

Kompresory

Přehled a rozdělení kompresorů

Kompresory jsou pracovní stroje sloužící ke stlačování a dopravě vzdušin, tj. plynů a par.

Kompresoru se přivádí mechanická energie, která se ve stroji mění na energii tlakovou, kinetickou a tepelnou energií vzdušin. Změna polohové energie je vzhledem k malé hustotě vzdušin zanedbatelná. Část přivedené mechanické energie se spotřebuje na překonání odporů proti proudění vzdušiny při její dopravě.

Stroje na dopravu a stlačování vzdušin je zvykem systematicky rozdělovat podle několika hledisek.

Podle způsobu práce a podle konstrukce se užívá rozdělení na stroje

- pneumostatické čili objemové
 - pístové
 - rotační
 - membránové
- pneumodynamické
 - lopatkové
 - radiální
 - axiální
 - proudové.

Objemové kompresory jsou svoji činností podobné objemovým čerpadlům a pneumodynamické kompresory hydrodynamickým čerpadlům.

Podle výstupního tlaku jsou kompresory rozdělovány na

- ventilátory, které mají výstupní tlak $p_v = 0,1$ až $0,11$ MPa
- dmýchadla, která mají výstupní tlak $p_v = 0,1$ až $0,3$ MPa
- kompresory
 - nízkotlaké, které mají výstupní tlak $p_v = 0,3$ až $2,5$ MPa
 - středotlaké, které mají výstupní tlak $p_v = 2,5$ až 10 MPa
 - vysokotlaké, které mají výstupní tlak $p_v > 10$ MPa

- vývěvy, kterými je dosahován vstupní tlak $p < 0,1$ Mpa.

Podle počtu pracovních stupňů mohou být kompresory jednostupňové nebo vícestupňové.

Poznámka: Z uvedeného rozdělení je patrna určitá nedůslednost v terminologii. Termín „kompresor“ je užíván ve dvojím významu: v širším chápání jako stroj určený ke stlačování a dopravě vzdušin vůbec a v užším pojetí jako podobný stroj s výstupním tlakem nad $0,3$ Mpa.

Díličí závěry:

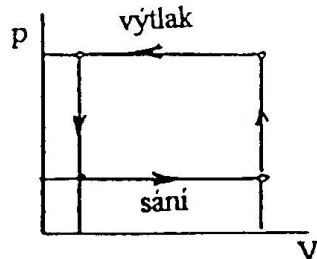
- úkolem ventilátorů je pouze doprava vzdušin, zatímco zvýšení tlaku je u nich nepatrné
- dmýchadla slouží oběma účelům
- úkolem kompresorů je podstatné zvýšení tlaku
- úkolem vývěv je odčerpání vzdušiny v místě sání a vytvořit tam částečné vakuum; nasávají tedy při tlaku nižším než je tlak atmosférický a vytlačují při tlaku jen o málo vyšším než je tlak atmosférický.

U pneumodynamických dmýchadel a kompresorů se při jejich označování užívá předpona „turbo“: turbodmýchadla, turbokompresory.

Pístové kompresory

Pístový kompresor pracuje podobně jako pístové čerpadlo. Rozdíly v průběhu pracovního cyklu jsou způsobeny skutečností, že vzdušiny jsou na rozdíl od kapalin stlačitelné.

Teoretické oběhy



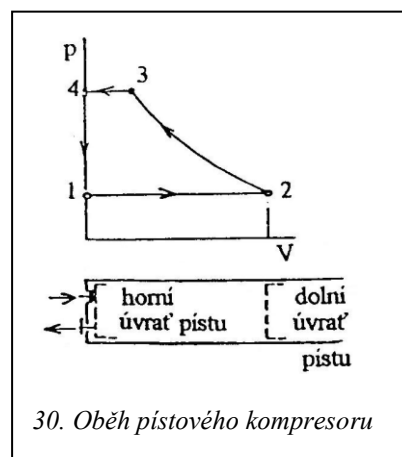
změn tlaku.

Ve druhém obrázku je naznačen teoretický oběh pístového kompresoru v p - V diagramu, který je složen z následujících úseků:

- úsek 1-2 představuje sání vzdušiny; otevřen je sací ventil
- úsek 2-3 představuje stlačování čili kompresi vzdušiny; oba ventily jsou

V obrázku je naznačen teoretický oběh pístového čerpadla v p - V diagramu. Označení vodorovné osy písmenem V udává, že je sledován celkový objem tekutiny místo obvyklého měrného objemu.

