

26. TURBOKOMPRESOR V TECHNOLOGICKÉM CELKU

Jiří Škorpík, ORCID: 0000-0002-3034-1696, skorpik.jiri@email.cz

Úvod 1

Zástavbová a provozní specifika
turbokompresoru 1

Charakteristiky turbokompresoru 3

- Absolutní charakteristika turbokompresoru 3
- Univerzální charakteristika turbokompresoru 4
- Charakteristika turbokompresoru s redukovanými parametry 5
- Opatření ke zvětšení stabilní oblasti práce turbokompresoru a antipompážní regulace 5

Snižování příkonu kompresoru chlazením 7

- Povrchové chlazení neboli vnitřní či plášťové 7
- výpočet polytropické účinnosti povrchově chlazeného kompresoru [Ú.849] 7
- Turbokompresory s mezichlazením neboli s vnějším chlazením 7
- výpočet polytropické účinnosti kompresoru s mezichlazením [Ú.612] 7
- Chlazení vstřikováním kapaliny do pracovního plynu 8
- Hranice efektivnosti chlazení 8

Turbodmyhadla spalovacích motorů 9

- Výběr turbodmyhadla 9
- Nežádoucí chování turbodmyhadla ve spojení se spalovacím motorem 10

Vlastnosti komprimovaného vlhkého vzduchu 11

Odkazy 12

Tabulky 13

- 1051 Množství vyloučeného kondenzátu z komprimovaného a ochlazeného vlhkého vzduchu 13

Přílohy 14

- 368 Odvození rovnic pro výpočet Machových čísel na vstupu do turbokompresoru 14
- 369 Odvození rovnic pro přepočet skutečného průtoku kompresorem 14
- 612 Řešení úlohy 14
- 637 Odvození poměru izoentropické a izotermické kompresní práce 16
- 849 Řešení úlohy 17
- 1049 Množství odloučeného kondenzátu z komprimovaného vlhkého vzduchu 19

Úvod

Účel turbokompresorů v technologických celcích je celkem zřejmý, komprese pracovní plynu do vyššího tlaku.

Turbokompresory jsou také součástí kompaktních strojů jako jsou turbodmychadla a spalovací turbíny.

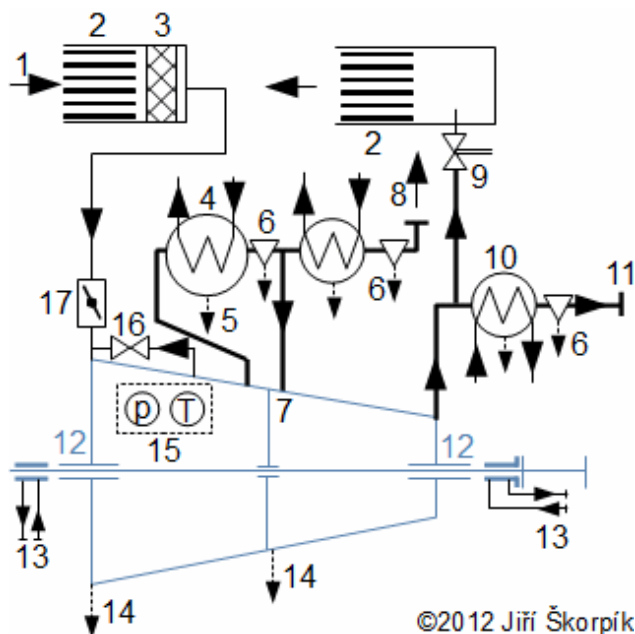
Princip turbokompresoru zůstává stejný, ale požadavky na jeho vlastnosti se mění podle technologického celku ve kterém pracuje a mění se i schéma zapojení, které souvisí s vlastnostmi pracovní tekutiny, způsobu najíždění a regulace, navíc může mít i několik odběrů. Se zapojením turbokompresorů v technologických celcích souvisí i projektování rozvodů stlačeného plynu – tato problematika je například popsána v [4. s. 163].

Tento článek přímo navazuje na kapitulu 23. Úvod do turbokompresorů, kde jsou popsány základní konstrukční rysy turbokompresorů a turbodmychadel, pohony turbokompresorů a způsoby jejich regulace, na které se zde navazuje popisem chování těchto pracovních strojů v rámci technologického celku.

•••

Zástavbová a provozní specifika turbokompresoru

Při dimenzování výkonu a konstrukce samotného turbokompresoru je nutné se zajímat i o tlakovou ztrátu zařízení, které budou instalovány v trase komprimovaného plynu a jejich požadavků na kvalitu stlačeného plynu. Zařízení bezprostředně spojené s funkcí samotného turbokompresoru musí být uvedeny i v poptávce turbokompresoru, přičemž obvykle jsou bezprostředně s turbokompresorem spojeny zařízení uvedené na *Obrázku 839*.



©2012 Jiří Škorpík

839 Příklad zapojení turbokompresoru s mezichladičem

1 sání; **2** tlumiče hluku; **3** filtry; **4** mezichladič; **5** odvodnění chladiče a odvod kondenzátu při chlazení; **6** separátor vlhkosti; **7** vstup plynu do dalších stupňů kompresoru po mezichlazení; **8** odběr stlačeného plynu; **9** škrtící ventil pro regulaci výkonu odfukem; **10** dochlazovač; **11** výtlač; **12** ucpávky hřídele; **13** olejový okruh ložisek; **14** odvodnění stupňové části kompresoru – po délce jich může být několik; **15** sledované veličiny turbokompresoru; **16** regulační ventil pro antipompážní regulaci (někdy bývá tato větev vybavena chladičem) – více v kapitole níže; **17** najížděcí škrtící klapka. Jedná se o příklad turbokompresoru pro kompresi atmosférického vzduchu s mezichlazením a regulací odfukem. Podrobnější popis jednotlivých větví napojení následuje.

Celý sací úsek turbokompresoru je dimenzovaný tak, aby splňoval různorodé požadavky na rychlost proudění, hluk, vibrace, kvalitu vzduchu a bezpečnost. Dimenzování sacího potrubí závisí na délce, dovolených tlakových ztrátách a také na nebezpečí strhávání námrazy, pokud hrozí (potom jsou nutné nižší rychlosti). V případě hrozící námrazy, lze vybavit sání i ohřevem vzduchu – pomocí teplého vzduchu odebraného na výtlaku.

