

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

Katedra elektromechaniky a výkonové elektroniky

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Chladicí systémy synchronních turboalternátorů

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta elektrotechnická
Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Ondřej ROLLINGER**
Osobní číslo: **E13B0077P**
Studijní program: **B2612 Elektrotechnika a informatika**
Studijní obor: **Elektrotechnika a energetika**
Název tématu: **Chladicí systémy synchronních turboalternátorů**
Zadávající katedra: **Katedra elektromechaniky a výkonové elektroniky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište vliv chlazení na návrh turboalternátorů.
2. Uveďte přehled možných způsobů chlazení synchronních turboalternátorů.
3. Definujte jednotlivé komponenty tepelných a ventilačních obvodů.
4. Zhodnoťte současné a předpokládané budoucí trendy chlazení synchronních turboalternátorů.

Rozsah grafických prací: **podle doporučení vedoucího**

Rozsah kvalifikační práce: **30 - 40 stran**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

1. CIGÁNEK, L.: Stavba elektrických strojů. SNTL, Praha, 1958.
2. OŠLEJŠEK, O., HAK, J.: Výpočet chlazení elektrických strojů. VÚES, Brno, 1973.
3. PETROV, G. N.: Elektrické stroje 2. ACADEMIA, Praha, 1982.
4. KOPYLOV, I. P. a kol.: Stavba elektrických strojů. SNTL, Praha, 1988.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Karel Hruška, Ph.D.**

Katedra elektromechaniky a výkonové elektroniky

Datum zadání bakalářské práce: **15. října 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2016**


Doc. Ing. Jiří Hammerbauer, Ph.D.
děkan




Prof. Ing. Václav Kús, CSc.
vedoucí katedry

V Plzni dne 15. října 2015

Abstrakt

Tato bakalářská práce popisuje postupy používané pro výpočet oteplení a ventilace synchronních turboalternátorů. Dále uvádí jednotlivé způsoby chlazení používané u turboalternátorů různých výkonů.

Klíčová slova

Turboalternátor, tepelná síť, chlazení, chladicím medium, voda, vzduch, vodík

Abstract

This bachelor thesis describes the procedures used for the calculation of warming and ventilation synchronous turbo-alternators. It also states the various cooling methods used in turbo-alternators different performance.

Key words

Turbo-alternators, thermal network, cooling, cooling medium, water, air, hydrogen

Prohlášení

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

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

.....

podpis

V Plzni dne 1.6.2016

Ondřej Rollinger

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat panu Ing. Karlu Hruškovi Ph.D. za zapůjčení potřebné literatury a za cenné rady a připomínky při vedení práce. Dále bych chtěl poděkovat paní Ing. Evě Loukotové za poskytnutí cenných informací z praxe.

Obsah	5
1.1 Vliv ventilace a oteplení na návrh elektrických strojů.....	7
1.2 Značení jednotlivých způsobů chlazení dle ČSN 60034-6.....	7
2. Tepelný a ventilační výpočet.....	9
2.1 Sdílení tepla	9
2.1.1 Vedení tepla.....	9
2.1.2 Sálání	10
2.1.3 Konvekce	11
2.2 Tepelný výpočet pomocí náhradních tepelných obvodů	15
2.3 Přejídné tepelné děje	18
2.4 Ventilační systémy.....	21
2.4.1 Radiální ventilace	22
2.4.2 Axiální ventilace.....	22
2.4.3 Nezávislá ventilace	23
2.5 Ventilační výpočet	23
3. Chladicí systémy synchronních alternátorů.....	30
3.1 Chladiva	30
3.2 Chladicí systémy strojů s hladkým rotorem	31
3.2.1 Chlazení statoru vzduchových turboalternátorů	31
3.2.2 Chlazení rotoru vzduchových turboalternátorů	33
3.3 Intenzivní způsoby chlazení turboalternátorů.....	34
3.3.1 Intenzivní způsoby chlazení statoru turboalternátorů.....	35
3.3.2 Intenzivní způsoby chlazení rotoru turboalternátorů.....	36
3.3.3 Vodíkové chlazení	39
3.3.4 Kombinované chlazení	42
4. Závěr.....	45

Seznam symbolů a zkratek

c	měrné teplo tělesa [Ws/kg K]
Nu	Nusseltovo číslo [-]
p	tlak ventilátoru [Pa]
ΔP	ztráty stroje [W]
Pr	Prandtlovo číslo [-]
Q_v	objemový průtok [$m^3 s^{-1}$]
Re	Reynoldsovo číslo [-]
Z	hydraulický odpor [$Pa s^2 m^{-6}$]
α_s	součinitel přestupu sáláním [$W/m^2 K$]
α_k	součinitel přestupu konvekcí [$W/m^2 K$]
η	účinnost [-]
Θ	absolutní teplota [K]
ϑ	oteplení [K]
λ	součinitelem tepelné vodivosti [$W/m K$]
ζ	odporový součinitel [$Pa s^2 m^{-2}$]

Úvod

1.1 Vliv ventilace a oteplení na návrh elektrických strojů

Tepelný a ventilační výpočet je nedílnou částí návrhu elektrického stroje. Snahou každého návrhu je vytvořit stroj s co největší účinností. Ze vztahu pro účinnost je zřejmé, že toho lze dosáhnout omezením jednotlivých ztrát stroje. Obecně se ve strojích vyskytují ΔP_j (ztráty elektrické ve vodičích a dalších vodivých částech), ΔP_{Fe} (ztráty magnetické (v železe) ve feromagnetických částech stroje, nacházející se ve střídavém magnetickém poli), ΔP_i (ztráty dielektrické v izolacích, nacházející se ve střídavém elektrickém poli) a ΔP_{mech} (ztráty mechanické). Všechny tyto ztráty tvoří v součtu celkové ztráty stroje ΔP . [1]

$$\eta = \frac{P_P - \Delta P}{P_P} \quad (1.1)$$

Většina těchto ztrát se projeví jako ztrátové teplo, které je nutné co nejefektivněji odvést. Nástrojem k odvedení tohoto ztrátového tepla jsou jednotlivé typy chladících systémů. S požadavky na vyšší výkon při nižších rozměrech stroje je nutný intenzivnější odvod tepla. Toho lze dosáhnout použitím různých způsobů chlazení nebo použitím různých chladících médií.

Výpočet oteplení je také velmi důležitý z hlediska spolehlivosti a životnosti stroje. Je nutné zajistit, aby teplota jednotlivých částí stroje nepřesahovala dovolené hodnoty. Při nedodržení těchto podmínek by docházelo k rychlejšímu stárnutí materiálu, což by mohlo vést k následné poruše stroje.

1.2 Značení jednotlivých způsobů chlazení dle ČSN 60034-6

Tato norma udává značení jednotlivých typů chladících systémů, tzv. IC kódy. Toto značení se skládá z písmen IC (International Cooling), za kterými následují číslice a písmena, která udávají uspořádání chladícího okruhu, druh chladiva a způsob uvádění chladiva do oběhu.

Toto označení se může vyskytovat buď v úplné, nebo ve zjednodušené formě. V úplné formě se za písmeny nachází 5 pozic (3 pozice při použití pouze primárního chladiva). Ve zjednodušeném označení se však některé z těchto pozic vynechávají. Přednostně se používá zjednodušené označení, úplné označení se používá pouze pokud nelze užít zjednodušenou formu. [2]

pozice 1	USPOŘÁDÁNÍ CHLADÍČÍHO OKRUHU (systému okruhů)
pozice 2	PRIMÁRNÍ CHLADIVO (při zjednodušeném označení se vynechává písmeno A je-li vzduch chladivem)
pozice 3	ZPŮSOB UVÁDĚNÍ PRIMÁRNÍHO CHLADIVA DO POHYBU
pozice 4	SEKUNDÁRNÍ CHLADIVO (při zjednodušeném označení se vynechává písmeno A je-li vzduch chladivem)
pozice 5	ZPŮSOB UVÁDĚNÍ SEKUNDÁRNÍHO CHLADIVA DO POHYBU (při zjednodušeném označení se vynechává číslice 7 v případě vody jako sekundárního chladiva)

Tab. 1: Popis jednotlivých pozic IC kódu dle ČSN 60034-6

Příkladem úplného označení může být kód IC 8A1W7, nebo jeho zjednodušená forma IC81W. Toto označení udává způsob chlazení pomocí výměníku tepla nasazeného přímo na stroji (číslice 8) za použití vzduchu jako primárního chladiva (písmeno A) uváděného do pohybu samobuzeným oběhem (číslice 1). Poslední dvě pozice tohoto IC kódu udávají, že jako sekundární chladivo je použita voda (písmeno W) uváděná do pohybu nezávislým tlakovým zdrojem odděleným od stroje (číslice 7).

Podrobný popis označení a příklady jednotlivých IC kódů pro určité způsoby chlazení lze nalézt přímo v normě ČSN 60034-6.

2. Tepelný a ventilační výpočet

2.1 Sdílení tepla

2.1.1 Vedení tepla

Vedení tepla je jedním z jevů, ke kterým dochází při sdílení tepla. Při tomto jevu dochází k přechodu tepelného toku mezi místy s rozdílnou teplotou (od místa s vyšší teplotou k místu s teplotou nižší). Vedení tepla lze vyjádřit pomocí obdoby Ohmova zákona:

$$\Delta P = \frac{\Delta \vartheta}{R} \quad (2.1)$$

V tomto vztahu se nachází tepelný tok ΔP (obdoba elektrického proudu I), teplotní spád $\Delta \vartheta$ (obdoba elektrického napětí U) a tepelný odpor R , který získáme nahradíme-li ve vztahu pro elektrický odpor měrnou elektrickou vodivost γ součinitelem tepelné vodivosti λ :

$$R = \frac{l}{s\lambda} \quad (2.2)$$

Hodnoty tepelného součinitele λ jsou udávány v jednotkách W/m K. Tyto hodnoty jsou pro většinu materiálů používaných v elektrotechnice a strojírenství zjištěny experimentálně. V tabulce tab. 1.2 jsou uvedeny hodnoty, kterých tento součinitel nabývá pro často používané kovy. Tyto hodnoty platí pro teplotu 50 °C. Při zvýšení teploty na 100 °C se hodnota součinitele pro kovy snižuje asi o 1% až 2%. Pro čisté kovy platí za normálních teplot přímá úměra mezi součinitelem tepelné vodivosti λ a měrnou elektrickou vodivostí γ , oba jsou totiž vyvolávány vodivostními elektrony. [3]

	λ [W/m K]
ocel	40 až 46
ocel legovaná	33 až 40
korozivzdorná ocel	25 až 30
elektrolytická měď	asi 390
mosaz	asi 110
čistý hliník	asi 220

Tab. 2: Hodnoty tepelného součinitele pro často používané kovy [3]

Při vedení tepla z tepelného zdroje (např. vinutí) do okolního vzduchu přes různé materiály (např. izolace) vznikají teplotní spády, které zhoršují využití. Pro omezení těchto spádů je nutné použít materiály s vysokou tepelnou vodivostí a dosáhnout co nejkratších cest tepelného toku (např. použitím co nejtenčí izolace). Tím dosáhneme minimálních tepelných odporů a tak i minimálních tepelných spádů. [3]

Velikost teplotních spádů mohou velice zásadně ovlivnit vzduchové mezery např. mezi jednotlivými vrstvami izolace. Tyto mezery zvyšují velikost teplotních spádů a tak je potřeba výskyt těchto mezer omezit na minimum. Řešením proti vzduchovým vrstvám v izolaci je impregnace za tepla a nebo ještě účinnější je impregnace ve vakuu. Vyplnění těchto mezer lakem se tepelná vodivost těchto mezer oproti vzduchu několikanásobně zvýší. [3]

2.1.2 Sálání

Při sálání dochází k částečné přeměně energie tělesa na záření. Tyto tepelné paprsky jsou stejné jako paprsky světelné, jsou však pro lidské oko neviditelné, mají větší vlnovou délku než pro nás viditelné světelné paprsky. Tepelné paprsky prochází přímočaře prostorem a po dopadu na jiné těleso se opět zcela nebo částečně mění na teplo. Intenzita těchto paprsků klesá s druhou mocninou vzdálenosti. Na přenos tepla pomocí sálání má vliv jakost povrchu, tvar, velikost, vzájemná poloha a teplota vyzařujícího a ozařovaného povrchu. [3]

Množství tepla vyzářeného za sekundu z 1 m² povrchu určitého tělesa lze vyjádřit pomocí vztahu dle Stefanova-Boltzmannova zákona:

$$w = c \left[\left(\frac{\theta_0}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_R}{100} \right)^4 \right] \quad (2.3)$$

Činitel sálání c se mění v závislosti na vlastnostech povrchu. Pro absolutně černé těleso platí, že $c = 5,8 \text{ W/K}^4 \text{ m}^2$. Pro běžné plochy elektrických strojů $c = 5 \text{ W/K}^4 \text{ m}^2$. Veličiny θ_0 , resp. θ_R jsou absolutní teploty povrchu tělesa, resp. okolního prostoru v K.