U kapalin teoreticky v úvratích pístu dochází ke změnám tlaku skokem. Ve skutečnosti ovšem i malá stlačitelnost kapalin způsobuje určitou pozvolnost



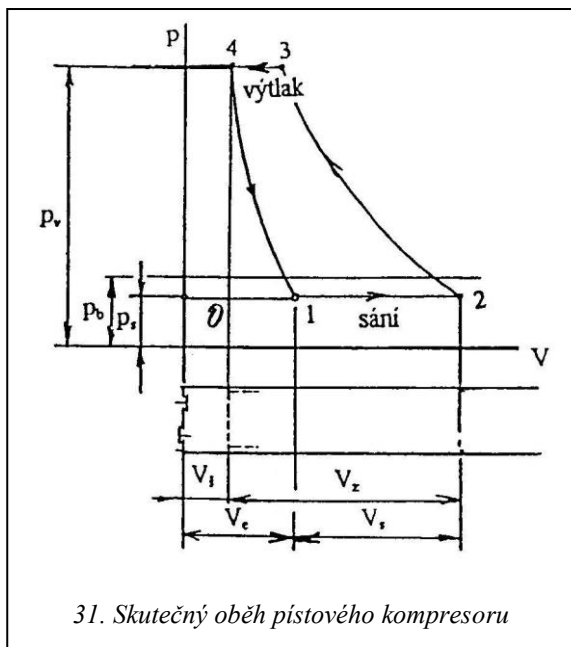
30. Oběh pístového kompresoru

uzavřeny

- úsek 3-4 představuje výtlačk vzdušiny; otevřen je výtlačný ventil

- úsek 4-1 představuje náhlý pokles tlaku v horní úvratí pístu, kdy se výtlačný ventil skokem uzavírá a sací ventil se skokem otevírá.

Skutečné oběhy



U skutečného kompresoru není z konstrukčních a provozních důvodů možno dosáhnout dosednutí čela pístu na hlavu válce kompresoru, aby došlo k vytlačení veškeré vzdušiny ven z pracovního prostoru, tj. aby $V = 0$. Prostor, který zůstane mezi čelem pístu v jeho horní úvratí a hlavou válce se nazývá škodlivý, protože zhoršuje pracovní efekt stroje. V tomto prostoru zůstává komprimovaná vzdušina s výstupním tlakem a při zpětném zdvihu pístu se rozpíná. Podle konstrukce kompresoru zaujímá škodlivý prostor od 4 % do 15 % zdvihového objemu, tj. $V_s = (0,04 \text{ až } 0,15) V_z$.

Skutečný oběh pístového kompresoru znázorňuje p-V diagram na dalším obrázku. Oběh je složen ze čtyř úseků:

- úsek 2-3 představuje kompresi, při které jsou oba ventily uzavřeny
- úsek 3-4 představuje výtlačk; výtlačný ventil je otevřen, vzdušina je vytlačována při výtlačném tlaku p_v , který je roven tlaku působícímu proti vytlačování vzdušiny, tj. například protitlaku ve vzdušniku a podobně; ve škodlivém prostoru mezi čelem pístu a hlavou válce zůstává nevytlačena vzdušina o objemu V_s
- úsek 4-1 představuje expanzi vzdušiny, která zůstala ve

škodlivém prostoru; při zavřených ventilech se vzdušina rozpíná (expanduje) na objem V_e

- úsek 1-2 představuje nasávání nové vzdušiny při sacím tlaku p_s , který je o něco nižší než tlak atmosférický; snížení sacího tlaku je způsobeno odpory v sacím systému; sací ventil je otevřen.

Zdvihový objem je označen V_z .

