy dosahuje 91 % z nominálních ztrát v mědi statoru, 63 % z nominálních ztrát v celém statoru a 44 % z hodnoty celkových nominálních ztrát stroje.

Celkový odpor paralelně spojených vinutí (vypočtený z naměřeného napětí a proudu) má hodnotu $R_{ust} = 0,691 \Omega$ (odpor vinutí za studena při 25 °C měl hodnotu $R_{stud} = 0,632 \Omega$). Ze změny odporu vinutí jsme vypočítali ustálenou střední teplotu vinutí, která je rovněž uvedena v tabulce 5.11.

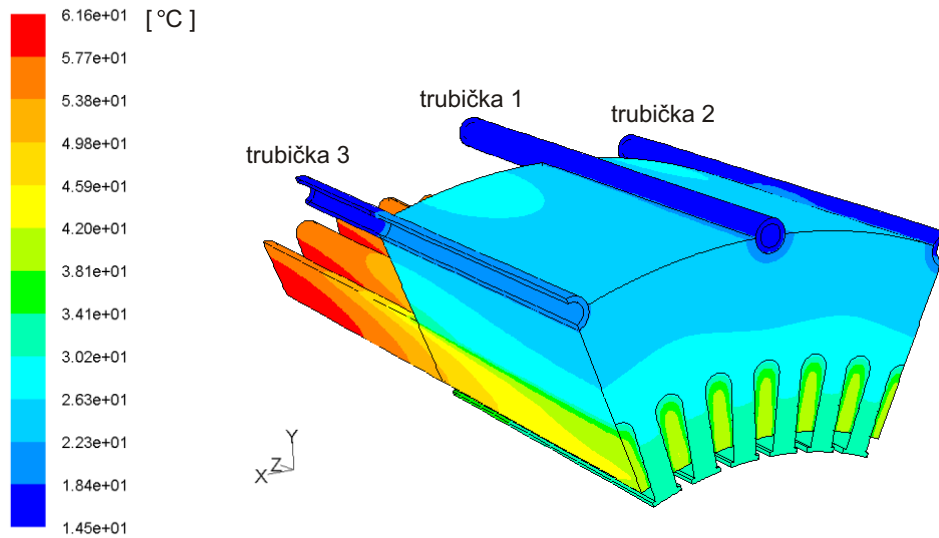
Naměřená hodnota průtoku (nastaveného vodovodním kohoutkem) činila $0,874 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$, čemuž odpovídá střední rychlost v trubičce $1,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ($Re = 3997 [-]$). Režim proudění tedy leží v přechodové oblasti.

5.4.4 Model statoru s vodním chlazením

Při vytváření modelu, který koresponduje s měřením popsáním v kap. 5.4.3, jsme využili symetrie statoru a vytvořili síť odpovídající pouze jeho výseči (1/8 obvodu). Navíc postačí, když budeme modelovat pouze polovinu délky této výseče, tedy 1/16 celého paketu. Skutečný stator sice není úplně symetrický z hlediska okrajových podmínek, avšak vzhledem k nevelkému rozdílu teploty vody na vstupu a výstupu se tímto přístupem nedopustíme velkých chyb.

Zdůrazněme, že se jedná pouze o model vedení tepla v pevných částech statoru, bez fluidních zón. Pro zjednodušení jsme tedy vůbec nemodelovali žebra připájená k trubičkám. Jejich vliv – přestup tepla přirozenou konvekcí ze svazku plechů do žebor – zanedbáváme. Tvarově komplikovaná čela vinutí jsme zjednodušili jejich rozvinutím - modelujeme pouze protaženou část o průřezu vinutí v drážce a délce odpovídající polovině střední délky vodičů na čelech vinutí. Geometrie modelu je patrná z obrázku 5.44.

Na část sítě, připadající objemu vinutí, jsme zadali objemové ztráty odpovídající naměřenému ztrátovému příkonu. Nastavené tepelné vodivosti jednotlivých materiálů, které jsou zároveň předmětem identifikace, budou uvedeny v kapitole 5.5. To samé platí i pro prostupové koeficienty lepeného spoje a izolace vinutí. Mezi vlastnosti, které identifikovat nebudeme, jsme zařadili tepelnou vodivost měděných trubiček a žebor. Použili jsme zde hodnotu $\lambda = 384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.



Obr. 5.44: VÝSLEDNÉ TEPLOTNÍ POLE DOLADĚNÉHO MODELU STATORU.

Odvod tepla je realizován pomocí konvekce nastavené na vnitřních plochách trubiček. Při naměřené průtočné rychlosti $1,16 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ dostáváme s použitím Gnielinského vztahu Nusseltovo číslo $Nu = 33,64 [-]$ a koeficient přestupu tepla $\alpha = 4902 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. (při výpočtu jsme použili termofyzikální vlastnosti vody platné pro teplotu 15°C).

Pokud jde o střední teplotu vody, nastavili jsme pro každou ze tří trubiček modelu jinou hodnotu. Pro první trubičku (viz obr. 5.44) je to $14,3^\circ\text{C}$, pro druhou $14,8^\circ\text{C}$ a pro třetí $16,2^\circ\text{C}$ (před vstupem do třetí trubičky prochází voda ještě dvěma dalšími trubičkami). Rozdíly mezi těmito teplotami vycházejí ze středního oteplení vody v trubičkách (cca $0,5^\circ\text{C}$ připadající na jeden rovný úsek trubičky). Nastavená teplota vody v první trubičce neodpovídá přesně naměřené hodnotě. Tato malá korekce (pravděpodobně ležící uvnitř intervalu nejistot měření) je důsledkem doladování modelu a snahy o minimalizaci ostatních rozdílů naměřených a vypočtených teplot. Tyto uvažované hodnoty teplot na vstupu a výstupu vody je možno nalézt v tabulce 5.11.

Do modelu jsme se pokusili zanést i vliv úniků tepla do okolního prostředí skrze izolační textilii. Míru úniku je však velice těžké stanovit, rozhodli jsme se proto použít pouze hrubý odhad. Na povrch čela vinutí a vnější válcový povrch svazku plechů jsme zadali přestup tepla, $\alpha = 1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, při vztažené teplotě okolí 22°C . Výsledkem je poměrně zanedbatelný únik tepla, odpovídající přibližně $1,7\%$ topného příkonu.

Porovnání všech výsledných teplot modelu a naměřených hodnot je uvedeno v tabulce 5.11. Vysoká odchylka, zaznamenaná u termočlánku TC6, souvisí pravděpodobně se skutečností, že teplota naměřená na TC6 byla částečně ovlivněna chladnějším povrchem zubů (viz teplota TC7), kterého se lepidlo použité k zalití termočlánku ve volném prostoru drážky také dotýkalo. Teplota odečtená v modelu se však vztahuje pouze k povrchu izolace vinutí, proto je o něco vyšší než naměřená hodnota.

termo- článek	umístění termočlátku	měření [°C]	simulace [°C]	odchylka [°C]
TC1	vstup vody	13,8	14,2	0,4
TC2	výstup ohřáté vody	21,5	22,6	1,1
TC3	horní strana trubičky	18,1	17,7	-0,4
TC4	1 mm od chladicí trubičky	22,2	21,8	-0,4
TC5	mezi chladicími trubičkami	26,3	25,0	-1,3
TC6	volný prostor drážky	37,0	41,6	4,6
TC7	vnitřní povrch paketu (zub)	31,2	31,1	-0,1
TC8	okraj čela vinutí	61,7	61,4	-0,3
-	střední teplota vinutí	49,1	47,8	-1,3

Tab. 5.11: HODNOTY NAMĚŘENÝCH TEPLOT PO USTÁLENÍ, HODNOTY TEPLOT DOSAŽENÝCH POMOCÍ SIMULACE (FLUENT) A ODCHYLKA TĚCHTO HODNOT OD NAMĚŘENÝCH.

5.4.5 Měření na kompletním motoru s vodním chlazením

Podmínky měření

Pro měření jsme použili stejné mechanické uchycení stoje a stejný způsob připojení k napájecí síti jako při měření vzduchem chlazeného stroje, viz. kap. 5.3.2.

V průběhu celého měření jsme opět udržovali mechanický výkon motoru na konstantní hodnotě (cca 6,37 kW). Motor s vodním chlazením by jistě mohl pracovat i při vyšším výkonu. Použitý napájecí rozvaděč však neumožňoval spolehlivý provoz při vyšších napájecích proudech. K měření při vyšším výkonu proto nedošlo.

Přívod chladicí vody byl zajištěn pomocí vodovodního rozvodu, podobně jako u předchozího měření na samostatném statoru. Narozdíl od předchozího měření jsme však vodní okruh rozdělili pomocí dvou rozboček do dvou paralelních chladicích větví. Každá větev tak obsahovala dva ohýbané vlnovce z měděné trubičky propojené hadičkou uvnitř motoru, viz obr. 5.34 vpravo. Na jednu větev tak připadá 8 sériově řazených přímých úseků trubiček.

Vstupy a výstupy těchto dvou chladicích větví byly vyvedeny otvory v plášti vně stroje a napojeny na vnější hadičky rozvodu vody. Otvory v plášti jsme okolo vystupujících trubiček utěsnili, viz obr. 5.45.

Průtok jsme měřili opět odměrnou metodou na výstupu odtokové hadice (pomocí nádoby ocejchované do objemu 2 l a stopek). Hodnota průtoku nastaveného vodovodním kohoutkem činila $3,531 \cdot \text{min}^{-1}$. Nastavený průtok jsme v průběhu celého měření několikrát kontrolovali, jeho hodnota však zůstávala neměnná. Přívodní i odtoková hadice byla osazena rozbočkami, které zajišťovaly rozvedení vody do obou paralelních chladicích větví a opětovné spojení toku v odtokové hadici. Předpokládáme, že naměřený průtok se rozdělil rovnoměrně do obou větví. Průtočná rychlost by potom měla uvnitř 4 mm trubiček dosahovat hodnoty $2,34 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, čemuž odpovídá Reynoldsovo číslo $Re = 9401 [-]$. Režim proudění tedy spadá do turbulentní oblasti.

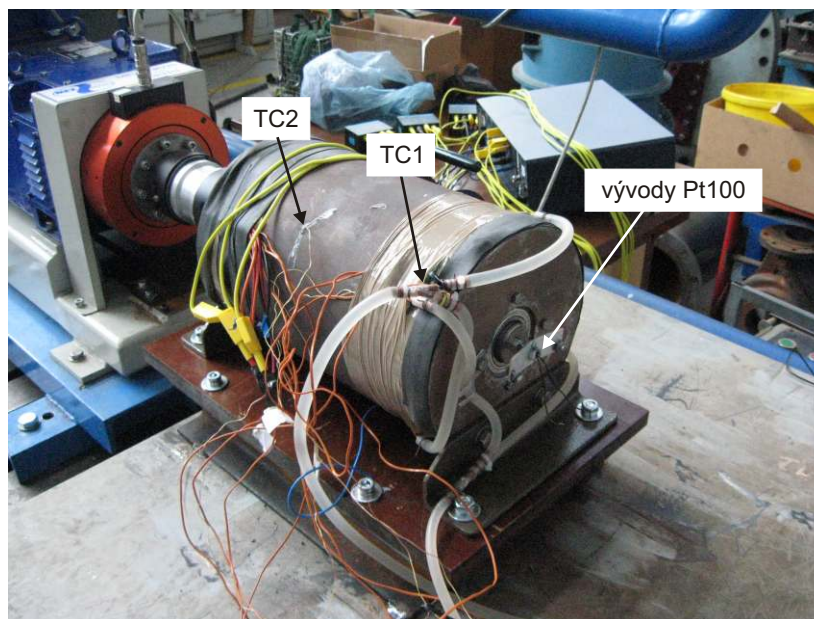
Před samotným měřením jsme nechali vodu motorem delší dobu volně protékat, aby se její teplota co nejvíce ustálila. Tuto teplotu jsme sledovali pomocí termočlánku nalepeného na vstupní měděné rozbočce. Po určitém čase se teplota přiváděné vody ustálila na hodnotě 17,5 °C a již se dále nesnižovala. Teplota okolního vzduchu v hale, kde probíhalo měření, byla 18 °C.

Použité přístroje

K měření byly použity stejné přístroje jako při předcházejícím měření vzduchem chlazené varianty (viz kapitola 5.3.2).

Rozmístění snímačů

Umístění většiny termočlánků bylo podobné jako při měření vzduchem chlazené varianty. K měření jsme využili opět 8 termočlánků (TC1 až TC8) a jeden odporový snímač teploty Pt100. Termočlánek TC1 byl přilepen k rozbočce přívodu vody (viz obr.5.45) a sloužil k měření teploty přitékající vody. Na obr. 5.45 je rovněž patrný termočlánek TC2 nalepený z vnějšku na plášti motoru a přívody k čidlu Pt100 vyvedené osou hřídele (přípravek pro zaznamenávání teplot rotoru je na této fotografii již odmontován). Umístění čidla Pt100 je stejné jako při měření vzduchem chlazené varianty, viz obr. 5.21 vpravo.

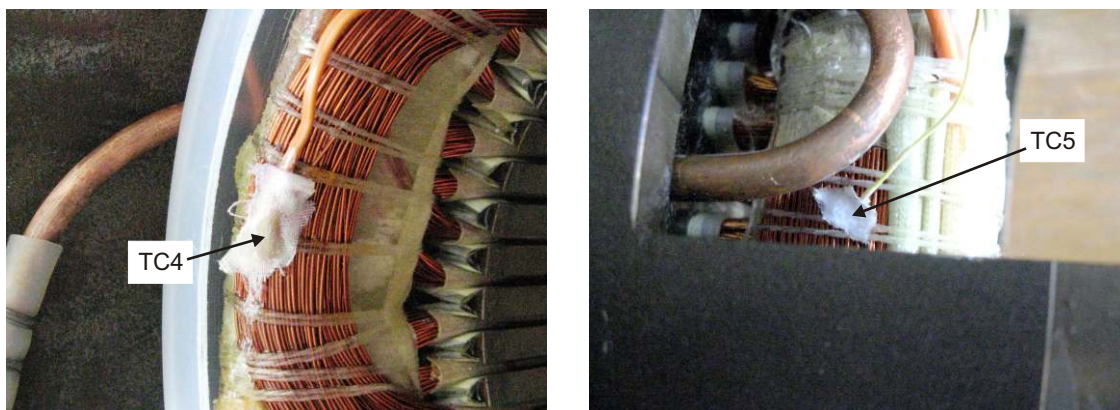


Obr. 5.45: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ NA PŘÍVODU VODY A NA PLÁŠTI STROJE.

Další termočlánek, TC3, jsme ještě před nalisováním pláště přilepili na vnější povrch statorového paketu, přesně doprostřed mezi chladičí trubičky a přesně v půli osové délky

paketu. Jeho umístění je patrné z obrázku 5.41 vpravo (na tomto obrázku je označen jako TC5). Tento termočlánek se nachází přibližně pod úrovní termočlátku TC2.

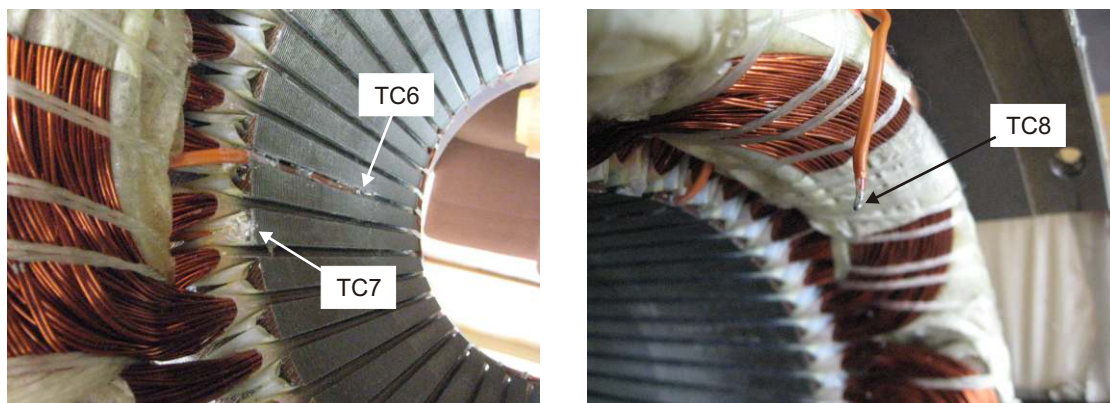
Termočláanky TC4 a TC5 byly nalepeny na čelech vinutí. TC4 na straně ventilátoru, TC5 na straně výstupního konce hřídele, viz obr. 5.46. Z důvodu zamezení ochlazování okolním vzduchem byly tyto termočláanky přelepeny textilní páskou.



Obr. 5.46: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ TC4 A TC5 NA ČELECH VINUTÍ.

Umístění termočláanky TC6 a TC7 je podobné jako u vzduchem chlazené varianty stroje. Přesná poloha těchto termočláanky na vodou chlazeném stroji je zachycena na obr. 5.47 vlevo.

Poslední termočlánek TC8 jsme situovali zhruba mezi štít a čelo vinutí na straně výstupního konce hřídele, viz obr. 5.47 vpravo. Tento termočlánek by měl podávat informace o teplotě vzduchu mezi výstupem z 5 mm štěrbin a vstupem do vzduchové mezery (respektive do kanálů v rotoru).

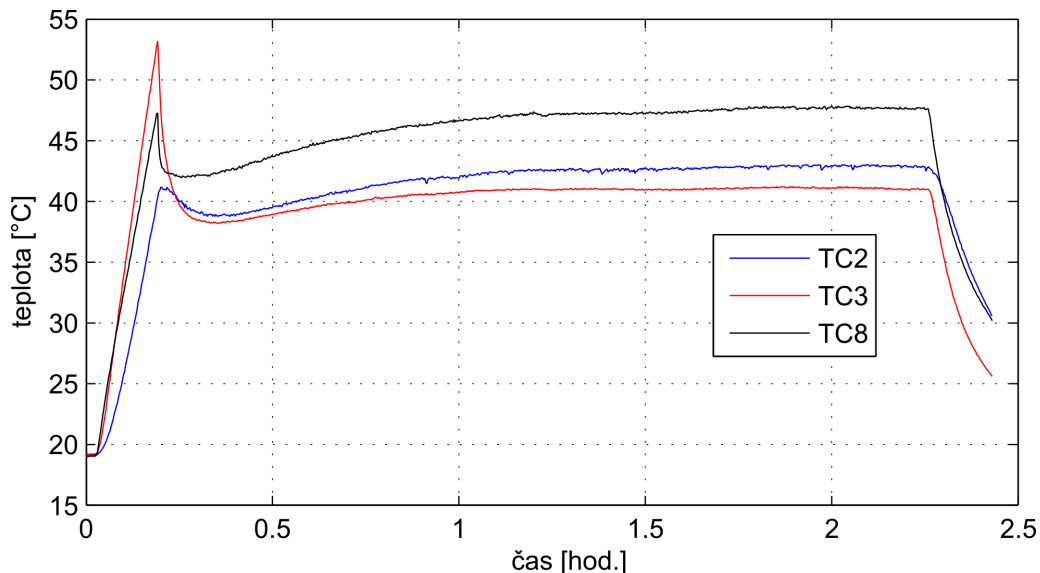


Obr. 5.47: UMÍSTĚNÍ TERMOČLÁNKŮ TC6, TC7 A TC8.

Naměřené hodnoty teplot

Průběhy všech naměřených teplot jsou vykresleny na obr. 5.48 až 5.50. Z těchto grafů je patrné, že průběhy všech teplot se na konci oteplovací části měření již prakticky nemění a lze je tak považovat za ustálené. Zásahu na takto rychlém ustálení má zřejmě i počáteční fáze oteplování, kdy motor pracoval bez aktivního vodního chlazení a rychle se zahříval.

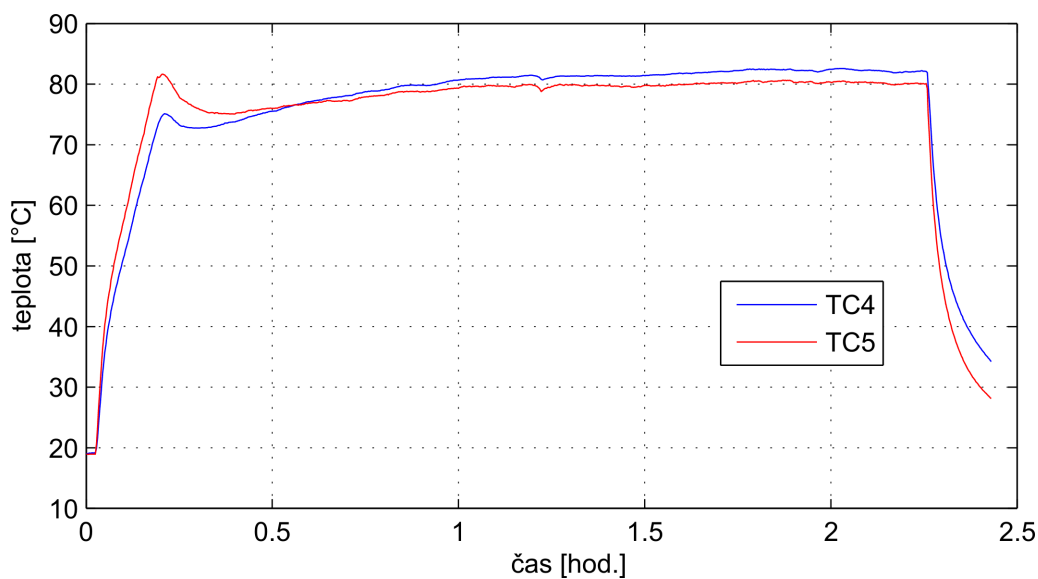
Téměř na všech průbězích je patrný strmý nárůst teplot v této počáteční fázi, kdy byl přívod chladicí vody uzavřen. Z počátečních průběhů teplot na čelech vinutí (obr. 5.49) lze usuzovat, že maximální přípustná teplota vinutí ($155\text{ }^{\circ}\text{C}$) by byla dosažena již po cca 30 minutách chodu motoru bez přívodu chladicí vody. Za předpokladu, že by k přerušení přívodu vody došlo u již zahřátého motoru v ustáleném stavu, by tento čas byl ještě mnohem kratší.



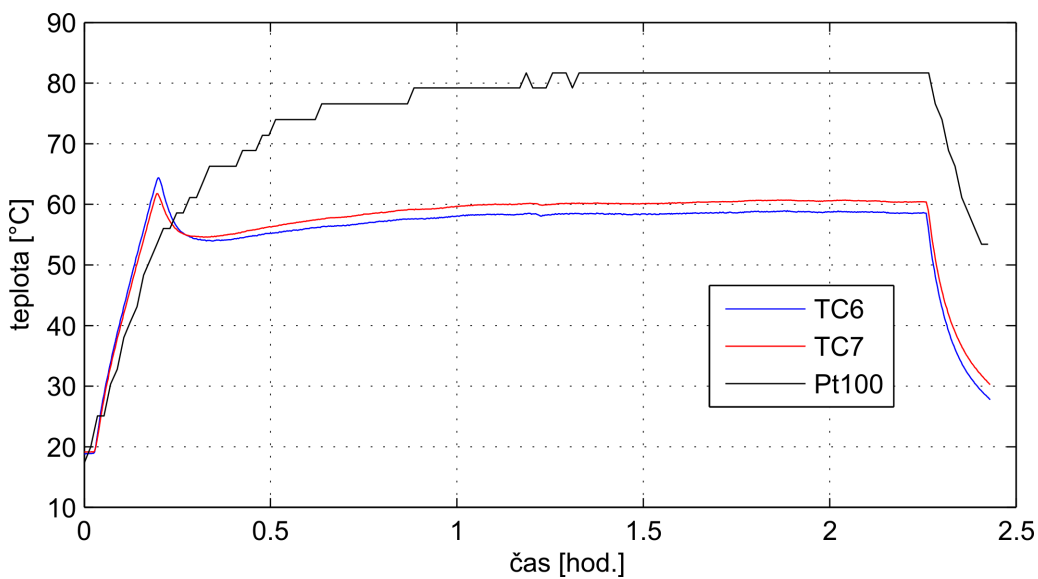
Obr. 5.48: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC2, TC3 A TC8.

Průběhy na obrázku 5.49 jsou zajímavé svým chováním. Na počátku rychleji stoupala teplota čela vinutí na straně výstupního konce hřídele než na straně ventilátoru stroje. Je to pravděpodobně způsobeno tím, že jedno z čel vinutí se nachází velice blízko vstupu do radiálního ventilátoru, kde dochází k významnému víření vzduchu. Vzhledem k tomu, že teplota vzduchu obíhajícího motorem roste pomaleji než teplota obou čel vinutí (viz obr. 5.48), bylo čelo vinutí blízko ventilátoru pravděpodobně lépe chlazeno tímto chladnějším vzduchem (větší koeficient přestupu tepla způsobený vířením vzduchu).

Po aktivaci vodního chlazení byla dosažena nižší ustálená teplota naopak na čele vinutí na straně výstupního konce hřídele. Projevila se tak funkce chladicích žebér připájených k trubičkám s vodou. Vzduch vytékající z 5 mm šterbiny měl nižší teplotu a odvod tepla z blízkého čela vinutí byl lepší. Naopak druhé čelo vinutí v blízkosti ventilátoru bylo



Obr. 5.49: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC4 A TC5.



Obr. 5.50: PRŮBĚHY TEPLŮT NAMĚŘENÉ TERMOČLÁNKY TC6, TC7 A ČIDLEM PT100.

obtékáno teplejším vzduchem, který se ohřál při průchodu vzduchovou mezerou a otvory v rotoru.

Téměř na všech průbězích je patrný prudký pokles teplot po otevření přívodu vodního

chlazení v čase $t = 12$ min. Po tomto poklesu vidíme opět nárůst teplot, tentokráté však velice pozvolný. Příčinou tohoto pozvolného nárůstu je pravděpodobně nestejněměrné zahřátí všech částí stroje před otevřením přívodu vody. Většina tepelných ztrát vzniká ve střední části stroje, a tak například teplota masivních čelních štítů mohla být i na konci první fáze oteplování (bez aktivního vodního chlazení) poměrně nízká. Po určité době se však prohřejí i tyto štíty (navzdory aktivnímu vodnímu chlazení), což způsobí pozvolný nárůst teplot ve zbytku stroje (odvod tepla do štítů se zmenší).

Poněkud odlišný tvar má průběh teploty rotoru na obr. 5.50. Není zde patrný pokles teploty při spuštění vodního chlazení. Souvisí to zřejmě se skutečností, že rotor je chlazen pouze vzduchem, který neumožňuje dosažení zdaleka tak vysokých hodnot koeficientů přestupu tepla jako třeba vodní chlazení. Malý výkyv v teplotě chladicího vzduchu se proto téměř neprojeví, zvláště když uvažíme relativně velkou tepelnou kapacitu rotoru. Nicméně nepatrný zlom směrnice oteplovací křivky rotoru je v okamžiku spuštění vodního chlazení na průběhu viditelný.

5.4.6 Stanovení ztrát v jednotlivých částech stroje

Naměřené hodnoty veličin, ze kterých budeme při výpočtu ztrát vycházet, jsou uvedeny v tabulce 5.12.

veličina	symbol	hodnota	jednotka
kroučící moment na hřídeli	M	41,55	Nm
otáčky	n	1456	min ⁻¹
výkon na hřídeli	P_h	6335	W
příkon ze sítě	P_1	7859	W
střední hodnota napájecího proudu	I_s	19,24	A
napájecí napětí (zapojení do Δ)	U	408	V
účinník	$\cos \varphi$	0,49	-
odpor jedné fáze vinutí (při 22°C)	R_{fstud}	1,867	Ω

Tab. 5.12: TABULKA NAMĚŘENÝCH HODNOT PRO MOTOR S VODNÍM CHLAZENÍM.

Postup výpočtu dílčích ztrát je opět shodný s postupem uvedeným v kapitole 5.2.3 (původní provedení stroje). Hodnoty vypočtené tímto způsobem jsou prezentovány v tabulce 5.13.

Pozornost jsme věnovali také možnému vzniku ztrát v měděných trubičkách přilepených ke svazku plechů. Tyto trubičky jsou s plechy svazku ve vodivém spojení (použité lepidlo obsahuje stříbro, navíc je zde pravděpodobný i přímý kontakt trubiček s plechy). V případě, že by se v trubičkách indukovaly nějaké proudy, bylo by těžké je přímo změřit. Přesto jsme se o měření pokusili. Do výstupních konců trubičky (kam se jinak připojují hadičky rozvodu vody) jsme zasunuli svorky ampérmetru s rozsahem do 2 A. Při rozběhu motoru naprázdno nebyla na ampérmetru pozorovatelná naprosto žádná výchylka či zakolísání ručičky.

veličina	symbol	hodnota	jednotka
skluz	s	0,0293	-
odpor jedné fáze vinutí při ustálené teplotě 71 °C	R_{fust}	2,223	Ω
fázový proud vinutím	I_f	11,11	A
celkové ztráty	$\Sigma\Delta P$	1524	W
celkový mechanický výkon	P_m	6367	W
elektromagnetický výkon přes vzduchovou mezeru	P_δ	6559	W
mechanické ztráty	ΔP_m	32	W
ztráty vznikající v rotorové kleci	ΔP_{j2}	192	W
ztráty v mědi statoru	ΔP_{j1}	823	W
dodatečné ztráty	ΔP_d	39	W
ztráty v železe	ΔP_{Fe}	438	W

Tab. 5.13: TABULKA VYPOČTENÝCH HODNOT PRO MOTOR S VODNÍM CHLAZENÍM.

Mnohem průkaznější je však potvrzení či vyvrácení vzniku indukovaných proudů pomocí vypočtených ztrát. Porovnáme-li hodnoty vypočtené u provedení chlazeného vzduchem a u provedení s vodním chlazením, dojdeme k závěru, že po odečtení všech dílčích ztrát od celkových ztrát se zbytek (pojmenovaný jako doplňkové ztráty, viz kap. 5.3.5) liší o pouhých 8 W v neprospěch stroje s vodním chlazením. Tento malý rozdíl může být mimo jiné způsoben i indukováním zmiňovaných proudů v trubičkách – takto malé navýšení ztrát má ovšem naprosto zanedbatelný význam. Mnohem pravděpodobnější příčinou vzniku tohoto rozdílu je nepřesnost měření (např. chyba pouhých 0,1 % při stanovení celkových ztrát může změnit tento rozdíl až o několik jednotek wattů).

Navržené provedení vodního chlazení proto můžeme z hlediska vzniku nežádoucích indukovaných proudů označit za bezproblémové.

5.4.7 CFD model motoru vodním chlazením

Vytvořená síť

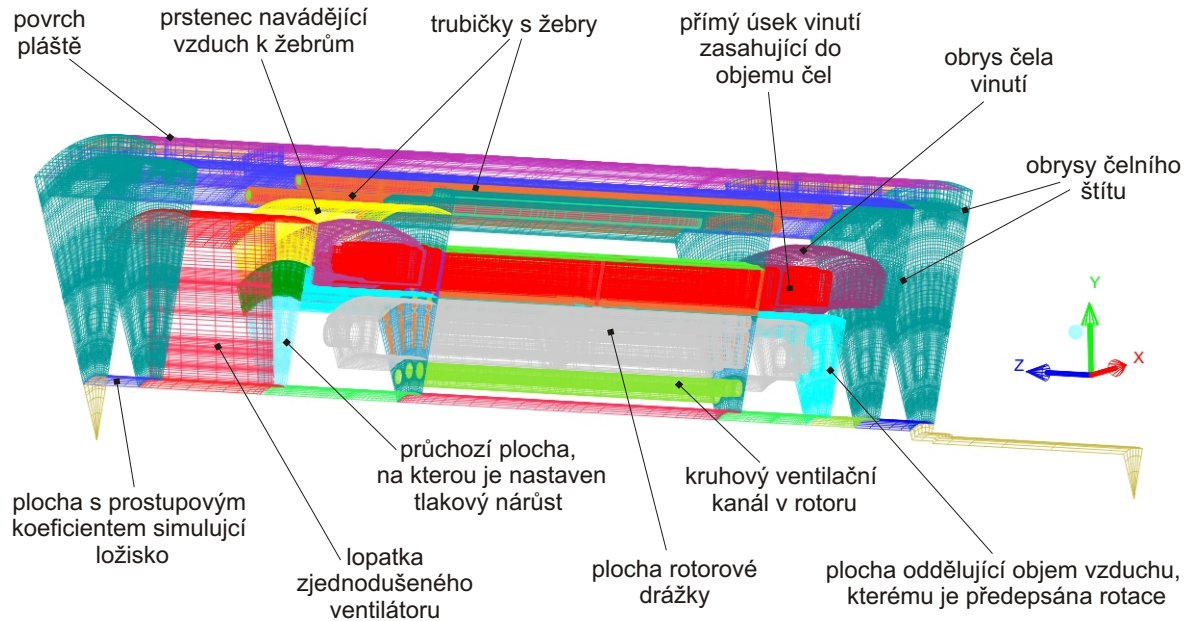
Vytvořená síť vychází ze sítě motoru se vzduchovým chlazením a platí pro ni úvahy a zjednodušení popsané v kap. 5.3.5. Většina částí sítě je dokonce převzata beze změny.

Hlavní úpravy sítě se tak týkaly doplnění trubiček s žebry, viz obr. 5.51. Pro zjednodušení jsme nemodelovali ohyby trubiček, ale nahradili jsme je rovnými úseky ekvivalentní délky. Podobně jako model samotného statoru (kap. 5.4.4), ani tato síť neobsahuje žádné elementy ztělesňující vodu v trubičkách (trubičky jsou jakoby prázdné, bez sítě uvnitř).