Pro praktické využití zapisujeme vztah pro výkon sálající z jednotky povrchu w v jednodušším tvaru:

$$w = \alpha_s \Delta\vartheta \quad (2.4)$$

Oteplení $\Delta\vartheta$ je rovno rozdílu teploty povrchu tělesa a teploty okolního prostoru v Kelvinech ($\Delta\vartheta = \vartheta_0 - \vartheta_R$). Součinitel přestupu tepla sáláním α_s není konstantní, jeho hodnota se mění v závislosti na teplotě prostoru a oteplení $\Delta\vartheta$ a dosahuje těchto hodnot:

Teplota prostoru ϑ_R [°C]	Oteplení $\Delta\vartheta$		
	10 K	20 K	50 K
	Součinitel přestupu α_s [W/m ² K]		
10	4,65	5,17	5,73
20	5,16	5,71	6,30
30	5,69	6,28	6,91

Tab. 3: Hodnoty součinitele přestupu tepla sáláním α_s pro určité hodnoty teplot prostoru a oteplení [3]

Vynásobením vztahu pro velikost tepelného výkonu sálajícího z jednotky povrchu v obsahem vyzařujícího povrchu S , dostáváme vztah pro výkon ΔP (tepelný tok):

$$\Delta P = wS = \alpha_s S \Delta\vartheta \quad (2.5)$$

2.1.3 Konvekce

Konvekcí se nazývá sdílení tepla pomocí proudícího kapalného nebo plynného média. Tepelný tok ΔP (odváděný výkon) mezi pevnou stěnou a proudícím médiem, které mají teplotní spád $\Delta\vartheta$ je dáno vztahem podle Newtonovy definiční rovnice:

$$\Delta P = \alpha_k S \Delta\vartheta \quad (2.6)$$

V tomto vzorci je α_k součinitel přestupu tepla konvekcí. Tento součinitel není konstanta, ale závisí na ploše S i na teplotě ϑ . Při zjišťování velikosti součinitele přestupu tepla konvekcí je nutno rozlišovat různé druhy proudění. [3]

2.1.3.1 Přirozené proudění

Přirozené proudění se vytváří v blízkosti tepelných ploch vlivem vztlaku. Lze tímto způsobem odvést jen relativně malé množství tepla. Do celkového sdílení je potřeba započítat i sálání tepla. Obě tyto složky mají zhruba stejnou velikost.

Ve stavbě elektrických strojů se přirozené proudění používá k odvodu tepla pouze u zavřených malých motorů bez vnější ventilace a k odvodu tepla velkých vytápěných strojů (velké stroje se často v období klidu vytápějí, aby se zabránilo tvoření kondenzátu). [3]

Součinitel přestupu tepla α_k při přirozeném proudění závisí jak na teplotě, tak i na tvaru tělesa. Závislost na teplotě byla pomocí mnoha experimentálních a teoretických výzkumů určena vztahem:

$$\alpha_k \sim \left(\frac{\Delta\theta}{\Theta}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.7)$$

kde Θ absolutní teplota

$\Delta\Theta$ rozdíl teplot mezi stěnou a okolím

Závislost součinitele přestupu tepla α_k na tvaru je vyjádřena pomocí obecně platných vztahů lze nalézt v odborné literatuře. My se však při stavbě elektrických strojů omezíme na uvedené případy:

- $\alpha_k = 6 \text{ W/m}^2\text{K}$ pro stroje s chladicími žebry na vnějším povrchu a pro velké stroje s vytápěním v období klidu stroje
- $\alpha_k = 7 \text{ W/m}^2\text{K}$ pro stroje bez chladících žeborů a se svazkem zalisovaným do kostry, přičemž za S se dosazuje pouze válcový povrch bez čelních stran . [3]

2.1.3.2 Nucené proudění

Je-li odváděno teplo z plechů chlazených vlastní nebo cizí ventilací (resp. proudem tekutiny), což je u elektrických strojů velmi časté, dochází k nucenému proudění plynů a kapalin. Předpokládáme, že rychlost chladicího média známe z předchozích výpočtů či měření. Při tomto typu proudění bývá rychlost chladicího média zpravidla vyšší jak 2 až 5 m/s, to je větší rychlost než, kterou dosahujeme u proudění přirozeného. Proto nucené proudění většinou probíhá u vzduchu a ostatních plynů v turbulentní oblasti a součinitel přestupu tepla α_k je vzhledem k jeho závislosti na rychlosti proudění výrazně vyšší než při přirozeném proudění, proto se může sdílení tepla sáláním zanedbat. Součinitel přestupu tepla při nuceném proudění pouze velmi málo závislý na teplotě. Pomocí mnoha výpočtů a experimentálních měření byly stanoveny vztahy, pomocí kterých lze spolehlivě provést výpočet sdílení tepla při nuceném proudění (tyto vztahy lze nalézt v odborné literatuře [3]). Při těchto výpočtech se využívá tzv. kritérií podobnosti označovaných vždy dvěma

písmeny podle zasloužilého vědce. Celkem jsou tato kritéria čtyři: Prandtlovo číslo (Pr), Reynoldsovo číslo (Re), Nusseltovo číslo (Nu) a Pécletovo číslo (Pe).

Prandtlovo číslo:

$$Pr = \frac{v}{a} = \frac{vc\rho}{\lambda} = \frac{\eta c}{\lambda} \quad (2.8)$$

kde $v = \frac{\eta}{\rho}$ kinematická viskozita [cm^2/s]

η dynamická viskozita [kps/cm^2]

$a = \frac{\lambda}{c\rho}$ součinitel teplotní vodivosti [cm^2/s]

λ součinitel tepelné vodivosti [$\text{W}/\text{cm} \text{ }^\circ\text{C}$]

ρ hustota [kg/cm^3]

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{vl_0}{v} \quad (2.9)$$

kde v rychlost chladiva

v kinematická viskozita

l_0 charakteristická geometrická veličina

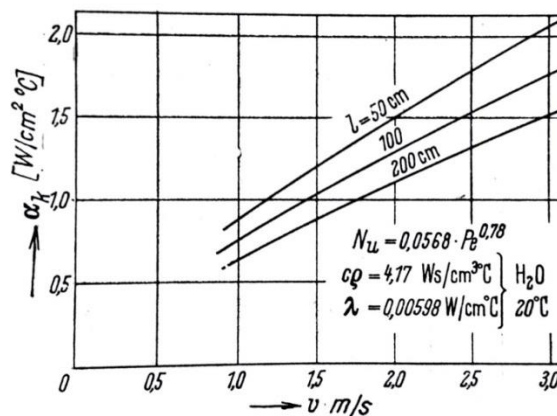
Nusseltovo číslo:

$$Nu = \alpha_k \frac{l_0}{\lambda} \quad (2.10)$$

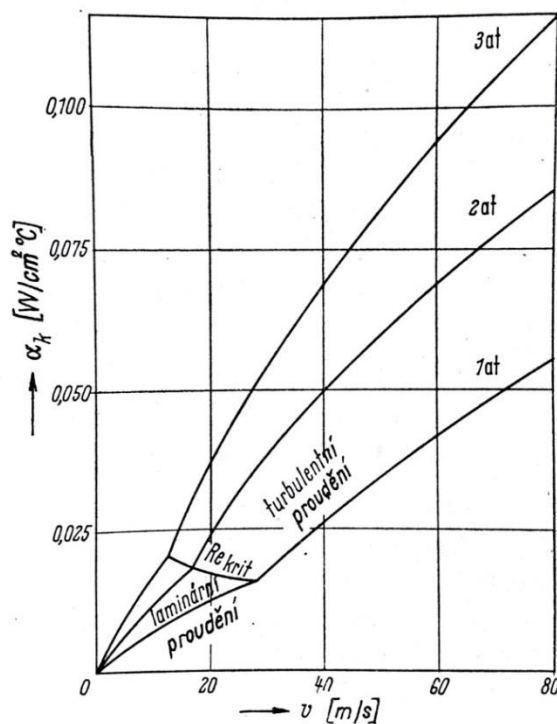
Pécletovo číslo:

$$Pe = Re * Pr = \frac{vl_0}{v} * \frac{v}{a} = \frac{vl_0}{a} = \frac{vl_0 c \rho}{\lambda} \quad (2.11)$$

Pomocí těchto vztahů a odborné literatury lze provést výpočet sdílení tepla při nuceném proudění. Na následujících obrázcích jsou zobrazeny grafy závislosti součinitele přestupu tepla na rychlosti proudění pro různá chladiva. [3]

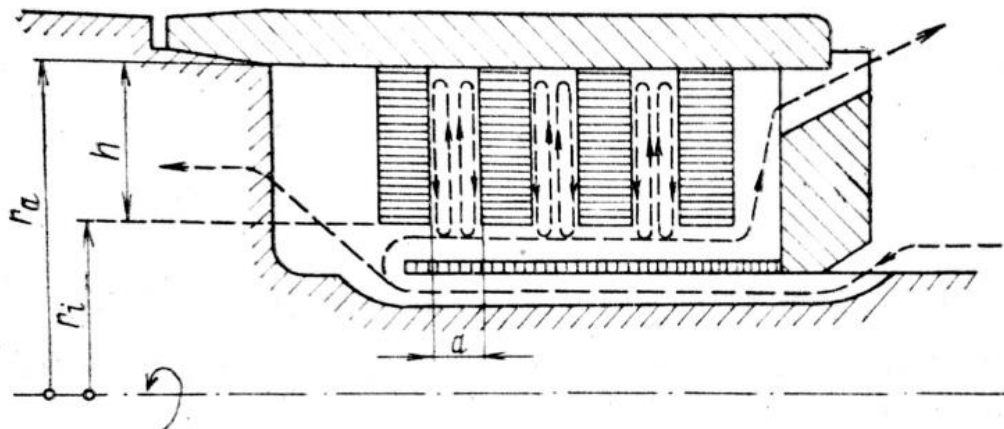


Obr. 1: Součinitel přestupu tepla α_k do vody při proudění podél rovné stěny (převzato z [3])

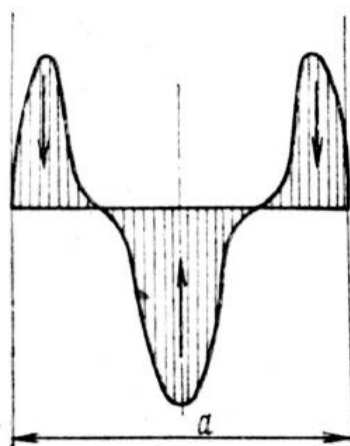


Obr. 2: Součinitel přestupu tepla α_k pro H_2 v trubicích (převzato z [3])

Zvláštním způsobem sdílení tepla je tzv. termosifonové chlazení. Tento způsob chlazení má u elektrických strojů využití při chlazení čel rotorových vinutí. Chladicí plyn, bez toho aniž by byl nějak veden, prochází rotorovou bandáží. Bez termosifonového účinku by boční stěny cívek ležely v závětří. K tomuto jevu dochází proto, že studený plyn je těžší než teplý. Vlivem neobyčejně velkého zrychlení vyvolaného účinkem odstředivých sil (např. u turboalternátorů při $n = 3000$ ot/min vznikají ve vzdálenosti $r = 50$ cm od osy otáčení zrychlení $5000g$) vzniká nucený oběh plynu v mezerách mezi dvěma cívkovými stranami. [3]



Obr. 3: Schématické znázornění principu termosifonového chlazení u rotorové obruče turboalternátoru (převzato z [3])



Obr. 4: Rozložení rychlosti chladícího plynu v mezeře mezi cívkovými stranami (převzato z [3])

Na Obr. 3 je schématicky znázorněn princip termosifonového chlazení u rotorové obruče turboalternátoru. Parametrem h je zde výška cívkových stran a parametr a je vzdálenost mezi jednotlivými cívkovými stranami. Obr. 4 znázorňuje průběh rychlosti chladícího plynu v mezeře mezi cívkovými stranami. [3]

2.2 Tepelný výpočet pomocí náhradních tepelných obvodů

V elektrických strojích neprobíhá sdílení tepla jako samostatný přenos tepla sdílením, vedením nebo konvekcí. Teplo zde častěji prochází různými tepelnými odpory a probíhá tak kombinované sdílení tepla. Nejvíce převládá kombinace sdílení tepla vedením a konvekcí do pohybujícího se chladícího média.