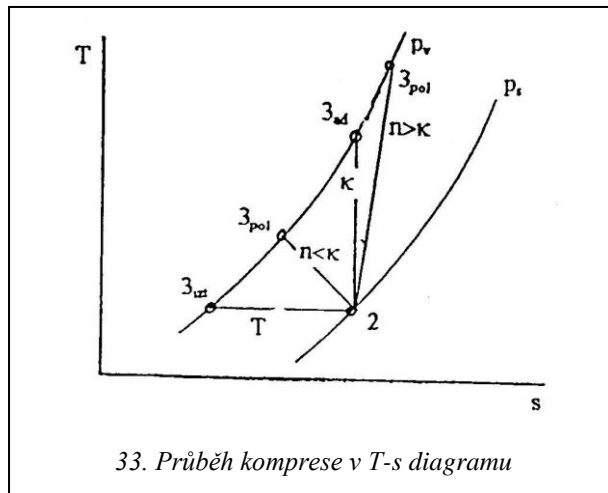
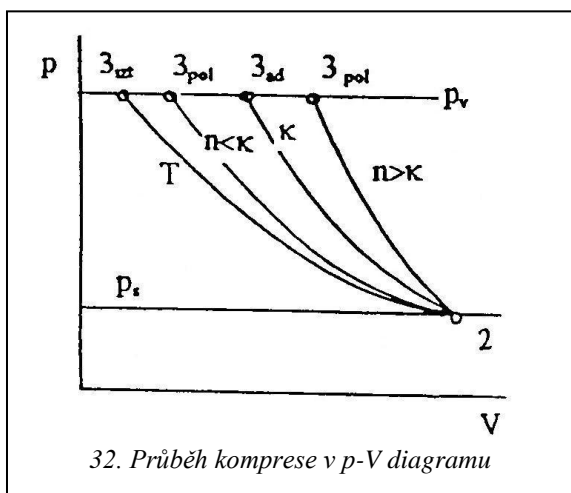
Vlivem existence škodlivého prostoru není tedy nasát objem odpovídající délce úsečky 02, ale pouze objem V_s odpovídající délce úsečky 12.

Komprese 2-3 může v zásadě probíhat třemi způsoby:

- při dokonale izolovaném pracovním prostoru kompresoru adiabaticky, tj. podle vztahu $p \cdot V^\kappa = \text{konst}$; tomuto průběhu se přibližuje činnost rychloběžných kompresorů
- při dokonalém chlazení pracovního prostoru izotermicky, tj. podle vztahu $p \cdot V = \text{konst}$; tomuto průběhu se přibližuje činnost pomaluběžných vydatně chlazených kompresorů
- při reálném provedení polytropicky, tj. podle vztahu $p \cdot V^n = \text{konst}$.

Pokud je při polytropické kompresi z pracovního prostoru teplo odváděno, ale chlazení není dokonalé, je $n < \kappa$. Pokud dochází uvnitř komprimované (stlačované) vzdušiny ke tření a víření s následkem ohřívání vzdušiny, tedy k disipaci energie, jako je tomu u lopatkových kompresorů, je $n > \kappa$.

V následujících obrázcích jsou zakresleny p-V a T-s diagramy různých způsobů průběhu komprese (izoterma je



34. Srovnání velikosti spotřebované práce při izotermické a adiabatické kompresi

označena T , adiabata čili izoentropa je označena κ , polytropy jsou označeny n a znaménkem vyjadřujícím velikost jím příslušného polytropického exponentu vůči adiabatickému exponentu - Poissonově konstantě).

Na dalším obrázku je naznačeno srovnání velikosti práce spotřebované při kompresi a vytlačování vzdušiny z tlaku p_s na tlak p_v ze stejného nasátého objemu při kompresi izotermické (čára $T = \text{konst.}$) a při kompresi adiabatické (čára $s = \text{konst.}$). Je zřejmé, že kompresor pracující izotermicky spotřebuje méně práce než kompresor s kompresí adiabatickou. Rozdíl prací je představován velikostí vyšrafované plochy v p - V diagramu. Kompresní polytropa by jak pro $n < \kappa$, tak pro $n > \kappa$ byla stejně jako kompresní adiabata položena nad kompresní izotermou a proto se také u polytropické komprese spotřebuje více práce než u komprese izotermické. Z tohoto důvodu je činnost kompresoru s izotermickou kompresí považována za ideální a je užívána jako měřítko pro posouzení činnosti kompresorů s jiným průběhem komprese.

Důležité pojmy

Objemová účinnost

$$\eta_v = V_s/V_z$$

Poměrná velikost škodlivého prostoru

$$\varepsilon = V_s/V_z$$

Kompresní poměr

$$z = p_v/p_s$$

Dopravní účinnost

$$\eta_d = m_v/m_s$$

kde m_v je hmotnost vzdušiny skutečně vytlačené z pracovního prostoru

m_s je hmotnost vzdušiny do pracovního prostoru nasáté.

