

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING

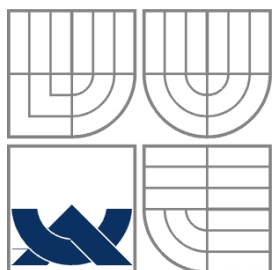
PROGRAM PRO VÝPOČET VENTILACE A OTEPLENÍ
SYNCHRONNÍCH STROJŮ

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

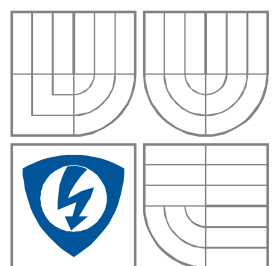
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Pavel Kolář

BRNO 2009



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ**
**ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY
A ELEKTRONIKY**
FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF RADIO ELECTRONICS

PROGRAM PRO VÝPOČET VENTILACE A OTEPLENÍ SYNCHRONNÍCH STROJŮ

PROGRAM FOR CALCULATION OF VENTILATION AND HEATING IN SYNCHRONOUS MACHINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

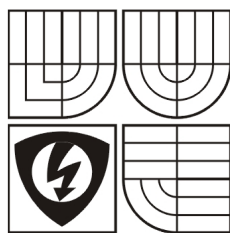
AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Pavel Kolář

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Rostislav Huzlík

BRNO, 2009



VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky

Diplomová práce

magisterský studijní obor

Silnoproudá elektrotechnika a výkonová elektronika

Student: Bc. Pavel Kolář

Ročník: 2

ID: 46938

Akademický rok: 2008/2009

NÁZEV TÉMATU:

Program pro výpočet ventilace a oteplení synchronních strojů

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Pro vybraný synchronní stroj s hladkým rotorem vytvořte ventilační síť.
2. Pro vybraný synchronní stroj s hladkým rotorem vytvořte tepelnou síť.
3. Ve vhodném programovacím jazyku vytvořte program pro výpočet ventilace a oteplení.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

Dle pokynů vedoucího

Termín zadání: 1.10.2008

Termín odevzdání: 22.5.2009

Vedoucí projektu: Ing. Rostislav Huzlík

doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.
předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

Anotace

V této diplomové práci se zabývám problematikou ventilace synchronního generátoru s hladkým rotorem. Při návrhu ventilace se řídíme aplikací základních fyzikálních zákonů v oboru hydromechaniky a termomechaniky, a proto jim jsou věnovány úvodní kapitoly. Následuje popis ventilačních sítí a pro jednu z nich je sestavena a řešena tepelná síť, složená z tepelných odporů a zdrojů. V závěru práce je zmíněn výpočetní program, který jsem vyvinul v programovacím prostředí Visual Basic 2008 Express Edition. Tento program umožňuje po zadání základních rozměrů stroje a rozdělení ztrát provést výpočet ventilace a oteplení jednotlivých částí stroje.

Klíčová slova

Hydraulický odpor; Hydraulická síť; Oteplení; Tepelný odpor; Tepelná síť; Tepelný tok; Ventilace; Ventilátor;

Abstract

This master's thesis deals with ventilation of synchronous generators with a cylindrical rotor. For the design of ventilation we apply basic physical laws in the field of hydromechanics and thermomechanics. Therefore the first chapters are devoted to these subjects. They are followed by the description of ventilation systems and a thermal net is created and solved for one of them consisting of the thermal resistance and sources. The final part deals with a program, which I developed in Visual Basic 2008 Express Edition. This program enables to calculate the ventilation and heating of individual parts of the machine after entering basic machine dimensions and losses.

Keywords

Hydraulics resistance; Hydraulics network; Temperature rise; Thermal resistance; Thermal network; Thermal flow; Ventilation; Fan;

Bibliografická citace

KOLÁŘ, P. Program pro výpočet ventilace a oteplení synchronních strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2009. 60 s.
Vedoucí diplomové práce Ing. Rostislav Huzlík.

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma Program pro výpočet ventilace a oteplení synchronních strojů jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

V Brně dne

Podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Rostislavu Huzlíkovi za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

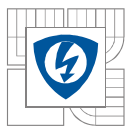
V Brně dne

Podpis autora



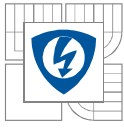
OBSAH

1. ÚVOD.....	14
2. ZÁKLADNÍ VZTAHY HYDROMECHANIKY	15
3. TLAKOVÝ ZDROJ – VENTILÁTOR.....	18
3.1 TLAKOVÁ CHARAKTERISTIKA.....	20
3.2 PŘÍKONOVÁ CHARAKTERISTIKA	21
3.3 PRACOVNÍ BOD VENTILÁTORU.....	22
3.4 VÝPOČET MNOŽSTVÍ CHLADIVA	23
4. VÝPOČET HYDRAULICKÝCH ODPORŮ	24
4.1 ŘAZENÍ HYDRAULICKÝCH ODPORŮ.....	26
5. NÁHRADNÍ VENTILAČNÍ SÍŤ.....	27
5.1 VENTILAČNÍ OKRUH S JEDNOSTRANNOU PRŮTAHOVOU SACÍ VENTILACÍ	27
5.2 VENTILAČNÍ OKRUH S OBOUSTRANNOU SYMETRICKOU VENTILACÍ	28
6. ZÁKLADNÍ VZTAHY TERMOMECHANIKY	30
7. VÝPOČET TEPELNÝCH ODPORŮ.....	32
7.1 TEPELNÝ ODPOR VEDENÍ TEPLA.....	32
7.2 TEPELNÝ ODPOR PŘESTUPU TEPLA.....	33
8. NÁHRADNÍ TEPELNÁ SÍŤ	35
8.1 POPIS TEPELNÉ SÍTĚ	36
8.1 ŘEŠENÍ TEPELNÉ SÍTĚ	37
9. VÝPOČETNÍ PROGRAM	43
9.1 VÝSLEDKY VÝPOČTU.....	44
10. ZÁVĚR.....	47
11. POUŽITÁ LITERATURA.....	48
12. PŘÍLOHY.....	49



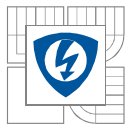
SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Radiální ventilátory	18
Obr. 2 Ventilační efekt radiálních kanálů rotoru	18
Obr. 3 Rozdělení toku do radiálních kanálů: a) jednostranná, b) oboustranná ventilace ...	19
Obr. 4 Tlaková charakteristika ventilátoru	20
Obr. 5 Příkonová charakteristika ventilátoru	21
Obr. 6 Stanovení pracovního bodu ventilátoru	22
Obr. 7 Ventilační okruh jednostranné ventilace	27
Obr. 8 Ventilační okruh oboustranné ventilace	28
Obr. 9 Průchod chladiva u oboustranné ventilace	29
Obr. 10 Označení stran a průchod chladiva strojem	36
Obr. 11 Náhradní tepelná síť stroje	37
Obr. 12 Program je koncipován formou záložek	43
Obr. 13 Vypočítaná oteplení stroje	46



SEZNAM TABULEK

Tab. 1	Tepelné vodivosti vybraných materiálů	32
Tab. 2	Třídy teplotní odolnosti elektrické izolace dle ČSN EN 60034-1.....	36
Tab. 3	Vypočítané teploty generátoru 1DT3933-8AL02.....	45



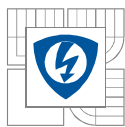
SEZNAM ZKRATEK A SYMBOLŮ

Seznam zkratk:

DE	Drive End
NDE	Non-Drive End

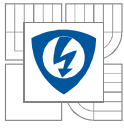
Symboly, veličiny a jejich jednotky:

c_p	tepelná kapacita vzduchu vztažená na jednotku hmotnosti	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
c_v	tepelná kapacita vzduchu vztažená na jednotku objemu	[J.m ⁻³ .K ⁻¹]
D_H	hydraulický průměr kanálu	[m]
G	matice tepelných vodivostí	[W.K ⁻¹]
g	tepelná vodivost	[W.K ⁻¹]
ΔH	tlaková ztráta	[Pa]
H_0	tlak naprázdno	[Pa]
K	hydraulický odpor	[Pa.s ² .m ⁻⁶]
L	délka kanálu	[m]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
ΔP	ztráty stroje	[W]
\vec{P}	vektor ztrát resp. tepelných zdrojů	[W]
p_c, p_d, p_s	tlak celkový, dynamický, statický	[Pa]
Q	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
R	tepelný odpor	[K.W ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	průřez kanálu, chladící povrch	[m ²]
T_1, T_2	termodynamická teplota	[K]
u	obvodová rychlost	[m.s ⁻¹]
U	obvod kanálu	[m]
v	střední rychlost proudění tekutiny	[m.s ⁻¹]
Z	tepelný tok	[W]
α	součinitel přestupu tepla	[W.K ⁻¹ .m ⁻²]
ε	emisivita	[-]
λ	součinitel tření, měrná tepelná vodivost	[-], [W.K ⁻¹ .m ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ξ	odporový činitel	[-]
ρ	měrná hustota tekutiny	[kg.m ⁻³]
σ	Stefan-Bolzmannova konstanta	[W.K ⁻⁴ .m ⁻²]
ϑ	teplota	[°C]
$\Delta \vartheta$	oteplení vzduchu	[K]
$\vec{\vartheta}$	vektor neznámých oteplení	[K]



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Tepelné schéma synchronního generátoru s hladkým rotorem.....	49
Příloha 2: Záložka pro zadání radiálních rozměrů stroje.....	50
Příloha 3: Záložka pro zadání axiálních rozměrů stroje	51
Příloha 4: Záložka pro zadání parametrů vinutí.....	52
Příloha 5: Záložka pro stanovení množství chladiva.....	53
Příloha 6: Záložka pro návrh ventilátoru – 1S.....	54
Příloha 7: Záložka pro sledování průtoku chladiva strojem – 1S.....	55
Příloha 8: Záložka pro zadání ztrát.....	56
Příloha 9: Záložka pro výpočet působících sil na patky.....	57
Příloha 10: Záložka pro výpočet radiální síly na ložiska.....	58
Příloha 11: Záložka pro návrh ventilátoru – 2S.....	59
Příloha 12: Záložka pro sledování průtoku chladiva strojem – 2S.....	60



1. Úvod

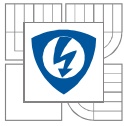
Chlazení a ventilace elektrických strojů je nedílnou součástí návrhu stroje. Pro zajištění efektivního ventilačního systému je nutné provádět ventilační výpočty už v první fázi vývoje společně s elektromagnetickým návrhem stroje.

Konstruktér, který provádí celkový návrh stroje většinou stojí před několika často protichůdnými požadavky. Z ventilačního hlediska je žádoucí mít stroj co nejvíce otevřený, tzn. aby proudící chladivo plynule procházelo částmi stroje s dostatečným průřezem bez překážek tvořených výztuhami, žaluziovými kryty atd. Protikladem je však požadavek pevnostní, kdy za účelem tuhosti a odolnosti vůči vibracím je nutné umístit řadu výztuh a žeber. Dalšími důležitými faktory, které ovlivňují celkový návrh jsou elektrické výpočty, technologické možnosti výroby, snadná montážní proveditelnost a samozřejmě cenová kalkulace. Právě cenově silně konkurenční prostředí nutí výrobce snižovat náklady na výrobu a uvádět na trh takové výrobky, které jsou schopné konkurovat cenou a kvalitou. Jediný způsob jak toho dosáhnout je optimalizovat jednotlivé stupně procesu návrhu stroje.

Úkolem ventilačního výpočtu je určení průtoku chladiva strojem a jeho rozdělení do dílčích větví. Z těchto průtoků se pak odvozují střední rychlosti proudění, ventilační ztráty, pracovní tlaky atd., nezbytné pro tepelný výpočet. Úkolem tepelného výpočtu je kontrola tepelného namáhání stroje, především oteplení vinutí. Synchronní generátor zpravidla pracuje v trvalém chodu takže se omezíme jen na výpočet ustáleného oteplení.

Výpočtová metoda je jednoduchá. Obměna chladicí látky ve stroji se řeší metodou hydraulické sítě a šíření tepla metodou tepelné sítě. Obě sítě zobrazují cesty proudění chladiva nebo tepla ve stroji. Hydraulická síť přeložená přes tepelnou síť má některé větve v místech, kde přestupuje teplo z povrchů těles do proudů chladiva. Proto se vypočítaná průtočná množství chladiva ve zmíněných větvích použijí k vyhodnocení místní rychlosti proudu, na níž je hlavně závislá intenzita chlazení omývaných teplosměnných ploch.

Předmětem této práce je nastínit problematiku návrhu ventilačního obvodu synchronních generátorů s hladkým rotorem a vytvořit program v programovacím prostředí Visual Basic 2008 Express Edition.



2. Základní vztahy hydromechaniky

Při ventilačním výpočtu elektrických strojů využíváme základních vztahů hydromechaniky. Pro praktické a rychlé výpočty bylo zavedeno mnoho zjednodušení a empirických vzorců, které jsou použity v programu a jsou zmíněny v jednotlivých kapitolách této práce. Podrobnější teoretický rozbor lze získat v [1].

1. Rovnice kontinuity

Za předpokladu konstantních stavových veličin je i objemový průtok stálý, takže rovnice kontinuity má výsledný tvar

$$Q = S \cdot v = konst. \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (1)$$

kde

Q objemový průtok $[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$,

S průřez kanálu $[\text{m}^2]$,

v střední rychlost proudění tekutiny v daném místě $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$.

2. Věta Bernoulliova

Za předpokladu proudění dokonalé tekutiny beze ztrát, vyjadřuje tato věta stálost součtu tlaků, které jsou ekvivalentní objemové hustotě potencionální a kinetické energie proudící tekutiny. Změna jednoho z tlaků je doprovázena vždy stejnou změnou druhého v opačném smyslu, takže celkový tlak je v celém okruhu proudění konstantní.

$$p_s + p_d = p_c = konst. \quad [\text{Pa}] \quad (2)$$

nebo

$$p_s + \frac{\rho}{2} v^2 = p_c = konst. \quad [\text{Pa}] \quad (3)$$

kde

p_s tlak statický [Pa],

p_d tlak dynamický [Pa],

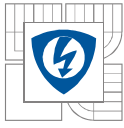
p_c tlak celkový [Pa],

ρ měrná hustota tekutiny $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$.

3. Atkinsonův kvadratický zákon

Při proudění tekutiny dochází ke ztrátě její energie způsobené četnými vlivy, jako je tření na stěnách, tvoření vírů náhlými změnami průřezu a směru toku, turbulencí atd. Ztráty, čili tlakové poklesy jsou ve skutečnosti ztráty energie toku (potenciální nebo kinetické) a udávají se v jednotkách Pascal (Pa). Na každém úseku uvažovaného toku nastává tlakový úbytek a celkový tlakový úbytek je potom dán součtem jednotlivých tlakových úbytků.

$$\Delta p = \sum \Delta p_n \quad [\text{Pa}] \quad (4)$$



Velikost tlakové ztráty je závislá na rychlosti tekutiny. Když sčítáme tlakové spády různých úseků ležících za sebou a protékaných týmž tokem Q je výhodné zavést střední rychlost proudění

$$v = \frac{Q}{S} \quad [\text{m}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (5)$$

a sčítat pouze výrazy, které nejsou na rychlosti toku závislé

$$\frac{\Delta p}{Q^2} \quad (6)$$

Změnou označení Δp na ΔH a zavedením veličiny K dostaneme vztah, definující Atkinsonův zákon.

$$K = \frac{\Delta H}{Q^2} \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-6}] \quad (7)$$

kde

- K hydraulický nebo také aerodynamický odpor $[\text{Pa}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-6}]$,
 ΔH tlaková ztráta $[\text{Pa}]$,
 Q objemový průtok $[\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}]$.

Vztah (7) platí pro turbulentní proudění, u laminárního je velikost ΔH přímo úměrná s rychlostí nebo průtočným množstvím.

