

**Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra energetiky**

# **Kompresory**

(skriptum pro partnerské střední školy)

**Text byl vypracován s podporou projektu CZ.1.07/1.1.00/08.0010  
„Inovace odborného vzdělávání na SŠ, zaměřené na využívání  
energetických zdrojů pro 21. století a na jejich dopad na ŽP**

**Doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
Prof. Ing. Jaroslav Kaminský, CSc.  
Doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

**Ostrava 2012**



**INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ**

## OBSAH

<b>PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ A INDEXŮ</b>	<b>3</b>
<b>PŘEDMLUVA</b>	<b>5</b>
<b>1. ÚVOD</b>	<b>6</b>
<b>1.1. PROČ ŠETŘIT STLAČENÝM VZDUCEM?</b>	<b>6</b>
<b>2. ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE KOMPRESORŮ</b>	<b>9</b>
<b>2.1. VÝKONNOST KOMPRESORŮ</b>	<b>10</b>
<b>2.2. PŘÍKONY KOMPRESORŮ</b>	<b>11</b>
<b>2.3. ÚČINNOSTI KOMPRESORŮ</b>	<b>12</b>
2.3.1. ÚČINNOSTI IZOTERMICKÉ	13
2.3.2. ÚČINNOSTI IZOENTROPICKÉ	13
<b>3. PÍSTOVÉ KOMPRESORY</b>	<b>14</b>
<b>3.1. ZÁKLADNÍ TYPY PÍSTOVÝCH KOMPRESORŮ</b>	<b>14</b>
3.1.1. LEŽATÉ KOMPRESORY	14
3.1.2. STOJATÉ KOMPRESORY	14
3.1.3. KOMPRESORY BOXEROVÉ	16
3.1.4. ÚHLOVÉ KOMPRESORY	17
<b>3.2. ZVLÁŠTNÍ DRUHY PÍSTOVÝCH KOMPRESORŮ</b>	<b>17</b>
3.2.1. KOMPRESORY MEMBRÁNOVÉ	17
3.2.2. CHLADIVOVÉ KOMPRESORY	18
3.2.2. SPIRÁLOVÉ KOMPRESORY	19
<b>3.3. TEORETICKÉ ZÁKLADY PŘEMĚNY ENERGIE V PÍSTOVÉM KOMPRESORU</b>	<b>20</b>
<b>3.4. REGULACE PÍSTOVÝCH KOMPRESORŮ</b>	<b>21</b>
3.4.1. REGULACE ZMĚNOU OTÁČEK	21
3.4.2. REGULACE ZMĚNOU VELIKOSTI ŠKODLIVÉHO PROSTORU	21
3.4.3. REGULACE ŠKRCENÍM	22
3.4.4. REGULACE PŘEPOUŠTĚNÍM	23
3.4.5. REGULACE ODTLAČOVÁNÍM SACÍCH VENTILŮ	23
<b>4. ROTAČNÍ KOMPRESORY</b>	<b>24</b>
<b>4.1. KŘÍDLOVÉ KOMPRESORY</b>	<b>24</b>
<b>4.2. VODOKRUŽNÉ KOMPRESORY</b>	<b>25</b>
<b>4.3. DVOUROTOROVÉ ROTAČNÍ KOMPRESORY</b>	<b>26</b>
<b>4.4. ŠROUBOVÉ KOMPRESORY</b>	<b>26</b>
- ZUBOVÝCH PROFILŮ ROTORŮ NA STROJE S OZUBENÍM CYKLOIDNÍM, CÉVOVÝM, NESYMETRICKÝM A NYNÍ JIŽ HOJNĚ VYUŽÍVANÝM PROFILEM SIGMA.	27
4.4.1. PRACOVNÍ OBĚH ŠROUBOVÝCH KOMPRESORŮ	29
A-SÁNÍ, B-STLAČOVÁNÍ, C- VYTLAČOVÁNÍ	29
<b>4.4.2. REGULACE ŠROUBOVÝCH KOMPRESORŮ</b>	<b>29</b>
4.4.2.1. REGULACE UZAVŘENÍM SÁNÍ	30
4.4.2.2. REGULACE ZMĚNOU OTÁČEK	31
4.4.2.3. REGULACE ŠKRCENÍM V SÁNÍ	32
4.4.2.4. REGULACE START - STOP	32
4.4.2.5. REGULACE PŘEPOUŠTĚNÍM	33
4.4.2.6. REGULACE ZKRÁCENÍM ČINNÉ DÉLKY ROTORŮ	33
4.4.2.6. REGULACE ZMĚNOU VESTAVĚNÉHO KOMPRESNÍHO POMĚRU	34
<b>5. 1. RADIÁLNÍ TURBOKOMPRESORY (RTK)</b>	<b>35</b>
<b>5.1.1. HLAVNÍ ČÁSTI RTK</b>	<b>35</b>
<b>5.1.3. TVARY ROTOROVÝCH LOPATEK</b>	<b>38</b>



evropský  
sociální  
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,  
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání  
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

<b>5.1.4. ROZVÁDĚCÍ KOLA .....</b>	<b>39</b>
JEDNOKOLOVÉ TURBODMYCHADLO .....	39
<b>5.1.5. ENERGETICKÉ CHARAKTERISTIKY .....</b>	<b>40</b>
<b>5.1.6. PROVOZNÍ BOD .....</b>	<b>41</b>
<b>5.1.7. REGULACE RADIÁLNÍCH TURBOKOMPRESORŮ .....</b>	<b>42</b>
5.1.7.1. REGULACE ZMĚNOU OTÁČEK.....	42
5.1.7.2. REGULACE ŠKRCENÍM V SÁNÍ .....	43
5.1.7.3 REGULACE ŠKRCENÍM VE VÝTLAKU .....	43
5.1.7.4. REGULACE ANTIPOMPAŽNÍ.....	43
5.1.7.5. REGULACE ZMĚNOU PRŮŘEZU PRŮTOČNÝCH ČÁSTÍ.....	44
<b>5.2. TURBOKOMPRESORY AXIÁLNÍ .....</b>	<b>44</b>
<b>6. PARALELNÍ A SÉRIOVÁ SPOLUPRÁCE KOMPRESORŮ .....</b>	<b>46</b>
<b>7. VOLBA NEJVHODNĚJŠÍHO DRUHU KOMPRESORU .....</b>	<b>48</b>
<b>8. ZPĚTNÉ VYUŽÍVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA.....</b>	<b>49</b>
<b>9. KVALITA A ÚPRAVA STLAČENÉHO VZDUCHU .....</b>	<b>51</b>
<b>9.1. VLHKÝ VZDUCH .....</b>	<b>51</b>
<b>9.1.1. VYSOUŠENÍ VZDUCHU .....</b>	<b>52</b>
9.1.1.1. KONDENZAČNÍ SUŠIČKY .....	52
9.1.1.2. ADSORPČNÍ SUŠIČKY.....	54
<b>10.1. OBECNĚ PLATNÉ POSTUPY K DOSAHOVÁNÍ ÚSPOR .....</b>	<b>57</b>
<b>10.1.1. OBLAST SPOTŘEBY .....</b>	<b>57</b>
10.1.1.1. KONCEPCE SPOTŘEBY .....	57
10.1.1.2. OPTIMALIZACE PROVOZNÍHO TLAKU.....	58
<b>10.1.2. OBLAST ROZVODŮ .....</b>	<b>59</b>
10.1.2.1. NETĚSNOSTI .....	59
10.1.2.6. TLAKOVÉ ZTRÁTY .....	62
<b>10.1.3. OBLAST VÝROBY .....</b>	<b>63</b>
10.1.3.1. PODMÍNKY PRÁCE KOMPRESORU.....	63
10.1.3.2. ZLEPŠENÍ UŽITNÝCH VLASTNOSTÍ KOMPRESORŮ A KOMPRESOROVÝCH STANIC.....	63
10.3. VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA.....	68
<b>10.4. ÚDRŽBA .....</b>	<b>69</b>
<b>10.5. ENERGETICKÝ MANAGEMENT .....</b>	<b>69</b>
<b>11. POUŽITÁ LITERATURA A DALŠÍ ZDROJE INFORMACÍ .....</b>	<b>71</b>

## PŘEHLED POUŽITÝCH OZNAČENÍ A INDEXŮ

Symbol	Jednotka	Veličina
A	J	práce
C	KWh.m <sup>-3</sup>	měrná spotřeba energie
D	m	průměr
E	J	exergie
F	N	síla
I	J	entalpie
K		reakce
M		Machovo číslo
M <sub>k</sub>	N.m	kroučící moment
P	W	výkon
Q	J	teplo, tepelné ztráty
S	m <sup>-2</sup>	plocha
T	K	teplota absolutní
V	m <sup>3</sup>	objem
ṽ	m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup>	objemový průtok
W	J	energie
Y	J.kg <sup>-1</sup>	měrná energie RTK, ATK
Z	J	ztráta energie
Ž	W	ztrátový výkon
ATK		axiální turbokompresor
RTK		radiální turbokompresor
a	J.kg <sup>-1</sup>	měrná práce
a	m.s <sup>-1</sup>	zychlost zvuku
c	m.s <sup>-1</sup>	rychlost absolutní
c	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	měrná tepelná kapacita
d	m	průměr
e	J.kg <sup>-1</sup>	měrná exergie
f	s <sup>-1</sup>	frekvence
g	m.s <sup>-2</sup>	zrychlení tíže
h	m	zdvih ventilu
i	J.kg <sup>-1</sup>	měrná entalpie
k		izoentropický exponent
m	kg	hmotnost
ṁ	kg.s <sup>-1</sup>	hmotnostní průtok
n	s <sup>-1</sup>	otáčky
p	Pa	tlak
q	J.kg <sup>-1</sup>	měrné teplo
r	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	měrná, individuální plynová konstanta
r	m	poloměr
s	J.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>	měrná entropie
s	m	zdvih pístu
t	°C	teplota
u	J.kg <sup>-1</sup>	měrná vnitřní energie



evropský  
sociální  
fond v ČR



EVROPSKÁ UNIE



MINISTERSTVO ŠKOLSTVÍ,  
MLÁDEŽE A TĚLOVÝCHOVY



OP Vzdělávání  
pro konkurenceschopnost

INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

u		ejekční součinitel
u	$\text{m.s}^{-1}$	obvodová rychlost
v	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$	měrný objem
w	$\text{J.kg}^{-1}$	měrná energie
w	$\text{m.s}^{-1}$	relativní rychlost
x		měřítka
z	$\text{J.kg}^{-1}$	měrná ztráta
z		počet stupňů, lopatek, zdvihů, otáček
$\alpha$		úhel sklonu absolutní rychlosti
$\beta$		úhel sklonu relativní rychlosti
$\varepsilon$		součinitel skluzu, topný faktor
$\varepsilon_s$		poměrná velikost škodlivého prostoru
$\varphi$		tlakové číslo RTK
$\lambda$		součinitel, výkonové číslo RTK
$\nu$		poměrná netěsnost
$\pi$		vestavěný tlakový poměr
$\phi$		objemové číslo
$\rho$	$\text{kg.m}^{-3}$	hustota
$\sigma$		tlakový poměr
$\tau$	s	čas
$\tau$		vliv tvaru lopatek
$\omega$	$\text{rad.s}^{-1}$	kruhová rychlost

## Indexy

P	přední
N	normální
Z	zadní
a	absolutní
a	axiální
b	barometrický
c	celkový
ca	Carnotův
d	dopravovaný
ef	efektivní
ex	exergetický
h	hydraulický
ch	chladicí
i	indikovaný
ie	izoentropický
it	izotermický
jm	jmenovitý
k	kompresoru
m	mechanický,
o	objemový
p	pístu, tlakový
pol	polytropický

q	tepla
t	teoretický
sp	spojkový
st	stroje, statický
stř	střední
š	škodlivý
t	teplotní
u	ucpávky, unášivý
už	užitečný
v	ventilu, expanzní
za	základu
I,II až VII	označení stupně

Poznámka k označování tlaků a teplot

$p_n$	v sacím hrdle (nasávaný plyn)
$p_d$	ve výtlačném hrdle (dopravovaný)
$p_1$	ve válci na konci sání
$p_2$	ve válci na konci komprese
$p_3$	ve válci na konci vytlačování
$p_4$	ve válci na konci expanze

Druhým indexem – římskou číslicí nebo obecně písmenem je označen stupeň. Např:

$p_{nII}$	tlak plynu v sacím hrdle druhého stupně
$p_{3z}$	tlak plynu na konci vytlačování v z-tém
$p_{dIII}$	tlak plynu za třetím stupněm

Stejným způsobem jsou označovány teploty plynu.

## PŘEDMLUVA

Tato publikace je určena všem, kteří v rámci své pracovní náplně či přípravy na povolání budou přicházet do kontaktu s technologií výroby, rozvodu a spotřeby stlačeného vzduchu. Měla by oslovit především ty, kteří mohou svým počínáním přispět k minimalizaci nákladů a snížení spotřeby energií v této oblasti.

Publikace se snaží čtenáře jednak seznámit se základními typy kompresorů a systematicky vytipovat dílčí oblasti, ve kterých jsou možnosti velkých úspor energie.

## 1. ÚVOD

Stlačený vzduch se řadí podobně jako elektřina mezi sekundární zdroje energie. To znamená, že je to již člověkem přetvořená forma energie, která byla po řadě transformačních procesů získána z výchozích energií primárních.

Obor, věnující se stlačování plynů, je v moderním průmyslu velmi důležitý, poněvadž kompresory zasahují do všech odvětví lidské činnosti. Na pohon kompresorů se v celosvětovém měřítku vynakládá asi až 30 % celkové spotřeby elektrické energie, s níž je nutno velmi úsporně hospodařit. Proto v poslední době vznikají nové typy strojů a stále je vylepšována jejich konstrukce, což vede ke zdokonalování jejich energetických parametrů a smysluplnému využívání přiváděné energie.

Mezi nesporné výhody stlačeného vzduchu patří prakticky neomezená dostupnost jako vstupního média kdekoli a v jakémkoliv množství, obecně ekologická nezávadnost, nehořlavost, nevířivost, v rozvodech není potřeba instalovat vratné větve, při netěsnostech nehrozí znečištění okolí unikajícím médiem.

Průmyslové odvětví	Příklady použití
Všeobecně	Řídící, regulační a akční pneumatické prvky, uchopování a manipulace s předměty, stříkání, pneumatické stroje a nástroje, chlazení
Potravinářství	Dehydratace, vakuové balení, plnění lahví, přeprava nápojů
Hutnictví	Vakuové lití, vysokopecní vítr, tvářecí stroje, opracování odlitků
Těžební průmysl	Úpravnictví, pneumatická doprava, regenerace odprašovacích filtrů, mamutí čerpadla
Energetika	Pneumatická doprava, vápence, rozjíždění plynových turbín, ...
Chemický	Homogenizace směsí, výroba kyslíku
Sklářský	Foukání skla, míchání taveniny
Výroba plast. hmot	Dávkování, formování
Environmentální technologie	Čeření v čistírnách odpadních vod, vakuové filtry
Textilní	Vzduchová tkací technika

### 1.1. PROČ ŠETŘIT STLAČENÝM VZDUCHEM?

Oblast techniky stlačených médií, a to především jedná-li se o stlačený vzduch, je přes svoji důležitost a obrovský význam podvědomě podceňována. Vzduch je považován za levné a všudypřítomné médium. Toto vědomí se neoprávněně přenáší i na vzduch stlačený. Zapomíná se na to, že stlačování vzduchu je činnost energeticky velmi náročná. Vždyť jenom teoretické množství technické práce potřebné pro stlačení 1 m<sup>3</sup> vzduchu o teplotě 20 °C z tlaku 100 kPa na 700 kPa se pohybuje dle způsobu komprese od 54 do 72 Wh.

Lhostejný postoj k technologii výroby a využívání pneumatické energie může tedy vést ke značným ekonomickým ztrátám. Tento postoj přináší mrhání ušlechtilými druhy energií, které musí vstupovat do technologií končících kompresními procesy. Děje se tak se všemi negativními důsledky vyplývajícími ze způsobů získávání energie potřebné k pohonu kompresoru, kde převládá využívání energie elektrické.

*Pozn.*

*Nebude-li výslovně uvedeno jinak, jsou všechny objemy a objemová množství vztažena na absolutní tlak 100 kPa a teplotu 20 °C. Takto přepočtené objemové veličiny budou označeny indexem  $n$ .*

Při uvažované ceně elektrické energie 2,40 Kč/kWh dosahují náklady na energii ročně 2,2 mil. Kč (běžně se ceny elektrické energie pohybují v rozmezí od 1,50 Kč/kWh pro velkooběratele do 3,00 Kč/kWh pro malý podnikatelský sektor). Nebyla-li v podniku již provedena energeticky úsporná opatření v této oblasti, je možno předpokládat úspory ve výši 10 až 20 %. Už při snížení o 10 % se roční náklady sníží o 220 tis. Kč.

Z ekologického hlediska se sníží zatížení životního prostředí o 12 kg tuhých znečišťujících látek, 260 kg SO<sub>2</sub>, 180 kg NO<sub>x</sub>, 14 kg C<sub>x</sub>H<sub>y</sub>, 17 kg CO a 113 t CO<sub>2</sub>, které by vznikly při výrobě uspořené elektřiny v klasických uhelných elektrárnách.

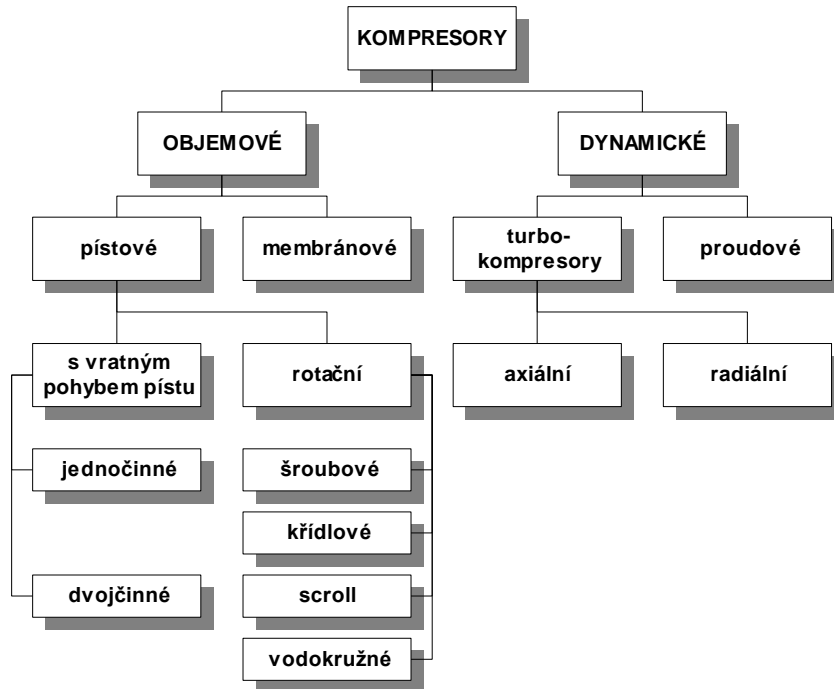
## **1.2. ROZDĚLENÍ KOMPRESORŮ PODLE ZPŮSOBU PRÁCE A PROVEDENÍ**

Podle způsobu stlačování se kompresory dělí na objemové a rychlostní (dynamické). U objemových kompresorů s ventilovým rozvodem dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, v němž je plyn uzavřen. Periodické změny objemu tohoto prostoru se dosahuje přímočarým vratným pohybem pístů u kompresorů pístových, nebo prohýbáním pružné membrány u kompresorů membránových. Kompresory využívající rotačního pohybu pístu se nazývají kompresory rotační. Místo ventilového rozvodu využívají zjednodušené konstrukční úpravy s pevně nastaveným konstantním, tak zvaným "vestavěným" tlakovým poměrem. Vnitřní komprese je pak mnohdy doprovázená kompresí vnější, probíhající až za výtlačným hrdlem kompresoru. U dynamických kompresorů, které se dělí na turbokompresory (lopatkové) a proudové je pracovní prostor neměnný.

Kinetická a z části tlaková energie plynu se zvyšuje v oběžném kole. Ve statoru za rotorem se kinetická energie mění na tlakovou. Podle směru pohybu plynu vůči ose stroje se rotační lopatkové stroje dělí na turbokompresory radiální, axiální a diagonální.

Základní částí proudových kompresorů (ejektorů) je dýza, ve které dosahuje hnací látka podkritické či nadkritické rychlosti, směšovací komora, kde dochází k míšení se stlačovaným plynem a difuzor transformující energii kinetickou na tlakovou.





Kompresory bývají různého provedení a uspořádání. Rozdělují se zejména podle:

- stlačovaného média na kompresory vzduchové a plynové,
- počtu stupňů na stroje jednostupňové a vícešupňové,
- celkového tlakového poměru  $\sigma_c$  na

dmychadla	$\sigma_c < 3$
nízkotlaké kompresory	$\sigma_c = 3$ až 25
středotlaké kompresory	$\sigma_c = 25$ až 100
vysokotlaké kompresory	$\sigma_c = 100$ až 300
hyperkompresory	$\sigma_c > 300$

- dosahované výkonnosti  $\dot{V}_d$  na

kompresory malé, jestliže	$\dot{V}_d < 150$	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
kompresory střední	$\dot{V}_d = 150$ až 5 000	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
kompresory velké	$\dot{V}_d > 5\,000$	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Kompresory lze dále členit na vzduchem nebo vodou chlazené, na stacionární, přenosné a pojízdné.

Kompresory určené k odsávání plynů z uzavřených prostorů jsou vývěvy.

Jednotky s malým tlakovým poměrem a již zvýšeným sacím tlakem se nazývají dotlačovací (boostery).

## 2. ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ ÚDAJE KOMPRESORŮ

Technickými údaji jsou popsány vlastnosti a hlavní parametry strojů. Jedná se zejména o:

- celkový tlakový poměr	$\sigma_c = \frac{p_c}{p_{n,1}}$	-
- výkonnost pístového kompresoru	$\dot{V}_d$	$m^3 \cdot h^{-1}$
- celkový příkon kompresoru	$P_{sp}$	W
- účinnost kompresoru	$\eta$	-
- počet stupňů	$z$	-
- otáčky kompresoru	$n$	$s^{-1}, \text{min}^{-1}$

Ve firemní literatuře se uvádí zpravidla také :

- tlak nasávaného plynu	$p_{n,1}$	Pa
- teplota nasávaného plynu	$t_{n,1}$	°C
- teplota ve výtlačném hrdle stroje	$t_d$	°C
- hmotnost kompresoru	$m_k$	kg
- spotřeba chladicí vody	$\dot{V}_v$	$l \cdot s^{-1}$
- spotřeba oleje	$\dot{m}_{ol}$	$kg \cdot s^{-1}$

a u objemových kompresorů pak dále :

- využití pracovního prostoru	$\lambda$	-
- počet válců	$i$	-
- průměry válců	$D$	m
- zdvih pístu	$s$	m

S počtem stupňů úzce souvisí celkové provozní náklady, které jsou rozhodujícím ekonomickým kritériem. Pro daný konečný tlak plynu za kompresorem je minimální počet stupňů u objemových kompresorů omezen přípustnými teplotami plynu ve válci. Investiční náklady takto navržených kompresorů, ale současně i porovnávací účinnosti, jsou nižší. Protikladem je dražší stroj s ekonomicky maximálně přípustným počtem stupňů, pracujících s nejvyšší dosažitelnou účinností a menší spotřebou energie. Pro optimální počet stupňů s nejmenšími celkovými provozními náklady jsou u velkých kompresorů s dlouhodobým provozem rozhodující náklady na energii, u malých strojů s krátkodobým využitím náklady investiční.

## 2.1. VÝKONNOST KOMPRESORŮ

Výkonnost je z hlediska využitelnosti kompresoru parametrem základním. Je definována jako objemový průtok  $\dot{V}_d$  plynu sacím hrdlem kompresoru dopravovaný až do spotřebiče.

Tato veličina není ovlivňována změnou barometrického tlaku ani změnou teploty nasávaného plynu, takže během bezporuchového provozu se nemění. Je ovšem závislá na současném stavu stroje, na celkovém tlakovém poměru  $\sigma_c$  a zejména na stupni opotřebení částí utěsňujících pracovní prostor stroje. V provozních podmínkách nelze rovněž vyloučit vliv netěsných pojistných ventilů chladičů spojovacího potrubí a příslušenství stroje.

Srovnáním naměřených hodnot  $\dot{V}_d$  (současná výkonnost) s jmenovitou hodnotou  $\dot{V}_{jm}$  (jmenovitá výkonnost) udávanou výrobcem u nově instalovaných strojů, můžeme posoudit stupeň opotřebení kompresoru.