Tlumiče hluku se instaluje při sání vzduchu přímo z okolí strojovny. Bez tlumiče hluku může být na sání kompresoru hladina hluku nad 100 dB , navíc u turbokompresorů má tento hluk vysokou frekvenci. U velkých turbokompresorů jsou tlumiče hluku a filtry umístěné obvykle ve stavebně upraveném prostoru strojovny odkud ke kompresoru vede sací potrubí s maximální délkou 10 až 12 m [4, s. 153], podle rychlosti proudění [6, s. 142], jinak bývají součástí sání kompresoru.

Filtry se instalují na sání kompresoru pokud hrozí, že vstupní plyn je znečištěn látkami, které mohou poškozovat kompresor, především prach. Existuje mnoho typů filtrů přičemž podle principu se dělí na suché (textilie, papír, žaluzie...) a mokré (olejový, skrápěný vodou...). Filtrace je obvykle několikastupňová.

Separátory vlhkosti a odvodnění se používají v případě komprese vlhkého vzduchu pro odloučení a vodních kapek z proudu vzduchu. Nejčastěji je nutné je umístit za chlazené části kompresoru a mezichladiče, kde dochází ke strhávání vodních kapek proudem vzduchu. Metody separace jsou popsány např. v [4, s. 154]. V případě, že filtr na sání je olejový je nutné počítat i se separací kapiček oleje (pokud to vyžaduje spotřebič na výtlaku). Mimo separátorů vlhkosti se na výstupech z kompresoru mohou instalovat i sušičky vzduchu [4, s. 155], které výrazně snižují

relativní vlhkost vzduchu. Instalují se v případech, kdy to požaduje navazující technologie (pneumatické pohony a pneumatické regulační prvky) nebo tam, kde hrozí nízké teploty na výtlaku (například při venkovních rozvodech a skladování stlačeného vzduchu, nebo při směnném provozu v noci za klidu poklesne teplota a v případě zamrznutí se mohou rozvody i poškodit). Odvodnění slouží především k odvodu vyvrážené vlhkosti při najíždění kompresoru, kdy části kompresoru jsou ještě studené.

Většina turbokompresorů obsahuje i odběr části stlačeného plynu ještě před dosažením tlaku na výtlaku. Turbokompresor totiž může zásobovat více spotřebičů s různorodými požadavky na tlak, proto může být výhodné část plynu odebírat již při nižším tlaku. Tím odpadne nutnost velkých redukčních stanic tlaku plynu a sníží se i příkon kompresoru.

Na výtlaku turbokompresoru obvykle následuje vzdušník (nádoba na stlačený vzduch vyrovnávající tlak v rozvodech stlačeného plynu vlivem nerovnoměrného odběru a výroby stlačeného plynu/snižují se tím výkyvy ve výkonech spotřebičů a chrání i kompresor před výkyvy tlaku na výtlaku). Požadují-li to spotřebiče za vzdušníkem, pak se vkládají za vzdušník další filtry [4, s. 161] či sušička vzduchu.

Sledovanými veličinami turbokompresoru jsou tlaky komprimovaného plynu na jednotlivých větvích a jeho teplota a tlaky a teploty v mazacím okruhu. Otáčky se snímají na pohonu turbokompresoru. Součástí turbokompresorů bývá i vibrodiagnostika.

Turbokompresory – obvykle jsou dodávány na rámu s pohonem – se ukládají na betonový základ jako parní turbíny, je-li to nutné oddělí se vibračně od zbytku strojovny. Velké turbokompresory se umísťují na betonové stolice, aby se lépe napojovaly na příslušenství, které je

umístováno pod něj, více výkresy v [5, s. 194].

Jestliže je kompresor poháněn parní turbínou bez odpojitelné spojky, pak je nutné počítat s otáčením kompresoru během prohřívání turbíny – kompresor se může zahřívát v důsledku vzniku ztrát ventilací rotoru. V takových případech bývá kompresor vybaven cirkulační smyčkou s chlazením a škrťícím ventilem nebo se při najíždění otevře naplno odfuk v případě vzduchu apod.

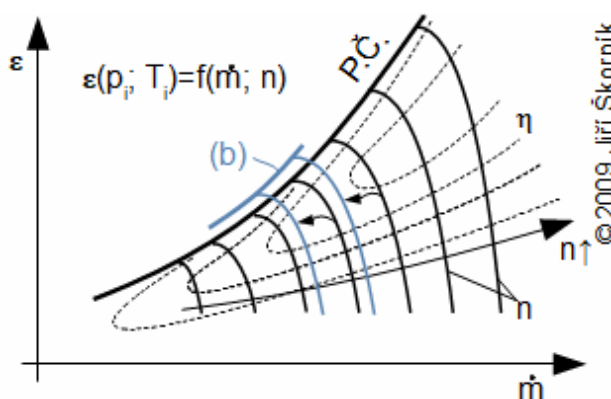
Zapojení turbokompresoru a ovládání jeho ventilů musí být takové, aby při nějakém režimu nemohlo dojít k expanzi zbytku plynu v turbokompresoru. Například otevření odvodnění na sání do nízkého tlaku turbokompresoru při odstavení a tlaku na výtlaku může vést k expanzi plynu, což udělí hřídeli opačné otáčky a případně může dojít k poškození pohonu kompresoru.

• • •

Charakteristiky turbokompresoru

• Absolutní charakteristika turbokompresoru

Jedná se o grafické znázornění závislosti komprimovaného množství pracovního plynu na kompresním poměru, a jestliže lze měnit i otáčky tak při daných otáčkách, přičemž tlak a teplota pracovního plynu na sání zůstávají konstantní, viz *Obrázek 1055*.



