

---

# TERMODYNAMIKA TURBOKOMPRESORŮ

---

*Jiří Škorpík, skorpik.jiri@email.cz*

Úvod	13.3
Adiabatická komprese	13.3
Polytropická komprese	13.5
Provedení chlazení turbokompresorů	13.6
Termodynamický návrh stupně kompresoru	13.12
Vlastnosti komprimovaného vlhkého vzduchu	13.15
Odkazy	13.17
Přílohy	13.18

---

---

**Author:** Jiří, Škorpík (first name, surname)

**Issue date:** April, 2023

**Title:** Termodynamika turbokompresorů

**Journal:** Transformační technologie (on-line journal at transformacni-technologie.cz; turbomachinery.education; stirling-engine.education)

**ISSN:** 1804-8293

Copyright©Jiří Škorpík, 2023

All rights reserved.

---

## Úvod

Charakteristickým rysem komprese v turbokompresoru je plynulost děje transformace práce na tlakovou a vnitřní energii pracovního plynu. Základním požadavkem je zvýšení tlaku, respektive dosažení požadovaného kompresního poměru (viz [Rovnice 610](#)), při minimálním zvýšení teploty, která významně narůstá zejména pokud není komprese chlazená.

**610:**  $\varepsilon = \frac{p_e}{p_i}$   $p$  [Pa] tlak;  $\varepsilon$  [1] kompresní poměr. Index  $_i$  označuje stav na vstupu do turbokompresoru, index  $_e$  označuje stav na výstupu z turbokompresoru.

Při vyšetřování průběhu komprese je třeba odlišovat kompresi v rámci jednoho stupně a kompresi v rámci skupiny stupňů či celého turbokompresoru. Obé vyžaduje trochu jiný přístup k pochopení příčin ztrát a přístup ke stanovení opatření k jejich snížení.

## Adiabatická komprese

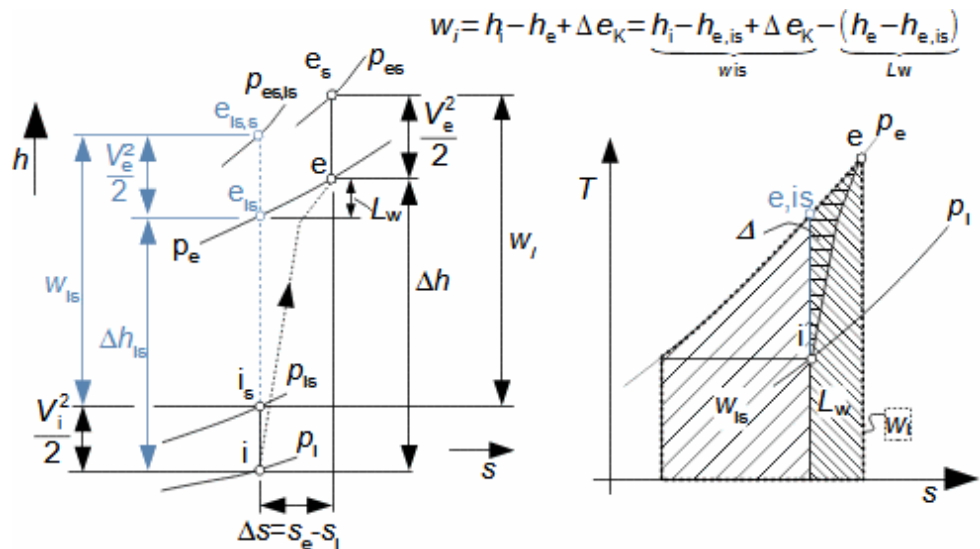
Při adiabatické kompresi je ideálním porovnávacím dějem, který slouží k identifikaci ztrát, izoentropická komprese. Při ideální kompresi se obvykle očekává stejná výstupní rychlost jako při reálné kompresi. To znamená, že reálný stroj musí mít o něco větší průtočné průřezy než stroj ideální, protože ztrátové teplo měrný objem pracovního plynu zvětšuje.

Výpočtový model adiabatické komprese se používá v případech, při kterých se neočekává významný vliv sdílení tepla s okolím turbokompresoru.

Charakteristickým rysem komprese jsou také tzv. přídavné ztráty  $\Delta$ . Tyto ztráty jsou ekvivalentní práci, kterou je nutné přivést navíc kvůli zvýšení měrného objemu pracovního plynu způsobeného samotnými ztrátami – zejména vnitřním třením. Na [Obrázku 118](#) je příklad komprese v kompresoru nebo v jeho stupni v  $h$ - $s$  a  $T$ - $s$  diagramu. Zatímco v  $h$ - $s$  diagramu lze odlišit pouze ztráty jako celek, tak v  $T$ - $s$  diagramu lze odlišit jednotlivé typy ztrát.

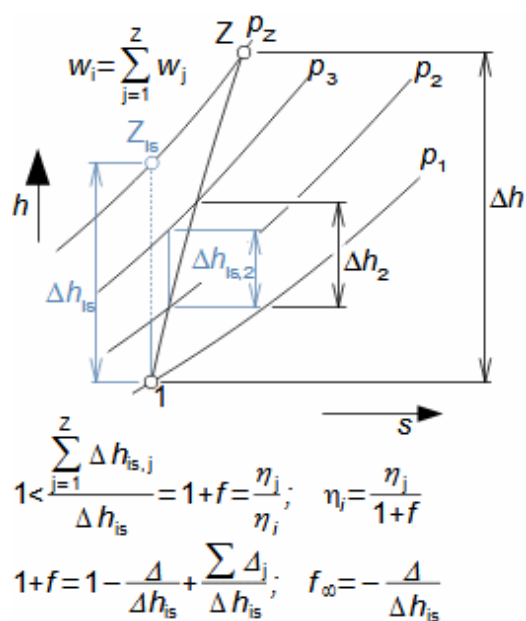
Typickou vlastností vnitřní účinnosti skupiny kompresorových stupňů  $\eta_i$  je, že je menší než průměrná vnitřní účinnost jednotlivých stupňů  $\eta_j$ , viz [Obrázek 121](#), na kterém je příklad komprese turbokompresoru se  $Z$  stupni v  $h$ - $s$  diagramu. Příčinou jsou přídavné ztráty. Je tedy zřejmé, že vnitřní ztráty ve stupni kompresoru zhoršují účinnost v následujícím stupni. Poměr průměrné hodnoty vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů  $\eta_j$  ku vnitřní účinnosti mezi prvním a posledním stupněm  $\eta_i$  se nazývá součinitel přídavných ztrát  $1+f$ .