4. Charakter proudění

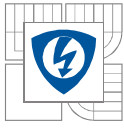
Vlivem vazkosti dochází ke ztrátám způsobených třením v tekutině. Účinkem třecích sil nastává v tekutině určité rozložení rychlosti, přecházející z nulové hodnoty na stěnách do maximální ve středu kanálu. Podle rozložení rychlosti respektive charakteru proudění v kanále rozeznáváme proudění laminární a turbulentní. Směrodatné pro charakter proudění je Reynoldsovo číslo

$$\text{Re} = D \frac{v}{\nu} \quad [-] \quad (8)$$

kde

- D charakteristický rozměr kanálu $[\text{m}]$,
 ν kinematická viskozita $[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$.

Podle provedených laboratorních měření dochází k přechodu z laminárního do turbulentního proudění asi při překročení hodnoty $\text{Re} = 2000$. Prakticky je přechod mezi oběma druhy proudění nejistý a záleží na tom, zda v daném případě převládají vlivy turbulenci podporující nebo ji zmírňující. Přechod se tak rozšiřuje na celé pásmo zabírající rozsah $\text{Re} = 1800 - 4000$.



a) Laminární proudění

Nastává při menších rychlostech, jednotlivé vrstvy tekutiny klouzají klidně ve směru proudění, vnitřní tření je dáno viskozitou. Tlaková ztráta stoupá úměrně s rychlostí. V elektrických strojích se laminární proudění vyskytuje jen zřídka, přestupy tepla jsou podstatně nižší než v proudění turbulentním.

b) Turbulentní proudění

Jednotlivé vrstvy tekutiny neklouzají klidně ve směru proudění, ale tvoří se makroskopické shluky, které neuspořádaně vybočují ze směru proudění, rozdělují se a znovu se vytvářejí v jiné nestálé podobě a velikosti. V proudícím médiu tak vedle hlavního pohybu vzniká druhotný pohyb, který způsobuje velké zvýšení vnitřního tření, které již není dáno viskozitou.

Velikost tlakové ztráty v kruhovém kanále pro oba druhy proudění je dána vztahem

$$\Delta p = \lambda \left(\frac{\rho}{2} \right) v^2 \frac{L}{D} \quad [\text{Pa}] \quad (9)$$

kde

λ součinitel tření [-],
L délka kanálu [m].

Velikost součinitele tření je závislá nejen na velikosti Re, ale i na drsnosti povrchu.

Pro laminární proudění platí vztah

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad [-] \quad (10)$$

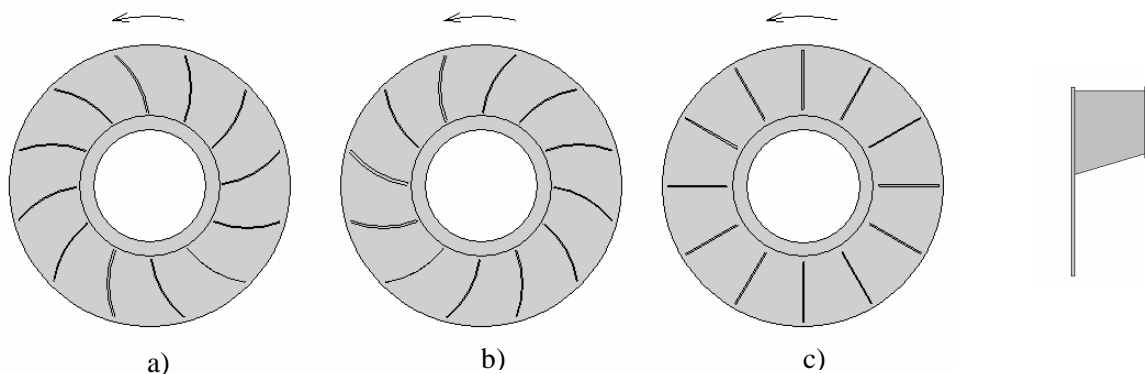
a pro turbulentní proudění vypočítáme součinitele tření pomocí Blasiusova vztahu

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}} \quad [-] \quad (11)$$

3. Tlakový zdroj – ventilátor

Tlakový zdroj působí jako měnič energie mechanické na energii proudění. Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, prouděním tekutiny dochází ke ztrátám energie. Tlakovou ztrátu ve ventilačním obvodu kompenzujeme tlakovým zdrojem, tedy ventilátorem.

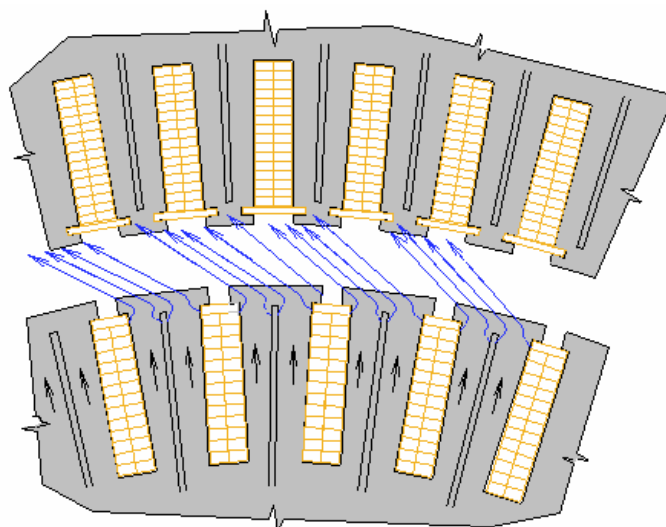
Na obr. 1 jsou zobrazeny 3 typy radiálních ventilátorů. První dva jsou určeny pro jeden směr otáčení. Na obr. 1 a) je ventilátor s lopatkami zahnutými dopředu, tzn. ve směru otáčení stroje. Tento typ má velkou účinnost, ale je také nejhlučnější. Opačným případem je typ na obr. 1 b), který má lopatky zahnuté dozadu a na výstupních hranách lopatek dochází k menším turbulencím, což vede k menší hlučnosti, vyznačuje se však nižší účinností. Posledním typem je ventilátor s radiálně rovnými lopatkami obr. 1 c). Tento ventilátor se používá u strojů, které mohou pracovat v obou směrech otáčení.



Obr. 1 Radiální ventilátory

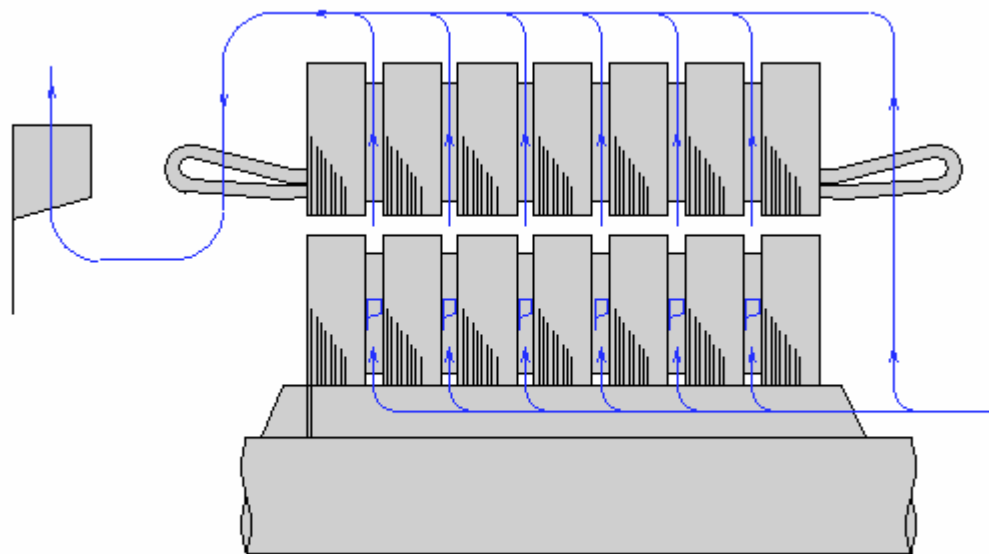
U synchronních generátorů se setkáme převážně s ventilátorem s lopatkami zahnutými dozadu a proto je v programu uveden výpočet pouze pro tento typ.

Při návrhu ventilačního systému je také nutné počítat s tlakovým zdrojem, který tvoří samotný rotorový svazek, jehož radiální kanály s rozpěrkami vytváří ventilační efekt.

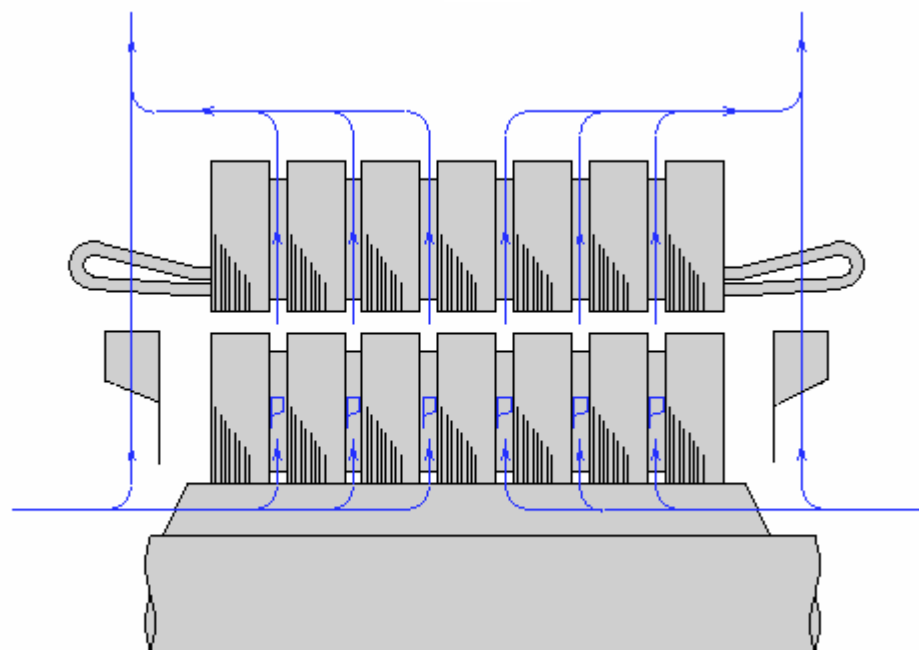


Obr. 2 Ventilační efekt radiálních kanálů rotoru

U velkých strojů může působením rotorové hvězdy dojít k usnadnění vstupu do radiálních kanálů. Mají-li axiální kanály přivádějící tok radiálních kanálů rotoru dostatečný průřez, lze předpokládat, že dílčí toky mají stejnou velikost. Je-li však průřez axiálních kanálů malý, proudění v nich ovlivňuje odbočování do radiálních mezer a dochází k nerovnoměrnému rozdělení dílčích toků. Může také docházet k jevu, že v některých kanálech má tok směr od středu na kraj svazku a v sousedních kanálech má směr opačný. Výpočet dílčích toků je tak značně složitý a je nutné počítat s velkou nejistotou přesnosti výsledku. Lepšího rozdělení toků do radiálních mezer se dosáhne u oboustranné symetrické ventilace obr. 3 b).



a)



b)

Obr. 3 Rozdělení toku do radiálních kanálů: a) jednostranná, b) oboustranná ventilace

3.1 Tlaková charakteristika

Vlastnosti zdroje tlaku jsou obecně vyjádřeny závislostí tlaku na průtočném množství ($H=f(Q)$), která se nazývá tlaková charakteristika. V mnoha praktických příkladech postačí aproximace tlakových charakteristik ventilátoru polynomem druhého stupně čímž se zjednoduší výpočty za přijatelného snížení přesnosti výsledku. Obecný tvar charakteristiky radiálního ventilátoru lze určit vztahem

$$H = H_0 - C \cdot Q - K_v \cdot Q^2 \quad [\text{Pa}] \quad (12)$$

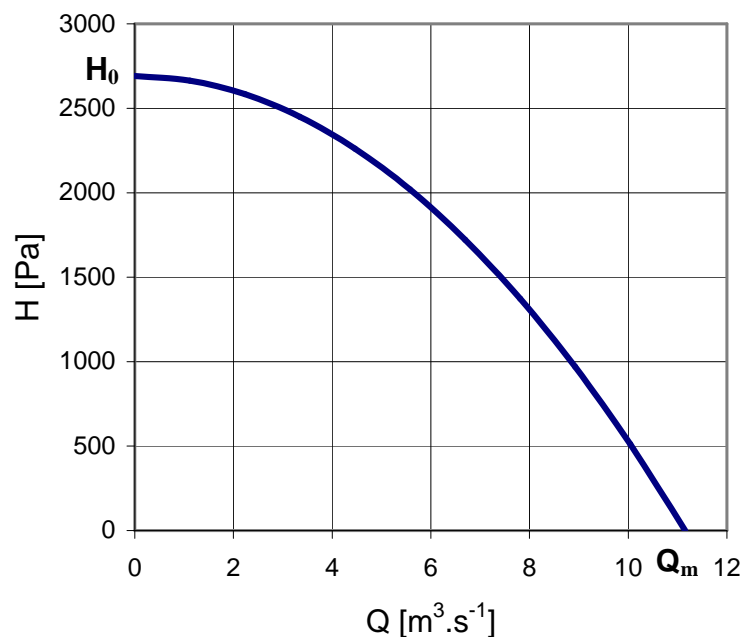
kde

H_0 tlak naprázdno [Pa],

$C \cdot Q$ člen, představující snižování teoretické hodnoty tlaku vlivem vírů [Pa],

$K_v \cdot Q^2$ člen, představující úbytek tlaku na vnitřním odporu ventilátoru [Pa].

Veličiny H_0 , C , K_v závisí na rozměrech a druhu ventilátoru, tvaru a počtu lopatek, jeho nejbližším okolí (skříní, krytu atd.).



Obr. 4 Tlaková charakteristika ventilátoru

Na parabolickém průběhu tlakové charakteristiky lze sledovat dva krajní body:

- chod naprázdno – ventilátor vyvolává statický tlak H_0 s nulovým průtokem vzduchu Q
- chod nakrátko – maximální průtok Q_m při nulovém tlaku H

Závislost tlakové charakteristiky na otáčkách vyplývá z následujících vztahů

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2} \quad (13)$$

3.2 Příkonová charakteristika

K posouzení celkové účinnosti ventilátoru slouží jeho příkonová charakteristika, tj. závislost příkonu na průtočném množství ($P=f(Q)$), která má lineární průběh. Z příkonu ventilátoru se tvoří užitečný aerodynamický výkon toku vstupujícího do pracovního okruhu. Chod ventilátoru je doprovázen určitými ztrátami, které se přemění na teplo a ohřívají procházející chladivo.

Aerodynamický výkon ventilátoru vypočítáme pomocí vztahu

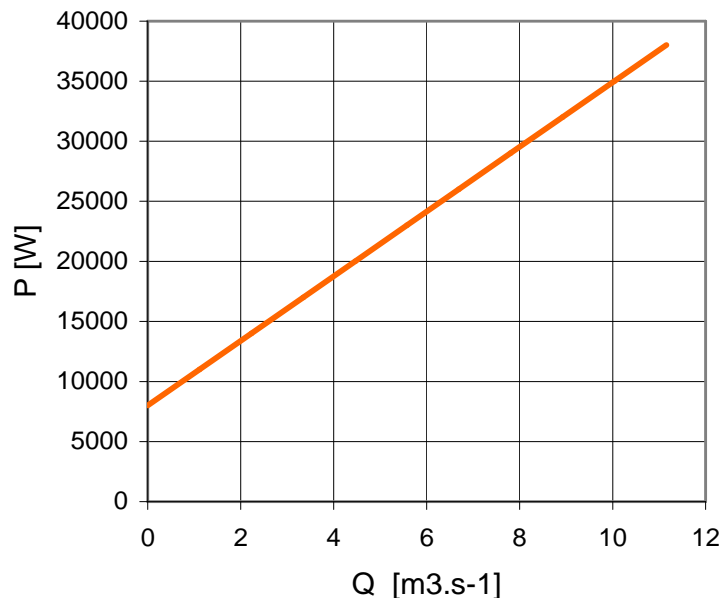
$$P_H = H \cdot Q = (H_0 - C \cdot Q - K_v \cdot Q^2) \cdot Q \quad [\text{W}] \quad (14)$$

kde

$H \cdot Q$ užitečný výkon, součin tlaku a toku v pracovním bodě [W],

$C \cdot Q^2$ člen, představující ztráty vlivem vírů v lopatkových kanálech [W],

$K_v \cdot Q^3$ člen, představující ztráty na vnitřním odporu ventilátoru [W].