1055 Absolutní charakteristika turbokompresoru (b2) změna charakteristiky pro vybrané dvě otáčky při zvýšení vstupní teploty. n [min^{-1}] otáčky; \dot{m} [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] hmotnostní průtok; η [-] účinnost turbokompresoru při adiabatické kompresi; P.Č. pumpovní čára je tvořena body meze stability (má stejný význam jako mez stability u charakteristik hydrodynamických čerpadel a ventilátorů) turbokompresoru pro jednotlivé otáčky. Charakteristika je platná pouze pro konkrétní tlak p_i a teplotu T_i na sání.

Konstrukce charakteristiky turbokompresoru je obtížná, protože je navrhována pro jmenovitý výkon při konkrétním stavu plynu na sání, který plyne ze zadání. Při jakékoliv změně od těchto jmenovitých parametrů a stavů se mohou měnit ztráty ve stupních (změna rychlostního trojúhelníku, změna entalpického spádu..) a výsledné stavy pracovní látky. Stanovení přesné charakteristiky uvedených strojů je možné pouze z měření. Bez měření ji lze v současné době s přijatelnou přesností stanovit pomocí CFD modelu. Také

existují analytické postupy na základě teorie podobnosti viz kapitola 18. Vztah mezi průtokovým a tlakovým součinitelem – bezrozměrové charakteristiky lopatkových strojů nebo [1, s. 239].

• Univerzální charakteristika turbokompresoru

Absolutní charakteristika turbokompresoru má tu nevýhodu, že je naměřena pro konkrétní stav pracovního plynu na sání tj. teplotu a tlak. Změní-li se stav plynu na sání změní se i hmotnostní tok kompresorem při stejných otáčkách. To znamená, že její přesnost se snižuje se změnou teploty nebo tlaku na sání kompresoru. Vytvořit (naměřit) absolutní charakteristiky turbokompresoru pro všechny myslitelné stavy pracovního plynu na sání je prakticky nemožné a i obtížně použitelné v praxi, kdy by bylo neustále nutné vyhledávat charakteristiku turbokompresoru podle situace na sání. Proto se přepočívává absolutní charakteristika na bezrozměrovou univerzální charakteristiku, která zobrazuje závislost Machových čísel absolutního a relativního proudu na kompresním poměru.

Univerzální charakteristika vychází ze zjednodušení, že změny teploty a tlaku nejsou tak velké aby se výrazně změnily termodynamické vlastnosti plynu kromě hustoty, která ovlivňuje rychlost proudění. Funkcí hustoty a rychlosti proudění je bezrozměrná veličina Machovo číslo, takže izopléty Machových čísel by měly odpovídat i izoplétám otáček.

V turbokompresoru můžeme definovat Machovo číslo absolutní rychlosti Ma^a a relativní rychlosti Ma^r na sání, respektive na vstupu do prvního stupně kompresoru, viz *Vzorce 368*. Tato čísla jsou funkcí pouze veličin uvedených v absolutní charakteristice turbokompresoru a

geometrie prvního stupně (podrobnosti např. v [1, s. 228], [5, s. 64-68]).

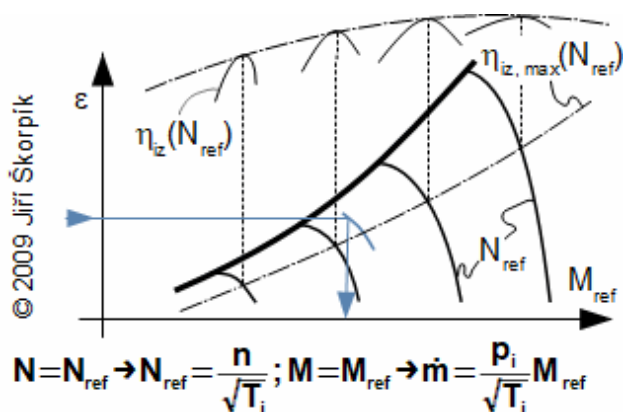
$$Ma^a = \frac{\sqrt{r}}{A_1 \sqrt{\kappa}} \underbrace{\frac{\dot{m} \sqrt{T_i}}{p_i}}_M; \quad Ma^r = \frac{\pi \cdot D_1}{\sqrt{\kappa} \cdot r} \underbrace{\frac{n}{\sqrt{T_i}}}_N$$

$$Ma^a \approx M; \quad Ma^r \approx N$$

368 Machova čísla před prvním stupně turbokompresoru

Ma^a [-] Machovo číslo absolutní rychlosti; Ma^r [-] Machovo číslo relativní rychlosti; A_1 [m²] průřezný průřez na vstupu do prvního stupně; p_i [Pa] tlak na sání; T_i [K] teplota na sání; c_{1a} [m·s⁻¹] absolutní rychlost na vstupu do stupně; u [m·s⁻¹] obvodová rychlost na prvním stupni; r [J·kg⁻¹·K⁻¹] individuální plynová konstanta; κ [-] Poissonova konstanta; D_1 [m] průměr prvního stupně; n [s⁻¹] otáčky; M [kg·K^{0.5}·s⁻¹·Pa⁻¹] bezrozměrový průtok (non-dimensional flow); N [s⁻¹·K^{-0.5}] bezrozměrové otáčky (non-dimensional speed). Odvození těchto rovnic je uvedeno v *Příloze 368, s. 14*.

Při měření turbokompresoru v laboratoři stačí zapisovat pouze hodnoty bezrozměrového průtoku a bezrozměrových otáček, protože geometrie kompresoru se změnami stavů plynu nespojuje. Z naměřených hodnot se sestaví charakteristika $\varepsilon=f(M; N)$, taková charakteristika se označuje jako univerzální charakteristika turbokompresoru (*Obrázek 369*). Na výsledné charakteristice je uveden typ turbokompresoru a stav na sání, tento stav se nazývá referenční (p_{ref}, T_{ref}), respektive vzniklá charakteristika $\varepsilon=f(M_{ref}; N_{ref})$. A právě z této charakteristiky lze určit skutečný průtok kompresorem při libovolném stavu na sání, otáček a kompresním poměru pomocí následujících rovnic. Současně platí, že i vnitřní účinnost je funkcí Machových čísel, proto pro stejné bezrozměrové otáčky bude turbokompresor dosahovat i stejných vnitřní účinností.