Metoda náhradních tepelných obvodů je při návrhu elektrických stojů velmi rozšířená. Při této metodě využíváme tepelných odporů. Řešení této metody je analogií k řešení problematiky elektrických obvodů. Paralelní řazení tepelných odporů se používá nejen při řešení dvourozměrných úloh, ale i při řešení trojrozměrných úloh, kde se počítají tepelné odpory ve všech třech směrech tepelných toků. Použitím náhradních tepelných obvodů nám je umožněno určovat střední teploty částí elektrického stroje, které se chápou jako homogenní tělesa. [4]

Pro části tepelného schématu platí základní rovnice:

$$\vartheta_1 - \vartheta_2 = P_{12}R_{12} \quad (2.12)$$

kde P_{12} tepelný tok mezi body 1 a 2 schématu, kde představují 1. a 2. část stroje [W]

ϑ_1, ϑ_2 střední teploty těchto částí [°C]

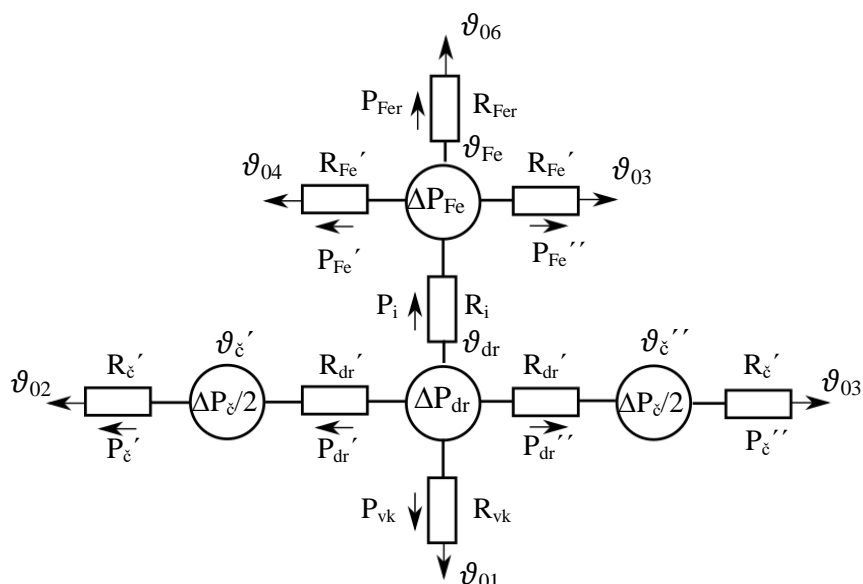
R_{12} tepelný odpor mezi body 1 a 2 schématu [K W⁻¹]

Na statoru střídavého elektrického stroje lze názorně ukázat použití metody náhradních tepelných obvodů. Stator rozdělíme na tři, z tepelného hlediska poměrně stejnorodá, tělesa, která jsou zdroji tepla: drážková část vinutí statoru se ztrátami ΔP_{dr} , dvě strany čel s celkovými ztrátami ΔP_{ε} a železo statoru se ztrátami ΔP_{Fe} . [4]

Každá tato část vytvoří tepelné toky. Pokud předpokládáme, že podmínky chlazení jednotlivých částí jsou různé, uvažujeme čtyři různé cesty šíření tepla:

- P_i tepelný tok procházející stěnami drážek s teplotním spádem na tepelném odporu drážkové izolace R_i
- P_{vk} tepelný tok směřující k chladicímu vzduchu v radiální ventilačních kanálech přes R_{vk}
- P_{dr}' , P_{dr}'' tepelné toky vycházející od drážkové části vinutí s teplotním spádem v tepelných odporech R_{dr}' podél vinutí

Dále se odvádějí z povrchu čelních částí vinutí tepelné toky P_{ε}' a P_{ε}'' s teplotním spádem na tepelných odporech R_{ε}' . Z povrchu statorového svazku se odvádí tepelné toky P_{Fe}' a P_{Fe}'' z bočních paketů s teplotním spádem na tepelných odporech R_{Fe}' a tepelný tok P_{Fer} v radiálním směru z vnějšího povrchu jha statoru a vnitřního povrchu statoru při celkovém odporu R_{Fer} . Pokud uvažujeme různé teploty chladicího vzduchu u ochlazovaných povrchů, náhradní schéma vypadá podle Obr. 5. [4]



Obr. 5: Náhradní tepelný obvod statoru střídavého elektrického stroje při různých teplotách chladicího vzduchu u ochlazovaných povrchů [4]

Uvažujeme-li stejné teploty chladicího vzduchu u všech chladicích povrchů, lze počítat podle náhradního schématu na Obr. 6. V tomto případě tepelné odpory R_{dr} a $R_{\check{c}}$ představují paralelně spojené odpory $R_{dr'}$ a $R_{\check{c}'}$

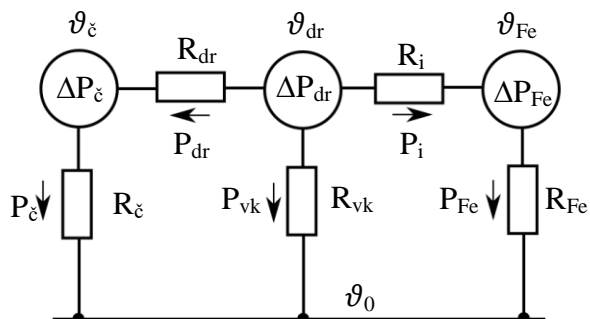
$$R_{dr} = \frac{R_{dr'}}{2} \tag{2.13}$$

$$R_{\check{c}} = \frac{R_{\check{c}'}}{2} \tag{2.14}$$

a odpor R_{Fe} je vlastně paralelní spojení odporů R_{Fe} a R_{Fer}

$$R_{Fe} = \frac{1}{\frac{1}{R_{Fed}} + \frac{1}{R_{Fer}}} \tag{2.15}$$

kde $R_{Fed} = \frac{R_{Fe'}}{2}$



Obr. 6: Náhradní tepelný obvod statoru střídavého elektrického stroje při konstantní teplotě chladicího vzduchu [4]

Ve schématu na Obr. 6 je celkem 8 neznámých:

$\vartheta_{dr}, \vartheta_{\check{c}}, \vartheta_{Fe}$ – střední teploty drážkové části vinutí, čel a železa statoru

$P_i, P_{dr}, P_{vk}, P_{\check{c}}, P_{Fe}$ – tepelné toky uvedené výše

Ke zjištění těchto 8 neznámých sestavíme soustavu rovnic podle Obr. 6:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{dr} + \Delta P_{\check{c}} + \Delta P_{Fe} &= P_{\check{c}} + P_{vk} + P_{Fe} \\
 P_{\check{c}} &= \Delta P_{\check{c}} + P_{dr} \\
 P_{Fe} &= P_i + \Delta P_{Fe} \\
 \vartheta_{dr} - \vartheta_0 &= P_{vk} R_{vk} \\
 \vartheta_{\check{c}} - \vartheta_0 &= P_{\check{c}} R_{\check{c}} \\
 \vartheta_{Fe} - \vartheta_0 &= P_{Fe} R_{Fe} \\
 \vartheta_{dr} - \vartheta_{\check{c}} &= P_{dr} R_{dr} \\
 \vartheta_{dr} - \vartheta_{Fe} &= P_i R_i
 \end{aligned} \tag{2.16}$$

Vyřešením této soustavy rovnic dostaneme hodnoty středních teplot jednotlivých částí statoru, které se za předpokladu $\vartheta_0=0$ rovnají oteplení. [4]

Vztahy pro výpočet jednotlivých tepelných odporů jsou popsány v odborné literatuře ([4] I.P. Kopylov – Stavba elektrických strojů).

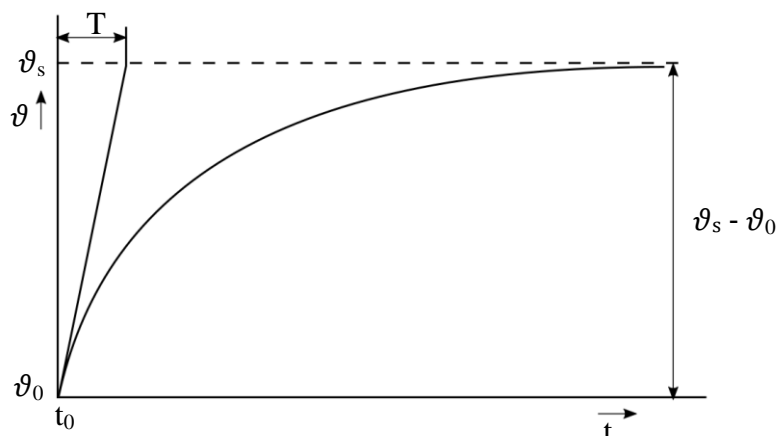
2.3 Přejídné tepelné děje

Případy, kdy dochází k přechodovým tepelným dějům, jsou charakterizovány neustálenými tepelnými stavy. Dochází k nim zpravidla při nestacionárním zatížení, rozběhu a podobných situacích. V jakékoliv situaci však platí, že přivedené množství tepla za určitý časový úsek se rovná součtu množství tepla z tělesa odvedeného a v tělese akumulovaného. Pokud tedy uvažujeme homogenní a izotropní těleso, dostáváme diferenciální rovnici první řádu:

$$\Delta P = \alpha_k S \vartheta + cm \frac{d\vartheta}{dt} \tag{2.17}$$

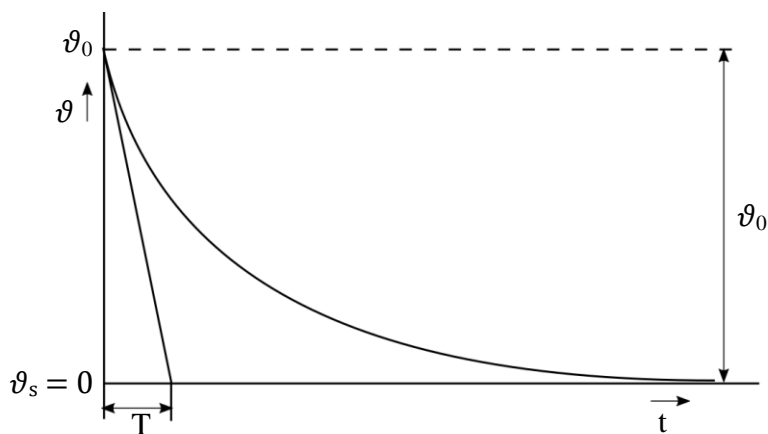
kde	ΔP	tepelný výkon (množství tepla vyvinutého za jednotku času) [W]
	α_k	součinitel přestupu tepla [$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$]
	S	teplosměnný povrch tělesa [m^2]
	c	měrné teplo tělesa [$\text{Ws}/\text{kg K}$]
	m	hmotnost tělesa [kg]

Řešením této diferenciální rovnice (2.17) lze dostat časové průběhy oteplení při různých teplotních stavech. Při provozu s konstantním zatížením při výchozí teplotě ϑ_0 se teplota postupně přibližuje konečné hodnotě teploty ϑ_s , která odpovídá ustálenému stavu. Časový průběh v tomto případě odpovídá oteplovací křivce. [3]



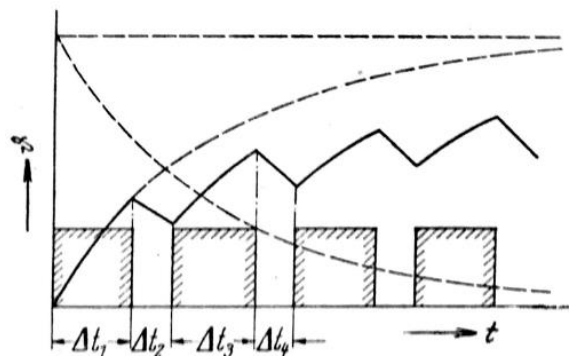
Obr. 7: Oteplovací křivka [3]

Pokud dojde k přerušení vývinu tepla ($\Delta P = 0$) u teplého tělesa v okamžiku $t = t_0$, pak se teplota tohoto tělesa klesá až na teplotu okolí, tedy platí, že ustálené oteplení se rovná nule. Za těchto podmínek odpovídá časový průběh oteplení tzv. ochlazovací křivce.



Obr. 8: Ochlazovací křivka [3]

Jako dalším z mnoha možností provozu, v kterých lze elektrické stroje provozovat, je provoz s přerušovaným zatížením. Časový průběh závislosti teploty na čase je v tomto případě pilovitá křivka, která vzniká postupným řazením oteplovací a ochlazovací křivky.



Obr. 9: Časový průběh závislosti teploty na čase při přerušovaném zatížení (převzato z [3])

Časová konstanta T je ve všech těchto průbězích dána vztahem:

$$T = \frac{cm}{\alpha_k S} \quad (2.18)$$

Všechny tyto vztahy však platí pro velmi zjednodušené případy (lineární odvod tepla, tělesa s bodovou nebo vrstvenou strukturou s tepelně homogenními a izotropními vlastnostmi atd.). Ve skutečnosti však tyto podmínky neplatí (jde o tělesa s konečných rozměrů s vývinem tepla, které jsou obklopeny dalším jinými látkami, jako je to například u všech izolovaných vodičů). Tyto neustálé teplotní procesy v útvarech o několika tělesech je velmi náročné výpočtově zvládnout a tak je potřeba použít výpočetní techniku. [3]

Jeden z rozhodujících významů má při výpočtu tepelná kapacita izolantů, která je dána měrným teplem těchto materiálů. V tab. 4 jsou uvedeny hodnoty měrného tepla pro běžně používané izolanty. [3]

Izolant	Měrné teplo c [kWs/kg K]
tvrzený papír	1,3 až 1,6
skelná tvrzená tkanina	1,2 až 1,3
kolektorový mikanit (97% slídy)	0,9
hnědý mikanit (75% slídy)	1
lakovaná skelná tkanina	1,2 až 1,4
slída	0,86
umělé hmoty (vytvrditelné)	1,2 až 1,5
termoplastické hmoty	1 až 2,2
impregnační laky	1,4 až 1,6

Tab. 4: Měrné teplo běžně používaných izolantů

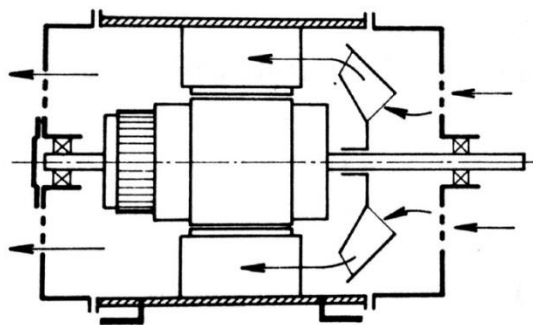
2.4 Ventilační systémy

Elektrické stroje lze v zásadě chladit dvěma způsoby buď přirozeně (tj. bez chladicího zařízení), nebo pomocí chladicích zařízení (ventilátoru apod.).