Obr. 5 Příkonová charakteristika ventilátoru

I při chodu naprázdno dochází ke ztrátám vlivem tření kola o vzduch a ztráty energie vlivem vírů v lopatkových kanálech. Z tohoto důvodu je charakteristika posunuta mimo počátek.

Příkon ventilátoru určíme měřením mechanických ztrát a pak můžeme určit jeho účinnost

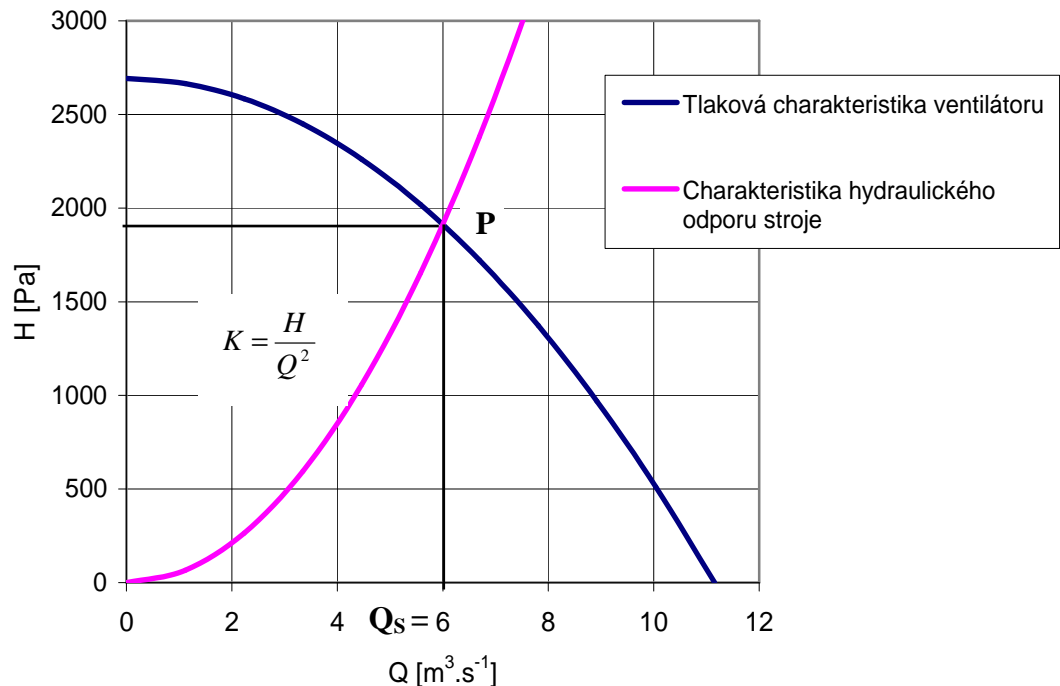
$$\eta_v = \frac{P_H}{P_v} \quad [-] \quad (15)$$

Závislost příkonové charakteristiky na otáčkách vyplývá z následujícího vztahu

$$\frac{P_{v1}}{P_{v2}} = \frac{n_1^3}{n_2^3} \quad (16)$$

3.3 Pracovní bod ventilátoru

V místě průsečíku tlakové charakteristiky ventilátoru s charakteristikou hydraulického odporu stroje získáme pracovní bod P ventilátoru. Z tohoto bodu spustíme kolmici na osu průtoku Q a získáme tak množství chladiva Q_s , které projde strojem. Velikost Q_s porovnáme s požadovaným množstvím a případně změníme rozměry ventilátoru. Další možností je upravit rozměry stroje, abychom snížily jeho hydraulický odpor.



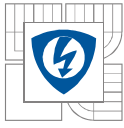
Obr. 6 Stanovení pracovního bodu ventilátoru

Teorie proudového pole v lopatkových kanálech je poměrně složitá a proto se při návrhu ventilátoru vychází z empirických vzorců. Mnohonásobnými experimentálními měřeními byl podán důkaz o podobnosti proudění v geometricky podobných ventilátorech libovolných tvarů, velikosti a otáček. Z naměřených charakteristik se stanovili bezrozměrná čísla, která jsou použita v programu pro výpočet ventilátoru. Podrobnější informace lze nalézt v [1].

- Ψ_0 - tlakové číslo naprázdno
- φ - objemové číslo
- φ_m - maximální objemové číslo
- κ - odporové číslo
- σ - vírové číslo
- λ - příkonové číslo
- ζ - průměrový parametr
- v - šířkový parametr

Obecnou charakteristiku ventilátoru ze vztahu (12) lze potom vyjádřit v bezrozměrných číslech takto

$$\psi = \psi_0 - \sigma \cdot \varphi - \kappa \cdot \varphi^2 \quad [-] \quad (17)$$



3.4 Výpočet množství chladiva

V úvodu návrhu ventilátoru je potřeba znát množství chladiva, které má každou sekundu projít strojem (objemový průtok) a tlak potřebný pro jeho protlačení obvodem. Množství přiváděného chladiva nesmí být malé, aby nedocházelo k přehřívání stroje, ale nesmí být také velké neboť pak narůstají ventilační ztráty a klesá účinnost stroje.

Velikost průtoku vypočítáme podle vztahu

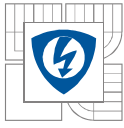
$$Q = \frac{\sum \Delta P}{c_v \cdot \Delta \vartheta} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (18)$$

kde

$\sum \Delta P$ suma ztrát stroje [W]

$\Delta \vartheta$ oteplení vzduchu [K], obvyklá hodnota 28 – 33 K

c_v měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$], $c_v = 1\,100 \text{ J} \cdot \text{m}^{-3} \cdot \text{K}^{-1}$



4. Výpočet hydraulických odporů

Odpory můžeme rozdělit na odpory vzniklé třením a odpory vzniklé změnou toku. Změna toku může nastat změnou průřezu (zúžení, rozšíření) anebo změnou směru (ohyby, rozvětvení, spojení toků). Některé případy vylučují přesnější výpočet a je nutné řešit je odhadem, jako např. vstup a výstup vzduchu z rotujících kanálů, proudění kolem rotujících stěn atd.

Postup, který používáme k výpočtu výsledného odporu jednoduché hydraulické větve je analogický jako při výpočtu odporu v elektrickém obvodu. Větev rozdělíme na řadu úseků, určíme jejich hydraulické odpory a stanovíme součet.

Téměř všechny odpory jsou závislé na Reynoldsově čísle, tedy na druhu proudění (turbulentní, laminární). V elektrických strojích se objevuje převážně proudění turbulentní a za předpokladu vysoké drsnosti stěn, považujeme odpory na Re nezávislé. Podrobnější výklad v [1].

a) Dlouhé kanály

U výpočtu odporu spočívá nejistota výpočtu hlavně z odhadu drsnosti stěn kanálu. Pro orientační výpočet odporu velmi drsného kruhového kanálu počítáme s velkým činitelem tření $f = 0,02$.

Potom má vztah pro výpočet odporu tvar :

Kruhový kanál:

$$K = 0,008 \cdot \frac{L}{D^5} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (19)$$

Pro kanály nekruhového průřezu se zavádí pojem hydraulický průměr

$$D_H = 4 \cdot \frac{S}{U} \quad [\text{m}] \quad (20)$$

kde

S průřez kanálu [m^2],

U obvod kanálu [m].

Vztah pro výpočet odporu kanálu o stranách a , b má potom tvar:

Obdélníkový kanál:

$$K = 0,0024 \cdot (a + b) \cdot \frac{L}{(a \cdot b)^3} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (21)$$

b) Vstup

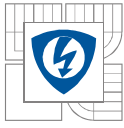
Obvykle rozumíme vstup do rovného kanálu. Výpočet ovlivňuje spousta okolností, které mohou velikost odporu zvýšit. Je nutné zohlednit např. je-li před vstupem do kanálu klidné prostředí a je-li směr proudění ve směru osy kanálu. Vstup toku do kanálu doprovází tvoření vírů, které zvyšují odpor. Vstupní odpor kanálu vypočítáme podle vztahu

$$K = \left(\frac{\rho}{2}\right) \cdot \frac{\xi}{S^2} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (22)$$

kde

ξ činitel závislý na tvaru vstupního otvoru, $\xi > 1$ [-].

Vhodně tvarovaný vstup $\xi \approx 1$, zaoblené hrany $\xi = 1,05 - 1,1$, ostrý vstup $\xi = 1,5$.



c) Výstup

Uvažujeme-li výstup z kanálu libovolného průřezu S do volného prostoru a zanedbáme-li všechny okolnosti, které podporují tvoření vírů nebo jiných podružných ztrát, vypočítáme odpor podle vztahu

$$K = \left(\frac{\rho}{2}\right) \cdot \frac{\xi}{S^2} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (23)$$

Normální výstup $\xi = 1$, zhoršený výstup $\xi > 1$.

Je-li kanál na výstupu zúžen na průřez $S_{\text{výst}} < S$, počítáme odpor podle vztahu

$$K = \left(\frac{\rho}{2}\right) \cdot \left[\left(\frac{1}{S_{\text{výst}}}\right)^2 - \left(\frac{1}{S}\right)^2\right] \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (24)$$

kde

$S_{\text{výst}}$ průřez na výstupu z kanálu $[\text{m}^2]$.

d) Rozšíření průřezu

Při náhlém rozšíření z průřezu S_1 na průřez S_2 dojde ke snížení rychlosti proudění a odpor přechodu se vypočítá podle vztahu

$$K = \left(\frac{\rho}{2}\right) \cdot \left[\left(\frac{1}{S_1}\right) - \left(\frac{1}{S_2}\right)\right]^2 \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (25)$$

e) Zúžení průřezu

V náhlém a ostrohranném zúžení vzniká ztráta rázem. Jestliže po zúžení následuje za krátkou délkou úzkého místa opět rozšíření na původní průřez stejného tvaru, jde o krátké zúžení na způsob clonky a odpor se vypočítá podle vztahu

$$K = \left(\frac{\rho}{2}\right) \cdot \frac{\xi}{S_1^2} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (26)$$

kde

S_1 průřez na výstupu z kanálu $[\text{m}^2]$.

Činitele tvaru určíme pomocí vztahu

$$\xi = \left[\left(\frac{S_1}{S_2}\right) - 1\right]^2 \quad [-] \quad (27)$$

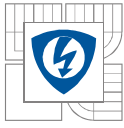
f) Ohyb

Při každém ohybu dochází ke zhuštění proudnic na vnitřním obvodu a příslušné zpomalení na vnějším obvodu. Tlaková ztráta v ohybu vzniká víry, třením v kanálu na délce ohybu a dá se zmenšit zvětšením poloměru ohybu.

Odpor ohybu se vypočítá podle vztahu

$$K = \left(\frac{\rho}{2}\right) \cdot \frac{\xi}{S^2} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}] \quad (28)$$

Pro ohyb 90° odhadneme $\xi = 0,5 - 0,8$ a pro ohyb 180° je $\xi = 3 - 4,5$.



4.1 Řazení hydraulických odporů

Analogicky s elektrickým obvodem rozlišujeme dva základní druhy řazení odporů proudění ve větvích [5].

a) sériové řazení

Pro sériové řazení odporů, kdy všemi prvky prochází stejný tok Q platí, pro celkový odpor větve

$$K_s = \sum_{i=1}^n K_{si} \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-6}] \quad (29)$$

b) paralelní řazení

U paralelního řazení vycházíme z podmínky

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i \Rightarrow \sqrt{\frac{H}{K_p}} = \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{H}{K_{pi}}} \quad (30)$$

a pro výsledný odpor platí vztah

$$K_p = \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\sqrt{K_{pi}}}} \right)^2 \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-6}] \quad (31)$$

Pro n stejných odporů platí

$$K_p = \frac{K_{pi}}{n^2} \quad [\text{Pa}\cdot\text{s}^2\cdot\text{m}^{-6}] \quad (32)$$

Předchozí vztah se dá využít při výpočtu celkového hydraulického odporu svazku s radiálními kanály.

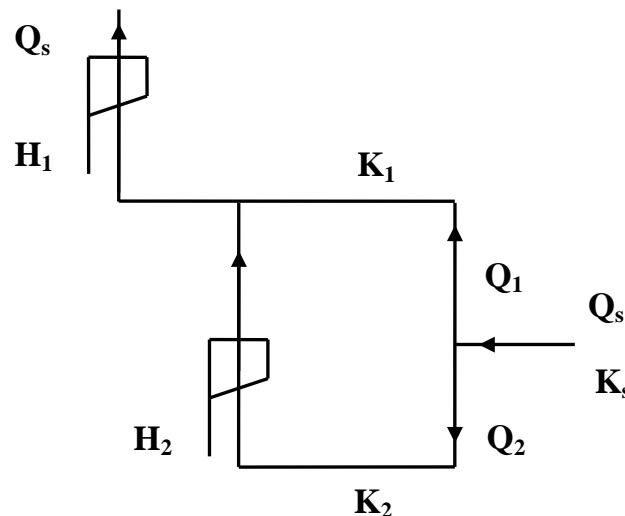
5. Náhradní ventilační síť

Ventilační okruh elektrických strojů je možné navrhnout s jednostrannou nebo s oboustrannou ventilací. Níže provedeme jejich rozbor s tím, že se jedná o ventilaci synchronního generátoru.

5.1 Ventilační okruh s jednostrannou průtahovou sací ventilací

Tento typ ventilace se provádí u strojů malých a středně velkých výkonů do cca 10 MVA. Potom již nastává problém s návrhem ventilátoru, který je schopný dodat dostatečné množství chladiva. S velikostí ventilátoru stoupají ventilační ztráty a klesá tak účinnost stroje. Dalším omezením také může být množství chladicího média proudícího rotorovou větví.

Okruh je složen ze dvou větví a větve společné. První tvoří statorová větev, kdy chladicí médium proudí přes čela statorového vinutí a prostorem mezi statorovým svazkem a pláštěm kostry. Druhá větev je rotorová a chladicí médium je nasáváno do rotorové hvězdy a přes radiální kanály rotoru a statoru se spojuje s větví statorovou. Třetí větev by tvořila vzduchová mezera. Množství vzduchu jdoucí touto větví je však pro velký vstupní odpor minimální a pro zjednodušení výpočtu ji zanedbáme. Chladicí médium je uváděno do pohybu radiálním ventilátorem, který tvoří hlavní tlakový zdroj H_1 . Příznivě také působí ventilační efekt rozpěrek umístěných v radiálních kanálech rotoru a ve schématu je označen jako tlakový zdroj H_2 .



Obr. 7 Ventilační okruh jednostranné ventilace

kde

- | | |
|-------|---|
| H_1 | tlakový zdroj – ventilátor [Pa], |
| Q_1 | průtok statorovou větví [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], |
| K_1 | hydraulický odpor statorové větve [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}$], |
| H_2 | tlakový zdroj – rotor [Pa], |
| Q_2 | průtok rotorovou větví [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], |
| K_2 | hydraulický odpor rotorové větve [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}$], |
| Q_s | celkový průtok strojem [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$], |
| K_s | hydraulický odpor společné větve [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}$]. |

Pro naznačené směry toků ve schématu na obr. 7 platí pro celkový tok, že

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (33)$$

a pro jednotlivé větve lze psát rovnice

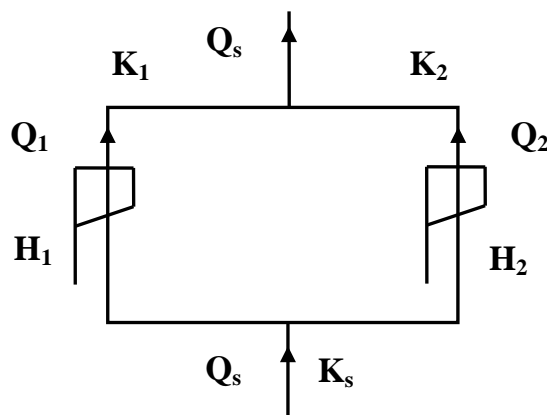
$$\begin{aligned} K_s \cdot Q_s^2 + K_1 \cdot Q_1^2 &= H_1 \\ K_s \cdot Q_s^2 + K_2 \cdot Q_2^2 &= H_1 + H_2 \end{aligned} \quad (34)$$

Řešením těchto rovnic dostaneme rozdělení množství chladiva do statorové a rotorové větve.