Nastavení CFD simulace

Zvolený model turbulence

Volíme stejný model jako u předcházejících provedení stroje, tedy třírovnicový model k-kl- ω .



Obr. 5.51: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍTĚ.

Použité materiálové vlastnosti

Nastavení materiálových vlastností je prakticky totožné jako u vzduchem chlazené varianty (viz kap. 5.3.5). Identifikované hodnoty materiálových vlastností budou uvedeny v kapitole 5.5.

Stejně jako u modelu samotného statoru, i zde použijeme stejnou tepelnou vodivost měděných trubiček a žebřů, $\lambda = 384 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Nastavení ztrát

Postup použitý pro přerozdělení jednotlivých ztrát k příslušným objemům modelu je naprosto shodný jako u vzduchem chlazeného stroje (viz kap. 5.3.5). Budeme přitom vycházet z hodnot uvedených v tabulce 5.13. Poznamenejme, že hodnota „doplňkových ztrát v železe“ činí pro tento stroj 40 W, tedy pouze o 8 W více než u vzduchem chlazeného stroje.

Nově přepočtené hodnoty jednotlivých ztrát jsou uvedeny v tabulce 5.14:

Další okrajové podmínky

Typ a způsob nastavení většiny okrajových podmínek je stejný jako u modelu stroje chlazeného vzduchem, viz kap. 5.3.5. Uvedeme proto jen ta nastavení, v kterých se oba modely výrazněji odlišují.

Začneme nastavením konvekce na povrchu stroje. Pro orientační výpočet součinitele přestupu tepla při přirozené konvekci použijeme opět vztah dle Churchilla (uvedený v [4]), platný pro horizontálně umístěný válec. Pro teplotu povrchu $T_w = 43^\circ\text{C}$

lokace ztrát v modelu	symbol	hodnota [W]
přímé úseky statorového vinutí	P_{CuP}	592
čela statorového vinutí	P_{CuC}	250
zuby statorových plechů	P_{FeZUBY}	199
jho statoru	P_{FeJHO}	199
železné plechy rotoru	P_{FeROT}	41
ocelový plášť motoru	P_{pl}	20
hliníkové tyče rotorové klece	P_{AlT}	173
čelní spojovací kruhy rotorové klece	P_{AlK}	19
objem náležející ventilátoru	ΔP_m	32

Tab. 5.14: HODNOTY JEDNOTLIVÝCH ZTRÁT PRO NASTAVENÍ CFD MODELU (V MODELU – VÝSEČI MOTORU – PRACUJEME POUZE S 1/8 UVEDENÝCH HODNOT).

a teplotu okolí $T_{amb} = 18^\circ\text{C}$ (naměřené hodnoty) dostáváme součinitel přestupu tepla $\alpha_{nc} = 4,36 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

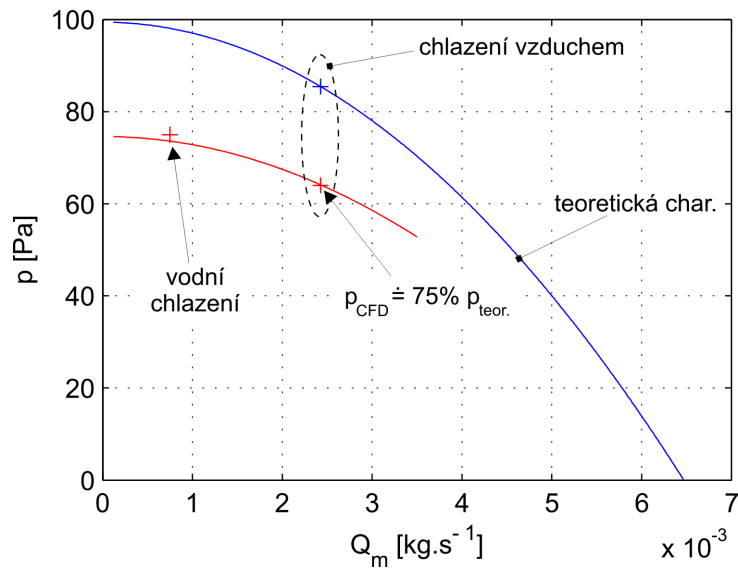
K výpočtu součinitele přestupu tepla sáláním použijeme vztah 5.27, po dosazení obdržíme $\alpha_s = 3,89 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ (počítáme opět s $\varepsilon = 0,6$ [-]). Hodnota celkového součinitele přestupu tepla, daná součtem těchto dílčích koeficientů, je tedy $\alpha = 8,25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Tuto hodnotu nastavíme na jednotlivé vnější plochy, nastavená teplota okolí je všude stejná, $T_{amb} = 18^\circ\text{C}$.

Druhý podstatný rozdíl představuje uzavřený vzduchový okruh uvnitř stroje. Nebudeme zde tedy nastavovat žádný vstup a výstup vzduchu. Určitý tok vzduchu okruhem způsobí geometricky zjednodušený model ventilátoru. Nalezení správného pracovního bodu ventilátoru je však složitější než u předcházejícího provedení stroje a bude pouze přibližné.

Rozhodli jsme se proto použít způsob, který vychází z porovnání teoreticky stanoveného tlakového zisku (vypočteného z rov. 5.29) a zisku zjištěného pomocí CFD simulace vzduchem chlazené varianty. Výsledkem CFD simulace je tlakový zisk, který obnáší pouze cca 75 % teoretického tlakového zisku, viz obr. 5.52. Budeme proto předpokládat, že model vodou chlazené varianty se bude chovat podle stejného trendu. Upravíme tedy teoreticky získanou charakteristiku – redukujeme všechny hodnoty tlaku na 75 % původních hodnot. Vznikne tak nová tlakově – průtoková charakteristika, která by měla odpovídat chování CFD modelů (na obr. 5.52 vykreslena červeně). Na této upravené charakteristice by měl ležet i pracovní bod modelu ventilátoru vodou chlazené varianty.

Budeme se proto snažit nastavit takovou korekci tlakového zisku ventilátoru, abychom v CFD simulaci obdrželi pracovní bod, který na upravené charakteristice opravdu leží. Postupným doladováním jsme nakonec došli ke korekci 6 Pa, která je stejně jako u vzduchem chlazené varianty nastavena na vstupním otvoru oběžného kola ventilátoru. Odpovídající pracovní bod je rovněž zakreslen na obr. 5.52.

Na vnitřní stěnu trubiček jsme nastavili přestup tepla konvekcí, podobně jako u modelu samotného statoru. Pro naměřený průtok obdržíme Nusseltovo číslo $Nu = 74,8$ [-] a součinitel přestupu tepla $\alpha = 11171 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Vztažnou teplotu vody vypočteme



Obr. 5.52: ZÁVISLOSTI TLAKOVÉHO ZISKU NA HMOTNOSTNÍM PRŮTOKU VZDUCHU VENTILÁTORU. HODNOTY PRŮTOKŮ ODPOVÍDAJÍ MODELOVANÉ VÝSEČI, Tedy 1/8 SKUTEČNÉHO STROJE.

z oteplení (z tepelné bilance vychází oteplení vody přesně $6,0\text{ }^{\circ}\text{C}$) a naměřené teploty vstupující vody ($17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$). V simulaci tedy nastavíme uvnitř trubiček střední teplotu $20,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

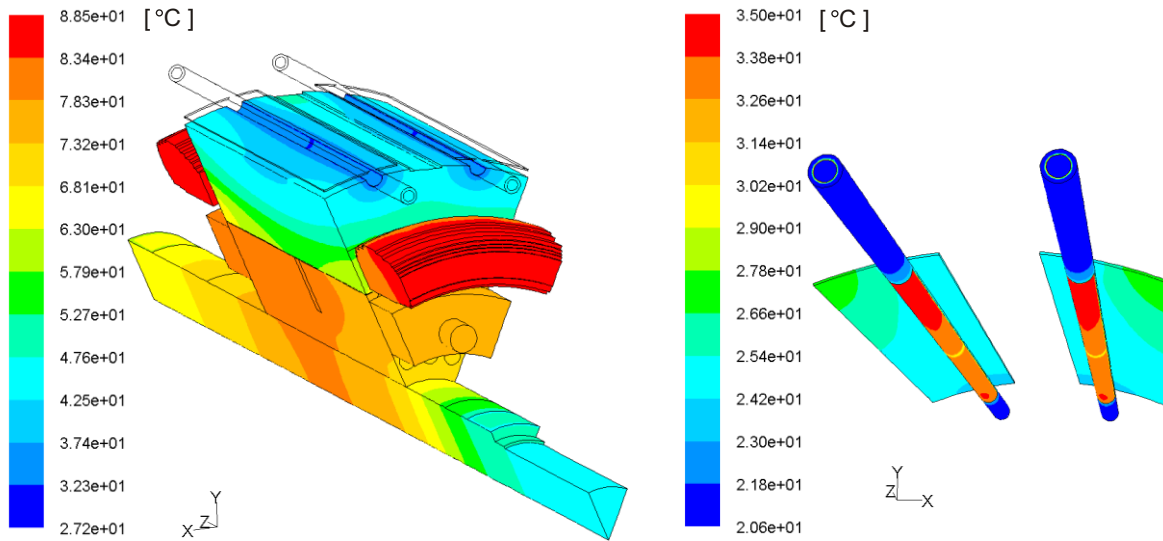
Výsledky

Výsledné teplotní pole modelu s doladěnými parametry je vykresleno na obrázcích 5.53 a 5.54. Přesné srovnání naměřených a vypočtených teplot je uvedeno v tab. 5.15. Teplota v závorkách, uvedená u termočlánku TC6, byla odečtena na povrchu izolace vinutí, které se tento termočlánek také částečně dotýkal. Teplota mimo závorky se vztahuje k povrchu zubů.

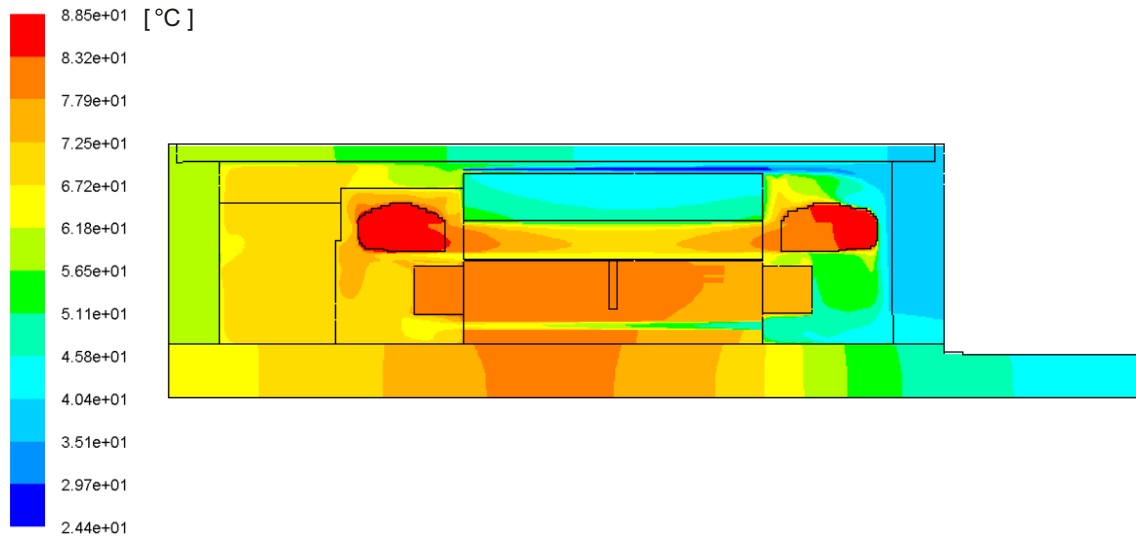
Velikosti tepelných toků v modelu, které jsou přepočteny na procentuální podíly celkových ztrát, jsou uvedeny v diagramu na obr. 5.55.

Pokud jde o rotor stroje, odvoje tepla přestupem do vzduchové mezery, přestupem v kruhových kanálech a přestupem z čel (a hřídele) jsou přibližně stejně velké. Je zajímavé, že stejné teplo, které přestoupí z rotoru do vzduchové mezery, přestoupí i z mezery do statoru. Narozdíl od varianty chlazené vzduchem tento radiální tepelný tok není znatelně ovlivněn axiálním pohybem vzduchu v mezeře. Souvisí to s mnohem vyrovnanějšími teplotami vzduchu po obou stranách čel paketu (narozdíl od varianty chlazené vzduchem).

Vzhledem k tomu, že se část tepla rotoru dostane do vodou chlazeného statoru přes vzduchovou mezeru, nemusí chladičí žebra připájená k trubičkám odebírat ze vzduchu (zahřátého zejména rotorem) tolik tepla (přestup odpovídá cca 3/4 ztrát rotoru).



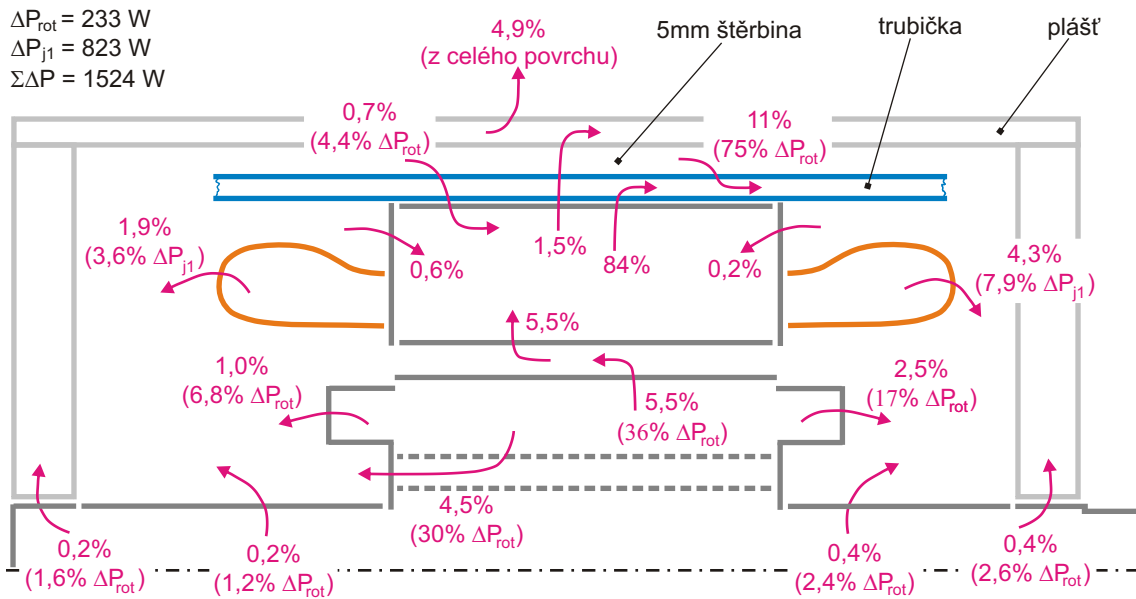
Obr. 5.53: VLEVO: VÝSLEDNÉ TEPLTNÍ POLE UVNITŘ MOTORU. VPRAVO: ROZLOŽENÍ TEPLOT NA TRUBIČKÁCH S ŽEBRY. TEPLoty NA SPODNÍ STRANĚ TRUBIČEK SE VZTAHÚJÍ K VNĚJŠÍMU POVRCHU VRSTVY LEPIDLA (V KON-TAKTU SE JHEM STATORU).



Obr. 5.54: ROZLOŽENÍ TEPLOT V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE JEDNÉ ZE STA-TOROVÝCH DRÁŽEK.

Teplu je ze vzduchu odebíráno také prostřednictvím vnějšího povrchu svazku plechů. Jedná se ale o mnohem menší tepelný tok, který představuje přibližně 1/8 z celkového tepelného toku, jímž je vzduch ochlazován.

V porovnání se vzduchem chlazenou variantou se významně zmenšil přestup tepla



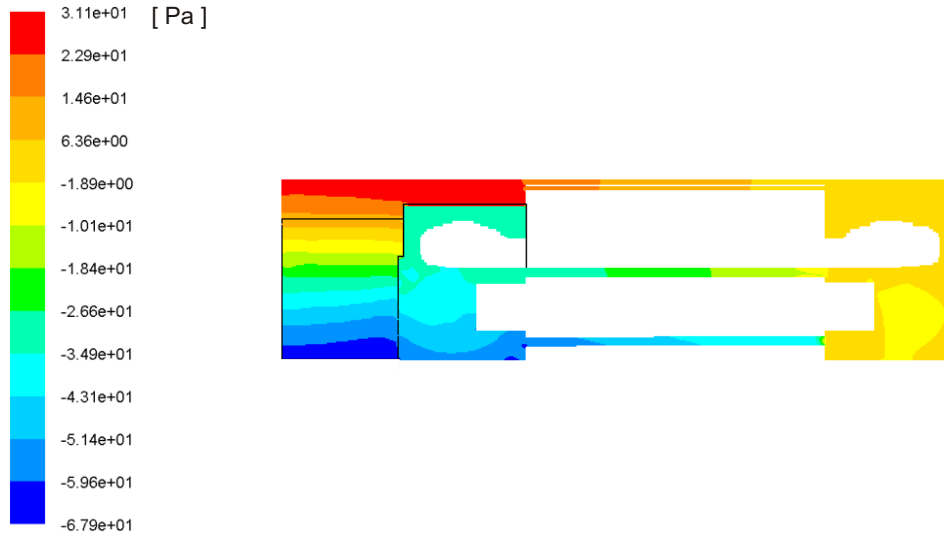
Obr. 5.55: PROCENTUÁLNÍ PODÍLY VÝSLEDNÝCH TEPELNÝCH TOKŮ VZTAŽENÉ K CELKOVÝM ZTRÁTÁM $\Sigma \Delta P$ (RESPEKTIVE K CELK. ZTRÁTÁM V ROTORU ΔP_{rot} NEBO KE ZTRÁTÁM VE STAT. VINUTÍ ΔP_{j1}).

termo- článek	umístění termočláneku	měření [°C]	simulace [°C]	odchylka [°C]
TC1	vstup vody	17,5	17,5	0
TC2	plášť nad nosným žebrem	43	44	1
TC3	žho mezi trubičkami	41	42	1
TC4	čelo vinutí u ventilátoru	82	88	6
TC5	čelo vinutí u výst. konce hřídele	80	84	4
TC6	volný prostor statorové drážky	59	58 (70)	-1 (11)
TC7	na čele zubu blízko vzduchové mezery	61	63	2
TC8	vzduch na straně výst. konce hřídele	48	47	-1
Pt100	rotor	82	82	0

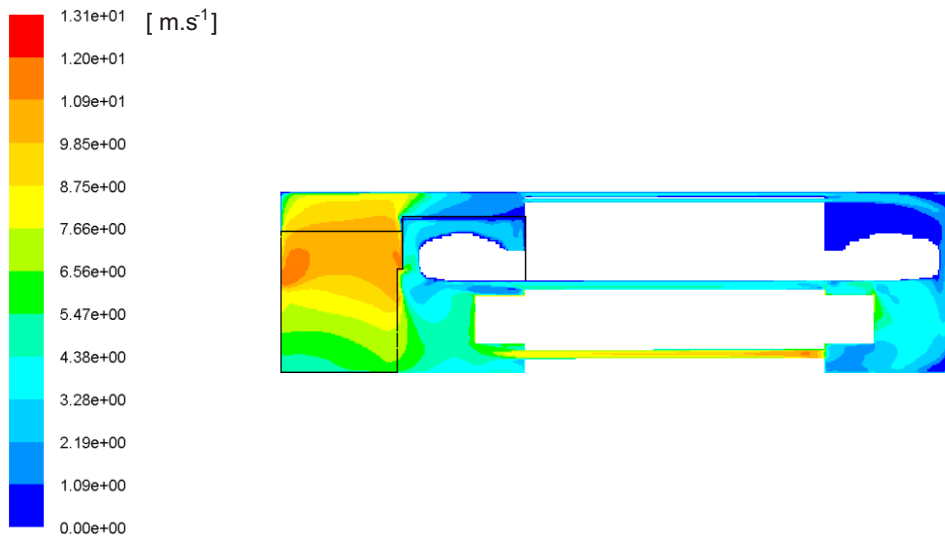
Tab. 5.15: HODNOTY NAMĚŘENÝCH TEPLŮT PO USTÁLENÍ, HODNOTY TEPLŮT DOSAŽENÝCH POMOCÍ CFD SIMULACE A ODCHYLKA TĚCHTO HODNOT OD NAMĚŘENÝCH.

z čel vinutí statoru do vzduchu uvnitř stroje. Téměř 90 % ztrát v mědi je odvedeno prostřednictvím svazku plechů k chladicím trubičkám.

Představu o rozložení relativních hodnot statického tlaku lze získat z obrázku 5.56. Na posledním obrázku (obr. 5.57) jsou vykresleny velikosti rychlostí proudícího vzduchu.



Obr. 5.56: ROZLOŽENÍ RELATIVNÍCH HODNOT STATICKÉHO TLAKU, VYKRESLENO V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE JEDNÉ ZE STATOROVÝCH DRÁŽEK.



Obr. 5.57: VELIKOSTI VEKTORŮ RYCHLOSTÍ, VYKRESLENO POUZE PRO VZDUCH.

5.4.8 Výpočet teplot při přetěžování stroje

Protože dostupné laboratorní vybavení neumožnilo provést měření při vyšších výkonech, pokusíme se k výpočtu teplot při vyšším zatížení využít hotového modelu s identifikovanými parametry. Naším cílem je stanovit výkon na hřídeli, při kterém by teploty vnitřní vodou chlazeného stroje dosáhly stejných hodnot jako u vzduchem chlazené varianty. Označíme-li stav, kdy stroj pracuje při vyšším než původně naměřeném výkonu, za pře-

tížení, potom se bude jednat o stanovení přetížitelnosti stroje s vodním chlazením vůči stroji se vzduchovým chlazením.

Pro nastavení CFD simulací je velmi důležité stanovit ztráty, jaké budou při vyšším výkonu na hřídeli vznikat. Budeme předpokládat, že stroj pracuje při vyšším momentovém zatížení. Uvažované hodnoty momentu volíme jako 125%, 150% a 175% původního momentu naměřeného u stroje s vodním chlazením.

Dále budeme předpokládat, že skluz s vzrůstá lineárně se zátěžným momentem, tedy ve stejných násobcích. Z nových hodnot skluzu můžeme vypočítat nové hodnoty otáček a výkonu na hřídeli. Přičtením mechanických ztrát (které uvažujeme neměnné) pak získáme nové hodnoty celkového mechanického výkonu P_m .

Při výpočtu ztrát vznikajících v rotorové kleci (ΔP_{j2}) vyjdeme ze vztahu uvedeného v [5]:

$$\Delta P_{j2} = s \cdot P_\delta \quad (5.41)$$

Uvážíme-li, že výkon přes vzduchovou mezeru P_δ je součtem ztrát v rotorové kleci ΔP_{j2} a celkového mechanického výkonu P_m , potom dosazením vztahu 5.41 do tohoto součtu (a následné úpravě) obdržíme:

$$\Delta P_{j2} = P_m \frac{s}{1 - s} \quad (5.42)$$

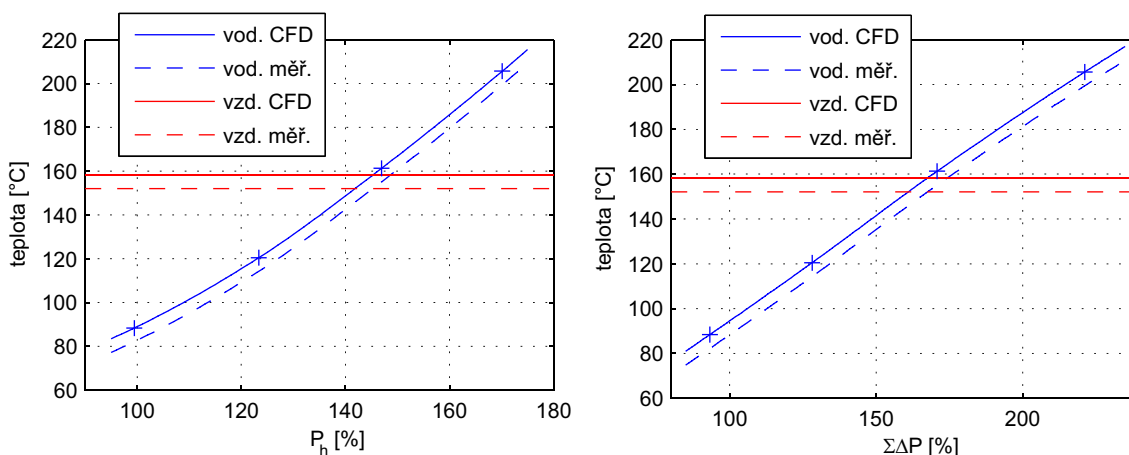
Tímto způsobem vypočteme nové hodnoty rotorových ztrát. Dále budeme předpokládat, že ztráty v železe ΔP_{Fe} zůstanou při vyšším zatížení nezměněny. Pro zjednodušení rovněž zanedbáme změnu dodatečných ztrát ΔP_d , které představují pouze malý zlomek z celkových ztrát.

Zbývá tak určit nové hodnoty ztrát ve satorovém vinutí ΔP_{j1} . Pro jejich výpočet využijeme vztahu 5.10. Musíme však znát příslušné hodnoty proudu. Přestože má u většiny asynchronních motorů závislost proudu na momentu obecný tvar, při vyšších zatíženích se obvykle proud zvyšuje téměř lineárně s narůstajícím momentem. Nové hodnoty proudů tedy vypočteme přímou úměrou z původní naměřené hodnoty proudu a z hodnot předpokládaných momentů. Ve vztahu 5.10 figuruje také odpor fáze vinutí. Jelikož zatím neznáme nové teploty vinutí, dosadíme zde pro zjednodušení jeho původní nezměněnou hodnotu R_{fust} . I přes toto zjednodušení budou vypočtené ztráty ve vinutí narůstat velice progresivně, úměrně kvadrátu zátěžného momentu.

Máme tedy vypočteny hodnoty všech ztrát pro tři nové výkony na hřídeli. Další postup použitý pro přerozdělení jednotlivých ztrát k příslušným objemům modelu je naprosto shodný jako u vzduchem chlazeného stroje (viz kap. 5.3.5).

Z hlediska porovnání obou variant chlazení je výhodné, že teplota chladicího média byla u obou téměř totožná. V případě, že by byl použit uzavřený vodní okruh, teplota chladicí vody (i motoru) by byla vyšší. U vzduchem chlazené varianty je situace podobná. V případě, že by byl chladicí vzduch odebírán z výměníku tepla (a nikoliv z okolí jako při měření), jeho teplota (a teplota stroje) by byla také vyšší. Toto navýšení teplot považujeme u obou variant chlazení za totožné, a můžeme tak přistoupit k přímému porovnávání dosažených teplot.

Na obr. 5.58 je vykreslena závislost max. teploty vinutí (teplota v místě termočlánku TC4) na přetížení stroje. Plné křivky odpovídají výsledkům CFD simulací, přerušované křivky souvisí s naměřenými teplotami, které jsou mírně odlišné od výsledků simulací. Pro zjednodušení předpokládáme, že tyto odchylky zůstanou stejné i při změně zatížení (modrá přerušovaná křivka je tedy posunutou kopií plné modré křivky). Z grafu na obr. 5.58 vlevo vyplývá, že motor s vodním chlazením dosáhne stejné max. teploty vinutí při výkonu na hřídeli o cca 45 % vyšším, než je výkon motoru chlazeného vzduchem. Graf vpravo pak ukazuje, že při stejné max. teplotě je vodní chlazení schopno odvést o cca 68 % větší ztrátové teplo než vzduchem chlazená varianta.

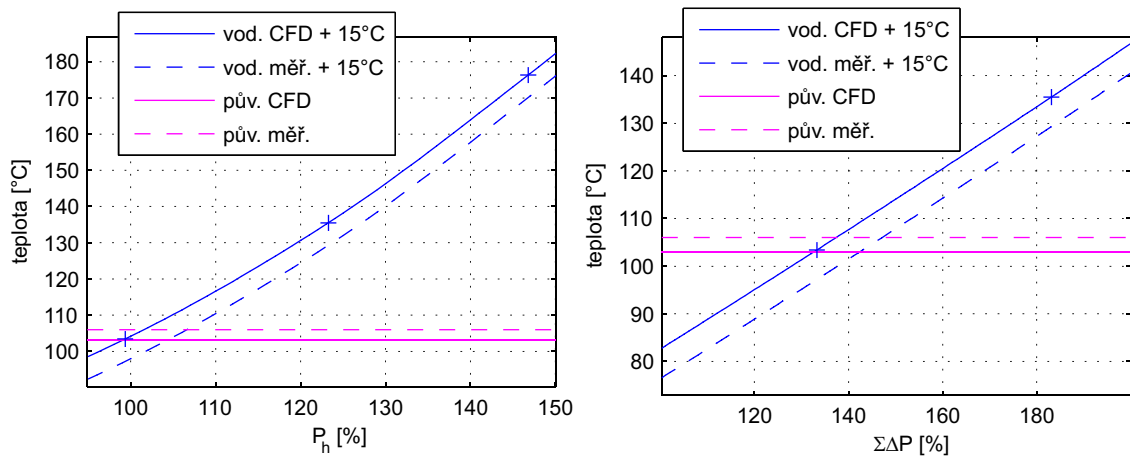


Obr. 5.58: ZÁVISLOST MAX. TEPLoty VINUTÍ NA PŘETÍŽENÍ STROJE. VZTAŽENO K VÝKONU NA HŘÍDELI NAMĚŘENÉMU U VZDUchem CHLAZENÉ VARIANTY (VLEVO) A K CELKOVÝM ZTRÁTÁM TĚTO VARIANTY (VPRAVO).

Podobné srovnání můžeme provést i s motorem v původním provedení. Je však nutné si uvědomit, že v případě, kdy k chlazení motoru bude použit uzavřený vodní okruh, bude teplota vody (a tedy i teplota v motoru) vyšší, než v případě chlazení motoru vodou z vodovodního rozvodu (použito při měření). Na obr. 5.59 je proto k teplotám, vztahujícím se k vodnímu chlazení, přičten předpokládaný rozdíl 15 °C. Jedná se o stejný teplotní rozdíl, jaký byl uvažován v kap. 5.4.2 při návrhu vodního chlazení.

V grafech na obr. 5.59 jsou mnohem zřetelnější rozdíly v průsečících naměřených teplot a výsledků simulací (je to dáno opačným znaménkem odchylek teplot u termočlánku TC4 uvedených v tab. 5.4 a tab. 5.15). Pokud budeme srovnávat naměřené teploty, z grafu na obr. 5.59 zjistíme přetížitelnost cca 7 % oproti původní variantě. Pokud bychom však srovnávali teploty přesně odpovídající simulacím (plné křivky), zjistili bychom, že stroj s vodním chlazením by měl pracovat při výkonu na hřídeli o cca 1 % nižším. Reálný výsledek bude ležet pravděpodobně někde uvnitř tohoto intervalu.

Podobné je to i z hlediska přetížitelnosti vztahované k celkovým ztrátám, viz obr. 5.59 vpravo. Zde obdržíme přetížitelnost 47 % (porovnáním teplot vztahovaných k měření) a 33 % (porovnáním teplot vypočtených simulacemi). Cílem návrhu vodního chlazení (popsaného v kap. 5.4.2) bylo zajištění odvodu stejných ztrát při stejných teplotních rozdílech jako



Obr. 5.59: ZÁVISLOST MAX. TEPLoty VINUTÍ NA PŘETÍŽENÍ STROJE. VZTAŽENO K VÝKONU NA HŘÍDELI NAMĚŘENÉMU U PŮVODNÍ VARIANTY (VLEVO) A K CELKOVÝM ZTRÁTÁM PŮVODNÍ VARIANTY (VPRAVO).

u původního provedení. Skutečnost, že došlo k překročení tohoto cíle o již zmiňovaných 33 až 47 %, je důsledkem dosažení lepších hodnot koeficientů přestupu tepla v trubičkách a lepšího prostupu tepla vrstvou lepidla, než se v původním návrhu předpokládalo.

5.5 Identifikace parametrů modelů a jejich hodnoty

Cílem identifikace neznámých parametrů je co nejlepší sladění chování modelů a naměřených hodnot. Platí zde samozřejmě úměra – čím více parametrů budeme identifikovat, tím menších odchylek od naměřených hodnot můžeme dosáhnout. Více měnitelných parametrů nám dává lepší předpoklady pro doladění modelů.

Na druhou stranu velký počet identifikovaných parametrů zvyšuje pravděpodobnost, že výsledné identifikované hodnoty budou více vzdáleny od skutečných hodnot. Jako extrémní příklad by mohla posloužit situace, ve které bychom se snažili identifikovat více parametrů, než je počet naměřených hodnot. V tomto případě by pokus o identifikaci parametrů postrádal smysl – shody s naměřenými daty by totiž bylo možno docílit nastavením většího počtu různých kombinací identifikovaných hodnot.

Při sladování modelů a naměřených dat jsme přihlíželi i k vypovídací schopnosti jednotlivých měření a k tomu, jaký potenciál pro dosažení přesného chování mají jednotlivé modely. Například měření na samotném vodou chlazeném statoru bylo zaměřeno zejména na stanovení prostupu tepla z vinutí do trubiček. Model příslušející tomuto měření navíc neobsahoval žádné fluidní zóny, které by do modelu vnášely větší nepřesnosti. U tohoto modelu jsme proto tolerovali mnohem menší odchylky teplot než u modelu příslušejícímu měření na kompletním stroji s vodním chlazením.