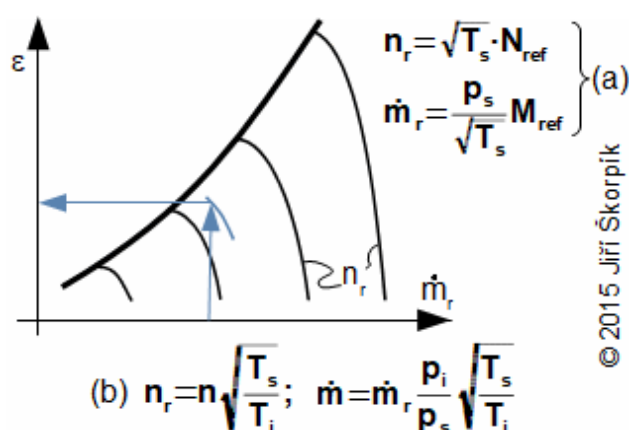


369 Výpočet skutečného průtoku turbokompresorem z univerzální charakteristiky

M_{ref} [$\text{kg} \cdot \text{K}^{0,5} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-1}$] referenční průtok (referred flow); N_{ref} [$\text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-0,5}$] referenční otáčky (referred speed). Index **ref** označuje referenční hodnoty tj. získané při měření pro p_{ref} , T_{ref} na sání; $\eta_{iz}(N_{ref})$ [-] křivka vnitřní účinnosti kompresoru při adiabatické kompresi a při konstantních bezrozměrových otáčkách. Odvození rovnice pro výpočet skutečného průtoku turbokompresorem z univerzální charakteristiky je uvedena v Příloze 369, s. 14.

• Charakteristika turbokompresoru s redukovánými parametry

Referenční stav univerzální charakteristiky je dán okolím měřicí laboratoře, takže každý kompresor může být měřen při jiných referenčních stavech. To znamená, že prostým porovnáním univerzálních charakteristik nelze porovnávat dva turbokompresory mezi sebou. Proto se univerzální charakteristika přepočítává pro standardní podmínky na sání (standardní tlak atmosféry při hladině oceánu $p_s = 101,325 \text{ kPa}$ a standardní teplota $T_s = 288,15 \text{ K}$) nebo si tyto parametry zadá zákazník a takto vzniklá charakteristika se nazývá charakteristika turbokompresoru s redukovánými parametry, viz *Obrázek 838*. Tato charakteristika určuje kompresní poměr pro určitý redukováný průtok a otáčky turbokompresoru při standardních podmínkách. Přičemž, referenční otáčky přepočítané na standardní tlak a teplotu se nazývají redukované otáčky a referenční průtok přepočítaný na standardní tlak a teplotu se nazývá redukováný průtok.



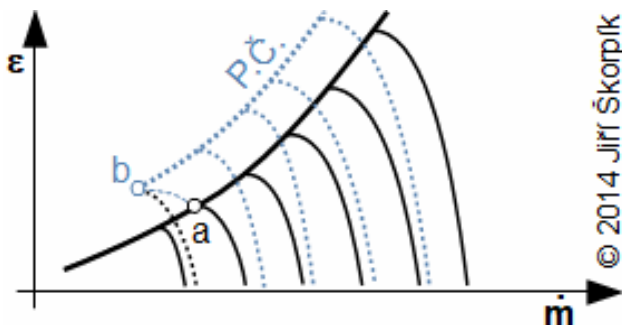
838 Charakteristika turbokompresoru s redukovánými parametry

(a) rovnice pro přepočet univerzální charakteristiky na charakteristiku s redukovánými parametry; (b) rovnice pro výpočet skutečného průtoku turbokompresorem z redukováného průtoku; p_s [Pa] standardní tlak na sání; T_s [K] standardní teplota na sání; m_r [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$] redukováný průtok (corrected flow); n_r [min^{-1}] redukované otáčky (corrected speed).

• Opatření ke zvětšení stabilní oblasti práce turbokompresoru a antipompážní regulace

Pro zvětšení provozní oblasti turbokompresoru se provádí různá konstrukční opatření (většinou se jedná o systém obtoků). Tato opatření se realizují u turbokompresorů s kompresním poměrem větším než 6,5 až 7,5 [1, s. 238] (u těchto turbokompresorů už hrozí nutnost velmi přesného vyladění parametrů jednotlivých stupňů, což podstatně zmenší provozní oblast turbokompresoru), proto se přibližně v první třetině lopatkování instaluje regulovaný odfuk do sání turbokompresoru (*Obrázek 958*, s. 6). U větších turbokompresorů mohou být i dva regulované odfuky v první polovině lopatkování (antipompážní regulace). U leteckých motorů mohou být tyto obtoky nasměrovány do výfuku turbíny, kde je spalovací komora, která funguje na principu raketového motoru. U dvouhrádelových proudových motorů je turbokompresor rozdělen na dvě části, každá se svým rotorem, přičemž

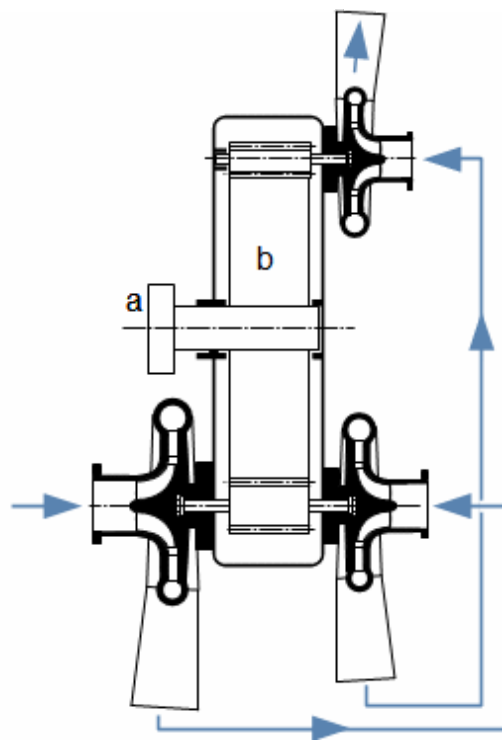
rozdílnými otáčkami jednotlivých rotorů se dosahuje většího rozsahu regulovatelnosti turbokompresoru (viz pod kapitola 23. Letecké aplikace spalovacích turbín a aeroderiváty).