K vyjádření dopravovaného množství plynů kompresorem slouží:

- hmotnostní výkonnost  $\dot{m}_d$  ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ), což je hmotnostní průtok plynu výtlačným hrdlem stroje.

Vztah mezi výkonností hmotnostní, zjišťovanou měřeními ve výtlačném potrubí a výkonností současnou popisuje vztah

$$\dot{m}_d = \dot{V}_d \cdot \rho_{n,l} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (1)$$

Hustotu plynu  $\rho_{n,l}$  nasávaného prvním stupněm kompresoru udává v závislosti na jeho tlaku  $p_{n,l}$  a teplotě  $T_{n,l}$  v sacím hrdle stavová rovnice,

$$\rho_{n,l} = \frac{p_{n,l}}{r \cdot T_{n,l}} \quad [\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}] \quad (2)$$

což vysvětluje, proč se během dne i roku dopravované množství (hmotnostní výkonnost) mnohdy i výrazně mění.

I když je využívání hmotnostní výkonnosti  $\dot{m}_d$  k určení dopravovaného množství plynu nejpřijatelnější, v technické praxi se neujalo, hmotnostní průtok je neustále přepočítáván na průtok objemový, na tak zvaný standardní (normální) stav  $\dot{V}_{d,N}$  pomocí rovnice (3). Výrobci kompresorů téměř výhradně využívají „normální stav technický“ na rozdíl od dříve zavedeného „normálního stavu fyzikálního“.

$$\dot{m}_d = \dot{V}_{d,N} \cdot \rho_N \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (3)$$

V této rovnici je:

$r$  měrná, individuální plynová konstanta,

$p_N$  normální (standardní) tlak 100 kPa = 1bar (dříve 101,325 kPa),

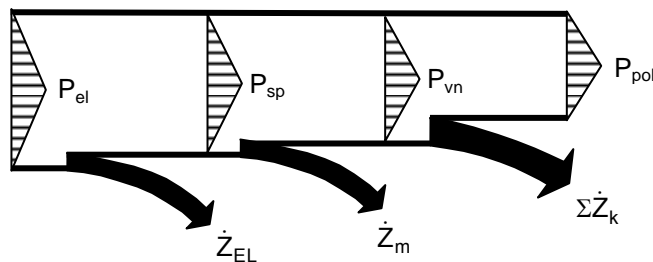
$T_N$  normální (standardní) teplota 293,16 K = 20°C (dříve 273,16 K).

Název „standardní“ je zaváděn mezinárodní normou ČSN ISO 8011.

Poněvadž hustota plynu v normálním stavu je konstantní, kopíruje standardní výkonnost hmotnostní průtok a slouží tudíž výhradně k vyjádření množství dopravovaného plynu. Z tohoto hlediska je využívání normálních metrů krychlových k popisu hmotnostního průtoku zavedeno duplicitně, což odpovídá zavedeným zvyklostem.

## 2.2. PŘÍKONY KOMPRESORŮ

Práce potřebná k pohonu kompresoru za čas je příkonem pohonu, který společně s převodem a kompresorem vytváří soustrojí, dodávající do spotřebiče plyn o požadovaných parametrech. Příkon motoru je vzhledem k tomu, že se k tomu účelu nejčastěji využívá elektromotorů, označen  $P_{el}$ .



Výkon elektromotoru  $P_{el}$  je příkonem kompresoru  $P_{sp}$  na spojce. Je proto o ztráty (rozptyl energie vznikající v elektromotoru)  $Z_{el}$  menší.

Z energetické bilance

$$P_{el} = P_{sp} + Z_{el}$$

Ize odvodit vztah

$$\eta_{el} = \frac{P_{sp}}{P_{el}} = 1 - z_{el} \quad [-] \quad (4)$$

Měrné ztráty  $Z_{el}$  v závislosti na odebíraném výkonu popisují průběh účinnosti, který zjišťují výrobci na zkušebnách. Pomoci účinnosti elektromotoru lze z naměřeného příkonu elektromotoru vyhodnotit spojkový příkon.

Je-li mezi motor a kompresor zařazen převod, nutno zvážit i jeho účinnost  $\eta_p$ , takže:

$$P_{sp} = P_{el} \cdot \eta_{el} \cdot \eta_p \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

Účinnost převodů klínovými řemeny bývá v rozmezí 90 až 94%, ozubené řemeny dosahují až 99%.

Uložení rotorů kompresorů lopatkových a rotačních i klikového mechanismu strojů pístových je doprovázeno ztrátami mechanickými  $Z'_m$ . Ty závisí na typu, uspořádání a kvalitě provedení, montáže i mazání kompresorů. K mechanickým ztrátám se přičítá práce potřebná k pohonu čerpadel olejových i chladicích a také práce potřebná k pohonu ventilátoru u strojů vzduchem chlazených.

Příkon přivedený píst nebo na hřídel kompresorů dynamických se nazývá příkonem vnitřním  $P_{vn}$ . Poměr příkonu vnitřního a spojkového je účinnost mechanická  $\eta_m$ .

### 2.3. ÚČINNOSTI KOMPRESORŮ

Míra dokonalosti strojů se mimo jiné posuzuje stupněm využití přivedené energie, tj. energetickými účinnostmi. U převážné většiny strojů a zařízení se definují účinnosti přímé, jakožto poměr výkonu  $P_{už}$  a příkonu stroje  $P$ . Příkon  $P$  je energie  $W$  přivedená do stroje za jednotku času, výkon  $P_{už}$  je užitečná část příkonu

$$\eta = \frac{P_{už}}{P} \quad [-] \quad (6)$$

Rozdíl mezi přivedenou energií  $W$  a využitou energií  $W_{už}$  jsou ztráty energie, tj. množství zmařené energie  $W_z$ , které se nepodařilo přeměnit na žádaný druh a je odváděno bez užitku do okolí

$$W_z = W - W_{už} \quad [\text{J}] \quad (7)$$

U kompresorů se výkon stroje nedefinuje (u ideální tj. izotermické komprese je entalpie plynu na počátku a konci komprese totožná, takže výkon je roven nulové hodnotě), přímé účinnosti jsou nahrazovány účinnostmi porovnávacími. Jsou to energetické účinnosti nepřímé, poněvadž porovnávají příkon kompresoru ideálního a skutečného. Pomocí ideálního stroje (který je jen představou) zkoumá se míra dokonalosti stroje skutečného.

Podle toho, který oběh je zvolen za srovnávací, rozdělují se porovnávací (termodynamické) účinnosti na izotermické a izoentropické.

### 2.3.1. Účinnosti izotermické

Poměr izotermického příkonu  $P_{it}$  ideálního kompresoru a celkového příkonu  $P_{sp}$  skutečného kompresoru se nazývá izotermická účinnost spojivá

$$\eta_{it,sp} = \frac{P_{it}}{P_{sp}} \quad [-] \quad (8)$$

Rozdíl mezi celkovým a izotermickým příkonem vzniká mařením části mechanické energie přiváděné k pohonu kompresoru. K tomu dochází nežádoucí přeměnou (transformací) mechanické energie na energii tepelnou.

Uživatelé kompresorové stanice sledujícího spotřebu elektrické energie a tím také provozní náklady kompresorové stanice více zajímá snadno vyhodnitelná izotermická účinnost celého soustrojí

$$\eta_{it,el} = \frac{P_{it}}{P_{el}} \quad [-] \quad (9)$$

Izotermické účinnosti se definují zejména u kompresorů pístových, které považujeme za stroje chlazené.

### 2.3.2. Účinnosti izoentropické

U rotačních kompresorů a turbokompresorů stále převažují účinnosti izoentropické, definované pomocí izoentropického ideálního příkonu  $P_{ie}$  analogicky jako účinnosti izotermické.

$$\eta_{ie,sp} = \frac{P_{ie}}{P_{sp}} \quad [-] \quad (10)$$

$$\eta_{ie,el} = \frac{P_{ie}}{P_{el}} \quad [-] \quad (11)$$

Tyto hodnoty však nemůžeme srovnávat s účinnostmi izotermickými, zavedenými u pístových kompresorů. Porovnávací účinnosti jsou svázány závislostí

$$\omega = \frac{\eta_{it}}{\eta_{ie}} = \frac{P_{it}}{P_{ie}} = \frac{a_{it}}{a_{ie}} = \frac{\ln \sigma_c}{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \sigma_c^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)} \quad [-] \quad (12)$$

vztah

$$\eta_{it} = \eta_{ie} \cdot \omega \quad [-] \quad (13)$$

musíme uplatnit při srovnávání kompresorů využívajících rozdílné účinnosti, nejlépe přepočtem na účinnost izotermickou.

### 3. PÍSTOVÉ KOMPRESORY

Tyto stroje nacházejí stěžejní uplatnění v chemickém průmyslu, kde se využívá jejich schopnosti dosahovat nejvyšších tlaků. Kompresní poměry hyperkompresorů již překračují hodnotu  $\sigma_c = 2\,500$ . Velké pístové kompresory pracují s výkonností až  $20\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ , maximální příkon energie přiváděný k jejich pohonu bývá 5 MW.

Malé dotlačovací kompresory se používají v těch místech, kde tlak vzduchu v rozvodné síti klesá pod přípustnou mez.

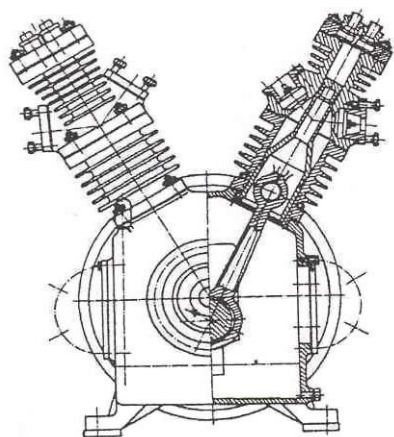
#### 3.1. ZÁKLADNÍ TYPY PÍSTOVÝCH KOMPRESORŮ

##### 3.1.1. Ležaté kompresory

jsou nejstarším druhem pístových kompresorů, při jejichž konstrukci byly aplikovány zkušenosti ze stavby parních strojů. Nízké otáčky, omezené nedokonalým vyvážením setrvačných sil a momentů, vyžadují rozměrnou, robustní konstrukci i půdorysně rozlehlé strojovny. Stavební výšky jsou však i u několikastupňových strojů malé. Krátkým spojovacím potrubím lze odlučovače i chladiče umístit do sklepních prostorů pod úroveň stroje, čímž se vytvoří předpoklady pro snadnou obsluhu a údržbu. Tyto stroje mají dlouhou životnost.

##### 3.1.2. Stojaté kompresory

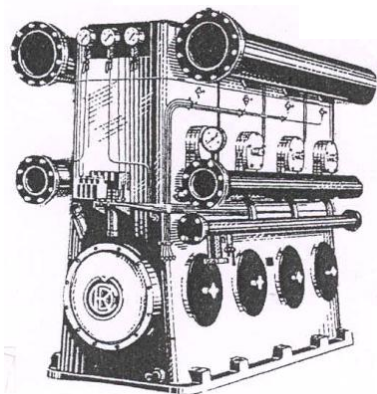
Snaha zlevnit výrobu zvyšováním otáček vedla ke konstrukci stojatých kompresorů podle vzoru spalovacích motorů. Víceválcové uspořádání umožňuje lepší vyvážení setrvačných sil i momentů.



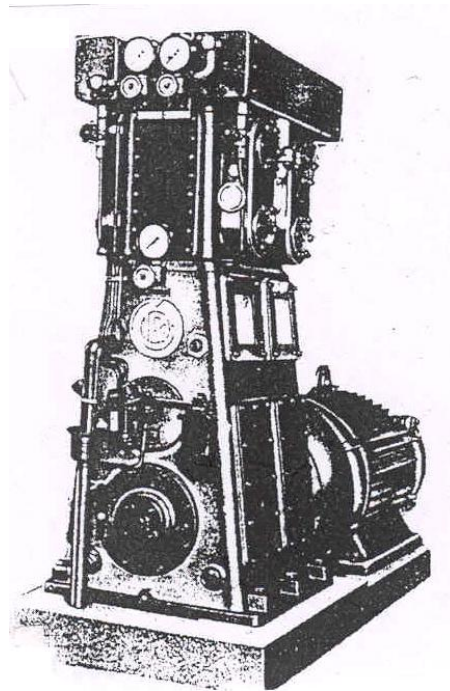
U vícestupňových kompresorů však značně narůstá výška strojovny, která musí umožnit vertikální demontáž pístů včetně dlouhých pístnic. Poněvadž příslušenství stroje bývá umísťováno na jednotlivé části stroje, přístup k ventilům a ucpávkám je obtížnější než u strojů ležatých. Proto se stavějí zpravidla jen jako nízkotlaké, jedno až třístupňové stroje stacionární, nebo pojízdné. Na obrázku je dvoustupňový, vzduchem chlazený stojatý kompresor 2 DVK 65-V, stlačující  $18\text{ m}^3$  plynu za hodinu na 3,5 MPa. Často se používají pro speciální účely jako kompresory bezmazné, plicní, kyslíkové, membránové atd.

V tlakovzdušných kompresorových stanicích se uplatňují dvoustupňové kompresory DSK, které se vyráběly v ČKD jako dvou až čtyřválcové stroje s výkonností  $1\,000$  až  $3\,600\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ . Tyto stroje dosahují účinnosti  $\eta_{it,el} = 0,6$  při celkovém tlakovém poměru  $\sigma_c = 9$ .

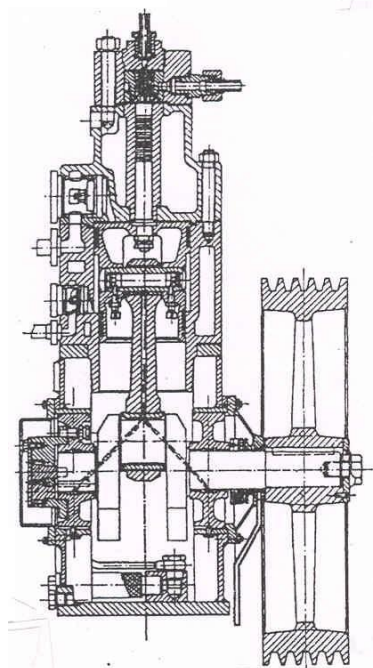
Novodobé bezmazné typy stojatých kompresorů pracují s malou spotřebou oleje, přičemž zcela odpadá mazání válců i zařízení k odlučování oleje. Dodávaný vzduch je naprosto čistý, bez jakýchkoliv stop oleje z mazaných částí stroje, takže exploze oleje je vyloučena.



*Dvoustupňový kompresor 4 DSK 350*



*Bezmazný kompresor 2 DSK 240 B*



*Třístupňový kompresor 1 TSK 115*

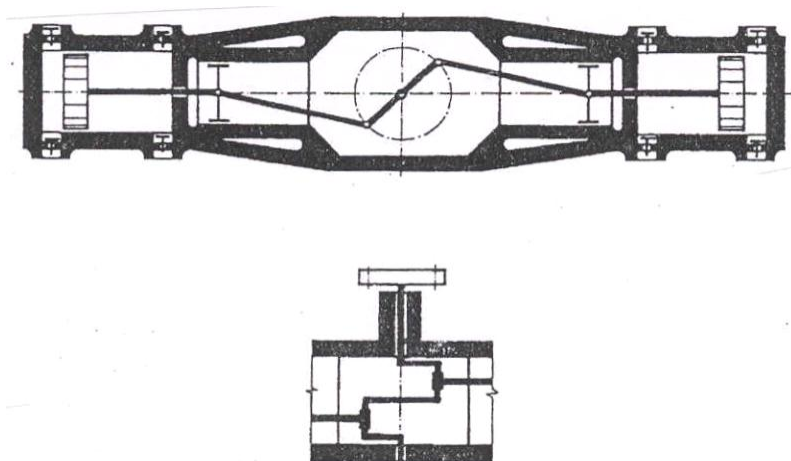
Konstrukce klikové skříně pomocí mezistěny se speciálními stíracími ucpávkami pístnic brání vnikání oleje z klikového mechanismu k válcům. Pístnice, pouzdra válců a samočinné destičkové ventily jsou z nerezavějící oceli. Hliníkové písty jsou utěsněny pístními kroužky ze samomazných materiálů. V ČKD se tyto typy stavěly pro výkonnosti až  $1\,600\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$  a tlakové poměry  $\sigma_c = 10$  až  $20$ .

Malý vysokotlaký třístupňový stojatý kompresor 1 TSK 115 se zkráceným klikovým mechanismem a diferenciálním stlačuje  $24\text{ m}^3$  vzduchu za hodinu na tlak  $20\text{ MPa}$  do akumulátorů důlních lokomotiv.



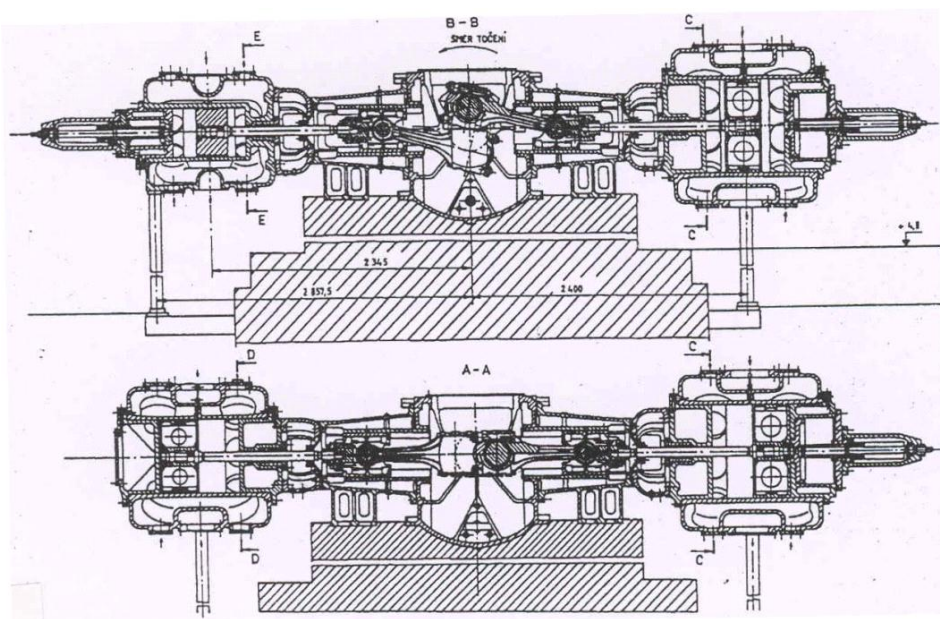
### 3.1.3. Kompresory boxerové

spojují přednosti obou předchozích typů. Osy válců jsou horizontální a ke každému zalomení hřídele je přiřazena dvojice pístů pohybujících se proti sobě. Takto jsou vytvořeny předpoklady pro úplné vyvážení setrvačných sil a při vhodném uspořádání i setrvačných momentů. Vyvážení setrvačných sil a momentů umožní až trojnásobné zvýšení otáček proti pomaluběžným ležatým strojům starší konstrukce.



*Schéma boxerového kompresoru*

Řez osou válců boxerového kompresoru 4 TBK 800 je na obrázku. Jeho výkonnost je  $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ , dosažitelný tlak ve výtlačném hrdle  $p_d = 1,275\text{ MPa}$ , otáčky  $n = 300\text{ min}^{-1}$  a celkový příkon  $P_{el} = 1\,250\text{ kW}$ .



*Boxerový kompresor 4 TBK 800*

### 3.1.4. Úhlové kompresory

mají válce s vodorovnými i svislými osami. Zalomení klikového hřídele přesazené o 90° umožní dobré vyvážení setrvačných sil a úsporu půdorysné plochy. Podobně jako boxerové kompresory i tyto typy se vyznačují klidným chodem. Stavějí se také v bezmazném provedení. Schéma kompresoru tohoto typu je na obr.13

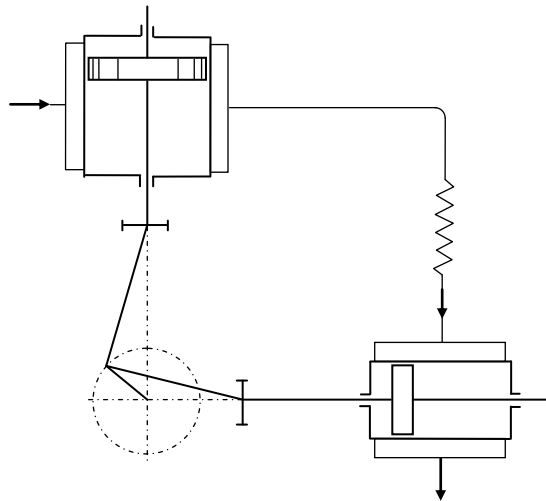


Schéma úhlového dvoustupňového kompresoru

## 3.2. ZVLÁŠTNÍ DRUHY PÍSTOVÝCH KOMPRESORŮ

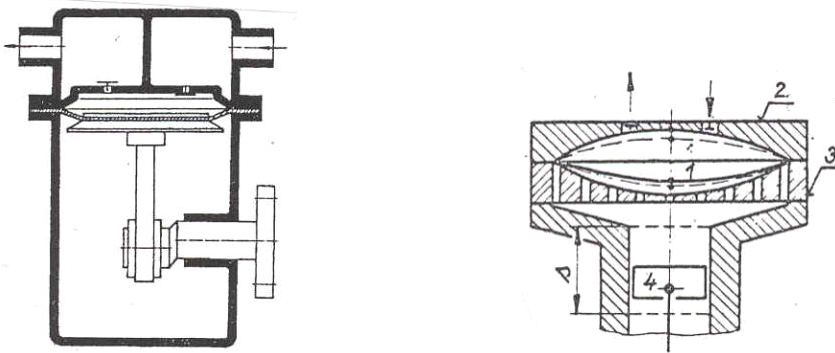
### 3.2.1. Kompresory membránové

patří mezi speciální druhy kompresorů, neboť změny objemu pracovního prostoru se dosahuje prohýbáním pružné kruhové membrány. U jednodušších konstrukcí se používá měkká, nejčastěji pryžová membrána, která je ovládána mechanicky. Stroje s kovovou, hydraulicky ovládanou membránou jsou spřaženy s pístovým olejovým čerpadlem, uloženým v ose stroje pod děrovanou deskou, omezující průhyb membrány. Staví se jako jednostupňové (až  $\sigma_c = 12$ ), či dvoustupňové (až  $\sigma_c = 22$ ), s výkonnosti od 0,1 do 20 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

Přednosti těchto kompresorů jsou :

- bezucpávková konstrukce,
- čistota pracovního prostoru, který není znečišťován olejem,
- malý škodlivý prostor, umožňující vysoký kompresní poměr

Nevýhodou je velká hmotnost. Membránové kompresory se používají zejména na stlačování malých množství vzácných plynů a také v případech, kdy je únik stlačovaného plynu do okolí nežádoucí. Kyslíkové kompresory tohoto typu používají jako pracovní kapalinu vodu, k zamezení požáru, poněvadž poruchu s prasklou membránou vyloučit nelze. S ohledem na odvod tepla kovovou membránou je dosahována téměř izotermické komprese.

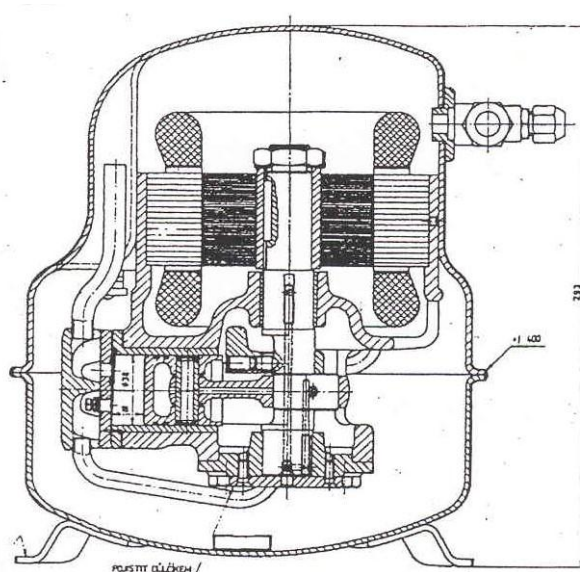


*Schema membránového kompresoru ... s hydraulicky ovládanou membránou*

### 3.2.2. Chladivové kompresory

Součástí chladicích zařízení jsou chladivové kompresory. U nich se vyžaduje naprostá těsnost pracovního prostoru, aby stlačované chladivo neunikalo do okolí. Tím je také zamezeno vnikání vzduchu a vlhkosti do kompresoru, je-li vypařovací tlak nižší než tlak okolí. Stavějí se zpravidla jako:

Pístové kompresory stojaté, ucpávkové tzv. „otevřené“, kdy hřídel je vyveden z klikové skříně přes ucpávku ke spojení s motorem. Bezucpávkové kompresory polohermetické jsou společně s motorem uzavřeny v neprodyšném plášti. Ventily jsou však přes neprodyšná, ale demontovatelná víka přístupné. Zcela hermetické kompresory jsou společně s elektromotorem uzavřeny v tlakové nádobě. Příkladem je hermetický chladivový kompresor pro stlačování freonu R12, pracující s chladicím výkonem 400 W.