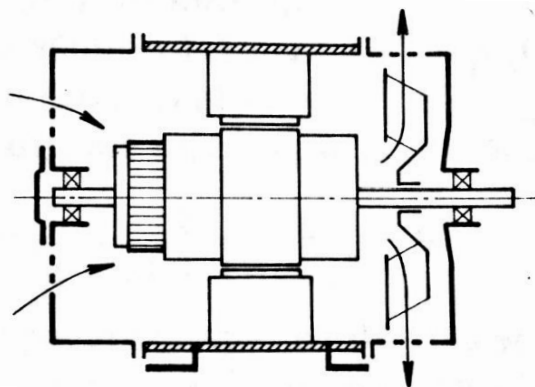
Přirozené chlazení u větších strojů nepřipadá v úvahu vzhledem k vysokému tepelnému zatížení na chladicích površích. Tento typ chlazení lze použít u otevřených strojů s malým využitím aktivních materiálů a u strojů s výkonem do 1 kW. S rostoucím výkonem a rozměry stroje roste i poměrné tepelné zatížení na chladicí povrch, a proto se stroj více zahřívá. Je tak nutné zvýšit i intenzitu chlazení použitím umělých prostředků.

Dále lze stroje s chladicím zařízením rozdělit z hlediska ventilace na stroje s vlastní ventilací a stroje s nezávislou ventilací. U strojů s vlastní ventilací jsou aktivní části chlazeny proudem chladiva uváděného do pohybu ventilátorem na rotoru stroje, nebo ventilátorem poháněným rotorem. Pokud se jedná o stroj s nezávislou ventilací, je chladicí médium vháněno do stroje zvláštním zařízením (ventilátor nebo čerpadlo), které má svůj vlastní motor. Tento motor se nejčastěji montuje přímo na těleso chlazeného stroje. [4]

Podle charakteru práce vestavěného ventilátoru se ventilace dělí na ventilaci tlačnou (Obr. 7) a sací (Obr. 8). Výhodou sací ventilace je, že do stroje vstupuje chladný vzduch neohřátý průchodem přes ventilátor. Tento sice malý ohřev ve ventilátoru (3 až 7 °C) však způsobí poměrně značnou změnu množství potřebného chladicího vzduchu (o 15 až 20 % více), to snižuje celkovou účinnost ventilace. [4]



Obr. 10: Schéma axiální tlačné ventilace
(převzato z [4])



Obr. 11: Schéma axiální sací ventilace
(převzato z [4])

Podle převažujícího směru proudění chladicího média uvnitř stroje se ventilace dále dělí na ventilaci radiální a axiální.

2.4.1 Radiální ventilace

Pokud proud chladicího média směřuje radiálně vzhledem k ose otáčení, jedná se o ventilaci radiální. Při tomto typu regulace prochází chladivo skrz radiální ventilační kanály, které jsou vytvořeny mezi jednotlivými segmenty statorového a rotorového svazku. Šířka jednotlivých segmentů se pohybuje mezi 40 až 80 mm. Mezi jednotlivými segmenty jsou vloženy distanční vložky, které umožňují vytvoření ventilačních kanálů o šířce obvykle 10 mm. Distanční vložky se upevňují ke krajním zesíleným plechům jednotlivých segmentů statoru a rotoru. Zpravidla jsou konstruovány tak, že při otáčení plní funkci lopatek radiálního ventilátoru a vhání tak vzduch do radiálních ventilačních kanálů.

Při skládání segmentů rotorového a statorového svazku u strojů s malou vzduchovou mezerou je důležité zajistit, aby ventilační kanály na rotoru a statoru ležely přímo naproti sobě.

U synchronních strojů lze využít tzv. vstřícné radiální ventilaci, kdy proud vzduchu proudí i ve směru do středu stroje. Při použití tohoto radiálního systému ventilace je nutný nucený přívod vzduchu do stroje z nezávislého ventilátoru. Tento systém ventilace zajišťuje díky nucenému stlačování vzduchu od cizího ventilátoru rovnoměrnější rozdělení proudu chladicího vzduchu ve ventilačních kanálech, a tudíž i rovnoměrnější chlazení stroje. [4]

2.4.2 Axiální ventilace

Konstrukčně jednodušší variantou ventilace oproti ventilaci radiální je ventilace axiální. Tento způsob ventilace nevyžaduje dělení železa statoru a rotoru na pakety. Nevýhodou je však nerovnoměrné oteplení v podélném směru u strojů s velkou délkou. Při rozhodování, zda je možné použití axiální ventilace, je nutné znát poměr délky k průměru rotoru. Tento poměr l/D by neměl být větší než 1,2.

U stejnosměrných strojů s kotvou o průměru od 200 do 250 mm se zpravidla používá axiální ventilace z důvodu obtížného provedení radiální ventilace na tak malém průměru.

Na konci tyčí rotorového vinutí asynchronních strojů nebo kotvy stejnosměrného stroje jsou umístěny lopatky, která svým ventilačním účinkem zajišťují nucený pohyb chladicího vzduchu kolem čelních částí statorového vinutí. V asynchronních strojích s litou klecí nakrátko jsou tyto lopatky součástí kruhu nakrátko. Vyvolaný tlak pomocí těchto

lopatek však není velký, a tak je nutno zajistit co nejmenší odpor vzduchu vstupujícího do stroje. [4]

2.4.3 Nezávislá ventilace

Znakem nezávislé ventilace je vnější ventilátor, který je nezávislý na otáčkách ochlazovaného stroje. Tento druh ventilace je nutné použít u strojů s nízkými otáčkami a nebo u strojů s řízením otáček v širokých mezích.

Nezávislou ventilaci lze zhotovit buď ve variantě s otevřeným okruhem, nebo s uzavřeným okruhem. Při variantě s otevřeným okruhem prochází chladicí vzduch zpravidla chladičem a zpět do strojovny proudí vzduch ohřátý po průchodu stojem.

Při použití uzavřeného okruhu cirkuluje chladicí vzduch v uzavřeném vzduchovodu. V chladiči umístěném ve vzduchovodu před strojem probíhá výměna tepla mezi ohřátým vzduchem vnitřního okruhu a vnějším chladícím médiem (vzduchem, vodou).

Uzavřený chladicí okruh lze použít i při vlastní ventilaci. S tímto systémem ventilace se nejčastěji setkáme u turboalternátorů, hydroalternátorů a synchronních kompenzátorů. [4]

2.5 Ventilační výpočet

Pomocí ventilačního výpočtu je potřeba zjistit množství vzduchu, které je potřeba aby procházelo strojem vztaženo na jednotku času (objemový průtok vzduchu) a tlak potřebný pro průchod požadovaného množství vzduchu. Pokud totiž bude množství vzduchu příliš malé, bude se stroj přehřívat. Pokud, ale bude toto množství nadměrné, porostou ventilační ztráty a bude klesat účinnost stroje. Chladicí vzduch obvykle odvádí veškeré teplo vzniklé ztrátami ve stroji, kromě tepla vznikajícího v ložiskách. To je z vnějšího povrchu ložisek odváděno buď konvekcí, nebo olejem při použití tlakového mazání. [4]

Objemový průtok chladícího vzduchu [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]

$$Q_v = \frac{\sum \Delta P_v}{c_v \Delta \vartheta_v} \quad (2.19)$$

kde $\sum \Delta P_v$ ztráty odváděné vzduchem [W],

c_v měrná tepelná kapacita vzduchu ($c_v = 1100 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$),

$\Delta \vartheta_v$ oteplení vzduchu $\Delta \vartheta_v = \vartheta_t - \vartheta_0$ [K]

ϑ_t teplota vzduchu při výstupu ze stroje [K]

ϑ_0 teplota vzduchu při vstupu do stroje [K]

Přípustné oteplení vzduchu $\Delta \vartheta_v$ je dáno třídou izolace daného stroje. Pro stroje s třídou izolace A, E, nebo B je to 20 K. Pro stroje s třídou izolace F a H je to 30 K a pro turboalternátory je to 25 až 35 K. Tyto hodnoty jsou vztažené na teplotu venkovního vzduchu $+40 \text{ }^\circ\text{C}$. Pro ventilační systémy elektrických strojů lze s dostatečnou přesností podle dosavadních zkušeností určit závislost mezi tlakem ventilátoru p [Pa] a průtokem vzduchu [$\text{m}^3 \text{s}^{-1}$]:

$$p = Z Q_v^2 \quad (2.20)$$

kde Z hydraulický odpor vzduchovodu [$\text{Pa s}^2 \text{m}^{-6}$].

Hodnota Z je závislá pouze na geometrických rozměrech a tvarech vzduchovodu ventilačního systému. Tato konstanta je důležitá pro výpočet nutného tlaku ventilátoru p .

Celkový tlak p je dán součtem ztrát tlaku ve všech po sobě jdoucích částech vzduchovodu plus dynamický tlak pohybujícího se vzduchu, který na výstupu ze stroje má určitou rezervu kinetické energie. [4]

Dynamický tlak p_d [Pa] je podle teorie hydrodynamiky

$$p_d = \rho \frac{v^2}{2} \approx \xi_d v^2 \quad (2.21)$$

kde ρ hustota vzduchu ($\rho = 1,2 \text{ kg m}^{-3}$)

v rychlost pohybu vzduchu [m s^{-1}]

ξ_d odporový součinitel

$$\xi_d = \frac{\rho}{2} \approx \frac{1,2}{2} = 0,6 \text{ [Pa s}^2 \text{m}^{-2}] \quad (2.22)$$

Tlak p potřebný na krytí hydraulických ztrát v ostatních částech vzduchovodu je podle teorie hydrodynamiky také úměrný druhé mocnině rychlosti v_i^2 v odpovídajícím úseku vzduchovodu:

$$p_i = \xi_i v_i^2 \quad (2.23)$$

kde ξ_i odporový součinitel uvažovaného úseku vzduchovodu [$\text{Pa s}^2 \text{m}^{-2}$]
 v_i rychlost vzduchu v uvažovaném úseku [m s^{-1}]

Společně s tlakovými úbytky vyvolanými dynamickým tlakem na výstupu vzduchu ze stroje tvoří hydraulické ztráty celkový tlak p .

$$p = \sum \left(\xi_i \frac{v_i^2}{Q_v} \right) + \xi_d \frac{v_{výst}^2}{Q_{vvýst}^2} = \sum \left(\frac{\xi_i}{S_i^2} \right) + \frac{\xi_d}{S_{výst}^2} = \sum Z_i + Z_{výst} \quad (2.24)$$

Nebot' průtok vzduchu ve všech za sebou jdoucích úsecích vzduchovodu je konstantní

$$Q_v = Q_{vi} = v_i S_i = v_{výst} S_{výst} \quad (2.25)$$

Hydraulický odpor uvažovaného úseku vzduchovodu Z_i je

$$Z_i = \frac{\xi_i}{S_i^2} \quad (2.26)$$

kde S_i příčný průřez uvažovaného úseku [m^2]
 $v_{výst}$ rychlost vzduchu při výstupu ze stroje [m s^{-1}]
 $S_{výst}$ příčný průřez v místě výstupu vzduchu [m^2]

Z těchto vztahů vyplývá, že hydraulický odpor je funkcí geometrického tvaru úseků vzduchovodu. Bohužel určování odporového činitele ξ_i je vzhledem ke složitosti tvaru vzduchovodu u elektrických strojů velmi obtížné. Využívají se proto hodnoty nalezené pro nejjednodušší tvary vzduchovodu. I když je ventilační výpočet pomocí těchto hodnot součinitele pouze přibližný, lze pomocí něj získat požadavky na ventilátor a určit místa vzduchovodu, která znesnadňují průtok chladicího vzduchu. [4]

V místě, kde chladicí vzduch vstupuje do stroje, dochází k úbytku tlaku. V závislosti na tvaru okraje kruhového vstupního otvoru mají odporové součinitele tyto:

a) pro vystupující nebo ostré okraje (obr. 9a)

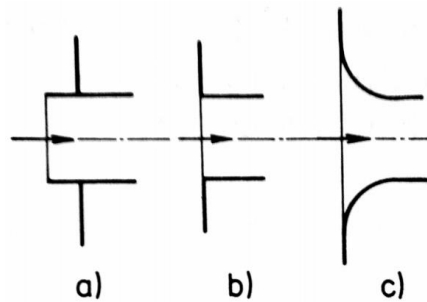
$$\xi_{vst} = 0,6 \text{ Pa s}^2 \text{ m}^{-2}$$

b) pro pravoúhlé okraje (obr. 9b)

$$\xi_{vst} = 0,3 \text{ Pa s}^2 \text{ m}^{-2}$$

c) pro zaoblené okraje (obr. 9c)

$$\xi_{vst} = 0,125 \text{ Pa s}^2 \text{ m}^{-2}$$



Obr. 12: Tvary vstupních otvorů vzduchovodu (převzato z [4])

Hodnota odporového součinitele pro vstupní otvor se zaoblenými kraji platí, pokud je zaoblení okrajů vstupního otvoru $0,1d$, kde d je průměr otvoru. Jestliže se r přibližuje k d , blíží se hodnota ξ_{vst} k nule. Hodnotu ξ_{vst} pro otvor se zaoblenými okraji (Obr. 12c) lze použít i při průchodu vzduchu drátěnou sítí. [4]

Tlakový úbytek na vstupu vzduchu do kanálu je

$$p_{vst} = \xi_{vst} v_{vst}^2 \quad (2.27)$$

kde v_{vst} rychlost vzduchu ve vstupním otvoru [m s^{-1}]