© 2014 Jiří Škorpík

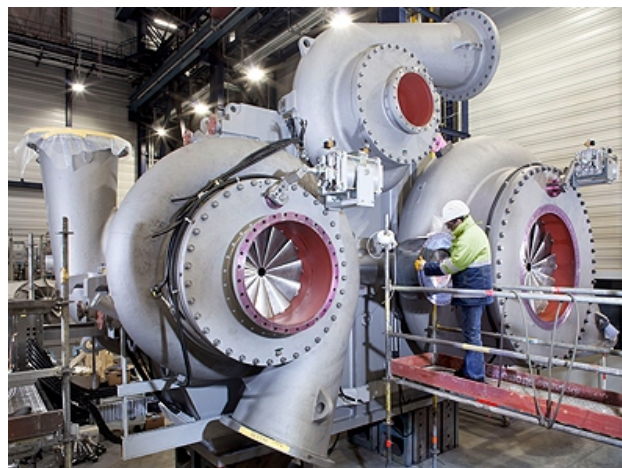
958 Vliv regulovaného odfuku do sání (proveden v první třetině lopatkování) na absolutní charakteristiku turbokompresoru
a místo spuštění odfuku při $n = \text{konst.}$; **b** posunutí pumpovní čáry díky odfuku.

Stabilní oblast turbokompresoru lze zvýšit tedy i rozdílnými otáčkami jednotlivých stupňů. Takové řešení se používá u radiálních turbokompresorů, kdy se celý turbokompresor v podstatě skládá z požadovaného množství jednostupňových turbokompresorů, každý s vlastním pohonem nebo se společným pohonem, ale jednotlivé stupně jsou napojeny na jednotlivé stupně převodovky, tak aby každý měl optimální otáčky, viz *Obrázek 667 a 630*.



© 2017 Jiří Škorpík

667 Třístupňový převodový kompresor
a hnací hřídel převodovky; **b** převodovka s čelním ozubením a třemi koly. Samozřejmě mezi jednotlivými stupni lze zařadit mezichladiče. Takové konfigurace turbokompresoru mohou dosahovat několika desítek MW. Mezi nevýhody patří velké množství ucpávek a malé průtoky.



630 Převodový kompresor Siemens řady STC-GV
 Tato řada kompresorů je určena pro stlačování plynů až do tlaku 20 MPa při příkonu až 60 MW [8].

• • •

Snížení příkonu kompresoru chlazením

Chlazením pracovního plynu již během komprese lze snížit vnitřní příkon kompresoru, jak je patrné z T-s diagramu polytropické komprese. K chlazení pracovního plynu v průběhu komprese se používá několik způsobů včetně jejich kombinací uvedených také v podkapitole 23. Turbokompresory s chlazenou kompresí. V následujících podkapitolách jsou popsány vlastnosti a porovnání jednotlivých způsobů chlazení komprese.

• Povrchové chlazení neboli vnitřní či plášťové

Povrchové chlazení je málo účinné a tak se používá u kompresorů s malým stlačením v jednom stupni. Na druhou stranu, jeho nízká účinnost umožňuje jeho použití pro chlazení i vlhkého vzduchu obsahující prach, s tím, že teplota povrchu kompresoru neklesne pod rosný bod vzduchu, čehož by se u mezichladičů dosahovalo obtížněji.

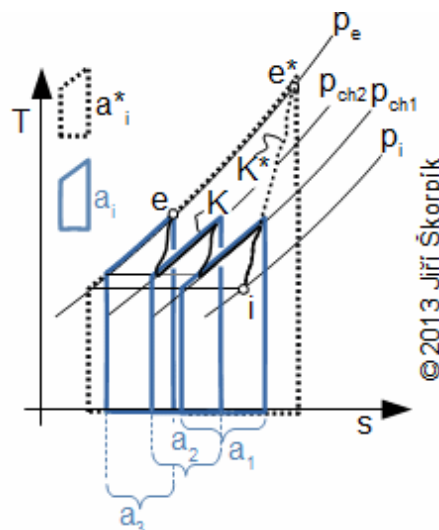
Úloha 849

Stanovte vnitřní polytropickou účinnost turbokompresoru, který komprimuje suchý vzduch. Vstupní teplota vzduchu je $14,34\text{ }^{\circ}\text{C}$, výstupní je $448,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tlak na vstupu je atmosférický a kompresní poměr je 23. Vnitřní příkon turbokompresoru je $12,6\text{ MW}$. Turbokompresor je vybaven plášťovým chlazením o výkonu $0,8\text{ MW}$. Řešení úlohy je uvedeno v *Příloze 849*, s. 17.

• Turbokompresory s mezichlazením neboli s vnějším chlazením

Jedná se o výrazně účinnější typ chlazení než povrchové chlazení. Minimální teplota vychlazení je dána teplotou chladicí kapaliny. Teplota vychlazení pracovního plynu by měla být pro co nejúčinnější chlazení rovna teplotě pracovního plynu na

sání. Toho nelze vždy dosáhnout, zvláště pokud teplota na sání je rovna teplotě chladiva. Vnější chlazení lze provést maximálně po stupních, tak lze dosáhnout nejmenší potřebné kompresní práce, která je konstrukčně realizovatelná (*Obrázek 933*).



933 Průběh komprese v kompresoru se dvěma mezichladiči

V tomto případě lze rozdělit celou kompresi na 3 samostatné komprese. T [K] teplota pracovního plynu; s [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] měrná entropie pracovního plynu; i počáteční stav (na vstupu do kompresoru); e konečný stav pracovního plynu na výstupu z kompresoru; e^* konečný stav pracovního plynu na výstupu z turbokompresoru v případě komprese bez mezichlazení; p_{ch1} , p_{ch2} [Pa] tlak před vstupem do mezichladičů; K průběh komprese s mezichlazením; K^* průběh komprese bez mezichlazení; $a_{1,2,3}$ [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] měrná vnitřní práce kompresoru na jednotlivých úsecích komprese – měrná celková vnitřní práce kompresoru je součet těchto jednotlivých prací; a_i^* [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$] měrná vnitřní práce kompresoru pro případ komprese bez mezichlazení.