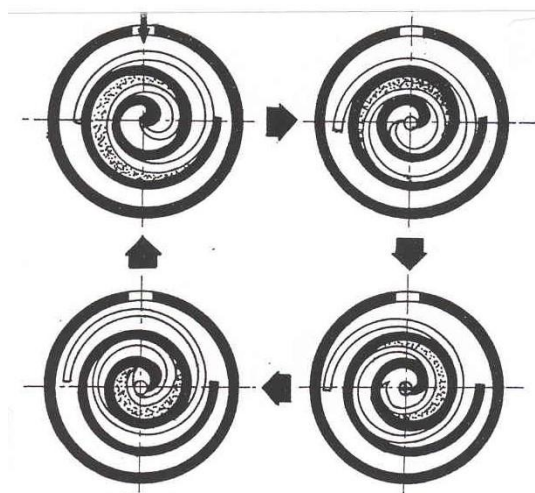


### 3.2.2. Spirálové kompresory

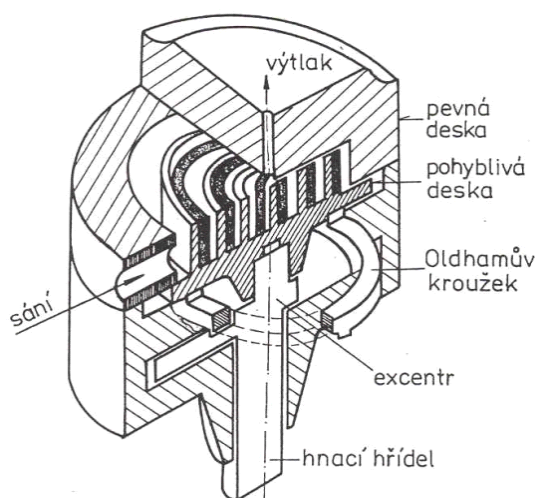
Zcela nový princip komprese je uplatňován u novodobých kompresorů "Scroll" s kývavým pohybem pístu. Ačkoliv byl patentován v USA již v roce 1905, setkáváme se s těmito kompresory až v období rozmachu tepelných čerpadel, neboť v hermetickém provedení dosahují chladicích výkonů od 1 kW do 15 kW. Používají se i jako kompresory vzduchové pro výkonnosti do  $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , s celkovým tlakovým poměrem až 10.

Pracovní prostor kompresoru tvoří dvě kruhové desky s tvarově shodnými spirálovými lopatkami, které jsou v pracovní poloze vzájemně pootočené o  $180^\circ$ . Změnu objemu pracovního prostoru zajišťuje excentrem poháněná pohyblivá deska s kývavým pohybem. Pohybující se spirála se po tmavé statorové odvaluje tak, že obíhá po kruhové dráze kolem jejího středu, kde je také umístěn výtlak. Plyn se mezi obě spirály nasává na obvodu pevné desky. Pracovní prostor se odvalováním zmenšuje a současně je plyn dopravován k výtlaku.

K zamezení rotací pohyblivé desky slouží jistění na principu Oldhamovy spojky. Oldhamův kroužek je umístěn pod zadní stěnou rotující části.



*Princip práce spirálového kompresoru*



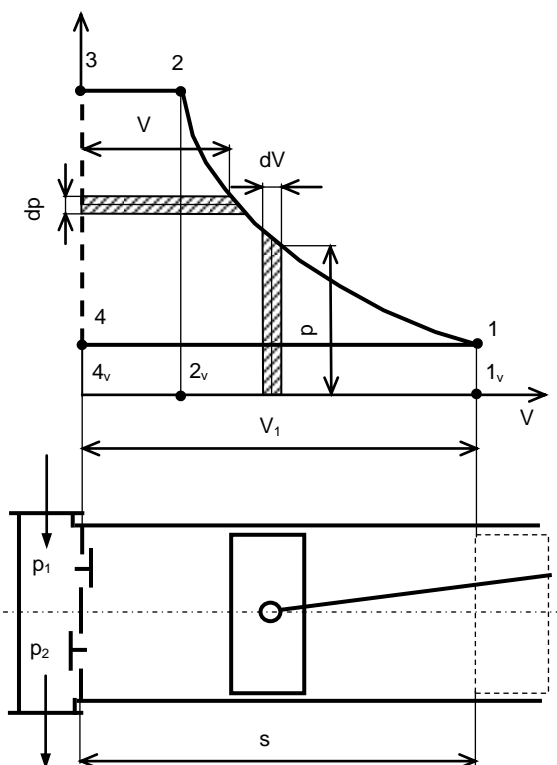
*Řez válcem spirálového kompresoru*

Přednosti těchto strojů se uplatňují ve stále větší míře.

Kompresory "Scroll" nemají klikový mechanismus a tudíž jen nepatrné vibrace, jsou bezmazné, bez převodu mezi motorem a pohyblivou deskou. Mají tichý chod a nejsou citlivé ke kapalinovému rázu u chladivových kompresorů. Vyznačují se vysokou spolehlivostí, úsporností a účinností, což všechno vytváří příznivé podmínky k dosažení efektivního provozu.

### 3.3. TEORETICKÉ ZÁKLADY PŘEMĚNY ENERGIE V PÍSTOVÉM KOMPRESORU

Transformace energie probíhající u pístových kompresorů je vysvětlována popisem schématu a **p-V** diagramu



Komprese plynu 1-2 je buď izotermická, nebo izoentropická. Jelikož nasávání (změna 4-1 v p-V diagramu) i vytlačování 2-3 plynu probíhá u ideálního kompresoru bez hydraulických ztrát, ztotožní se tlak  $p_1$  ve válci na konci sacího zdvihu s tlakem  $p_{n,1}$  v sacím hrdle prvního stupně a tlak  $p_3$  s tlakem  $p_d$  ve výtlačném hrdle skutečného stroje.

Pracovní oběh ideálního kompresoru není uzavřen. Začíná v bodě 4 otevřením sacího ventilu. Píst je v zadní (u stojatých kompresorů v horní) úvratí. Při pohybu pístu k přední (dolní) úvratí, tj. při sacím zdvihu 4-1, se zvětšuje pracovní prostor. Přes otevřený sací ventil vniká plyn za konstantního tlaku a teploty do válce. Na konci sacího zdvihu se sací ventil uzavře a při zpětném pohybu pístu se v důsledku zmenšování pracovního prostoru plyn stlačuje. Výtlačný ventil je stále uzavřen.

Při stoupnutí tlaku ve válci na tlak  $p_2$  (bod 2) se otevře výtlačný ventil a během další části zdvihu píst vytlačí plyn z válce. Oběh je ukončen v bodě 3, kdy píst je opět v zadní úvratí a výtlačný ventil se uzavře.

Následuje otevření sacího ventilu a celý děj se opakuje.

### 3.4. REGULACE PÍSTOVÝCH KOMPRESORŮ

Regulačními zásahy je výkonnost kompresorů přizpůsobována množství odebíranému technologickým procesem, tak aby nedocházelo k nepřijatelnému kolísání tlaku ve výtlačném potrubí. To je sice jištěno pojišťovacími ventily na všech stupních, ale nežádoucí odfukování do okolí znamená ztráty energie a při vadné funkci pojišťovacích ventilů hrozí nebezpečné stoupenutí tlaku.

Podle přizpůsobivosti stroje požadavkům spotřebiče je regulace plynulá, stupňovitá nebo dvoupolohová. Hospodárnost jednotlivých regulačních zásahu je dána změnou provozního režimu celého soustrojí, kompresoru i motoru. Nelze proto z tohoto hlediska hodnotit jen změny v ekonomii samotného kompresoru.

#### 3.4.1. Regulace změnou otáček

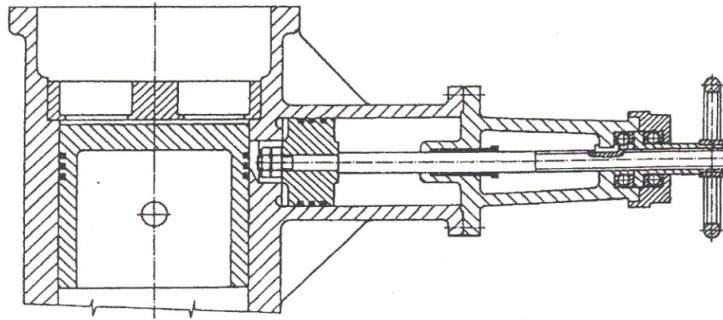
Plynulá regulace změnou otáček je nejhospodárnější a z hlediska konstrukčních úprav pístového kompresoru nejjednodušší. K zajištění předepsané nerovnoměrnosti chodu stroje postačí zvýšení hmotnosti setrvačnicku, který musí být dimenzován na nejnižší otáčky. Výkonnost i příkon odpovídá regulovaným otáčkám. Hydraulické ztráty při snížených otáčkách rychle klesají, netěsnosti pracovního prostoru však rostou. Změna účinnosti motoru odpovídá poklesu jeho zatížení.

Velké pomaluběžné kompresory této regulace nevyužívají. Rozsah regulace je omezován použitým pohonem. Pro výraznou změnu otáček (až na 60 %) lze k pohonu středně velkých i malých, zpravidla mobilních kompresorů použít naftové motory. Parní motory se již v technické praxi téměř nevyskytují. Regulované elektromotory jsou dosud drahé, takže u kompresorů poháněných elektromotorem se využívá ke změně otáček převážně jen regulace dvoupolohová, zastavováním a spouštěním. Pro nutné snížení četnosti regulačních zásahů se vyžaduje nezbytná akumulární schopnost spotřebiče, kterou můžeme ovlivnit velikostí větrníku (zásobníku) za kompresorem.

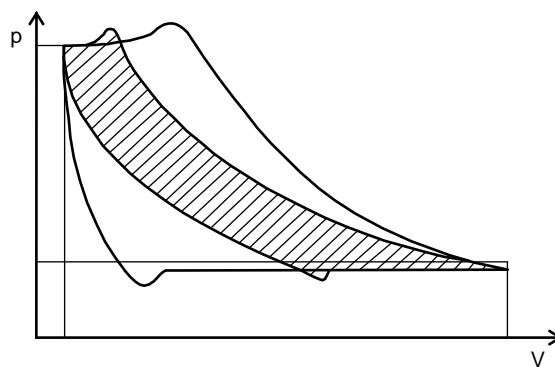
#### 3.4.2. Regulace změnou velikosti škodlivého prostoru

Tato regulace spočívá ve zvětšování škodlivého prostoru přiřazením reduktoru. Na obrázku je přídatný škodlivý prostor s plynulou změnou objemu. U moderních strojů se používá stupňovitá regulace postupným připojováním menších, hydraulicky ovládaných reduktorů s konstantním objemem. Regulačním zásahem se prodlužuje expanze do pracovního prostoru a současně se snižuje expanzní součinitel  $\lambda_v$ . Poněvadž energie potřebná na vtlačení plynu do škodlivého prostoru se z převážné části vrací při expanzi zpět na píst, je to regulace energeticky výhodná.





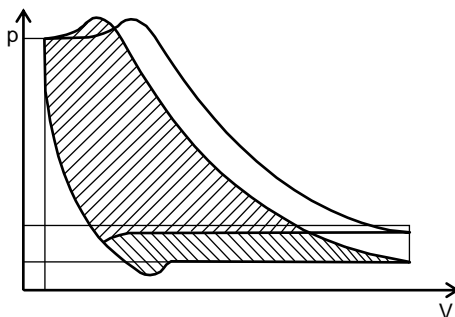
*Reduktor s plynule měnitelným objemem*



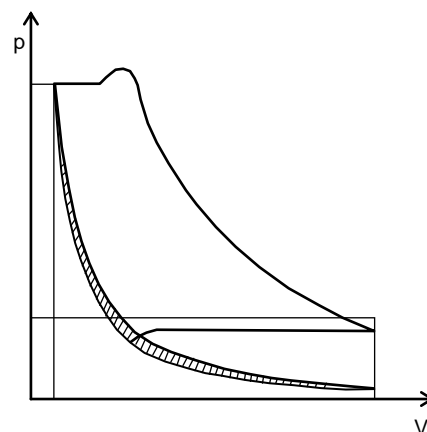
*Indikátorový diagram při regulaci změnou škodlivého prostoru*

### 3.4.3. Regulace škrcením

Regulace škrcením vede ke snížení tlaku  $p_1$  plynu v pracovním prostoru na konci sacího zdvihu. Z ekonomického hlediska je to regulace sice jednoduchá, ale nevhodná, proto se používá jen u malých agregátů. Zvláštním případem této regulace je vyřazení kompresoru z činnosti úplným uzavřením sacího hrdla.



*Indikátorový diagram po škrcení v sání*



*Indikátorový diagram po uzavření sání*

### 3.4.4. Regulace přepouštěním

Regulace přepouštěním vzduchu do okolí u vzduchových kompresorů nebo obtokem zpět do sání (u plynových kompresorů) se vzhledem na ztráty energie používá jen malých jednotek v krátkodobém provozu.

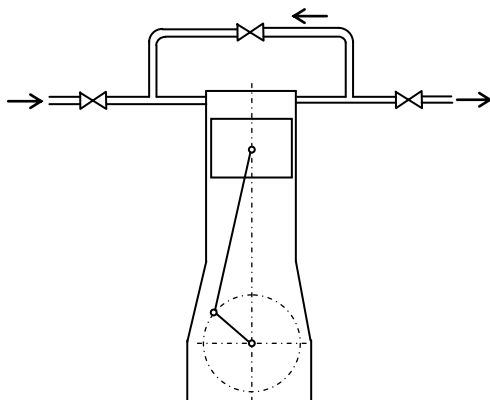
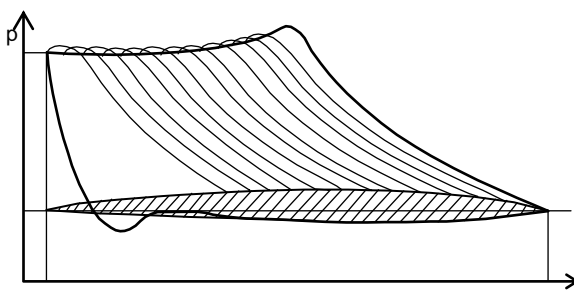


Schéma regulace obtokem

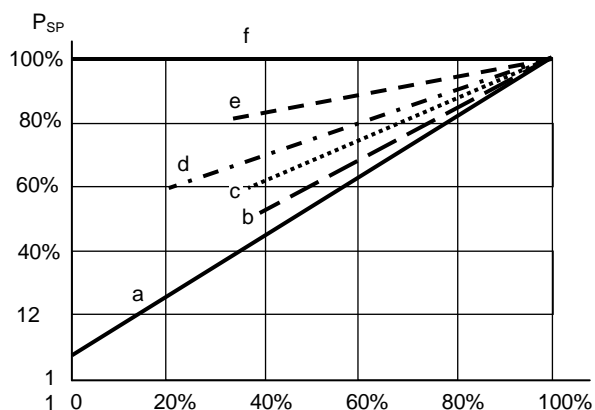
### 3.4.5. Regulace odtlačováním sacích ventilů

Po odtlačení ventilové desky sacího ventilu zvláštním zařízením na počátku komprese část plynu proudí zpět do sání. Doba odtlačení ventilu může být měnitelná, takže regulace je plynulá. Při trvalém odtlačení běží kompresor naprázdno.



Průběh tlakových změn během plynulého odtlačování sacích ventilů

Následuje ekonomické zhodnocení používaných regulačních zásahů.



- a – start-stop
- b – změnou otáček
- c – změnou škodlivého prostoru
- d – ovládáním sacích ventilů
- e - škrcením
- f - přepouštěním



## 4. ROTAČNÍ KOMPRESORY

U těchto objemových kompresorů je pracovní pohyb pístu otáčivý, takže nemají součásti s nevyváženým vratným pohybem. Tímto jsou vytvořeny předpoklady pro zvýšení otáček, přímé spojení s pohonem, podstatné snížení hmotnosti, hlavních rozměrů a zejména pořizovacích nákladů. Rovněž uložení na jednoduché základy je nenáročné a stroje lze instalovat přímo ke spotřebiči do porubů i do vyšších pater provozních budov. Rotační kompresory se stavějí jako jednostupňové, s celkovým tlakovým poměrem  $\sigma_c = 3 - 4$ , dvoustupňové s tlakovým poměrem  $\sigma_c = 8 - 10$  nebo třístupňové. Poněvadž nemají ventilové rozvody, probíhá stlačování u těchto objemových kompresorů s konstantním, tak zvaným „vestavěným tlakovým poměrem“. Nepřizpůsobují se automaticky protitlaku v síti. Další nevýhodou jsou až na výjimky nižší dosahované účinnosti a hluk o vysoké frekvenci.

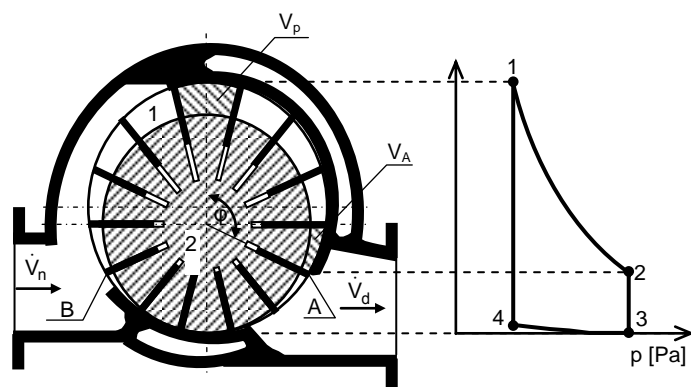
Podle vyhotovení rozlišujeme rotační kompresory a vývěvy na:

- křídlové,
- vodokružné,
- zubové dvourotorové,
- šroubové.

### 4.1. KŘÍDLOVÉ KOMPRESORY

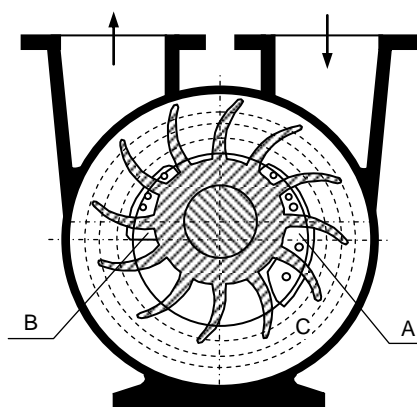
Křídlové kompresory jsou jednorotorové stroje. V pracovním prostoru 1 křídlového kompresoru je excentricky uložen rotor 2 s radiálně vyfrézovanými drážkami. V drážkách uložené lamely (křídla) jsou při rotaci přitlačovány ke stěnám válce. Tím je pracovní prostor rozdělen na několik komůrek, jejichž objem  $V_k$  se při rotaci mění.

Nejprve, po spojení pracovní komůrky se sacím hrdlem, dochází k nasávání zvětšováním objemu a pak ke kompresi zmenšováním objemu komůrky. Přeběhne-li lamela hranu výtlačného otvoru A, je komprese v pracovním prostoru ukončena a stlačený plyn proudí do výtlačného hrdla. Velikost dosahovaného tlakového poměru při kompresi závisí jen na poloze této hrany a při libovolném tlaku ve výtlačném potrubí zůstává konstantní. Proto je dále označován jako vestavěný tlakový poměr  $\pi$ . Expanze ze škodlivého prostoru je strmá.



## 4.2. VODOKRUŽNÉ KOMPRESORY

Vodokružné kompresory se používají převážně jako vývěvy. Podobně jako u křídlových kompresorů je i zde plyn stlačován změnou objemu pracovních komůrek při otáčení rotoru. Rotor s pevnými lopatkami je ve válci uložen excentricky. Pracovní prostor komůrek mezi lopatkami je uzavřen vodním prstencem C, otáčejícím se současně s rotorem. Vstupní (sací) otvor A a výtlačný otvor B jsou umístěny v rozváděcích deskách na čele válce. Podle toho, je-li plyn nasáván a vytlačován jednou stranou rotoru nebo na obou stranách, dělíme vodokružné kompresory na jednostranné nebo oboustranné.



*Schéma vodokružného kompresoru*

Nesouosé uložení rotoru vůči vodnímu prstenci při otáčení vyvolá radiální pohyb kapaliny v komůrce, připomínající vratný pohyb pístu. Kapalina postupně vniká do pracovního prostoru a následně jej opouští. Proto jsou tyto stroje mnohdy nazývány kompresory s kapalinovým pístem.

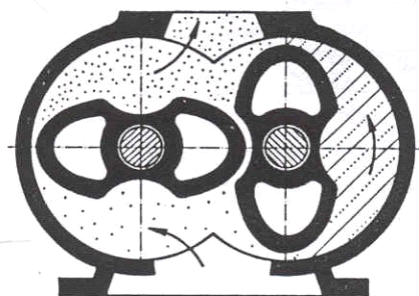
Nižší účinnost ( $\eta_{it} = 30 - 50 \%$ ) je vyvážena provozní spolehlivostí, klidným chodem, dlouhou životností a nenáročnou údržbou. Komprese je téměř izotermická. Prach unášený plynem se během stlačování zachycuje v těsnici kapalině, proto se část této ohřáté a znečištěné kapaliny odvádí s vytlačovaným plynem a je za kompresorem odlučována v cyklonech. Doplnující kapalina maže a chladí ucpávky a těsní pracovní prostor.

Hlavní rozměry i příkon vodokružného kompresoru se stanoví podobně jako u kompresorů lamelových, využití pracovního prostoru lze předpokládat v rozmezí 60 až 70%.

Vodokružné kompresory se stavějí pro výkonnosti 10 až 24 000 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>. Malé, rychloběžné jednotky mají i 50 otáček za sekundu, otáčky velkých strojů bývají  $n = 4 \text{ s}^{-1}$ .

### 4.3. DVOUROTOROVÉ ROTAČNÍ KOMPRESORY

Příkladem jsou Rootsova dmychadla se dvěma stejnými rovnoběžně uloženými rotory (písty), otáčejícími se ve společné skříní. Písty jsou spřaženy synchronizačním ozubením, takže nedochází k jejich vzájemnému odvalování. Se zřetelem na optimální využití pracovního prostoru musí být vůle mezi rotory navzájem a mezi rotorem a stěnou válce nepatrné. Tyto stroje pracují s vnější kompresí. Plyn je nasáván do pracovních komůrek mezi rotory a válcem. Po přerušení spojení komůrky se sacím hrdlem je plyn dopravován k výtlačku bez změny objemu. K stlačování i vytlačování plynu dochází až po spojení komůrky s výtlačným hrdlem. Komprese je rázová, takže tlakový diagram má obdélníkový tvar. Pracovní princip omezuje tlakový poměr, který bývá jen výjimečně vyšší než 1,4. Využití pracovního prostoru ( $\lambda = 60$  až  $90$  %) závisí především na tlakovém poměru a na vnitřních netěsnostech. Ke snížení škodlivého vlivu netěsností přispívá velká obvodová rychlost, která se volí  $20$  až  $60 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , u vývěv i  $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ .



*Schéma dvourotorového kompresoru*

Výkonnosti dvourotorových dmychadel bývají  $10$  až  $60\,000 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ . Minimální provozní tlak v sání je  $50 \text{ kPa}$ , celková izoentropická účinnost  $\eta_{ie} = 0,5$  až  $0,7$ .

### 4.4. ŠROUBOVÉ KOMPRESORY

Šroubové kompresory jsou moderní objemové kompresory, slučující v mnohém směru přednosti pístových, rotačních i dynamických kompresorů, takže v současnosti již zaujímají v oboru stlačování plynů dominantní postavení. Konstrukterům těchto strojů se podařilo vyřešit i řadu problémů souvisejících s technologií chemických procesů. Šroubové kompresory stlačují celou škálu plynů od vodíku až k etanu včetně jejich směsí, kde je nutný nástřik chladicí kapaliny do pracovního prostoru.

Svou konstrukcí navazují na dvourotorová Rootsova dmychadla, avšak čelní ozubení rotoru je nahrazeno šroubovými tělesy s velkým stoupáním a nestejným počtem zubů. Pohybující se části jsou dokonale vyváženy.