118:



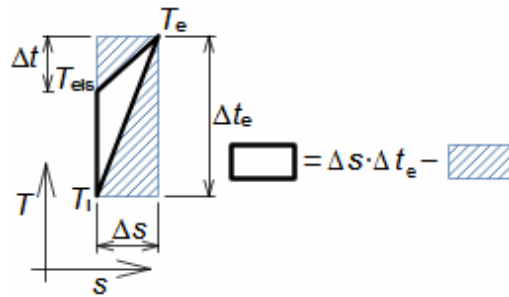
$\Delta e_K$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] rozdíl kinetické energie mezi vstupem a výstupem (obvykle nevýznamně velký rozdíl);  $h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] entalpie;  $\Delta h$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] rozdíl entalpii;  $\Delta h_{is}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] rozdíl entalpii při izoentropické kompresi;  $L_w$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní ztráty v kompresoru (práce přivedená do stupně navíc oproti izoentropické kompresi);  $s$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ] entropie;  $T$  [K] absolutní teplota;  $V$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ ] rychlost;  $v$  [ $\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ ] měrný objem;  $w_i$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce komprese;  $w_{is}$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] vnitřní práce při izoentropické kompresi;  $\Delta$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] přídavné ztráty stupně. Index  $_{is}$  označuje stavy při izoentropické kompresi, index  $_s$  celkový stav.  $T$ - $s$  diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 118.

121:



$1+f$  [1] součinitel přídavných ztrát (preheat factor);  $1+f_\infty$  [1] preheat factor pro teoretický případ turbokompresoru s nekonečně mnoha stupni;  $Z$  [-] počet stupňů;  $\Delta_j$  [ $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] přídavné ztráty jednoho stupně;  $\eta_i$  [1] vnitřní účinnost komprese mezi body 1- $Z$ . Index  $_j$  označuje  $j$ -tý stupeň. Rovnice jsou odvozeny pro předpoklad, že všechny stupně zpracovávají stejný entalpický spád a komprese je adiabatická. Pro přehlednost není v obrázku zakreslena kinetická energie absolutní rychlosti. Rovnice jsou odvozeny v Příloze 121.

**Úloha 122:** Turbokompresor nasává vzduch o teplotě  $15\text{ }^\circ\text{C}$  a tlaku  $0,1013\text{ MPa}$ , na výstupu z turbokompresoru má vzduch teplotu  $293\text{ }^\circ\text{C}$  a tlak  $0,802\text{ MPa}$ . Určete přídavné ztráty, součinitel přídavných ztrát a vnitřní účinnost  $\eta_i$ . Turbokompresor má 12 pracovních stupňů. Komprese je nechlazená, respektive uvažujte adiabatickou kompresi. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 122. Zadané parametry úlohy jsou převzaty z [Krbek, 1990].



Obrázek k řešení Úlohy 122: Užití lineární aproximace termodynamických změn v  $T$ - $s$  diagramu k přibližnému určení velikosti přídatných ztrát při kompresi.  $T$  [K];  $t$  [°C];  $s$  [ $J \cdot K^{-1} \cdot kg^{-1}$ ]

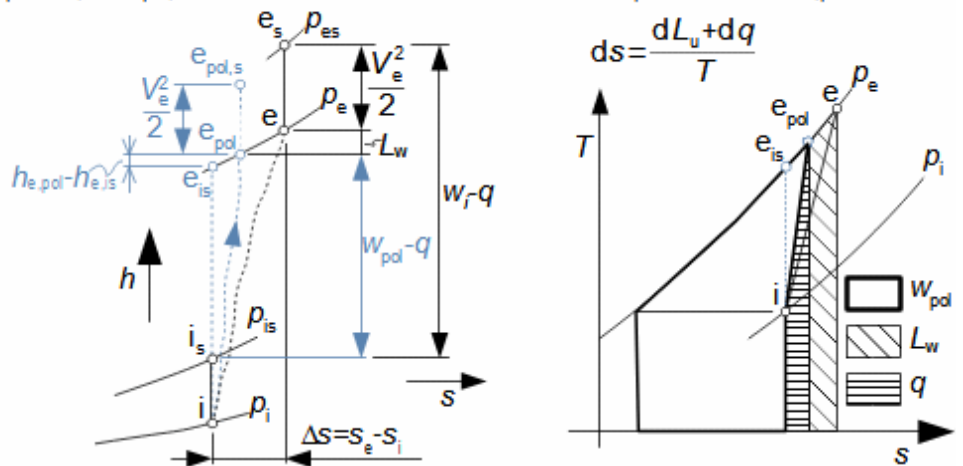
Postup řešení Úlohy 122

1. zadání:	$t_i; p_i; t_e; p_e; Z$	4. výpočet:	$\Delta$
2. odečet:	stavy při $i, e, e_{is}$	5. výpočet:	$1+f$
3. výpočet:	$w_i; w_{is}; \eta_i$		

### Polytropická komprese

V některých případech kompresi v kompresorech ovlivňuje sdílení tepla s okolím. Například při záměrném chlazení kompresoru, nebo, když je komprimován kryogenní plyn, který je ohříván okolním prostředím. V takových případech je komprese podobná polytropické kompresi, porovnávací ideální kompresí je v tomto případě vratná polytropická komprese. Polytropické kompresi lze popsat rovnicemi pro polytropickou kompresi, viz Rovnice 687. Tyto rovnice lze odvodit z obecné rovnice prvního zákona termodynamiky.

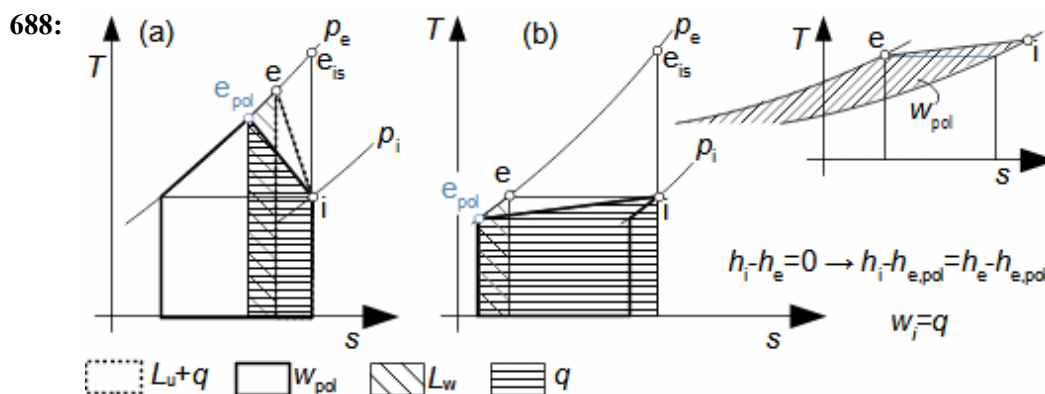
687:  $w_{pol} = h_{i,s} - h_{e, pol,s} + q$ ;  $w_i = (h_i - h_e) + q + \Delta e_K$ ;  $L_w = w_{pol} - w_i = h_e - h_{e, pol}$



$q$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] teplo sdílené s okolím;  $L_u$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] disipované množství energie, respektive úhrn různých druhů energií transformovaných na vnitřní energii plynu v průběhu komprese. Index  $pol$  označuje vratnou polytropickou kompresi. Na obrázku je případ  $q > 0$  (přívod tepla).  $T$ - $s$  diagram je sestaven při nevýznamném rozdílu kinetických energií.