5.2 Ventilační okruh s oboustrannou symetrickou ventilací

Tento typ ventilace se provádí u strojů velkých výkonů, protože průřez statorové a rotorové větve již není dostatečný pro velké množství chladicího média, které vyplívá z velikosti vyšších ztrát. Ventilační okruh stroje se tak rozdělí na polovinu a každá polovina se řeší samostatně.

Okruh je tvořen dvěma větvemi. Je to větev statorová, kdy tlakový zdroj H_1 tvoří radiální ventilátor umístěný v blízkosti rotorového svazku a proudem chladicího média ochlazuje čelo statorového vinutí. Druhá větev je rotorová, kdy chladicí médium je nasáváno rotorem H_2 do axiálních kanálů rotoru a prochází radiálními kanály rotoru a statoru a ústí do společné větve.



Obr. 8 Ventilační okruh oboustranné ventilace

kde

- H_1 tlakový zdroj – ventilátor [Pa],
- Q_1 průtok statorovou větví [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
- K_1 hydraulický odpor statorové větve [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}$],
- H_2 tlakový zdroj – ½ rotoru [Pa],
- Q_2 průtok rotorovou větví [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
- K_2 hydraulický odpor rotorové větve [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}$],
- Q_s celkový průtok ½ stroje [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
- K_s hydraulický odpor společné větve [$\text{Pa} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-6}$].

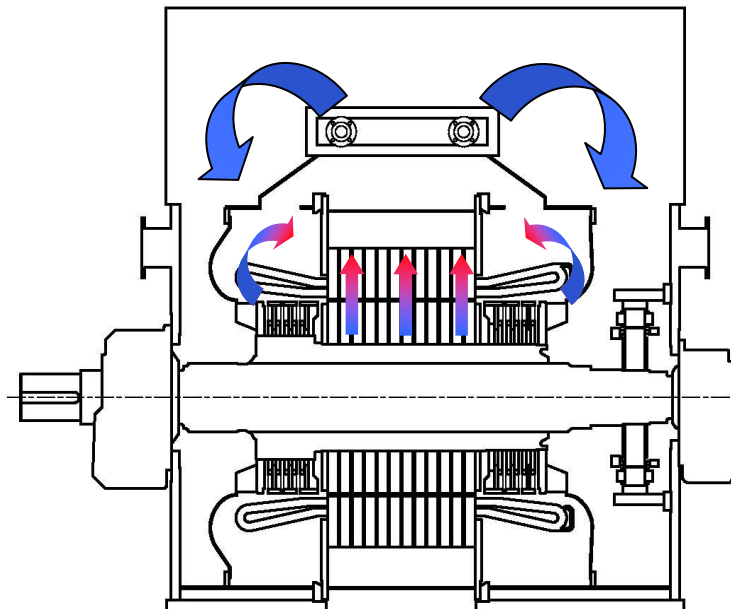
V systému podle schématu na obr. 8 jsou tlakové zdroje H_1 , H_2 spojeny paralelně. Celkový tok jde společnou větví z níž část je na vstupu a část na výstupu. Opět platí, že

$$Q_s = Q_1 + Q_2 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}] \quad (35)$$

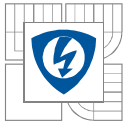
a pro jednotlivé větve lze psát rovnice

$$\begin{aligned} K_s \cdot Q_s^2 + K_1 \cdot Q_1^2 &= H_1 \\ K_s \cdot Q_s^2 + K_2 \cdot Q_2^2 &= H_2 \end{aligned} \quad (36)$$

Řešením těchto rovnic dostaneme rozdělení množství chladiva do statorové a rotorové větve. V závěru výpočtu je potřeba provést kontrolu, zda tlaky H_1 a H_2 leží v určitých mezích. Překročením těchto mezí nastává proudění opačného směru a ventilační systém je nefunkční.



Obr. 9 Průchod chladiva u oboustranné ventilace



6. Základní vztahy termomechaniky

Elektromechanická přeměna energie v elektrických strojích je doprovázena přeměnou elektrické nebo mechanické energie v teplo. Vzniklé teplo zahřívá jednotlivé části stroje a zvyšuje jejich teplotu. Dochází tak k tepelnému namáhání, které může v extrémním případě vést k destrukci izolačního systému stroje [1]. V praxi se při výpočtu používají zjednodušené vztahy, které uvažují všechny druhy přestupu tepla z povrchu, které při chlazení el. stroje připadají v úvahu. Přenos tepla do chladicího média probíhá díky tepelné vodivosti částí stroje a sdílení tepla z chladících povrchů. Sdílení tepla může probíhat třemi způsoby:

1. Sdílení tepla vedením

popisuje Fourierův zákon. Velikost tepelného toku ve směru jeho pohybu je přímo úměrná teplotnímu gradientu v témže směru.

$$Z = -\lambda \cdot S \cdot \text{grad} \vartheta \quad [\text{W}] \quad (37)$$

kde

- Z tepelný tok [W],
 λ měrná tepelná vodivost [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$],
 S příčný průřez tepelného toku [m^2],
 $\text{grad} \vartheta$ teplotní gradient [$\text{K} \cdot \text{m}^{-1}$].

Znaménko – v rovnici (37) znamená, že při kladném směru tepelného toku je teplotní gradient záporný, tzn. v tomto směru se teplota snižuje.

Obecně je vedení tepla v tělesech trojrozměrné, v některých případech však můžeme vedení ve dvou směrech zanedbat a výpočet tak podstatně zjednodušit. Při jednosměrném šíření tepla ve směru osy x platí vztah

$$\text{grad} \vartheta = \frac{d\vartheta}{dx} \quad [\text{K} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (38)$$

a rovnice (37) se pak upraví na tvar

$$Z = -\lambda \cdot S \cdot \frac{\Delta \vartheta}{l} \quad [\text{W}] \quad (39)$$

kde

- $\Delta \vartheta$ teplotní rozdíl v tělese [K],
 l délka tělesa [m].

2. Sdílení tepla prouděním

definuje Newtonův zákon. Tento způsob přenosu tepla je podmíněn ohřátím vzduchu, přicházejícího do styku se zahřátým povrchem a jeho pohybem. Jedná se tak o přirozené proudění, které však z důvodu zvýšení účinnosti chlazení nahrazujeme prouděním nuceným. Toho docílíme ventilátorem, který zvýší rychlost proudění chladicího média.

Předávání tepla na hranici ohřátého povrchu a chladicího média je dáno vztahem

$$Z = \alpha \cdot (\vartheta - \vartheta_v) \cdot S = \alpha \cdot \Delta \vartheta \cdot S \quad [\text{W}] \quad (40)$$



kde

- α součinitel přestupu tepla povrchem [$\text{W}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$],
 ϑ teplota povrchu [$^{\circ}\text{C}$],
 ϑ_v teplota chladicího média (vzduchu) [$^{\circ}\text{C}$],
 S chladicí povrch [m^2].

3. Sdílení tepla zářením

V porovnání s předchozími způsoby přestupu tepla, radiace nepotřebuje k výměně tepla žádné médium. Celkovou energii vyzařovanou tělesem v závislosti na jeho povrchové teplotě popisuje Stefan-Bolzmannův zákon.

$$Z = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad [\text{W}] \quad (41)$$

kde

- ε emisivita, $\varepsilon \in \langle 0;1 \rangle$ ($\varepsilon = 1$ pro absolutně černé těleso),
 σ Stefan-Bolzmannova konstanta, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ [$\text{W}\cdot\text{K}^{-4}\cdot\text{m}^{-2}$],
 T_1 termodynamická teplota vyzařujícího povrchu tělesa [K],
 T_2 termodynamická teplota pohlcujícího povrchu tělesa (teplota okolí) [K].

Velikost emisivity ε je závislá na materiálu, drsnosti povrchu, barvě nátěru atd. Např. pro litinu má hodnotu $\varepsilon = 0,3$, pro ocel $\varepsilon = 0,2 - 0,3$, pro lesklou měď $\varepsilon = 0,025$, pro lesklý hliník $\varepsilon = 0,04$, pro černý nátěr $\varepsilon = 0,9 - 0,95$...

4. Jímání tepla

souvisí se změnou tepelného obsahu (vnitřní energie) látek [5]. Látky totiž při jímání nebo vydávání tepla (tepelné energie) mění svůj tepelný stav (teplotu za předpokladu, že skupenství látky se nemění). Tato změna je obecně popsána vztahem

$$Z = c_p \cdot m \cdot \frac{\Delta \vartheta}{\Delta \tau} \quad [\text{W}] \quad (42)$$

kde

- c_p tepelná kapacita vzduchu vztažená na jednotku hmotnosti [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$],
 m hmotnost tělesa [kg],
 $\frac{\Delta \vartheta}{\Delta \tau}$ rychlost změny teploty (oteplení).

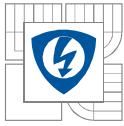
v případě proudu chladiva možné tento vztah upravit na tvar

$$Z = c_v \cdot Q \cdot \Delta \vartheta \quad [\text{W}] \quad (43)$$

kde

- c_v tepelná kapacita vzduchu vztažená na jednotku objemu [$\text{J}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{K}^{-1}$].

Oba vztahy udávají rovněž souvislost mezi tepelným tokem a změnou teploty (oteplení). Součinitel úměrnosti zde závisí na množství látky (m, Q) a na měrném teple (c, c_v).



7. Výpočet tepelných odporů

Podobně jako tomu je u výpočtu hydraulického odporu, kdy jeho velikost je ovlivněna tvarem kanálu a jeho bezprostředního okolí je velikost tepelného odporu závislá na měrné tepelné vodivosti λ a na součiniteli přestupu tepla α . V následujících podkapitolách je popsán postup stanovení tepelného odporu pro jednotlivé přestupy tepla.

7.1 Tepelný odpor vedení tepla

Na cestě tepelného toku vedením od zdroje tepla vznikají teplotní spády ve vinutí, v izolacích vinutí, v železe atd. Teplotní spád v izolaci odvodíme ze vztahu (39), potom platí

$$\Delta\vartheta_i = Z \cdot \frac{b_i}{\lambda_i \cdot S_i} \quad [\text{K}] \quad (44)$$

kde

$\Delta\vartheta_i$ teplotní spád v izolaci [K],

b_i tloušťka izolace [m],

λ_i měrná tepelná vodivost materiálu izolace [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$],

S_i plocha izolace, kolmá ke směru tepelného toku Z [m].

Uvedený vztah lze také přepsat do následujícího tvaru

$$\Delta\vartheta_i = Z \cdot R_i \quad [\text{K}] \quad (45)$$

a po úpravě na tvar, kterým stanovíme velikost tepelného odporu izolace

$$R_i = \frac{b_i}{\lambda_i \cdot S_i} \quad [\text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (46)$$

Většinou se drážková izolace skládá z více vrstev a tak výsledný odpor izolace je dán součtem tepelných odporů jednotlivých vrstev izolace

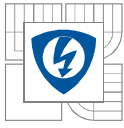
$$R_i = R_{i1} + R_{i2} + \dots + R_{in} \quad [\text{K} \cdot \text{W}^{-1}] \quad (47)$$

Měrná tepelná vodivost

Velikost tohoto součinitele se mění s teplotou $\lambda(T)$. U kovů tepelná vodivost klesá s rostoucí teplotou a u izolantů schopnost přestupu tepla s rostoucí teplotou roste. Hodnoty tepelných vodivostí vybraných materiálů jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 1 Tepelné vodivosti vybraných materiálů

Materiál	λ [$\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-1}$]
vzduch	0,025
měď	385
hliník	205
ocel	50,2
skelné vlákno	0,04



Ekvivalentního součinitele tepelné vodivosti vícevrstvé izolace o celkové tloušťce b_i určíme pomocí vztahu

$$\lambda_{ekv} = \frac{b_i}{\frac{b_{i1}}{\lambda_{i1}} + \frac{b_{i2}}{\lambda_{i2}} + \dots + \frac{b_{in}}{\lambda_{in}}} \quad [\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}] \quad (48)$$

Výslednou tepelnou vodivost drážkové izolace významně snižují vzduchové mezery mezi vrstvami izolace. Tento negativní jev eliminujeme vakuovou impregnací vinutí, kdy vzduch je nahrazen impregnační pryskyřicí, která má vyšší tepelnou vodivost.

7.2 Tepelný odpor přestupu tepla

Při přechodu tepla z povrchu tělesa k chladicímu médii dochází rovněž k teplotnímu spádu na povrchu tělesa. Jeho velikost se určí pomocí vztahu

$$\Delta\vartheta_p = \frac{Z}{\alpha \cdot S_p} \quad [\text{K}] \quad (49)$$

kde

$\Delta\vartheta_p$ teplotní spád na povrchu [K].

Uvedený vztah lze také přepsat do následujícího tvaru

$$\Delta\vartheta_p = Z \cdot R_p \quad [\text{K}] \quad (50)$$

a po úpravě na tvar, kterým stanovíme velikost tepelného odporu na povrchu

$$R_p = \frac{1}{\alpha \cdot S_p} \quad [\text{K.W}^{-1}] \quad (51)$$

Součinitel přestupu tepla

Určení velikosti tohoto součinitele je velmi obtížné, jelikož je závislý na mnoha faktorech jako materiál, tvar, rozměry a povrch tělesa, způsob a rychlost proudění, kinetická viskozita, tepelná vodivost atd. Vztahy pro přestup tepla se nejčastěji vyjadřují pomocí bezrozměrných veličin na základě zákona podobnosti. Nejčastěji používané bezrozměrné veličiny jsou Reynoldsovo a Nusseltovo číslo.

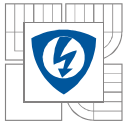
$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_h} \quad [\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}] \quad (52)$$

kde

D_h charakteristický rozměr tělesa, hydraulický průměr [m],

λ měrná tepelná vodivost chladiva [$\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-1}$].