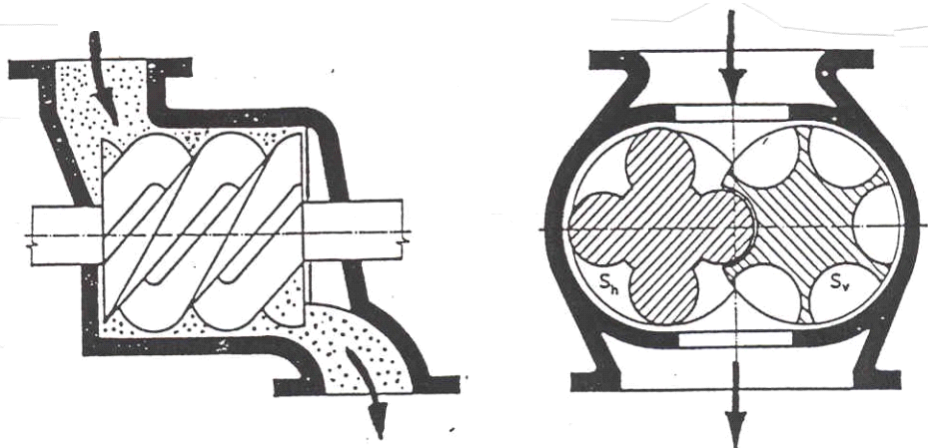
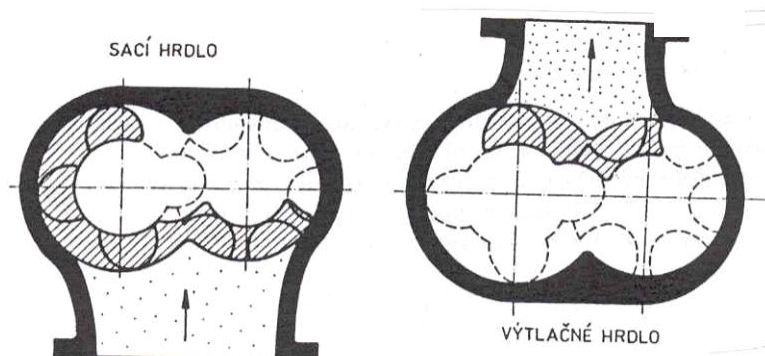


Schéma šroubového kompresoru



Sací a výtlačný otvor šroubového kompresoru

Vysoké otáčky a mimořádně malé rozměry vytvářejí předpoklady pro stavbu levných jednotek s minimálními požadavky na konečnou montáž i nenáročnou údržbu. Šroubové kompresory jsou vhodné pro kompresi vlhkých i znečištěných plynů. Teplota v sání může dosahovat i 100 °C. Odpovídající teplota ve výtlačném hrdle neohrožuje bezporuchový provoz stroje.

Nevýhodou šroubových kompresorů je neměnný vestavěný tlakový poměr  $\pi$  a značný hluk o vysoké frekvenci.

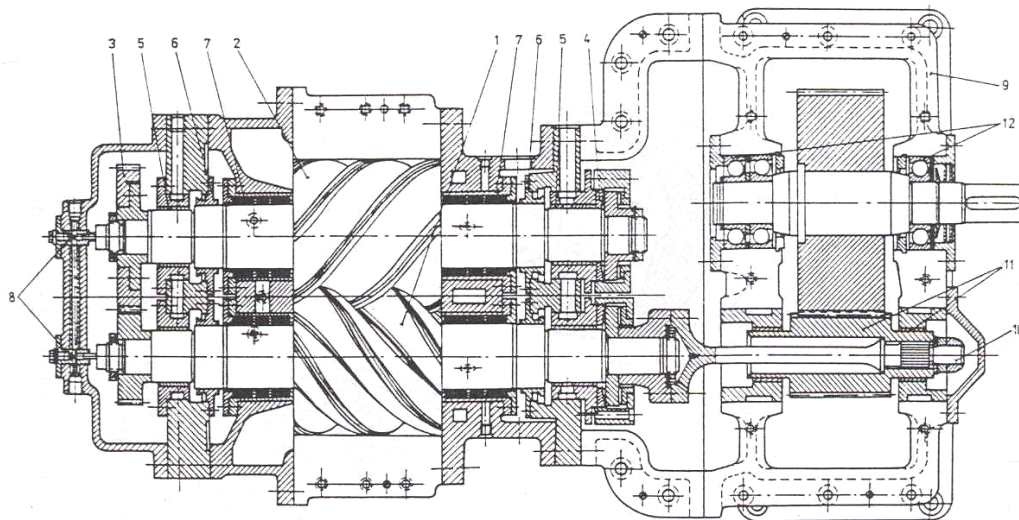
Šroubové kompresory bývají rozděleny podle:

- vyhotovení na bezmazné a mazané,
- počtu stupňů na jednostupňové až třístupňové,
- zubových profilů rotorů na stroje s ozubením cykloidním, cévovým, nesymetrickým a nyní již hojně využívaným profilem sigma.

Skříň šroubových kompresorů má dva válcové otvory, v nichž se otáčejí rotory. Součástí skříně je sací hrdlo se sacím prostorem a sacím otvorem, který svým tvarem omezuje dobu sání. Podobně jsou ve výtlačném hrdle uspořádány výtlačné otvory. Původní uspořádání využívalo z hlediska snadné montáže a návaznosti potřebných konstrukčních prvků souhlasné orientace sacího a výtlačného hrdla směrem nad pracovní prostor stroje. Tím byly vytvořeny předpoklady k hydraulickým rázům po vadné provozní manipulaci při spouštění a odstavení stroje. Nyní mají procesní a mazané kompresory vstupní hrdlo nad pracovním prostorem a výtlačné hrdlo pod rotory. Bezmazné kompresory vzduchové jsou stavěny s obráceným smyslem proudění.

Ve skříni jsou dále uložena ložiska a ucpávky hřídelů, synchronizační a převodová soukolí. Pracovní prostor je vytvořen komůrkami mezi zuby obou rotorů a válcovou plochou skříně.

Hlavní rotor má zuby s vypouklým, v poslední době zpravidla nesymetrickým profilem, který je zkonstruován tak, aby při rotaci vytvářel nepřetržitou těsnicí linii s minimální podélnou (mezi komůrkami) i příčnou netěsností (mezi sáním a výtlačkem). Vedlejší rotor má profil vydutý. Optimální poměr délky a průměru rotoru  $L/D$  je 1,65. Stroje s delšími rotory mají větší výkonnost, dobré využití pracovního prostoru, ale malou tuhost.



*Řez jednostupňovým bezmazným šroubovým kompresorem*

1,2-rotory, 3-synchronizační ozubení, 4-axiální ložisko, 5-radiální kluzná ložiska, 7-ucpávky hřídelů, 8-mazání hřídelů, 9-převodovka, 10-torzní hřídel, 11-uložení pastorku převodové skříně, 12-kuličková ložiska převodové skříně

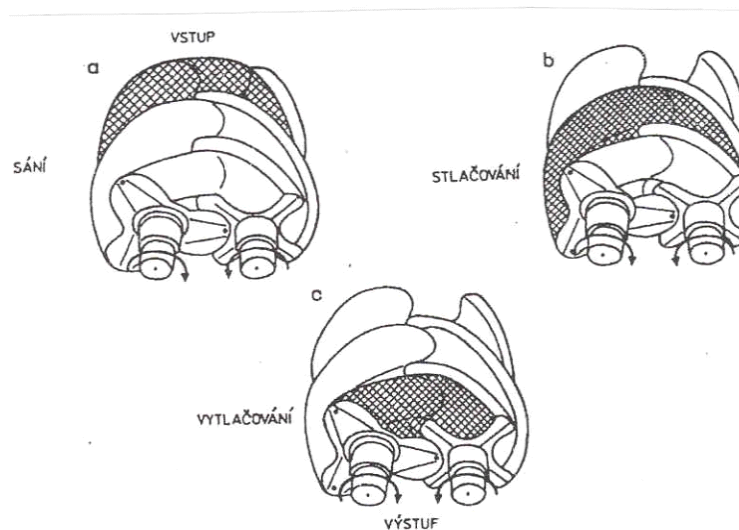
#### 4.4.1. Pracovní oběh šroubových kompresorů

Pracovní postup šroubových kompresorů probíhá ve třech fázích :

**sání** - do komůrky mezi rozbíhající se zuby obou rotorů na sací straně je nasáván plyn,

**stlačování** - po přerušení spojení mezi sacím hrdlem a komůrkami, když zuby přejdou přes hranu sacího otvoru, vniká u čelní sací strany do pracovního prostoru následný zub spřaženého rotoru,

**vytlačování** - po spojení pracovní komůrky s výtlačným hrdlem je přes výtlačný otvor, je vytlačován téměř všechen plyn z pracovního prostoru.



*Pracovní děj šroubových kompresorů  
a-sání, b-stlačování, c- vytlačování*

#### 4.4.2. Regulace šroubových kompresorů

U šroubových kompresorů se využívá regulace :

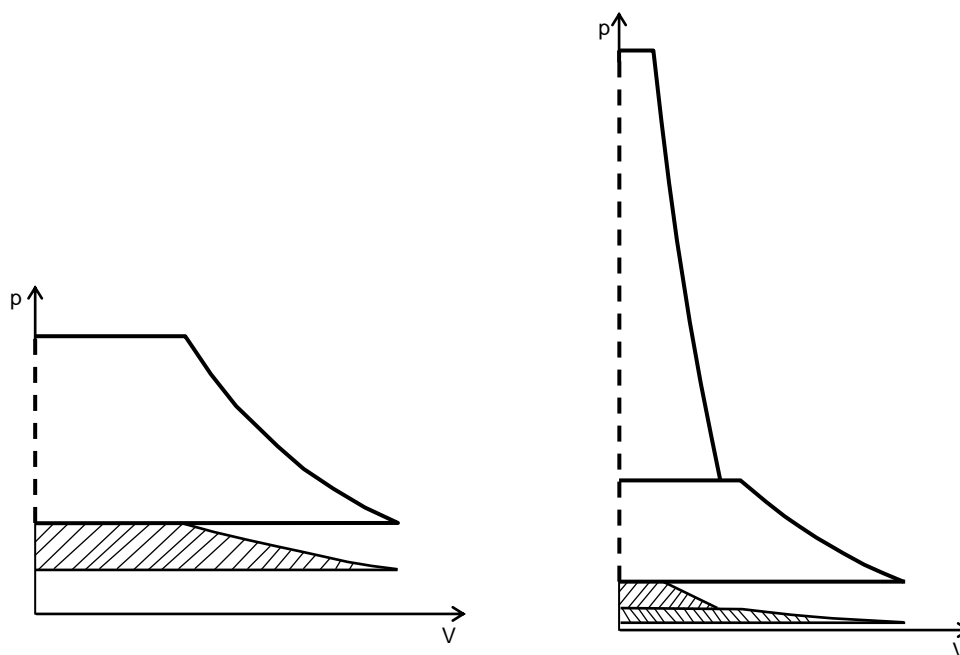
- uzavřením sání (chod naprázdno),
- změnou otáček,
- škrcením v sání,
- start-stop, vypínáním a zapínáním pohonu,
- přepouštěním z výtlačku do sání,
- zkrácením činné délky rotorů,
- změnou kompresního poměru,
- regulace kombinovaná.

#### 4.4.2.1. Regulace uzavřením sání

Téměř všechny vzduchové bezmazné šroubové kompresory mají před sacím hrdlem, zabudovanou regulovatelnou klapku, kterou lze využívat nejen k jištění při spouštění a odstavování stroje, ale také k jeho regulaci. Regulačním zásahem je střídán volnoběh s plným zatížením. Při tom četnost vypínání a zapínání volnoběhu nepřekračuje 20 zásahu za hodinu. Využívá se zejména v těch případech, kdy akumulční schopnost sítě garantuje kolísání tlaku pod 5%.

Regulační systém má jednoduchou dvupolohovou funkci. Řídící impuls vychází od tlakové sítě s nastavenou tlakovou diferencí.

Při zatížení běží stroj v předepsaném režimu. Po regulačním zásahu se zavírá klapka v sacím potrubí a otevírá odfukový ventil do atmosféry nebo do sacího potrubí. Zpětný ventil ve výtlaku se uzavírá automaticky. Výkonnost kompresoru klesá na nulu, mechanické ztráty v ložiskách a ozubených kolech zůstávají neměnné.



*p - V diagramy ŠK po uzavření sání*

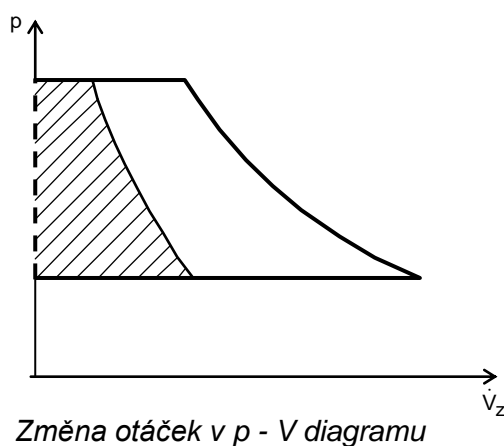
Jednoduchost této regulace je znevažována ekonomickou náročností, dlouhodobé regulování je nevhodné. Příkon kompresoru sice při regulačním zásahu klesá na 15 až 25% příkonu při plném zatížení, avšak elektromotor pracuje v oblasti s nízkou účinností, takže jeho příkon klesá pouze jen na 30 až 40% nominální hodnoty.

Předností způsobu je, že se všechny teploty v soustrojí při zatížení i během volnoběhu téměř nemění.

#### 4.4.2.2. Regulace změnou otáček

Regulace kompresorů změnou otáček je jedním z neekonomičtějších způsobů přizpůsobení výkonnosti kompresorové stanice požadavkům spotřebičů.

Po změně otáček dochází k proporcionální změně výkonnosti, ale tlak v sání i na konci výtlačku zůstává stále konstantní, což platí také pro pohonem přiváděný krouticí moment.



Absolutní velikost ztrát netěsnosti se při změně otáček nemění, neboť velikost průtočných ploch netěsností i tlaková diference zůstávají konstantní. Odpovídajícím způsobem, úměrně s poklesem otáček a výkonnosti rostou netěsnosti relativní a klesá součinitel využití pracovního prostoru. Nežádoucím důsledkem snižování otáček je také růst teploty na konci komprese. Vnitřními netěsnostmi je předáváno neměnné kompresní teplo menšímu množství plynu, což je doprovázeno jeho silnějším ohřevem.

K pohonu kompresorů s plynulou změnou otáček lze použít standardních třífázových elektromotorů s frekvenčním měničem. Nejnověji je k pohonu mazaných kompresorů využíván vysokootáčkový elektromotor, jehož otáčky jsou plynule měněny v rozsahu 900 až 5000 za minutu elektronickým měničem frekvence (30 až 166 Hz). Tím je dosaženo plynulé regulace výkonnosti v rozmezí 16 až 100 %.

Kompresor již nemá převodovku, otáčky elektromotoru se automaticky zvyšují nebo snižují v závislosti na změnách tlaku v tlakovzdušné síti. Výkon elektromotoru se plynule mění v rozsahu 22 až 100 %, při současné změně výkonu chladicího ventilátoru. Na velké výkyvy ve spotřebě vzduchu dokáže regulátor zareagovat do 5ti až 6ti sekund, aniž by došlo k překmitnutí nastaveného tlaku o více než 0,2 - 0,3 bar. Tím je zajištěno, že spotřeba elektrické energie odpovídá aktuální spotřebě stlačeného vzduchu.

Plynule měnitelná změna otáček bez frekvenčního měniče je u vysokonapěťového stejnosměrného motoru vyvolávána přepínáním fází.

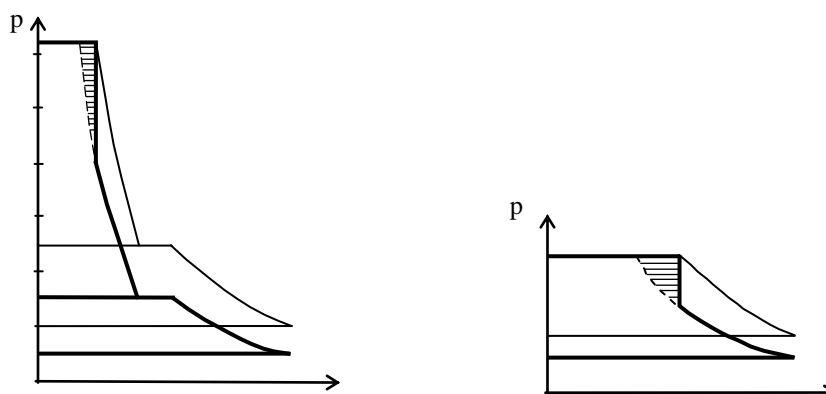


#### 4.4.2.3. Regulace škrcením v sání

Používá se u mazaných šroubových kompresorů menších výkonosti jakožto regulace plynulá, avšak energeticky nevýhodná a hlučná. Po spojení pracovního prostoru s výtlačkem nastává totiž prudké vyrovnání tlaků s rázovou kompresí.

K odlehčovacím zařízení, které jistí zajíždění a odstavování stroje je ještě v sacím potrubí umístěna škrticí klapka. Řídícím impulsem k regulaci je tlak v síti, nebo hodnota tlakové difference na cloně měřící výkonnost kompresoru.

Čárkovaná linie vyznačuje u jedno a dvoustupňových kompresorů regulovaných tímto způsobem objem dodávaný do spotřebiče ze sacího potrubí. Šrafovaně je označeno množství plynu proudící zpět do pracovního prostoru a tím také vícepráce pohonu k opětovnému vytlačení již jednou stlačeného plynu. Zvýšení teploty plynu vyvolané jeho zpětným prouděním nemá překročit 200 °C.



Regulace škrcením v sání v  $p - V$  diagramu

#### 4.4.2.4. Regulace START - STOP

Regulace vypínáním pohonu, je vedle regulace volnoběhem nejčastější. Při tomto způsobu dává tlakový spínač ve výtlačku impuls na pohon i odlehčovací zařízení.

Regulace start-stop je vhodná pro tlakové sítě se sporadickým špičkovým odběrem a velkým vzdušníkem. U standardních elektromotorů je omezována počtem startů za daný čas. Četnost regulačních zásahů závisí na druhu pohonu, je předepsána výrobcem. Zpravidla lze uvažovat s vypnutím 6 krát za hodinu u příkonů do 100 kW, se třemi zásahy u výkonu vyšších. Před dalším startem je nutné zajistit dostatečné dochlazení vinutí, neboť při novém startu dochází ke špičkovému proudovému zatížení, což také nepříjemně zatěžuje síť uživatele.

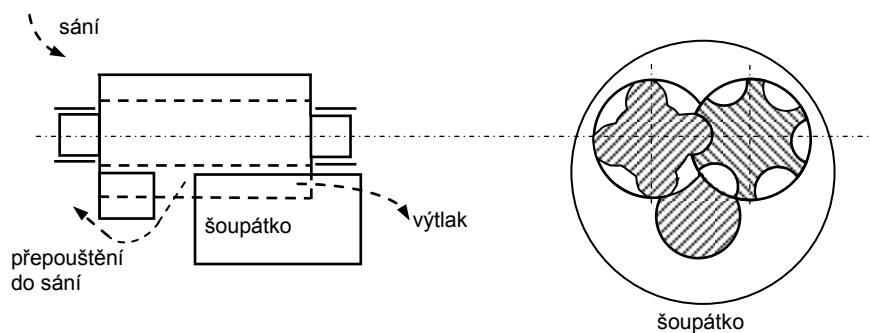
#### 4.4.2.5. Regulace přepouštěním

Regulace odpouštěním plynu za posledním stupněm nenabízí žádné přednosti. Je používána u malých pístových kompresorů, pro vzduchové šroubové kompresory není tato regulace zajímavou.

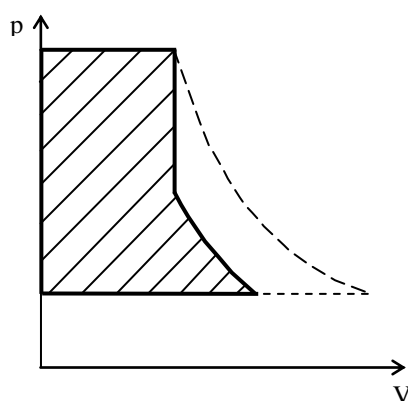
Z výtlaku se vrací plyn obtokem přes chladič a škrticí ventil zpět do sání. Zjevně se jedná o regulaci jednoduchou, ale zcela nevhodnou, neboť příkon zařízení se při regulačním zásahu nemění.

#### 4.4.2.6. Regulace zkrácením činné délky rotorů

Tohoto složitějšího zařízení se používá u mazaných kompresorů. Regulačním orgánem je šoupátko na sací straně s profilem odpovídajícím podélnému průniku obou rotorů.



*Schéma regulace přepouštěním do sání*

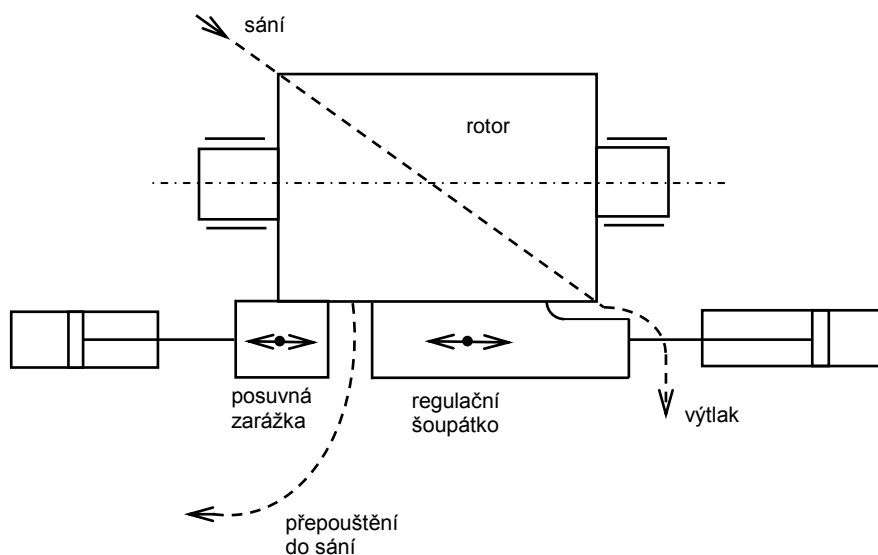


*Změna komprese po regulačním zásahu*

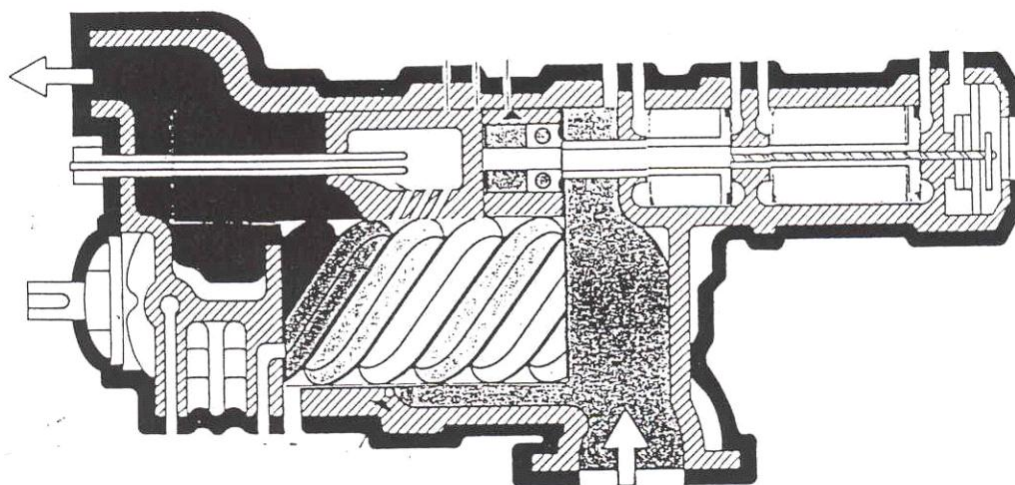
Posouváním šoupátka k výtlaku se odkrývá přepouštěcí kanál, kterým je část ještě nestlačeného plynu odvedena zpět do sání. Tím dochází ke změně výkonosti v rozsahu 10 až 100%, stroj lze takto téměř úplně odlehčit při spouštění.

#### 4.4.2.6. Regulace změnou vestavěného kompresního poměru

Využívá se u moderních mazaných chladivových šroubových kompresorů k regulaci chladicího výkonu. Změna vypařovací, případně kondenzační teploty vyžaduje změnu celkového tlakového poměru. Jestliže vnitřní tlakový poměr zůstává konstantní, dostává se provoz kompresoru mimo oblast nejlepší účinnosti. Řešením je měnitelný poměr  $\pi$  pomocí posuvného regulačního šoupátka na výtlačné straně. Změnou jeho polohy se mění i poloha hrany výtlačného otvoru a tím také plynule velikost vnitřního tlakového poměru  $\pi$  v rozmezí např. 2,6 až 5,6. Tímto zařízením je prakticky eliminována absence ventilového rozvodu, kterým je při využívání pístového kompresoru zajišťována jeho dokonalá přizpůsobivost tlakovým poměrům ve spotřebiči.