Vlivem netěsností je $m_v < m_s$, takže bývá

$$\eta_d = \eta_v - (0,04 \text{ až } 0,1).$$

Objemový průtok je

$$Q = i \cdot S \cdot L \cdot n \cdot \eta_d = i \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \cdot n \cdot \eta_d \quad \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1},$$

kde D je průměr pracovního válce kompresoru

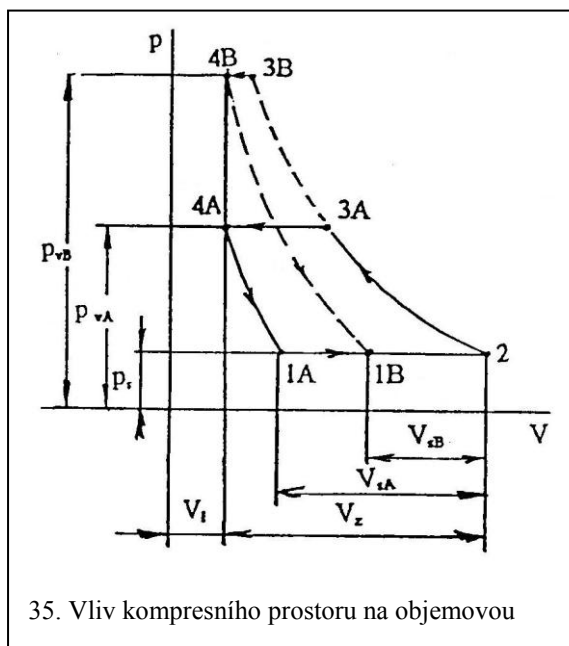
S je průřezová plocha pracovního válce kompresoru

L je zdvih pístu

i je počet pracovních ploch kompresoru s ohledem na počet pracovních válců a na jednočinnost nebo dvoučinnost pístů

n jsou otáčky za sekundu.

Vliv kompresního poměru na objemovou účinnost



35. Vliv kompresního poměru na objemovou

V obrázku jsou v p - V diagramu určitého kompresoru vyznačeny dva oběhy, lišící se velikostí výstupního tlaku, tj. tlaku v prostoru, kam je vzdušina dopravována.

Plnou čarou je vyznačen oběh s výstupním tlakem p_{vA} , čárkovaně oběh s výstupním tlakem p_{vB} . Je zřejmé, že při rostoucím výstupním tlaku p_v se zmenšuje nasátý objem. Platí závislost

$$p_{vB} > p_{vA} \Rightarrow V_{sB} < V_{sA}$$

přičemž zdvihový objem V_z je samozřejmě stále stejný.

Proto je

$$\eta_{vB} < \eta_{vA}.$$

Zvyšování kompresního poměru má tedy za následek zmenšování objemové účinnosti.

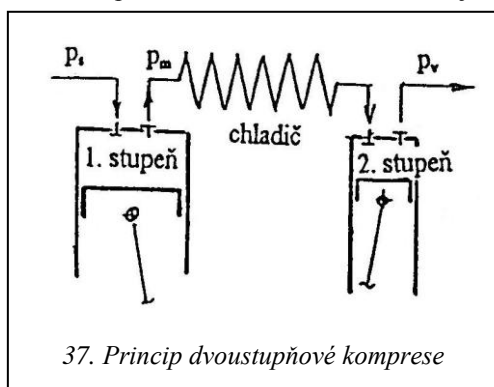
Extrémní případ nastane, je-li tlak v prostoru, do kterého kompresor vzdušinu dopravuje, roven (p_{vC}) nebo větší (p_{vD}) než tlak, který odpovídá příslušné změně (izotermické, adiabatické, polytropické) při objemu škodlivého prostoru V_s . Tím se rozumí tlak příslušný průsečíku

kompresní křivky v p - V diagramu se svislou přímkou vyznačující velikost škodlivého prostoru. Při kompresi z 2 do 3 je všechna vzdušina stlačena ve škodlivém prostoru. Protože ale tlak komprimované vzdušiny nepřevyší protitlak existující v prostoru, kam je vzdušina dopravována, nedojde k vytlačení vzdušiny z pracovního prostoru výtlačným ventilem ven. Při zpětném zdvihu z $4 \equiv 3$ do $1 \equiv 2$ vzdušina expanduje podle stejné čáry změny, podle které byla komprimována. Proto se nová vzdušina nenasává a objemová účinnost je nulová ($\eta_v = 0$).