Vztahy pro výpočet se v mnoha odborných literaturách různí. Z laboratorních a praktických měření vznikly empirické vztahy, které je však většinou nutné upravit pro konkrétní řešenou úlohu. Pro ilustraci jsou uvedeny vztahy pro výpočet součinitele jednotlivých částí el. stroje.



a) Čelo vinutí rotoru [4]

$$\alpha = 30 \cdot (1 + 0,1 \cdot u) \quad [\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (53)$$

kde

u obvodová rychlost rotoru $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

b) Čelo vinutí statoru [6]

$$\text{Re} = v \cdot S / \nu \quad [-] \quad (54)$$

$$\text{Nu} = 3 \cdot \text{Re}^{0,3} \quad [-] \quad (55)$$

kde

S celková plocha čela vinutí $[\text{m}^2]$

c) Vnější povrch rotoru [6]

$$\text{Re} = v \cdot D / \nu \quad [-] \quad (56)$$

$$\text{Nu} = 0,38 \cdot \text{Re}^{0,65} \quad [-] \quad (57)$$

kde

D vnější průměr rotoru $[\text{m}]$

d) Radiální kanály [6]

$$\text{Re} = v \cdot D / \nu \quad [-] \quad (58)$$

$$\text{Nu} = 0,045 \cdot \text{Re}^{0,8} \quad [-] \quad (59)$$

kde

D hydraulický průměr kanálu $[\text{m}]$

e) Vnější povrch statorového svazku [6]

$$\text{Re} = v \cdot D / \nu \quad [-] \quad (60)$$

$$\text{Nu} = 0,026 \cdot \text{Re}^{0,8} \quad [-] \quad (61)$$

kde

D vnější průměr statoru $[\text{m}]$

f) Vzduchová mezera [6]

$$\text{Re} = \pi \cdot D \cdot c \cdot n / \nu \quad [-] \quad (62)$$

$$\text{Nu} = 0,28 \cdot \text{Re}^{0,65} \quad [-] \quad (63)$$

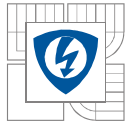
kde

D vnější průměr rotoru $[\text{m}]$,
c tloušťka vzduchové mezery $[\text{m}]$,
n otáčky $[\text{min}^{-1}]$.

g) Součásti uložené s přesahem [6]

Svazek statoru – kostra $\alpha = 1000$ $[\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$ (64)

Svazek rotoru – hřídel $\alpha = 1200$ $[\text{W} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{m}^{-2}]$ (65)



8. Náhradní tepelná síť

Úkolem tepelného výpočtu je určit oteplení různých částí stroje nad teplotu chladicího média vstupujícího do stroje. Popis tepelných jevů, vycházející ze základních zákonů termomechaniky o šíření tepla vede na soustavu diferenciálních rovnic s příslušnými okrajovými podmínkami. Analytické řešení těchto rovnic je většinou značně složité a proto se jako schůdnější cesta volí řešení metodou tepelných sítí nazývaná též metodou ekvivalentních tepelných obvodů. Podle této metody se z tepelného hlediska nahrazuje síť, složenou z jednotlivých zdrojů ztrát, uzlů a míst odvodu tepla tzv. norů. Jednotlivé prvky sítě jsou vzájemně spojeny větvemi, které představují cesty tepelných toků. Uvažované zdroje, uzly a nory jsou charakterizovány svým středním oteplením, zdroje navíc velikostí ztrát (tepelným výkonem) a jednotlivé větve svým tepelným odporem [2].

Při popisu tepelné sítě stroje podle metody uzlů (obdoby metody uzlových napětí v elektrotechnice) dostaneme soustavu lineárních algebraických rovnic, která v maticovém zápisu má obecný tvar

$$G \cdot \bar{\vartheta} = \bar{P} \quad (67)$$

kde

G matice koeficientů soustavy (složená z tepelných vodivostí) $[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$,

$\bar{\vartheta}$ vektor (sloupcová matice) neznámých oteplení $[\text{K}]$,

\bar{P} vektor (sloupcová matice) zahrnující ztráty resp. zdroje tepla $[\text{W}]$.

Podrobnější maticový zápis soustavy tepelných rovnic má následující tvar

$$\begin{pmatrix} G_1 & -g_{12} & -g_{13} & \dots & -g_{1n} \\ -g_{21} & G_2 & -g_{23} & \dots & -g_{2n} \\ -g_{31} & -g_{32} & G_3 & \dots & -g_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -g_{n1} & -g_{n2} & -g_{n3} & \dots & G_n \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vdots \\ \vartheta_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Delta P_{01} + g_{p1} \cdot \vartheta_{o1} \\ \Delta P_{02} + g_{p2} \cdot \vartheta_{o2} \\ \Delta P_{03} + g_{p3} \cdot \vartheta_{o3} \\ \vdots \\ \Delta P_{0n} + g_{pn} \cdot \vartheta_{on} \end{pmatrix} \quad (68)$$

kde

$g_{ij} = \frac{1}{R_{ij}}$ tepelné vodivosti $[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$,

$G_i = \sum_{j=1}^n g_{ij}$ diagonální prvky matice $[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$,

ΔP_{0i} zdroj tepla $[\text{W}]$,

g_{pi} tepelná vodivost do toku chladiva $[\text{W} \cdot \text{K}^{-1}]$,

ϑ_{oi} teplota okolí (chladiva) $[\text{K}]$.

Řešením při použití inverzní matice G

$$\bar{\vartheta} = G^{-1} \cdot \bar{P} \quad (69)$$

získáme hledaná střední oteplení v_i jednotlivých částí stroje.

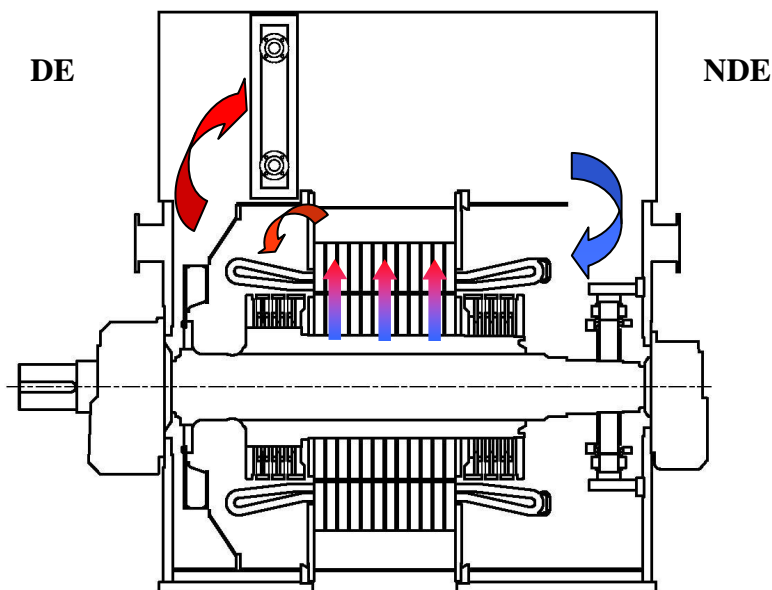
Nejdůležitější veličinou je pak střední oteplení celého vinutí, které nesmí překročit normou předepsanou hodnotu pro příslušnou tepelnou třídu izolace. V tab. 2 jsou uvedeny mezní hodnoty oteplení vinutí nepřímě chlazených vzduchem. Hodnoty oteplení jsou uvedeny pro metodu měření vloženými teploměrnými sondami a pro střídavá vinutí strojů o výkonech 5 000 kVA nebo vyšších, referenční teplota chladiva 40°C.

Tab. 2 Třídy teplotní odolnosti elektrické izolace dle ČSN EN 60034-1

Tepelná třída	130(B)	155(F)	180(H)
Mezní hodnota oteplení [K]	85	110	130

8.1 Popis tepelné sítě

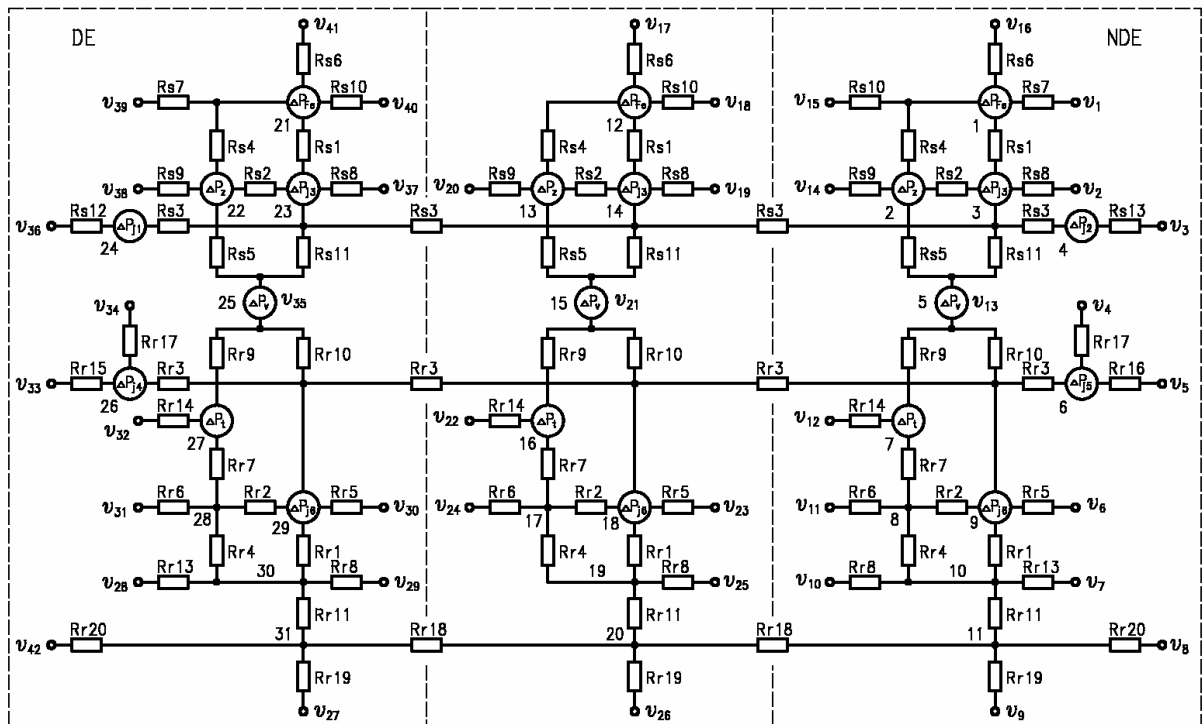
V následujícím textu bude popsána tepelná síť pro ventilační systém zobrazený na obr. 7 a popsany v kapitole 5.1. Jedná se o poměrně jednoduchý uzavřený okruh používaný u strojů s výkonem přibližně do 10 MVA. Primární okruh je chlazen ve výměníku voda-vzduch (označení podle normy IC81W7). Ochlazený vzduch má na vstupu do stroje teplotu 40 – 45°C a průchodem stroje se ohřeje na teplotu 70 – 75°C (viz kapitola 3.4). Je zřejmé, že teplota čel vinutí na straně volného konce bude vyšší jelikož se chladí do chladícího vzduchu s vyšší teplotou. Největší vývin ztrát je však v drážkové části vinutí a ve statorovém svazku. Proto je důležité nasměrovat do rotorové větve dostatek chladícího vzduchu, který pak průchodem radiálními kanály chladí boční stěny dílčích svazků a povrch rotorového a statorového vinutí.



Obr. 10 Označení stran a průchod chladiva strojem

8.1 Řešení tepelné sítě

Řešení tepelné sítě spočívá ve výpočtu teplot v ustáleném stavu, tzn. že není nutné uvažovat tepelné kapacity. Vytvořená tepelná síť byla pro zvýšení přesnosti výpočtu rozdělena na 3 části. Drážková část vinutí je rozdělena na třetiny, přičemž do krajních částí označených NDE a DE jsou zahrnuta i čela statorového a rotorového vinutí. Tepelné schéma tak obsahuje 22 zdrojů ztrát, 31 uzlů, 39 nor a 88 tepelných odporů. Výchozími veličinami pro výpočet jsou tepelné vodivosti, ztráty a teploty chladiva v kanálech.

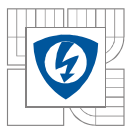


Obr. 11 Náhradní tepelná síť stroje

a) Tepelné vodivosti

Jedná se o převrácené hodnoty tepelných odporů, které byly vypočítány na základě vztahů uvedených v kapitole 7. Index S platí pro tepelné odpory (vodivosti) statoru, index R pro tepelné odpory (vodivosti) rotoru.

gs1	drážka - jho
gs2	drážka - zuby
gs3	drážka - čelo vinutí
gs4	zuby - jho
gs5	zuby - vzduchová mezera
gs6	vnější povrch
gs7	boční stěna DE, NDE
gs8	vinutí - radiální kanály
gs9	zuby - radiální kanály
gs10	jho - radiální kanály
gs11	drážka - vzduchová mezera

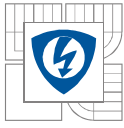


g _{S12}	čelo vinutí DE
g _{S13}	čelo vinutí NDE
g _{R1}	drážka - jho
g _{R2}	drážka - zuby
g _{R3}	drážka - čelo vinutí
g _{R4}	zuby - jho
g _{R5}	vinutí - radiální kanály
g _{R6}	zuby - radiální kanály
g _{R7}	zuby - tlumící vinutí
g _{R8}	jho - radiální kanály
g _{R9}	zuby - vzduchová mezera
g _{R10}	drážka - vzduchová mezera
g _{R11}	axiální kanály
g _{R12}	svazek - žebra
g _{R13}	boční stěna DE, NDE
g _{R14}	tlumící vinutí - radiální kanály
g _{R15}	čelo vinutí DE
g _{R16}	čelo vinutí NDE
g _{R17}	čelo vinutí – bandáž
g _{R18}	hřídel 1/2
g _{R19}	hřídel – axiální kanály
g _{R20}	hřídel – vzduch

b) Ztráty

Rozdělení ztrát ve stroji je určeno elektrickým výpočtem. Jouleovy ztráty ve vinutí se rozdělí na čela a drážky v poměru délek příslušných úseků. Ztráty v železe statoru jsou rozděleny na ztráty ve jhu a zubech. Do ztrát v zubech jsou zahrnuty ztráty povrchové a pulsační. Ztráty dodatečné jsou rozděleny tak, že 1/2 připadne do zubů statoru, 1/4 do drážek statoru a 1/4 do tlumícího vinutí. U rotoru jsou ztráty v železe nulové, velikost ztrát v tlumícím vinutí je stanovena na 4% ztrát rotorového vinutí. Ztráty mechanické se určí z ventilačního výpočtu.

ΔP_{j1}	čelo vinutí statoru DE
ΔP_{j2}	čelo vinutí statoru NDE
ΔP_{j3}	drážková část vinutí statoru
ΔP_{Fe}	jho statoru
ΔP_z	zuby statoru
ΔP_{j4}	čelo vinutí rotoru DE
ΔP_{j5}	čelo vinutí rotoru NDE
ΔP_{j6}	drážková část vinutí rotoru
ΔP_t	tlumící vinutí
ΔP_v	mechanické ztráty
ΔP_d	dodatečné ztráty



Jestliže má být zachována lineární závislost proudových ztrát na oteplení je nutné u zdrojů tepla představujících vinutí velikost ztrát se změnou oteplení přepočítat.

c) Oteplení chladiva v kanálech

Při výpočtu vycházíme ze vztahu (18). Velikost oteplení vzduchu vypočítáme z množství vzduchu proudícího jednotlivými částmi stroje a velikosti tepelných toků - ztrát, které do těchto kanálů ústí. Toto oteplení se připočte k teplotě vzduchu, která byla na vstupu daného úseku. Pro lepší srozumitelnost je uveden výpočet teplot v radiálních kanálech rotoru a statoru. Vzduch je nasáván do axiálních kanálů rotoru a prochází radiálními kanály rotoru přes vzduchovou mezeru do radiálních kanálů statoru.

Vzduch na vstupu do kanálu má teplotu ϑ_0 , teplota v úseku do kterého ústí tepelný tok z vinutí rotoru je

$$\vartheta_6 = \frac{\Delta P_{j6}}{c_v \cdot Q_K} + \vartheta_0 \quad [\text{K}]$$

teplota v úseku, do kterého ústí tepelný tok z tlumícího vinutí

$$\vartheta_{12} = \frac{\Delta P_t}{c_v \cdot Q_K} + \vartheta_6 \quad [\text{K}]$$

teplota v úseku, do kterého ústí tepelný tok ze zubů statoru

$$\vartheta_{14} = \frac{\Delta P_z}{c_v \cdot Q_K} + \vartheta_{12} \quad [\text{K}]$$

teplota v úseku, do kterého ústí tepelný tok z vinutí statoru

$$\vartheta_2 = \frac{\Delta P_{j3}}{c_v \cdot Q_K} + \vartheta_{14} \quad [\text{K}]$$

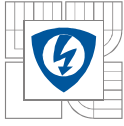
teplota v úseku, do kterého ústí tepelný tok ze jha statoru

$$\vartheta_{15} = \frac{\Delta P_{Fe}}{c_v \cdot Q_K} + \vartheta_2 \quad [\text{K}]$$

Tímto způsobem je určena teplota ve všech místech, do kterých ústí jednotlivé větve tepelné sítě. Velikost ztrát a množství proudícího vzduchu je stanoveno výpočtem.

d) Sestavení tepelných rovnic sítě

Jak již bylo zmíněno, je tepelná síť rozdělena na 3 části, které jsou popsány soustavou rovnic v maticovém zápisu. Výpočtový program řeší tyto rovnice pomocí algoritmu pro výpočet soustavy lineárních algebraických rovnic. V prvním kroku je každá část řešena samostatně. V druhém kroku jsou již známy okrajové podmínky a je tak zohledněno propojení prostřední části sítě s krajními částmi přes odpory respektive vodivosti statorového a rotorového vinutí a hřídele.