*Schéma regulace změnou vnitřního tlakového poměru*



*Řez kompresorem s regulovatelným poměrem  $\pi$*

## 5. TURBOKOMPRESORY

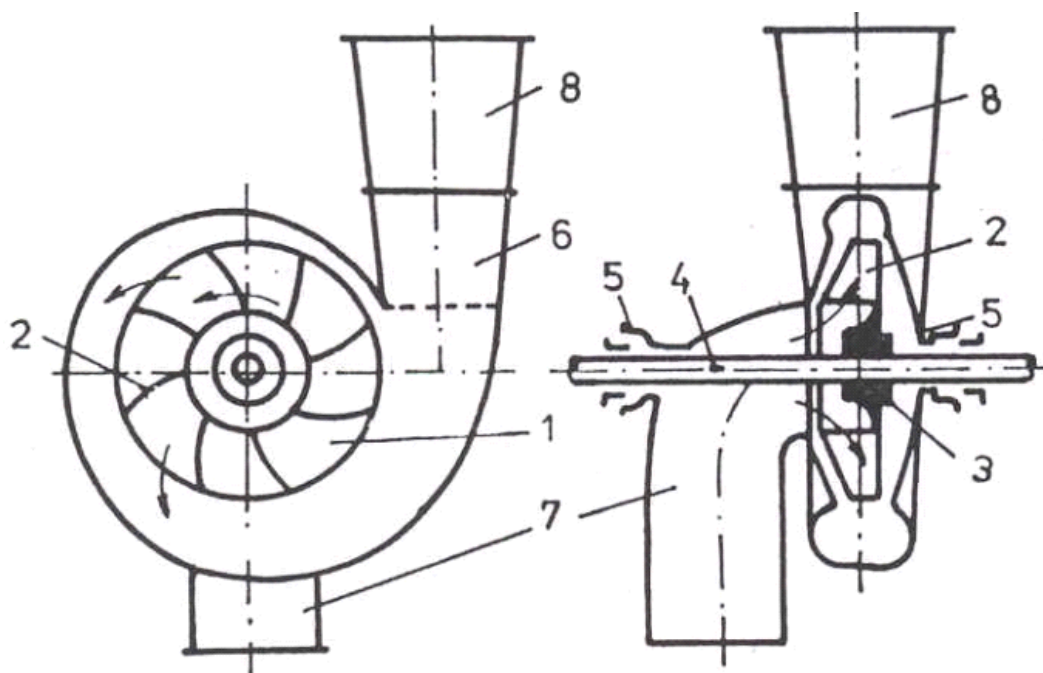
### 5. 1. RADIÁLNÍ TURBOKOMPRESORY (RTK)

Ke zvyšování tlaku a rychlosti plynů při průtoku pracovním prostorem rotoru dochází kontinuálně změnou hybnosti proudů. Kinetická energie se následně ve statoru s částí mění na energii tlakovou.

Dynamický způsob stlačování vyžaduje vysoké obvodové rychlosti oběžných kol 110 až 380 m.s<sup>-1</sup> s otáčkami 3000 až 80000 min<sup>-1</sup>, což vyžaduje pohon přes převod „do rychla“ s vysokou hladinou hluku. Po dynamickém vyvážení rotoru mají turbokompresory velmi klidný chod, jednoduchou obsluhu a údržbu, dlouhou životnost, malé opotřebením činných částí. Stlačovaný plyn není znečišťován olejem. Výkonnosti radiálních turbokompresorů (RTK) se pohybují v rozmezí 1000 až 100000 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>, běžně dosahují tlakových poměrů  $\sigma_c = 20$ , výjimečně 80.

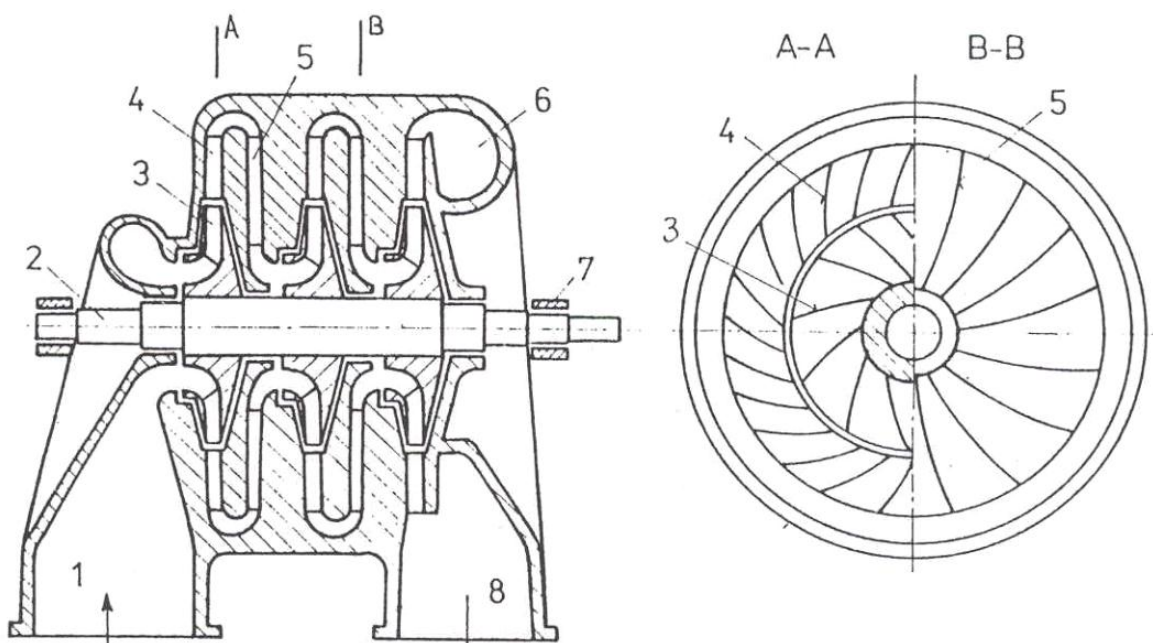
#### 5.1.1. Hlavní části RTK

Nejjednodušší jednostupňové radiální ventilátory pracující s tlakovým poměrem 1,01 až 1,1 sestávají ze sacího hrdla 7, oběžného kola 1 (rotoru) s lopatkami 2, spirálního difuzoru 6 s výstupním hrdlem 8 napojeným na výstupní potrubí. Hřídel rotoru 4 je těsněn v ucpávkách 5. Stacionární část tvoří skříň, která je spojena s ložiskovými kozlíky. Dalšími nutnými součástmi jsou mazací a regulační systém a poháněcí motor. U velkých výkonnosti mají některá provedení oběžná kola s oboustranným sáním.



### 5.1.2. Schéma radiálního ventilátoru

Hlavní funkční částí je stupeň. Tlakový poměr stupně zpravidla nepřekračuje hodnotu  $\sigma = 2$ . Požaduje-li se vyšší stlačení, zařadí se potřebný počet stupňů za sebou. Za každým rotorem 3 je zařazen difuzor 4 s vratným kanálem 5, kterým se převádí částečný stlačený plyn do sání následného stupně. Vratné kanály již nemají vlastní energetický význam. Poněvadž při postupující kompresi se zmenšují průtočné plochy, dochází mnohdy i k zmenšování radiálních rozměrů oběžných kol. Vstupní 1 i výstupní 8 příčné orientovaná hrdla jsou součástí skříně dělené v horizontální rovině. Ta nese také ložiska 7, ucpávky, připeňovací patky, případně další příslušenství.



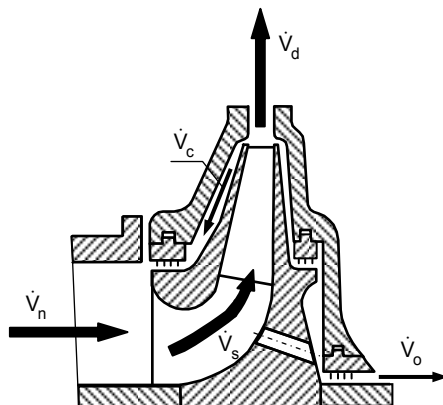
*Řez třístupňovým radiálním turbokompresorem*

Po průchodu dvěma nebo třemi stupni se plyn chladí v externích vodních chladičích k dosažení nižších kompresních teplot. Tím se příznivě ovlivní stlačování v dalších stupních i spotřeba energie.

### 5.1.3. Proudění plynu pracovním prostorem RTK

Do kompresoru je přes sací hrdlo nasáván objemový proud plynu  $\dot{V}_n$ . Při proudění pracovním prostorem vznikají v mezerách mezi rotujícími oběžnými koly a statorem vnitřní cirkulující proudy  $\dot{V}_c$ . Těmito vnitřními netěsnostmi se část plynu již vytlačného do difuzoru vrací přes labyrintové ucpávky zpět do sání. Vůle v ucpávkách mezi hřídelem a skříní pak umožní únik plynu do okolí vnějšími proudy  $\dot{V}_o$  (ztráty objemové) přes netěsné ucpávky.

Plnění rotoru plynem  $\dot{V}_s$  je proto součtem proudu nasávaným přes sací hrdlo stroje  $\dot{V}_n$  a cirkulujícího proudu  $\dot{V}_c$ . Sankeyův diagram proudů je na obr.1 a 2. Do spotřebiče vytlačovaný hmotnostní proud (hmotnostní výkonost)  $\dot{m}_d$ , je přepočítáván na proud objemový  $\dot{V}_d$  - výkonost kompresoru.



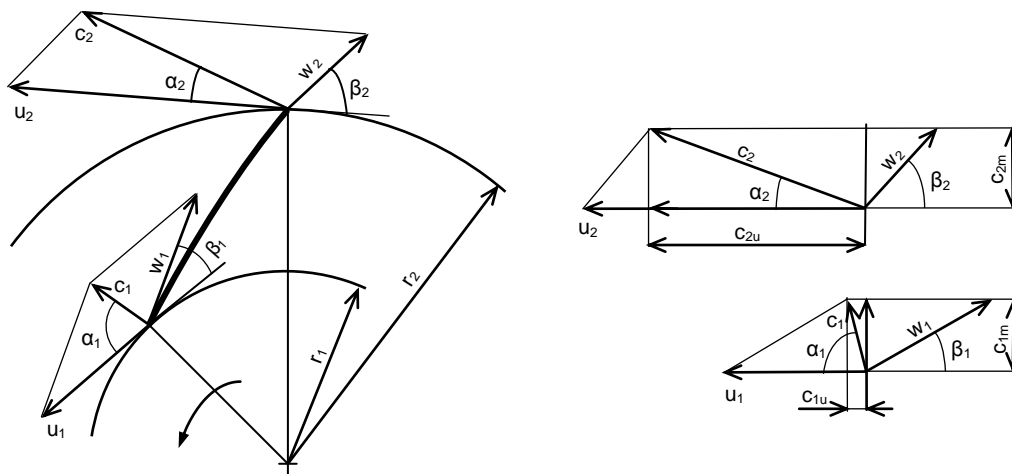
*Proudění pracovním prostorem RTK*

Poněvadž oběžné kolo se otáčí obvodovou rychlostí  $u$ , je absolutní rychlost proudu plynu  $c$  vektorovým součtem

$$c = u + w,$$

při čemž  $w$  je rychlost plynu relativní, vůči rotoru.

Tyto rychlosti jsou vyhodnocovány na vstupu 1 a výstupu 2 z oběžného kola.

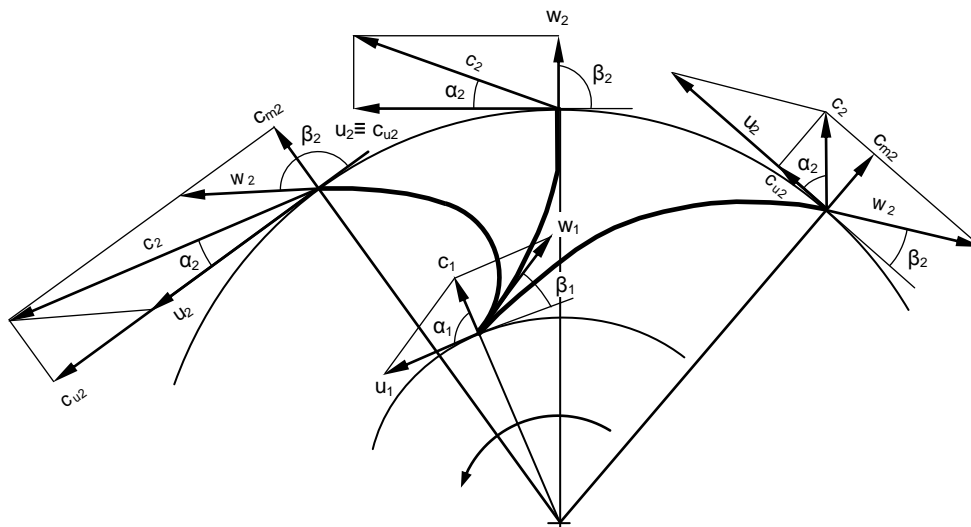


*Rychlostní trojúhelníky na vstupu a na výstupu z oběžného kola*

Absolutní rychlost plynu  $c_1$  vstupující do rotoru pod úhlem  $\alpha_1$  se rozkládá do rychlosti unášivé  $u_1$  a relativní  $w_1$ . Směr a velikost relativní rychlosti jsou proto dány rozdílem vektorů rychlosti absolutní a unášivé obvodové. Aby se dosáhlo bezrázového vstupu plynu do oběžného kola, musí být lopatky na vstupu skloněny k tečně kružnice o poloměru  $r_1$  pod úhlem tečny lopatek ( $\beta_1$ ), který je totožný se sklonem relativní rychlosti  $w_1$ . Bude-li průběh proudnic shodný s tvarem lopatek (ideální stupeň s nekonečným počtem lopatek) bude plyn vystupovat z kola relativní rychlosti  $w_2$  pod úhlem ( $\beta_2$ ) totožným se sklonem lopatky na výstupu. Vektorový součet relativní a obvodové rychlosti na výstupu v bodě 2 určí absolutní rychlost  $c_2$  odkloněnou od rychlosti unášivé o úhel ( $\alpha_2$ ).

### 5.1.3. Tvary rotorových lopatek

Na obrázku jsou zakresleny tři typické tvary rotorových lopatek. Lopatky dopředu zahnuté,  $\beta_2 > 90^\circ$ , lopatky s radiálním výstupem,  $\beta_2 = 90^\circ$  a lopatky dozadu vůči unášivé rychlosti zahnuté,  $\beta_2 < 90^\circ$ .



*Tvary lopatek a jejich rychlostní trojúhelníky*

Rotory s lopatkami dopředu zahnutými dosahují největší celkovou energii, ale poněvadž stupeň reakce klesá, klesá i podíl energie statické. Krajním případem je kolo s lopatkami extrémně dopředu zahnutými, kdy veškerá energie přivedená k pohonu se mění na energii kinetickou. Přeměna kinetické energie na tlak v difuzoru, zařazeném za oběžné kolo, probíhá s poměrně značnými ztrátami. Lopatky jsou velmi zakřivené a bývají hustě uspořádány. Účinnost je nízká, hodí se pro ventilátory tam, kde menší radiální rozměry jsou důležitější než účinnost.

Středním případem jsou lopatky s radiálním výstupem, dosahují maxima tlakové energie, která je polovinou energie celkové ( $K=1/2$ ). Jsou málo zakřivené a méně husté.

Lopatky dozadu zahnuté transformují převážnou část přiváděné energie přímo na statický tlak. Jsou poměrně dlouhé a řídké, vykazují velmi dobrou účinnost. Dosahované zvýšení měrné energie je však nízké.

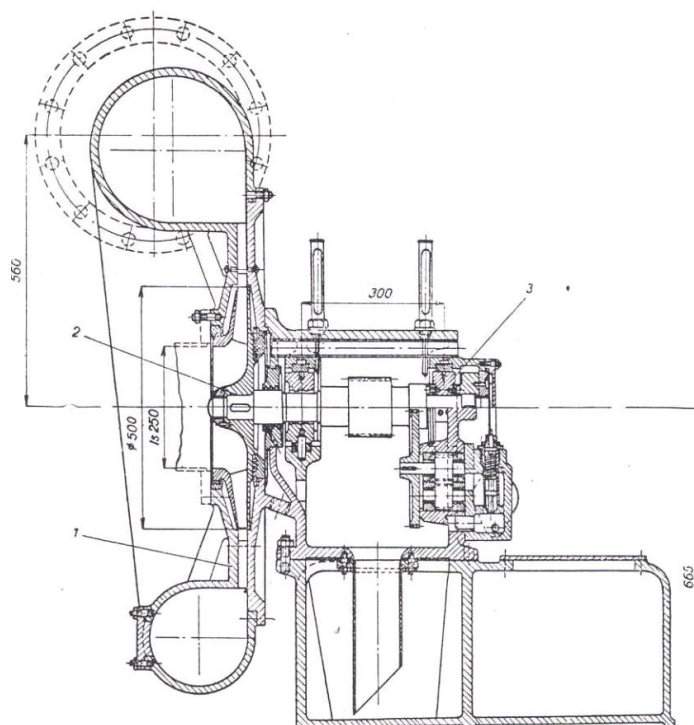
Tvar oběžných lopatek ovlivňuje také vzájemnou závislost hlavních energetických veličin, kterými jsou příkon přiváděný na lopatky  $P$ , měrná energie  $Y$  a výkonnost  $\dot{V}_d$ .

#### 5.1.4. Rozváděcí kola

Rozváděcí kola RTK jsou v podstatě stacionární difuzory zařazené bezprostředně za oběžná kola. Slouží k přeměně části kinetické energie proudu na tlakovou, provádějí se bez lopatek i lopatkovaná.

U jednokolových strojů, dmychadel i ventilátorů, je proud z oběžného kola veden přímo do bezlopatkové spirální skříně a pak do spotřebiče. Jejím úkolem je převést symetrické proudění kolem osy rotace do výtlačného potrubí. Zároveň se spirálou snižuje rychlost proudění plynu, takže tlak vzrůstá.

Vícestupňové RTK využívají spirály také k odvádění plynu do mezichladičů a u posledního kola k odvádění plynu do výtlačného potrubí. Po průchodu chladičem je plyn odváděn zpět do kompresoru sací spirálou 3 do dalšího stupně.

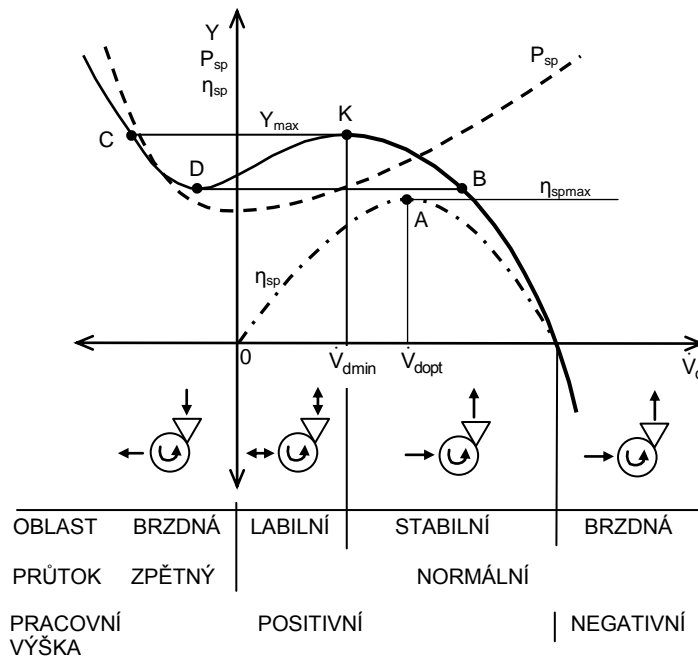


Jednokolové turbodmychadlo



### 5.1.5. Energetické charakteristiky

Hlavní energetické charakteristiky tlakové, příkonové a účinnostní se sestavují z vyhodnocených experimentálních údajů.



*Hlavní energetické charakteristiky RTK*

#### **Charakteristika tlaková $Y = f(\dot{V}_d)$**

Poněvadž ke zvyšování měrné energie dochází zejména zvyšováním tlaku, je tato závislost označována jako charakteristika tlaková. Mnohdy je uváděna i jako závislosti celkového tlakového poměru  $\sigma_c = f(\dot{V}_d)$ , nebo také jako  $\Delta p = f(\dot{V}_d)$ .

Má v I.kvartále vypouklý tvar s maximem v kritickém bodě K, který jí rozděluje na větve stabilní a labilní. Provoz ve stabilní části se vyznačuje přizpůsobivostí stroje měnícím se odběrům plynu i nahodile zvýšeným odporům napojeného spotřebiče snížením objemového průtoku a současným zvýšením měrné energie. V labilní větvi to již neplatí. V případě, že turbokompresorem je do spotřebiče dodáváno větší množství plynu než v současnosti odebírané, dochází k nestabilnímu provozu - pumpování. Po dosažení kritického bodu K, přechází provoz stroje skokem do oblasti zpětného proudění (bod C), plyn proudí z výtlačku zpět do sání, tlak v soustavě klesá. Po dosažení nejnižší hodnoty v bodě D, vrací se provoz kompresoru opět skokem do pracovních podmínek stabilní větve (B).

Pumpování se projevuje kolísáním smyslu a velikosti proudu, což je spojeno s výrazným hlukem a nerovnoměrným zatížením celého soustrojí. Mechanickému poškození lze zabránit antipompážní regulací.

### Charakteristika příkonová $P_{sp} = f(\dot{V}_d)$

má převážně kladnou směrnicí. Příkon s klesajícími odpory spotřebiče (rostoucí výkonnosti) narůstá.

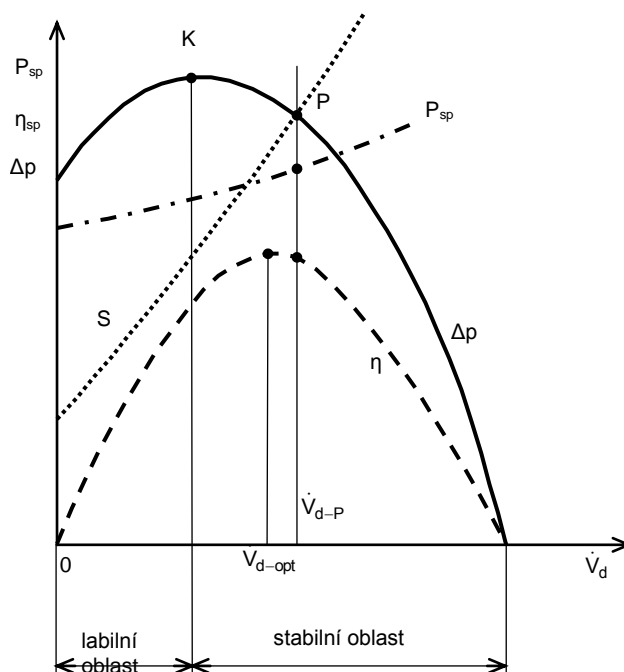
### Charakteristika účinnosti $\eta_{sp} = f(\dot{V}_d)$

dosahuje nulových hodnot v bodech  $Y=0$  a  $\dot{V}_d = 0$ . Její maximum má ležet v oblasti stabilní části charakteristiky tlakové.

#### 5.1.6. Provozní bod

Tímto názvem označujeme průsečík (P) tlakové charakteristiky kompresoru s odporovou charakteristikou spotřebiče S. Jeho poloha udává objemový průtok kapaliny protékající soustavou i zvýšení měrné energie, potřebné k překonání odporu spotřebiče.

Je-li tlaková charakteristika doplněna charakteristikou účinnosti a příkonovou lze současně odečíst hodnoty těchto veličin.



Provozní bod na tlakové charakteristice

### 5.1.7. Regulace radiálních turbokompresorů

U radiálních turbokompresorů se využívají regulace :

- změnou otáček,
- škrcením v sání,
- škrcením ve výtlaku,
- odfukováním do přes rekuperační turbínu nebo přímo do okolí,
- přepouštěním do sání,
- antipompážní.

#### 5.1.7.1. Regulace změnou otáček

Vliv změny otáček na výkonnost kompresoru můžeme vyhodnotit z rovnosti součinitelů průtoku pro původní a regulovaný stav. Odtud

$$\dot{V}_d = \text{konst.} \cdot n \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (14)$$

t.j. objemový průtok závisí na otáčkách lineárně.