V následujících dvou podkapitolách jsou uvedeny identifikované hodnoty tepelných vodivostí a koeficientů prostupu tepla.

5.5.1 Tepelné vodivosti materiálů

Plechý statorového svazku a rotoru

$$\lambda_{r,t} = 27,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1} \text{ (radiální a tečný směr)}$$

$$\lambda_a = 9 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1} \text{ (axiální směr)}$$

Pro transformátorové a dynamové plechy uvádí [2] tepelnou vodivost v radiálním a tečném směru 20 až 40 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, v axiálním směru je to pro pak pro lakované plechy 6,7 až 12,5 $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Identifikované hodnoty tedy spadají do uvedených intervalů.

Statorové vinutí v drážkách

$$\lambda_{r,t} = 0,35 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1} \text{ (radiální a tečný směr)}$$

$$\lambda_a = 120 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1} \text{ (axiální směr)}$$

Podobně jako u železných plechů je i objem vinutí v drážce v modelu nahrazen homogenním tělesem s různými složkami tepelné vodivosti. Identifikovaná hodnota tepelné vodivosti v axiálním směru ukazuje na cca 31% podíl mědi v průřezu drážky, což je reálná hodnota.

Čela statorového vinutí

$$\lambda = 40 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

Vzhledem k tomu že čela vinutí obsahují vodiče směřující různými směry, přistoupili jsme pro zjednodušení k jejich ekvivalentní náhradě materiálem s izotropní tepelnou vodivostí.

Hřídel stroje

$$\lambda = 25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

Výsledná hodnota tepelné vodivosti je poměrně nízká. Znamenalo by to, že k výrobě hřídele byla použita ocel s relativně vysokým obsahem legujících prvků. Identifikace tohoto parametru je však poměrně nejistá – vliv této vodivosti na teplotu rotoru se do určité míry překrývá s vlivem některých identifikovaných koeficientů prostupu tepla. Existuje zde tedy více možných kombinací identifikovaných hodnot.

Izolace statorových drážek

$$\lambda = 0,25 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$$

Přestože tloušťky izolace okolo vinutí v drážkách byly pro účely simulací jen přibližně odhadnuty, identifikovaná hodnota tepelné vodivosti se dobře shoduje s vodivostí běžně používaných elektroizolačních materiálů.

5.5.2 Koeficienty prostupu tepla

Lepené spoje trubiček a jha statoru

$$\alpha_{lep} = 7692 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

Identifikovaná hodnota prostupu tepla je dostatečně vysoká a splňuje tak předpoklad použitý při návrhu vodního chlazení (viz kap. 5.4.2).

Lisovaný spoj hřídele a plechů rotoru

$$\alpha = 1333 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

Kontakt lité rotorové klece a plechů rotoru

$$\alpha = 1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

Lisovaný spoj statorového svazku a nosných žeber pláště

$$\alpha = 5000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

Uvedená hodnota je v porovnání s ostatními koeficienty prostupu tepla poměrně vysoká. Je možné, že je ovlivněna nepřesnostmi teplot naměřených na povrchu pláště a svazku plechů (relativně malé změny těchto teplot vedou při identifikaci k velkým změnám tohoto koeficientu).

Kontakt pláště a čelních štítů

$$\alpha = 1000 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$$

Tento parametr má na chování teplot modelu velice malý vliv, uvedená hodnota je proto spíše orientační.

Ložiska

$$\alpha = 400 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} \text{ (model původního provedení)}$$

$$\alpha = 200 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1} \text{ (modely provedení chlazeného vzduchem a vodou)}$$

U modelu původního provedení má koeficient prostupu tepla dvojnásobnou hodnotu, neboť je

Koeficient prostupu tepla u modelu původního provedení má dvojnásobnou hodnotu, neboť je zde přechod tepla mezi štíty a hřídelí modelován pomocí dvou ploch (na vnitřním a vnějším kroužku ložiska). Tyto plochy představují dva sériově řazené tepelné odpory.

Oproti tomu u modelů chlazení vzduchem a vodou je použit jednodušší model ložiska tvořený pouze jednou plochou s nastaveným vstupem tepla (tedy jeden tepelný odpor). Chování obou variant je tedy přibližně rovnocenné.

5.6 Vzájemné porovnání variant chlazení a zhodnocení získaných poznatků

Měření uskutečněná na jednotlivých variantách malého asynchronního motoru nám umožnila přímo porovnat tři rozdílné způsoby chlazení. Měření na motoru v původním provedení potvrdilo, že použitý způsob chlazení je pro tuto kategorii strojů naprosto vyhovující.

Naopak provedení motoru s chlazením vzduchem, které má napodobovat způsob chlazení větších synchronních generátorů, vykázalo příliš vysoké ustálené teploty. Ty by pravděpodobně vedly při déletrvajícím zatížení k poškození izolace vinutí. Na druhou stranu u tohoto měřeného stroje chybí statorové radiální kanály, které se u větších synchronních generátorů používají. Je nepravděpodobné, že by doplnění přiměřeného počtu kanálů způsobilo snížení teplot vinutí na stejnou úroveň jako například u stroje v původním provedení. Tento pokles by musel obnášet cca 46 °C. Pokud bychom uvažovali chlazení teplejším vzduchem odebíraným z výměníku tepla, museli bychom pomocí těchto kanálů docílit poklesu ještě většího.

Porovnáme-li tuto vzduchem chlazenou variantu s variantou motoru chlazeného vodou, dojdeme k ještě většímu rozdílu maximálních teplot vinutí. Ten činí přibližně 70 °C. Vodní chlazení se tak projevilo jako nejúčinnější ze všech tří zkoumaných variant. Je to pochopitelné, neboť jsme se snažili navrhnout vodní chlazení tak, aby teploty vinutí nepřekročily teploty dosažené u původního provedení stroje. Navíc se později ukázalo, že některé z parametrů, jejichž hodnoty jsme při návrhu pouze odhadovali, jsou ve skutečnosti zřetelně lepší.

Důležitou roli mělo také měření elektrických a mechanických veličin. Z těchto hodnot jsme přibližně vypočítali ztráty vznikající v jednotlivých částech stroje. Ukázalo se, že vodní chlazení, tvořené měděnými trubičkami, nezpůsobuje relevantní zvýšení ztrát či zhoršení účinnosti stroje. Pokud se v trubičkách indukují nějaké nežádoucí proudy, ztráty takto vzniklé zřejmě nedosahují více než několika jednotek promile z celkových ztrát stroje. Jediným negativem oproti variantě chlazené vzduchem zůstává pouze nepatrně horší účinník stroje s vodním chlazením (0,49 oproti 0,53 [-]).

K jednotlivým provedením asynchronního motoru byly vytvořeny odpovídající CFD modely. S využitím teplot naměřených na skutečných strojích byly tyto modely odladěny a identifikovány hodnoty několika neznámých parametrů. Podařilo se dosáhnout poměrně dobré shody v chování teplot modelů a jejich reálných předloh. Je potěšitelné, že překvapivě dobré shody teplot bylo dosaženo i v případě rotoru. Ten je od zbytku stroje oddělen vzduchovou mezerou, a proto téměř všechno ztrátové teplo musí z rotoru odcházet pouze skrze vzduch okolo něj. Právě přestup tepla mezi pevnými tělesy a fluidními zónami bývá u CFD modelů zdrojem větších odchylek výsledků od reality (na přesnost má velký vliv kvalita a hustota sítě, stejně jako volba modelu turbulence). U vytvořených modelů se tento negativní trend nijak neprojevil.

Asi největším přínosem CFD modelů s identifikovanými parametry je možnost simulovat teploty při různých zatíženích stroje. Tyto simulace provedené na CFD modelu stroje s vodním chlazením ukázaly, že při stejných max. teplotách vinutí může stroj s vodním

chlazením pracovat při výkonu na hřídeli o cca 45 % vyšším, než je výkon stroje chlazeného vzduchem.

Hotové CFD simulace jsme rovněž využili k vyčíslení dílčích tepelných toků u jednotlivých provedení. V těchto výsledcích lze vysledovat některé trendy, využitelné např. při návrzích jiných podobných strojů.

Pokusme se nyní shrnout, co uvedené poznatky přinášejí, jak se dají použít při návrhu vodního chlazení větších synchronních generátorů a jaké zde můžeme očekávat rozdíly oproti malému asynchronnímu motoru:

- Navržené provedení vodního chlazení je plně funkční a nezpůsobuje problémy s indukci parazitních proudů v chladicích trubičkách. Aplikace na větší synchronní generátory by měla být z tohoto hlediska bezproblémová.
- Narušení magnetického obvodu vyfrézováním půlkruhových drážek pro trubičky na povrchu jha nezpůsobilo viditelné zhoršení ztát či jiných vlastností stroje. Pokud budou rozměry jha a kruhových drážek u většího synchronního generátoru v podobném poměru jako u malého asynchronního motoru, pravděpodobně zde k nějakému podstatnému zvýšení ztrát také nedojde. Nicméně při návrhu vodního chlazení generátoru bude jistější počítat s nepatrně větším průměrem jha než u původního provedení.
- Při návrhu vodního chlazení většího synchronního generátoru lze očekávat mnohem větší hodnoty tepelného odporu jha statoru R_j proti odvodu tepla. Odporů související s prostupem tepla skrze spoj trubička – jho a s přestupem tepla do vody tak budou v porovnání s tepelným odporem R_j mnohem menší, což usnadní (a zpřesní) návrh parametrů drážek pro trubičky.
- Přestože vodní chlazení aplikované na malém asynchronním motoru vykazalo mnohem lepší výsledky než stávající způsob chlazení vzduchem, v případě většího generátoru to může být jinak (vlivem zmiňovaného vyššího tepelného odporu R_j). Vhodnost či nevhodnost použití vodního chlazení lze však poměrně snadno ověřit během návrhu parametrů drážek pro chladicí trubky.
- Na základě dobré shody CFD modelů s provedenými experimenty lze očekávat poměrně přesné výsledky i u CFD modelů většího synchronního generátoru. Přestože nebudeme mít možnost tyto modely sladit s naměřenými teplotami (a přesně identifikovat některé parametry), vzájemné porovnání CFD modelu stávajícího provedení a CFD modelu generátoru s vodním chlazením může přinést věrohodné výsledky.

6 Aplikace vodního chlazení na větší synchronní generátor

6.1 Zvolený stroj a jeho vlastnosti

Jako reálná předloha pro aplikaci vodního chlazení byl zvolen třífázový synchronní generátor, jenž je typickým představitelem kategorie strojů, pro které je navržená koncepce vodního chlazení přednostně určena (jedná se o stroje s výkonem do řádu jednotek MW).

Rotor stroje disponuje dvanácti vyniklými póly, pevnou součástí rotoru je i budič a radiální ventilátor s šikmými lopatkami. Axiální kanály mezi vyniklými póly rotoru, kterými proudí vzduch, jsou na koncích částečně zaslepeny z důvodu odklánění toku vzduchu do statorových radiálních kanálů.

Statorový paket stroje je tvořen svazkem plechů, mezi jednotlivými bloky svazku je 17 radiálních chladicích kanálů. Statorový paket obsahuje 144 drážek se statorovým vinutím. Čela vinutí značně přesahují svazek statorových plechů na obou jeho stranách.

Ke generátoru je připojen poměrně objemný výměník tepla vzduch-voda. Schéma ventilace a chlazení tohoto generátoru je znázorněno na obr. 3.1.

6.2 CFD modely stroje ve stávajícím provedení

Jelikož nemáme skutečný generátor k dispozici, budeme muset při porovnání navrženého vodního chlazení a stávajícího způsobu chlazení vycházet pouze z výsledků CFD modelů těchto strojů. Naším prvním krokem je tedy vytvoření CFD modelu stávajícího způsobu chlazení, který by bylo možné porovnat s následujícím CFD modelem vodou chlazené varianty.

Stávající (vzduchem chlazené) provedení synchronního generátoru je z hlediska vytvoření modelu mnohem náročnější, než byla např. vzduchem chlazená varianta malého asynchronního motoru (popsaná v kap. 5.3). Hlavním problémem je přítomnost poměrně úzkých statorových radiálních kanálů, které lze modelovat jen za cenu podstatného navýšení počtu elementů sítě. Abychom se vyhnuli vzniku sítě s příliš vysokým počtem elementů, budeme generátor chlazený stávajícím způsobem modelovat pomocí několika submodelů.

První submodel (viz kap. 6.2.1) bude obsahovat pouze objem vzduchu (jen fluidní zóny) připadající na 1/12 stroje (využijeme zde opět rotační symetrie, rotor má 12 vyniklých pólů). Vynecháním objemů pevných částí snížíme počet elementů sítě na přijatelné množství. Tento model ventilace nám umožní zjistit průtoky vzduchu v jednotlivých částech stroje, neřeší však vůbec jeho teploty.

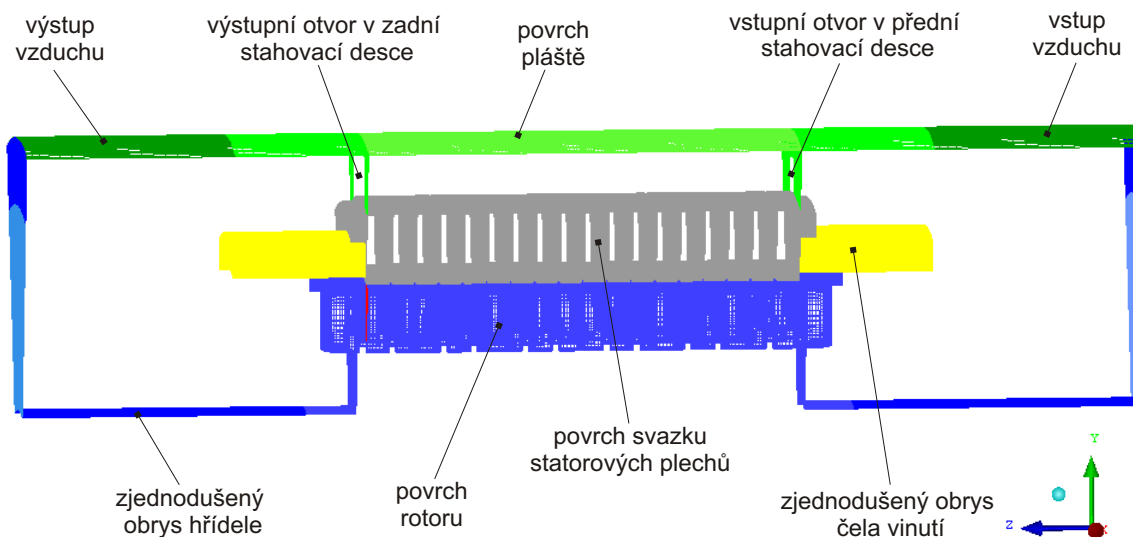
Druhý submodel (viz kap. 6.2.2) bude odpovídat pouze výseči jedné statorové drážky, tedy 1/144 stroje. Díky menší úhlové výseči (a tedy menšímu počtu elementů) můžeme modelovat i objemy pevných částí a šíření tepla ve stroji. Takto malá výseč je však ne-

korespondující s vyniklým pólem rotoru (který zabírá celou 1/12). V tomto modelu proto použijeme náhradní (zjednodušený) tvar rotoru, který by se měl chovat podobně jako skutečný rotor. Důležité bude dosažení stejných průtoků vzduchu, jaké jsme zjistili u prvního submodelu se skutečným tvarem pólu rotoru.

Poslední výpočetní submodel pak bude zaměřen pouze na stanovení teplot rotoru stroje a bude kombinovat přístup využívající CFD modelování s metodou tepelných sítí.

6.2.1 CFD model ventilace stávajícího provedení se skutečným tvarem rotoru

Vytvořená síť



Obr. 6.1: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍŤE.

Jak již bylo uvedeno výše, úkolem tohoto prvního submodelu je pouze stanovit průtoky vzduchu jednotlivými částmi stroje. Ve vytvořené síti se proto nevyskytují žádné elementy pevných částí stroje. Jsou zde pouze objemové elementy, které náležejí objemu vzduchu uvnitř generátoru a plošné elementy na rozhraní vzduchu a chybějících pevných částí stroje. Představu obryseh vytvořené sítě lze získat z obr. 6.1 a 6.2.

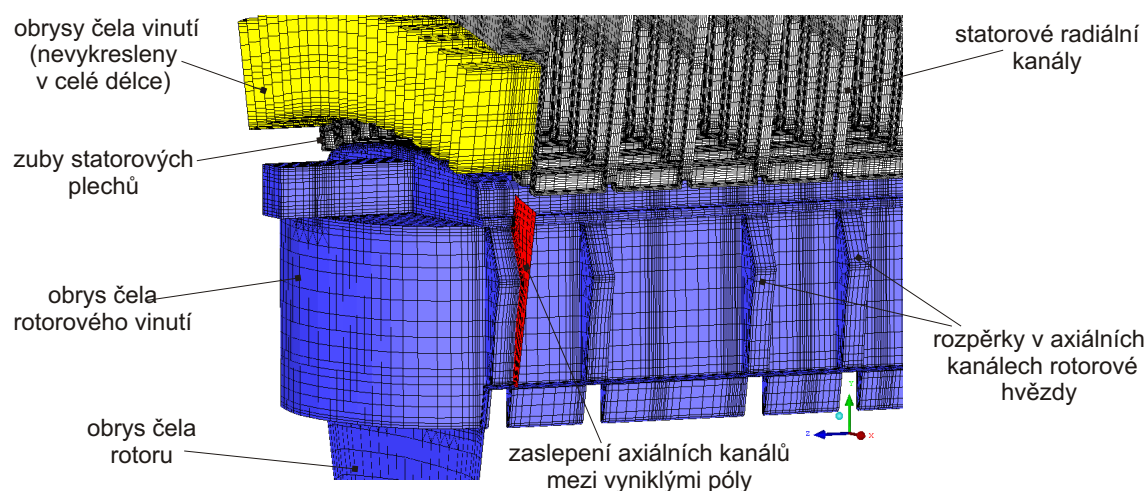
Vytvořená síť opět využívá rotační symetrie, modelujeme pouze 1/12 stroje. Ventilační systém generátoru sice není rotačně symetrický úplně celý (např. výměník tepla je připojen pouze nahoře), k hlavním tlakovým ztrátám ale dochází až v rotačně symetrickém „jádro“ stroje.

Model proto výměník tepla vůbec neobsahuje. V síti jej nahrazují plochy, na které je zadán vstup a výstup vzduchu. Pro zjednodušení nemodelujeme v síti ani tvarově komplikovaný ventilátor, jeho ventilační efekt nahradíme vhodným nastavením okrajových podmínek.

Ke zjednodušení jsme přistoupili i v případě obrysů čel statorového vinutí, jejichž skutečný tvar je dosti komplikovaný. Ve vytvořeném modelu jsou čela nahrazena pouze přímými úseky, které zachovávají průřez vinutí daný statorovými drážkami.

Protože počet otvorů v přední stahovací desce není u skutečného stroje dělitelný 12, vytvořili jsme v modelu jeden otvor o průřezu 1/12 celkové plochy.

Při vytváření sítě jsme rovněž přihlédli ke zvolenému modelu turbulence (viz kap. 6.2.1). Zvolený model nevyžaduje příliš jemnou síť, což je výhodné z hlediska počtu elementů. I přesto se vytvořená síť skládá z více než šesti miliónů elementů.



Obr. 6.2: DETAIL VYTVOŘENÉ SÍTĚ.

Nastavení CFD simulace

Zvolený model turbulence

Vzhledem k rozměrům a provozním otáčkám (600 min^{-1}) lze u generátoru očekávat mnohem větší relativní rychlost mezi rotorem a statorem než v případě malého asynchronního motoru. To spolu s větší šířkou vzduchové mezery (cca 12x větší) dává předpoklady pro vznik turbulentního režimu proudění ve většině prostor uvnitř stroje. Není proto nezbytné používat některý z modelů, které dokáží plynule přecházet mezi laminárním a turbulentním režimem proudění. Pro řešení našeho problému postačí některý z „ryze turbulentních“ modelů, jejichž nejznámějším představitelem je skupina modelů typu $k - \epsilon$.

Z modelů nabízených CFD softwarem Fluent 12 proto volíme dvourovnicový model „ $k - \epsilon$ realized“ ve variantě standard wall function (tato varianta umožňuje použití poměrně hrubé sítě při zachování přesnosti řešení).

Použité materiálové vlastnosti

V tomto modelu se nevyskytují žádné pevné části, u kterých bychom mohli zadávat např. tepelné vodivosti. V modelu nastavíme pouze termofyzikální vlastnosti vzduchu, použijeme hodnoty platné pro teplotu 70°C .

Okrajové podmínky a další nastavení

Jednou z mála okrajových podmínek, které v tomto modelu použijeme, je nastavení vstupu a výstupu vzduchu. Rozhodující vliv zde má opět radiální ventilátor a jeho charakteristika. Tu určíme stejným způsobem jako v případě ventilátoru malého asynchronního motoru, tedy s využitím vztahů uvedených v [2]. Na základě rozměrů a provozních otáček obdržíme závislost vzniklého tlakového rozdílu na objemovém průtoku ventilátorem v následujícím tvaru:

$$p = 384 - 7,28 Q_v^2 \quad (6.1)$$

Objemový průtok Q_v je potřeba dosazovat v $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, tlakový nárůst mezi vstupem a výstupem ventilátoru potom vychází v Pa. Na celkový průtok bude mít vliv také tlaková ztráta vznikající ve výměníku tepla, který již není součástí modelu. Lze ji popsat následujícím vztahem:

$$p = -3 Q_v^2 \quad (6.2)$$

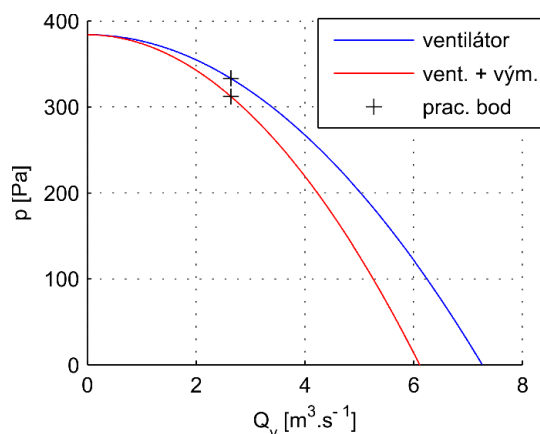
Oba tyto zdroje tlakových změn leží mimo modelovanou oblast generátoru. Zmiňované charakteristiky tak můžeme sečíst a získat výslednou tlakovou závislost mezi vstupem a výstupem vzduchu do námi modelované části stroje:

$$p = 384 - 10,28 Q_v^2 \quad (6.3)$$

Obě charakteristiky (6.1 a 6.3) a výsledný pracovní bod vypočtený pomocí CFD simulace jsou vykresleny na obr. 6.3.

CFD software nabízí možnost definovat podobnou charakteristiku mezi vstupem a výstupem tekutiny. Jde o volbu „intake-fan“, která je v modelu použitelná po převodu objemového průtoku v rovnici 6.3 na střední průtočnou rychlost. Jelikož hodnotu průtoku předem neznáme (narozdíl od vzduchem chlazené varianty malého asynchronního motoru), použití této okrajové podmínky se jeví jako velmi výhodné. Na vstupní plochu v síti tedy zadáme upravenou charakteristiku, na výstupní plochu nastavíme okrajovou podmínku typu „pressure outlet“ a relativní tlak 0 Pa. CFD software potom v průběhu řešení hledá takový průtok (respektive rychlosti), který bude v rovnováze s definovanou tlakovou změnou mezi vstupem a výstupem modelu.

Druhou okrajovou podmínkou, kterou v této simulaci nastavíme, jsou otáčky rotoru (600 min^{-1}). Způsob předepsání rotace na část objemu vzduchu obklopujícího rotační plochy je stejný, jako v případě modelů malého asynchronního motoru.

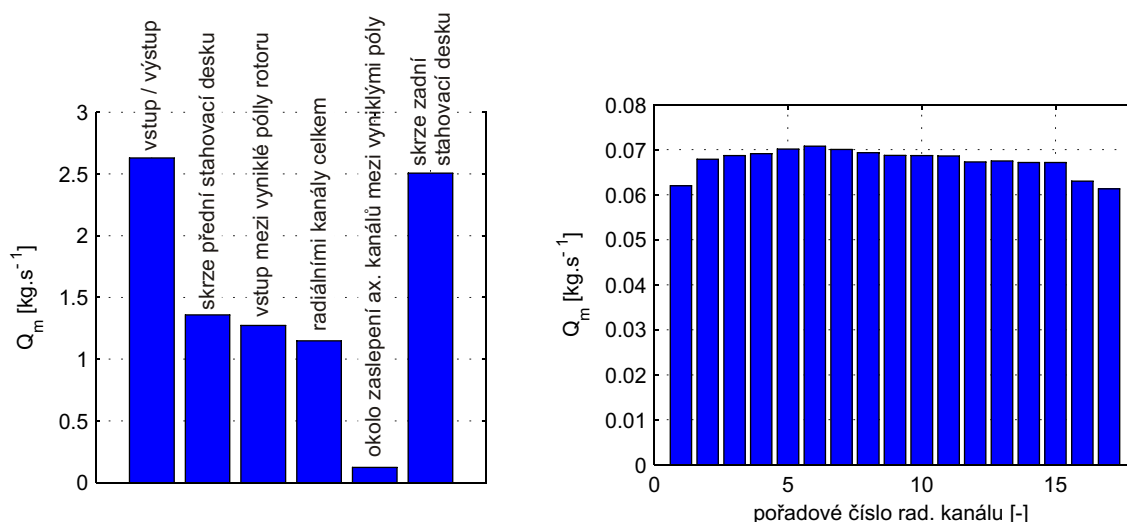


Obr. 6.3: $p - Q$ CHARAKTERISTIKA VENTILÁTORU A SOUSTAVY VENTILÁTOR + VÝMĚNÍK TEPLA.

Zbývá ještě poznamenat, že tuto úlohu budeme opět řešit jako *steady – state*. Toto řešení počítá pouze s jednou aktuální vzájemnou polohou rotoru a statoru, tak jak je definována vytvořenou sítí. I když je zde poměrně silná tvarová vazba mezi rotorem a statorem (narozdíl od hladkého povrchu rotoru asynchronního motoru), lze očekávat, že hodnoty výsledných průtoků budou i pro jiná vzájemná natočení rotoru a statoru velice podobné. Můžeme se tak vyhnout transientnímu řešení s pohyblivou sítí (které by vzhledem k velkému počtu elementů ani nebylo realizovatelné).

Výsledné průtoky vzduchu

Výsledné hmotnostní průtoky vypočtené pomocí CFD modelu jsou vykresleny v grafech na obr. 6.4. Uvedené průtoky se vztahují k celému stroji, nikoliv pouze k modelované výseči. Statorové radiální kanály jsou číslovány v pořadí od vstupu vzduchu do prostoru mezi vyniklými póly rotoru směrem k zaslepení na jejím konci.



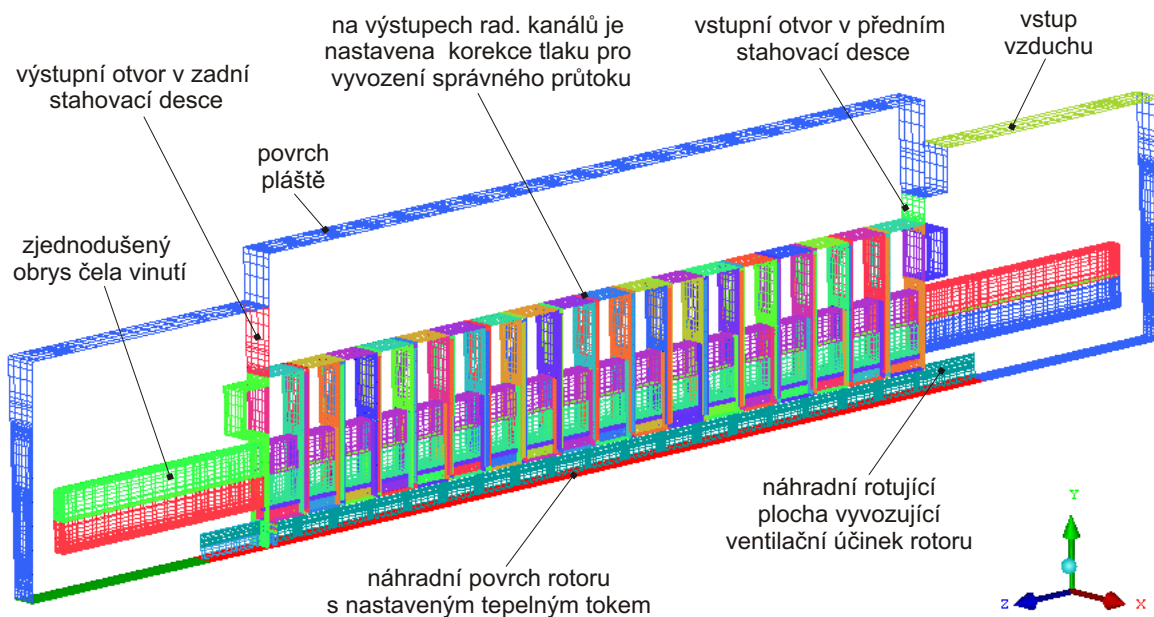
Obr. 6.4: HMOTNOSTNÍ PŘŮTOKY VZDUCHU VENTILAČNÍMI CESTAMI VE STROJI (VLEVO) A JEDNOTLIVÝMI RADIÁLNÍMI KANÁLY VE STATORU (VPRAVO).

6.2.2 CFD model stávajícího provedení chlazení se zjednodušeným tvarem rotoru

Vytvořená síť

Jelikož má tento druhý submodel sloužit k výpočtu teplot statoru, vytvořená síť pokrývá i objemy pevných částí stroje (solid elements). Obrisy vytvořené sítě jsou vykresleny na obr. 6.5.

Kvůli dosažení přiměřeného počtu elementů odpovídá tento model pouze výseči jedné statorové drážky, tedy 1/144 celého paketu. Tato výseč je 12 x menší než úhlová výseč při-



Obr. 6.5: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍTĚ.

padaající jednomu vyniklému pólu rotoru, který tak nemohl být v původní podobě namodelován. Nahradili jsme jej obyčejnou válcovou plochou, která zachovává stejný průchozí průřez v axiálním směru jako původní axiální kanály mezi vyniklými póly rotoru. Protože ventilační účinek rotující hladké válcové plochy byl mnohem menší než u skutečného rotoru, doplnili jsme zde náhradní rotující plošky, které fungují podobně jako lopatky ventilátoru (jedna ploška připadající na modelovanou výseč). Tato náhrada skutečného tvaru a chování rotoru je pouze přibližná, avšak výsledné rychlosti proudění v blízkosti vnitřního povrchu statoru jsou velice podobné jako u předcházejícího submodelu se skutečným tvarem rotoru.

Další použitá zjednodušení jsou již stejná jako u předcházejícího submodelu.

Nastavení CFD simulace

Zvolený model turbulence

Co se modelu turbulence týče, platí zde to samé, co u předcházejícího submodelu. Opět proto volíme dvourovnicový model „ $k - \epsilon$ realized“ ve variantě standard wall function.

Použité materiálové vlastnosti

Jelikož nemáme k dispozici žádná naměřená data pro tento stroj, nemůžeme tepelné vodivosti materiálů přesně identifikovat (narozdíl od asynchronního motoru). Budeme proto vycházet z hodnot běžně uváděných v literatuře. Hodnoty tepelných vodivostí, které použijeme u tohoto i dalších modelů synchronního stroje, jsou uvedeny v tabulce 6.1.

Jednotlivé složky tepelné vodivosti, uvedené u statorového a rotorového vinutí, byly vypočteny pomocí vztahů pro stanovení ekvivalentního tepelného odporu složené stěny (viz [6]). Při výpočtech jsme vycházeli ze známých rozměrů obdélníkových měděných vodičů a izolace mezi nimi a také z tepelných vodivostí těchto materiálů (izolace: $\lambda = 0,3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, měď: $\lambda = 384 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$).

část stroje	$\lambda [\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	směr
železné plechy statorového svazku a rotoru	25 6	rad. a teč. axiální
vinutí statoru	324 4,29	rad. a teč. axiální
vinutí rotoru	8,13 4,74 350	radiální tečný axiální
rozpěrky v rad. kanálech	40	-
hřídel	40	-
izolace vinutí, impregnace	0,3	-
klínek ve statorové drážce	0,3	-

Tab. 6.1: POUŽITÉ HODNOTY TEPELNÝCH VODIVOSTÍ.

Nastavení ztrát

Při nastavování ztrát jsme použili hodnoty uváděné výrobcem generátoru při jmenovitém výkonu. Způsob přiřazení jednotlivých ztrát k objemům modelu je podobný jako u předchozích modelů asynchronního motoru.

Okrajové podmínky a další nastavení

Na vstup vzduchu do modelu jsme zadali stejný hmotnostní průtok, jaký jsme zjistili u prvního submodelu se skutečným tvarem rotoru (průtok je samozřejmě přizpůsoben tak, aby odpovídal 1/144 statoru). Teplotu vzduchu vstupujícího do modelu jsme nastavili na 45°C (údaj převzatý z dokumentace k výměníku tepla, ze kterého tento vzduch přitéká).