Jakákoliv změna v průřezu vzduchovodu vytvoří tlakové úbytky, čím větší je tato změna průřezu, tím větší je vytvořený tlakový úbytek. [4]

Oporový součinitel náhle se rozšiřujícího kanálu $\xi_{rozš}$ se určí podle vztahu

$$\xi_{rozš} = \xi_d \left(1 - \frac{S_{min}}{S_{max}}\right)^2 = 0,6 \left(1 - \frac{S_{min}}{S_{max}}\right)^2 \quad (2.28)$$

Pokud se kanál náhle zužuje, je možné odporový součinitel určit přibližně podle vztahu

$$\xi_{zuž} = 0,35 \left(1 - \frac{S_{min}}{S_{max}}\right)^2 \quad (2.29)$$

V těchto rovnicích je S_{min} menší průřez kanálu v místě změny. S_{max} je pak větší průřez kanálu v místě změny. Tyto průřezy je potřeba dosazovat ve stejných jednotkách. [4]

Tlakový úbytek vytvořený náhlým rozšířením průřezu kanálu

$$p_{rozš} = r_{rozš} v_{rozš}^2 \quad (2.30)$$

a při zúžení průřezu

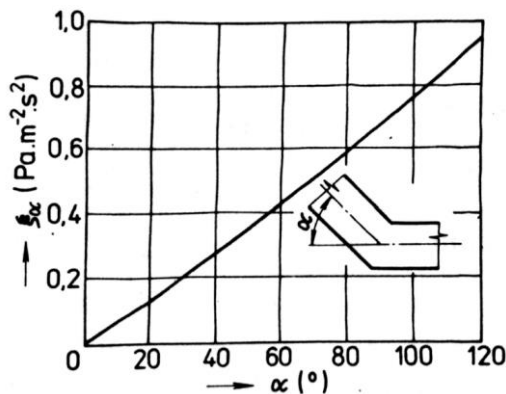
$$p_{zuž} = \xi_{zuž} v_{zuž}^2$$

kde v rychlost vzduchu v menším průřezu kanálu, tj. větší rychlost [m s^{-1}]

Úbytky tlaku se vytváří, i pokud se v kanálu o stálém průřezu nachází ohyb s ostrými hranami. Velikost odporového součinitele při ohybu ξ_α závisí na úhlu ohybu kanálu (Obr. 13). Úbytek tlaku při ohybu je dán opět vztahem

$$p_\alpha = \xi_\alpha v_\alpha^2 \quad (2.31)$$

kde v rychlost vzduchu v kanálu [m s^{-1}]



Obr. 13: Odporový součinitel při ostrém ohybu ventilačního kanálu (převzato z [4])

Pokud je ventilační kanál úzký a poměrně dlouhý, musíme uvažovat tlakové úbytky způsobené třením vzduchu o stěny kanálu. Pro kanály kruhového průřezu je možné odporový součinitel uvažující tření počítat podle vztahu

$$\xi_t = \lambda \frac{l \rho}{d^2} = \lambda \frac{l}{d} \xi_\alpha = 0,6 \lambda \frac{l}{d} \quad (2.32)$$

kde λ činitel tření o stěnu

l délka kanálu [m]

d průměr kanálu [m]

Pro výpočet tření v axiálních kanálech elektrických strojů je možné s vyhovující přesností brát $\lambda = 0,08$. Výpočet odporového činitele pak odpovídá vztahu

$$\xi_t = 0,05 \lambda \frac{l}{d} \quad (2.33)$$

Pokud má kanál pravoúhlý průřez, zavádí se místo d ekvivalentní průměr

$$d_{ekv} = \frac{2ab}{a+b}$$

kde a, b rozměry stran pravoúhlého průřezu kanálu [m]

V případě, že $a \gg b$, platí $d_{ekv} = b$.

Pro kanály libovolného průřezu je možné za ekvivalentní průměr brát průměr kruhu o stejném plošném obsahu, jako má uvažovaný průřez. [4]

Úbytek tlaku způsobený třením v daném kanále je dán vztahem

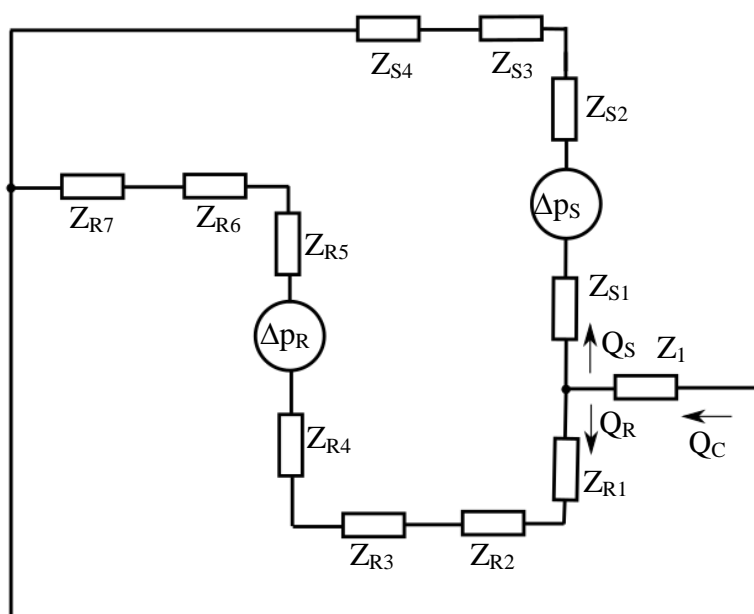
$$p_t = \xi_t v_t^2 \quad (2.34)$$

kde v rychlost vzduchu v kanálu [m s^{-1}]

Při ventilačním výpočtu je potřeba mít k dispozici výkresy podélného a příčného řezu elektrického stroje. Podle nich je potřeba určit ventilační cesty vzduchu. Po určení těchto cest se při znalosti příčných průřezů jednotlivých úseků počítají hydraulické odpory vzduchovodu Z_i . Pomocí sériového a paralelního řazení hydraulických odporů se sestaví náhradní schéma a na základě náhradního schématu se počítá výsledný hydraulický odpor Z celého ventilačního systému stroje. [4]

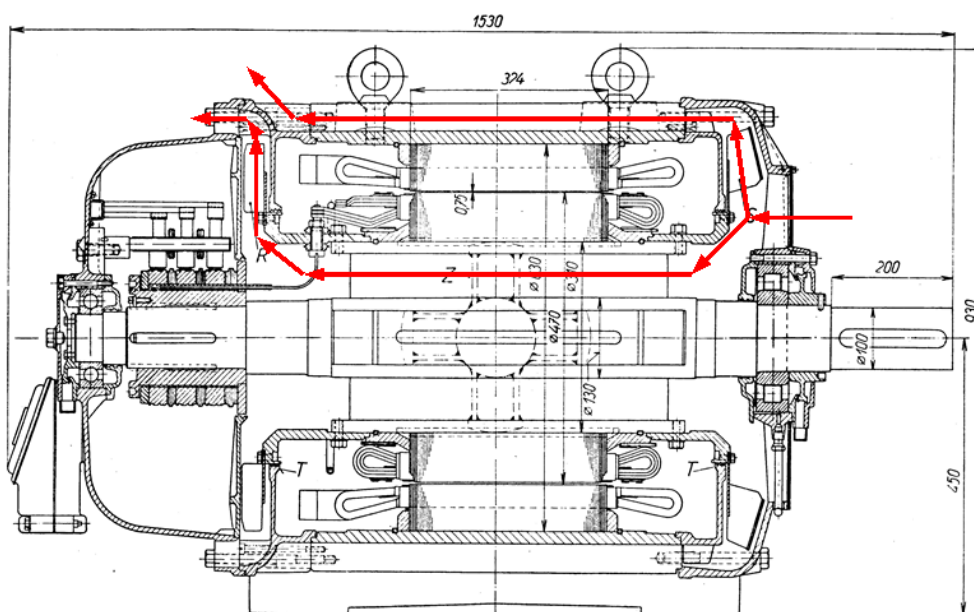
Příklad náhradního schématu ventilačního systému je na Obr. 14. Toto schéma odpovídá stroji na Obr. 15. V tomto případě se celkové množství chladicího vzduchu Q_c rozdělí na část, která proudí statorovou částí stroje Q_s , a část, která prochází rotorem stroje Q_R . V každé z těchto větví se nachází jednak jednotlivé hydraulické odpory způsobené ohyby ventilačních kanálů, tak ventilátory, které představují zdroje tlaku, pro pokrytí ztrát vytvořených právě těmito hydraulickými odpory. Samotné ventilátory mají také svůj vlastní hydraulický odpor. Tento poměrně jednoduchý obvod lze popsat soustavou rovnic:

$$\begin{aligned} Q_c &= Q_S + Q_R \\ \Delta p_S &= Z_1 Q_c^2 + Q_S^2 (Z_{S1} + Z_{S2} + Z_{S3} + Z_{S4}) \\ \Delta p_R &= Z_1 Q_c^2 + Q_R^2 (Z_{R1} + Z_{R2} + Z_{R3} + Z_{R4} + Z_{R5} + Z_{R6} + Z_{R7}) \end{aligned} \quad (2.35)$$



Obr. 14: Náhradní schéma ventilačního systému

Z_1 – vstup vzduchu, hydraulický odpor síta	Z_{R2} – ohyb vzduchu do rotoru do axiálního směru
Z_{S1} – ohyb vzduchu do ventilátoru	Z_{R3} – odpor ventilačního kanálu rotoru
Z_{S2} – vlastní hydraulický odpor ventilátoru	Z_{R4} – ohyb vzduchu z rotoru do radiálního směru
Z_{S3} – ohyb vzduchu z ventilátoru do axiálního směru	Z_{R5} – vlastní hydraulický odpor ventilátoru
Z_{S4} – výstup vzduchu do okolního prostředí	Z_{R6} – ohyb vzduchu do axiálního směru
Z_{R1} – ohyb vzduchu do rotoru do radiálního směru	Z_{R7} – výstup vzduchu do okolního prostředí



Obr. 15: Podélný řez asynchronního stroje s naznačeným směrem proudění chladícího vzduchu ventilačním systémem (převzato z [5])

Řešení náhradních ventilačních schémat často vede na soustavy kvadratických rovnic, což značně ztěžuje jejich řešení.

3. Chladicí systémy synchronních alternátorů

3.1 Chladiva

U alternátorů s vyniklými póly a u turboalternátorů nižších výkonů je použito vzduchové chlazení, kde je chladicím médiem vzduch. U turboalternátorů vyšších výkonů (řádově stovky MW) je však potřeba intenzivnějších způsobů chlazení, kde se nejčastěji používají jako chladicí média vodík, voda a nebo jejich kombinace.

Při porovnání vodíku jako chladicího média vůči vzduchu má vodík mnoho výhod, ale i značné nevýhody. Vodík má 14x menší hustotu než vzduch. To se projeví hlavně na hydraulických ztrátách, které jsou při použití značně nižší a to i při několikanásobném přetlaku, než je okolní atmosférický tlak. Dále má při stejné rychlosti proudění o 40% větší součinitel přestupu tepla než vzduch. Vyšší je i jeho tepelná vodivost, což se projeví na hodnotě tepelného odporu na mezní laminární vrstvičce těsně u povrchu ochlazovaného úseku, která je v případě vodíku nižší než u vzduchu. Dále má vodíková atmosféra ve stroji příznivý vliv na stabilitu a životnost izolace, což je zapříčiněno absencí kyslíku. [6]

Mezi nevýhody vodíku vůči vzduchu patří například potřeba výroby vodíku, na rozdíl od vzduchu, kterého je v atmosféře neomezené množství. Další nevýhodou vodíku je jeho sklon k laminárnímu proudění při vyšších rychlostech proudění. To se nepříznivě projeví na přestupu tepla, ten je podstatně vyšší u turbulentního proudění, kde se ohřátá proudová vlákna rychleji dostanou do vzdálenějších míst od ochlazované stěny kanálu. U laminárního proudění nedochází k mísení proudových vláken a teplo se tak do vzdálenějších míst dostává vedením, což odpovídá vyššímu teplotnímu odporu. Další velmi významnou nevýhodou vodíku je, že za určité koncentraci ve směsi se vzduchem tvoří výbušnou směs. [6]

Jako další používané chladicí médium v synchronních alternátorech je voda. Ta má vysoké měrné teplo, což znamená, že pojme mnohanásobné množství tepla v porovnání se vzduchem a vodíkem při stejném zvýšení teploty. Na odvod velkého množství ztrát stačí poměrně malé množství průtočné vody. Součinitel přestupu tepla je rovněž vysoký. Při porovnání se vzduchem by byl při stejné rychlosti proudění 500x větší. Rychlost proudění musí být však při použití vody jako chladicího média mnohem nižší z důvodu vyšších hydraulických ztrát než u vzduchu, i tak je součinitel přestupu tepla 50x vyšší než je tomu u vzduchu. [6]

Je potřeba, aby použitá voda však byla elektricky nevodivá, jinak by docházelo ke zkratu mezi závity a vinutí vůči kostře. Aby voda splňovala tuto podmínku, je nutné, aby voda byla destilovaná a demineralizovaná. [6]

Voda na rozdíl od chladicího plynu nevyplňuje celý objem generátoru, dá se tak použít pouze pro vnitřní chlazení vodičů vinutí, většinou pouze statorového. Častým použitím vody jako chladicího média je tak kombinované chlazení, kdy je voda použita pro chlazení statorového vinutí a zbytek je chlazen vodíkem. [6]