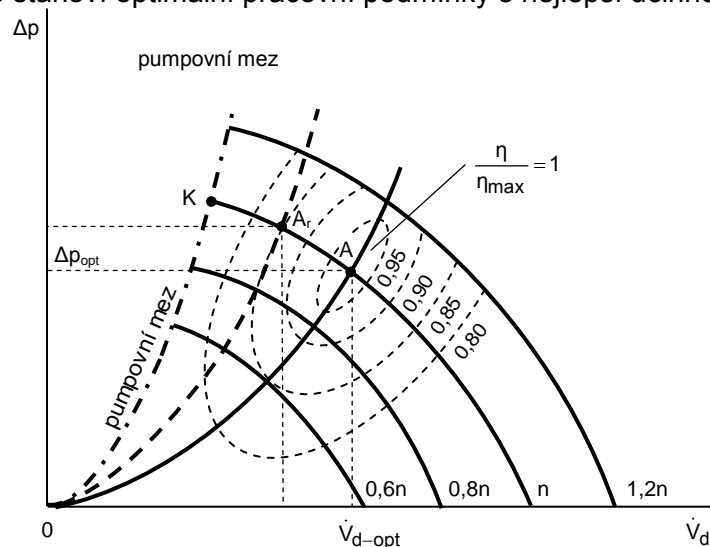
Podobně z rovnosti součinitelů tlaků odvodíme parabolický vztah

$$Y = \text{konst.} \cdot n^2 = \text{konst.} \cdot \dot{V}_d^2 \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (15)$$

a konečně z rovnosti součinitelů příkonů  $\lambda = \phi' \cdot \phi$  lze odvodit kubickou závislost příkonu na otáčkách:

$$P = \text{konst.} \cdot n^3 = \text{konst.} \cdot \dot{V}_d^3 \quad [\text{W}] \quad (16)$$

V praxi lze využívat odvozených rovnic jen v případech malých změn otáček. Jinak je průběh sledovaných změn vyhodnocován experimentálně pomocí tzv. pole charakteristik. Jejich pomocí se stanoví optimální pracovní podmínky s nejlepší účinností.



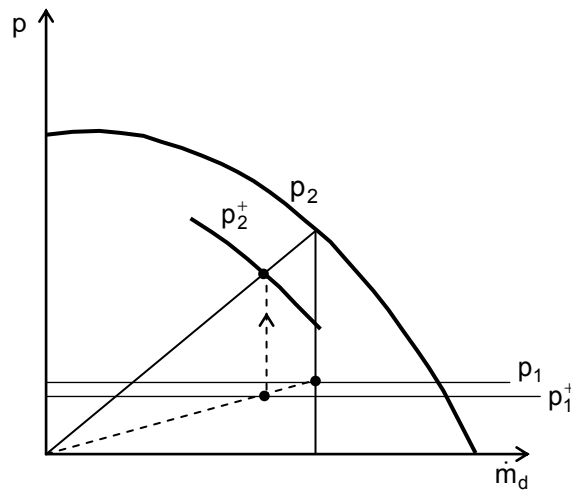
Pole charakteristik při regulaci změnou otáček

Regulace změnou otáček je neekonomičtější. Používá se jí proto vždy, je-li kompresor poháněn parní nebo spalovací turbínou.

Odstavování soustrojí je extrémem změny otáček, připouští se při paralelní spolupráci několika strojů.

#### 5.1.7.2. Regulace škrcením v sání

se provádí změnou otevření uzavírací armatury v sacím potrubí kompresoru. Je to nejběžnější způsob regulace RTK poháněného elektromotorem při stálých otáčkách, energeticky však málo hospodárny. Důsledky popsaného zásahu lze odvodit z izoentalpického děje, který popisuje škrcení. Označíme-li veličiny po regulačním zásahu křížkem, platí úměra



Změna charakteristik při regulaci škrcením v sání

#### 5.1.7.3 Regulace škrcením ve výtlaku

využívá zvyšování odporu spotřebiče přivíráním uzávěru ve výtlačném potrubí k posunu pracovního bodu k nižší výkonnosti. Zásah je omezován pumpovní mezí. Vzhledem k tomu, že poloha pracovního bodu se přizpůsobuje okamžité hodnotě odporu spotřebiče, jedná se zde vlastně o autoregulaci.

#### 5.1.7.4. Regulace antipompážní

reaguje na možnou pompáž otevřením přepouštěcího ventilu na výstupu s následným odfukem přebytečného plynu do okolí. Je doprovázena velkým hlukem a poněvadž příkon zůstává stálý, je to regulace neekonomická i když na druhé straně jednoduchá. U vzácných plynů se plyn přepouští do sání po seškrcení a ochlazení na požadovanou hodnotu.

### 5.1.7.5. Regulace změnou průřezu průtočných částí

Natáčením lopatek předřazeného vstupního statoru je ovlivňován směr vektoru absolutní rychlosti  $c_1$  na vstupu do rotoru. Změna meridiální složky  $u_{1,m}$  pak reguluje výkonost  $\dot{V}_d$ .

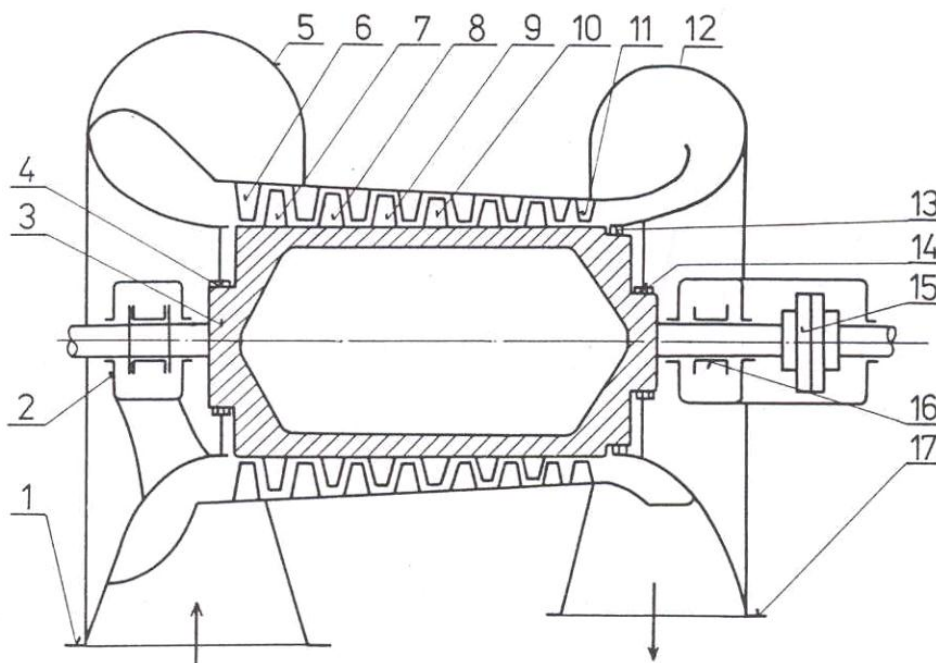
Při změně výkonosti během regulačního zásahu dochází také ke změně rychlosti  $c_1$  na  $c_1^+$  i ke změně směru relativní rychlosti  $w_1$  na  $w_1^+$  doprovázené vstupním rázem na hraně lopatek a poklesem účinnosti.

## 5.2. TURBOKOMPRESORY AXIÁLNÍ

jsou rotační lopátkové stroje pro kontinuální stlačování plynů účinkem změny hybnosti proudu, protékajícího převážně po plochách válcových, souosých s osou rotace. Byly vyvinuty ve snaze po konstrukci kompresoru s vyšší účinnosti ke stlačování vzduchu pro spalovací turbíny. Při stejném průtoku jsou s ohledem na větší počet stupňů delší než RTK, mají však menší hmotnost i radiální rozměry a vyšší energetickou účinnost o 2 až 5%. Pro výkonosti nad  $15 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  vycházejí levněji, při velkých výkonostech až o 30%, vyžadují menší obestavěný prostor.

Vyrábějí se pro tlaky až 1,5 MPa a výkonosti  $10\,000$  až  $2,5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , dosahují 3000 - 20000 otáček za minutu. Obvodová rychlost lopatek se volí do  $260 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

Hlavní části jsou v podstatě stejné jako u stroje radiálního.

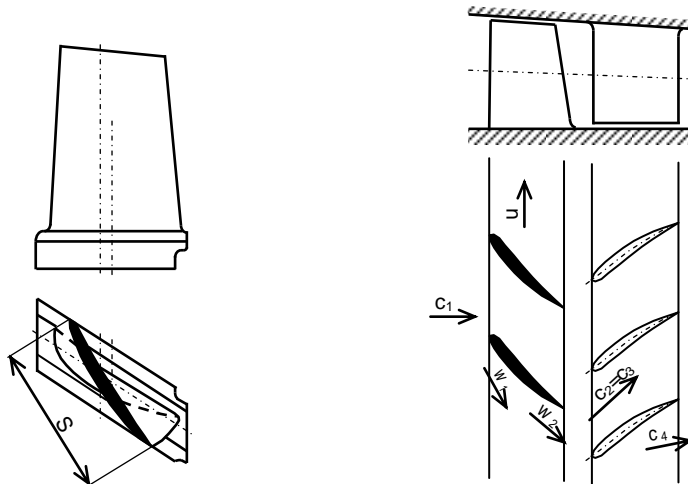


Hlavní části axiálního turbokompresoru

Na sací hrdlo 1 navazuje vstupní komora (sací spirála) 5 a předřazený vstupní stator 6. Základní energetickou část tvoří opět stupně 7 až 10 sestávající z rotorových a statorových lopatek.

Oběžné lopatky jsou vsazeny do drážek vyfrézovaných na obvodu bubnu, zatím co difuzorové lopatky jsou vetknuty do tělesa statoru. Věncem oběžných lopatek se po délce průtočné části kompresoru střídá s věncem pevných difuzorových lopatek.

Ukázka rotorové lopatky, jejichž vstupní a výstupní hrany leží přibližně v radiálním směru je na obr. 119. Buben rotoru 3 se spojkou 15 uložený na axiálním 2 i radiálním 16 ložisku je vůči okolí těsněn labyrintovými ucpávkami 4 a 14. Před výstupní spirálou s výtlačným hrdlem 17 je umístěn usměrňovač proudu 11. U těchto kompresorů se plyn v průběhu celé komprese nechladí, protože vyvedení plynu mezi stupni je obtížné.



Ukázka rotorové lopatky ATK

Lopatková mříž stupně ATK

Lopatková mříž vzniká omezením lopatek stupně válcovou plochou a rozvinutím tohoto řezu do roviny. Takto vznikají elementární rovinné lopatkové mříže rotoru a statoru u nichž se předpokládá dvourozměrné proudění plynu, neovlivněné účinky dějů třírozměrového proudění na okraji lopatek. Vektor vstupní rychlosti  $c_1$  je veden lopatkovou mříží vstupního statoru tak, aby dosáhl axiálního směru. Zakřivením rotorových lopatek se při proudění dosáhne snížení relativní rychlosti  $w$  a tím také zvýšení tlaku  $p$ . Do statorové lopatkové mříže vstupuje plyn s rychlosti  $c_3$  shodnou s výstupní rychlosti  $c_2$ . Aby axiální složky  $c_a = w_a$  zůstávaly konstantní, je s postupným stlačováním plynu současně zmenšován průtočný průřez pracovního prostoru. Ve statorové části se zakřivením lopatek opět mění směr absolutní rychlosti  $c_3$  na  $c_4$ , aby nedocházelo k rázům na vstupu do dalšího stupně.

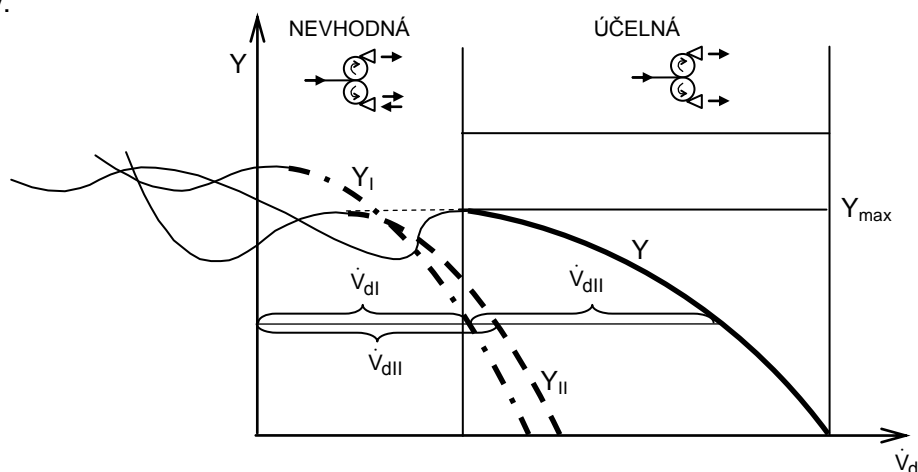
## 6. PARALELNÍ A SÉRIOVÁ SPOLUPRÁCE KOMPRESORŮ

Jestliže jeden kompresor není schopen dodat potřebné množství plynu, nebo nedostačuje-li zvýšení měrné energie  $Y$ , kterou vytváří jeden stroj, je možné pro splnění daného požadavku provozovat dvě nebo více soustrojí vedle sebe – paralelně či za sebou - seriově. Provozní stavy spolupracujících strojů se stanovují ze součtové tlakové charakteristiky, na které leží průsečík s charakteristikou odporu spotřebiče - provozní bod.

### 6.1. PARALELNÍ SPOLUPRÁCE

Paralelní spolupráce je omezena pumpováním stroje s nejnižším tlakem na pumpovní mezi. Proto je výsledná, součtová charakteristika sestrojována sčítáním výkonnosti jednotlivých strojů při konstantní měrné energii jen do tlaku pumpovního bodu  $K_1$ . Průsečíky s odporovou charakteristikou vyhodnocují výkonnost soustrojí ve všech alternativách zapojení.

Před řešením jsou charakteristiky spolupracujících strojů redukovány na stejnou hustotu a do stejného místa v sání. Výsledná charakteristika má menší strmost než složkové křivky.



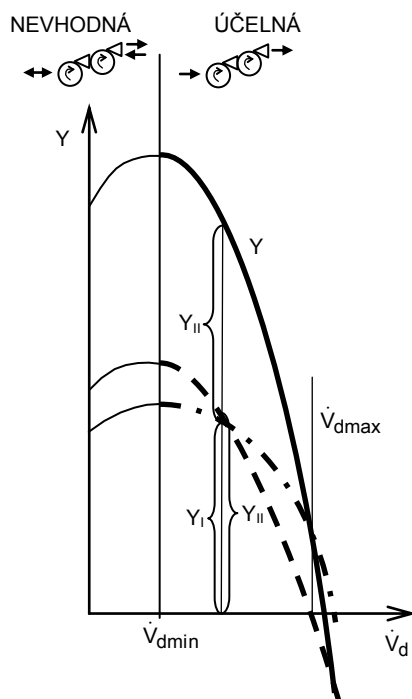
*Paralelní spolupráce dvou turbokompresorů*

### 6.2. SÉRIOVÁ SPOLUPRÁCE

Jestliže je charakteristika odporu spotřebiče velmi strmá, nebo má ještě statickou část, pak paralelní řazení nevede k žádoucímu zvýšení objemového průtoku. V těchto případech, ke kterým dochází např. v chemickém průmyslu, je možná spolupráce sériová.

Nyní se sčítají souřadnice měrné energie  $Y$ , dílčích tlakových charakteristik, na stejné výkonnosti  $\dot{V}_d = \text{konst.}$  Zde je respektována podmínka využitelnosti od kritického bodu  $K_{II}$  s největší výkonnosti, při jehož dosažení přechází soustrojí do režimu nestability.

Obecně platí, že sériový provoz vede k větší strmosti výsledné charakteristiky a ke zúžení použitelného rozsahu objemových průtoků soustavou.

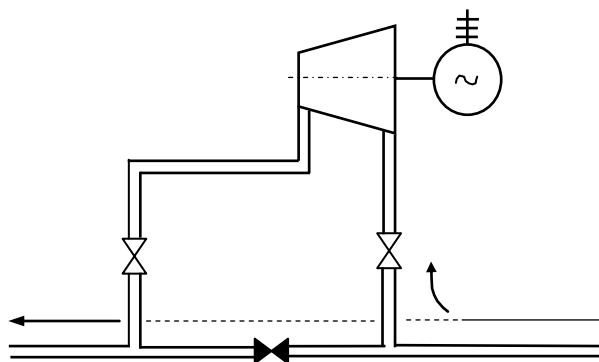


*Sériová spolupráce turbokompresorů*

S ohledem na tyto okolnosti jeví se výhodně pro spolupráci stroje se stejnými charakteristikami, neboť pak jeden z nich neomezuje parametry celé soustavy. To platí i pro sériovou spolupráci jednotlivých stupňů u vícestupňových strojů.

Stejné postupy se uplatňují i při řešení spolupráce strojů dynamických a objemových.

Někdy se v případě potřeby zvýšeného tlaku používá dotlačovací kompresor v sériovém zapojení. Jako dotlačovací se v současnosti uplatňují kompresory šroubové.



*Schéma zapojení dotlačovacího kompresoru*



## 7. VOLBA NEJVHODNĚJŠÍHO DRUHU KOMPRESORU

Před volbou nejvhodnějších druhů a typů kompresorů v daných provozních podmínkách je nutno posoudit jejich technické parametry, přednosti i nedostatky.

### Pístové kompresory

jsou vhodné pro výkonnosti 1 až 10 000, výjimečně i 20 000  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , zejména jde-li o vysoké tlaky až 500 MPa. Mají velmi dobrou účinnost, snadno se svým ventilovým rozvodem přizpůsobují tlaku v potrubí. Regulace je hospodárná v širokých mezích.

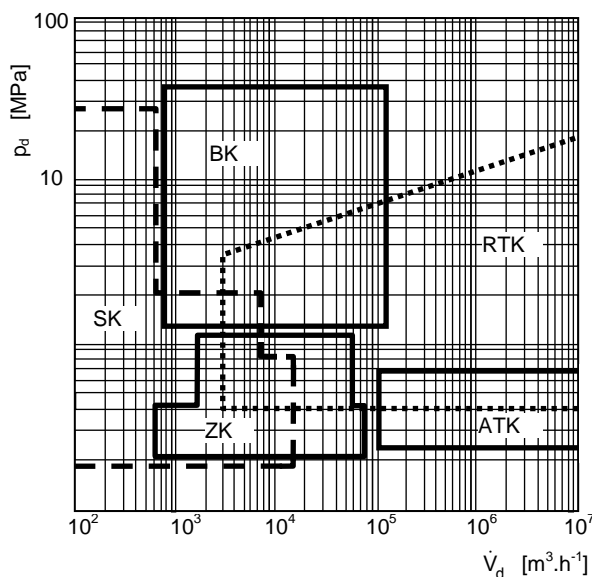
Nevýhodou je znečišťování stlačeného plynu mazacím olejem, množství částí podléhajících rychlému opotřebení (ventily, klikový mechanismus), pulzace plynů ve výtlačném potrubí a nevyvážené setrvačné síly i momenty zatěžující základ vibracemi.

### Šroubové kompresory

stlačují vzduch kontinuálně, v bezmazném provedení bez znečištění. Mají malé rozměry, dobrou účinnost a vyvážené rotory, nevyžadují těžké základy. Nedostatkem je vestavěný tlakový poměr a velký hluk vysoké frekvence. V bezmazném provedení se uplatňují pro dodávku 350 až 40 000  $\text{m}^3$  vzduchu za hodinu. S vnitřním olejovým chlazením jako stroje jednostupňové dosahují tlaku 0,8 MPa a výkonnosti od 50 do 3 000  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .

### Turbokompresory

jsou jednoduché, rychloběžné lopatkové stroje, často poháněné parními turbínami. Ve srovnání s pístovými kompresory mají menší rozměry i hmotnost, velkou výkonnost a rovnoměrnou, plynulou dodávku čistého vzduchu bez stop oleje. Nevýhodou je nižší dosahovaná účinnost, malý regulační rozsah omezený pumpovní hranicí. Provozní vlastnosti jsou podstatně ovlivňovány tvarem pracovní charakteristiky, zejména při paralelní spolupráci. Radiální turbokompresory se staví pro dopravovaná množství od 1 000 do 200 000  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , axiální stroje od 10 000 do 2 500 000  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .



- SK – stojaté pístové kompresory
- BK – boxerové kompresory
- ZK – šroubové kompresory
- RTK – radiální turbokompresory
- ATK – axiální turbokompresory

## 8. ZPĚTNÉ VYUŽÍVÁNÍ ODPADNÍHO TEPLA

V současné energetické situaci je využívání všech alternativních zdrojů energie, mezi které se řadí nejen zdroje obnovitelné, ale také zdroje druhotné a to zejména odpadní teplo, nezbytné. Skutečně nemalým zdrojem nízkopotenciálního tepla jsou kompresory, které produkují prakticky bez přerušení. Při tom teplo odváděné chlazením dosahuje hodnoty až 80% energie přiváděné k pohonu stroje. Jestliže v našem hospodářství spotřebovávají kompresory odhadem 10 % vyráběné elektrické energie, lze teplo odváděné chlazením popsat tepelným výkonem 800 MW.

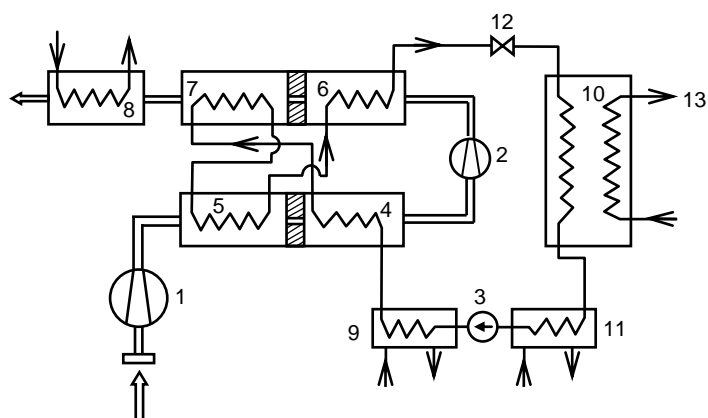
Poněvadž výrobci velkých kompresorů se ne vždy touto problematikou zabývají a stará soustrojí nebyla z tohoto hlediska konstruována, nabízí se řešení tohoto problému i provozovatelům kompresorových souprav. Rekonstrukce zaměřené k využití topného výkonu musí upravit teplosměnné plochy mezistupňových chladičů i dochlazovačů, které jsou konstruovány " úsporně ". To má za následek jen malý rozdíl teplot vody na vstupu a výstupu z chladičů. Jestliže teplota chladicí vody na výstupu nepřesahuje 30 °C je využívání tohoto nízkopotenciálního tepla podmíněno rekonstrukcí chladicího systému. Před původní mezichladič se zařadí "předchladič" určený k využití odváděného tepla. Z původního chladiče se pak stává dochlazovač stupně. O hodnotě možného topného výkonu rozhoduje teplota plynu na výstupu ze stroje. V předběžných úvahách můžeme počítat s topným výkonem rovným 30% příkonu kompresoru.

Renomovaní výrobci mazaných šroubových kompresorů již nabízejí podle přání zákazníku moderní jednotky se zpětným využíváním odpadního tepla. Nejjednodušší řešení nabízejí kompresory chlazené vzduchem při teplotovzdušném vytápění či temperování např. výrobních hal. V tomto případě jsou kompresor, motor i chladiče chlazeny vzduchem, který po ohřátí slouží jako teplonosná látka. V letním období se teplo vypouští do okolí.

U vodou chlazených kompresorů lze důmyslným řešením chladicího systému užitečně využívat teplo pro jakýkoliv přehřev nebo ohřev např. teplé užitkové vody a vytápění pomocí nízkoteplotních vodních soustav.

K vysoké dokonalosti byl propracován systém využití tepla mazaných šroubových kompresorů.

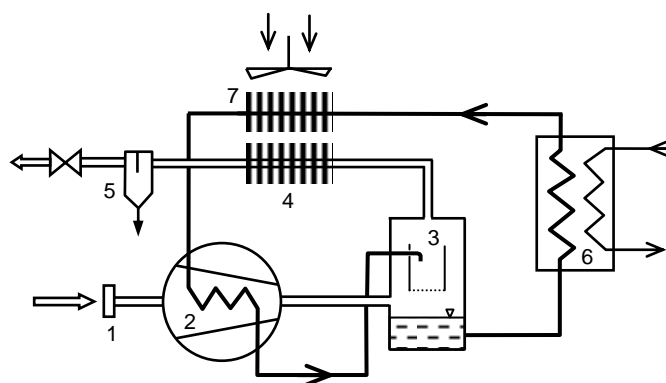
Mezichladič i dochlazovač jsou rozděleny na dvě části a seriově zapojeny do okruhu. Tím je zajištěno dostatečné chlazení kompresoru i v případě vysoké teploty chladicí vody na výstupu. Z upraveného okruhu chladicí vody lze získat vodu o teplotě až 90 °C. Množství zpětně získané energie může dosáhnout i 60 % z přiváděného příkonu.