Nevýhodou tohoto způsobu chlazení jsou vyšší pořizovací náklady (mimo kompresor je nutné pořídit zařízení pro chlazení) a konstrukční složitost.

Chlazení chladicí vody se provádí podobně jako chlazení chladicí vody kondenzátorů parních turbín, to znamená buď chlazení odparem (viz podkapitola 43. Vlhký vzduch a relativní vlhkost vzduchu) nebo chlazení vzduchem.

Úloha 612

Stanovte vnitřní polytropickou účinnost turbokompresoru, který komprimuje suchý vzduch. Vstupní teplota vzduchu je $14,34\text{ }^{\circ}\text{C}$, výstupní je $156,6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tlak na vstupu je atmosférický a kompresní poměr je 23. Vnitřní příkon turbokompresoru je $10,6\text{ MW}$. Trubokompresor je vybaven dvěma mezichladiči na tlakové úrovni $0,7\text{ MPa}$ a $1,4\text{ MPa}$. Chladicí výkon chladičů je $6,5\text{ MW}$. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 612, s. 14.

- **Chlazení vstřikováním kapaliny do pracovního plynu**

Množství chladicí kapaliny závisí na tlaku, požadované teplotě a složení výsledné směsi po vychlazení. Například pokud je komprimovaným plynem vzduch, tak lze vstříknout pouze takové množství chladicí vody, aby po odpaření byla relativní vlhkost vzduchu menší než 100% , v opačném případě zůstanou ve směsi kapičky vody. Při kompresi čpavku se používá kapalný čpavek, při kompresi nitrozní plynů se používá slabý roztok kyseliny dusičné apod.

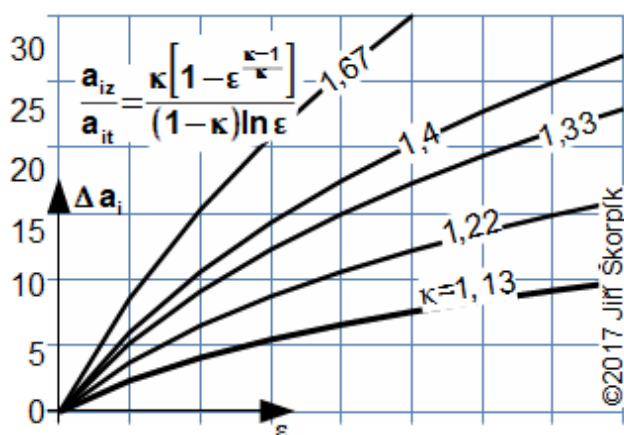
Použití tohoto způsobu chlazení má technologická a užitná omezení. Pro více účinné chlazení roste tlak a počet trysek chladicí kapaliny a délka chladicího úseku. Tyto požadavky jsou mnohdy konstrukčně nerealizovatelné. Dalším omezením může být čistota plynu na konci komprese. Například pro pohon pneumatických strojů je vlhký vzduch naprosto nevhodný viz výše. V jistých případech existují i energetická omezení. Například při chlazení vzduchu vstřikováním vody narůstá hmotnostní tok v následujících stupních. To samo o sobě tolik nevádí, pokud není za kompresorem umístěn dochlazovač se separátorem vlhkosti a sušičkou vzduchu. V takovém případě totiž dochází ke zmaření práce potřebné ke kompresi vodní páry, která v dochlazovači zkonzovala [7, s. 54]. Více o metodě chlazení vstřikováním kapaliny v [5, s. 106].

Chlazení vzduchu vstřikováním vody se uplatňovalo i u spalovacích motorů závodních vozů. Voda se vstříkovala za chladič turbodmychadla k dochlazení vzduchu. Tím došlo ke zmenšení objemu vzduchu, kterého se vešlo do válce více, čímž se zvýšil výkon motoru. V současné době se o tomto typu dochlazování znova uvažuje i pro běžné automobily, jednak za účelem zvýšení výkonu, jednak pro snížení škodlivých emisí [9].

- **Hranice efektivity chlazení**

Chlazení nemusí vždy znamenat výrazné snížení příkonu. Jakékoliv chlazení ovlivňuje termodynamiku komprese (zvětšení teplosměnných ploch zvyšuje tlakovou ztrátu, vstříknutá kapalina znamená víření apod.), takže vždy existuje nějaká hranice, za kterou příkon kompresoru naopak roste, protože vybraný způsob chlazení pro dané podmínky je nevhodný. Zejména dodatečné tlakové ztráty při proudění ve výměnících mohou výrazně přispět k navýšení příkonu, a proto se chlazení vyplácí jen od určitého kompresního poměru. Jak plyne z porovnání úspory kompresní práce při izoentropické kompresi v kompresoru s nekonečně stupni a mezichlazením za každým stupněm provedené v grafu na *Obrázku 637*. Z grafu, respektive vzorce je například zřejmé, že pokud by navýšení práce na kompresi vzduchu díky tlakovým ztrátám mezi výměníky a kompresorem bylo 10% , tak by mezichlazení mělo význam až při kompresních poměrech 2, při kompresi metanu dokonce až při 2,8 apod. Při reálných kompresích je úspora práce mnohem menší, takže se vyplácí chlazení od vyšších kompresních poměrů než ukazuje graf. Více například v [7, s. 54]. Nutno zmínit, že důvody pro chlazení komprese mohou být i jiné než úspora kompresní práce, například bezpečnost (u hořlavých plynů), stabilita

plynu (molekuly při vyšší teplotě mohou disociovat, atd.).