Soustava tepelných rovnic pro úsek NDE

$$\begin{pmatrix} G1 & -g_{s4} & -g_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -g_{s4} & G2 & -g_{s2} & 0 & -g_{s5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -g_{s1} & -g_{s2} & G3 & -g_{s3} & -g_{s11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -g_{s3} & G4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -g_{s5} & -g_{s11} & 0 & G5 & 0 & -g_{r9} & 0 & -g_{r10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G6 & 0 & 0 & -g_{r3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r9} & 0 & G7 & -g_{r7} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r7} & G8 & -g_{r2} & -g_{r4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r10} & -g_{r3} & 0 & -g_{r2} & G9 & -g_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r4} & -g_{r1} & G10 & -g_{r11} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r11} & G11 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \vartheta_1 \\ \vartheta_2 \\ \vartheta_3 \\ \vartheta_4 \\ \vartheta_5 \\ \vartheta_6 \\ \vartheta_7 \\ \vartheta_8 \\ \vartheta_9 \\ \vartheta_{10} \\ \vartheta_{11} \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} \Delta P_{Fe} + g_{s6} \cdot \vartheta_{16} + g_{s7} \cdot \vartheta_1 + g_{s10} \cdot \vartheta_{15} \\ \Delta P_z + g_{s9} \cdot \vartheta_{14} \\ \Delta P_{j3} + g_{s8} \cdot \vartheta_2 \\ \Delta P_{j2} + g_{s13} \cdot \vartheta_3 \\ \Delta P_v \\ \Delta P_{j5} + g_{r16} \cdot \vartheta_5 + g_{r17} \cdot \vartheta_4 \\ \Delta P_t + g_{r14} \cdot \vartheta_{12} \\ g_{r6} \cdot \vartheta_{11} \\ \Delta P_{j6} + g_{r5} \cdot \vartheta_6 \\ g_{r8} \cdot \vartheta_{10} + g_{r13} \cdot \vartheta_7 \\ g_{r19} \cdot \vartheta_9 + g_{r20} \cdot \vartheta_8 \end{pmatrix}$$

$$G1 = g_{s1} + g_{s4} + g_{s6} + g_{s7} + g_{s10}$$

$$G2 = g_{s2} + g_{s4} + g_{s5} + g_{s9}$$

$$G3 = g_{s1} + g_{s2} + g_{s3} + g_{s8} + g_{s11}$$

$$G4 = g_{s3} + g_{s13}$$

$$G5 = g_{s5} + g_{s11} + g_{r9} + g_{r10}$$

$$G6 = g_{r3} + g_{r16} + g_{r17}$$

$$G7 = g_{r7} + g_{r9} + g_{r14}$$

$$G8 = g_{r2} + g_{r4} + g_{r6} + g_{r7}$$

$$G9 = g_{r1} + g_{r2} + g_{r3} + g_{r5} + g_{r10}$$

$$G10 = g_{r1} + g_{r4} + g_{r11} + g_{r13} + g_{r8}$$

$$G11 = g_{r11} + g_{r19} + g_{r20}$$



Soustava tepelných rovnic pro střední úsek

$$\begin{pmatrix} G1 & -g_{s4} & -g_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -g_{s4} & G2 & -g_{s2} & -g_{s5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -g_{s1} & -g_{s2} & G3 & -g_{s11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -g_{s5} & -g_{s11} & G4 & -g_{r9} & 0 & -g_{r10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -g_{r9} & G5 & -g_{r7} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r7} & G6 & -g_{r2} & -g_{r4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -g_{r10} & 0 & -g_{r2} & G7 & -g_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r4} & -g_{r1} & G8 & -g_{r11} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r11} & G9 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \vartheta_{12} \\ \vartheta_{13} \\ \vartheta_{14} \\ \vartheta_{15} \\ \vartheta_{16} \\ \vartheta_{17} \\ \vartheta_{18} \\ \vartheta_{19} \\ \vartheta_{20} \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} \Delta P_{Fe} + g_{s6} \cdot \vartheta_{17} + g_{s10} \cdot \vartheta_{18} \\ \Delta P_z + g_{s9} \cdot \vartheta_{20} \\ \Delta P_{j3} + g_{s8} \cdot \vartheta_{19} + g_{s3} \cdot \vartheta_3 + g_{s3} \cdot \vartheta_{23} \\ \Delta P_v \\ \Delta P_t + g_{r14} \cdot \vartheta_{22} \\ g_{r6} \cdot \vartheta_{24} \\ \Delta P_{j6} + g_{r5} \cdot \vartheta_{23} + g_{r3} \cdot \vartheta_9 + g_{r3} \cdot \vartheta_{29} \\ g_{r8} \cdot \vartheta_{25} \\ g_{r19} \cdot \vartheta_{26} + g_{r18} \cdot \vartheta_{11} + g_{r18} \cdot \vartheta_{31} \end{pmatrix}$$

$$G1 = g_{s1} + g_{s4} + g_{s6} + g_{s10}$$

$$G2 = g_{s2} + g_{s4} + g_{s5} + g_{s9}$$

$$G3 = g_{s1} + g_{s2} + 2 \cdot g_{s3} + g_{s8} + g_{s11}$$

$$G4 = g_{s5} + g_{s11} + g_{r9} + g_{r10}$$

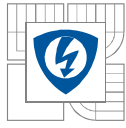
$$G5 = g_{r7} + g_{r9} + g_{r14}$$

$$G6 = g_{r2} + g_{r4} + g_{r6} + g_{r7}$$

$$G7 = g_{r1} + g_{r2} + 2 \cdot g_{r3} + g_{r5} + g_{r10}$$

$$G8 = g_{r1} + g_{r4} + g_{r11} + g_{r8}$$

$$G9 = g_{r11} + g_{r18} + g_{r19}$$



Soustava tepelných rovnic pro úsek DE

$$\begin{pmatrix} G1 & -g_{s4} & -g_{s1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -g_{s4} & G2 & -g_{s2} & 0 & -g_{s5} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -g_{s1} & -g_{s2} & G3 & -g_{s3} & -g_{s11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -g_{s3} & G4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -g_{s5} & -g_{s11} & 0 & G5 & 0 & -g_{r9} & 0 & -g_{r10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G6 & 0 & 0 & -g_{r3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r9} & 0 & G7 & -g_{r7} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r7} & G8 & -g_{r2} & -g_{r4} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r10} & -g_{r3} & 0 & -g_{r2} & G9 & -g_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r4} & -g_{r1} & G10 & -g_{r11} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -g_{r11} & G11 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \vartheta_{21} \\ \vartheta_{22} \\ \vartheta_{23} \\ \vartheta_{24} \\ \vartheta_{25} \\ \vartheta_{26} \\ \vartheta_{27} \\ \vartheta_{28} \\ \vartheta_{29} \\ \vartheta_{30} \\ \vartheta_{31} \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} \Delta P_{Fe} + g_{s6} \cdot \vartheta_{41} + g_{s7} \cdot \vartheta_{39} + g_{s10} \cdot \vartheta_{40} \\ \Delta P_z + g_{s9} \cdot \vartheta_{38} \\ \Delta P_{j3} + g_{s8} \cdot \vartheta_{37} \\ \Delta P_{j1} + g_{s12} \cdot \vartheta_{36} \\ \Delta P_v \\ \Delta P_{j4} + g_{r15} \cdot \vartheta_{33} + g_{r17} \cdot \vartheta_{34} \\ \Delta P_t + g_{r14} \cdot \vartheta_{32} \\ g_{r6} \cdot \vartheta_{31} \\ \Delta P_{j6} + g_{r5} \cdot \vartheta_{30} \\ g_{r8} \cdot \vartheta_{29} + g_{r13} \cdot \vartheta_{28} \\ g_{r19} \cdot \vartheta_{27} + g_{r20} \cdot \vartheta_{42} \end{pmatrix}$$

$$G1 = g_{s1} + g_{s4} + g_{s6} + g_{s7} + g_{s10}$$

$$G2 = g_{s2} + g_{s4} + g_{s5} + g_{s9}$$

$$G3 = g_{s1} + g_{s2} + g_{s3} + g_{s8} + g_{s11}$$

$$G4 = g_{s3} + g_{s13}$$

$$G5 = g_{s5} + g_{s11} + g_{r9} + g_{r10}$$

$$G6 = g_{r3} + g_{r16} + g_{r17}$$

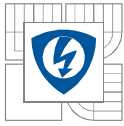
$$G7 = g_{r7} + g_{r9} + g_{r14}$$

$$G8 = g_{r2} + g_{r4} + g_{r6} + g_{r7}$$

$$G9 = g_{r1} + g_{r2} + g_{r3} + g_{r5} + g_{r10}$$

$$G10 = g_{r1} + g_{r4} + g_{r11} + g_{r13} + g_{r8}$$

$$G11 = g_{r11} + g_{r19} + g_{r20}$$



9. Výpočetní program

V úvodu je nutné poznamenat, že tento program je určen pro výpočet ventilace synchronních generátorů s hladkým rotorem vyráběných firmou Siemens Electric Machines Drásov, s.r.o.

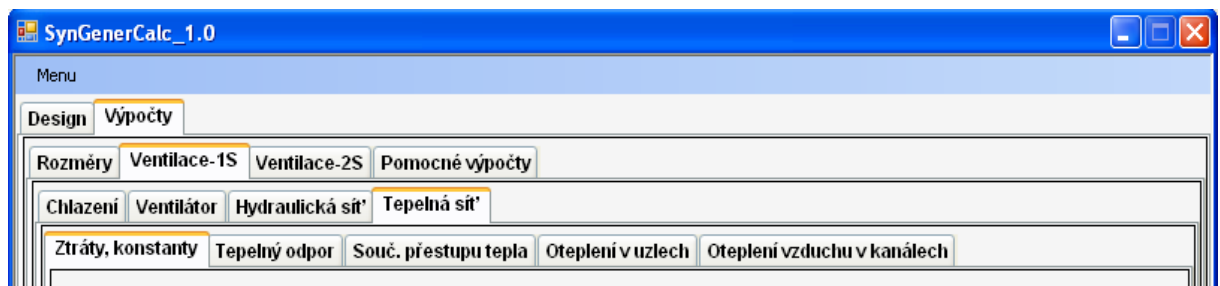
Ve volně dostupném programovacím prostředí Visual Basic 2008 Express Edition jsem vytvořil program, který provádí výpočet ventilačního systému a výpočet oteplení jednotlivých částí stroje. Struktura programu je koncipována formou záložek, které umožňují přehledně zadávat a vyhledávat vypočítané údaje. Stiskem tlačítka Výpočet se provede zápis, výpočet a výpis vypočítaných hodnot do příslušných políček.

V záložce Rozměry jsou umístěny dílčí záložky pro stanovení radiálních a axiálních rozměrů stroje a informace týkající se vinutí. Tyto informace jsou důležité pro stanovení hydraulického odporu stroje.

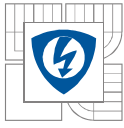
Následující záložky Ventilace-1S a Ventilace-2S umožňují provést ventilační výpočet stroje s jednostrannou i oboustrannou ventilací a porovnat tak rozdělení toku chladiva jeho rychlost v kritických místech. V obou záložkách jsou dílčí záložky pro stanovení základních vstupních údajů pro stanovení množství průtoku chladiva strojem, výpočet ventilátoru a zjednodušená hydraulická síť, ve které je možné sledovat rozdělení chladiva do jednotlivých větví. V záložce Ventilace-1S je navíc přepnutím na záložku Tepelná síť možné provést výpočet oteplení jednotlivých částí stroje.

Zadané informace jsou využity nejen pro výpočet ventilace, ale i pro výpočet statického a dynamického namáhání patek generátoru, paketovací síly statorového a rotorového svazku, momentu setrvačnosti, návržení volného konce hřídele a pro výpočet radiální síly působící na ložiskové čepy.

Výstupní hodnoty programu je možné uložit do textového souboru a získat tak přehledný výpis informací o rozměrech ventilátoru, celkovém průtoku chladiva strojem a jeho rozdělení do jednotlivých větví, oteplení vinutí a chladícího vzduchu.



Obr. 12 Program je koncipován formou záložek



9.1 Výsledky výpočtu

V poslední fázi tvorby programu bylo nutné odladit jednotlivé hydraulické a tepelné odpory sítě tak, aby výsledky výpočtu byly co nejvíce shodné s hodnotami naměřenými na reálném stroji. Jako referenční byl zvolen již odzkoušený synchronní generátor 1DT 3939-8AL02 s těmito parametry:

Výkon: 10625 kVA
Napětí: 6600 V
Proud: 929 A
Frekvence: 60 Hz
Otáčky: 1800 ot./min.
Chlazení: IC81W

Do výpočetního programu byly zadány všechny rozměrové parametry stroje důležité pro výpočet hydraulických a tepelných odporů, dále rozměry ventilátoru a rozdělení ztrát v jednotlivých částech stroje. Vypočítané střední teploty statorového a rotorového vinutí byly porovnány s teplotami naměřených odporovými teploměry Pt100, které bývají standardně umístěny v drážkách statorového vinutí a s teplotou rotorového vinutí vypočítanou pomocí Potierova diagramu.

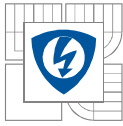
Vypočítaná teplota vinutí byla přibližně o 10 – 18°C nižší. Úpravou součinitele přestupu tepla vinutí v radiálních kanálech se zvýšila zhruba na naměřenou teplotu. Měření teploty v čelech vinutí, v železe a v hřídeli se neprovádí, tudíž nebylo s čím vypočítanou teplotu porovnávat.

Program byl následně použit pro výpočet tepelné sítě dalších dvou strojů a opět porovnávány naměřené a vypočítané teploty. Z výsledků vyplynula jistá závislost přestupu tepla z vinutí do radiálních kanálů při různých otáčkách. Z tohoto důvodu byla do programu umístěna podmínka, která provádí výpočet součinitele přestupu tepla vinutí v radiálních kanálech zvlášť pro stroj s 1500 ot.min⁻¹ a 1800 ot.min⁻¹.

Přesnost výpočtu značně ovlivňuje přesnost zadaných ztrát, které jsou převzaty z výpočtového listu. Většinou jsou navýšeny o bezpečnostní rezervu a ve výsledku jsou teploty změřené na zkušebně nižší a teplotní třída izolace tak není plně využita.