- 1 první stupeň ŠK,
- 2 druhý stupeň ŠK,
- 3 čerpadlo chladicí vody,
- 4 chladný prostor chladiče I<sup>o</sup>,
- 5 horký prostor chladiče I<sup>o</sup>,
- 6 horký prostor chladiče II<sup>o</sup>,
- 7 chladný prostor chladiče II<sup>o</sup>,
- 8 dochlazovač vzduchu,
- 9 olejový chladič,
- 10 zásobník teplé vody,
- 11 dochlazovač vody,
- 12 termostatický ventil.

#### *Systém zpětného využívání tepla u dvoustupňového bezmazného kompresoru*

Na dalším obrázku je naznačeno zapojení olejového okruhu jednostupňového mazaného kompresoru do topného systému.



- 1 vzduchový filtr,
- 2 mazaný ŠK,
- 3 zásobník oleje s filtrem a odlučovačem,
- 4 vzduchový filtr,
- 5 odlučovač vlhkosti,
- 6 zásobník TUV,
- 7 dochlazovač oleje

#### *Systém zpětného využívání tepla u jednostupňového mazaného kompresoru*

## 9. KVALITA A ÚPRAVA STLAČENÉHO VZDUCHU

Kvalita stlačeného vzduchu je hodnocena mezinárodní normou ISO podle obsahu nežádoucích látek, kterými jsou voda, olej a pevné prachové částice.

Olej se u mazaných kompresorů nachází ve výtlačném potrubí v malém množství ve formě kapaliny, mlhy (areosolu), případně páry. Olej je přibližně z 70% odváděn ze stlačovaného vzduchu již s kondenzující vodou za chladiče a za dochlazovačem. Zbývající část lze z velké části odfiltrovat. Pára minerálních olejů je zachycována adsorpcí na aktivním uhlí. Prach o velikosti 5 až 10  $\mu\text{m}$  je zachycován v sacím filtru. Menší částice jsou unášeny do pracovních prostorů kompresorů, jistá část je smývána olejem a s ním odváděna ze stroje. Ve výtlačném potrubí je zvláště tvrdý prach příčinou eroze.

Pro použití stlačeného vzduchu k různým účelům jsou doporučovány třídy kvality, např. k pohonům v hornictví třída 4 až 5.

*Třídy kvality stlačeného vzduchu.*

Třída kvality	Pevné částice		Vlhkost	Olej
	Maximální velikost	Koncentrace	Tlakový rosný bod	Koncentrace
x	$\mu\text{m}$	$\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$	$^{\circ}\text{C}$	$\text{mg}\cdot\text{m}^{-3}$
1	0,1	0,1	-70	0,01
2	1	1	-40	0,1
3	5	5	-20	1
4	15	1	3	5
5	40	10	7	25
6	x	x	10	x

Vlhkost stlačeného vzduchu je vyhodnocována tlakovým rosným bodem.

### 9.1. VLHKÝ VZDUCH

Atmosférický vzduch vždy obsahuje vodní páru. Množství vázané vody ve vzduchu je závislé pouze na objemu a teplotě plynu, ne na tlaku až do hodnoty 5 MPa. Při tlaku 200 bar a teplotě 0  $^{\circ}\text{C}$  již obsah vlhkosti roste dvojnásobně proti běžným podmínkám, což je zvažováno zejména u odlučovačů a vysoušejících zařízení. Vlhkost plynu se udává :

- absolutní vlhkosti  $\rho_p$ , ( $\text{g}\cdot\text{m}^{-3}$ ), což je vlastně hustota vodní páry ve vzduchu a

- relativní vlhkosti  $\varphi$  (-),

jakožto poměrem skutečného množství vodních par obsažených ve vzduchu k jejich největšímu možnému množství při dané teplotě, kdy se vyskytují jako sytá pára.

Teplotu, při níž je daný objem párou nasycen nazýváme atmosférický rosný bod, u nasyceného stlačeného objemu pak hovoříme o tlakovém rosném bodu.

Po snížení teploty pod rosný bod se přebytečná voda vylučuje. Tak na příklad u tlakového rosného bodu + 2 °C kondenzace nezačne pokud teplota stlačeného vzduchu neklesne pod tuto teplotu.

Schopnost pohlcovat vzduch v normálních podmínkách roste s teplotou, přibližně o 100 % na každých 11 °C. Pomoci těchto údajů můžeme vyhodnotit relativní vlhkost například stlačeného vzduchu o teplotě 20 °C, jehož tlakový rosný bod je po vysoušení +2 °C. Skutečné množství vlhkosti vyplývá z údajů hustoty syté páry při teplotě +2 °C,  $\rho_2'' = 5,56 \text{ g.m}^{-3}$ . Maximální množství vlhkosti při teplotě +20 °C udává hustota syté páry  $\rho_{20}'' = 17,30 \text{ g.m}^{-3}$ . Poměr těchto hodnot  $\varphi = 0,32$  je relativní vlhkost stlačeného vzduchu. S rostoucí teplotou vzduchu relativní vlhkost klesá.

Jestliže vlhkost kondenzuje ve výtlačném potrubí, vyvolává korozi a růst opotřebení vzduchových nástrojů i ostatního zařízení. Na obrázku 147 je závislost mezi relativní vlhkostí a rychlostí koroze, která do 30% je prakticky nulová a při 60% náhle vzrůstá.

Maximální tlakový rosný bod u stlačeného vzduchu pro ovládací a měřicí přístroje má být alespoň o 10 K nižší, než je očekávaná okolní teplota.

### 9.1.1. Vysoušení vzduchu

K vysoušení vzduchu je využíváno zkapalňování vodní páry nebo její odvádění pomocí sorpce.

#### 1. Kondenzace:

- kompresním sušením pro malé výkonnosti
- vnějším chlazením vodou, nebo nejčastěji
- strojním chlazením

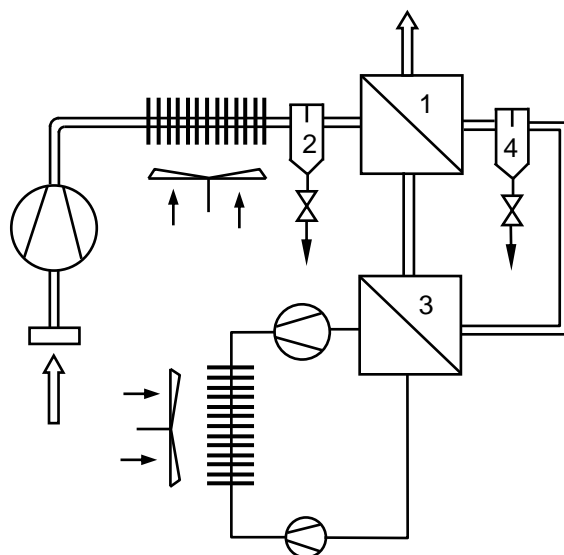
#### 2. Sorpce :

- adsorpce tuhou vysoušecí látkou s regenerací horkým vzduchem či ohřátím (desorpce) nebo tlakovým šokem
- absorpce látkou kapalnou nebo rozpustnou

#### 9.1.1.1. Kondenzační sušičky

Nejjednodušší, spolehlivá avšak ekonomicky náročná je metoda kompresního sušení, při které se vzduch komprimuje na tlak vyšší než provozní. Pak se ochladí v odlučovači a po odloučení zkondenzované vody expanduje škrčením na tlak provozní.

Za účelem dalšího snížení relativní vlhkosti lze vzduch před vstupem do spotřebiče ohřívat odpadním teplem v protiproudém výměníku. Mnohem častější je vysoušení pomocí strojního chlazení, které výrobci označují jako vymrazovací sušičky i když zamrzání kondenzátu zde nedochází.



*Vysoušení pomocí strojního chlazení*

Nasycený vzduch s dochlazuje kompresoru je po vstupu do sušičky v protiproudém výměníku tepla 1 předchlazován zpětným proudem stlačeného vzduchu. Po odloučení kondenzátu v odlučovači 2 vstupuje do výparníku strojního chlazení 3, kde již jeho teplota klesá na teplotu předepsanou žadáním rosným bodem, zpravidla  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při této teplotě zkondenzovaná voda je odkalena v odlučovači 4. Nyní následuje ohřev v primárním výměníku 1 na teplotu vyšší než je teplota okolí tlakovzdušné sítě, takže relativní vlhkost vzduchu klesá na 15 - 35%.

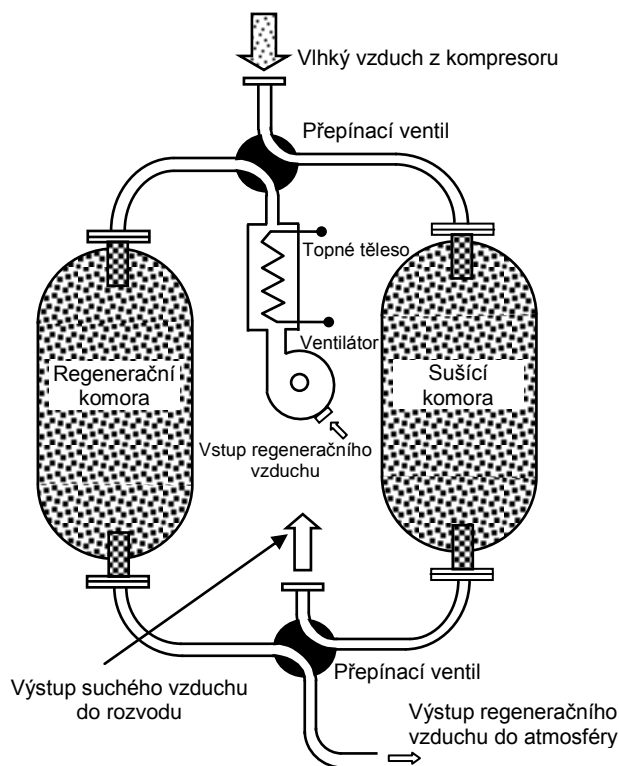
K zabránění poklesu teploty vysoušeného vzduchu pod  $+2\text{ }^{\circ}\text{C}$  jsou vymrazovací sušičky vybaveny automatickou regulací chlazení blokující možnost namrzání kondenzátu na výparníku. Jestliže je tlakové potrubí vedeno uvnitř budov, kde teplota neklesá pod  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  postačí dosažení tlakového rosného bodu na teplotě  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , což vede k poklesu příkonu chladicí jednotky. Vymrazovací sušičky nezmenšují průtok vzduchu, jejich údržba je jednoduchá, celková spotřeba energie je nízká. K určení potřebné velikosti sušičky je nutno zvážit množství vysoušeného vzduchu, jeho vstupní tlak i teplotu, potřebný tlakový rosný bod a teplotu chladicího média. Tlakovým rosným bodem a teplotou vzduchu za sušičkou je určena jeho relativní vlhkost jako poměr hustoty syté páry při teplotě rosného bodu a hustoty syté páry při teplotě vystupujícího vzduchu.

### 9.1.1.2. Adsorpční sušičky

V tomto případě proudí stlačený vzduch prostředím naplněným látkou, která na svém velkém vnitřním povrchu váže vlhkost. Jako desikantu se používá aktivní hliník  $\text{Al}_2\text{O}_3$  vyznačující se vysoce pórovitými částicemi o průměru 1,5 - 2,5 mm, nebo silikagel  $\text{SiO}_2$ . Stlačený vzduch bývá takto vysoušen k tlakovému rosnému bodu TRB =  $-20\text{ }^\circ\text{C}$  až  $-50\text{ }^\circ\text{C}$ .

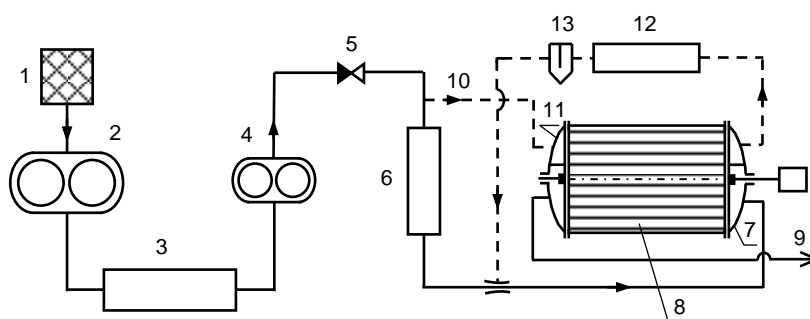
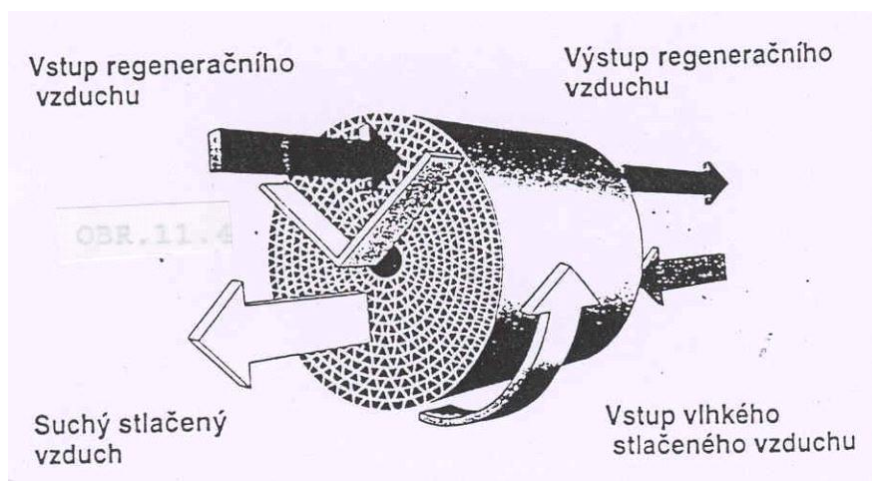
Je-li požadována ještě nižší vlhkost (TRB =  $-90\text{ }^\circ\text{C}$ ) je používáno zvláštního desikantu - molekulového síta.

K odstranění adsorbované vody musí být desikant regenerován dříve, než se zcela nasytí.



**Sušička dvouvěžová**, se používá k regeneraci desikantu ohřátý vzduch, který absorbuje vodní páru. Jsou použity dvě sušící věže, jedna je v sušícím provozu, zatím co druhá je regenerována. Systém ventilů automaticky obrací průtok tak, že obě věže mění svoji funkci, což zaručuje nepřetržitý proces sušení.

**Bubnová kontinuální sušička** je z hlediska spotřeby energie jednou z nejlepších. Využívá k sušení i k regeneraci jednoduché tlakové nádoby, vyplněné speciální tkaninovou vložkou, impregnovanou silikagelem. Otáčející se buben je podle obr.150 rozdělen na dvě sekce. Větší 75% je určena pro sušení, menší pro regeneraci.



*Schéma absorpční sušičky bubnové*

Stlačený vzduch je před dochlazovačem **6** rozdělen na dva proudy. Hlavní proud (60%) za dochlazovačem prochází do sušicí sekce **8** a pak do rozvodné sítě. Sekundární proud **10** (40%) není dochlazován, je o teplotě asi 80 °C veden do regenerační sekce bubnu **11**, kde se z adsorpčního materiálu vypařováním odstraňuje vlhkost. Ta je po ochlazení vzduchu ve chladiči **12** odkalována v odlučovači **13** a sekundární vzduch je přísáván ejektorem k hlavnímu proudu.

Životnost náplně je asi 7 let, TRB je -20 až -30 °C. Poněvadž zde nedochází k objemovým ztrátám a spotřeba energie k otáčení bubnu je nízká, pracuje toto zařízení velmi hospodárně a i při vyšší pořizovací ceně se zaplatí za poměrně krátkou dobu.

Ekonomika sušení je ovšem závislá na žádaném TRB. Je-li přijatelný TRB +2 °C anebo i vyšší je neekonomičtější volbou sušička vymrazovací, s provozními náklady dosahujícími 10%. Pro nižší TRB je nezbytná sušička adsorbční.

K chemickému vysoušení stlačeného vzduchu absorpcí se používá dietienglykol nebo trietienglykol. Metoda se používá jen zřídka pro velká množství plynu stlačeného až na 150 bar. Dosahuje se zde TRB = -25 °C.



## 10. MOŽNOSTI ÚSPOR ENERGIE PŘI VÝROBĚ, ROZVODU A SPOTŘEBĚ STLAČENÉHO VZDUCHU

V současné době dochází v ČR k rozsáhlým inovacím v oblasti výroby stlačeného vzduchu. Strojový park, který byl s výjimkou velkých podniků využívajících turbokompresory založen především na kompresorech pístových, je nahrazován moderními stroji rotačními s různými způsoby regulace.

Lze odhadnout, že od roku 1990 došlo v malých a středních podnicích k cca 50 % obměně strojního parku, a to především náhradou pístových kompresorů řad SK, JSK, DVK a DSK mnohdy provozovaných i od roku 1950 za kompresory šroubové a lamelové. Tento trend stále pokračuje.

V oblasti turbokompresorů k významným změnám díky útlumům výroby ve velkých podnicích (hutě, doly) nedochází. Zpravidla jsou repasovány původní stroje, jsou ale vybavovány novou měřicí a regulační technikou.

Měrné příkony kompresorů (kompresní poměr = 7) se pohybují v těchto rozmezech:

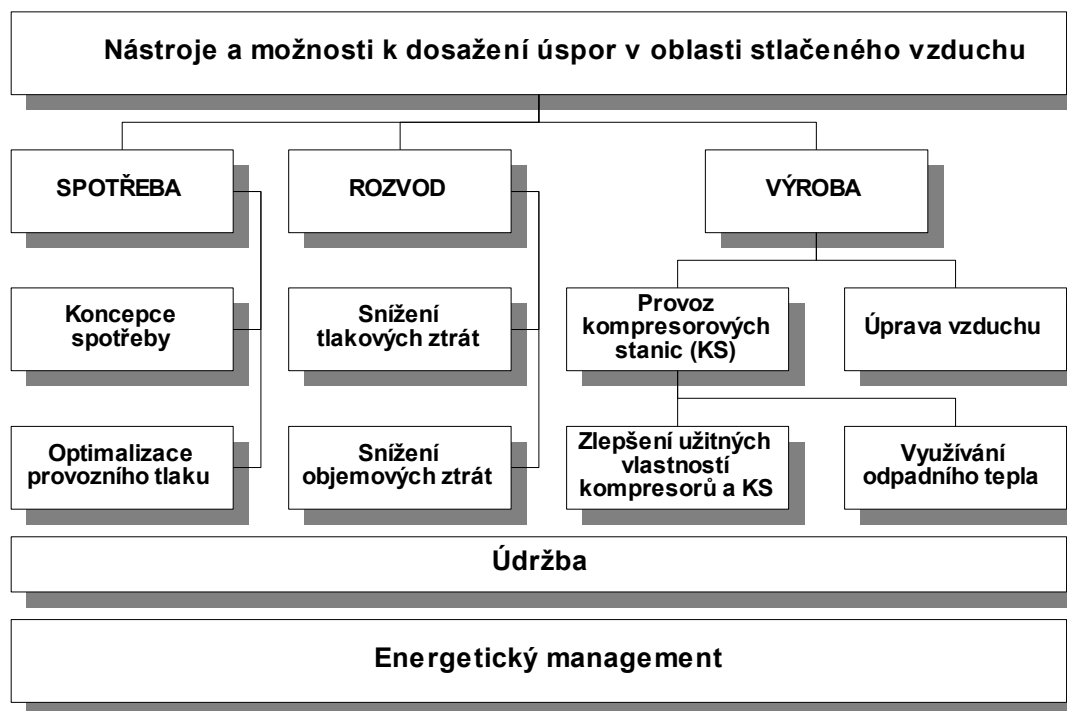
Jednostupňové pístové	0,11 – 0,12 kWh.m <sup>-3</sup>
Dvoustupňové pístové	0,08 – 0,10 kWh.m <sup>-3</sup>
Lamelové	0,11 – 0,13 kWh.m <sup>-3</sup>
Šroubové	0,10 – 0,11 kWh.m <sup>-3</sup>
Odstředivé	0,09 – 0,11 kWh.m <sup>-3</sup>

Modernizace kompresorových stanic je v pořádku pokud strojový park dosahuje hranice své životnosti, či je patrné morální opotřebení. Stává se však, že bývají nahrazovány stroje dobrých užitných vlastností, které vykazují špatné technické parametry jenom díky nesprávnému provozování. Jsou sice nahrazovány stroji modernějšími s lepšími energetickými parametry, ale tyto bývají často dále provozovány při stejně nevhodných podmínkách. Pak zpravidla k žádným viditelným úsporám nedochází.

Bohužel až teprve potom přichází úvaha o možné změně režimů práce a regulace z pohledu řízení celé kompresorové stanice.

## 10.1. OBECNĚ PLATNÉ POSTUPY K DOSAHOVÁNÍ ÚSPOR

V následujícím blokovém schématu jsou specifikovány hlavní oblasti možných úspor.



### 10.1.1. Oblast spotřeby

Ačkoliv je oblast spotřeby z hlediska technologického postupu až na posledním místě, z faktického hlediska stojí na místě prvním a nejdůležitějším. Znamé rčení, že nejlevnější kilowatthodina je ta, která se nemusí vyrobit, platí i na energii obsaženou ve stlačeném vzduchu.

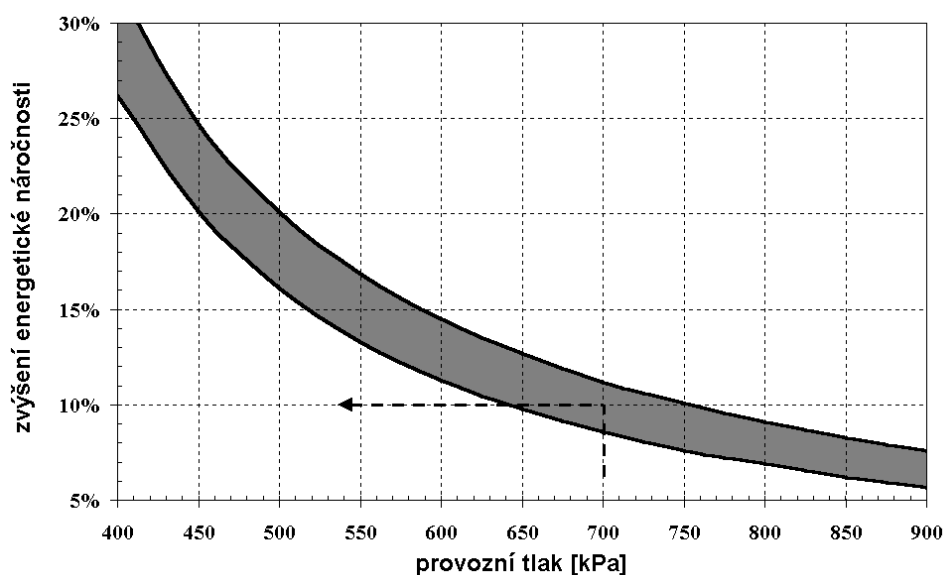
#### 10.1.1.1. Koncepce spotřeby

Je nutno zvážit, zdali je v podniku vhodná centrální či decentralizovaná výroba vzduchu. Toto rozhodnutí závisí především na množství spotřebičů, jejich individuální spotřebě, charakteru odběru a požadovaných provozních tlacích, na jejich rozmístění, časovém využití a nárocích na kvalitu vzduchu. Tato oblast může skrývat velké rezervy, ale pro jejich odhalení je nutno vycházet přímo z konkrétních podmínek v daném podniku. Většinou je výhodná kombinace obou systémů, a to především při výskytu menšího počtu spotřebičů vyžadujících vyšší provozní tlak než je v páteřní síti, při malé potřebě vzduchu ve vzdálených objektech, při nerovnoměrném časovém chodu různých provozů podniku ap.

V rámci koncepce je nutno zvážit přínosy, které by přinesly zlepšení užitečných vlastností spotřebičů stlačeného vzduchu, případně nahrazení pneumatické energie jinou formou energie.

### 10.1.1.2. Optimalizace provozního tlaku

Jakékoliv zvyšování tlaku nad potřebnou mez znamená zvýšení energetické náročnosti jeho výroby. Na následujícím grafu je provedeno poměrné srovnání zvýšení množství energie pro pohon kompresoru, je-li provozní tlak stlačeného vzduchu v síti nastaven o 100 kPa výše než je účelné. Horní křivka vymezuje stroje nechlazené, spodní intenzivně chlazené stroje. Tzn. je-li provozován systém na provozní tlak 700 kPa, kdežto spotřebiče vyžadují tlak pouze 600 kPa je energetická náročnost výroby o cca 10 % vyšší, než by musela být.