Další nastavení souvisejí se zjednodušeným tvarem rotoru použitým v tomto modelu. Jelikož jeho čelní plochy ani vnitřní objemy nejsou v modelu vytvořeny, rozhodli jsme se zadat rotorové ztráty formou pevně nastaveného tepelného toku na zjednodušenou plochu rotoru. Předpokládáme, že přestup tepla je u skutečného rotoru po jeho délce přibližně rovnoměrný. Nastavený tepelný tok odpovídá 85 % skutečných ztrát rotoru. Uvažujeme že zbylých 15 % tepla přestoupí na zadním čele rotoru, tedy mimo modelovanou oblast (teploty statoru již přímo neovlivní).

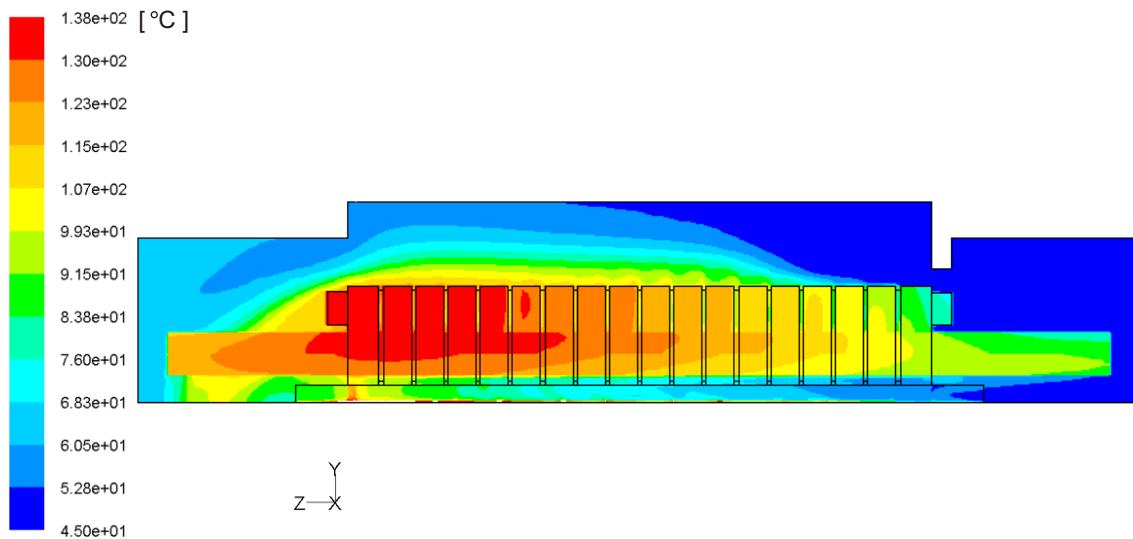
Naším cílem je docílit ve všech částech stroje stejných průtoků vzduchu jako u předchozího submodelu. Vzhledem k tomu, že chování zjednodušeného náhradního rotoru není úplně totožné s chováním původního rotoru, rozhodli jsme se požadovaných průtoků docílit doplněním tlakových zdrojů na průchozí plošky modelu. Jedná se zejména o průchody ve stahovacích deskách a na vyústění radiálních kanálů. Postupnými korekcemi tlakových

zisků jsme docílili shody s prvním submodule, max. relativní odchylka průtoků činí méně než 4 %.

Výsledné teploty získané pomocí tohoto modelu by tedy neměly být použitím náhradního tvaru rotoru příliš ovlivněny.

Výsledky

Představu o výsledných teplotách statoru lze získat z obr. 6.6. Přesné hodnoty některých důležitých teplot jsou uvedeny v tabulce 6.2.



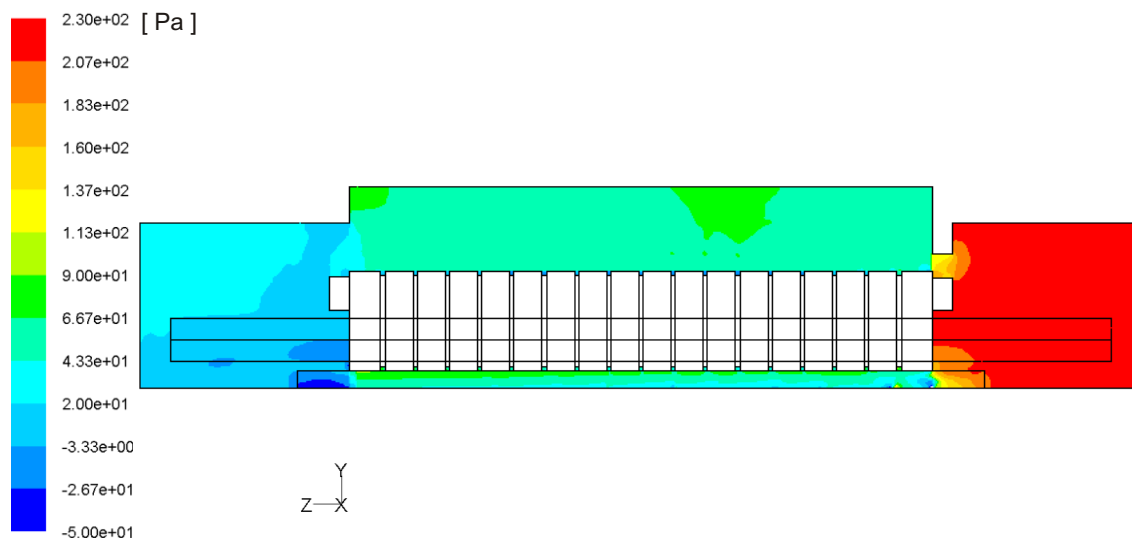
Obr. 6.6: ROZLOŽENÍ TEPLOT V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE STATOROVÉ DRÁŽKY.

popis, místo ve stroji	teplota [°C]
vzduch procházející přední stahovací deskou	46
vzduch procházející zadní stahovací deskou	73
vzduch na výstupu z modelu	79
střední teplota stat. vinutí	115
maximální teplota stat. vinutí	136

Tab. 6.2: HODNOTY VYPOČTENÝCH TEPLOT ZÍSKANÉ Z CFD MODELU STÁVAJÍCÍHO PROVEDENÍ GENERÁTORU.

Získané hodnoty tepelných toků ukazují na poměrně intenzivní přestup tepla z čel vinutí – na předním čele (na straně vstupu vzduchu) přestoupí do vzduchu 25,4 % ze ztrát ve stat. vinutí, na zadním čele pak 22,7 %. Dohromady je to téměř polovina ztrát v mědi, čela vinutí však představují pouze 38 % z celkového objemu statorového vinutí. Přestup tepla z čel do vzduchu je tedy intenzivnější než prostup tepla z vinutí do svazku plechů.

Pro představu uvádíme i relativní hodnoty statického tlaku vzduchu uvnitř motoru, které jsou vykresleny na obr. 6.7.



Obr. 6.7: RELATIVNÍ HODNOTY STATICKÉHO TLAKU VYKRESLENÉ NA PERIODICKÝCH PLOCHÁCH OBJEMU VZDUCHU.

Výsledné teploty statoru, které jsme získali prostřednictvím tohoto modelu, použijeme později jako vodítka pro návrh parametrů vodního chlazení. Cílem je dosažení nižších nebo nejhůře stejných teplot, jako u zde řešeného stávajícího způsobu chlazení.

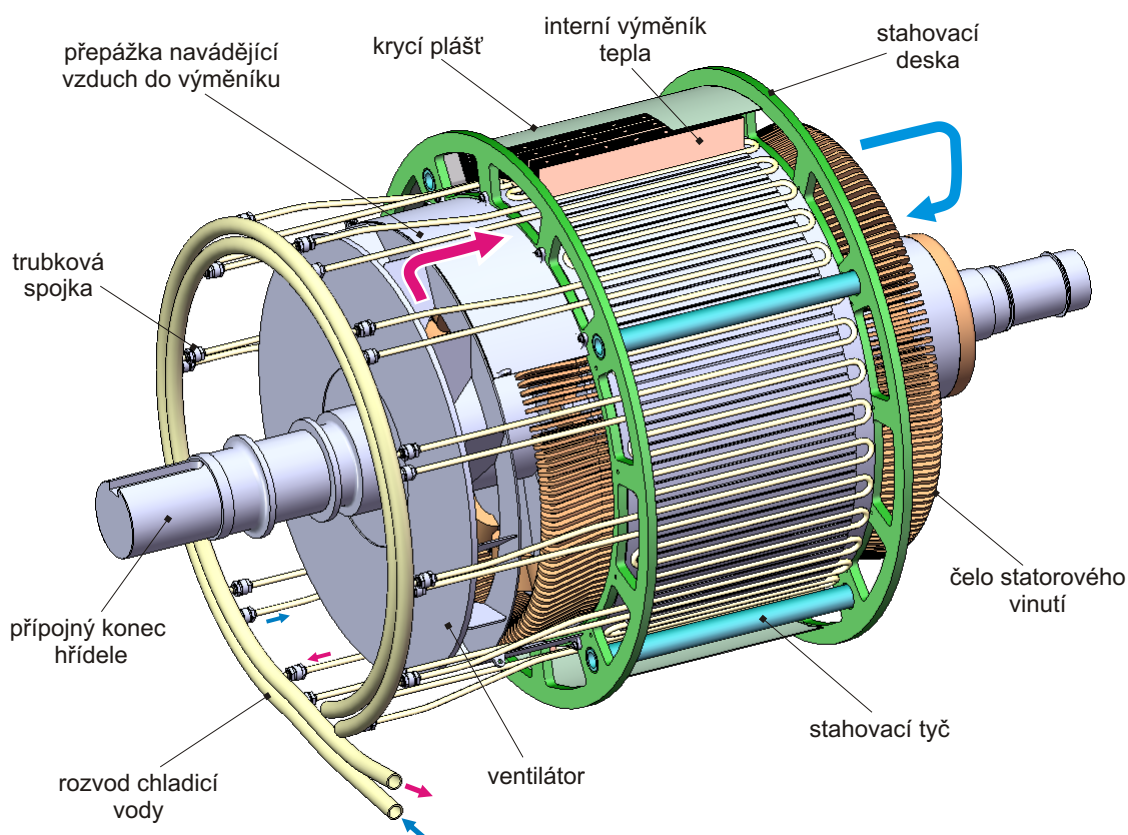
Pokud jde o teploty rotoru stávajícího provedení, jejich výpočtu a porovnání se budeme věnovat v kapitole 6.8.

6.3 Konstrukce synchronního generátoru s vodním chlazením

Podobně jako v případě malého asynchronního motoru, také u synchronního generátoru vyjdeme při návrhu konstrukce vodního chlazení z koncepce prezentované v kap. 4.2. Představu o konkrétním provedení vodního chlazení navrženém pro tento stroj lze získat z obr. 6.8. Na všech obrázcích v této podkapitole je vykresleno finální navržené provedení s parametry ověřenými výpočty (uvedeny v následujících kapitolách).

Jedním z hlavních rozdílů oproti vodnímu chlazení aplikovanému na malý asynchronní motor je přítomnost dvou osazení na vnějším povrchu svazku stat. plechů (dobře viditelná na obr. 6.11 a 6.12). Tato osazení jsou nezbytná pro bezproblémové umístění ohybů chladicích trubek, které tak nemusí zasahovat do kruhových stahovacích desek paketu.

Toto řešení tedy počítá s použitím dvou typů statorových plechů s rozdílným vnějším průměrem. Průměr plechů tvořících osazení by měl přibližně odpovídat původnímu průměru plechů stroje ve stávajícím provedení, průměr plechů střední části svazku s drážkami pro chladicí trubky by měl být nepatrně větší, aby chladicí drážky příliš nenarušovaly původní magnetický obvod stroje.

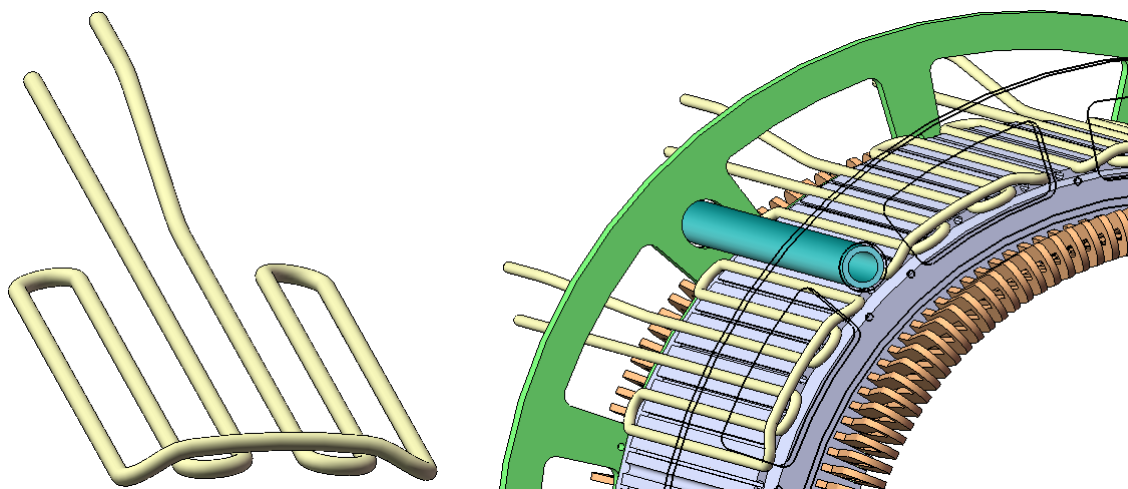


Obr. 6.8: VÝSLEDNÝ NÁVRH VODNÍHO CHLAZENÍ S NAZNAČENÝMI TOKY CHLADIVA. JEDNÁ SE O VARIANTU S 12 PARALELNÍMI CHLADICÍMI VĚTVEMI.

Předpokládáme, že chladicí trubky tvarované do tvaru vlnovce budou k plechům statoru připájeny, tepelný odpor takového spoje by měl být relativně malý. Instalace těchto trubkových těles může probíhat buď hned po složení statorového svazku nebo až po uložení celého paketu v nosné kostře stroje. V druhém případě bychom se vyhnuli nebezpečí poškození přečnívajících přípojných konců trubek při další manipulaci se statorovým svazkem.

Překážkou pro instalaci některých trubkových těles však mohou představovat stahovací tyče procházející čelními stahovacími deskami. Jednou z možností je vymontovat vždy jednu ze stahovacích tyčí, abychom pod ní mohli umístit chladicí trubkové těleso. Druhou možností je použití složitěji tvarovaných trubkových těles, která by nemusela procházet pod stahovacími tyčemi, viz obr. 6.9. Z funkčního hlediska je tento složitější tvar prakticky rovnocenný k původnímu jednoduššímu provedení.

Předkládaná řešení uvažují pouze trubková tělesa zhotovená z jednoho kusu měděné trubky, bez mezipojů. Pokud bychom připustili přítomnost trubkových spojek uvnitř stroje, instalace vícedílných trubkových těles by mohla být jednodušší. Potenciální riziko by však představovaly případné netěsnosti a úniky vody těmito spoji.

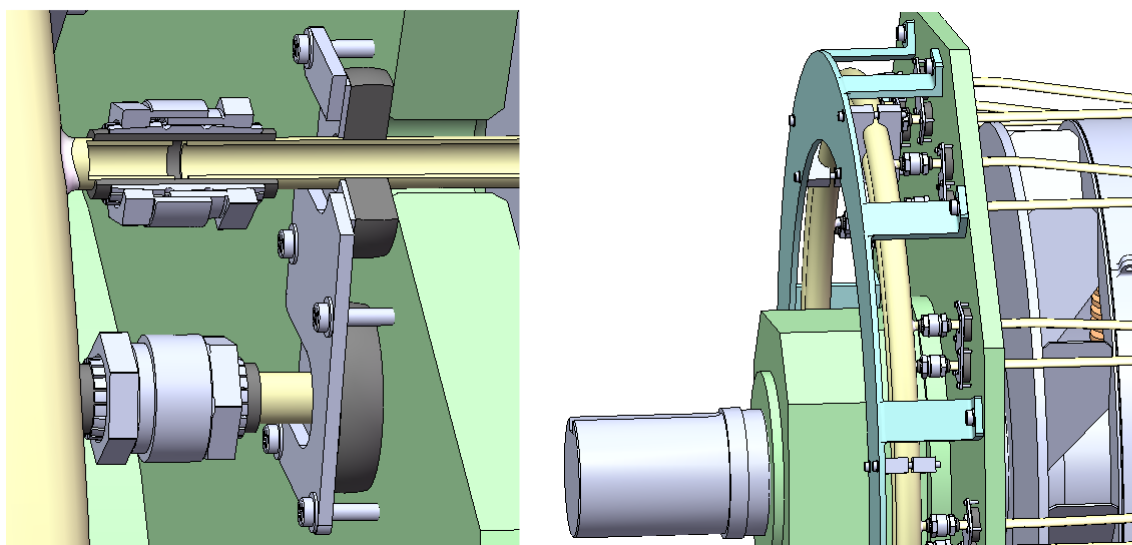


Obr. 6.9: ALTERNATIVNÍ TVAR CHLADICÍHO TRUBKOVÉHO TĚLESA, KTERÉ NEZASAHUJE POD STAHOVACÍ TYČE.

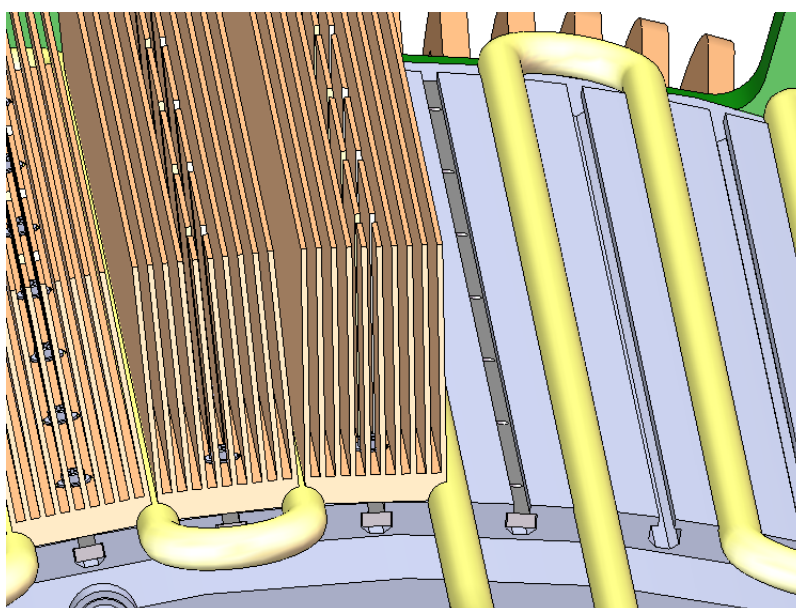
U jednodílných trubkových těles takové nebezpečí nehrozí, což je jejich hlavní předností. Připojení k rozvodu vody může být realizováno až vně stroje. Jedno z možných provedení takové konstrukce je znázorněno na obr. 6.10. Rozvodné trubky jsou ukotveny na pomocném nosném rámu, který vodní rozvod zároveň chrání před vnějším mechanickým poškozením. K rozvodným trubkám jsou na příslušných místech připájeny krátké odbočky tvořené trubkami o stejném průměru jako trubky chladicích trubkových těles. Samotné propojení odboček s trubkovými tělesy může být realizováno pomocí rozebíratelných trubkových spojek, viz obr. 6.10 vlevo. Těsnost takového spoje zajišťuje hadička z přiměřeně poddajného materiálu, nasunutá na oba konce spojovacích trubek. Tato hadička je na obou koncích stisknuta a utěsněna podélnými kleštinami trubkové spojky.

K utěsnění otvorů okolo trubek procházejících čelním štítem může být použito kruhových pryžových těsnění. Ta budou nasunuta na chladicí trubky a přitisknuta ke štítu pomocí vhodně tvarované destičky. Řešení prezentované na obr. 6.10 zaručuje smontovatelnost i při určité nesouososti odboček na rozvodných trubkách vůči otvorům v čelním štítu (větší otvory ve štítu umožňují mírné vychýlení napojovaných chladicích trubek). Hlavní výhodou je však ochrana vnitřku stroje proti případným únikům chladicí vody, ke kterým může dojít jen v blízkosti trubkových spojek nebo připájených odboček.

Nedílnou součástí zvolené koncepce vodního chlazení je také interní výměník tepla, který má za úkol ochlazovat vzduch uvnitř stroje. Navržené řešení výměníku spočívá v usazení jednotlivých žebrovaných segmentů mezi chladicí trubky, se kterými by měly segmenty lícovat pomocí přesných čtvrtkruhových vybrání, viz obr. 6.11. Pro minimalizaci tepelného odporu bude v těchto místech aplikována teplovodivá pasta. Jednotlivé segmenty mohou být ke statoru fixovány pomocí šroubů, zašroubovaných do předem připravených ocelových lišt se závitovými dírami. Lišty budou zasunuty ve speciálních pomocných drážkách vytvořených již při prostřihování statorových plechů (podobně jako drážky pro chladicí trubky).



Obr. 6.10: DETAIL PŘIPOJENÍ NA ROZVOD VODY (VLEVO) A CELKOVÝ POHLED NA ČELNÍ ŠTÍT S ROZVODEM VODY (VPRAVO).

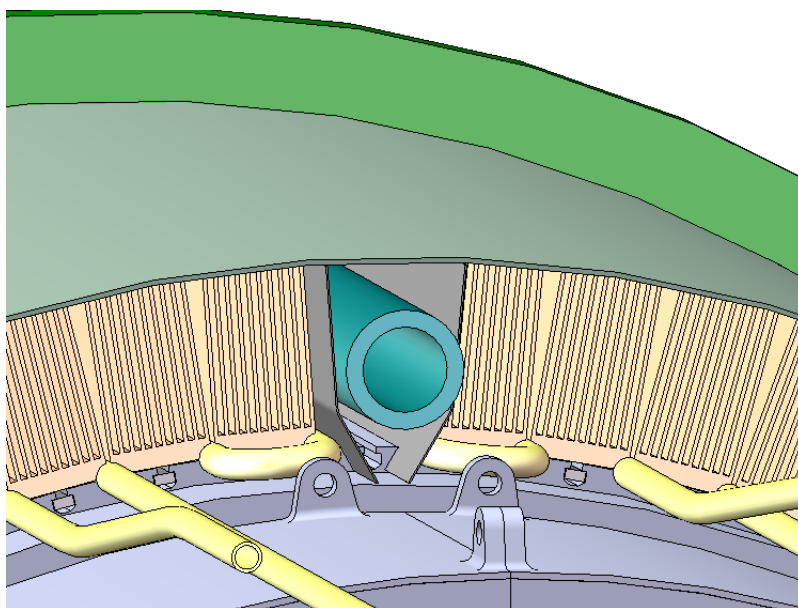


Obr. 6.11: POHLED NA ŽEBROVANÉ SEGMENTY PŘIŠROBOVANÉ K LIŠTÁM V POMOCNÝCH DRÁŽKÁCH.

Tento typ výměníku může být dostatečně účinný, podmínkou jsou ale poměrně malé vzdálenosti mezi jednotlivými žebry. I přes poměrně husté žebrování musí být zajištěn přístup k šroubům fixujícím segmenty výměníku. V určitých místech proto budou části žeber odfrézovány, aby zde vznikly kruhové prostory, které umožní instalaci šroubů.

Pro lišty v drážkách lze nalézt i další využití, ještě před samotnou instalací žebrovaných segmentů – mohou sloužit k uchycení přípravků přidržujících chladicí trubky během jejich pájení ke svazku plechů. Přítomnost drážek pro lišty také do určité míry omezí odvod tepla během pájení.

Stojí za zmínku, že navržená konstrukce žebrovaných segmentů umožňuje spolehlivou fixaci chladicích trubek i bez použití pájení. V tomto případě by musely být teplovodivou pastou potřeny také plochy půlkruhových drážek pro trubky ve jhu statoru. I přes toto opatření by zde pravděpodobně vznikala větší teplotní gradient než v případě pájeného spoje. Teploty statoru by tak zřejmě byly o několik jednotek °C vyšší.



Obr. 6.12: CLONY ZABRAŇUJÍCÍ VSTUPU VZDUCHU DO VOLNÉHO PROSTORU OKOLO STAHOVACÍ TYČE.

Žebrovanými segmenty interního výměníku by mělo procházet co možná největší množství vzduchu. Je proto potřeba zajistit, aby vzduch vně paketu neobcházel interní výměník tepla volným prostorem okolo stahovacích tyčí (cestou menšího hydraulického odporu). Lze tomu zabránit například instalací plechových clon připevněných na boky segmentů výměníku tepla, tak jak je to znázorněno na obr. 6.12. Tyto clony by měly lícovat s čelní plochou kruhové stahovací desky (na obr. 6.12 není vykreslena), s povrchem jha a také s povrchem krycího pláště, který obklopuje celý svazek plechů i s výměníkem tepla.

6.4 Návrh parametrů vodního chlazení

6.4.1 Cíl návrhu

Podobně jako při návrhu vodního chlazení pro malý asynchronní motor, i nyní si nejprve stanovíme cílové požadavky, které by mělo navržené vodní chlazení splňovat. U malého asynchronního motoru jsme přitom vycházeli z teploty, kterou jsme u původního provedení motoru zjistili na vnitřním poloměru jha.

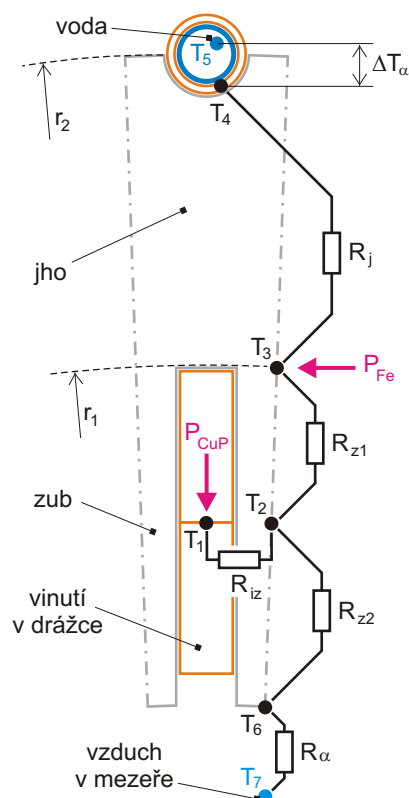
V odvodu tepla jhem se původní provedení asynchronního motoru a provedení s vodním chlazením podobala, proto jsme tuto podobnost při návrhu využili. U stávajícího provedení generátoru však většina tepla neodchází prostřednictvím jha do kostry, tak jako tomu bylo u asynchronního motoru. Při návrhu vodního chlazení pro synchronní generátor se proto nebudeme snažit dosáhnout stejné nebo nižší teploty na vnitřním poloměru jha, ale rozhodující pro nás bude přímo střední teplota vinutí. Cílem je tedy dosáhnout stejné (nebo nižší) střední teploty statorového vinutí jako u stávajícího způsobu chlazení.

6.4.2 Návrh parametrů chladicích drážek

Při návrhu parametrů drážek pro chladicí trubky využijeme jednoduché tepelné sítě. Uvažovaná síť, tvořená sedmi uzly, je znázorněna na obr. 6.13. Na tomto obrázku je zakresleno několik odporů proti vedení tepla, přičemž při návrhu můžeme ovlivňovat pouze tepelný odpor jha R_j . Hodnoty ostatních tepelných odporů jsou pevně dány konstrukcí stroje.

Cílem návrhu je dodržet střední teplotu vinutí, jejíž hodnota činí $T_1 = 113,6^\circ\text{C}$. Další teplotou, ze které při návrhu vyjdeme, je teplota chladicí vody v trubkách, T_5 . Dle dokumentace je teplota chladicí vody, která přitéká do výměníku tepla použitého u stávajícího způsobu chlazení, 30°C . Stejnou hodnotu použijeme i při návrhu vodního chlazení. Musíme však počítat se střední teplotou vody, která bude o něco vyšší. Tuto teplotu předběžně zvolíme o 5°C vyšší, tedy $T_5 = 35^\circ\text{C}$ (správnost volby této a dalších hodnot ověříme až později).

Jelikož zatím neznáme parametry chladicích trubek, ani hodnotu součinitele přestupu tepla uvnitř, budeme při návrhu předpokládat, že stěny trubek budou mít teplotu o $\Delta T_\alpha = 5^\circ\text{C}$ vyšší, než je střední teplota vody uvnitř, tedy $T_4 = 40^\circ\text{C}$. Předpokládáme, že trubky jsou vyrobeny z mědi a že jsou ke jhu připájeny. Teplotní rozdíly zde vzniklé



Obr. 6.13: TEPELNÁ SÍŤ UVAŽOVANÁ PŘI NÁVRHU VODNÍHO CHLAZENÍ.

proto budou velmi malé a můžeme je zanedbat. Stejně tak zanedbáváme i teplotní rozdíl vznikající při průchodu tepla skrze stěnu trubky, obvykle se jedná pouze o desetiny °C.

Poslední teplotou, kterou budeme při návrhu uvažovat, je střední teplota vzduchu ve vzd. mezeře T_7 . Její hodnotu můžeme dopředu pouze odhadovat, záměrně ji zvolíme poměrně vysokou, $T_7 = 85\text{ °C}$ (jedná se o pesimistický odhad, zvolená teplota je mnohem vyšší než u CFD modelu stávající varianty chlazení).

V tuto chvíli bychom se měli zamyslet nad ztrátami, respektive zdroji tepla v této síti. Budeme pracovat se stejnými hodnotami celkových ztrát v mědi statoru P_{Cu} a ztrát v železe P_{Fe} , jaké jsme přiřadili objemům těchto částí v CFD modelu stávajícího provedení.

Prvnímu uzlu, který přísluší vinutí v drážce, přiřadíme část z celkových ztrát v mědi statoru P_{Cu} . Jelikož simulace stávajícího provedení ukázala, že z čel vinutí může do vzduchu přestupovat dokonce více tepla, než v této části vinutí vzniká, budeme i u vodního chlazení uvažovat přestup tepla na čelech. Při řešení sítě předpokládáme, že povrchem čel vinutí přestoupí alespoň takové množství tepla, které v čelech vzniká. V naší síti proto budeme počítat pouze se zbývajícím částí ztrát P_{CuP} , která odpovídá teplu vznikajícímu v přímých úsecích vinutí uvnitř drážek svazku plechů (tento podíl je tedy dán poměrem objemu vinutí uvnitř a objemu celého vinutí).

Pokud jde o ztráty v železe (P_{Fe}), ty vznikají jak v zubech plechů, tak i ve jhu. Pro zjednodušení je proto přiřadíme třetímu uzlu, který jsme situovali právě na rozhraní zubů a jha.

Pro vyřešení sítě a stanovení potřebného tepelného odporu jha R_j musíme znát také hodnoty ostatních tepelných odporů. Při jejich výpočtu použijeme hodnoty tepelných vodivostí uvedené v tab. 6.1 a rozměry příslušných částí stroje. Tepelný odpor mezi vnitřkem vinutí a zubem (R_{iz}), který je tvořený prakticky jen izolací vinutí, vypočteme následovně:

$$R_{iz} = \frac{d_{iz}}{\lambda S} \quad (6.4)$$

V tomto vztahu představuje d_{iz} celkovou tloušťku elektroizolace (včetně izolace kolem jednotlivých vodičů), λ je tepelná vodivost izolace a S je celková plocha izolace všech drážek vinutí.

Podobným způsobem vypočteme i tepelné odpory obou částí zubů R_{z1} a R_{z2} . Místo tloušťky d_{iz} však použijeme příslušné délky částí zubů mezi uzly (viz obr. 6.13.) a za S dosadíme celkovou plochu průřezu zubů v radiálním směru.

Odlíšný přístup musíme použít pro stanovení odporu R_α , který souvisí s přestupem tepla z vnitřního povrchu statoru do vzduchové mezery. Zde by bylo velice nespolehlivé odhadovat pouze teplotní rozdíl mezi povrchem a teplotou tekutiny, tak jak jsme to učinili v případě trubky s vodou. Výpočet tepelného odporu R_α bude pouze přibližný a použijeme vztahy uvedené v [31]. Tyto vztahy jsou použitelné pro výpočet součinitelů přestupů tepla ze dvou vzájemně rotujících válcových ploch (zjednodušený tvar rotoru a statoru) do tekutiny mezi nimi (vzduch v mezeře). Jelikož zatím přesně neznáme axiální složku průtočné rychlosti vzduchu mezerou (respektive axiálními kanály mezi vyniklými póly rotoru), budeme ji při výpočtu považovat za nulovou. Pro výpočet přestupu tepla tak bude rozhodující pouze z úhlová rychlost rotoru.

Postup výpočtu uvedený v [31] není složitý, uvedeme proto pouze vypočtené výsledky: redukovaná rychlost $v_{red} = 17,49 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, Reynoldsovo číslo $Re = 4141 [-]$, Nussletovo číslo $Nu = 13,29 [-]$, koeficient přestupu tepla $\alpha = 73,37 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Hledaný odpor proti přestupu tepla potom vyjádříme následovně:

$$R_\alpha = \frac{1}{\alpha S} \quad (6.5)$$

Známe-li tepelné odpory a zdroje tepla, můžeme vypočítat tepelné toky v síti, teplotní úbytky na známých odporech a teploty v jednotlivých uzlech. Hodnoty teplot a tepelných odporů jsou shrnuty v tabulce 6.3.

teplota uzlu	hodnota [$^{\circ}\text{C}$]	tep. odpor	hodnota [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
T_1	113,6	R_{iz}	$3,02\cdot 10^{-4}$
T_2	106,3	R_{z1}	$6,53\cdot 10^{-4}$
T_3	93,0	R_{z2}	$9,52\cdot 10^{-4}$
T_4	40	R_α	$4,67\cdot 10^{-3}$
T_5	35	R_j	neznámá
T_6	102,7		
T_7	85		

Tab. 6.3: TEPLoty JEDNOTLIVÝCH UZLŮ A HODNOTY TEPELNÝCH ODPORŮ.