637 Maximální teoretická úspora kompresní práce při vnějším chlazení izentropické komprese ve stupních

a_{iz} [$J \cdot kg^{-1}$] práce izentropické komprese; a_{it} [$J \cdot kg^{-1}$] práce izotermické komprese; Δa_i [%] maximální teoretická úspora práce díky mezichlazení; $\Delta a_i = (a_{iz} \cdot a_{it}^{-1} - 1) 100$; ε [-] kompresní poměr; κ [-] Poissonova konstanta plynu ($\kappa = 1,13$ například CH_4 , $\kappa = 1,22$ například C_2H_4 , $\kappa = 1,33$ například pára H_2O , $\kappa = 1,4$ například vzduch, $\kappa = 1,67$ například He).
Odvození vzorce je uvedeno v Příloze 637, s. 16.

• • •

Turbodmychadla spalovacích motorů

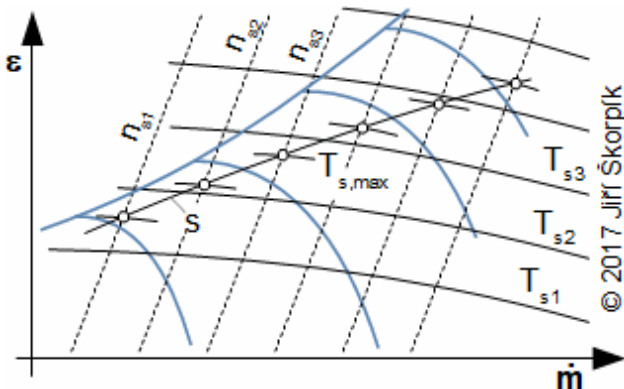
Metoda a provedení přepřehování spalovacího motoru je velké množství, nejčastěji se to však provádí turbodmychadlem. Další způsoby přepřehování jsou uvedeny například v [10], [13]. Turbodmychadlo stlačuje obvykle pouze vzduch, ale u plyných paliv se stlačuje už směs paliva a vzduchu. Za turbodmychadlem bývá chladič, který ještě více zvýší hustotu vzduchu. Úvod do problematiky turbodmychadel je proveden v kapitole 23. Úvod do dmychadel a turbodmychadel, přičemž v této kapitole jsou především uvedeny požadované vlastnosti turbodmychadla a popis jeho chování.

• Výběr turbodmychadla

Turbodmychadlo se vybírá podle vnější charakteristiky motoru. Při určitých otáčkách a tlaku vzduchu před válcem lze určit i konkrétní množství nasátého vzduchu do válce, které roste lineárně, protože nasávaný objem je stále stejný. Výkon motoru pak závisí na množství dodávaného paliva, toho může být určité maximální množství, při kterém ještě nedojde k poškození motoru, takovému maximálnímu výkonu odpovídá i určitá teplota spalin na výstupu z válce. Spojnice těchto bodů je vnější charakteristika motoru (Obrázek 553, s. 10) [10, s. 115].

Křivka vnější charakteristiky motoru musí být pod pumpovní čarou charakteristiky vybraného turbodmychadla. Při dobrém výběru turbodmychadla by tato křivka měla být od pumpovní čarou vzdálena asi 5 až 15 % hmotnostního průtoku vzduchu [10, s. 117]. Pro posun pumpovní čáry lze použít opatření popsána výše pro turbokompresory např. přepouštění

nadbytečného vzduchu do výfuku před turbínu a pod. Musí se také přihlížet v jakých oblastech charakteristiky má turbodmychadlo maximální účinnost. Také je potřeba sledovat jak se sníží teplota spalin za turbodmychadlem, protože případný katalyzátor potřebuje ke správné funkci taky určitou teplotu.



553 Vnější charakteristika spalovacího motoru n_s [min^{-1}] otáčky spalovacího motoru; T_s [K] celková teplota spalin na výstupu z válců motoru; $T_{s,\text{max}}$ [K] celková maximální teplota spalin na výstupu z válců motoru při daných otáčkách; s křivka vnější charakteristiky spalovacího motoru.

● Nežádoucí chování turbodmychadla ve spojení se spalovacím motorem

Nepříjemnou vlastností turbodmychadla je prodleva výkonu turbodmychadla za výkonem spalovacího motoru tzv. turboefekt. Pro vyšší průtok vzduchu potřebuje turbodmychadlo vyšší otáčky, ty se zvýší až potom, co se zvýší objem spalin z motoru, navíc se zpoždění zvyšuje s momentem setrvačnosti rotorové soustavy turbodmychadla. Menší turbodmychadla mají i menší moment setrvačnosti a tak reagují na zvýšený výkon motoru rychleji, proto turbodmychadla s regulací obtokem mají celkem rychlou odezvu, a také proto se požívají dvě menší turbodmychadla než jedno velké. Turbodmychadla některých motorů jsou pro co nejrychlejší odezvu zapojeny asymetricky tzn. že jsou poháněny spalinami jen z části válců motoru, ale vzduch dodávají do všech

[13, s. 133], takové turbodmychadlo je velmi malé. Rychleji také reagují dmychadla mechanicky spojené přímo s motorem. Co se týká zpožděné reakce kvůli čekání na navýšení průtoku spalin, tak to lze eliminovat pouze nezávislým pohonem dmychadla, například elektromotorem [3], [10, s. 83].

Turbodmychadlo je další relativně složitá součást motoru, což zvyšuje pravděpodobnost poruchy. Nejčastější poruchy turbodmychadla jsou přímo spojena s nárůstem vůle hřídele. Ta způsobuje jednak netěsnost olejového systému a jednak vibrace rotorové soustavy, což může vést až ke zničení lopatek v důsledku styku rotoru a statoru.

Netěsnost má dvě příčiny. Při startu motoru za studeného stavu, kdy je olej tuhý a má nedostatečné mazací schopnost, proto se nedoporučuje ihned po startu nadměrně zatěžovat motor, ale počkat až se olej dostatečně prohřeje. Druhá příčina souvisí s vysokou teplotou ploch turbínové části turbodmychadla. Při styku s těmito plochami olej karbonuje za vzniku tuhých částic, které následně odírají rotor. Proto se doporučuje těsně po velké zátěži motor ihned nevypínat, ale počkat až klesne teplota spalin a tedy i povrchu turbodmychadla, ve kterém po vypnutí přestane olej cirkulovat a tedy i chladit teplotně exponované části turbodmychadla.