Jestliže  $h_{e, pol} - h_{e, is} > 0$ , pak se jedná o součet přivedeného tepla a přídatných ztrát, které vznikl v důsledku přívodu tepla, jestliže  $h_{e, pol} - h_{e, is} < 0$ , pak se jedná o součet odvedeného tepla a úspory práce v důsledku chlazení komprese.

Pro úplnost jsou na Obrázku 688 uvedeny případy s odvodem tepla při kompresi.



(a) případ pro  $L_w < -q$ ; (b) případ kdy  $T_e = T_i$  (zdánlivě izotermická komprese – teplota chladicího média musí být v tomto případě nižší než teplota pracovního plynu na vstupu do kompresoru  $T_i$ ).  $T$ - $s$  diagram je sestrojen při zanedbání rozdílu měrných kinetických energií. Odvození je uvedeno v Příloze 688.

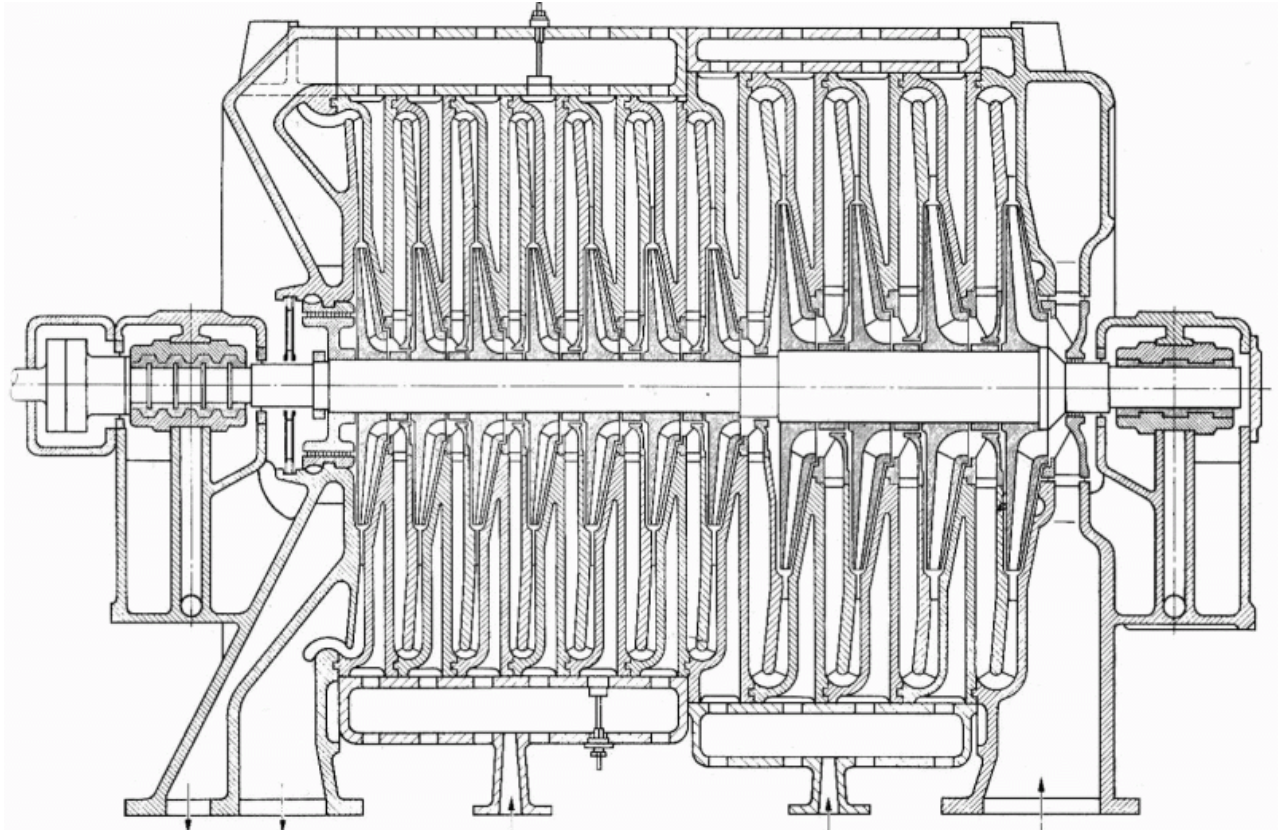
Při vytváření energetických bilancí polytropické komprese je nutné definovat práci při vratné polytropické kompresi  $w_{pol}$ . Při chlazených kompresích se nejčastěji definuje jako práce při izotermické kompresi, viz Úloha 849, která vypovídá o účinnosti chlazení, ale nikoliv o ztrátách. Při kompresi s přívodem tepla se obvykle jako porovnávací děj používá izoentropický. Při uvádění účinností je nutné uvést jaký děj byl vybrán jako porovnávací, aby hodnota účinnosti měla vypovídající hodnotu.

### Provedení chlazení turbokompresorů

Chlazení komprese je nejefektivnější způsob snížení vnitřní práce kompresoru, přičemž existuje několik možností jak toho dosáhnout. Komprimovaný plyn v průběhu komprese lze kontinuálně chladit dvěma způsoby a to povrchově nebo vstřikováním chladicí kapaliny do komprimovaného plynu. Chlazení lze ale provést i přetržitě po stupních pomocí tzv. mezichlazení. Každé chlazení ale generuje nový druh ztrát, takže opravdu efektivní chlazení lze provést jen za určitých podmínek.

Povrchové neboli plášťové chlazení lze provést u dvouplášťových kompresorů, přičemž mezi pláštěmi proudí chladicí kapalina, která ochlazuje pracovní plyn uvnitř, viz Obrázek 608. Kompresory s povrchovým chlazením jsou složité a drahé – jsou nutné rozvodové kanálky a v dělicí rovině hrozí únik chladicí kapaliny do komprimovaného plynu a obráceně.

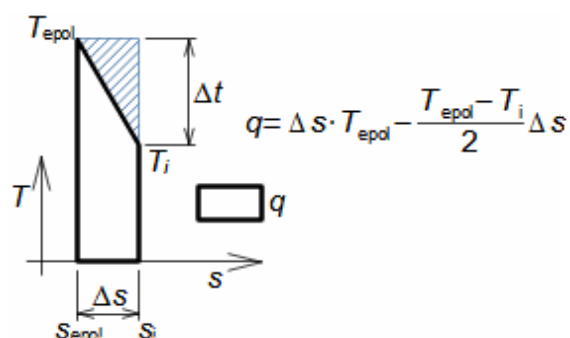
608:



Jedenáctistupňový radiální turbokompresor s povrchoým chlazením  
 Obrázek z [Miller et al., 1972, s. 567]; výrobce DEMAG.