V následující tabulce jsou uvedeny vypočítané hodnoty oteplení synchronního generátoru 1DT3933-8AL02 s těmito parametry:

Výkon: 5000 kVA
Napětí: 11000 V
Proud: 262 A
Frekvence: 50 Hz
Otáčky: 1500 ot./min.
Chlazení: IC01
Vstupní teplota chladiva: 40 °C
Celkové ztráty: 160 kW
Třída izolace: 155(F)



Tab. 3 Výpočet oteplení generátoru 1DT3933-8AL02

	Část stroje	Vypočítaná oteplení [K]	Vypočítané teploty [°C]
STATOR NDE	čelo vinutí	27,8	67,8
	jho	39,5	79,5
	zub	48,5	88,5
	drážková část vinutí	50,1	90,1
	vzduchová mezera	49,8	89,8
ROTOR NDE	tlumící vinutí	45,9	85,9
	zub	46,5	86,5
	drážková část vinutí	48,7	88,7
	jho	27,9	67,9
	hřídel	13,6	53,6
	čelo vinutí	42,6	82,6
STATOR DE	jho	46,8	86,8
	zub	48,2	88,2
	drážková část vinutí	50	90
	vzduchová mezera	49,1	89,1
ROTOR DE	tlumící vinutí	45	85
	zub	45	85
	drážková část vinutí	46,3	86,3
	jho	28,8	68,8
	hřídel	14,6	54,6
STATOR DE	čelo vinutí	43,1	83,1
	jho	46,3	86,3
	zub	52	92
	drážková část vinutí	54	94
	vzduchová mezera	53,3	93,3
ROTOR DE	tlumící vinutí	49,4	89,4
	zub	50,4	90,4
	drážková část vinutí	53,3	93,3
	jho	33,2	73,2
	hřídel	17,4	57,4
	čelo vinutí	61	101

Výsledné teploty získáme přičtením vstupní teploty chladiva 40°C k vypočítaným oteplením

$$\vartheta = \Delta\vartheta + 40^{\circ}\text{C} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Výsledné střední hodnoty oteplení vinutí v drážkové části se programem stanoví následovně:

$$\Delta \vartheta_{S, stř} = \frac{\vartheta_3 + \vartheta_{14} + \vartheta_{23}}{3} = \frac{50,1 + 50 + 54}{3} = 51,4K$$

$$\Delta \vartheta_{R, stř} = \frac{\vartheta_9 + \vartheta_{18} + \vartheta_{29}}{3} = \frac{48,7 + 46,3 + 53,2}{3} = 49,4K$$

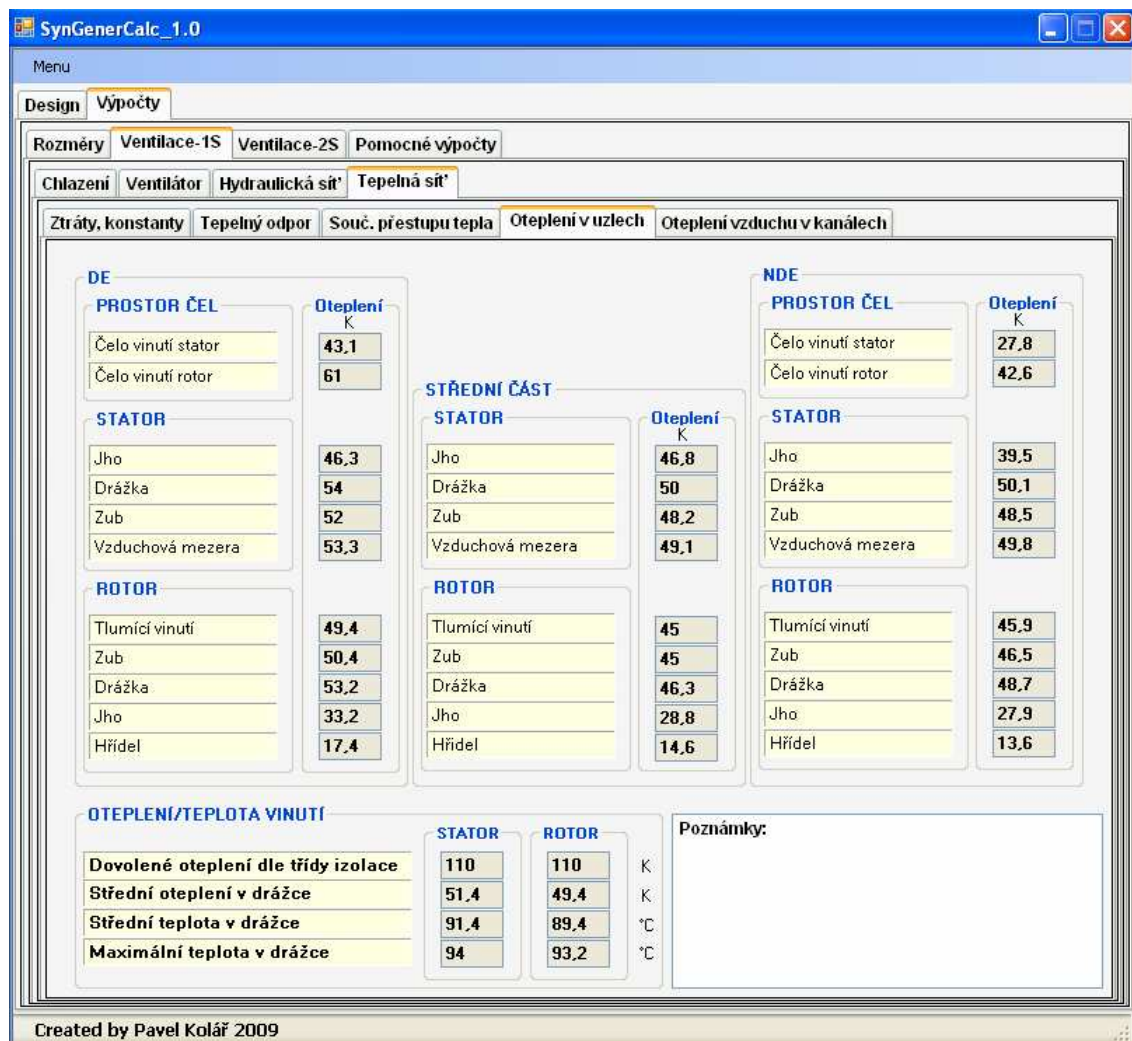
Hodnoty oteplení naměřené při oteplovacích zkouškách byly po přepočítání na jmenovitý výkon stroje následující:

$$\Delta \vartheta_{S, zk} = 50,6K$$

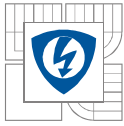
$$\Delta \vartheta_{R, zk} = 46,9K$$

Přesnost výpočtu oteplení statoru činí 1,5% a oteplení rotoru 5%.

Teplotní třída izolace umožňuje oteplení vinutí v drážce 110K. Z uvedených hodnot vyplývá, že ventilační systém stroje byl navržen s velkou rezervou a mohl být použit ventilátor menších rozměrů. Čelo vinutí statoru i rotoru na straně NDE má vyšší teplotu, jelikož se chladí do chladiva s vyšší teplotou než jaká je na vstupu do stroje.



Obr. 13 Vypočítaná oteplení stroje



10. Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit program pro výpočet ventilace synchronních generátorů s hladkým rotorem vyráběných firmou Siemens Electric Machines Drásov, s.r.o.

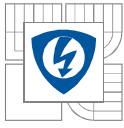
Úvodní kapitoly jsou věnovány stručnému popisu základních vztahů v oborech hydromechaniky, výpočtu ventilátoru a hydraulických odporů. Je vysvětleno jak stanovit potřebné množství chladicího média a jak najít pracovní bod na tlakové charakteristice ventilátoru. Jsou popsány ventilační okruhy, pro které program navrhuje ventilační výpočet.

Navazující kapitoly popisují základní teoretické vztahy v oboru termomechaniky. Jsou popsány způsoby sdílení tepla a vztahy pro výpočet tepelných odporů. Často je však nutné použít experimentálně zjištěných vztahů. Zejména stanovení součinitele přestupu tepla v elektrických strojích je značně obtížné.

Zmíněné znalosti byly použity při tvorbě programu. Ventilační výpočet je proveden na základě sestavené náhradní hydraulické sítě a analogicky jako v elektrickém obvodu na výpočtu celkového hydraulického odporu. Ve zjednodušené hydraulické síti pak můžeme sledovat a různými parametry měnit průtok jednotlivými větvemi stroje. Tyto hodnoty jsou důležité pro tepelný výpočet.

Vytvořená tepelná síť stroje je z důvodu zvýšení přesnosti výpočtu rozdělena na 3 části a obsahuje tak 22 zdrojů ztrát, 31 uzlů, 39 nor a 88 tepelných odporů. V programu je zahrnut výpočet oteplení vnitřního chladiva a přepočtení ztrát ve vinutí, jejichž velikost se s teplotou mění. Pomocí algoritmu pro řešení lineárních algebraických rovnic je vypočítáno oteplení jednotlivých uzlů sítě. Vypočítanou střední teplotu v drážkách statorového a rotorového vinutí bylo možné porovnat s výsledky změřených teplot na konkrétních vyrobených strojích. Z porovnání vyplynula jistá závislost přestupu tepla z vinutí do radiálních kanálů při různých otáčkách. Důležitou informací také je, že oteplení jednotlivých uzlů ve střední části svazku je menší než v krajních partiích. To se dá vysvětlit tak, že tepelný tok z drážkové části ústí do čela vinutí tvořící velký zdroj ztrát. I když jsou partie čel vinutí poměrně dobře ofukovány chladícím vzduchem je teplota v drážce krajních částí navýšena právě vlivem tepelného toku z čela vinutí.

Další fází tvorby programu bude vytvoření a řešení tepelné sítě stroje s oboustrannou ventilací. Vznikne tak možnost porovnat dva ventilační systémy a lépe posoudit optimálnost celkového návrhu stroje.

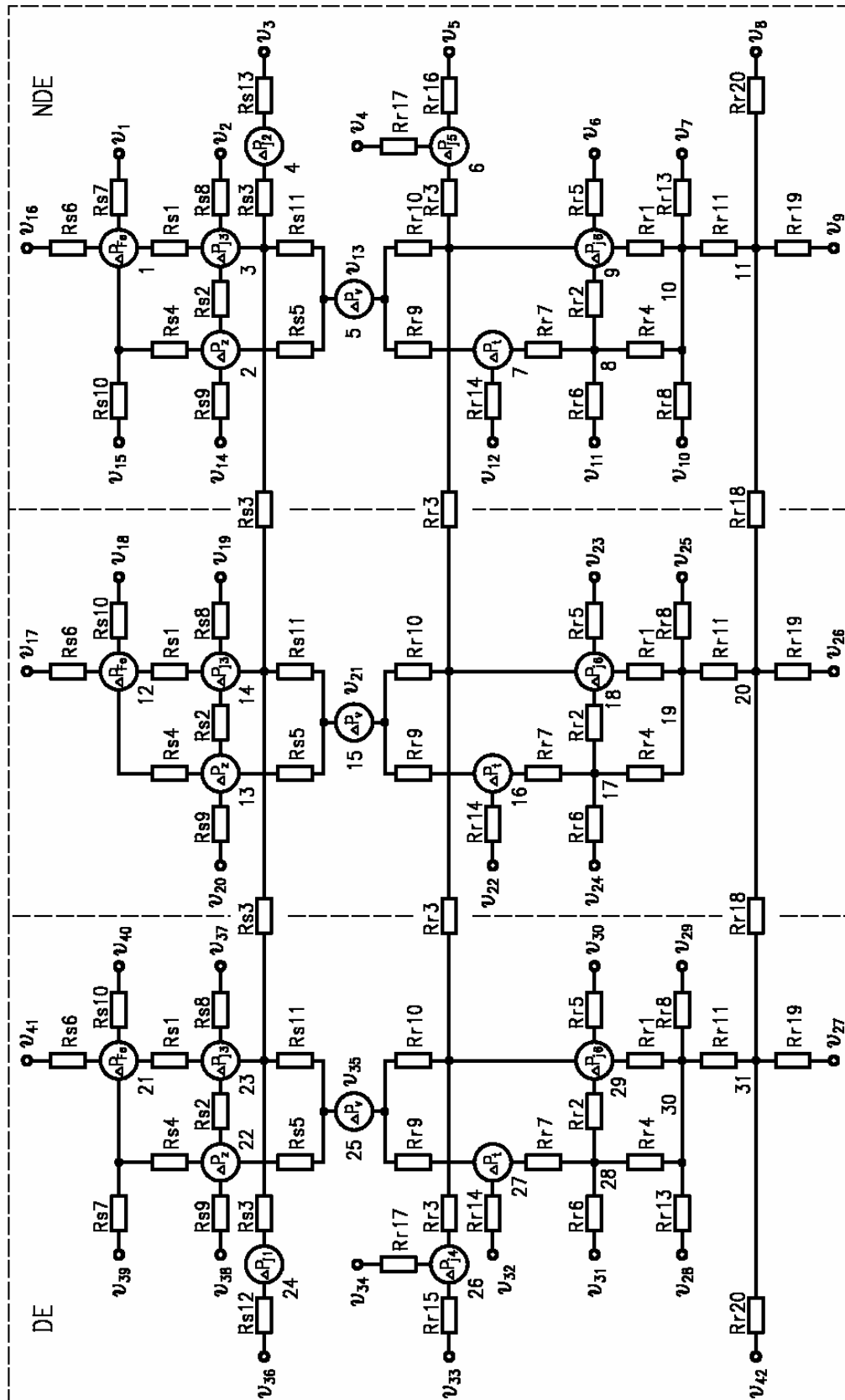


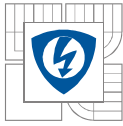
11. Použitá literatura

- [1] Hak, J. , Ošlejšek, O. : Výpočet chlazení elektrických strojů, VÚES / Brno, 1973
- [2] Hynšt, R. : Přínos výpočtu chlazení ke zdokonalení navrhování elektrických strojů, časopis Technika elektrických strojů, VÚES, ročník 31, 1986
- [3] Pažout, L. , Tulaj, P. : Měření součinitele přestupu tepla na modelu rotoru el. stroje časopis Technika elektrických strojů, VÚES, 1978
- [4] Kopylov, I. P. : Stavba elektrických strojů, SNTL 1988
- [5] Vlach, R. : Tepelné procesy v mechatronických soustavách, VUT, 2007
- [6] Technické podklady k tepelným výpočtům, Siemens

12. Přílohy

Příloha 1: Tepelné schéma synchronního generátoru s hladkým rotorem





Příloha 2: Záložka pro zadání radiálních rozměrů stroje

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design Výpočty

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Radial Axial Vnitřní Data

STATOR

Vnější průměr D1	1400	mm
Vnitřní průměr D2	924	mm
Počet drážek	84	ks
Šířka drážky	16,4	mm
Šířka drážky pro klín	19,6	mm
Šířka krčku	16,8	mm
Hloubka drážky	88	mm
Výška drážky pro klín	2,4	mm
Výška krčku	4,5	mm
Výška rozpěrky	228	mm
Tl. rozpěrky	2	mm

ROTOR

Vnější průměr D1	900	mm
Vnitřní průměr D2	500	mm
Počet drážek	40	ks
Šířka drážky	24,5	mm
Šířka krčku	14,5	mm
Hloubka drážky	86	mm
Výška krčku	5	mm
Výška rozpěrky	186	mm
Tl. rozpěrky	2	mm
Vzduchová mezera	12	mm

DALŠÍ ROZMĚRY

Osová výška	1000	mm
Vnitřní průměr pláště	1800	mm
Prostor nad chladičem	500	mm
Šířka skříně chladiče	1800	mm
Výška chladiče	1100	mm
Stř. průměr čela	1100	mm

HŘÍDEL

Průměr pod svazkem	320	mm
Počet žebek	8	mm
Šířka žebra	60	mm
Výška žebra	90	mm
Svar	a18	mm2

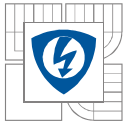
BUDIČ

Vnější průměr D1	650	mm
Vnitřní průměr D2	250	mm
Délka svazku	80	mm

Výpočet

Poznámky:

Created by Pavel Kolář 2009



Příloha 3: Záložka pro zadání axiálních rozměrů stroje

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design **Výpočty**

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Radial **Axial** Vinutí Data

STATOR

Délka železa	600	mm
Počet radiálních kanálů	11	ks
Šířka kanálu	8	mm
Délka vnitřního svazku	50	mm
Délka krajního svazku	50	mm
Délka svazku	688	mm
Tl. stahovacího kruhu	30	mm

ROTOR

Délka železa	600	mm
Počet radiálních kanálů	11	ks
Šířka kanálu	8	mm
Délka vnitřního svazku	50	mm
Délka krajního svazku	50	mm
Délka svazku	688	mm
Tl. stahovacího kruhu	25	mm

DALŠÍ ROZMĚRY

STRANA DE

Vstup do štítu DE	400000	mm ²
Stěna štítu - vzduchovod	200	mm
Čelo vinutí - vzduchovod	90	mm
Délka čela	430	mm