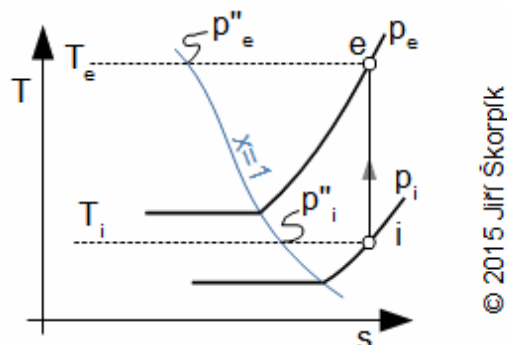
V případě netěsnosti hřídele může olej ve větším než návrhovém množství unikat do spalinového rozvodu, či hůře do vzduchového rozvodu motoru. Ze spalinového rozvodu následně odtéká do katalyzátoru a do výfuku. Pokud olej uniká do vzduchového rozvodu, tak se dostane až do válce motoru, kde se zúčastňuje hoření. Olej působí jako dodatečné palivo, jehož množství ovšem nelze regulovat, a tak při větším úniku oleje způsobuje atypické chování motoru. V extrémním případě může být množství oleje takové, že

způsobí přetočení motoru a tedy jeho poškození – například, když se náhle uvolní olej usazený na vnitřních částech chladiče vzduchu (při zvýšení tlakové ztráty se může z těchto povrchů olej náhle uvolnit). Situace může u motorů s velkým kompresním poměrem dospět tak daleko, že ani při vypnutí zapalování se chod motoru nezastaví v důsledku spalování oleje.

• • •

Vlastnosti komprimovaného vlhkého vzduchu

Při kompresi vlhkého vzduchu se zvyšuje tlak plynů i tlak páry obsažený ve vzduchu. Při adiabatické kompresi bude obsah páry na konci komprese vždy v přehřátém stavu, a to i v případě komprese sytého vzduchu. Znamená to, že relativní vlhkost na konci komprese bude vždy menší než na počátku, a proto k vylučování páry ze vzduchu nemůže docházet. Tento efekt se využívá i při chlazení komprese vzduchu vstřikováním vody. Ovšem voda z komprimovaného vlhkého vzduchu se může vylučovat při jeho ochlazení v kompresoru, v mezichladičích nebo v potrubí během distribuce ke spotřebičům, viz *Obrázek 1050*, na kterém je zaznamenána změna stavu páry ve vzduchu při kompresi a jeho ochlazení.



© 2015 Jiří Škorpiřk

1050 *T-s diagram komprese páry ve vzduchu $x=1$ křivka syté páry; i stav na sání; e stav na výtlaku; p [Pa] parciální tlak vodní páry ve vzduchu; p'' [Pa] parciální tlak syté páry pro danou teplotu vlhkého vzduchu. Na obrázku je případ izoentropické komprese.*

Obvykle se tedy musí počítat s tím, že stlačený vlhký vzduch bude ochlazen na teplotu okolí tj. teplotu na sání kompresoru. Úkolem konstruktéra či projektanta tedy je stanovit, jestli při této teplotě dojde k vyloučení kondenzátu a v jakém množství podle *Vzorce 1049, s. 12*. Měrný objem sytých par ve vzorci je funkcí teploty $v''=f(t)$ [4, s. 244], proto je možné sestavit nomogram pro určení množství vyloučeného kondenzátu

z komprimovaného a ochlazeného vlhkého vzduchu jako funkci teploty na sání viz *Nomogram 1051*.

$$m_k \approx \left(\varphi_i - \frac{1}{\varepsilon} \right) \frac{V_i}{v''_i}$$

1049 Množství vyloučeného kondenzátu z komprimovaného a ochlazeného vlhkého vzduchu φ [-] relativní vlhkost vzduchu; m_k [kg] množství vyloučeného kondenzátu z komprimovaného a ochlazeného vlhkého vzduchu zpět na teplotu t_i (záporná hodnota znamená, že relativní vlhkost vzduchu na konci komprese a po vychlazení φ_e bude menší než 1, a proto nebude docházet ke kondenzaci); V_i [m³] objem zkomprimovaného vzduchu měřený na sání; v''_i [m³·kg⁻¹] měrný objem syté páry při teplotě na sání t_i . Tato rovnice byla odvozena za předpokladu, že se vlhký vzduch vychladí na teplotu na sání, jestliže bude výsledná teplota při chlazení menší bude i množství vyloučeného kondenzátu menší. Odvození této rovnice je uvedeno v *Příloze 1049*, s. 19.

• • •

Odkazy

- [1] KOUSAL, Milan. *Spalovací turbíny*, 1980. 2. vydání, přepracované. Praha: Nakladatelství technické literatury, n. p.
- [2] RAŽNJEVIĆ, Kuzman. *Termodynamické tabulky*, 1984. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 2 sv. Edícia energetickej literatúry (Alfa).
- [3] Adam Opel AG, *Německý výrobce automobilů Opel*. Web: <http://www.opel.com>, On-line [2017-02-14].
- [4] LIŠKA, Antonín, NOVÁK, Pavel. *Technika stlačeného vzduchu*, 1999. 1. vydání. Praha: Vydavatelství ČVUT, ISBN 80-01-01947-0, 1999.
- [5] MISÁREK, Dušan. *Turbokompresory*, 1963. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p.
- [6] CHLUMSKÝ, Vladimír, LIŠKA, Antonín. *Kompresory*, 1977. Vydání první. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, n.p.
- [7] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*, 2004. 1. vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., ISBN 80-7204-346-3.
- [8] Siemens AG, 2011. *Výrobce a dodavatel mnoha typů tepelných turbín a turbokompresorů*. Web: <http://www.siemens.com>.
- [9] Autor neuveden. Voda vylepšuje spalování, *Technický týdeník*, č. 18, 2016. Praha: Business Media CZ, ISSN 0040-1064.
- [10] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů I*, 1978. Vydání první. Praha: SNTL, 368 stran, 333 obrázků, 12 tabulek.

Bibliografická citace článku

ŠKORPÍK, Jiří. Turbokompresor v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-12, [last updated 2020-02-13]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/26.html>.