Několikastupňová komprese

V případech, kdy jsou požadovány vysoké výstupní tlaky při nízkém, například atmosférickém, sacím tlaku, to je při velkých kompresních poměrech, dochází u kompresorů

- ke zhoršování objemové účinnosti
- ke zvyšování teploty vytlačované vzdušiny na hodnoty, při kterých je poškozován materiál ventilů a znehodnocován mazací olej
- k nebezpečí samovznícení mazacího oleje.

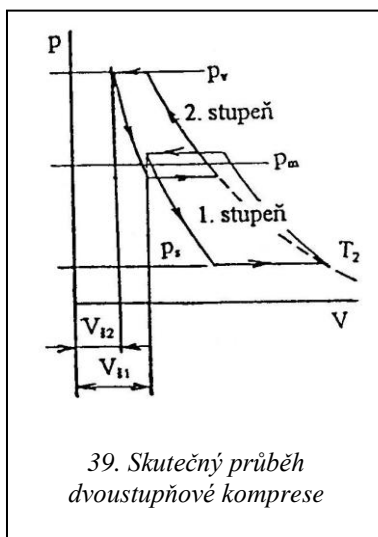
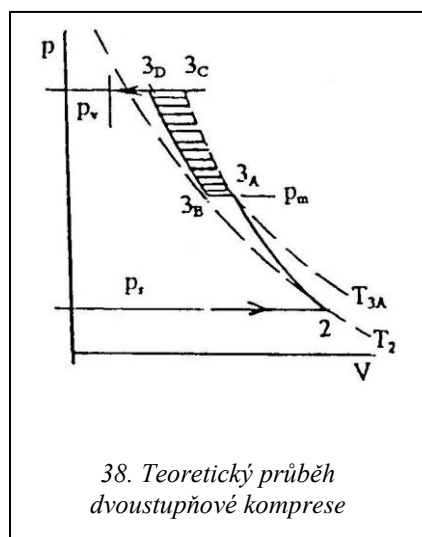


Z těchto důvodů se k dosažení vyšších požadovaných tlaků užívá několikastupňové komprese, při které je vzdušina postupně stlačována v několika za sebou navazujících pracovních prostorech kompresoru, tak zvaných stupních. Mezi jednotlivými stupni stlačení je pak vzdušina ochlazována.

V obrázcích je naznačen příklad dvoustupňové komprese. Sací tlak prvního stupně je označen p_s , teplota vzdušiny nasávané prvním stupněm T_2 , teoretický výstupní tlak prvního stupně a současně vstupní tlak druhého stupně p_m , výtlačný tlak druhého stupně p_v .

Po polytropickém stlačení v prvním stupni z p_s na p_m , tj. z 2 do 3_A , přichází vzdušina, jejíž teplota se během komprese zvýšila z T_2 na T_{3A} , do chladiče. Zde je při konstantním tlaku p_m

ochlazena z T_{3A} přibližně na původní teplotu T_2 . Změna stavu vzdušiny odpovídá izobarickému ochlazení z bodu 3_A do bodu 3_B . Je zřejmé, že se ochlazením vzdušiny její objem zmenší. S tímto zmenšeným objemem pak vzdušina vstupuje do druhého stupně, ve kterém se opět polytropicky stlačí na požadovaný výsledný tlak p_v . V p - V diagramu je označen konečný stav vzdušiny, kterého by tato dosáhla při jednostupňové kompresi, bodem 3_C . Konečný stav dosažený dvoustupňovou kompresí odpovídá bodu 3_D . Vyšrafovaná plocha diagramu proto představuje práci, která je dvoustupňovou kompresí ušetřena. Dále je zřejmé, že bod 3_D je blíže izotermě T_2 než bod 3_C , neboli že dvoustupňová, obecně více stupňová, polytropická komprese se více než komprese jednostupňová přibližuje ideální kompresi izotermické.



Ve skutečnosti je pro překonání odporů proti proudění vzdušiny v potrubí, ventilech a chladiči nutné zvýšit skutečný výstupní tlak v prvním v stupni nad teoretickou hodnotu p_m . Ze stejného důvodu má vzdušina skutečně nasávaná druhým stupněm o něco nižší tlak než p_m . Skutečný průběh dvoustupňové komprese je znázorněn v dalším obrázku.