3.2 Chladicí systémy strojů s hladkým rotorem

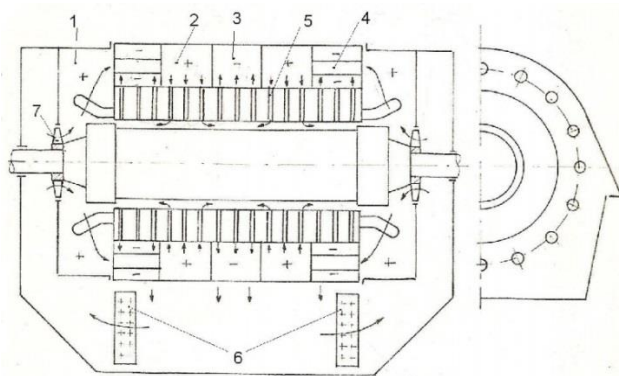
3.2.1 Chlazení statoru vzduchových turboalternátorů

U strojů o výkonu řádově desítky MW se jako chladicí médium využívá vzduch. Nejčastěji se používá jeden z těchto systémů:

- Komorový systém
- Kapsový systém
- Proplachovací systém

3.2.1.1 Komorový systém

U tohoto systému vzduchového chlazení je vnitřek stroje rozdělen mezikruhovými deskami na lichý počet komor. Část z těchto komor je přetlaková a část podtlaková. Ventilátorem je do čelního prostoru vháněn vzduch a odtud je rozveden do přetlakové komory soustavou trubek. Odtud proudí vzduch radiálními kanály do vzduchové mezery, odtud se dostává do radiálních kanálů, které ústí do podtlakových komor. V těchto komorách proudí vzduch v obvodovém směru pod stroj, kde se nachází chladič. Po průchodu vzduchu chladičem se tento cyklus opět opakuje. [6]

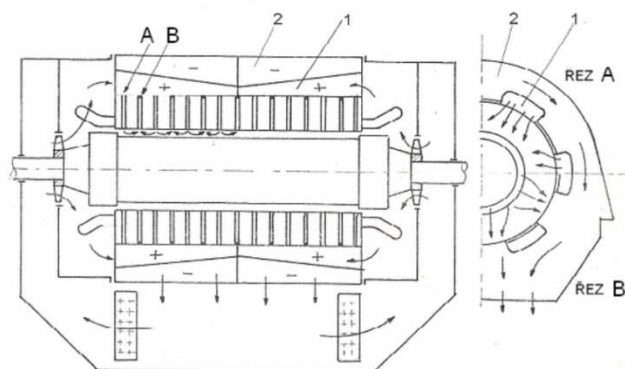


Obr. 16: Komorový systém chlazení statorů (převzato z [6]);

1 – čelní prostor, 2 – přetlaková komora, 3 – podtlaková komora, 4 – soustava trubek spojující přetlakové prostory, 5 – radiální kanály, 6 – chladiče

3.2.1.2 Kapsový systém

Prostor kostry je v tomto systému oddělen od čelního prostoru pomocí mezikruhové desky, ve které jsou vyříznuté otvory většinou ledvinovitého tvaru. Skrz tyto otvory proudí vzduch do kapsy vytvořené plechovým krytem. Z této kapsy proudí vzduch do radiálních kanálů, které jsou proti kapse otevřené a mimo kapsu jsou uzavřené plechovým páskem. Těmito kanály prochází vzduch do vzduchové mezery, kde se obrací do sousedního kanálu, který je naopak spojen s podtlakovým prostorem, tedy prostorem mimo kapsu. Dále se vzduch po obvodu stroje dostává do chladiče a po zchlazení se opět dostává před ventilátor. [6]

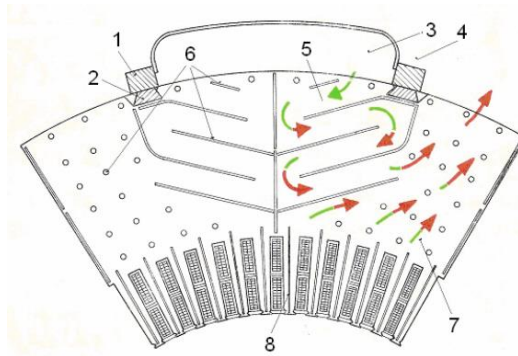


Obr. 17: Kapsový systém chlazení statorů (převzato z [6]);

1 – kapsa s přetlakem, 2 – podtlakový prostor

3.2.1.3 Proplachovací systém

Tento chladicí systém se konstrukčně podobá tomu kapsovému. Na rozdíl však od kapsového systému se vzduch z kapes dostává do všech kanálů, ale nedostane se do vzduchové mezery. U tohoto systému se vzduch přivedený do kanálu vlivem vhodně upravených rozpěrných vložek vrací zpět, ale teď už mimo kapsu, tedy do podtlakého prostoru a odtud opět po obvodu stroje do chladiče a před ventilátor. Takto lze však chladit pouze část jádra induktu, zbytek induktu společně se zubovou částí je chlazen vzduchem proudícího do kanálů z rotoru a vzduchové mezery. [6]

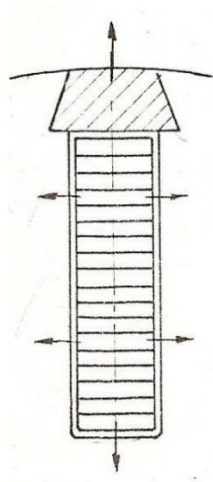


Obr. 18: Proplachovací systém chlazení statorů (převzato z [6]);

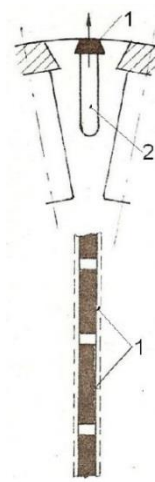
1 – trámce, 2 – rybinová pravítka, 3 – přetlaková kapsa, 4 – podtlakový prostor (vnitřek kostry kolem kapes), 5 – vzduch přicházející z kapes, 6 – vložky tvořící radiální chladicí kanál a vymezující trasu chladícího vzduchu, 7 – vzduch přicházející z rotoru a vzduchové mezery

3.2.2 Chlazení rotoru vzduchových turboalternátorů

Chlazení rotoru vzduchových turboalternátorů je možno provést několika způsoby. Buď se teplo odvádí pouze z povrchu rotoru bez jakýchkoliv úprav do prostoru vzduchové mezery (Obr. 19a). Pokud je potřeba intenzivnější chlazení, lze v zubech rotoru zhotovit chladicí drážky, které slouží ke zvětšení ochlazovaného povrchu rotoru a tak umožní odvést větší množství tepla (Obr. 19b). Aby se dostatečné množství chladícího vzduchu dostalo až do středu stroje, uzavírá se chladicí drážka magnetickými klíny, mezi nimiž se po určité délce nechává mezera. Vzdálenost mezi jednotlivými mezerami nemusí být konstantní. Zpravidla se tato vzdálenost směrem ke středu zmenšuje z důvodu vyšší teploty chladícího vzduchu. Použitím tohoto způsobu zvětšení ochlazovaného povrchu rotoru se však zmenšuje průřez zubu. To má za následek zvýšené mechanické namáhání v místě nejužší části zubu vlivem odstředivých sil. Dále je nutno v tomto případě sledovat zvýšení magnetické indukce vlivem snížení průřezu. [6]



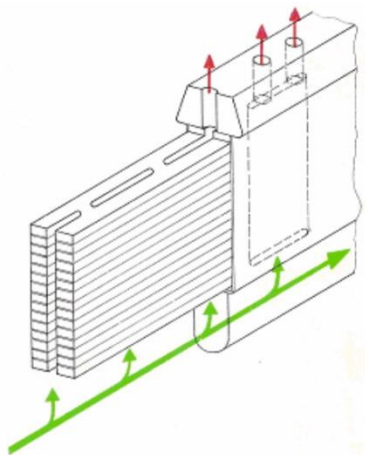
Obr. 19a: Přirozený chladicí povrch
(převzato z [6])



Obr. 19b: Chladicí drážky v zubech
(převzato z [6]);

1 – magnetický klín, 2 – chladicí drážka

Další velmi účinný způsob chlazení je použití poddrážkového kanálu (Obr. 20). V tomto případě je přímo pod drážkou chladicí kanál, kam je z obou stran vháněn chladicí vzduch, ten pak prochází skrz radiální kanály v budící cívce do vzduchové mezery. Tyto kanály jsou tvořeny vyraženými otvory v měděných pasech budícího vinutí. Tyto otvory v každém závitu cívky na sebe musí navazovat, tak aby bylo umožněno chladicímu vzduchu projít z poddrážkového kanálu do vzduchové mezery. [6]



Obr. 20: Chlazení rotorového vinutí poddrážkovým kanálem (převzato z [6])

3.3 Intenzivní způsoby chlazení turboalternátorů

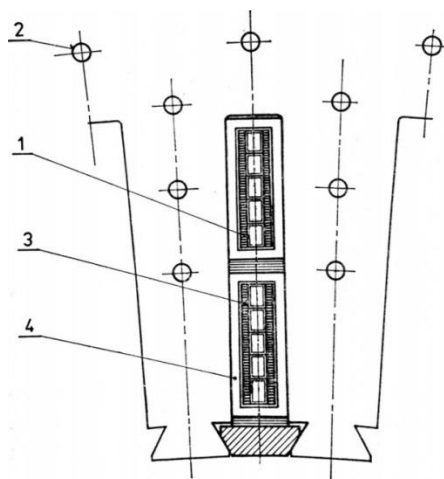
Pro chlazení strojů vyšších výkonů je potřeba použít intenzivní metody chlazení. Takového chlazení lze dosáhnout pomocí přímého způsobu chlazení. U tohoto způsobu je přivedeno chladicí médium do přímého styku s ochlazovaným úsekem, kde vznikají ztráty

a je ho potřeba intenzivně chladit. U vzduchových turboalternátorů se jedná o chlazení plechového svazku induktu nebo pasových vodičů budícího vinutí. Pro chlazení cívky induktu nelze použít tento způsob, z důvodu potřeby poměrně silné izolace proti železu. Použití dutých vodičů u vzduchového chlazení není možné z důvodu malého průřezu kanálu ve vodiči. Ten by při značné délce představoval velký hydraulický odpor a tedy vysoké hydraulické ztráty. [6]

Pro dosažení co nejintenzivnějšího chlazení se jako chladicí médium vzduch nahrazuje médiem s vysokým měrným teplem a s co nejvyšším součinitelem přestupu tepla. U turboalternátorů je to nejčastěji vodík a nebo kombinace voda-vodík. [6]

3.3.1 Intenzivní způsoby chlazení statoru turboalternátorů

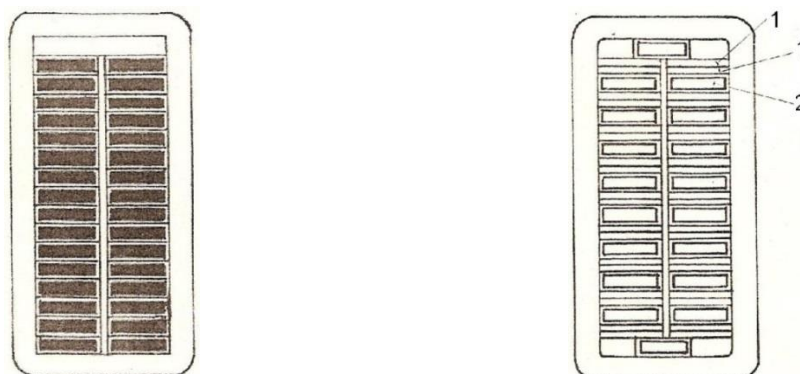
Na statoru se v případě vodíkového chlazení používá polopřímého chlazení, kde se mezi dvěma sloupky permutovaných tyčí u statorového vinutí vytvoří mezera, kam se umístí pouze slabě izolovaná nemagnetická trubka čtverhranného průřezu, kterou posléze proudí vodík. Lze tyto trubky vložit i mezi dvě permutované tyče. Tento způsob chlazení intenzivně chladí tyče vinutí a lze tedy díky tomu zvýšit proudovou hustotu a ušetřit tak na množství použité mědi. Do drážky však nedostaneme více mědi kvůli místu, které je potřeba pro chladicí trubky [5]. Na Obr. 21 je znázorněno právě nepřímé chlazení statorového vinutí a axiální chladicí kanály pro chlazení železa rotoru [1].