Nyní již můžeme vypočítat hledanou hodnotu tepelného odporu jha podle následujícího vztahu:

$$R_j = \frac{T_3 - T_4}{\dot{Q}_j} \quad (6.6)$$

Po vyčíslení obdržíme hodnotu $R_j = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ }^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$. Měli bychom tedy nalézt takové parametry chladicích drážek, aby tepelný odpor jha nepřekročil tuto hodnotu. Podobně jako u malého asynchronního motoru (viz kap. 5.4.2) i zde použijeme stejný způsob návrhu parametrů p_1 , p_2 a p_3 popsany v kapitole 4.4.

Začneme výpočtem bezrozměrného koeficientu χ podle vztahu 4.11, do kterého dosadíme požadovanou hodnotu tepelného odporu R_j . Místo původní délky svazku plechů L_z však musíme použít hodnotu zmenšenou o délky osazení pro ohyby trubek (tedy skutečnou délku chladicích drážek). Délku těchto osazení volíme 70 mm z každé strany svazku, což by měla být dostatečná hodnota pro umístění ohybů přiměřeného poloměru. Po vyčíslení vztahu 4.11 tedy obdržíme $\chi = 8,70 [-]$.

Z hodnoty vnitřního a vnějšího (nepatrně zvětšeného) poloměru jha vypočteme pomocí vztahu 4.8 hodnotu parametru p_3 , obdržíme $p_3 = 0,894 [-]$.

Nyní můžeme v grafech na obr. 4.6 až 4.9 vybrat vhodnou kombinaci parametrů p_1 a p_2 . V úrovni parametru $p_3 = 0,894 [-]$ můžeme nalézt hodnotu $\chi = 8,70 [-]$ hned v několika grafech – jedná se o grafy vykreslené pro úhlové rozteče drážek $p_1 = 3^{\circ}$ až 15° . Máme tedy na výběr z několika kombinací parametrů p_1 a p_2 . V grafech si můžeme povšimnout, že větší úhlové rozteči p_1 odpovídá pro nalezené χ i větší hodnota p_2 , která znamená větší poloměr

drážek pro trubky. I když jsme při předcházejících výpočtech uvažovali vnější poloměr jha zvětšený o 10 mm (aby drážky pro trubky příliš nenarušovaly původní magnetický obvod), bude lepší zvolit některou z menších hodnot p_1 , znamenající i menší hodnotu p_2 a také menší hloubku drážek pro trubky.

Zvolíme tedy úhlovou rozteč $p_1 = 5^\circ$ (tzn. celkem 72 chladicích drážek), na obr. 4.6 vpravo nalezneme odpovídající hodnotu parametru p_2 , která činí přibližně 0,0125 [-]. Ze vztahu 4.7 potom vyjádříme poloměr drážky pro trubky, obdržíme $r_{tr} = 8,86$ mm. Tuto hodnotu zaokrouhlíme směrem nahoru, na 9 mm (větší hodnota znamená nižší tepelný odpor R_j). Chladicí drážky této hloubky víceméně odpovídají původně zvolenému zvětšení poloměru jha a nedojde tak ke zmenšení průřezu magnetického obvodu stroje.

Navržené vodní chlazení, tvořené 72 přímými úseky trubek o vnějším průměru 18 mm, by mělo být bez problémů realizovatelné. Úhlové rozteči $p_1 = 5^\circ$ odpovídají na povrchu jha rozestupy cca 62 mm (měřeno mezi osami trubek). Poloměry ohybů trubek budou poloviční, a tyto ohyby tak bude možné umístit do připravených výklenků tvořených osazeními délky 70 mm na okrajích jha.

6.4.3 Vodní okruh z termomechanického a hydromechanického hlediska

V předchozí kapitole jsme při návrhu chladicích drážek předpokládali určitou střední teplotu vody v trubkách a také teplotní rozdíl mezi stř. teplotou vody a vnitřním povrchem trubek. Nyní, když již máme navržen počet těchto trubek a jejich vnější průměr, musíme ověřit, zda byly tyto předpoklady správné. V této podkapitole se rovněž zaměříme na volbu počtu paralelních větví vodního chlazení (počtu trubkových chladicích těles).

Vyjdeme z celkové tepelné bilance stroje. Veškeré ztrátové teplo vznikající ve stroji ($\Sigma\Delta P$) musí být odvedeno chladicí vodou (přestup tepla z vnějšího povrchu stroje do okolí zanedbáváme). Z dokumentace víme, že teplota vstupující chladicí vody je $T_{in} = 30^\circ\text{C}$. S touto hodnotou budeme pracovat při všech následujících výpočtech. Dále budeme uvažovat celkový hmotnostní průtok vody strojem v rozmezí od $Q_m = 2\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ do $Q_m = 6\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (tedy přibližně $2\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ až $6\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$).

Oteplení vody na výstupu ze stroje můžeme vypočítat následovně:

$$\Delta T = \frac{\Sigma\Delta P}{Q_m c} \quad (6.7)$$

Střední teplotu vody v trubkách lze potom vyjádřit jako:

$$T_{str} = T_{in} + \frac{\Delta T}{2} \quad (6.8)$$

Rovněž vyjádření teploty na výstupu je jednoduché:

$$T_{out} = T_{in} + \Delta T \quad (6.9)$$

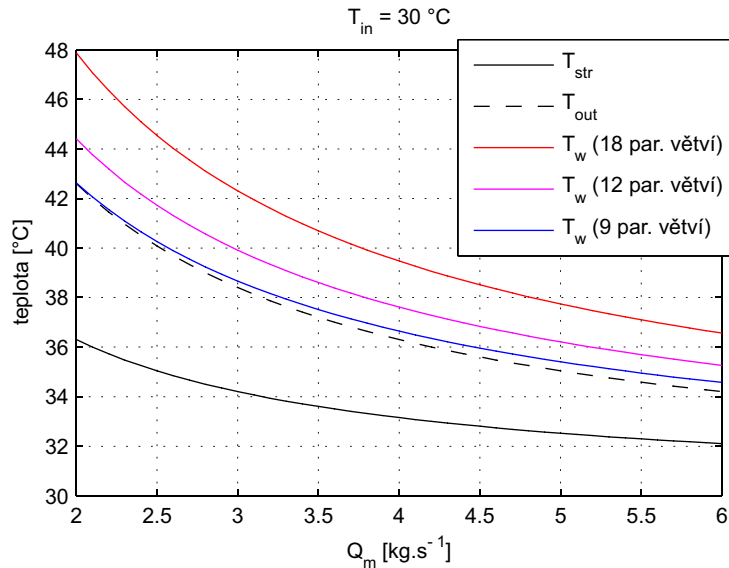
Vypočtené hodnoty těchto teplot jsou vykresleny v grafu na obr. 6.14. Nás však nejvíce zajímá střední teplota stěn trubek smáčených chladicí vodou, která souvisí s intenzitou

přestupu tepla. Hodnoty součinitelů přestupu tepla jsou pak krom jiného závislé na střední průtočné rychlosti vody v trubkách. Tuto rychlost můžeme vypočítat následovně:

$$v = \frac{Q_m}{\rho S_{pr} n_{pv}} \quad (6.10)$$

V tomto vztahu představuje S_{pr} plochu průchozího průřezu jedné chladicí trubky. Vnitřní průměr trubky, nutný pro výpočet S_{pr} , volíme $d_{tri} = 14$ mm. Tomuto průměru, se kterým budeme pracovat i při všech následujících výpočtech, odpovídá síla stěny trubky 2 mm.

Parametr n_{pv} , uvedený ve vztahu 6.10, udává počet paralelních větví vodního okruhu (jedná se tedy o celkový počet trubkových chladicích těles zasazených do chladicích drážek jha). V následujících výpočtech budeme uvažovat 18, 12 a 9 těchto paralelních větví. Na jednu paralelní větev tak připadá 4, 6 nebo 8 přímých úseků trubky (respektive stejný počet chladicích drážek ve jhu).



Obr. 6.14: STŘEDNÍ TEPLOTA VODY V TRUBKÁCH, TEPLOTA VODY NA VÝSTUPU A STŘEDNÍ TEPLoty STĚN TRUBEK V ZÁVISLOSTI NA CELKOVÉM HMOTNOSTNÍM PRŮTOKU CHLADICÍ VODY. PLATÍ PRO TEPLotu VODY NA VSTUPU 30 °C.

Pro uvažované rozmezí průtoků obdržíme hodnoty průtočných rychlostí v rozsahu od $v = 0,73 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (min. průtok, 18 par. větví) do $v = 4,36 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ (max. průtok, 9 par. větví). Těmto rychlostem odpovídají hodnoty Reynoldsova čísla od $Re = 14040$ [-] do $Re = 84241$ [-]. Jedná se tedy o turbulentní režim proudění.

K výpočtu Nusseltova čísla použijeme opět vztah dle Gnielinského, uvedený v [22]. Příslušné hodnoty koeficientů přestupu tepla pak vyčíslíme pomocí následujícího vztahu:

$$\alpha = \frac{Nu\lambda}{d_{tri}} \quad (6.11)$$

V tomto vztahu symbolizuje λ tepelnou vodivost vody (používáme termofyzikální vlastnosti platné pro teplotu 35 °C). Vypočtené hodnoty koeficientů přestupu tepla se pohybují v rozsahu od $\alpha = 4164 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ do $\alpha = 19499 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

Nyní již můžeme vypočítat rozdíl mezi střední teplotou vody v trubkách a teplotou jejich stěn:

$$\Delta T_\alpha = \frac{\Sigma \Delta P}{\alpha S_w} \quad (6.12)$$

S_w v tomto vztahu představuje plochu vnitřního povrchu všech trubek, na které dochází k přestupu tepla (je zde tedy zahrnuta pouze plocha přímých úseků, které jsou v kontaktu se jhem).

Přičtením teplotních rozdílů ΔT_α ke středním teplotám vody v trubkách obdržíme hledané střední teploty stěn trubek:

$$T_w = T_{str} + \Delta T_\alpha \quad (6.13)$$

Hodnoty takto vypočtených teplot jsou rovněž vykresleny na obr. 6.14. Jelikož jsme při návrhu parametrů chladicích drážek předpokládali teplotu stěn trubek $T_w = 40 \text{ °C}$, můžeme nyní v grafu na obr. 6.14 nalézt minimální hodnoty průtoků, nutné pro zajištění této teploty (tyto průtoky jsou uvedeny v tab. 6.4). Jakékoliv zvýšení průtoků nad tyto hodnoty samozřejmě způsobí snížení teplot celého stroje (avšak i v nejlepším případě pouze o několik jednotek °C).

Nyní je potřeba ověřit, zda jsou předpokládané průtoky realizovatelné z hlediska tlakových ztrát vznikajících při průchodu vody trubkami vodního chlazení. Pro názornost budeme opět uvažovat stejný rozsah celkových průtoků, od $2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ do $6 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$.

Celková tlaková ztráta mezi vstupem a výstupem vody je složena z několika dílčích ztrát. V prvé řadě je to úbytek tlaku vlivem tření v hydraulicky hladkém potrubí. S tímto úbytkem souvisí koeficient tření, k jehož vyčíslení použijeme vztah dle Konakova uvedený v [7]:

$$f_t = \frac{1}{(1,8 \cdot \log Re - 1,5)^2} \quad (6.14)$$

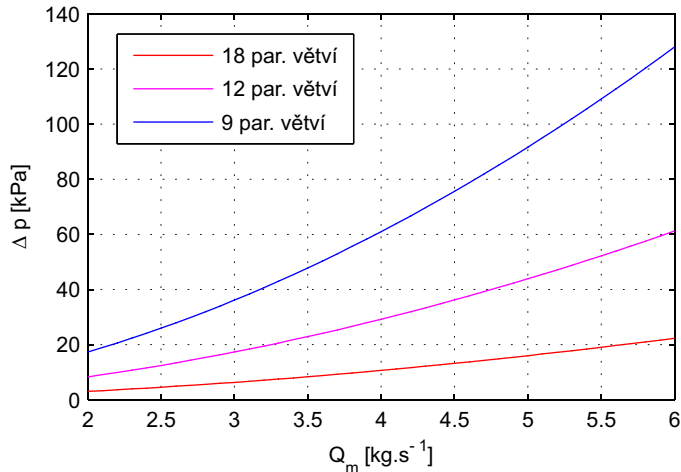
Další tlaková ztráta souvisí se změnou směru proudění v ohybech trubek. Způsob stanovení příslušného ztrátového koeficientu je popsán např. v [9]. Pro parametry ohybů, které odpovídají navrženému provedení vodního chlazení, obdržíme koeficient $\xi_{oh} = 0,196 [-]$.

Zbývající tlakové ztráty souvisí se vstupem vody do jednotlivých paralelních větví a s následným výstupem zpět do společného rozvodu. Předpokládáme, že rozvodné trubky, ke kterým jsou připojeny jednotlivé paralelní větve, mají mnohem větší průměr než samotné chladicí trubky paralelních větví. Pro zjednodušení tedy budeme předpokládat, že vstupy a výstupy paralelních větví se chovají jako vstupy a výstupy do volného prostoru. Odpovídající hodnoty ztrátových součinitelů nalezneme např. v [10]. Pro vstup je to $\xi_{in} = 0,5 [-]$ a pro výstup $\xi_{out} = 1 [-]$.

Celkovou tlakovou ztrátu, která by měla být pro všechny paralelní větve téměř shodná, vypočteme následovně:

$$\Delta p = \left(\frac{L f_t}{d_{tri}} + n_{oh} \xi_{oh} + \xi_{in} + \xi_{out} \right) \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (6.15)$$

V tomto vztahu představuje L celkovou délku trubky jedné paralelní větve, parametr n_{oh} udává počet ohybů nacházejících se v jedné větvi. Tyto dva parametry se samozřejmě s různým počtem paralelních větví mění.



Obr. 6.15: TLAKOVÉ ZTRÁTY MEZI VSTUPY A VÝSTUPY CHLADICÍCH TRUBEK V ZÁVISLOSTI NA CELKOVÉM HMOTNOSTNÍM PRŮTOKU VODY.

Výsledné hodnoty tlakových ztrát jsou vykresleny v grafu na obr. 6.15. Můžeme zde odečíst úbytky tlaku, které budou odpovídat hodnotám potřebných průtoků určených z grafu na obr. 6.14. Nalezené hodnoty jsou shrnuty v tabulce 6.4. V této tabulce je rovněž uveden ztrátový hydraulický výkon související s průchodem vody strojem, vypočtený pomocí následujícího vztahu:

$$\Delta P_{hyd} = \Delta p \frac{Q_m}{\rho} \quad (6.16)$$

Tato výkonová ztráta je hrazena částí výkonu čerpadla, které zajišťuje cirkulaci vody v celém chladicím okruhu.

počet par. větví n_{pv} [-]	potř. průtok Q_m [kg.s ⁻¹]	tlaková ztr. Δp [kPa]	ztr. hydr. výkon ΔP_{hyd} [W]
18	3,8	9,7	37,1
12	3,0	17,4	52,5
9	2,6	27,8	72,7

Tab. 6.4: HODNOTY VELIČIN POTŘEBNÉ PRO DODRŽENÍ PŘEDPOKLÁDANÉ STŘEDNÍ TEPLOTY STĚN CHLADICÍCH TRUBEK ($T_w = 40^\circ\text{C}$).

Porovnáme-li vypočtené tlakové ztráty s údaji získanými průzkumem informačních zdrojů, dojdeme k závěru, že námi vypočtené hodnoty jsou poměrně malé. V porovnání

s celkovými tepelnými ztrátami stroje se jako velmi malé jeví i ztrátové hydraulické výkony – příkon čerpadla, potřebný k jejich krytí, se tak na celkových ztrátách stroje téměř neprojeví.

Zbývá zamyslet se nad volbou počtu paralelních chladicích větví vodního okruhu. Všechny tři varianty, lišící se počtem paralelních větví, mohou být z hlediska dosažených teplot naprosto rovnocenné. Rovněž z hlediska tlakových ztrát se všechny tři uvažované varianty jeví jako bezproblémové a realizovatelné.

Pro volbu počtu par. větví tak budou rozhodující spíše výrobní či technologická hlediska. Počet paralelních větví větší než 18 se jeví jako nevýhodný z důvodu velkého počtu přípojek k rozvodným trubkám. Příliš malý počet paralelních větví je zase podmíněn výrobou mnohem rozměrnějších trubkových chladicích těles. Větší rozměry mohou být nevýhodou jak při samotné výrobě ohýbáním poměrně dlouhých trubek, tak i při manipulaci a složitější montáži na stator generátoru.

Otázku počtu paralelních větví proto ponecháme otevřenou. Při dalších úvahách a výpočtech budeme vycházet ze schopnosti udržet předpokládanou teplotu stěn trubek do 40 °C.

6.5 CFD model ventilace stroje s vodním chlazením

Účelem tohoto modelu je získání závislosti mezi průtokem vzduchu okolo rotoru a tlakovým spádem potřebným pro vyvození tohoto průtoku. Tato charakteristika nám umožní stanovit výsledný průtok uzavřeným vzduchovým okruhem uvnitř generátoru. Připomeňme, že na hodnotu výsledného průtoku bude mít stěžejní vliv i charakteristika ventilátoru a tlaková ztráta v interním výměníku tepla. Tyto další zdroje tlakových změn však již nejsou v tomto modelu zahrnuty, ale jsou řešeny odděleně.

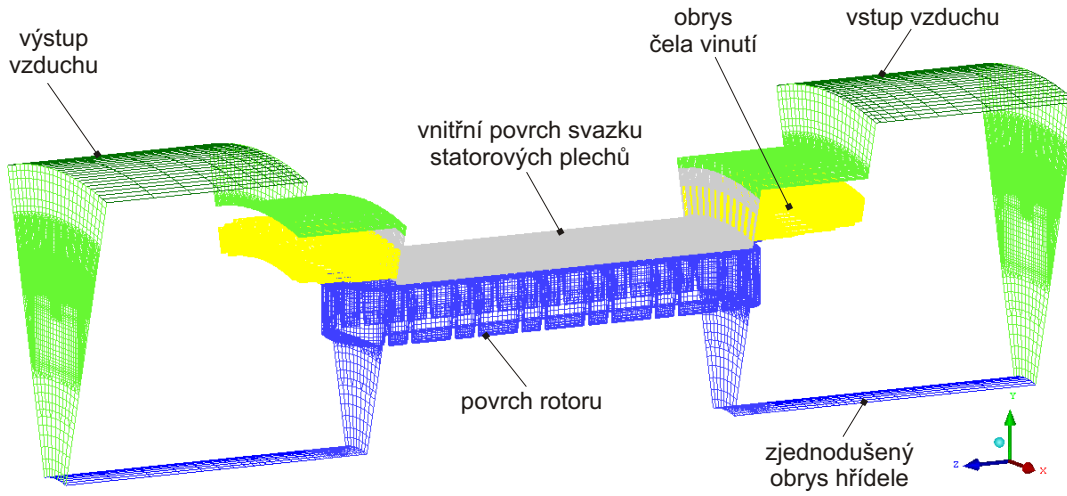
6.5.1 Vytvořená síť

Vytvořená síť je velice podobná síti popsané v kap. 6.2.1. Hlavním rozdílem je nepřítomnost statorových radiálních kanálů, které u stroje s vodním chlazením nejsou potřeba a absence zaslepení na výstupu z prostoru mezi vyniklými póly rotoru. Obrysy hotové sítě jsou vykresleny na obr. 6.16.

6.5.2 Nastavení CFD simulace

Téměř všechna nastavení a vlastnosti CFD simulace jsou stejné jako u modelu ventilace stávajícího provedení generátoru, viz kap. 6.2.1.

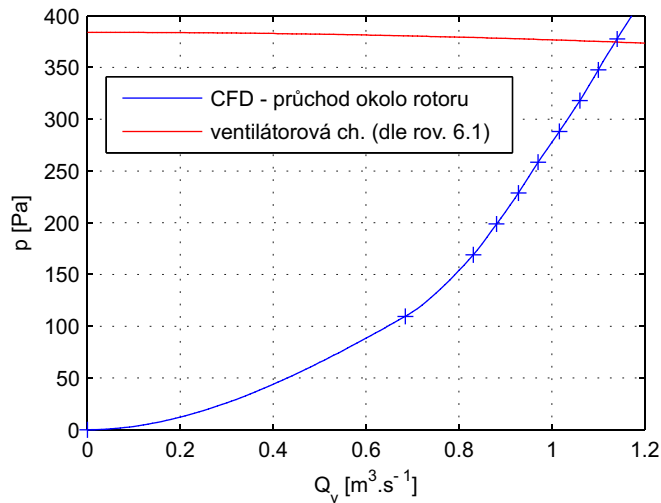
Jediným rozdílem je nastavení podmínek na vstupu a výstupu modelu. Použijeme okrajové podmínky typu „pressure-inlet“ (na vstupu) a „pressure-outlet“ (na výstupu). Celkem provedeme několik simulací lišících se tlakem nastaveným na vstupu (380, 350, 320, 290, 260, 230, 200, 170 a 110 Pa), relativní hodnota tlaku nastavená na výstupu je vždy 0 Pa. Na základě odpovídajících průtoků, vypočtených CFD modelem, potom sestavíme hledanou charakteristiku.



Obr. 6.16: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍŤE.

6.5.3 Výsledná charakteristika

Výsledné průtoky, odpovídající zadaným tlakovým rozdílům, jsou vyneseny v grafu na obr. 6.17 (body proložené modrou křivkou). Pro srovnání je zde rovněž vykreslena část charakteristiky ventilátoru (červeně). Pracovní bod ventilátoru a výsledný průtok vzduchu strojem budeme moci určit až po stanovení charakteristiky interního výměníku tepla.



Obr. 6.17: POROVNÁNÍ p – Q CHARAKTERISTIKY PRŮCHODU VZDUCHU OKOLO ROTORU S CHARAKTERISTIKOU VENTILÁTORU.

6.6 Volba parametrů a ověření vlastností interního výměníku tepla vně statoru

Nehledě na vodní chlazení, které je aplikováno na stator synchronního generátoru, rotor tohoto stroje musí být i nadále chlazen pouze vzduchem. Je proto velice důležité, aby vzduch, který se ohřeje při průchodu okolo rotoru, mohl své teplo na jiném místě odevzdat a k rotoru přicházel opět ochlazený. Jak již bylo zmíněno dříve, k ochlazování vzduchu bude sloužit menší interní výměník tepla tvořený žebrovanými segmenty přiléhajícími k trubkám vodního chlazení na povrchu statoru. V této kapitole se zaměříme na ověření vlastností takového výměníku.

Nejprve ale uveďme některé nepříznivé skutečnosti, se kterými se budeme muset během návrhu vypořádat:

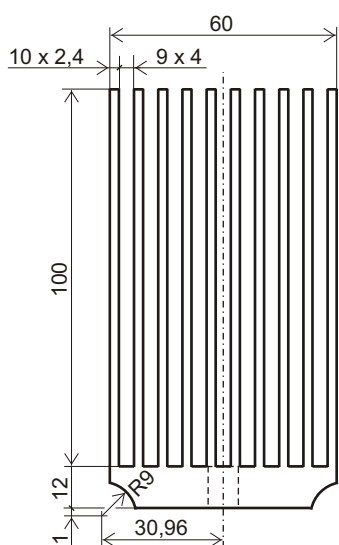
- I když známe ztráty rotoru, nevíme přesně, kolik tepla ze vzduchu bude muset výměník odebírat. Do cirkulujícího vzduchu může přestupovat také teplo z čel vinutí a zahřátého vnitřního povrchu statoru.
- Zatím neznáme ani přesnou hodnotu průtoku vzduchu tímto výměníkem. Pokud bude tlaková ztráta při průchodu vzduchu výměníkem znatelně menší než při průchodu okolo rotoru, lze rámcově vycházet z hodnot průtoků uvedených v kap. 6.5.3.
- Neznáme teplotu vzduchu vstupujícího do výměníku, známe pouze teplotu vzduchu opouštějícího výměník tepla stávajícího provedení chlazení (45 °C). V případě, že by byl průtok okolo rotoru u vodního chlazení vyšší než u stávajícího provedení, mohl by k chlazení rotoru postačovat i vzduch s o něco vyšší teplotou. Stejnou teplotu jako u stávajícího provedení tak nemusíme za každou cenu dodržet.

Správnost zvolených parametrů výměníku definitivně prokáže až výpočet zaměřený na teploty rotoru (bude uveden v kap. 6.8). Nyní bychom měli stanovit alespoň základní parametry a charakteristiky výměníku, které poskytnou údaje pro další simulace a kontrolní výpočty.

6.6.1 Parametry a chování výměníku s přímými deskovými žebry

Při volbě typu výměníku se nám naskýtá řada různých možností a tvarů žeber. Konstrukčně nejjednodušší (ne však výrobně) jsou zřejmě rovná desková žebra, mezi kterými v axiálním směru proudí ochlazovaný vzduch (viz obr. 6.11). Jedná se o provedení, se kterým budeme dále pracovat.

Zvolené rozměry žebrovaného segmentu jsou uvedeny na obr. 6.18. Jeho celkovou délku v axiálním směru volíme stejnou, jako je styčná délka chladicích trubek a jha statoru, tedy 690 mm. Celý interní výměník bude tvořen celkem 68 žebrovanými segmenty, čtyři z pozic pro segmenty výměníku zabírají stahovací tyče. V celém následujícím řešení uvažujeme termofyzikální vlastnosti vzduchu platné pro teplotu 70 °C.



Obr. 6.18: ROZMĚRY PRŮŘEZU JEDNOHO SEGMENTU INTERNÍHO VÝMĚNÍKU TEPLA.

Naším prvním cílem je stanovení závislosti tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem výměníku na průtoku vzduchu. Při řešení budeme pracovat s objemovými průtoky Q_v v rozsahu od $0,5 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ do $1,2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Z průtoků a celkového volného průřezu mezi žebry můžeme vypočítat střední hodnoty průtočných rychlostí ($v = 1,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ až $3,87 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$).

Jelikož je poměr výšky žeber a šířky vzduchové mezery mezi žebry (δ) dostatečně velký, můžeme k řešení použít vztahy platné pro proudění v nekonečně rozlehlé vzduchové štěrbině tvořené rovinnými plochami, jejichž vzdálenost je právě δ . Hydraulický průměr, potřebný např. pro výpočet Reynoldsova čísla, má v případě rovinné štěrbiny hodnotu 2δ . Pro uvedený rozsah průtoků pak obdržíme hodnoty Reynoldsova čísla v rozpětí od $Re = 631 [-]$ do $Re = 1515 [-]$. Jedná se tedy o proudění v laminárním režimu (ve vstupním úseku výměníku však pravděpodobně půjde o neustálený přechodový režim, což nyní zanedbáváme).

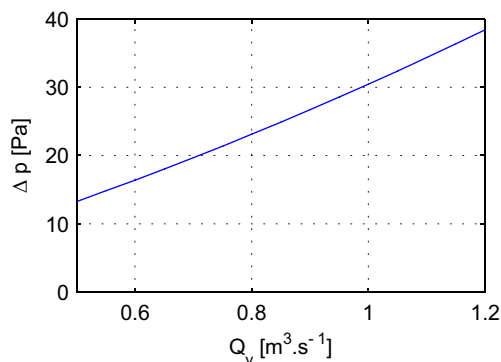
K výpočtu celkové tlakové ztráty Δp můžeme opět použít vztah 6.15 (neuvažujeme však ztrátový koeficient vlivem změny směru proudění). Hodnota součinitele tření, kterou do tohoto vztahu dosadíme, je v případě laminárního proudění dána následujícím vztahem (uvedeným v [6]):

$$f_t = \frac{64}{Re} \quad (6.17)$$

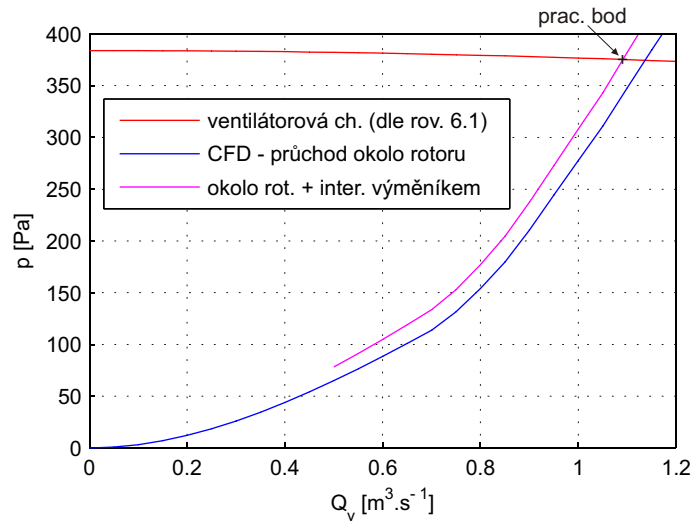
Výsledná závislost tlakové ztráty na průtoku je vykreslena na obr. 6.19.

Interní výměník představuje ventilační odpor sériově předřazený ventilačnímu odporu vzduchu procházejícímu okolo rotoru. Závislost prezentovaná na obr. 6.19 tak můžeme přičíst k charakteristice průchodu vzduchu okolo rotoru (prezentována v kap. 6.5.3). Získáme tím výslednou $p-Q$ charakteristiku celé pasivní části ventilačního okruhu.

Nalezením průsečíků této charakteristiky a charakteristiky ventilátoru (viz obr. 6.20) pak získáme pracovní bod ventilátoru a výsledný průtok vzduchu uzavřeným okruhem stroje, který má hodnotu $Q_v = 1,091 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (odpovídající hmotnostní průtok činí $Q_m = 1,087 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$). Z uvedeného grafu je zřejmé, že takto konstruovaný výměník má na výsledný průtok poměrně malý vliv.



Obr. 6.19: ZÁVISLOST TLAKOVÉ ZTRÁTY NA CELKOVÉM OBJEMOVÉM PRŮTOKU VZDUCHU.



Obr. 6.20: $p - Q$ CHARAKTERISTIKY STROJE S DESKOVÝM INTERNÍM VÝMĚNÍKEM TEPLA.

Známe-li skutečný průtok vzduchu, můžeme se pokusit stanovit teplotu vzduchu na výstupu výměníku v závislosti na přenášeném tepelném toku či teplotě vstupujícího vzduchu.

S použitím vztahu 6.11 nejdříve vyčíslíme střední hodnotu součinitele přestupu tepla α . Pro výpočet použijeme Nusseltova čísla $Nu = 7,6 [-]$ (hodnota platná pro laminární režim proudění v rovinné štěrbině, uvedená v [45]). Vypočtená hodnota součinitele přestupu tepla α činí $27,18 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Tuto hodnotu využijeme při výpočtu účinnosti žebér výměníku. Pro parametry dle obr. 6.18 obdržíme (s využitím vztahů uvedených v [4]) účinnost $\eta = 84 \%$.

Při vyjadřování teploty vzduchu na výstupu výměníku T_{out} , která nás nejvíce zajímá, vyjdeme z rovnosti tepelného toku přestupujícího z protékajícího vzduchu do žebér výměníku a výkonu určeného z tepelné bilance vzduchu mezi vstupem a výstupem:

$$\eta \alpha S \Delta T_{ln} = Q_m c_p (\Delta T_{in} - \Delta T_{out}) \quad (6.18)$$

V této rovnici představuje S celkovou plochu povrchu všech žebér výměníku, Q_m symbolizuje hodnotu hmotnostního průtoku vzduchu výměníkem (odpovídající průsečíku charakteristik na obr. 6.20). ΔT_{in} představuje rozdíl mezi teplotou vzduchu vstupujícího do výměníku a teplotou pat žebér, ΔT_{out} je rozdílem teploty vzduchu na výstupu výměníku a teplotou pat žebér. Symbol ΔT_{ln} přísluší střednímu logaritmickému teplotnímu spádu, který je definován následovně:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_{out} - \Delta T_{in}}{\ln \frac{\Delta T_{out}}{\Delta T_{in}}} \quad (6.19)$$

Po dosazení tohoto vztahu do rovnice 6.18 můžeme vyjádřit teplotní rozdíl na výstupu:

$$\Delta T_{out} = \Delta T_{in} e^{-\frac{\eta \alpha S}{Q_m c_p}} \quad (6.20)$$

Výsledek je tedy přímo úměrný teplotnímu rozdílu na vstupu ΔT_{in} , jehož hodnotu neznáme (a nemůžeme ji nyní ani přímo určit z teploty vzduchu vstupujícího do výměníku). Bude proto lepší vyjádřit teplotní rozdíl na výstupu ΔT_{out} pomocí celkového tepelného toku \dot{Q} přenášeného výměníkem. Z tepelné bilance osamostatníme teplotní rozdíl na vstupu:

$$\Delta T_{in} = \Delta T_{out} + \frac{\dot{Q}}{Q_m c_p} \quad (6.21)$$

Dosadíme-li tento výraz do vztahu 6.20, můžeme po následující úpravě obdržet závislost teplotního rozdílu ΔT_{out} na celkovém přenášeném tepelném toku \dot{Q} :

$$\Delta T_{out} = \frac{\dot{Q}}{Q_m c_p} \cdot \frac{e^{-\frac{\eta \alpha S}{Q_m c_p}}}{1 - e^{-\frac{\eta \alpha S}{Q_m c_p}}} \quad (6.22)$$

Pro výpočet teploty na vstupu a výstupu výměníku potřebujeme rovněž znát teplotní úbytek mezi povrchem chladicích trubek a patami žeber. Rozhodující teplotní odpor zde představuje zejména vrstvička teplovodivé pasty, která by měla být nanášena mezi styčné plochy žebrovaných segmentů a chladicích trubek. Přestože předpokládaným materiálem žebrovaných segmentů je měď, měli bychom zohlednit i nepatrný tepelný odpor mezi styčnou ploškou potřenou pastou a samotnými patami žeber. Teplotní úbytek vypočtený na vrstvičce teplovodivé pasty proto vynásobíme koeficientem 1,2 (zvoleno odhadem):

$$\Delta T_{pasty} = \frac{\dot{Q}}{\alpha_p S_p} \cdot 1,2 \quad (6.23)$$

V tomto vztahu symbolizuje α_p koeficient prostupu tepla vrstvy teplovodivé pasty. Pro výpočet použijeme stejnou hodnotu, jakou jsme identifikovali v případě spojů lepených teplovodivým lepidlem u malého asynchronního motoru ($\alpha_p = \alpha_{lep} = 7692 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$). S_p pak představuje celkovou styčnou plochu mezi trubkami a žebrovanými segmenty výměníku.