Povrchové chlazení je málo účinný způsob a tak se používá u kompresorů s malým stlačením v jednom stupni, u jednostupňových turbokompresorů a dmychadel je to jediný způsob chlazení komprese. 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 izoentropickou, polytropickou a izotermickou účinnost turbokompresoru, který komprimuje suchý vzduch. Vstupní teplota vzduchu je 14,34 °C, výstupní je 480,6 °C. Tlak na vstupu je atmosférický a kompresní poměr je 23. Vnitřní příkon turbokompresoru je 12,6 MW. Turbokompresor je vybaven plášťovým chlazením o výkonu 0,8 MW. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 849.



Obrázek k řešení Úlohy 849:  
 Užití lineární aproximace vratné polytropické komprese v  $T$ - $s$  diagramu k přibližnému určení stavu  $e_{pol}$ .  $T$  [K];  $t$  [°C];  $s$  [ $\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$ ];  $q$  [ $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]

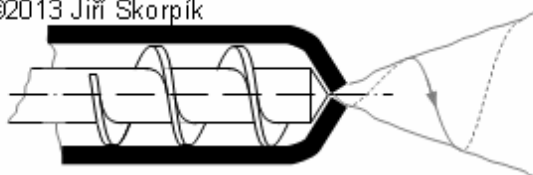
Postup řešení Úlohy 849

1. zadání:	$t_i; t_e; p_i; \varepsilon; P_i; Q$	4. výpočet:	$w_{it}; \eta_{it}$
2. odečet:	stavy při i, e, $e_{is}$	5. odečet:	stav $e_{pol}$
3. výpočet:	$q; w_i; w_{is}; \eta_{is}$	6. výpočet:	$w_{pol}; \eta_{pol}$

$t$  [°C] teplota;  $P_i$  [MW] vnitřní příkon;  $Q$  [MW] tepelný výkon. Indexy  $is, it, pol$  označují děje izoentropické, izotermické a polytropické.

Druhým kontinuálním způsobem chlazení je vstřikováním chladící kapaliny do proudu pracovního plynu. Tímto způsobem se plyn ochlazuje v důsledku odpařování chladící kapaliny. Rychlost odpaření a tedy i ochlazení závisí, mimo jiné, na vzájemné teplosměnné ploše chladící kapaliny a pracovního plynu, proto jsou vstřikovací trysky (Obrázek 932) konstruovány tak, aby měly co největší rozptyl. I tak k odpaření je nutný určitý úsek a proto jsou pro chlazení vstřikováním vhodnější radiální kompresory (chladící kapalina se vstřikuje v místě za difuzorem směrem do vratného kanálu dalšího stupně) v případě axiálních kompresorů by se musela v místě vstřiku zvětšit mezera mezi stupni.

932: ©2013 Jiří Škorpík



Množství chladící kapaliny závisí na tlaku, požadované teplotě a složení výsledné směsi po vychlazení. Například pokud je komprimovaným plynem vzduch, tak lze vstříknout pouze takové množství chladící 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.

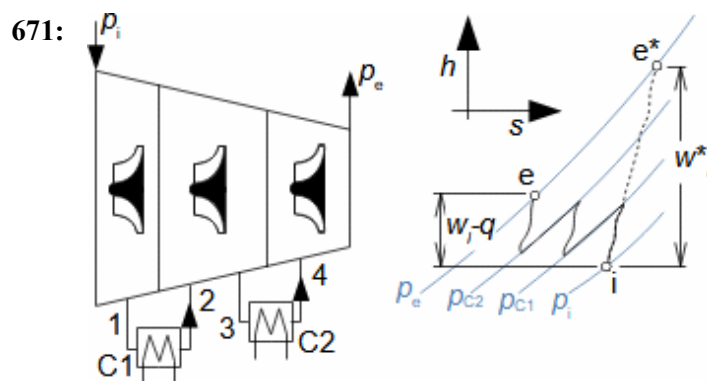
Použití tohoto způsobu chlazení má technologická a užitná omezení. Pro více účinné chlazení roste tlak a počet trysek chladící kapaliny a délka chladícího úseku. Tyto požadavky jsou mnohdy konstrukčně nerealizovatelné. Dalším omezením může být čistota plynu na konci komprese. Například pro pohon pneumatických 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 zkondenzovala [Kadrnožka, 2004, s. 54]. Více o metodě chlazení vstřikováním kapaliny v [Misárek, 1963, s. 106].

Chlazení vzduchu vstřikováním vody se uplatňovalo i u spalovacích motorů závodních vozů. Voda se vstříkovala za chladič dmychadla 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 [ANON., 2016].

Sdílení tepla s okolím nemusím být rozloženo rovnoměrně po celé kompresi, například při použití vnějšího chlazení, respektive mezichlazení. To spočívá ve vyvedení komprimovaného plynu za vybranými stupni kompresoru mimo kompresor do rekuperačního výměníku tepla (nejčastěji tvořený žebrovanými trubkami), kde se pomocí chladicí kapaliny (obvykle voda) plyn ochladí. Například v případě Obrázku 671, kde je provedeno mezichlazení u třístupňového turbokompresoru, lze rozdělit celou kompresi na 3 samostatné komprese a vnitřní práci kompresoru vypočítat z rozdílů entalpií a odvedeného tepla. Výhodou vhodně navrženého mezichlazení je i to, že práce jednotlivých stupňů a jejich pracovní podmínky jsou si podobné (rychlostní trojúhelníky, teploty apod.), je ale nutné počítat s tím, že mezi stupni se zmenšuje měrný objem plynu, proto první stupeň po mezichlazení bude mít menší vstupní průřezy než výstupní průřezy předchozího stupně.