Obr. 21: Chladicí kanály pro vodík ve vinutí statoru a v železe statoru při axiální ventilaci (převzato z [1]);

1 – ventilační kanál ve vinutí statoru vytvořený ocelovou trubkou, 2 – ventilační kanál v železe statoru, 3 – měděné vodiče, 4 – drážková izolace

V případě kombinovaného způsobu chlazení se využívá přímé chlazení vodou statorového vinutí s permutovanými tyčemi. Dílčí vodič permutované tyče má výšku mezi 1,8 až 2 mm, v tak nízkém průřezu nelze provést chladicí kanál, tak aby v něm cokoliv proudilo, proto se provádí dílčí vodiče vyšší (kolem 4 mm) s chladicími kanály (Obr. 22a). Další možností je vložit do svazku každý třetí vodič s vyšším profilem, v kterém se nachází chladicí kanál pro průchod chladicí vody. Teplo ze sousedních plných vodičů se dostává do chladicí vody vedením skrz tenkou izolaci mezi vodiči (Obr. 22b). [6]



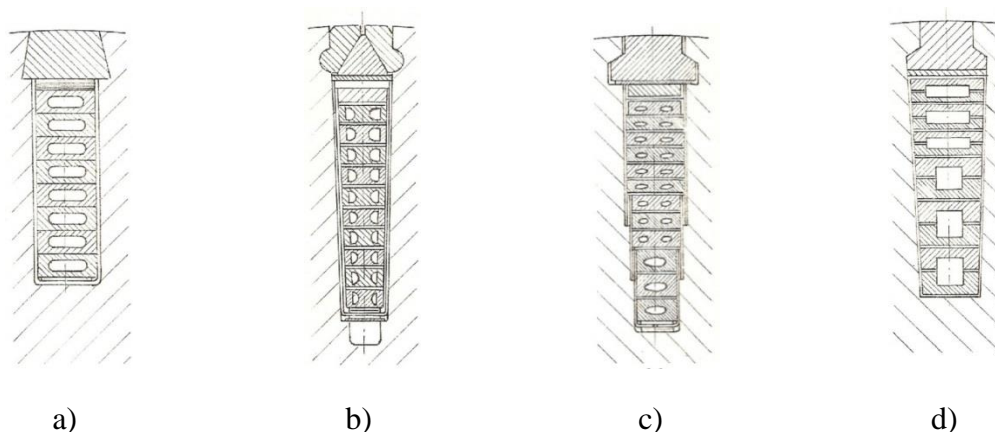
a) Permutovaná tyč se všemi vodiči dutými

b) Tyč s každým třetím vodičem dutým

Obr. 22: Permutované tyče pro přímé vodní chlazení (převzato z [6])

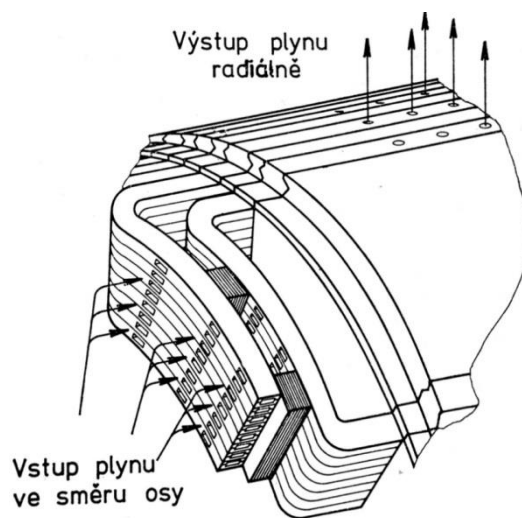
3.3.2 Intenzivní způsoby chlazení rotoru turboalternátorů

Na rotoru je možné chladit budící vinutí pomocí přímého chlazení díky dostatečně velkému průřezu vodičů vinutí, kde je možné vytvořit dutiny pro průchod chladicího plynu takových průřezů, aby byly hydraulické ztráty v přípustných mezích. Další variantou kromě dutých vodičů je použití profilových průřezů vodičů, jak je to znázorněno na Obr. 23d. [6]

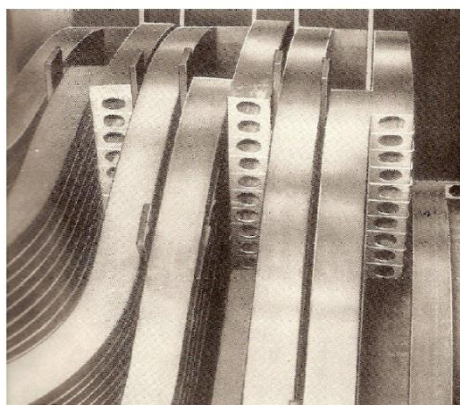
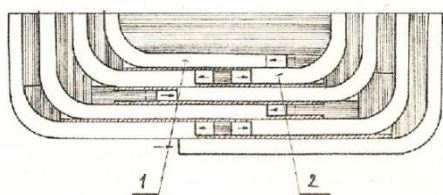


Obr. 23: Průřezy vodiče budící cívky pro přímé chlazení (převzato z [6])

Jedno z možných provedení vstupních otvorů pro vstup chladicího plynu do vodičů je znázorněno na Obr. 24. Dalším možným provedením je boční svaření polovičních částí závitů k sobě v čelním prostoru tak, jak je to znázorněno na Obr. 25.

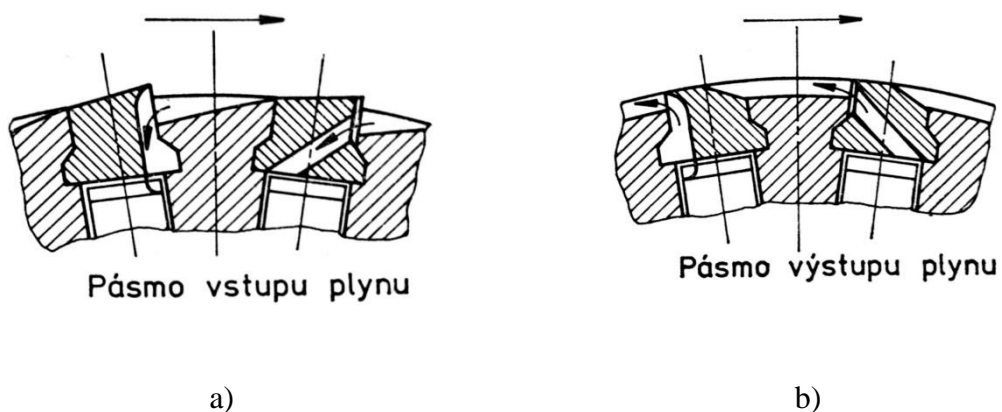


Obr. 24: Vstup vodíku do budící cívky (převzato z [1])



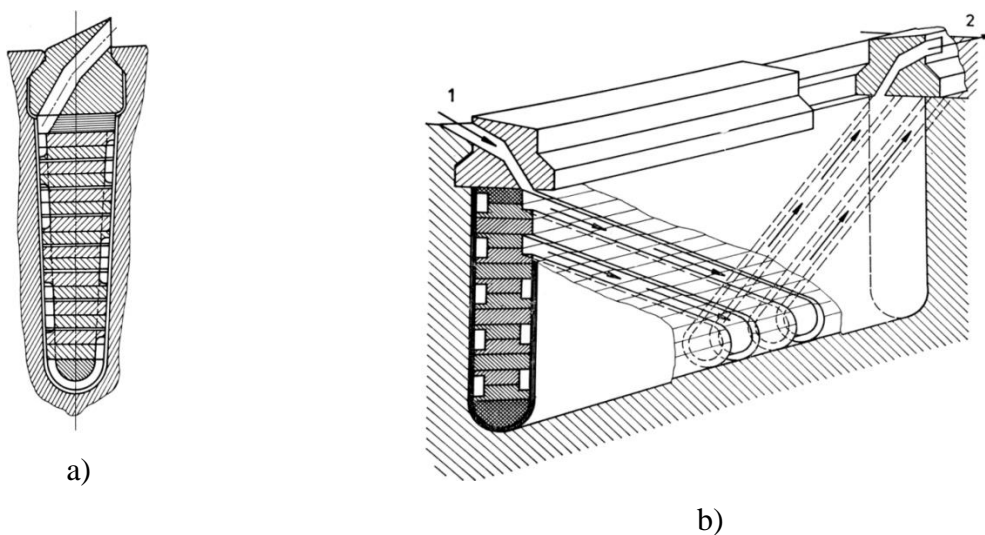
Obr. 25: Vstup vodíku do budící cívky u bočně svařovaných polovičních částí závitů (převzato z [6])

Další možností je vytvoření frézovaných kanálů v budícím vinutí, do kterých, díky vhodně tvarovaným klínům (Obr. 26a), vstupuje chladicí plyn. Po průchodu těmito kanály je plyn, opět pomocí správně tvarovaného klínu, vypuštěn do prostoru vzduchové mezery. [7]

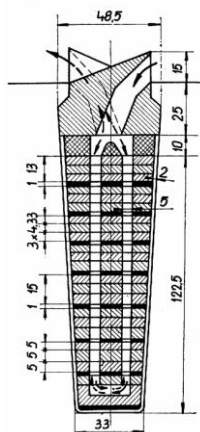


Obr. 26: Klíny rotoru s otvory pro vstup a výstup vodíku (převzato z [1])

Pro konkrétní provedení těchto kanálů je opět několik možností. První z nich je názorně ukázáno na Obr. 27. V tomto případě jsou vytvořeny kanály po stranách budících cívek. Dalším možným provedením je rozdělení vodičů do dvou nebo více užších sekcí, jako je tomu na Obr 28. [7]



Obr. 27: Schéma přímého vodíkového chlazení budícího vinutí turboalternátoru (převzato z [1])

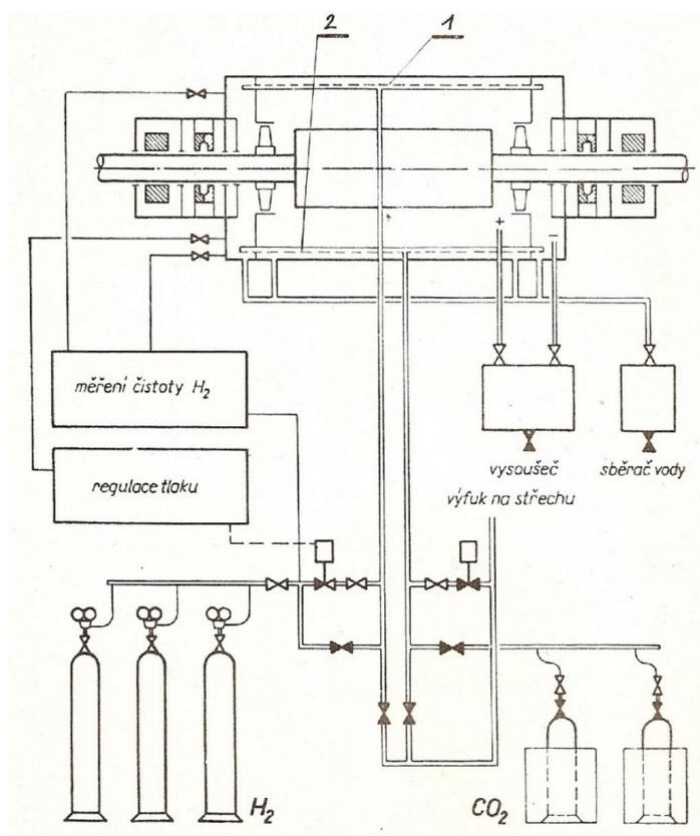


Obr. 28: Průřez rotorové drážky při použití speciálně tvarovaných klínů a rozdělení vodičů do užších sekcí (převzato z [7])

3.3.3 Vodíkové chlazení

U vodíkového chlazení se využívají jeho výhody vůči vzduchu již zmíněné v předchozích kapitolách (3.1). Vodík však ve směsi se vzduchem při určité koncentraci tvoří výbušnou směs, a proto je nutno tuto koncentraci měřit a zajišťovat tak bezpečný provoz stroje. Výbušná směs vzniká při koncentraci 4÷75% H_2 ve směsi se vzduchem. Nejvyššího tlaku při výbuchu (700 kPa) dosahuje při poměru kolem 30% H_2 ve směsi. Provozní koncentrace vodíku se pohybuje mezi 96% a 98%, tak je zaručena nevybušnost vodíkové náplně ve stroji. Pokud hodnota koncentrace dosáhne 92%, spustí se varovná signalizace. [6]

Aby bylo možné udržet tak vysokou bezpečnou koncentraci směsi ve stroji, je potřeba při plnění stroje vodíkem dodržet správný postup. Plnění probíhá ve dvou fázích. Nejdříve se nádoba stroje plní od spodní části oxidem uhličitým. Tak se docílí vytlačování vzduchu z horní části nádoby mimo stroj. Pokud se dojde do stavu, kdy z horní části nádoby odchází už pouze CO_2 , končí první fáze, plnění oxidem uhličitým se zastaví a začíná se plnit vodíkem. To se však naopak provádí od horní části nádoby, tak se ze spodní části vytlačuje CO_2 . Pokud už ze stroje vychází pouze vodík, proces plnění je u konce. [6]



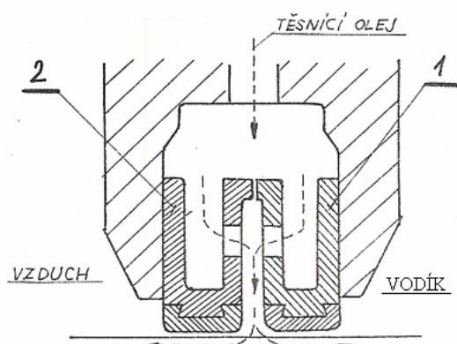
Obr. 29: Schéma plnění turboalternátoru vodíkem (převzato z [6]);

1 – perforovaná trubka v horní části stroje, 2 – perforovaná trubka ve spodní části stroje