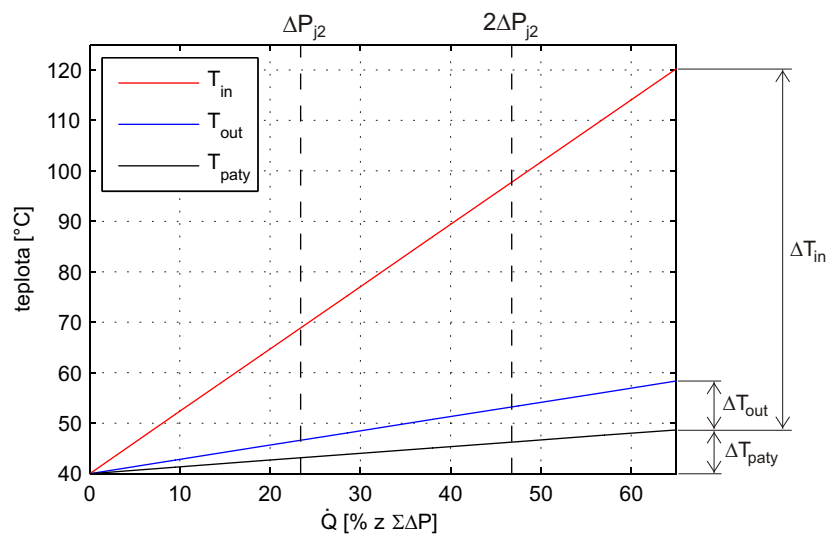
Nyní již můžeme přistoupit k výpočtu teploty na vstupu a výstupu interního výměníku tepla. Vyjdeme z teploty povrchu chladicích trubek, kterou uvažujeme konstantní, $T_{tr} = 40^\circ \text{C}$. Teplota vzduchu na výstupu výměníku je potom dána následujícím součtem:

$$T_{out} = T_{tr} + \Delta T_{pasty} + \Delta T_{out} \quad (6.24)$$

Pro teplotu na vstupu platí obdobný vztah:

$$T_{in} = T_{tr} + \Delta T_{pasty} + \Delta T_{in} \quad (6.25)$$

Takto vypočtené hodnoty teplot jsou vykresleny v grafu na obr. 6.21. Připomeňme, že tento graf je platný pouze pro výsledný průtok $Q_v = 1,091 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (respektive $Q_m = 1,087 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$). Pomocí tohoto grafu lze snadno zjistit teplotu na výstupu T_{out} , stačí znát pouze teplotu na vstupu do výměníku T_{in} (např. z CFD simulace „jádra“ generátoru). Přenášený tepelný tok \dot{Q} je pro tyto dvě teploty vždy stejný.



Obr. 6.21: TEPLOTA VZDUCHU NA VSTUPU A VÝSTUPU VÝMĚNÍKU A TEPLOTA PAT JEHO ŽEBER. VYKRESLENO V ZÁVISLOSTI NA CELKOVÉM PŘENÁŠENÉM TEPELNÉM TOKU VZTAŽENÉM K CELKOVÝM ZTRÁTÁM STROJE $\Sigma\Delta P$.

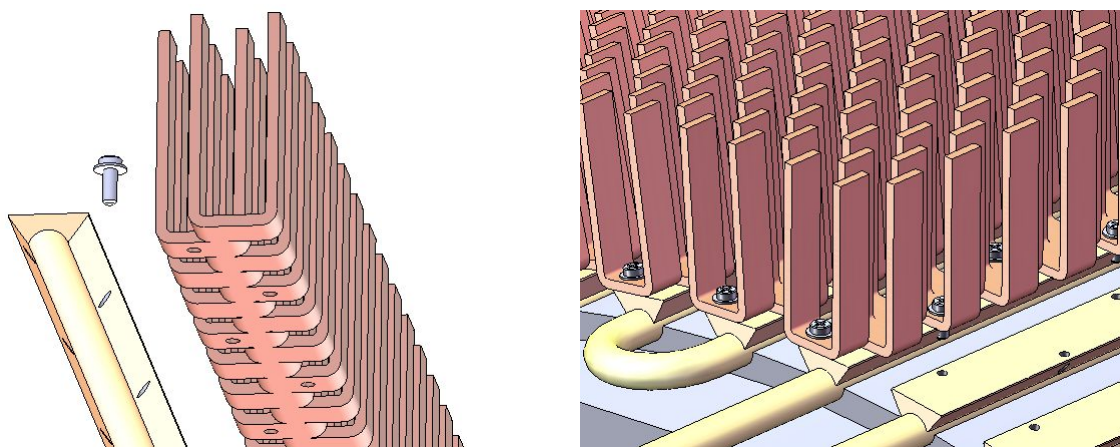
Je velmi pravděpodobné, že skutečný přenášený tepelný tok \dot{Q} bude vyšší než ztráty rotoru ΔP_{j2} (na obr. 6.21 jsou rovněž vyznačeny). Předpokládáme, že hodnota skutečného tepelného toku \dot{Q} bude ležet někde v oblasti dvojnásobku těchto ztrát. Teplota vzduchu na výstupu z navrženého interního výměníku je v této oblasti o cca 8 °C vyšší, než v případě výměníku použitého u stávajícího provedení chlazení. Zda bude takto zvýšená teplota na výstupu interního výměníku akceptovatelná, to ověříme až v kapitole 6.8 (zaměřené na výpočet teplot rotoru).

6.6.2 Alternativní provedení výměníku tepla

Při návrhu interního výměníku se nabízí i řada dalších variant s jiným typem žebor, jejichž tvar bude více napomáhat víření vzduchu a tím i přestupu tepla. V této podkapitole uvedeme pro ilustraci alespoň jeden příklad – jedná se o žebra hřebenovitého tvaru, která jsou tvořena řadami střídajících se výběžků (tenkých hranolů), viz obr. 6.22.

Žebrované segmenty tohoto typu je možné zhotovit ohýbáním z nařezaných měděných plátů. Takto vzniklé segmenty by měly být přišroubovány k nosným lištám a na jejich styčné plochy by měla být nanášena teplovodivá pasta pro minimalizaci tepelného odporu mezi těmito tělesy. Předpokládá se, že pájení trubek ke jhu statoru a pájení nosných lišt k trubkám bude probíhat současně (při jednom nahřátí).

Výhodou takového výměníku může být úspora materiálu, menší hmotnost a nižší náklady na výrobu žebrovaných segmentů. Avšak v porovnání s předchozím (zvoleným) provedením by žebra tohoto výměníku měla zcela jistě menší účinnost (důsledkem mnohem menšího průřezu teplovodivého materiálu v radiálním směru). Teplota těchto žebor by tak ve směru od jejich pat k volným koncům narůstala mnohem rychleji, což by v konečném



Obr. 6.22: HŘEBENOVITÉ SEGMENTY VÝMĚNÍKU A NOSNÉ LIŠTY PŘIPÁJENÉ K CHLADICÍM TRUBKÁM.

důsledku vedlo k relativně vysoké teplotě vzduchu na výstupu z výměníku. Zvětšování průřezu žeber v tomto případě naráží na technologická omezení při ohýbání měděných plátů velké tloušťky (jedná se zejména o dodržení rovinnosti styčné plochy pro kontakt s nosnou lištou).

Při dalším řešení proto bude počítat pouze s původní variantou výměníku popsanou v předešlé podkapitole.

6.7 CFD model stroje s vodním chlazením se zjednodušeným tvarem rotoru

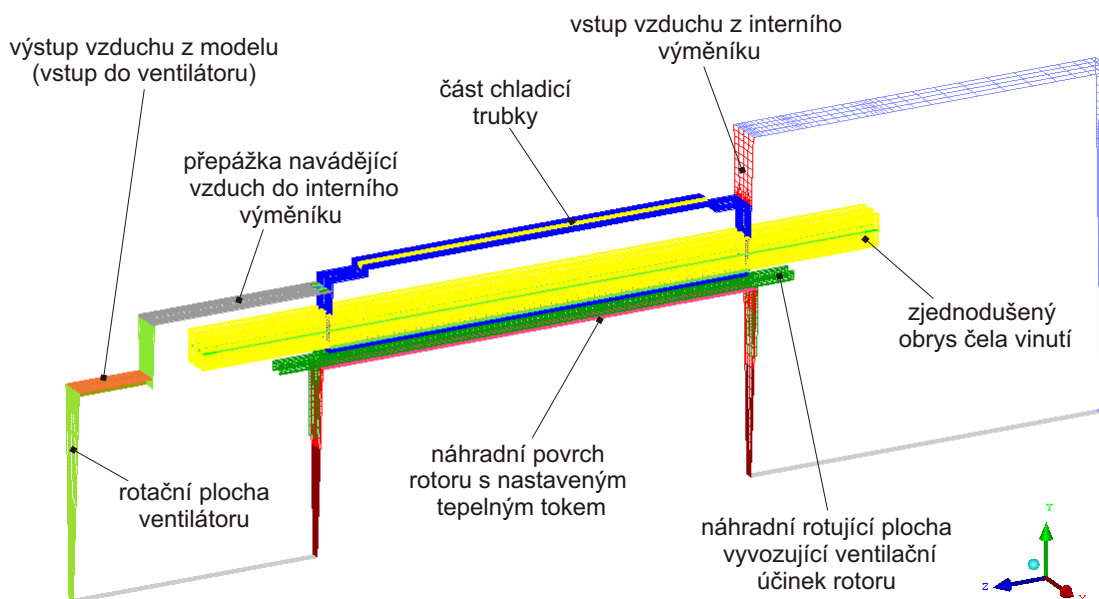
6.7.1 Vytvořená síť

Motivace tohoto modelu je podobná jako u CFD modelu stávajícího provedení (kap. 6.2.2) – jedná se zejména o stanovení teplot statoru.

Vytvořená síť proto bude podobná, zároveň však bude respektovat odlišnosti vodního chlazení. Jedná se zejména o přítomnost drážek pro chladicí trubky, jejichž počet je poloviční proti počtu drážek statorového vinutí. Síť proto bude pokrývat výseč odpovídající 1/72 celého stroje (obsahuje právě jednu chladicí drážku s částí trubky).

Interní výměník tepla, který má být připojen k chladicím trubkám, není součástí modelu. Jeho přímé modelování by vedlo k příliš vysokému počtu elementů sítě. Vliv výměníku však do modelu zahrneme nastavením odpovídajících okrajových podmínek.

Aby byly získané výsledky co nejlépe porovnatelné s modelem stávajícího provedení, použijeme opět stejný zjednodušený tvar rotoru. Další použitá zjednodušení jsou rovněž stejná jako u modelu stávajícího provedení. Obrysy vytvořené sítě jsou vykresleny na obr. 6.23.



Obr. 6.23: OBRYSY VYTVOŘENÉ SÍŤE.

6.7.2 Nastavení CFD simulace

Nastavení modelu turbulence, materiálových vlastností a ztrát je naprosto stejné jako u CFD modelu stávajícího provedení, viz kap. 6.2.2. Zaměříme se proto pouze na rozdíly v nastavení okrajových podmínek.

Na vnitřní povrch chladicí trubky (model obsahuje pouze jednu její polovinu v kontaktu se jhem) nastavíme konstantní teplotu $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tímto způsobem simulujeme chladicí účinek protékající vody, jejíž objem není v síti modelován.

Na vstup vzduchu (viz obr. 6.23) zadáme konstantní hodnotu hmotnostního průtoku vzduchu, která činí $Q_m = 1,087\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ (hodnota vycházející z grafu na obr. 6.20).

Teplotu vstupujícího vzduchu, kterou je zde také potřeba zadat, na počátku pouze přibližně zvolíme (např. $T_{inCFD} = 52\text{ }^{\circ}\text{C}$). Její přesnou hodnotu určíme až postupným doladováním, na základě střední teploty vzduchu T_{outCFD} odečtené na výstupu modelu (jedná se o jeden z výsledků CFD simulace).

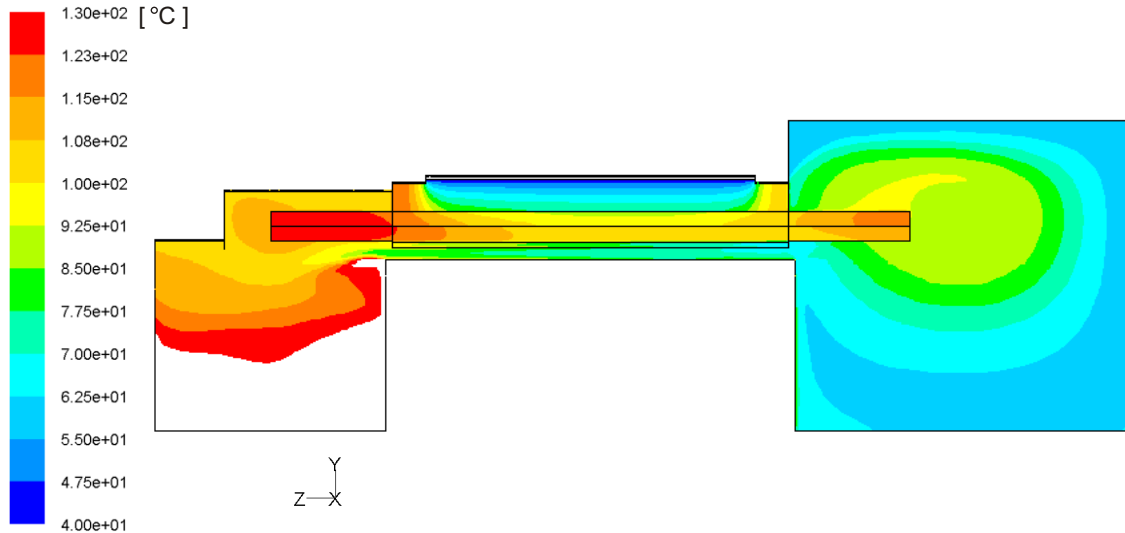
K doladění teplot využijeme graf na obr. 6.21. Teplotu vzduchu na vstupu do výměníku, vykreslenou v tomto grafu, můžeme ztotožnit s teplotou odečtenou na výstupu z CFD modelu, $T_{in} = T_{outCFD}$ (jedná se o tentýž proud vzduchu o stejné teplotě). To samé platí i pro teplotu na výstupu výměníku T_{out} a teplotu nastavovanou na vstupu CFD modelu T_{inCFD} .

V grafu na obr. 6.21 tedy nalezneme hodnotu teploty T_{outCFD} a odečteme hodnotu teploty T_{inCFD} , které v grafu musí odpovídat stejný přenášený tepelný tok \dot{Q} . Takto zjištěnou teplotu nastavíme na vstup CFD modelu a znovu spustíme CFD výpočet.

Celý postup opakujeme tak dlouho, dokud na vstupu a výstupu CFD modelu nezískáme takovou dvojici teplot T_{inCFD} a T_{outCFD} , jejichž hodnoty jsou v souladu s grafem

na obr. 6.21. Finální hodnoty těchto teplot jsou uvedeny v tabulce 6.5.

6.7.3 Výsledky



Obr. 6.24: ROZLOŽENÍ TEPLOT V PODÉLNÉ ROVINĚ SYMETRIE STATOROVÉ DRÁŽKY.

Výsledné teplotní pole statoru je vykresleno na obr. 6.24. V levé části tohoto obrázku si můžeme povšimnout chybějících vrstevnic. Jedná se o důsledek nastavení vykreslování výsledků – nejvyšší vykreslenou teplotu jsme omezili na hodnotu maximální teploty vinutí. V místě chybějících vrstevnic vykazoval vzduch ještě vyšší teploty. Příčinou je určité zjednodušení při nastavování modelu, kdy jsme na čela rotoru zadali pevné hodnoty tepelných toků simulujících část ztrát rotoru. Výsledky proto ukazují na nereálně vysoké teploty v místech, kde nedochází k dostatečně intenzivní cirkulaci vzduchu.

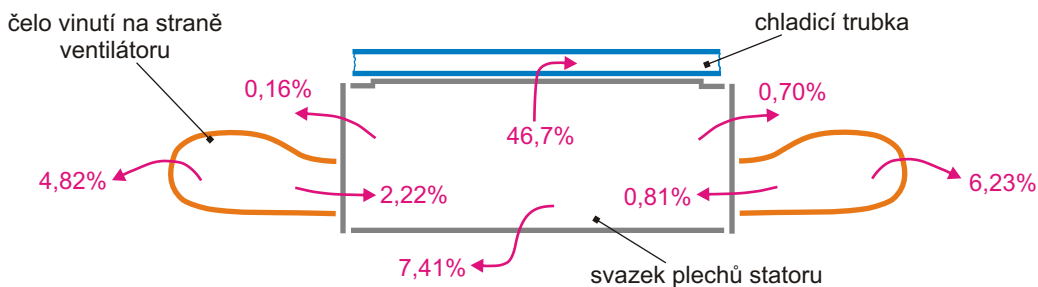
Na teploty statoru však tato chyba nebude mít výraznější vliv, neboť celková tepelná bilance ztrát zůstává zachována. Pokud jde o teploty rotoru, jejich stanovení se budeme věnovat v kapitole 6.8.3.

popis, místo v CFD modelu	teplota [°C]
vzduch na vstupu modelu (T_{inCFD})	55
vzduch na výstupu z modelu (T_{outCFD})	105
střední teplota statorového vinutí	109
maximální teplota stat. vinutí	130

Tab. 6.5: HODNOTY VYPOČTENÝCH TEPLOT ZÍSKANÉ Z CFD MODELU GENERÁTORU S VODNÍM CHLAZENÍM.

Nejdůležitější výsledné teploty, vztahující se k tomuto modelu, jsou uvedeny v tabulce 6.5. Rozdílu teplot vzduchu mezi vstupem a výstupem odpovídá tepelný tok (od-

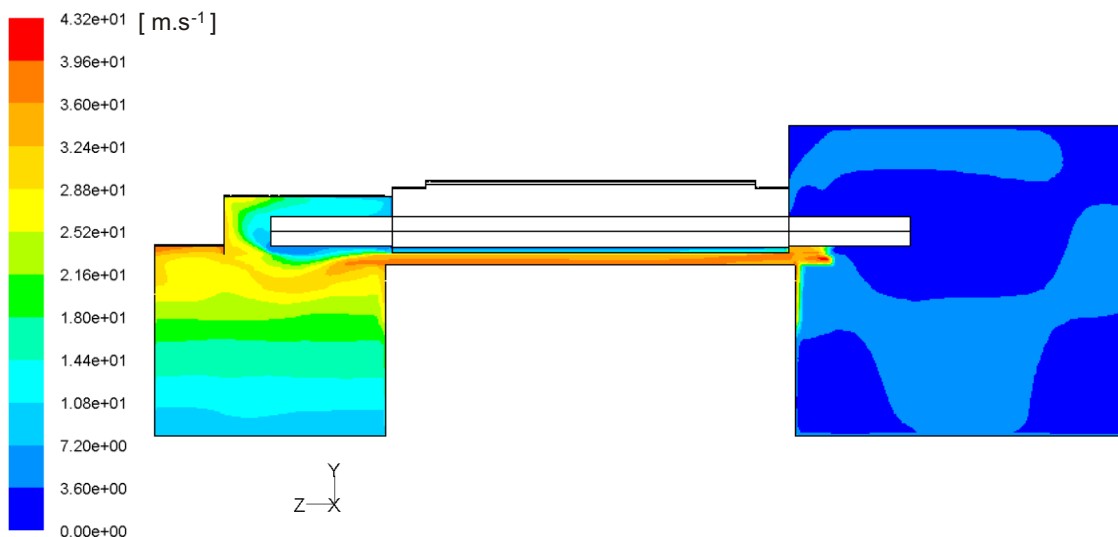
váděný z „jádra“ stroje pouze vzduchem), který představuje cca 53 % z celkových ztrát stroje. Na přímý odvod tepla vodním chlazením tak zbývá pouhých 47 % z celkových ztrát. Přesnější představu o poměrech jednotlivých tepelných toků lze získat z diagramu na obr. 6.25.



Obr. 6.25: PROCENTUÁLNÍ PODÍLY VÝSLEDNÝCH TEPELNÝCH TOKŮ STATORU VZTAŽENÉ K CELKOVÝM ZTRÁTÁM STROJE.

Na obr. 6.24 si můžeme povšimnout, že i poměrně krátká osazení jha pro umístění ohybů trubek způsobují strmý nárůst teploty v blízkosti čel svazku plechů. Jistě to má negativní vliv i na výsledné teploty čel vinutí, kde se nalézá nejteplejší místo statoru.

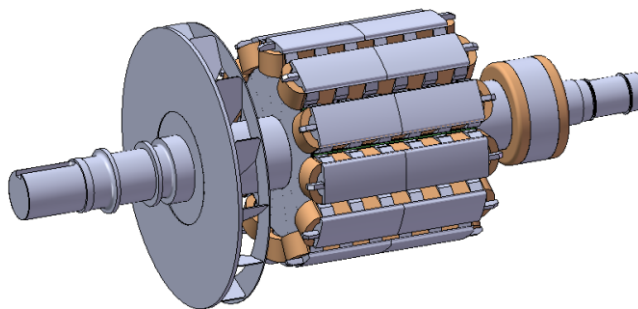
Nicméně vypočtená maximální teplota vinutí je o cca 6°C nižší než v případě generátoru ve stávajícím provedení. Přestože není čelo na straně ventilátoru obtékáno chladnějším vzduchem z vnějšku statoru (tak jako u stávajícího provedení), k jeho chlazení zřejmě postačuje odvod tepla vodiči a přestup tepla na jeho vnitřní straně. Vzduch zde čelo obtéká poměrně vysokou rychlostí (viz obr. 6.26), na přestupu tepla se tak kladně projevuje ventilační účinek rotoru i nedalekého ventilátoru.



Obr. 6.26: ROZLOŽENÍ VELIKOSTÍ RYCHLOSTI, VYKRESLENO POUZE PRO VZDUCH.

6.8 Výpočet a porovnání teplot rotoru stávajícího provedení stroje a provedení s vodním chlazením

Rotor, respektive jeho vinutí, představuje z hlediska maximálních teplot jednu z kritických částí vodou chlazeného generátoru. V této kapitole se proto zaměříme na výpočet a porovnání teplot rotoru jak u vodou chlazeného stroje, tak i u stávající varianty chlazení. Předpokládáme, že u obou těchto variant bude použit naprosto stejný rotor. S řešením teplot rotoru se však pojí řada úskalí a nabízí se zde hned několik možností, jak k problému přistupovat.



Obr. 6.27: ROTOR GENERÁTORU.

První možností je vytvoření CFD modelu celého jednoho vyniklého pólu rotoru. Narozdíl od rotoru asynchronního motoru, jehož povrch je hladký, je tvar rotoru synchronního generátoru mnohem komplikovanější – je zde silná tvarová vazba mezi rotorem a státorem, která výrazně ovlivňuje chování vzduchu ve vzduchové mezeře a v prostoru mezi vyniklými póly rotoru. Kdybychom v tomto případě přistoupili k steady-state řešení (jako u asynchronního motoru), obdrželi bychom pouze zkreslené (nepravdivé) výsledky teplot. Pokud jde o teploty, steady-state model není schopen správně postihnout mísení vzduchu mezi zuby statoru a axiálními kanály mezi vyniklými póly rotoru. Jejich vzájemná poloha se u skutečného stroje mění v důsledku pohybu rotoru, čímž se teploty v oblasti vzduchové mezery více vyrovnávají. Rotace má sice u steady-state modelu vliv např. na intenzitu přestupu tepla, samotné teplotní pole je však řešeno jako statické. Jedinou možností, jak se tomuto zkreslení teplot vyhnout, je užití transientního modelu s vzájemně se pohybujícími částmi sítě. Tento způsob řešení je bohužel velice náročný na výpočetní čas.

I když vytvořený model nebude obsahovat stator (ale jen jeho povrch v oblasti vzduchové mezery), dospějeme k síti s poměrně vysokým počtem elementů. Tento počet by byl obzvláště vysoký u modelu rotoru stávajícího provedení, protože bychom museli modelovat i jednotlivá vyústění statorových radiálních kanálů, která od rotoru odvádějí vzduch. Transientní řešení takto rozsáhlých modelů by však nebylo na běžně dostupných počítačích časově možné. Tuto variantu – CFD model celého jednoho vyniklého pólu rotoru – proto musíme zavrhnout.

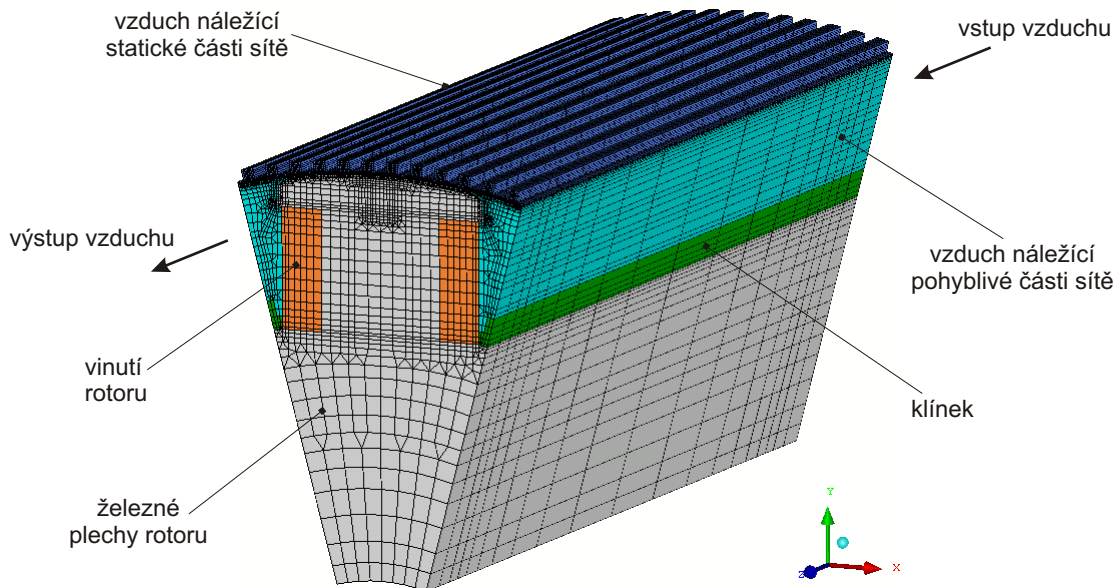
Dalším možným přístupem, od předchozího zcela odlišným, je řešení pomocí metody tepelných sítí. Takto získané výsledky mohou být dostatečně přesné, podmínkou je ovšem znalost všech tepelných odporů v oblasti rotoru a koeficientů přestupu tepla. Právě neznalost těchto koeficientů představuje pro použití této metody největší překážku – tyto koeficienty není možné pro většinu ploch rotoru snadno určit či vypočítat.

Pro výpočet teplot rotoru proto využijeme přístup kombinující výhody obou výše uvedených metod. Půjde o řešení pomocí metody tepelných sítí, ale některé potřebné tepelné odpory, související s přestupem tepla, stanovíme pomocí zjednodušených CFD modelů.

Vyhne se tak nutnosti používat výpočetně náročné CFD modely detailně postihující celý vyniklý pól rotoru. Samotné řešení pomocí metody tepelných sítí je poměrně flexibilní a lze je aplikovat na rotor stávajícího provedení i rotor stroje s vodním chlazením.

6.8.1 Stanovení tepelných odporů v oblasti rotoru

Lze se domnívat, že většina tepla bude z rotoru odváděna prostřednictvím ploch nacházejících se v prostoru mezi vyniklými póly a v prostoru vzduchové mezery (vzhledem k nevelkému podílu ploch čela rotoru). Zaměříme se proto na vyčíslení tepelných odporů právě v této oblasti. Příslušný CFD model tedy nebude obsahovat čela rotoru a vzduch okolo nich, čímž ušetříme značný počet elementů sítě (menší počet elementů nám umožní použít transientní řešení). Vytvořená síť je vykreslena na obr. 6.28.



Obr. 6.28: VYTVOŘENÁ SÍŤ ČÁSTI ROTORU.

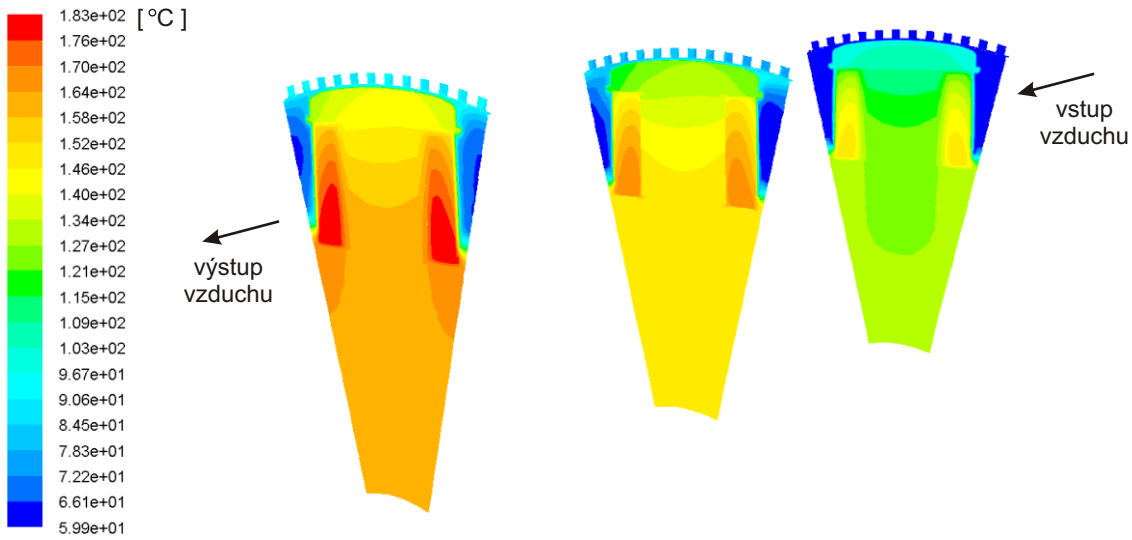
V podstatě se jedná o jakýsi vylepšený 2D model, který uvažuje konstantní rychlostní pole ve všech příčných řezech, ale narozdíl od 2D modelu dokáže postihnout i změny teploty vzduchu v axiálním směru.

Celé řešení lze rozdělit na dvě fáze. V první fázi řešíme pouze rychlostní pole vzduchu, nikoliv jeho teploty. Na čelní plochy sítě nastavíme zvolenou hodnotu průtoku vzduchu, zadáme zde však i podmínku translační periodicity. Model se proto bude chovat jako malý úsek nekonečně dlouhého rotoru. Obdržíme tak ustálené rychlostní pole, bez přechodových vstupních úseků (právě proto jsme mohli použít relativně hrubé vrstvení elementů sítě v axiálním směru). Výsledný profil rychlostního pole na výstupu modelu uložíme (profil na vstupu je naprosto totožný, v důsledku použité translační periodicity).

Ve druhé fázi řešení odstraníme podmínku translační periodicity na vstupu a výstupu, ponecháme pouze nastavení rotační periodicity na „bocích“ modelu. Na vstup

a výstup však zadáme rychlostní profil z první fáze řešení. Protože zde již není podmínka translační periodicity, můžeme na vstupu nastavit teplotu přitékajícího vzduchu (volíme $T_{in} = 60^\circ\text{C}$).

Na objem vinutí zadáme měrné objemové ztráty (volíme hodnotu odpovídající skutečným ztrátám), plochu vnitřního povrchu statoru nastavíme jako tepelně izolovanou. Na všechny objemy pevných částí sítě zadáme nulové hodnoty tepelné vodivosti v axiálním směru – budeme se snažit pouze o výpočet tepelných odporů ve zbývajících dvou směrech a vedení tepla v axiálním směru by nepříznivě zkreslovalo hodnoty zjištěných teplot. Tepelné vodivosti v tečném a radiálním směru zůstanou nastaveny na reálné hodnoty, stejně jako koeficienty prostupu tepla izolace okolo vinutí.



Obr. 6.29: PŘÍKLAD ROZLOŽENÍ TEPLOT V NĚKOLIKA ROVINÁCH NAPŘÍČ MO-
DELEM.

Vyhodnocovat budeme teploty v několika řezech kolmých k ose stroje, různě vzdálených od vstupu vzduchu (tři z těchto řezů jsou vykresleny na obr. 6.29). Jedná se o střední teplotu vzduchu $T_{air\ s}$, střední teplotu rotorového vinutí $T_{cu\ r}$ a střední teplotu železných plechů $T_{fe\ r}$ (tuto teplotu vyhodnocujeme pouze z vnější oblasti plechů, která je blíže vzduchové mezeře a vinutí).