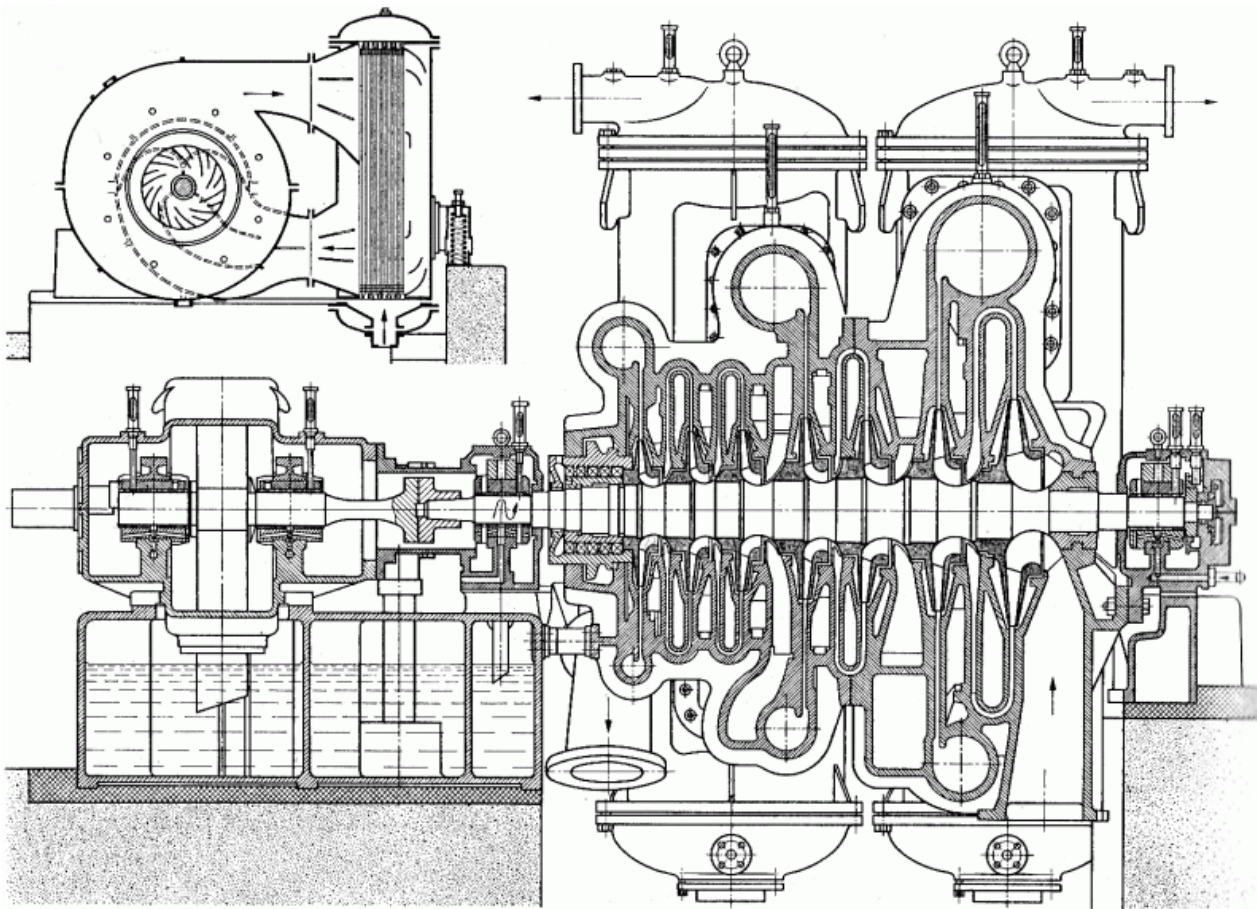
C-mezichladič plynu; 1- odběr plynu na výtlaku prvního stupně do C1; 2- přívod ochlazeného plynu z C1 do sání druhého stupně; 3- odběr plynu na výtlaku druhého stupně do C2; 4- přívod ochlazeného plynu z C2 do sání třetího stupně;  $e^*$ -konečný stav pracovního plynu na výstupu z turbokompresoru

v případě komprese bez mezichlazení.  $p_{C1}$ ,  $p_{C2}$  [Pa] tlak před vstupem do mezichladičů;  $w_i^*$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] vnitřní práce kompresoru pro případ komprese bez mezichlazení.

Na Obrázku 840 je příklad konstrukce sedmistupňového radiálního turbokompresoru se dvěma mezichladiči, přičemž

první mezichladič je umístěný za druhým stupněm, druhý za čtvrtým stupněm. Na obrázku je i příčný řez odvodu pracovní tekutiny z kompresoru do chladiče a zpět. Všimněte si, že před demontáží vrchní skříně kompresoru je nutné demontovat i chladiče. Pro jednodušší demontáž kompresoru existují i jiná konstrukční uspořádání – napojení chladičů na skříně, u kterých není nutné demontovat chladič, když se sundává vrchní víko turbokompresoru. Takové řešení i s jeho nevýhodami je uvedeno např. v [Liška and Novák, 1999, s. 99]. V případě vícetělesových turbokompresorů se může mezichlazení instalovat v propoji mezi jednotlivými tělesy.

840:

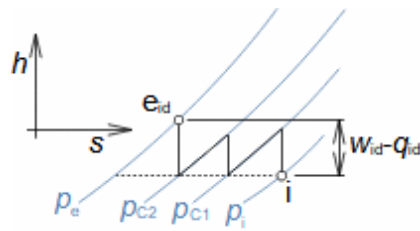


Obrázek z [Miller et al., 1972, s. 74]; výrobce Escher Wyss.

Tento způsob chlazení doprovází větší konstrukční i investiční náročnost (mimo kompresor je nutné pořídit zařízení pro chlazení) a proto se obvykle provádí jen od určité velikosti turbokompresoru nebo k tomu musí být další než ekonomický důvod, například bezpečnost (u hořlavých plynů), stabilita plynu (molekuly při vyšší teplotě mohou disociovat, atd.).

**Úloha 612:** Stanovte vnitřní 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 MW. Turbokompresor je vybaven dvěma mezichladiči na tlakové úrovni 0,7 MPa a 1,4 MPa. Chladicí výkon chladičů je 6,5 MW. Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 612.



Obrázek k řešení Úlohy 612

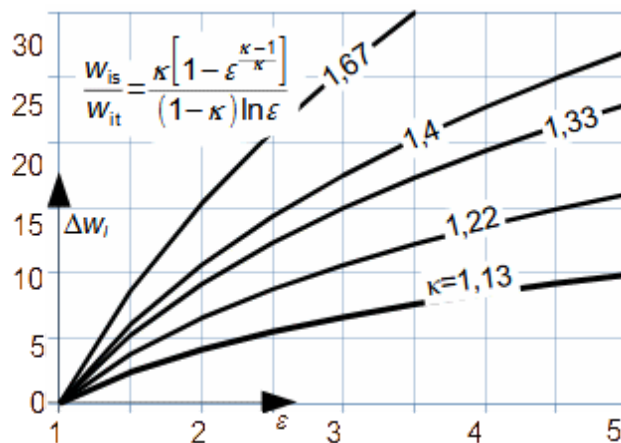
Postup řešení Úlohy 612

1. zadání:	$t_i; t_e; p_i; \varepsilon; P_i; p_{C1}; p_{C2}; Q$	4. výpočet:	$q_{id}; w_{id}$
2. odečet:	stavy při i, e, e <sub>id</sub>	5. výpočet:	$\eta_i$
3. výpočet:	$q; w_i$		

Index<sub>id</sub> označuje parametry porovnávací komprese.

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 rovnice je například zřejmé, že pokud by navýšení práce na kompresi vzduchu díky tlakovým ztrátám mezi výměníky a kompresorem bylo 10 %, tak by

637:



$w_{it}$  [J·kg<sup>-1</sup>] práce izotermické komprese;  
 $\Delta w_i$  [%] maximální teoretická úspora práce díky mezichlazení;  $\Delta w_i = (w_{is} \cdot w_{it}^{-1} - 1)100$ ;  $\kappa$  [1] Poissonova konstanta plynu ( $\kappa=1,13$  například CH<sub>4</sub>,  $\kappa=1,22$  například C<sub>2</sub>H<sub>4</sub>,  $\kappa=1,33$  například pára H<sub>2</sub>O,  $\kappa=1,4$  například vzduch,  $\kappa=1,67$  například He). Odvození rovnice je

uvedeno v Příloze 637.