STRANA NDE

Vstup do štítu NDE	500000	mm ²
Stěna štítu - vzduchovod	250	mm
Čelo vinutí - vzduchovod	90	mm
Délka čela	450	mm

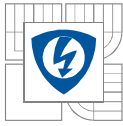
MINIMÁLNÍ VZDUŠNÁ VZDÁLENOST

Vinutí - vzduchovod	35	mm
---------------------	----	----

Výpočet

Poznámky:

Created by Pavel Kolář 2009



Příloha 4: Záložka pro zadání parametrů vinutí

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design Výpočty

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Radial Axial **Vinutí** Data

VINUTÍ STATORU

$2 * (1 : 1 //) * (5 : 2 //)$

Počet drátu v drážce	20	ks
Šířka drátu - holý	10	mm
Výška drátu - holý	3	mm
Tl. izolace	0,35	mm
Výška cívky	67	mm
Šířka cívky	10,35	mm
Hmotnost vinutí	1	kg
Průchodnost čela DE	30	%
Průchodnost čela NDE	20	%

DŘÁŽKOVÁ IZOLACE

Výška klínu	2,4	mm
Tl. izolace pod klín	4	mm
Tl. izolace mezi cívkami	8	mm
Tl. izolace na dno	2,5	mm
Izolace cívky - drážka	3	mm
Izolace cívky - čelo	1	mm
Celková výška	87,5	mm
Vůle v drážce	0,5	mm

VINUTÍ ROTORU

$1 * (1 : 2 //) * (16 : 1 //)$

Počet drátu v drážce	32	ks
Šířka drátu - holý	11	mm
Výška drátu - holý	4,1	mm
Tl. izolace	0,3	mm
Výška cívky	70,4	mm
Šířka cívky	22,6	mm
Hmotnost vinutí	1650	kg
Délka čela	200	mm
Výška bandáže	22	mm

DŘÁŽKOVÁ IZOLACE

Výška klínu SPS.6	10	mm
Kluzný pásek VSP.F	0,48	mm
Výplň drážky HM693.6	1	mm
Výplň drážky HM693	1	mm
Drážková izolace	1,46	mm
Dno drážky HM693	0,8	mm
Mezera pro impragnaci	0,16	mm
Celková výška	85,3	mm
Vůle v drážce	0,7	mm

Výpočet

Poznámky:

Created by Pavel Kolář 2009

Příloha 5: Záložka pro stanovení množství chladiva

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design **Výpočty**

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Chlazení Ventilátor Hydraulická síť Tepelná síť

VÝPOČET MNOŽSTVÍ VZDUCHU

Teplota okolí	40	°C
Hustota vzduchu	1,12	kg.m ⁻³
Ztráty	160	kW
Oteplení vzduchu	30	K
Vypočítaný průtok	4,8	m ³ .s ⁻¹

PARAMETRY

Rychlost vzduchu DE	10	m.s ⁻¹
Požadovaný průřez DE	480000	mm ²
Zvolený průřez DE	417000	mm ²
Vypočítaná rychlost	11,5	m.s ⁻¹

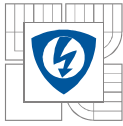
DATA CHLADIČE

Počet chladičů	1	-
Tlaková ztráta na chladiči	50	Pa
Odpor chladiče	2,2	Pa.s ² .m ⁻⁶
Teplota vzduchu - výstup	40	°C
Teplota vzduchu - vstup	70	°C
Teplota vody - vstup	33	°C
Teplota vody - výstup	40	°C
Vypočítaný průtok vody	19,8	m ³ .s ⁻¹

Poznámky:

Vypočet

Created by Pavel Kolář 2009



Příloha 6: Záložka pro návrh ventilátoru – 1S

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design Výpočty

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Chlazení Ventilátor Hydraulická síť Tepelná síť

ROZMĚRY

Otáčky	1500	min-1
Vnější průměr D1	1180	mm
Vnitřní průměr D2	840	mm
Šířka lopatky b	100	mm
Počet lopatek	16	-
Obvodová rychlost	92,6	m.s-1

NDE

Průřez - % DE	14,1	%
Průřez NDE	58797	mm2

STŘEDNÍ KRUH

Průřez - % DE	50	%
Průřez kruhu	208500	mm2

VENTILAČNÍ EFEKT RADIÁL. KANÁLŮ

Obvodová rychlost	67,5	Pa
ξ	0,691	Pa
H2	2204	Pa

VÝPOČET VENTILÁTORU

Tlak naprázdno	2089	Pa
Maximální průtok	11	m3.s-1
Odpor ventilátoru	17,2	Pa.s2.m-6
Příkon ventilátoru	28671	W
Hluk	131,1	dBa

VÝPOČET VENTILAČNÍHO OBVODU

Odpor stroje Ks	111,2	Pa.s2.m-6
Průtok strojem Qs	4,2	m3.s-1

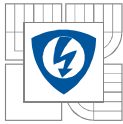
BEZROZMĚRNÁ ČÍSLA

ν	0,085
ψ_0	0,435
κ	36,613
φ_m	0,109
ξ	0,493
λ_0	0,049
μ	1,379
λ_p	0,136
φ	0,063
λ_m	0,109
τ_1	-0,0807
τ_2	0,544
θ	0,2751

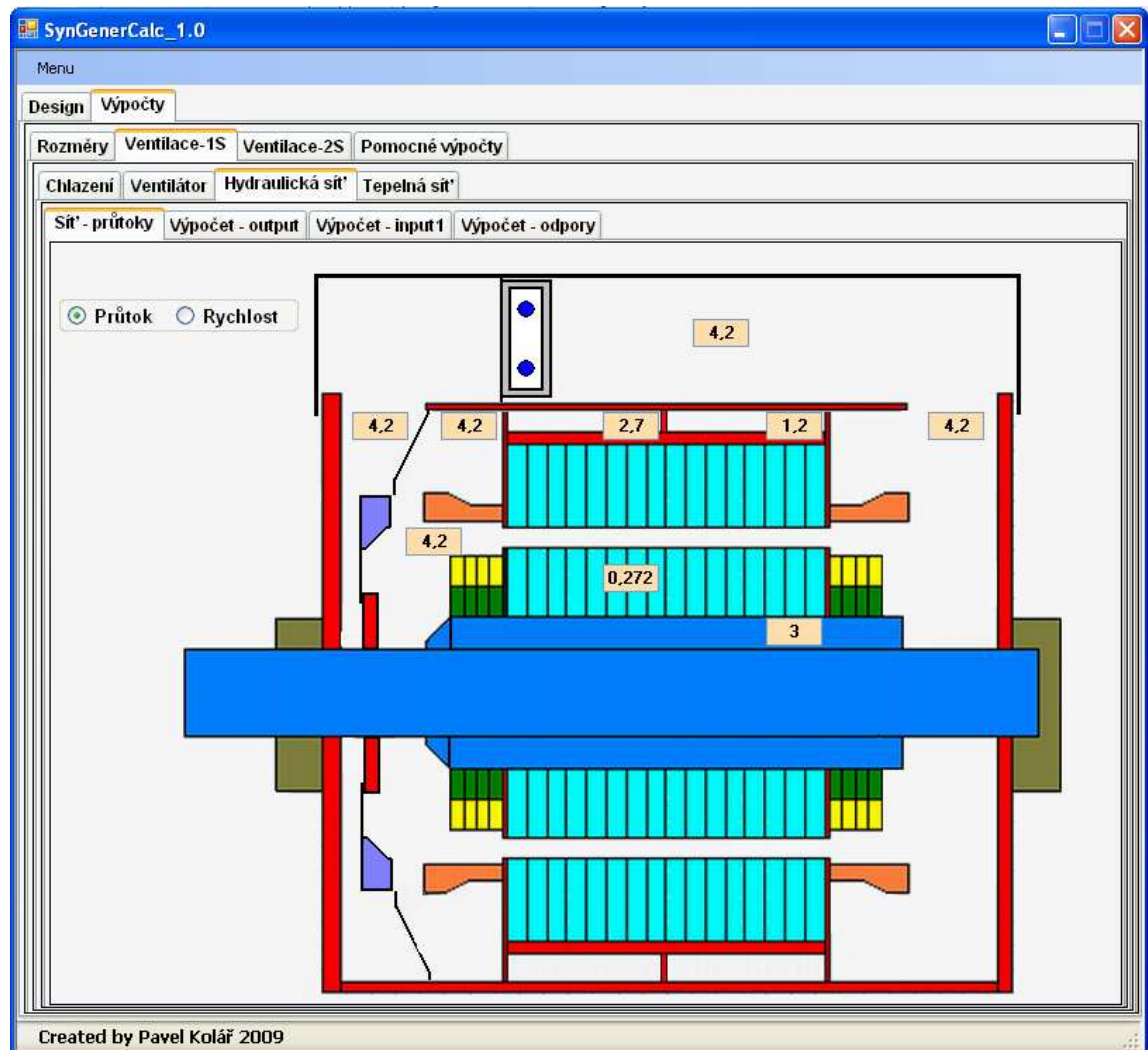
Výpočet

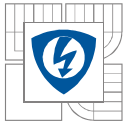
Poznámky:

Created by Pavel Kolář 2009



Příloha 7: Záložka pro sledování průtoku chladiva strojem – 1S





Příloha 8: Záložka pro zadání ztrát

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design **Výpočty**

Rozměry **Ventilace-1S** Ventilace-2S Pomocné výpočty

Chlazení Ventilátor **Hydraulická síť** **Tepelná síť**

Ztráty, konstanty **Tepelný odpor** Souč. přestupu tepla Oteplení v uzlech Oteplení vzduchu v kanálech

ROZDĚLENÍ ZTRÁT

VINUTÍ STATORU

Statorové vinutí	40000	W
Čelo vinutí DE	10969	W
Čelo vinutí NDE	11480	W
Drážková část vinutí	17551	W
Dodatečné ztráty	10400	W

ŽELEZO

Celkem	20500	W
Jho	16000	W
Zuby	4500	W

VINUTÍ ROTORU

Rotorové vinutí	36500	W
Čelo vinutí DE	5721	W
Čelo vinutí NDE	6323	W
Drážková část vinutí	22619	W
Tlumící vinutí	730	W
Budič	5000	W

MECHANICKÉ ZTRÁTY

Ložiska	10000	W
Ventilační ztráty	39808	W

SUMA 161101 W

KONSTANTY, PARAMETRY

TEPELNÁ VODIVOST

Měď	385	W.m-1.K-1
Ocel	50	W.m-1.K-1
Svazek - axial	4	W.m-1.K-1
Svazek - radial	20	W.m-1.K-1
Sklotextit	0,2	W.m-1.K-1
Mica	0,2	W.m-1.K-1
Lak	0,2	W.m-1.K-1

PARAMETRY CHLADÍČÍHO MÉDIA

Kinematická viskozita	1,752	m ² .s-1.10 ⁻⁵
Vodivost	0,0266	W.m-1.K-1
Hustota	1,12	kg.m-3

TEPLTNÍ TŘÍDA VINUTÍ

Stator	155(F)
Rotor	155(F)

Výpočet Uložit výsledky

Created by Pavel Kolář 2009

Příloha 9: Záložka pro výpočet působících sil na patky

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design **Výpočty**

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S **Pomocné výpočty**

Síly na patky Lisovací síla Volný konec Moment setrvačnosti Reakce ložiska Průtok vody

ZADÁNÍ

Hmotnost	m	18000	kg
Výkon	Sn	5000	kVA
cos φ		0,8	-
Otáčky	n	1500	min-1
g		9,81	m.s-2
Reaktance	Xd"	0,18	-
Rozteč patek	a	1,7	m
Směr otáčení		vpravo	▼

MOMENTY, SÍLY ...

Jmenovitý moment	Mn	25478	N.m
Zkratový moment	Mz	230007	N.m
Jmenovitá síla	Fn	14987	N
Tíhová síla	Fg	176580	N
Zkratová síla	Fz	135298	N

Výpočet

Statická síla 88,3 kN

Provozní síla 73,3 kN

Dynamická síla -47 kN

Poznámky:
Vstupní hodnoty zadej v záložce Design

88,3 kN

103,3 kN

223,6 kN

Created by Pavel Kolář 2009

Příloha 10: Záložka pro výpočet radiální síly na ložiska

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design **Výpočty**

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Síly na patky Lisovací síla Volný konec Moment setrvačnosti **Reakce ložiska** Průtok vody

VZDÁLENOST PŮSOBIŠTĚ SÍLY OD VOLNÉHO KONCE		HMOTNOST		SÍLA		VZDÁLENOST PODPORY OD VOLNÉHO KONCE	
	mm	kg		N		mm	
Ventilátor DE	1060	250		2452	DE	493	mm
Čelo vinutí DE	1210	0		0	NDE	3615	mm
Svazek	1815	0		0	Náklon	0	°
Hřídel	1800	3570		35022			
Čelo vinutí NDE	2415	20		196			
Ventilátor NDE	2570	0		0			
Usměrňovač	3010	120		1177			
Budič	3205	70		687			
SUMA		4030		39534			

Výpočet

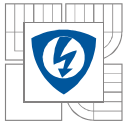
Poznámky:

F_{axial} 0 N

F_{radial} 22761 N

F_{radial} 16773 N

Created by Pavel Kolář 2009



Příloha 11: Záložka pro návrh ventilátoru – 2S

SynGenerCalc_1.0

Menu

Design Výpočty

Rozměry Ventilace-1S Ventilace-2S Pomocné výpočty

Ztráty Ventilátor Hydraulická síť Tepelná síť

ROZMĚRY

Otáčky	1500	min-1
Vnější průměr D1	850	mm
Vnitřní průměr D2	680	mm
Šířka lopatky b	60	mm
Počet lopatek	13	-
Obvodová rychlost	66,7	m.s-1
Hluk	114	dBa

VÝPOČET DE

Tlak naprázdno	710	Pa
Maximální průtok	3,2	m3.s-1
Odpor ventilátoru	70,3	Pa.s2.m-6
Příkon ventilátoru	2786	W
Odpor větve 1 DE	84,2	Pa.s2.m-6
Odpor větve 2 DE	199,7	Pa.s2.m-6
Průřez nad čely DE	200000	mm2

VÝPOČET NDE

Tlak naprázdno	710	Pa
Maximální průtok	3,2	m3.s-1
Odpor ventilátoru	70,3	Pa.s2.m-6
Příkon ventilátoru	2786	W
Odpor větve 1 NDE	84,2	Pa.s2.m-6
Odpor větve 2 NDE	199,7	Pa.s2.m-6
Průřez nad čely	200000	mm2

VENTILAČNÍ EFEKT RADIÁL. KANÁLŮ

Obvodová rychlost	70,6	m.s-1
ξ	0,691	-

MEZNÍ PODMINKY

H1 - H2 min DE	16	Pa
H2	1832	Pa
H1 - H2 max DE	5965	Pa
H1 - H2 min NDE	11	Pa
H2	1832	Pa
H1 - H2 max NDE	75002	Pa

BEZROZMĚRNÁ ČÍSLA

ν	0,071
ψ_0	0,285
κ	40,391
φ_m	0,084
ξ	0,36
λ_0	0,051
μ	1,09
λ_p	0,103
φ	0,048
τ_1	-2,824
τ_2	0,717
θ	0,262

MEZNÍ PODMINKY

H1 min	62	Pa
H1	202	Pa
H1 max	23868	Pa

BEZROZMĚRNÁ ČÍSLA

ν	0,071
ψ_0	0,285
κ	40,391
φ_m	0,084
ξ	0,36
λ_0	0,051
μ	1,09
λ_p	0,103
φ	0,048
τ_1	-2,824
τ_2	0,798
θ	0,285

MEZNÍ PODMINKY

H1 min	45	Pa
H1	202	Pa
H1 max	32683	Pa

Výpočet

Created by Pavel Kolář 2009

Příloha 12: Záložka pro sledování průtoku chladiva strojem – 2S