Hledané hodnoty tepelných odporů vypočteme z rozdílů těchto teplot a celkovým ztrát zadaných na rotorové vinutí v CFD modelu (P_{CFD}). Jedná se o tepelný odpor mezi rotorovým vinutím a okolním vzduchem:

$$R_{cu-air} = \frac{T_{cu\ r} - T_{air\ s}}{P_{CFD}} \quad (6.26)$$

Dále je to tepelný odpor vztahující se k přestupu tepla z rotorových plechů do okolního vzduchu:

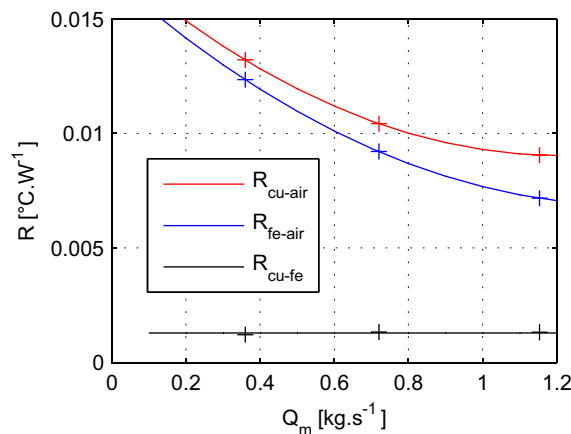
$$R_{fe-air} = \frac{T_{fe\ r} - T_{air\ s}}{P_{CFD}} \quad (6.27)$$

Poslední tepelný odpor souvisí s prostupem tepla mezi vinutím rotoru a rotorovými plechy:

$$R_{cu-fe} = \frac{T_{cur} - T_{fer}}{P_{CFD}} \quad (6.28)$$

Tímto způsobem vypočteme hodnoty odporů pro několik průřezů různě vzdálených od vstupu vzduchu. Dále budeme pracovat pouze se středními hodnotami těchto odporů (aritmetické průměry vypočtené z hodnot vztahujících se k jednotlivým průřezům). Celý postup (tedy včetně CFD výpočtů) zopakujeme pro tři různé hodnoty průtoků.

Vypočtené střední hodnoty odporů v závislosti na hmotnostním průtoku vzduchu jsou vykresleny v grafu na obr. 6.30.



Obr. 6.30: HODNOTY TEPELNÝCH ODPORŮ VZTAHUJÍCÍCH SE K ČÁSTEM ROTORU V OBLASTI VZDUCHOVÉ MEZERY.

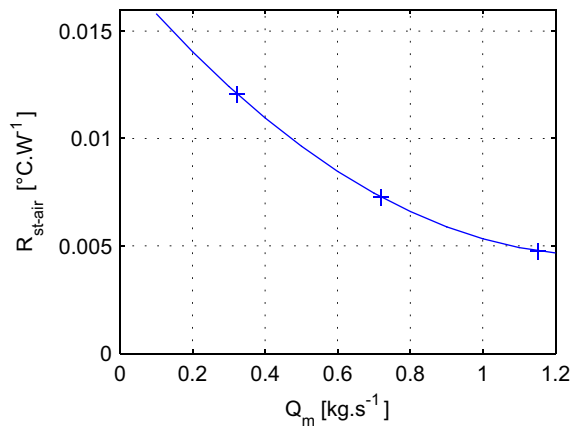
6.8.2 Stanovení tepelného odporu souvisejícího s přestupem tepla na vnitřním povrchu statoru

Pro stanovení tohoto tepelného odporu použijeme velice podobný postup jako v předcházející kapitole. Využijeme dokonce i stejnou síť. Rozdíly budou pochopitelně v nastavení CFD modelu. Nebudeme zde nastavovat vůbec žádné ztráty, na plochu vnitřního povrchu rotoru však zadáme konstantní teplotu, volíme $T_w = 90$ °C. Teplotu vzduchu na vstupu ponecháme stejnou, $T_{in} = 60$ °C. Celý povrch rotoru nastavíme jako tepelně izolovaný, bez přestupu tepla. Z výsledků CFD modelu nás bude zajímat pouze teplota vzduchu na výstupu T_{out} , mírně ohřátého přestupem tepla z vnitřního povrchu rotoru.

Nejprve vypočteme tepelný tok přenášený z vnitřního povrchu statoru do vzduchu:

$$\dot{Q} = Q_m c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (6.29)$$

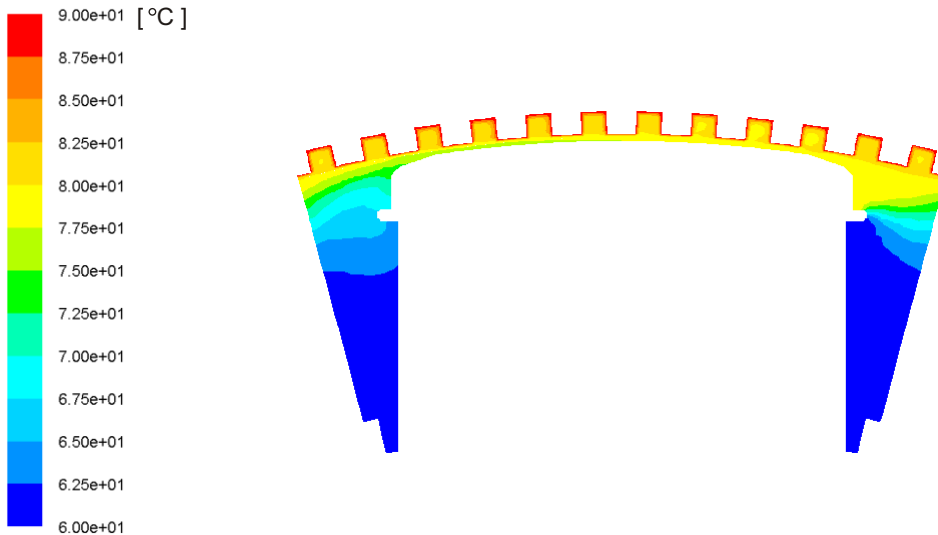
Pro výpočet hledaného tepelného odporu potřebujeme znát také střední rozdíl teploty vzduchu a vnitřního povrchu statoru. Nejpřesnějších výsledků dosáhneme použitím středního logaritmického spádu ΔT_{ln} definovaného vztahem 6.19.



Obr. 6.31: TEPELNÝ ODPOR SOUVISEJÍCÍ S PŘESTUPEM TEPLA NA VNITŘNÍM POVRCHU STATOROVÉHO SVAZKU.

Nyní již můžeme vypočítat tepelný odpor související s přestupem tepla na vnitřním povrchu statoru:

$$R_{st-air} = \frac{\Delta T_{ln}}{\dot{Q}} \quad (6.30)$$



Obr. 6.32: ROZLOŽENÍ TEPLŮT VZDUCHU V POLOVINĚ AXIÁLNÍ DÉLKY MO-DELU.

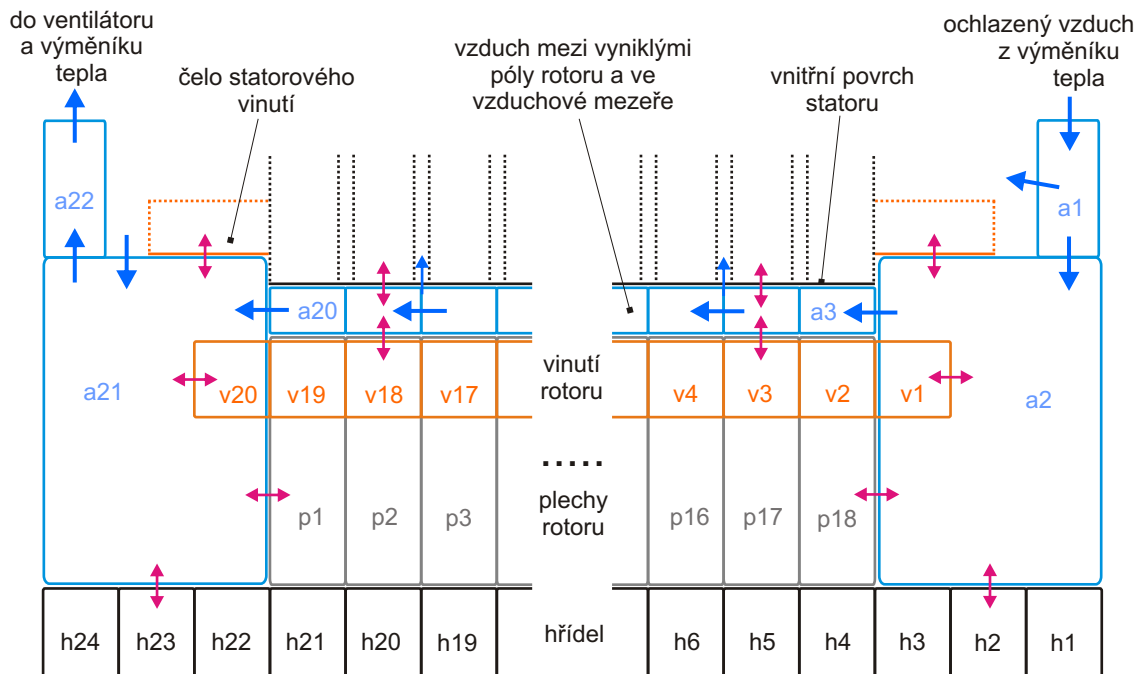
Vypočtené hodnoty tohoto odporu jsou vykresleny v grafu na obr. 6.31. Podobně jako u odporů souvisejících s přestupem tepla na povrchu rotoru, i zde je patrný poměrně vý-razný vliv průtoku vzduchu na vypočtené hodnoty odporu. Souvisí to zřejmě s vytvořením

vrstvy ohřátého vzduchu blízko statoru, která zde zpomaluje přestup tepla, viz obr. 6.32. Avšak na střední teplotu vzduchu v celém průřezu, ze které počítáme log. teplotní spád, má tato vrstva relativně malý vliv. Avšak rozdílné hodnoty průtoku v axiálním směru tuto vrstvu pravděpodobně výrazněji ovlivňují a tím mění také intenzitu přestupu tepla.

6.8.3 Řešení teplot rotoru pomocí tepelné sítě

Rotor stávajícího provedení chlazení

Představu o topologii tepelné sítě, která se vztahuje k oblasti rotoru stroje v původním provedení, lze získat ze schématu na obr. 6.33. Tato síť se skládá z celkem 84 uzlů, přesná poloha uzlů příslušejících rotoru je patrná také z obr. 6.34.



Obr. 6.33: ROZDĚLENÍ STOJE PRO ŘEŠENÍ POMOCÍ TEPELNÉ SÍTĚ. UVAŽOVANÉ PŘESTUPY TEPLA JSOU ZNÁZORNĚNY ČERVENĚ, TOK VZDUCHU MODŘE. Z DŮVODŮ LEPŠÍ PŘEHLEDNOSTI ZDE NENÍ ZNÁZORNĚNO VEDENÍ TEPLA.

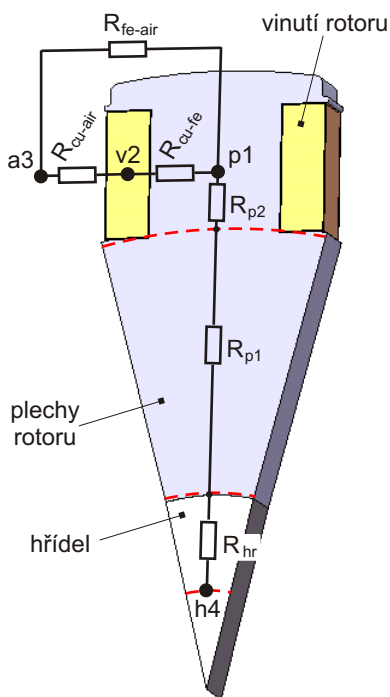
Použili jsme takové dělení, aby každému bloku statorového svazku odpovídala jedna vrstva uzlů. Můžeme tak zohlednit rozdílné průtoky vzduchu axiálními kanály mezi vyniklými póly rotoru (vzduch je odtud postupně odebírán radiálními kanály ve statoru). Průtoky, se kterými budeme při řešení tepelné sítě pracovat, jsme převzali a dopočetli z výsledků CFD simulace uvedených v kap. 6.2.1.

Síť postihuje řadu rozdílných přestupů tepla nucenou konvekcí. V objemech vzduchu okolo čel rotoru (uzly a_2 a a_{21}) se jedná např. o přestup z čel vinutí statoru. Zde

vyjdeme z hodnot tepelných toků zjištěných v CFD simulaci původního provedení stroje (kap. 6.2.2).

Dále uvažujeme přestup tepla z hřídele. Hodnotu koeficientu přestupu tepla pouze zvolíme, $\alpha = 20 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

K pouhé volbě koeficientů přestupu tepla jsme se rozhodli přistoupit i v případě čel svazku rotorových plechů a čel rotorového vinutí. Přesné stanovení těchto koeficientů je velice obtížné, existuje jen velmi malé množství empirických vztahů, použitelných pro některá konkrétní uspořádání strojů. Na čelech svazku plechů tedy volíme $\alpha = 30 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ a na čelech rot. vinutí $\alpha = 40 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$. Celé řešení později zopakujeme pro několik dalších násobků hodnot těchto koeficientů, abychom kompenzovali jejich (pravděpodobně) nepřesnou volbu.



Obr. 6.34: TEPelné ODPORY MEZI JEDNOTLIVÝMI UZLY SÍTĚ ZNÁZORNĚNÉ NA VÝSEČI JEDNOHO PÓLU ROTORU.

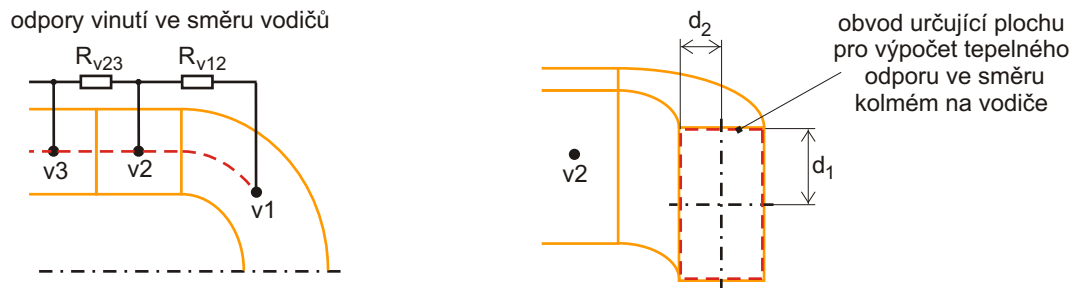
Stanovení tepelných odporů v axiálním směru je poměrně jednoduché, neboť zde nedochází ke změně průřezů ve směru vedení tepla. Nepatrně komplikovanější je výpočet tepelného odporu v radiálním směru mezi uzly hřídele a uzly plechů rotoru. Tento celkový tepelný odpor se skládá z několika dílčích odporů, viz obr. 6.34. V případě odporu hřídele R_{hr} a odporu válcové části plechů R_{p1} jejich hodnoty vyčíslíme stejně jako odpor válcové stěny (podle vztahu 4.12, odpory počítáme z poloměrů vyznačených na obr. 6.34 červeně). Hodnotu posledního z dílčích odporů (R_{p2}) vyjádříme z Fourierova zákona (průřez obklopený vinutím je v radiálním směru neměnný).

Ke stanovení přestupu tepla z rot. vinutí do vzduchu (z uzlů $v2$ až $v19$ do uzlů $a3$ až $a20$) a k výpočtu přestupu tepla z povrchu plechů rotoru do vzduchu (z uzlů $p1$ až $p18$ do uzlů $a3$ až $a20$) využijeme hodnoty tepelných odporů R_{cu-air} a R_{fe-air} , jež byly prezentovány v kap. 6.8.1.

Uvažujeme rovněž přestup tepla na vnitřním povrchu statoru (interakce s uzly vzduchu $a3$ až $a20$). Při řešení budeme pracovat se stálou teplotou povrchu, převzatou z CFD simulace statoru v původním provedení (kap. 6.2.2). Použijeme zde hodnoty tepelného odporu R_{st-air} uvedené v kap. 6.8.2. Tyto hodnoty (a také hodnoty odporů R_{cu-air} a R_{fe-air}) musíme přirozeně upravit, neboť jejich prezentované hodnoty se vztahují k celé délce rotoru, nikoliv k úsekům připadajícím na jednotlivé uzly. Zohledníme také skutečnost, že uvažovaná tepelná síť postihuje pouze výšeč stroje – jen 1/12, které odpovídá právě jeden vyniklý pól rotoru.

Podobným způsobem upravíme i hodnoty tepelného odporu R_{cu-fe} , který charakterizuje prostup tepla mezi vinutím rotoru a rotorovými plechy (hodnoty převzaty z kap. 6.8.1).

Další tepelné odpory, které se vztahují k vedení tepla v pevných částech rotoru, již vypočteme analyticky.



Obr. 6.35: ZNÁZORNĚNÍ ROZMĚRŮ POUŽITÝCH PRO VÝPOČET TEPELNÝCH ODPORŮ ČEL ROTOROVÉHO VINUTÍ.

S využitím některých zjednodušení určíme i tepelné odpory čel vinutí. Příslušné uzly uvažujeme ve středech koncových čtvrtoblouků, viz obr. 6.35. Na tomto obrázku jsou rovněž vyznačeny délkové rozměry, ze kterých počítáme tepelný odpor ve směru vodičů a tepelný odpor ve směru kolmém na vodiče. Při výpočtu posledně uvedeného odporu použijeme aritmetický průměr rozměrů d_1 a d_2 (viz obr. 6.35) a aritmetický průměr tepelných vodivostí vinutí v těchto směrech:

$$R_{cu\ out} = \frac{(d_1 + d_2)/2}{S(\lambda_1 + \lambda_2)/2} \quad (6.31)$$

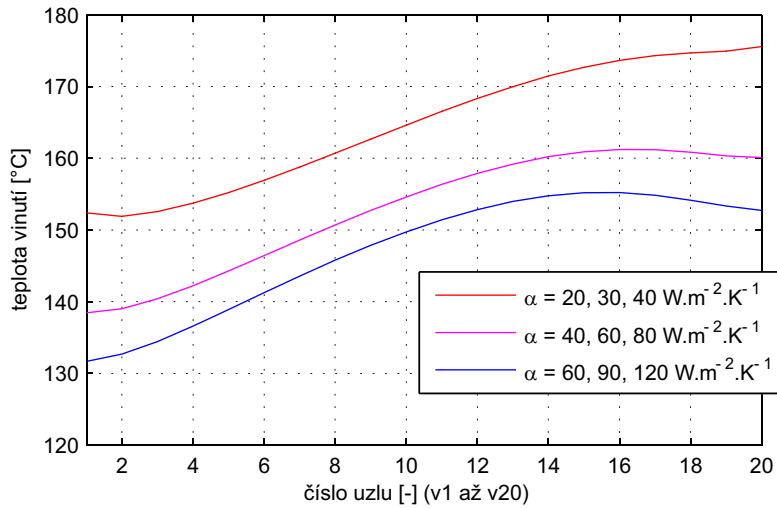
V síti uvažujeme dva vnitřní zdroje tepla. V uzlech vinutí je to tepelný výkon, který odpovídá ztrátám ve vinutí rotoru. Za druhý vnitřní zdroj tepla považujeme část mechanických ztrát generátoru. Počítáme pouze s polovinou těchto ztrát, kterou rovnoměrně rozdělíme mezi uzly vzduchu $a2$ až $a21$. Předpokládáme, že druhá polovina mechanických ztrát se projeví mimo síť jako ztráty ventilátoru (jeho vliv již v síti neuvažujeme).

Pro řešení jsou důležité i vstupní teploty vzduchu. U vzduchu vstupujícího do uzlu $a1$ počítáme s teplotou 45°C (teplota na výstupu z výměníku tepla). V uzlu $a21$ se pak mísí proud vzduchu vystupující z prostoru mezi vyniklými póly rotoru a proud vzduchu přicházející z vnějšku statorového paketu – jeho teplotu jsme převzali z výsledků CFD simulace původního provedení stroje (kap. 6.2.2).

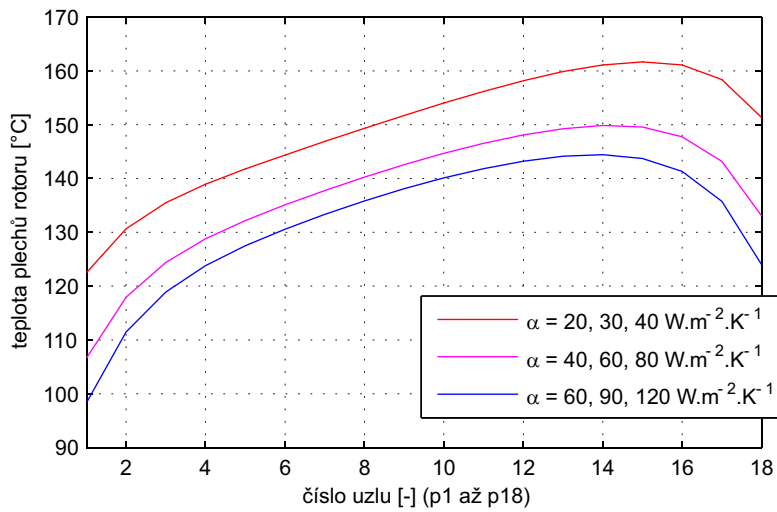
K implementaci a řešení celé tepelné sítě jsme zvolili software Matlab, který umožňuje snadnou práci s maticemi a vektory. Právě zmiňovanou vektorovou formu zápisu jsme použili k interpretaci jednotlivých skupin uzlů (dle obr. 6.33), čímž se definování všech veličin a vztahů značně zjednodušilo.

Jak již jsme zmínili výše, řešení sítě provedeme pro několik různých hodnot koeficientů přestupu tepla α , které se vztahují k povrchu hřídele a k čelům rotoru. Kromě výše uvedených (zvolených) hodnot použijeme i jejich dvojnásobek a trojnásobek. Na obrázcích 6.36, 6.37 a 6.38, jsou vykresleny vypočtené střední teploty odpovídající uzlům vinutí rotoru, uzlům plechů rotoru a uzlům vzduchu, který obtéká rotor.

Na průbězích teplot vzduchu je jasně vidět pokles teploty uzlu $a21$ vlivem přítoku chladnějšího vzduchu z vnějšku paketu. Progresivní růst teploty mezi uzly $a3$ a $a20$ je způsoben zmenšujícím se průtokem vzduchu axiálními kanály mezi vyniklými póly ro-



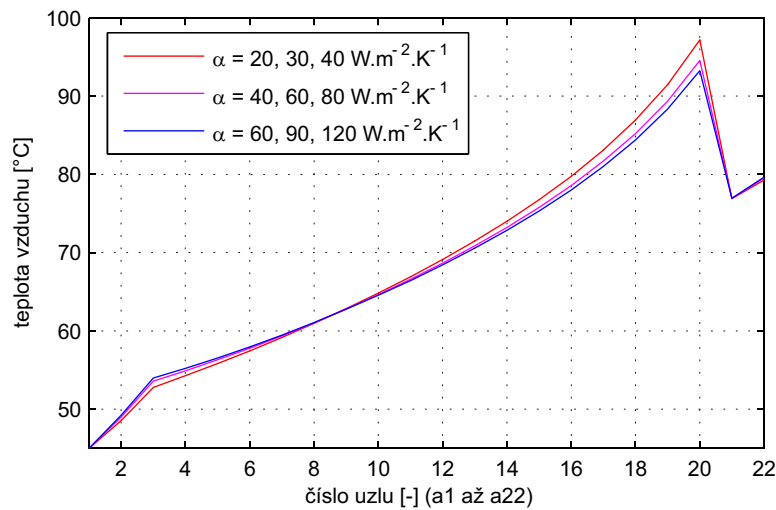
Obr. 6.36: TEPLoty VINUTÍ ROTORU. KOEFICIENTY PŘESTUPU TEPLA α SE VZTAHÚJÍ K HŘÍDELI, ČELŮM ROT. PLECHŮ A K ČELŮM ROT. VINUTÍ.



Obr. 6.37: TEPLoty PLECHŮ ROTORU. KOEFICIENTY PŘESTUPU TEPLA α SE VZTAHÚJÍ K HŘÍDELI, ČELŮM ROT. PLECHŮ A K ČELŮM ROT. VINUTÍ.

toru (důsledek odklonu do statorových rad. kanálů). Vzduch se tak blíže výstupů rychleji zahřívá.

V případě teplot vinutí rotoru jsou na obr. 6.36 vykresleny vždy průměrné hodnoty z obou protilehlých částí vinutí umístěného po obou stranách vyniklého pólu rotoru (uvažovaná tepelná síť tyto protilehlé části ani nerozlišuje, teplotní rozdíly jsou zde zanedbatelné, viz obr. 6.29).



Obr. 6.38: TEPLoty VZDUCHU V BLÍZKOSTI ROTORU. KOEFICIENTY PŘESTUPU TEPLA α SE VZTAHUJÍ K HRÍDELI, ČELŮM ROT. PLECHŮ A K ČELŮM ROT. VINUTÍ.

Vypočtené teploty rotorového vinutí jsou poměrně vysoké. Může to být zapříčiněno použitým způsobem rozdělení ztrát, kdy jsme dodatečně ztráty rovnoměrně rozdělili a připočetli ke ztrátám rotoru a statoru. I když je pravděpodobné, že vypočtené výsledky teplot nebudou přesně odpovídat skutečnosti, umožní nám provést porovnání s teplotami rotoru stroje chlazeného vodou, které vypočteme stejným způsobem.

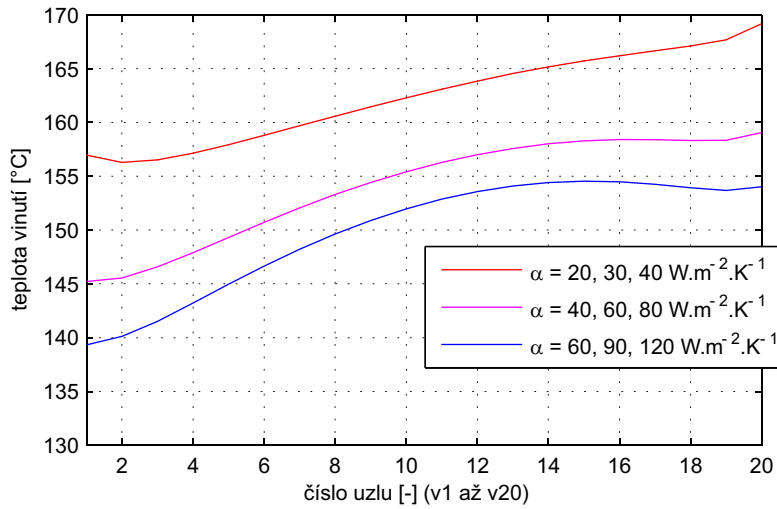
Rotor stroje s vodním chlazením

U stroje chlazeného vodou budeme pracovat s tepelnou sítí, jejíž topologie je naprosto shodná s tepelnou sítí stávajícího provedení (viz obr. 6.33 a 6.34). Jediným podstatným rozdílem je pouze odlišný charakter toku vzduchu – průtok vzduchu je ve všech uzlech stejný, nedochází zde k odklánění do statorových rad. kanálů ani k mísení s jiným proudem vzduchu. Hodnota průtoku vzduchu, se kterou budeme při řešení pracovat, vychází z průsečíku charakteristik na obr. 6.20.

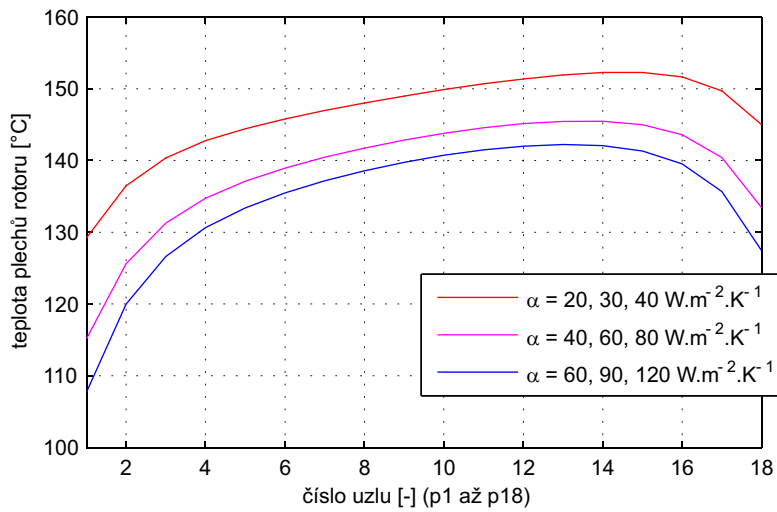
Další zdroje vstupních hodnot, které pro řešení použijeme, jsou podobné jako u předchozí sítě. Jedná se zejména o CFD simulaci vodou chlazeného stroje se zjednodušeným tvarem rotoru. Odtud převezmeme hodnoty tepelných toků z čel statorového vinutí, čel statorového svazku plechů a teploty vnitřního povrchu statoru.

Řešení provedeme opět pro tři různé kombinace koeficientů přestupu tepla na čelech rotoru a hřídeli. Použité hodnoty jsou stejné jako u stávajícího provedení. Výsledné teploty vinutí, plechů rotoru a vzduchu v jeho blízkosti jsou vykresleny na obrázcích 6.39, 6.40 a 6.41.

Rozložení výsledných teplot podél rotoru je velice podobné výsledkům stávajícího způsobu chlazení (prezentovaným v předchozí podkapitole). V případě vodního chlazení



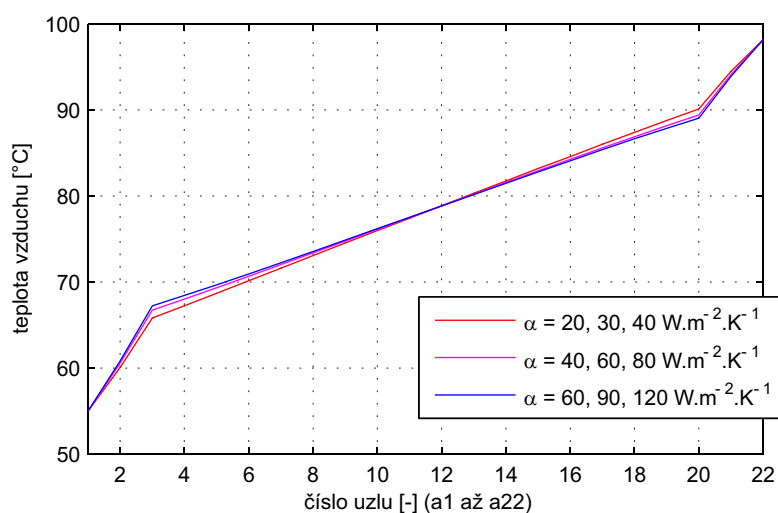
Obr. 6.39: TEPLOTY VINUTÍ ROTORU. KOEFICIENTY PŘESTUPU TEPLA α SE VZTAHUJÍ K HŘÍDELI, ČELŮM ROT. PLECHŮ A K ČELŮM ROT. VINUTÍ.



Obr. 6.40: TEPLOTY PLECHŮ ROTORU. KOEFICIENTY PŘESTUPU TEPLA α SE VZTAHUJÍ K HŘÍDELI, ČELŮM ROT. PLECHŮ A K ČELŮM ROT. VINUTÍ.

jsou však průběhy teplot mnohem vyrovnanější, což je zřejmě způsobeno stálým (nezmenšujícím se) průtokem vzduchu okolo rotoru.

V grafu na obr. 6.41 si můžeme povšimnout, že teplota vzduchu je v posledním uzlu sítě nižší, než výsledná teplota vzduchu na výstupu CFD modelu statoru s vodním chlazením (kap. 6.7.3). Je to pochopitelné, neboť v tepelné síti počítáme pouze s polovinou mechanických ztrát stroje (druhá polovina – ztráty ventilátoru – se projevuje mimo síť). Ve



Obr. 6.41: TEPLoty VZDUCHU V BLÍZKOSTI ROTORU. KOEFICIENTY PŘESTUPU TEPLA α SE VZTAHUJÍ K HRÍDELI, ČELŮM ROT. PLECHŮ A K ČELŮM ROT. VINUTÍ.

zmiňované CFD simulaci jsme naopak pracovali s plnou (nezmenšenou) hodnotou těchto ztrát, protože nás zajímala teplota na vstupu do interního výměníku tepla.

Nejdůležitějšími výsledky jsou pro nás teploty rotorového vinutí. Porovnání těchto teplot u obou způsobů chlazení bude uvedeno v kapitole 6.9.

6.9 Zhodnocení návrhu s vodním chlazením a jeho porovnání se stávajícím provedením chlazení

Při hodnocení navrženého vodního chlazení, aplikovaného na synchronní generátor, vyjdeme zejména z vypočtených teplot vinutí, které lze považovat za pomyslný ukazatel účinnosti chlazení stroje.

střední teplota [°C]	stávající provedení	115
	s vodním chlazením	109
	pokles stř. teploty	6
maximální teplota [°C]	stávající provedení	136
	s vodním chlazením	130
	pokles max. teploty	6

Tab. 6.6: POROVNÁNÍ VYPOČTENÝCH TEPLŮ STATOROVÉHO VINUTÍ.

V tabulce 6.6 jsou shrnuty teploty statorového vinutí, vypočtené pro stávající způsob chlazení a pro navržené vodní chlazení. Pokles těchto teplot o 6 °C se může jevit jako nevýrazný, avšak cílem návrhu bylo dosáhnout stejné nebo pouze nepatrně menší teploty

statorového vinutí než u stroje ve stávajícím provedení. V tomto kontextu představuje zmiňovaných 6 °C poměrně značné snížení teplot.