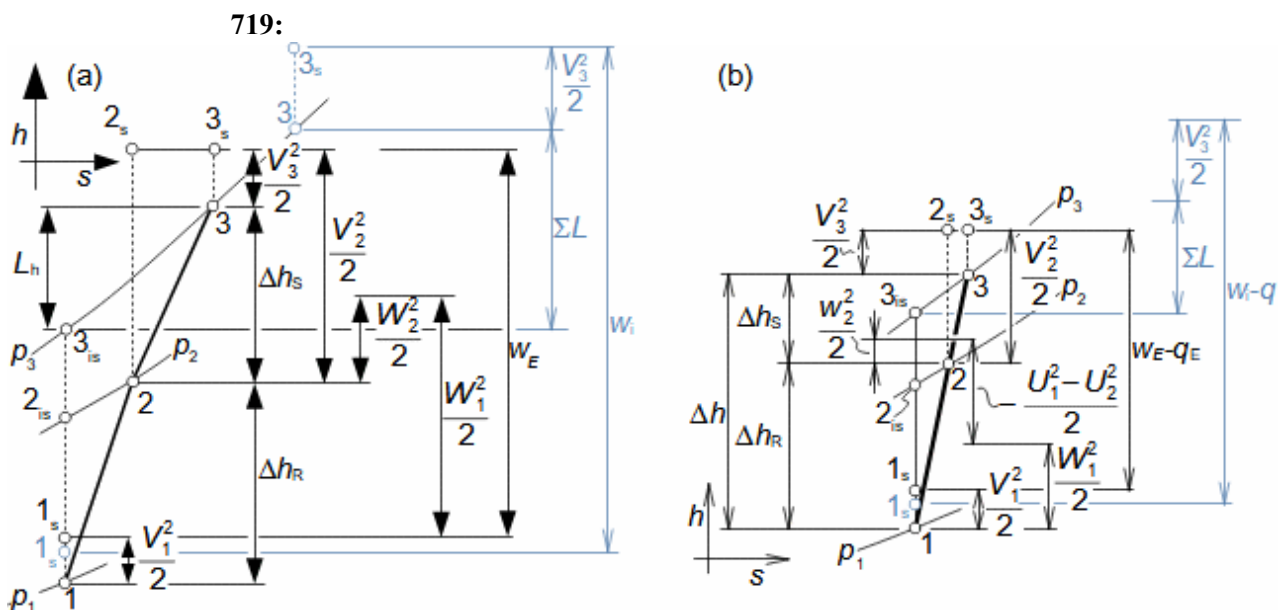
mezichlazení mělo význam až při kompresních poměrech 2, při kompresi metanu dokonce až při 5 apod. Při reálných kompresích je úspora práce mnohem menší, takže se vyplácí chlazení od vyšších kompresních poměrů než ukazuje graf. Více například v [Kadrnožka, 2004, s. 54].

### Termodynamický návrh stupně kompresoru

Základními typy kompresorových stupňů jsou přetlakový axiální stupeň a radiální. Ojedinele se lze setkat s diagonálním provedením jednostupňového kompresoru. Ovšem většina stacionárních aplikací spadá do oblasti radiálních stupňů, až při požadavku na vyšší průtok cca od  $15 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  se kompresor konstruuje jako axiální, protože od takových průtoků už je účinnost axiálních turbokompresorů vyšší než radiálních [Chlumský and Liška, 1978, s. 94]. Na druhou stranu u radiálních stupňů se lépe realizuje mezichlazení, což více než kompenzuje nižší účinnost jednotlivých stupňů. Doporučené hodnoty podobnostních součinitelů pro návrh jednotlivých stupňů jsou uvedeny například v [Kadrnožka, 2004, s. 153], [Kousal, 1980].

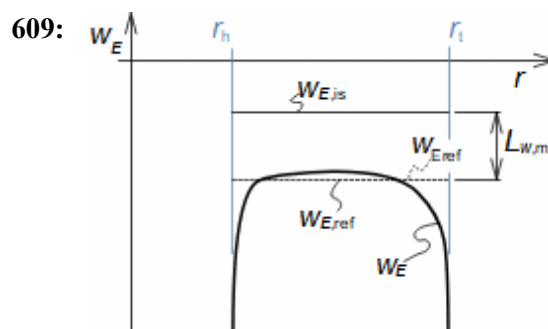
Eulerova práce

Na Obrázku 719 je  $h$ - $s$  diagram axiálního stupně kompresoru na vyšetřovaném poloměru (Obrázku 719(a)) a radiálního stupně kompresoru (Obrázku 719(b)). Na každém vyšetřovaném poloměru může být vliv sdíleného tepla  $q_E$  na Eulerovu práci různý, ale pokud je sdílení tepla pouze u pat či špic lopatek, tak v jádru proudu bude nejmenší. Modře je vyznačena energetická bilance celého stupně.



Odtržení proudění  
Prizmatické lopatky

Na Obrázku 609 je očekávaný průběh Eulerovy práce axiálního stupně kompresoru a Eulerova práce při potenciálním proudění beze ztrát. Rozdíl mezi těmito pracemi jsou profilové ztráty na daném poloměru lopatky. Profilové ztráty jsou u okrajů lopatek největší a proto v této oblasti musí být značně vyšší zakřivení proudu, aby na výstupu ze stupně po výšce lopatek byla konstantní hodnota tlaku. Proto okraje lopatek jsou nejvíce citlivé na odtrhávání proudu od profilů a ztrátu zpětným prouděním. Z toho důvodu se také moc nepoužívají axiální stupně kompresorů s prizmatickými lopatkami, protože velkého zakřivení proudu je možno u okrajů dosáhnout pouze velkými změnami nátokových úhlů, což vede na ještě větší předpoklad odtržení proudu.