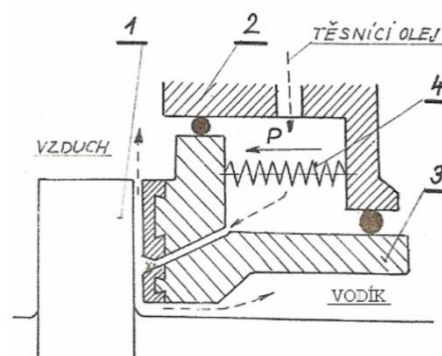
Další nutnou podmínkou pro stroje využívající vodík jako chladicí médium je těsnost nádoby. Pokud by tato podmínka nebyla splněna, mohlo by docházet k úniku vodíku ven ze stroje a nebo naopak k vniknutí vzduchu do stroje a ke vznik výbušné směsi. Aby vzduch nevnikal do nádoby, je v nádobě udržován mírný přetlak vůči okolní atmosféře přibližně 5 kPa. Kritickým místem z hlediska těsnosti je okolí hřídele. Zde je potřeba pro olejových ucpávek. Lze použít dva typy olejových ucpávek. Jednodušší variantou je ucpávka válcová, další variantou je pak ucpávka čelní. [6]

U válcové ucpávky (Obr. 30a) na hřídeli není potřeba žádná úprava. Těsnící olej se však dostává pod těsnícími kroužky jak na vnitřní stranu stroje, kde je vodík, tak na stranu vzduchu. Dále se nepříznivě projevuje případné chvění hřídele. [6]

V případě čelní ucpávky se na stranu vodíku dostává mnohem menší množství oleje a příčné chvění se nijak neprojevuje. Na hřídeli je však potřeba vytvořit nákrůžek, v tom je provedení této ucpávky náročnější než v případě válcové ucpávky. [6]



Obr. 30a: Válcová ucpávka (převzato z [6])



Obr. 30b: Čelní ucpávka (převzato z [6])

Pokud by i přes všechna opatření došlo uvnitř nádoby k vytvoření výbušné směsi a k její iniciaci, nádoba tento výbuch musí být schopna vydržet. Tomu odpovídá masivní konstrukce a pevnost nádoby. Nádoba se z tohoto důvodu testuje tlakovou zkouškou s kapalinou při tlaku 700 kPa. [6]

U přímého chlazení vodíkem silně závisí intenzita chlazení na tlaku plynu, proto je výkon turboalternátoru s přímým chlazením velmi závislý na tlaku plynu [1].

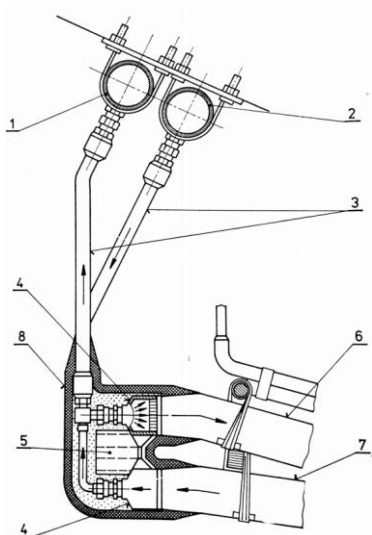
Přetlak vodíku [MPa]	Výkon turboalternátoru [%]
0,0035	35
0,05	53
0,15	80
0,2	89
0,3	100
0,4	108

Tab. 5: Závislost výkonu na přetlaku vodíku [1]

Vodíkové chlazení se používá u turboalternátorů s výkonem od 200 do 375 MVA u generátorů. U strojů, které jsou určeny pro to, aby byly provozovány jako kompenzátory, se vodíkové chlazení z ekonomického hlediska vyplatí už od výkonu 30 MVA_r, to je způsobeno hlavně nevyvedeným hřídelem, díky čemuž odpadá nutnost hřídelových olejových ucpávek a tak i celé olejové hospodářství. [6]

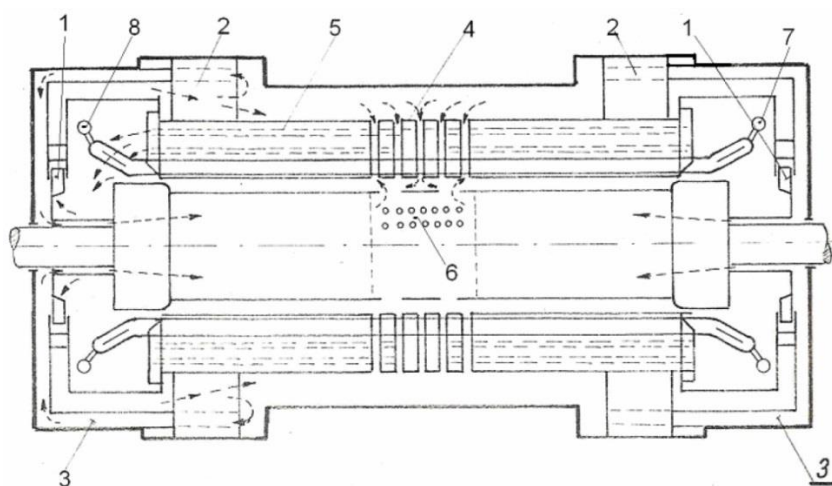
3.3.4 Kombinované chlazení

Na rozdíl od vodíkového chlazení je v tomto případě pro chlazení statorové vinutí využita voda jako chladicí médium. Kombinované chlazení se používá u turboalternátorů mezních výkonů 250 až 1300 MVA. Voda je do cívek přiváděna trubkami vedoucími z kruhu umístěného kolem čel vinutí. Stejně tak je proveden odvod ohřáté vody, která vstupuje do obdobného kruhu, z něhož je pak vedena do chladiče. V místech na koncích tyčí, kam se přivádí voda, musí být opatřeny dobře utěsněnou hydraulickou koncovkou. Dále musí být vodivě spojena horní a spodní část cívky. To lze provést připájenou měděnou spojkou, nebo v některých případech je hydraulická koncovka provedena tak, že plní i funkci elektrické spojky. [6]



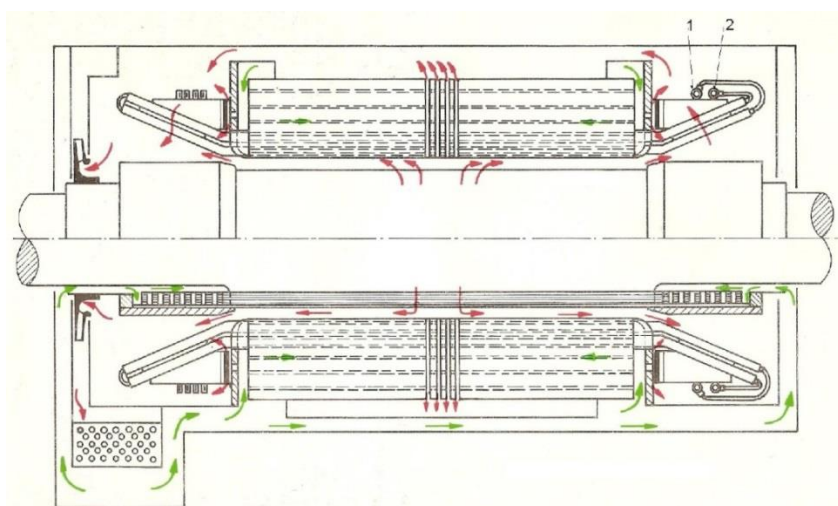
Obr. 31: Přívod a odvod chladicí vody pro statorové vinutí turboalternátoru (převzato z [1]); 1 – sběrné potrubí ohřáté vody, 2 – rozváděcí potrubí chladné vody, 3 – hadice z izolačního materiálu, 4 – měděná koncovka pro rozvod vody, 5 – elektrická spojení tyčí statorového vinutí, 6 – tyč statorového vinutí, do které vstupuje chladná voda, 7 – tyč statorového vinutí, ze které vystupuje ohřátá voda, 8 – kryt vodního a elektrického spojení z izolačního materiálu

Možností konkrétních provedení kombinovaného chlazení je několik. Jedním z nich je, že oba kruhy s vodou jsou umístěny společně na jedné straně stroje (Obr. 33, Obr. 34). Další možností je, že je každý na jedné straně stroje (Obr. 32). V druhém případě voda prochází pouze poloviční dráhu oproti prvnímu způsobu, kdy voda prochází celou délkou závitu. Snížením dráhy chladicí vody je dosažen nižší teplotní spád mezi vstupem a výstupem a lze tak dosáhnout intenzivnějšího chlazení.



Obr. 32: Systém kombinovaného chladicího systému turboalternátorů s přívodem a odvodem vody na opačných stranách stroje (převzato z [6]);

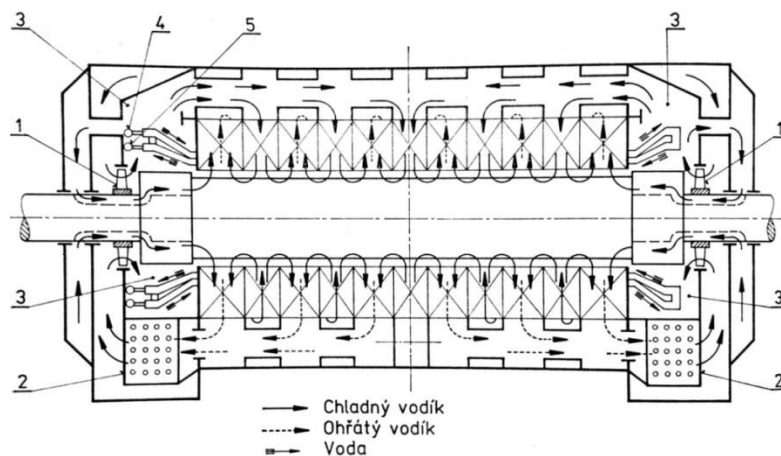
1 – radiální ventilátory, 2 – chladiče, 3 – rotorové větve chladicího vodíku, 4 – vstup statorové větve do radiálních kanálů ve střední části induktu, 5 – axiální kanály v induktu, 6 – výstup z rotoru, 7,8 – přívod a odvod chladicí vody



Obr. 33: Systém kombinovaného chladicího systému turboalternátoru s přívodem a odvodem vody na stejné straně stroje (převzato z [6]);

1,2 – přívod a odvod chladicí vody

Další možností je rozdělení povrchu rotoru v axiálním směru na řadu střídajících se pásem vstupu a výstupu plynu. V pásmech, která jsou určena pro vstup plynu, je opět pomocí speciálně profilovaných otvorů v klínech rotorových drážek (Obr. 31a) docíleno nabírání plynu ze vzduchové mezery. Plyn pak prochází chladicími kanály, ochlazuje budící vinutí a ohřátý vystupuje v sousedním pásmu do vzduchové mezery, odkud je radiálními kanály veden do chladiče. [1]



Obr. 34: Systém kombinovaného chladicího systému turboalternátoru s rozděleným povrchem rotoru na pásma vstupu a výstupu plynu (převzato z [1]);

1 – axiální ventilátor, 2 – vodní chladič, 3 – prostor vyššího tlaku, 4 – vodní kolektor vstupní, 4 – vodní kolektor výstupní

4. Závěr

V dnešní době díky intenzivním metodám chlazení a chladicím médiím, která mají z hlediska chlazení, v porovnání se vzduchem, mnohonásobně výhodnější vlastnosti, je možné vyrobit turboalternátory mezních výkonů vyšších než 1000 MVA. O ty však v současnosti není takový zájem jako o stroje se vzduchovým chlazením, které jsou na rozdíl od strojů vysokých výkonů z hlediska provozu méně náročné jak z pohledu složitosti provozu, tak i nákladů na provoz. V porovnání turboalternátoru s kombinovaným chlazením a turboalternátoru se vzduchovým chlazením odpadá u stroje se vzduchovým chlazením potřeba vodíkového hospodářství, vodního hospodářství a olejového hospodářství těsnicího systému, což zásadně ovlivňuje cenu provozu. V dnešní době je navíc díky technologickému pokroku a kvalitním izolačním materiálům běžné stavět vzduchem chlazené stroje o výkonech až 300 MVA. Díky neustálému vývoji lze čekat, že se hranice mezních výkonů vzduchem chlazených turboalternátorů bude stále zvyšovat.

Dělení celkového výkonu elektrárny na více jednotek nižšího výkonu má oproti jednomu stroji s vysokým výkonem výhody i v případě nutné údržby či poruše stroje. Pokles výroby elektrické energie bude znatelně vyšší v případě nečinnosti stroje, který odpovídá za celý nebo většinový výkon celé elektrárny, než v případě nečinnosti jednotky odpovídající pouze za zlomek výkonu elektrárny.

Seznam literatury a informačních zdrojů

- [1] PETROV Georgij N. *Elektrické stroje 2: asynchronní stroje - synchronní stroje*; Academia; Praha 1982
- [2] ČSN EN 60034-6 (35 000), *Točivé elektrické stroje, Část 6: Způsoby chlazení (IC kód)*; Český normalizační institut, Praha 1995
- [3] WIEDERMANN E., KELLENBERGER W. *Konstrukce elektrických strojů*; SNTL – Nakladatelství technické literatury; Praha 1973
- [4] KOPYLOV I. P. a kol. *Stavba elektrických strojů*; SNTL – Nakladatelství technické literatury; Praha 1988
- [5] CIGÁNEK L. a kol. *Stavba elektrických strojů*; SNTL, Praha, 1958
- [6] ČERVENÝ J. *Přehled konstrukce elektrických strojů točivých*
- [7] ASZTALOS P. A. *Direct cooling systems for turboalternator rotor in view of the maximum rating of hydrogen cooling*; IEEE Transactions on power apparatus and systems; 1935