Tento pokles je zřejmě do určité míry způsoben určitou opatrností během návrhu, kdy jsme počítali spíše s „pesimističtějšími“ hodnotami jednotlivých parametrů. Svou roli určitě hraje i samotná podstata návrhu pomocí tepelné sítě, kdy nemůžeme tak přesně postihnout všechny tepelné toky uvnitř stroje. Například tepelný tok z vnitřního povrchu statoru do vzduchu vyšel v následné CFD simulaci o cca 20 % vyšší, než s jakým se počítalo během návrhu.

α [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]	hřídel, čela plechů, čela vin.	20, 30, 40	40, 60, 80	60, 90, 120
střední teplota [°C]	stávající provedení	165	152	147
	s vodním chlazením	162	154	150
max. teplota [°C]	stávající provedení	176	161	155
	s vodním chlazením	169	159	155

Tab. 6.7: POROVNÁNÍ VYPOČTENÝCH TEPLOT VINUTÍ ROTORU PRO RŮZNÉ HODNOTY KOEFICIENTŮ PŘESTUPU TEPLA.

Mnohem zajímavější je porovnání teplot vinutí rotoru vypočtených pomocí tepelné sítě, viz tabulka 6.7. Rozdíly středních teplot vinutí obou provedení jsou poměrně malé, pohybují se od -2,1 °C (ve prospěch stroje s vodním chlazením, při nižších zvolených hodnotách α) do 2,9 °C (ve prospěch stroje ve stávajícím provedení, při vyšších hodnotách α). Příčinou tohoto trendu jsou pravděpodobně nižší teploty vzduchu v okolí čel rotoru u stávajícího provedení (viz porovnání teplot uzlů $a2$ a $a21$ v grafech na obr. 6.38 a 6.41). U stávajícího provedení je proto přestup tepla na čelech rotoru intenzivnější (při stejných hodnotách α) než u provedení s vodním chlazením (u něj je naopak intenzivnější přestup tepla podél boků vyniklých pólů – v důsledku vyššího průtoku vzduchu). Se zvyšujícími se hodnotami α se tak odvod tepla z rotoru stávajícího provedení zlepšuje rychleji než u provedení s vodním chlazením. Zamyslíme-li se nad zvoleným rozsahem hodnot koeficientů přestupu tepla α , můžeme předpokládat, že skutečné hodnoty se nacházejí někde uvnitř tohoto intervalu. Lze tedy prohlásit, že skutečné střední teploty vinutí rotoru jsou u stroje s vodním chlazením víceméně stejné jako u stroje ve stávajícím provedení.

Podobný trend v chování teplot vinutí lze vysledovat i při porovnání jejich maximálních hodnot. Je však potěšitelné, že vypočtené maximální teploty jsou u provedení s vodním chlazením vždy o něco nižší (pro všechny zvolené hodnoty α), než u stávajícího provedení. Tímto se potvrzuje správnost volby parametrů navrženého interního výměníku tepla, který je tak schopen zajistit dostatečné snížení teploty vzduchu, který chladí rotor.

7 Závěr

V této práci byly podrobně prozkoumány a porovnány různé způsoby chlazení točivých elektrických strojů. Zvláštní důraz byl kladen především na přímé vodní chlazení statoru. Práce se zabývá netradiční variantou tohoto chlazení, která spočívá v přímém chlazení jha statoru pomocí trubek přiléhajících k jeho povrchu. Zvolená koncepce chlazení je zde podrobně popsána, v práci je rozveden a prakticky aplikován i způsob návrhu parametrů tohoto chlazení.

Pro praktické ověření vodního chlazení a jeho porovnání s jinými způsoby chlazení byl zvolen malý asynchronní motor. Na tento motor bylo aplikováno navržené vodní chlazení, došlo rovněž ke zhotovení druhé varianty motoru, která napodobuje stávající způsob chlazení větších synchronních generátorů. Měření na takto upravených strojích potvrdila vyšší účinnost přímého vodního chlazení a také správnost návrhu jeho parametrů.

Důležitým přínosem experimentů je také poznatek, že u navrženého vodního chlazení nedochází k negativní interakci s magnetickým obvodem stroje – není zde žádné citelné zvýšení ztrát, které by ukazovalo na indukování proudů v chladicích trubkách.

K jednotlivým provedením asynchronního motoru byly vytvořeny odpovídající CFD modely. Naměřené hodnoty teplot a ztrát potom posloužily k odladění těchto modelů a k identifikaci některých neznámých parametrů, zejména vlastností použitých materiálů. Podařilo se dosáhnout poměrně dobré shody mezi naměřenými hodnotami a výsledky CFD modelů. Odladěné CFD modely umožnily simulovat práci stroje i při jiném zatížení. Ukázalo se tak, že motor s vodním chlazením dosáhne stejné teploty vinutí jako motor chlazený vzduchem (napodobující stávající způsob chlazení generátorů) až při celkových ztrátách o 68 % vyšších. Tomu odpovídá i o 45 % vyšší výkon na hřídeli motoru s vodním chlazením.

Návrh parametrů vodního chlazení byl poté aplikován i na jeden z větších synchronních generátorů, pro které je vodní chlazení především určeno. Návrh vychází z teplot vypočtených pomocí CFD modelu stávajícího provedení generátoru. Tyto hodnoty tvoří pomyslnou mez, kterou by maximální teploty, dosažené u překonstruovaného stroje s vodním chlazením, neměly překročit.

Určitou pozornost si vyžádala i volba parametrů menšího interního výměníku tepla, který má za úkol ochlazovat vzduch, přicházející k rotoru stroje. Právě na účinnosti zmiňovaného výměníku závisí do značné míry výsledné teploty vinutí rotoru, a tedy i použitelnost této koncepce vodního chlazení. Analytický model chování výměníku byl následně využit jako zdroj okrajových podmínek pro CFD model statoru s přímým vodním chlazením. Výsledné teploty statorového vinutí, získané pomocí tohoto CFD modelu, jsou o cca 6 °C nižší než v případě stávajícího způsobu chlazení.

Protože CFD model rotoru by byl výpočetně příliš náročný, byla k výpočtu teplot rotoru zvolena metoda tepelné sítě. Hodnoty některých potřebných koeficientů však byly stanoveny s využitím zjednodušených CFD modelů rotoru. Získané výsledky naznačují, že

maximální teploty vinutí rotoru budou nepatrně nižší než v případě stávajícího způsobu chlazení.

I když se modely a výpočty, týkající se synchronního generátoru, neobešly bez četných zjednodušení a odhadů některých parametrů, byla tato zjednodušení aplikována rovnocenným způsobem na obě varianty chlazení. Jelikož tyto modely nejsou podloženy měřeními, je pravděpodobné, že absolutní hodnoty vypočtených teplot nebudou zcela dokonale odpovídat skutečnosti. Nic to však nemění na vzájemném porovnání výsledných teplot u obou způsobů chlazení – potvrdilo se, že pomocí přímého vodního chlazení lze dosáhnout nižších teplot než u stávajícího chlazení vzduchem.

Je však potřeba poukázat i na rozdíly v poměrech tepelných toků u vodního chlazení aplikovaného na malý asynchronní motor a u vodního chlazení navrženého pro větší synchronní generátor. U malého asynchronního motoru přestupuje přímo ze svazku plechů do vody více než 80 % tepla z celkových ztrát, u většího synchronního generátoru je to však méně než 50 %. Souvisí to samozřejmě s horším poměrem ztrát k odporu jha u větších strojů. Přestože je u synchronního generátoru pokryto chladicími trubkami mnohem větší procento povrchu jha než u malého asynchronního motoru, více než polovina celkových ztrát musí být odváděna vzduchem do interního výměníku tepla. U větších strojů by tento poměr byl pravděpodobně ještě horší, čímž by se poněkud degradovala jedna z hlavních výhod takto koncipovaného vodního chlazení – přímý odvod tepla vodou ze statoru.

Avšak i přes tuto skutečnost se ukázalo, že i v případě synchronních strojů s výkonem v řádu jednotek MW lze pomocí navrženého vodního chlazení dosáhnout nepatrně nižších teplot než už stávajícího způsobu chlazení. Použití rozměrného externího výměníku tepla, který bývá umístěn na horní straně těchto strojů, není u navrženého vodního chlazení nutné. Právě to je jedna z hlavních výhod oproti stávajícímu způsobu chlazení. V případě aplikace navrženého vodního chlazení na menší stroje (např. s výkony v řádech desítek až stovek kW) je zde navíc potenciál k dosažení mnohem zřetelnějšího poklesu teplot.

8 Seznam použitých zdrojů

- [1] HOLÁŇ, V.: *Návrh netradičního chlazení vinutí statoru synchronního motoru s využitím tepelných trubíc a vodního chlazení*, diplomová práce, Brno, 2006
- [2] HAK, J. , OŠLEJŠEK, O.: *Výpočet chlazení elektrických strojů*, 1.díl, VÚES Brno, DT 621.313-71 , 1973
- [3] ONDRUŠKA, E. , MALOUŠEK, A.: *Ventilace a chlazení elektrických strojů točivých*, SNTL, Praha, 1985
- [4] JÍCHA, M.: *Přenos tepla a látky*, Akademické nakladatelství CERM, Brno, ISBN 80-214-2029-4, 2001
- [5] LAPČÍK, J.: *Elektrické stroje - laboratorní cvičení*, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, Vysoké učení technické v Brně, 2003
- [6] PAVELEK, M.: *Termomechanika*, Akademické nakladatelství CERM, Brno, ISBN 80-214-2409-5, 2003
- [7] ŠOB, F.: *Hydromechanika*, Akademické nakladatelství CERM, Brno, ISBN 80-214-2037-5, 2002
- [8] KUTATELADZE S.S., BORISANSKIJ V.M.: *Příručka sdílení tepla*, Gasenergoizdat, Moskva (překlad SNTL, Praha 1962), 1959
- [9] IDELCHIK, I. E.: *Handbook of hydraulic resistance*, 3rd edition, Jaico publishing house, ISBN 81-7992-118-2, 2006
- [10] VLACH, R.: *Tepelné procesy v mechatronických soustavách*, Akademické nakladatelství CERM, Brno, ISBN 978-80-214-3976-4, 2009
- [11] OKAZAKI, T.; SUGIMOTO, H.; TAKEDA, T.: *Liquid Nitrogen Cooled HTS Motor for Ship Propulsion*, Power Engineering Society General Meeting, 2006. IEEE, Montreal, Que., ISBN: 1-4244-0493-2 , 16-10-2006
- [12] MATSUZAKI, H.; KIMURA, Y.; MORITA, E.; OGATA, H.; IDA, T.; IZUMI, M.; SUGIMOTO, H.; MIKI, M.; KITANO, M.: *HTS Bulk Pole-Field Magnets Motor With a Multiple Rotor Cooled by Liquid Nitrogen*, Applied Superconductivity, IEEE Transactions, Virginia Beach VA, USA, Volume : 17 , Issue:2, On page(s): 1553, ISSN : 1051-8223, June 2007
- [13] SUGIMOTO, H.; TSUDA, T.; MORISHITA, T.; HONDOU, Y.; TAKEDA, T.; TOGAWA, H.; OOTA, T.; OHMATSU, K. : *Development of an Axial Flux Type PM Synchronous Motor With the Liquid Nitrogen Cooled HTS Armature Windings*, Applied Superconductivity, IEEE Transactions, Virginia Beach VA, USA, Volume : 17 , Issue:2, On page(s): 1637, ISSN : 1051-8223, June 2007

- [14] NAGAKURA, K.; OTAKA, T.; KAKIUCHI, M.; GUNJI, Y.; NAKAYAMA, S.; MURATA, D.; KABATA, Y.; HATANO, H.: *Development of the worlds Largest Hydrogen Indirectly Cooled Turbine Generator*, Electrical Machines and Systems, 2009. ICEMS 2009. International Conference, Tokyo, ISBN: 978-1-4244-5177-7 , 15-18 Nov. 2009
- [15] COWAN, K.W.; MAIN, A.J. : *The development of a new range of hydrogen cooled generators*, Electrical Machines and Drives, 1995. Seventh International Conference, Durham, On page(s): 378, ISBN: 0-85296-648-2 , 11-13 Sept. 1995
- [16] ZHANG XUELI; WANG HAIFENG; ZHANG GUOQIANG; GU GUOYAO: *Temperature Characteristics in the Stator Model of a Permanent Magnet Motor by Water-Cooling and Evaporative Cooling*, Electrical Machines and Systems, 2005. ICEMS 2005. Proceedings of the Eighth International Conference, Volume : 3 , On page(s): 2408, ISBN: 7-5062-7407-8 , 27-29 Sept. 2005
- [17] XIONG BIN, GU GUOYAO, FU DEPING, GUO JIANHONG, LI ZHENGUO: *Developing of Turbo Generator Based on Evaporative Cooling Technique and Analysis to Key Factors*, Electrical Machines and Systems 2009, ICEMS 2009 International Conference, Tokyo, ISBN: 978-1-4244-5177-7, 2009
- [18] GUO JIANHONG, YUAN JIAN-HUA, FU DEPING, LUAN RU, XIONG BIN: *300MW level evaporative cooling turbine generator stator temperature field analysis*, Electrical Machines and Systems 2009. ICEMS 2009 International Conference , Tokyo, ISBN: 978-1-4244-5177-7, 2009
- [19] BORGES, S.S.; CEZARIO, C.A.; KUNZ, T.T.: *Design of Water Cooled Electric Motors Using CFD and Thermography Techniques*, Electrical Machines 2008. ICEM 2008, 18th International Conference, Vilamoura, ISBN: 978-1-4244-1735-3, 6-9 Sept. 2008
- [20] LIWEI SONG; ZIJIAN LI; JINGYI GAO; QINGCHU ZENG; FUPING WANG: *3D Thermal Analysis of Water Cooling Induction Motor used for HEV*, Electrical Machines and Systems, 2008. ICEMS 2008, International Conference, Wuhan, ISBN: 978-1-4244-3826-6, 17-20 Oct. 2008
- [21] KRAL, C.; HAUMER, A.; BAUML, T.: *Thermal Model and Behavior of a Totally-Enclosed-Water-Cooled Squirrel-Cage Induction Machine for Traction Applications*, Industrial Electronics, IEEE Transactions, Volume : 55 , Issue:10 , On page(s): 3555, ISSN : 0278-0046 , Oct. 2008
- [22] PING ZHENG; RANRAN LIU; THELIN, P.; NORDLUND, E.; SADARANGANI, C.: *Research on the Cooling System of a 4QT Prototype Machine Used for HEV*, Energy Conversion, IEEE Transactions,, Volume : 23 , Issue:1, On page(s): 61, ISSN : 0885-8969 , March 2008
- [23] KING, J.E.; KOBUCK, R.M.; REPP, J.R.: *High Speed Water-cooled Permanent Magnet Motor for Pulse Alternator-based Pulse Power Systems*, Electromagnetic Launch

Technology, 2008 14th Symposium, Victoria BC, ISBN: 978-1-4244-1832-9 , 10-13 June 2008

- [24] ODVARKA, E.; BROWN, N. L.; MEBARKI, A.; SHANEL, M.; NARAYANAN, S.; ONDRUSEK, C.: *Thermal Modelling of Water-Cooled Axial-Flux Permanent Magnet Machine*, Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2010), 5th IET International Conference, Brighton, UK , 19-21 April 2010
- [25] FUNIERU, B.; BINDER, A. : *Thermal Design of a Permanent Magnet Motor used for Gearless Railway Traction*, Industrial Electronics, 2008. IECON 2008. 34th Annual Conference of IEEE, Orlando FL, On page(s): 2061,ISSN : 1553-572X, ISBN: 978-1-4244-1767-4 , 10-13 Nov. 2008
- [26] WANG, H.Y.; SU, P.S.; WANG, X.H. : *Calculation on the Thermal Field of the Water Cooling Stator of Three-Gorge Hydro-Generator*, Electrical Machines and Systems, 2005. ICEMS 2005. Proceedings of the Eighth International Conference, Nanjing, Volume : 3, On page(s): 2231, ISBN: 7-5062-7407-8 , 29 Sept. 2005
- [27] CARICCHI, F.; CRESCIMBINI, F.; DI NAPOLI, A.; MARCHEGGIANI, M.: *Prototype of Electric Vehicle Drive with Twin Water-Cooled Wheel Direct Drive Motors*, Power Electronics Specialists Conference, 1996. PESC '96 Record., 27th Annual IEEE, Baveno, Volume : 2, On page(s): 1926, ISSN : 0275-9306, ISBN: 0-7803-3500-7 , 23-27 June 1996
- [28] STATON, D.; BOGLIETTI, A. ;CAVAGNINO, A. : *Solving the More Difficult Aspects of Electric Motor Thermal Analysis in Small and Medium Size Industrial Induction Motors*, Electric Machines and Drives Conference, 2003. IEMDC'03. IEEE International, Volume : 2 , On page(s): 747, ISBN: 0-7803-7817-2 , 1-4 June 2003
- [29] SEGHIR-OUALIA S.; SAURYA D.; HARMANDA S.; PHILLIPARTB O.; LALOYB D.: *Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow*, International Journal of Thermal Sciences, Volume 45, Issue 12, Pages 1166-1178 , December 2006
- [30] ALI M. JAWARNEH: *Heat Transfer Enhancement in Swirl Annulus Flows*, 5th WSEAS Int. Conf. on ENVIRONMENT, ECOSYSTEMS and DEVELOPMENT, Tenerife, Spain, 14-16 December, 2007
- [31] NERG, J.; RILLA, M.; PYRHÖNEN, J. : *Thermal Analysis of Radial-Flux Electrical Machines*, Industrial Electronics, Vol. 55, No. 10, October 2008
- [32] HENNEBERGER, G.; YAHIA, K.B.; SCHMITZ, M. : *Calculation and identification of a thermal equivalent circuit of a water cooled induction motor for electric vehicle applications*, Electrical Machines and Drives, 1995. Seventh International Conference, Durham, On page(s): 6 - 10, ISBN: 0-85296-648-2 , 11-13 Sept. 1995
- [33] DEAK, C.; BINDER, A.; FUNIERU, B.; MIRZAEI, M.: *Extended field weakening and overloading of high-torque density permanent magnet motors*, Energy Conver-

- sion Congress and Exposition, 2009. ECCE 2009. IEEE, San Jose CA, On page(s): 2347 - 2353, ISBN: 978-1-4244-2893-9 , 20-24 Sept. 2009
- [34] CUI, S.; ZHAO, W.; WU, S.; : *Research on the Thermal Field and Active Water Cooling System Design of an Air-Core Compulsator*, Plasma Science, IEEE Transactions, Volume: PP Issue:99, On page(s): 1 - 6, ISSN: 0093-3813 , 23-8-2010
- [35] *WGM Motors: Water jacket Cooled* [on-line]. c2009 [cit. 2010-12-26] Dostupné na: <http://www.weg.net/ch/Media-Center/News/Products-Solutions/WGM-Motors-Water-jacket-Cooled>
- [36] *Low Voltage Water Cooled Motors* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: [http://www05.abb.com/global/scot/scot259.nsf/veritydisplay/67c6647233852d42c125740800412da2/\\$File/WaterCooledMotors%20EN%2002_2008.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot259.nsf/veritydisplay/67c6647233852d42c125740800412da2/$File/WaterCooledMotors%20EN%2002_2008.pdf)
- [37] *Asynchronous motors with water cooling* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: <http://www.oswald.de/FQD-asynchronous-motors-w.41+M52087573ab0.0.html>
- [38] *speed controlled AC Motors and Generators Series FQD water-cooled* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: http://www.oswald.de/uploads/media/FQD_1036i_02.pdf
- [39] *Green MotorSport EV Motors – THE GSM M1* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: http://www.greenmotorsport.com/green_motorsport/products_and_services/3,1,388,17,12958.html
- [40] *Three phase synchronous motors DST 135-315* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: <http://www.baumueller.de/DownloadInternet/Prospekteenglisch/DST%20135-315%20englisch%200808.pdf>
- [41] *Three phase asynchronous motors DA 100-280* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: http://www.baumueller.de/DownloadInternet/Prospekteenglisch/DA-100-280_0308_engl.pdf
- [42] *Momentové motory s permanentními magnety řady ROL ve vestavném provedení* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: http://www.vues.cz/doc/CZ_ROL_____090416.PDF?docid=232
- [43] *Synchronní momentové motory s PM řady ROL ve vestavném provedení* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: http://www.vues.cz/doc/CZ_ROL-DAT____090909.PDF?docid=259
- [44] *Servo motors – Dynamic series* [on-line]. [cit. 2010-12-26] Dostupné na: <http://www.dac-electric.com/products/motors/servo-motors/dynamic-series/index.php>
- [45] Vít, T. : *Základy přenosu tepla a hmoty I (přenos hybnosti a tepla - výměníky tepla)* [on-line]. c2004 [cit. 2010-12-26] Dostupné na : <http://www.kez.tul.cz/web/hlavni/data/doplnky/PTHI.pdf>

9 Seznam použitých zkratek a symbolů

α	- koeficient přestupu nebo prostupu tepla (obecně) [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
α_{lep}	- koeficient prostupu tepla lepeného spoje mezi trubičkou a jhem statoru [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
α_{nc}	- koeficient přestupu tepla z povrchu stroje do okolí přirozenou konvekcí [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
α_p	- koeficient prostupu tepla skrze vrstvičku teplovodivé pasty mezi chladicí trubičkou a žebrovaným segmentem výměníku tepla [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
α_s	- koeficient přestupu tepla z povrchu stroje do okolí sáláním [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
α_w	- koeficient prostupu tepla mezi čelními štíty a kostrou stroje [$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]
δ	- šířka volného prostoru mezi žebry výměníku tepla [mm]
Δp	- tlaková ztráta [Pa]
ΔP_d	- dodatečné ztráty [W]
ΔP_{Fe}	- ztráty v železe [W]
ΔP_{Fed}	- „doplňkové“ ztráty [W]
ΔP_{hyd}	- ztrátový hydraulický výkon [W]
ΔP_{j1}	- ztráty ve vinutí statoru [W]
ΔP_{j2}	- ztráty ve vinutí rotoru [W]
ΔP_m	- mechanické ztráty [W]
ΔP_{rot}	- celkové ztráty rotoru [W]
ΔT_α	- rozdíl mezi teplotou stěny trubky a střední teplotu tekutiny uvnitř [$^\circ\text{C}$]
ΔT_1	- rozdíl teploty na úrovni vnitřního poloměru jha a střední teploty vody v chladicích trubičkách [$^\circ\text{C}$]
ΔT_2	- rozdíl teploty okolního vzduchu a střední teploty vody v chladicích trubičkách [$^\circ\text{C}$]
ΔT_{in}	- rozdíl mezi teplotou vzduchu vstupujícího do výměníku tepla a teplotou pat jeho žebel [$^\circ\text{C}$]
ΔT_{ln}	- střední logaritmický teplotní spád [$^\circ\text{C}$]

ΔT_{out}	- rozdíl mezi teplotou vzduchu vystupujícího z výměníku tepla a teplotou pat jeho žeber [°C]
ΔT_{pasty}	- teplotní úbytek na vrstvičce teplovodivé pasty aplikované mezi chladicími trubkami a přiléhajícími žebrovanými segmenty výměníku tepla [°C]
ε	- poměrná zářivost (emisivita) [-]
η	- účinnost žeber výměníku tepla [%]
λ	- tepelná vodivost materiálu [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
λ_a	- tepelná vodivost materiálu v axiálním směru [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
$\lambda_{r,t}$	- tepelná vodivost materiálu v radiálním a tečném směru [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
ξ_{in}	- koeficient související s tlakovou ztrátou na vstupu tekutiny z volného prostoru [-]
ξ_{oh}	- koeficient související s tlakovou ztrátou způsobenou změnou směru proudění [-]
ξ_{out}	- koeficient související s tlakovou ztrátou na výstupu tekutiny do volného prostoru [-]
π	- Ludolfovo číslo (3,14159...)
ρ	- hustota (měrná hmotnost) [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
σ	- Stefan-Boltzmanova konstanta ($5,67\cdot 10^{-8} \text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$)
$\Sigma\Delta P$	- celkové ztráty stroje [W]
χ	- bezrozměrný koeficient charakterizující průřez jha statoru z hlediska jeho geometrie, související s jeho tepelným odporem [-]
a_1, \dots, a_{22}	- označení uzlů tepelné sítě, které náleží vzduchu v okolí rotoru
b_1, \dots, b_4	- interpolační koeficienty [-]
c	- měrná tepelná kapacita vody [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
c_p	- měrná tepelná kapacita vzduchu za stálého tlaku [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]
CFD	- Computational Fluid Dynamics, lze volně přeložit jako využití numerických metod a výpočetní techniky pro modelování dynamiky částic, např. tekutin
$\cos \varphi$	- účinník [-]
d_1, d_2	- rozměry průřezu vinutí rotoru (v oblasti jeho čel) použité pro výpočet tepelného odporu R_{cu-out} [m]
d_{iz}	- celková tloušťka elektroizolace ve statorových drážkách (včetně příspěvku izolace jednotlivých vodičů) [m]

d_{tri}	- vnitřní průměr trubky [m]
e	- Eulerovo číslo (2,71828...)
f_t	- koeficient tření tekutiny v hladké trubce [-]
$h1, \dots, h24$	- označení uzlů tepelné sítě, které náleží hřídeli rotoru
I_f	- fázový proud statorovým vinutím [A]
I_s	- střední hodnota napájecího proudu [A]
k_v	- koeficient charakterizující vnitřní odpor ventilátoru [-]
$k-\epsilon$	- označení skupiny dvourovnicových numerických modelů turbulentního chování tekutin
$k-kl-\omega$	- třírovnicový numerický model turbulentního chování tekutin
L	- délka, vzdálenost [m]
L_{celk}	- skutečná délka jednoho vodiče statorového vinutí, měřeno od středu ohybu vodiče na čele vinutí ke středu ohybu na protějším čele [m]
L_f	- délka žebra měřená od jeho paty k volnému konci [m]
L_p	- délka přímých částí vodičů statorového vinutí uvažovaná v CFD modelu, částečně zasahující dovnitř čel vinutí [m]
L_z	- osová délka svazku plechů [m]
MKP	- metoda konečných prvků
M	- krouticí moment na hřídeli [Nm]
n	- otáčky [min^{-1}]
n_{pv}	- počet paralelních větví chladicího okruhu (počet trubkových chladičích těles) [-]
Nu	- Nusseltovo číslo [-]
p	- relativní tlak vztažený k hodnotě tlaku okolního prostředí, případně tlakový rozdíl [Pa]
p_0	- maximální přetlak vyvozený ventilátorem při nulovém průtoku vzduchu [Pa]
p_1	- úhlová rozteč drážek pro chladičí trubky [°]
p_2	- poměr vnějšího poloměru chladičích trubek k vnějšímu poloměru jha statoru [-]
p_3	- poměr vnitřního poloměru jha statoru k jeho vnějšímu poloměru [-]
$p1, \dots, p18$	- označení uzlů tepelné sítě, které náleží železným plechům rotoru
P_δ	- elektromagnetický výkon přes vzduchovou mezeru [W]
P_1	- příkon z rozvodné sítě [W]

P_{AlK}	- část ztrát vinutí rotoru přiřazená v CFD modelu spojovacím kruhům rotorové klece [W]
P_{AlT}	- část ztrát vinutí rotoru přiřazená v CFD modelu tyčím rotorové klece [W]
P_{CFD}	- celkové ztráty zadané v CFD modelu rotoru (ztráty zadané na vinutí rotoru) [W]
P_{Cu}	- ztráty v mědi statorového vinutí nastavené v CFD modelu [W]
P_{CuC}	- část ztrát v mědi statorového vinutí připadající pouze na čela vinutí, nastavovaná v CFD modelu [W]
P_{CuP}	- část ztrát v mědi statorového vinutí připadající pouze na přímé úseky statorového vinutí, které se nalézají v drážkách uvnitř svazku plechů (nastavovaná v CFD modelu) [W]
P_{Fe}	- celkové ztráty v železe nastavené v CFD modelu [W]
P_{FeJHO}	- část ztrát P_{FeSTAT} nastavená v CFD modelu na jho statoru [W]
P_{FeROT}	- část ztrát v železe nastavená v CFD modelu na železné plechy rotoru [W]
P_{FeSTAT}	- část ztrát v železe přiřazená v CFD modelu svazku statorových plechů [W]
P_{FeZUBY}	- část ztrát P_{FeSTAT} nastavená v CFD modelu na zuby statorových plechů [W]
P_h	- užitný výkon na hřídeli [W]
P_m	- celkový mechanický výkon [W]
P_p	- únik tepla vnějším povrchem stroje do okolí [W]
P_{pl}	- ztráty přiřazené v CFD modelu ocelovému plášti motoru [W]
\dot{q}	- plošný tepelný tok [$W \cdot m^{-2}$]
\dot{Q}	- tepelný tok (obecně) [W]
\dot{Q}_j	- tepelný tok jhem statoru (v radiálním směru) [W]
Q_m	- hmotnostní průtok tekutiny [$kg \cdot s^{-1}$]
Q_v	- objemový průtok tekutiny [$m^3 \cdot s^{-1}$]
Q_{vi}	- objemový průtok vzduchu na vstupu do stroje [$l \cdot s^{-1}$]
Q_{vo}	- objemový průtok vzduchu na výstupu ze stroje [$l \cdot s^{-1}$]
r_1	- vnitřní poloměr jha statoru [m]
r_2	- vnější poloměr jha statoru [m]
r_{tr}	- vnější poloměr chladičící trubky, shodný s poloměrem drážky pro její usazení na povrchu jha [m]

r_{tri}	- vnitřní poloměr chladicí trubky [m]
R_{α}	- tepelný odpor související s přestupem tepla [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{celk}	- celkový tepelný odpor mezi vnitřním poloměrem jha statoru a vodou v chladicích trubkách [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{cu-air}	- tepelný odpor mezi vnitřkem rotorového vinutí a vzduchem v prostoru mezi vyniklými póly rotoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{cu-fe}	- tepelný odpor mezi vnitřkem rotorového vinutí a železnými plechy rotoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{cu-out}	- tepelný odpor mezi vnitřkem čel rotorového vinutí a okolním vzduchem [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{fstud}	- elektrický odpor jedné fáze vinutí za studena [Ω]
R_{fust}	- elektrický odpor jedné fáze vinutí při ustálené pracovní teplotě [Ω]
R_{fe-air}	- tepelný odpor mezi železnými plechy rotoru a vzduchem okolo rotoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{hr}	- tepelný odpor (v radiálním směru) mezi uzlem tepelné sítě situovaným uvnitř hřídele a povrchem hřídele [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{iz}	- celkový tepelný odpor izolace vinutí v drážkách [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_j	- tepelný odpor jha statoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{lep}	- tepelný odpor lepeného spoje mezi chladicími trubičkami a jhem statoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{p1}	- tepelný odpor (v radiálním směru) vnitřní kruhové části železných plechů rotoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{p2}	- tepelný odpor (v radiálním směru) přímé vnější části železných plechů rotoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{st-air}	- tepelný odpor související s přestupem tepla z vnitřního povrchu svazku statorových plechů do vzduchu okolo rotoru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{stud}	- elektrický odpor paralelně spojených fází vinutí za studena [Ω]
R_{ust}	- elektrický odpor paralelně spojených fází vinutí za tepla po ustálení teplot [Ω]
R_v	- tepelný odpor mezikruhové válcové stěny v radiálním směru [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{v12}, R_{v23}	- tepelné odpory mezi jednotlivými uzly rotorového vinutí ve směru vodičů [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{z1}	- tepelný odpor části zubu [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
R_{z2}	- tepelný odpor druhé (koncové) části zubu [$^{\circ}\text{C}\cdot\text{W}^{-1}$]
Re	- Reynoldsovo číslo [-]

s	- skluz [-]
S	- plocha (obecně) [m ²]
S_p	- celková styčná plocha mezi chladicími trubkami a žebrovanými segmenty výměníku tepla [m ²]
S_{pr}	- plocha průchozího průřezu jedné chladicí trubky [m ²]
S_w	- plocha vnitřních stěn trubek na kterých dochází k přestupu tepla [m ²]
t	- čas [s]
T	- teplota (obecně) [°C]
T_{stud}	- teplota vinutí za studena [°C]
T_{air}	- teplota vzduchu [°C]
$T_{air s}$	- střední teplota vzduchu [°C]
T_{amb}	- teplota vzduchu v okolí stroje [°C]
T_{cur}	- střední teplota vinutí rotoru [°C]
T_{fer}	- střední teplota železných plechů rotoru [°C]
T_{in}	- střední teplota chladicího média na vstupu [°C]
T_{inCFD}	- střední teplota vzduchu na vstupu CFD modelu [°C]
T_{out}	- střední teplota chladicího média na výstupu [°C]
T_{outCFD}	- střední teplota vzduchu na výstupu z CFD modelu [°C]
T_{str}	- střední teplota (obecně) [°C]
T_{stud}	- teplota vinutí za studena [°C]
T_{tr}	- střední teplota povrchu chladicích trubek [°C]
T_{ust}	- střední ustálená teplota vinutí statoru [°C]
$T_{v str}$	- střední teplota vody v chladicích trubkách [°C]
T_w	- střední teplota povrchu [°C]
TC1, ..., TC10	- pořadové označení termočlánků
U	- napájecí napětí [V]
v	- střední průtočná rychlost chladicího média [m·s ⁻¹]
v_{red}	- redukováná rychlost vzduchu ve vzduchové mezeře [m·s ⁻¹]
v_1, \dots, v_{20}	- označení uzlů tepelné sítě, které náleží vinutí rotoru