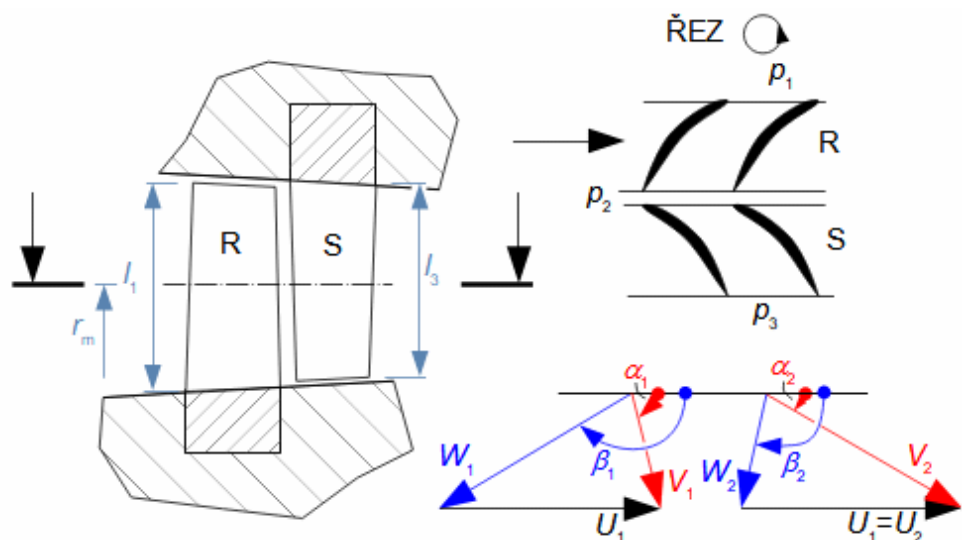


$r$  [m] poloměr stupně;  $w_{E,js}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] průběh Eulerovy práce při proudění beze ztrát;  $w_{E,ref}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] navrhovaný lineární (konstantní) průběh Eulerovy práce částečně respektující průměrné ztráty stupně;  $L_{w,m}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] průměrné profilové ztráty stupně. Index  $_h$  označuje patní poloměr lopatek, index  $_t$  poloměr u špic lopatek.

Axiální stupeň kompresoru  
Kruželový stupeň kompresoru

Axiální nebo kuželové stupně kompresorů obsahují zkroucené lopatky, ale existuje i nemálo případů s prizmatickými lopatkami, které jsou popsány níže ve vlastní kapitole.  $h$ - $s$  diagram pro radiální stupeň lze využít i při konstrukci kuželového stupně kompresoru, ve kterém kvůli snižujícímu se měrnému objemu klesá poloměr stupně, respektive délka lopatek,

1101:



R-rotorová řada lopatek; S-statorová řada lopatek.  $l$  [m] délka lopatek;  $r_m$  [m] střední poloměr;  $U$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] obvodová rychlost;  $V$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] absolutní rychlost;  $W$  [ $m \cdot s^{-1}$ ] relativní rychlost;  $\alpha$  [ $^\circ$ ] úhel absolutní rychlosti;  $\beta$  [ $^\circ$ ] úhel relativní rychlosti. Index  $_1$  označuje stav před rotorovou řadou lopatek. Rychlostní trojúhelník je nakreslen pro střední poloměr a stupeň reakce 0,5.

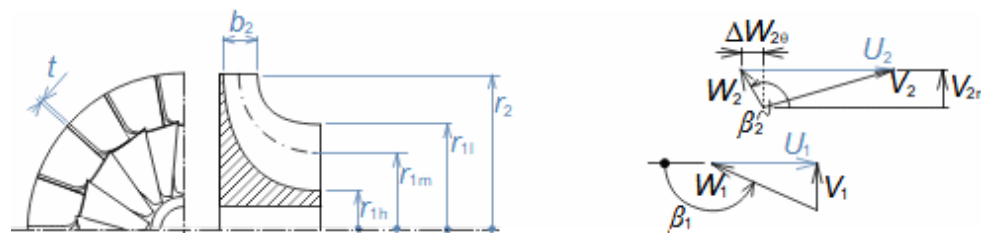
viz Obrázek 1101 (teorie kuželového stupně je uvedena v článku Vnitřní ztráty lopatkových strojů a jejich vliv na návrh lopatkového stroje). Kvůli tenkým lopatkám nelze u kompresorových stupňů použít bandáže podobně jako u Turbínových stupňů.

Radiální stupeň kompresoru

Radiální stupeň se musí navrhovat alespoň s minimálním stupněm reakce. U pracovních strojů (centrifugální stupeň) by při nulovém stupni reakce došlo vlivem odstředivých sil, ke zrychlení relativní rychlosti, což je dobře patrné z  $h$ -s diagramu na Obrázku 719(b).

**Úloha 726:**  
Radiální kompresor  
Skluz

Proveďte základní návrh rozměrů oběžného kola jednostupňového radiálního turbokompresoru s axiálním vstupem (bez předřazených lopatek). Lopatky oběžného kola mají na výstupu radiální směr, viz obrázek. Parametry suchého vzduchu na vstupu do běžného kola jsou: 101,33 kPa, 15 °C. Požadovaný tlak ze statorové řady lopatek je 0,44 MPa. Požadovaný průtok je  $0,7225 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ . Řešení úlohy je uvedeno v Příloze 726.



$\Delta W_\theta$  [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ] odchylka obvodové složky relativní rychlosti na výstupu z oběžného kola způsobená protiběžným vírem (skluz).

Postup řešení Úlohy 726

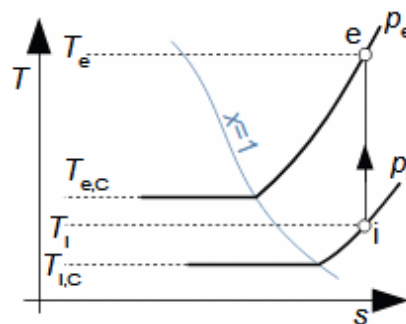
1. zadání: $p_1; t_1; p_3; m$	11. odhad: $N$
2. odečet: stavy při $i, e_{is}$	12. výpočet: $r_2; r_1; r_{1i}; r_{1h}$
3. odhad: $q_E; \eta_E; \Delta e_K$	13. výpočet: $M_{Wt}$
4. výpočet: $w_{is}; w_E; h_3;$	14. porovnání: $M_{Wt}$ ř. 13 vs. $M_{Wt,krit}$ případně revize $r_2/r_1$ ř. 9.
5. odečet: $t_3; s_3$	15. odečet: stavy při 2
6. odečet: $\psi; \phi$	16. výpočet: $Z; b_2$
7. výpočet: $U_2; V_2; W_2; \mu$	17. výpočet: $L_h; \eta_E$
8. výpočet: $V_1; V_3; \Delta h_R;$ $R$	18. porovnání: $\eta_E$ ř. 17. vs. $\eta_E$ ř. 3
9. odečet: $r_2/r_1$	19. výpočet: $w_r; q; \sum L; w_i; \eta_i; N_S$
10. výpočet: $U_1; W_1$	20. porovnání: Porovnat $N_S$ s doporučeným rozsahem specifických otáček a případně provést změny v návrhu otáček $N$ , či jiných parametrů.

$M_{Wt}$  [1] Machovo číslo relativní rychlosti na špičce lopatek záběrníku ( $M_{Wt,krit}$  kritické Machovo číslo);  $\phi$  [1] průtokový součinitel;  $\psi$  [1] tlakový součinitel. Index  $id$  označuje parametry porovnávací komprese.

### 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. Nicméně při vyšším tlaku vzroste i teplota kondenzace vlhkosti ve vzduchu z původní teploty  $T_{i,C}$  na teplotu  $T_{e,C}$ , viz Obrázek 1050. Tento efekt se využívá i při chlazení komprese vzduchu vstříkáním vody. Ovšem je tedy nutné kontrolovat při jaké teplotě se voda z komprimovaného vlhkého vzduchu bude vylučovat v potrubí během distribuce ke spotřebičům nebo při jeho ochlazování v mezichladičích kompresoru apod.

1050:



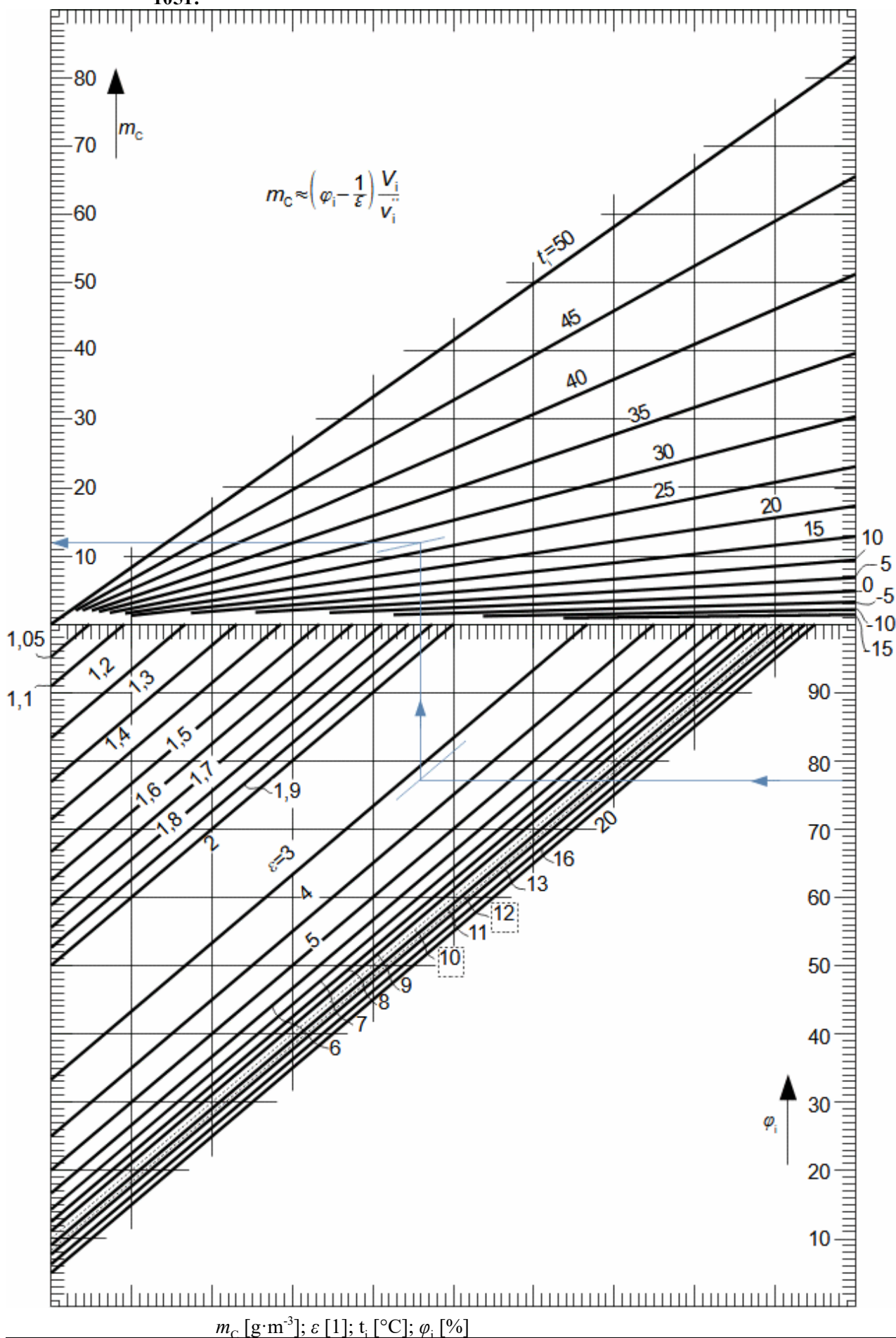
$p$  [Pa] parciální tlak vodní páry ve vzduchu;  
 $T_C$  [K] teplota kondenzace vody ve vzduchu při tlaku na počátku komprese (index  $i$ ) a konci komprese (index  $e$ );  $x$  [1] suchost páry;  
 . Na obrázku je případ izoentropické komprese.

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 Rovnice 1049. 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.

1049: 
$$m_C \approx \left( \varphi_i - \frac{1}{\varepsilon} \right) \frac{V_i}{v_i}$$
 $m_C$  [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  $\varphi_e$  bude menší než 1, a proto nebude docházet ke kondenzaci);  $V_i$  [m<sup>3</sup>] objem zkomprimovaného vzduchu měřený na sání;  $v_i$  [m<sup>3</sup>·kg<sup>-1</sup>] měrný objem syté páry při teplotě na sání  $t_i$ ;  $\varphi$  [1] relativní vlhkost vzduchu. Odvození této rovnice je uvedeno v Příloze 1049.

Měrný objem sytých par v Rovnici 1049 je funkcí teploty  $v''=f(t)$  [Liška and Novák, 1999, 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.

1051:





---

## Odkazy

---

- ŠKORPÍK, Jiří, 2013, Technická termomechanika, *Transformační technologie*, Brno, [online], ISSN 1804-8293, <https://www.transformacni-technologie.cz/43.html>.
- ANON., 2016, Voda vylepšuje spalování, *Technický týdeník*, 18/2016, Business Media CZ, Praha, ISSN 0040-1064.
- CHLUMSKÝ, Vladimír, LIŠKA, Antonín, 1978, *Kompresory*, SNTL, Praha.
- KADRNOŽKA, Jaroslav, 2004, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., Brno, ISBN 80-7204-346-3.
- KOUSAL, Milan, 1980, *Spalovací turbíny*, Nakladatelství technické literatury n. p., Praha.
- KRBK, Jaroslav, 1990, *Tepelné turbíny a turbokompresory*, Vysoké učení technické v Brně, Brno, ISBN 80-214-0236-9.
- LIŠKA, Antonín, NOVÁK, Pavel, 1999, *Technika stlačeného vzduchu*, Vydavatelství ČVUT, Praha, ISBN 80-01-01947-0.
- MILLER, Rudolf, HOCHRAINER, A., LÖHNER, K., PETERMANN, H., 1972, *Energietechnik und Kraftmaschinen*, Rowohlt taschenbuch verlag GmbH, Hamburg, ISBN 3-499-19042-7.
- MISÁREK, Dušan, 1963, *Turbokompresory*, Státní nakladatelství technické literatury, n.p., Praha.
-