*Zvýšení energetické náročnosti výroby stlačeného vzduchu při provozním tlaku vyšším o 100 kPa než je účelné*

Prakticky to znamená, že je nutné znát skladbu spotřebičů, jejich provozní potřeby. Z hlediska sítě je důležité spotřebiče rozdělit dle jimi požadované tlakové úrovně, aby nedocházelo k situacím, že kvůli jednoho spotřebiče, který odebírá např. pouze 1/10 celkové výroby vzduchu musí být zvýšený provozní tlak udržován v celé síti. Tyto situace je pak nejlepší řešit buď instalací samostatného kompresoru nebo dotlačovacího kompresoru v místě odběru. Zároveň je nutné zamezit dlouhodobému používání stlačeného vzduchu tam, kde spotřebičům postačují k provozu výrazně nižší tlaky.

Neúsporný je také režim, při kterém se zvyšuje akumulace vzduchu jeho vyšším stlačením v síti, místo instalace dalšího nebo většího vzdušníku.

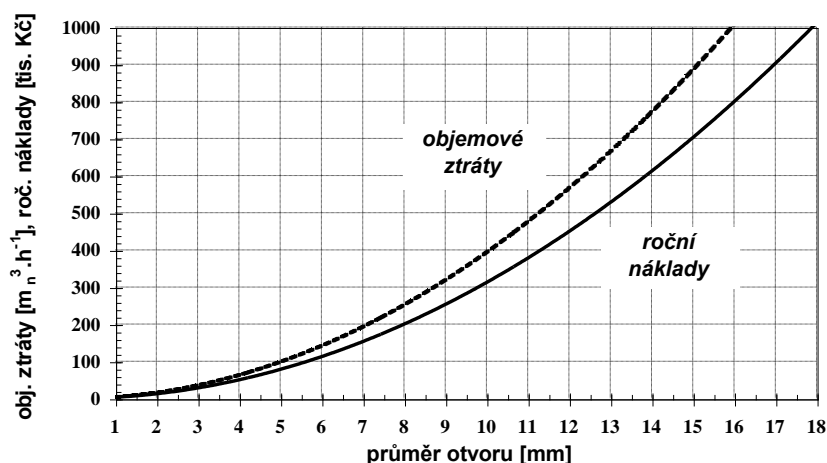
## 10.1.2. Oblast rozvodů

### 10.1.2.1. Netěsnosti

Ztráty netěsnostmi jsou jedny z hlavních a nejvýznamnějších ztrát v tlakovzdušných rozvodech. Ztráty v některých případech přesahují i 50 % výroby stlačeného vzduchu. Je to zaviněno především špatnou údržbou rozvodných sítí (ucpávky ventilů, netěsnící příruby ap.), liknavým přístupem osob k detekovaným netěsnostem (ventil netěsní po řadu měsíců a nikdo si jej nevšimne, závada se nenahlásí), nedisciplinovaností pracovníků obsluhujících zařízení využívajících stlačený vzduch (nedůsledné uzavírání oddělovacích ventilů stroje po ukončení práce), nedůsledným tlakem řídicích pracovníků na plnění povinností svých podřízených, nefunkční plán údržby a neexistující energetický management.

Pro srovnání si zde uvedeme porovnání ztrát, které vzniknou netěsnostmi v rozvodné síti pracující s tlakem 700 kPa pro případ podniku uvedeného v kap. 1. Velikost celkových netěsností rozvodu je v tabulce reprezentována adekvátní velikostí kruhového otvoru.

Průměr otvoru	Objemové ztráty	Příkon pro pokrytí ztrát	Roční náklady
[mm]	[m <sup>3</sup> .h <sup>-1</sup> ]	[kW]	[tis. Kč]
1	3,9	0,5	3,1
5	98,3	12,8	78,0
10	393,2	51,1	312,1



#### Objemové ztráty netěsnostmi a roční finanční náklady na pokrytí

Úplné odstranění netěsností není možné, neboť je nutno počítat se ztrátami při odlučování oleje a vlhkosti z rozvodu a se ztrátami zaviněnými mikroskopickými, těžko detekovatelnými netěsnostmi. Z toho důvodu je potřeba odstavit větve rozvodů, které se používají pouze sezónně a úplně odpojit již neužitečné větve.

Velikost únosných ztrát je závislá na velikosti sítě. Pro základní orientaci jsou v následující tabulce uvedeny velikosti ztrát, které se v současnosti považují za ještě únosné.

Velikost sítě	Únosné procento ztrát
Malé sítě	5 %
Střední sítě	7 %
Rozsáhlé sítě	10 %
Velmi rozsáhlé sítě (hutě, doly, ap.)	13-15 %

Pokud provozní režim podniku dovoluje odstavení tlakovzdušné sítě je možné provést zkoušku její těsnosti. Existuje řada metod. Pro měření je potřeba před začátkem měření odstavit všechny spotřebiče.

#### 10.1.2.2. Sledování doby poklesu tlaku v síti

Po odstavení spotřebičů se síť natlakuje na tlak o cca 50 až 100 kPa větší než je běžný provozní tlak a odstaví kompresory. Sleduje se za jak dlouho poklesne tlak na úroveň o 50 až 100 kPa nižší než je běžný provozní tlak. Předpokládá se, že teplota vzduchu v síti je stejná jako teplota definovaná jako standardní (20 °C).

Objemové ztráty lze orientačně stanovit ze vztahu

$$\dot{V}_{zt} = \frac{V_{vzd} \cdot p_1 - p_2}{\tau \cdot p_s} \quad [m_n^3 \cdot h^{-1}] \quad (17)$$

kde

$p_1, p_2$ [kPa]	počáteční resp. konečný tlak v síti
$p_s$ [kPa]	standardní tlak (100 kPa)
$\tau$ [hod]	doba, za kterou poklesne tlak z $p_1$ na $p_2$
$V_{vzd}$ [m <sup>3</sup> ]	objem sítě vč. vzdušníku

Objem vzdušníku je udán na jeho štítku, objem sítě je nutno spočítat nebo odhadnout. Existují sice metody i pro stanovení objemu sítě, ale jejich popis přesahuje rámec této publikace.

#### 10.1.2.3. Sledování doby zatíženého stavu kompresoru

Tato metoda je uplatnitelná v případě, že je s dostatečnou přesností známa výkonnost kompresoru při středním provozním tlaku. Kompresor musí být regulován systémem střídání zatížených a nezatížených stavů dle minimální a maximální tlakové hladiny, příp. u menších strojů systémem start-stop.

Po odstavení spotřebičů je do sítě zapojen kompresor, který po dosažení horní hladiny tlaku přejde do odlehčeného stavu. Objemové ztráty způsobí pokles tlaku v síti, kompresor pak po dosažení dolního limitu přejde do stavu zatíženého.

V určitém časovém intervalu se sledují doby, po které byl kompresor v zatíženém stavu a celková doba měření. Objemové ztráty se pak stanoví ze vztahu

$$\dot{V}_{zt} = \dot{V}_d \cdot \frac{\sum \tau_i}{\tau} \quad [m_n^3 \cdot h^{-1}] \quad (18)$$

kde

$\dot{V}_d$	$[m_n^3 \cdot h^{-1}]$	střední standardní výkonnost kompresoru v provozním tlakovém rozmezí
$\sum \tau_i$	[min]	součet dob zatížených stavů kompresoru
$\tau$	[min]	celková doba měření (vč. dob nezatížených stavů)

Pokud kompresor ani po dlouhé době není schopen natlakovat síť je objemová ztráta větší než jeho výkonnost a je nutné zvolit jiný kompresor, nebo zapojení více kompresorů.

#### 10.1.2.4. Měření pomocí snímače průtoku

Je-li na výstupu z kompresorové stanice nainstalován snímač průtoku (např. clona, vírový průtokoměr, turbínkový průtokoměr ap.) je možné stanovit objemovou ztrátu z množství vzduchu proteklého potrubím za hodnocené období, při podobném režimu práce kompresorové stanice jako v předchozím případě.

$$\dot{V}_{zt} = \frac{\Delta V_d}{\tau} \quad [m_n^3 \cdot h^{-1}] \quad (19)$$

kde

$\Delta V_d$	$[m_n^3]$	množství vzduchu dodaného do sítě po dobu měření
$\tau$	[hod]	doba měření

Při použití této metody je nutné aby byly objemové ztráty v samotné kompresorové stanici zanedbatelné a je potřeba brát v úvahu i nejistotu měření průtoku zvláště při jeho nízkých hodnotách, kde může být měření zatíženo velkou chybou.

#### 10.1.2.5. Technická diagnostika tlakovzdušných sítí

Nelze-li odstavit tlakovou síť nebo v rámci provádění preventivních kontrol je nutno netěsnosti detekovat přímo za provozu. Velké netěsnosti jsou detekovatelné pouhým sluchem, malé pak detekčními kapalinami dnes běžně dodávanými ve sprejích. Pro rychle dostupné použití postačuje mýdlová voda. V hůře přístupných místech, jako jsou nadzemní vedení ap., je možno netěsnosti odhalit na dálku ultrazvukovými detektory.

### 10.1.2.6. Tlakové ztráty

Tlakové ztráty jsou další významnou složkou celkových ztrát. Jsou dány rozdílem tlaku mezi zdrojem a spotřebičem. Vznikají při proudění vzduchu potrubím, a to díky tření vzduchu o povrch potrubí a místním odporům proti proudění jako jsou kolena, armatury ap.

Orientačně lze míru tlakových ztrát spočítat na základě teorie, která říká, že tlaková ztráta je nepřímou úměrná páté mocnině průměru potrubí, tzn. při záměně např. potrubí DN 40 za DN 80 se sníží tlaková ztráta o  $2^5$ , tj. 32 krát. Skutečné zlepšení je pak o něco vyšší, neboť je třeba zahrnout i vliv změny relativní drsnosti potrubí.

Z energetického hlediska jde o znehodnocení části průceschopné energie akumulované ve stlačeném vzduchu.

Tabulka třecích tlakových ztrát v ocelovém potrubí (vnitřní povrch mírně rovnoměrně zkorodovaný) délky 100 m je určena pro stlačený vzduch 700 kPa a 20 °C při  $1000 \text{ m}_n^3 \cdot \text{h}^{-1}$ .

DN	Rychlost vzduchu v potrubí	Tlaková ztráta na 100 m	Poměrná ztráta průceschopnosti vzduchu
[mm]	[m.s <sup>-1</sup> ]	[kPa]	[%]
40	31,6	289,0	27,4
50	20,2	88,9	7,0
65	12,0	22,3	1,7
80	7,9	7,5	0,6
100	5,1	2,3	0,2
125	3,2	0,7	0,1

Poměrná ztráta průceschopnosti vzduchu vyjadřuje o kolik se sníží ta část energie ve stlačeném vzduchu, která je schopná ve spotřebiči vykonávat technickou práci.

Pro určení tlakových ztrát na místních odporech se používají tzv. ekvivalentní délky potrubí, což je srovnání s třecí ztrátou potrubí určité délky. Místo armatury se potom při výpočtu tlakových ztrát přičte odpovídající ekvivalentní délka potrubí. Následující tabulka uvádí ekvivalentní délky pro některé ze základních prvků rozvodů.

Prvek	Světlost / Ekvivalentní délka v [m]				
	DN 40	DN 50	DN 80	DN 100	DN 125
Šoupátko	0,5	0,7	1,0	1,5	2,0
Polootevřené šoupátko	8,0	10,0	16,0	20,0	26,0
Membránový ventil	2,0	3,0	4,5	6,0	8,0
Zpětná klapa	10,0	15,0	25,0	30,0	50,0
Koleno 90° R=d	0,5	0,6	1,0	1,5	2,0

Podobně jako v případě netěsností nelze tlakové ztráty odstranit, ale lze je snížit na přijatelnou mez, za kterou se považuje cca hranice okolo 1,5 % z hodnoty maximálního tlaku. To znamená, že při výstupním tlaku z kompresorové stanice 700 kPa je tolerovaná ztráta okolo 10 - 11 kPa. Tedy nejnižší přijatelný statický tlak před spotřebičem by neměl ani při maximálním odběru klesnout pod 690 kPa. Tyto hodnoty se v průběhu doby neustále zpříšňují. Ještě na začátku 90. let byla jako přijatelná považována při tlaku 700 kPa ztráta 30 až 50 kPa.

Minimalizaci tlakových ztrát lze docílit především správným návrhem potrubní sítě a pravidelnou kontrolou nastavení uzavíracích a regulačních prvků (viz ekvivalentní délky otevřeného a polootevřeného šoupátka).

Tlakové ztráty zaviněné špatným návrhem průměru potrubí mají negativní vliv i na regenerační schopnost sítě, je-li v ní zařazen spotřebič s pulzními odběry.

### **10.1.3. Oblast výroby**

Volba vhodného typu kompresoru je základní podmínkou pro efektivní provoz kompresorové stanice. Možnosti nasazení jednotlivých typů již byly uvedeny.

#### **10.1.3.1. Podmínky práce kompresoru**

Kompresor dosahuje tím vyšší standardní výkonnosti (při zachování výkonnosti skutečné) čím chladnější vzduch nasává. Je tedy energeticky nevýhodné, pokud kompresor nasává vzduch např. z vytápěné místnosti a nikoliv zvenku. Nevýhodnost je při vyšší teplotě sání daná nižší hustotou vzduchu (vyšším měrným objemem), což způsobí, že do kompresoru při jednom pracovním cyklu nasáto menší hmotnostní množství vzduchu. Při snížení teploty sání o 5 °C se množství zvýší o cca 1,5 %, při 10 °C o 3,5 %, při 20 °C o 6,8 %. O tyto hodnoty se sníží i měrný příkon.

#### **10.1.3.2. Zlepšení užitných vlastností kompresorů a kompresorových stanic**

Kompresorovou stanicí lze chápat buď jako samostatný prvek nebo jako systém složený z jednotlivých prvků – kompresorů. Hodnocení technicko-ekonomické úrovně výroby stlačeného vzduchu lze v hrubém porovnání odvodit z množství stlačeného vzduchu a spotřeby pohonné energie neboli z hodnocení kompresorové stanice jako celku. Detailnější rozbor dávající informaci o míře účelně využitě energie se neobejde bez znalosti energetických charakteristik jednotlivých kompresorů.



### 10.1.3.3. Energetické charakteristiky

Tlaková, příkonová a izotermická účinnostní charakteristika (u turbokompresorů i izoentropická) a charakteristika měrného příkonu (charakteristika měrné spotřeby) jsou základními kritérii pro hodnocení funkčnosti a efektivnosti práce kompresoru. Jedná se vždy o závislost dané veličiny na skutečné výkonnosti kompresoru. Pomocí charakteristik lze navzájem porovnávat užžitnou hodnotu jednotlivých kompresorů, při znalosti výchozích charakteristik nového stroje lze v průběhu jeho životnosti stanovovat míru jeho opotřebení.

Orientační stanovení výkonnosti kompresoru při určitém tlaku lze stanovit pomocí metody plnění vzdušníku. Vzdušník se odstaví od sítě a sleduje se doba, za kterou kompresor naplní vzdušník z tlaku  $p_1$ , jenž je cca o 50 kPa nižší než je běžný provozní tlak, na tlak  $p_2$ , jenž je o cca 50 kPa vyšší než provozní. Výkonnost kompresoru je potom při uvažované stejné teplotě v sání a ve vzdušníku (nutný dochlazovač)

$$V_d = \frac{60 \cdot V_{vzd} \cdot (p_2 - p_1)}{\tau \cdot p_s} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}] \quad (20)$$

$V_{vzd}$  [m<sup>3</sup>] objem vzdušníku vč. potrubí mezi kompresorem a vzdušníkem

$\tau$  [min] doba plnění

$p_s, p_1, p_2$  [kPa] absolutní tlak v sání, výchozí a konečný tlak ve vzdušníku

Provede-li se současně měření příkonu, lze stanovit pro daný tlak i ostatní charakteristické veličiny.

### 10.1.3.4. Optimalizace provozu kompresorové stanice

V praxi velice často dochází k tomu, že kompresory nejsou zapojovány a regulovány tak, aby při zabezpečení požadované dodávky stlačeného vzduchu pracovaly s nejmenší spotřebou energie. Bohužel i v případě rekonstruovaných či nových kompresorových stanic dochází k plýtvání pohonné energie. To bývá zapříčiněno nevhodnou kombinací jejich zapojování či zaviněno projekčně špatně navrženou skladbou kompresorů vzhledem ke skutečnému odběrovému diagramu spotřeby.

Stěžejním parametrem hospodárnosti provozu kompresorové stanice je měrná spotřeba energie, popisující množství (většinou elektrické) energie potřebné na stlačení 1 m<sup>3</sup> vzduchu při standardních podmínkách.

Měrnou spotřebu kompresorové stanice lze stanovit jako

$$C_{KS,n} = \frac{A_{el}}{V_{dn-kum}}, \quad [\text{kWh} \cdot \text{m}_n^{-3}] \quad (21)$$

což je podíl celkové spotřeby elektrické energie kompresorů a celkové spotřeby stlačeného vzduchu v podniku za určitou dobu (den, měsíc, rok).

Nutno podotknout, že v řadě podniků bývají tyto standardní podmínky zavedené různě a při vzájemném porovnávání efektivnosti práce různých kompresorových stanic je nutné tyto difference respektovat. Porovnávají-li se navíc hodnoty získané měření v různých ročních obdobích a tím i při různých stavech v sání, je vhodné veličiny přepočítávat i na stav v sání.

Vstupní údaje je možno získat ze záznamů prováděných obsluhou kompresorové stanice. Tímto způsobem lze získat rámcové informace o ekonomice stlačování vzduchu v podniku v porovnání s měrnými příkony jednotlivých kompresorů uváděnými výrobcem.

Hlubší rozbor se však neobejde bez podrobného monitorování provozu kompresorové stanice, jehož zpracováním lze získat odběrové diagramy, přehled o součinnosti a vytížení jednotlivých kompresorů.

Pro hodnocení práce kompresorové stanice je možno zavést další ukazatele. Jsou jimi koeficient provozního využití kompresoru, relativní doba provozu kompresoru a koeficient provozního využití kompresorové stanice.

Koeficient provozního využití kompresoru PV je definován jako relativní doba zatíženého stavu a lze jej stanovit jako

$$PV = \frac{\tau_z}{\tau_p}, \quad [-] \quad (22)$$

kde  $\tau_p$  je celková doba provozu kompresoru a  $\tau_z$  část celkové provozní doby, po kterou byl kompresor v zatíženém stavu. Takto lze stanovit úroveň vytížení kompresoru, je-li regulován střídáním zatížených a nezatížených stavů. Úroveň vytíženosti kompresorů s plynulou regulací je možno stanovit podobně, a to porovnáním naměřeného průměrného příkonu (např. denního) vůči jmenovitému příkonu při maximálních otáčkách.

Relativní doba provozu RDP kompresoru je definován jako poměr doby provozu kompresoru vůči hodnocené celkové době provozu kompresorové stanice  $\tau$ .

$$RDP = \frac{\tau_p}{\tau}, \quad [-] \quad (23)$$

Koeficient provozního využití kompresorové stanice  $PV_{KS}$  lze stanovit jako dlouhodobou průměrnou hodnotu relativních dob zatíženého stavu jednotlivých kompresorů. Tuto hodnotu je nejlépe stanovovat jako vážený průměr jednotlivých hodnot (např. denních). Pro  $j$  kompresorů

$$PV_{KS} = \frac{\sum_j PV_j \cdot RDP_j}{\sum_j RDP_j} \quad [-] \quad (24)$$

Stanovováním součinitelů pro jednotlivé kompresory lze získat obraz o jejich součinnosti a zároveň odhalit nehospodárnost jejich provozování.

Příklad týdenního hodnocení kompresorové stanice se 3 kompresory je uveden v následující tabulce.

Den	$A_{el}$	$V_{dn-kum}$	$C_n$	$PV_{K1}$	$PV_{K2}$	$PV_{K3}$	$RDP_{K1}$	$RDP_{K2}$	$RDP_{K3}$
	[kWh]	[m <sup>3</sup> ]	[kWh/m <sup>3</sup> ]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
Po	4421	36303	0,122	0,645	1,000	0,722	0,997	0,289	0,002
Út	4465	37448	0,119	0,708	1,000	N	1,000	0,284	0,000
St	4131	30057	0,137	0,574	1,000	N	1,000	0,237	0,000
Čt	4328	33863	0,128	0,647	1,000	N	1,000	0,269	0,000
Pá	4148	30924	0,134	0,609	1,000	N	1,000	0,185	0,000
So	975	3309	0,295	0,225	N	N	1,000	0,000	0,000
Celkem	22468	171904							
<b>Průměr</b>			<b>0,131</b>		<b><math>PV_{KS}</math></b>	<b>0,868</b>			

*N ... neprovozován*

Pokud je spotřeba jednotlivých kompresorů měřena elektroměrem a tyto jsou regulovány způsobem střídání zatížených a nezatížených stavů příp. start-stop, lze pro orientační stanovení koeficientu provozního využití KS využít následujícího postupu.

Pro každý kompresor se provede nejprve odměření středního činného elektrického výkonu kompresoru, je-li v zatíženém stavu  $P_z$  a je-li ve stavu odlehčeném  $P_o$  (např. klešťovým wattmetrem). Dle provozního deníku se určí celková doba provozu kompresoru  $\tau_p$  a z údajů elektroměru se určí spotřeba elektrické energie  $A_{el}$ . Pro jeden kompresor bude potom koeficient provozního využití

$$PV = \frac{A_{el} - P_o \cdot \tau_p}{(P_z - P_o) \cdot \tau_p} \quad [-] \quad (25)$$

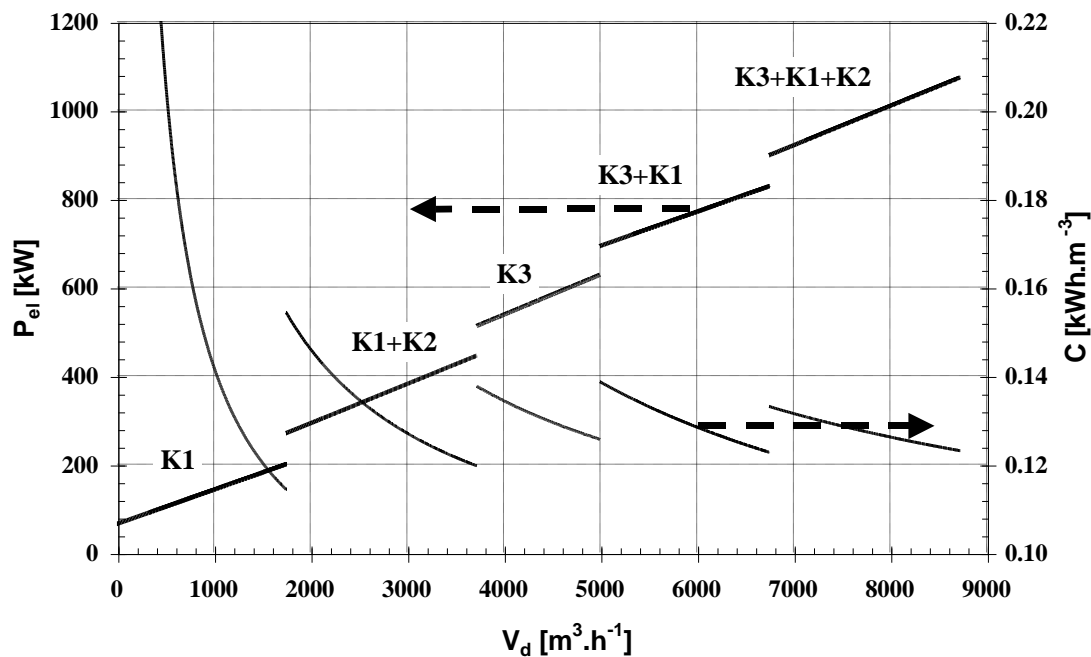
Koeficient provozu se určí podílem provozní doby kompresoru k celkové hodnocené době.

Jak již bylo uvedeno má koeficient provozního využití kompresorové stanice výrazný vliv na výši měrné spotřeby kompresorové stanice. Lze pomocí něj hodnotit jak kvalitu regulace, tak i vhodnost zapojování a skladbu jednotlivých kompresorů.

Je nutné však mít vždy na zřeteli, že celek složený z optimálně pracujících dílčích prvků (či podsystémů) nemusí tvořit optimálně pracující systém. Není tedy dostatečná snaha optimalizovat jednotlivé dílčí prvky – kompresory, ale snažit se optimalizovat vždy co největší celek – kompresorovou stanicí, v ideálním případě chod celého podniku.

Jedním z řešení je sestavení dosti opomíjených dispečerských diagramů, ať už pro stávající stanice, ale hlavně při návrhu stanic nových.

Dispečerské diagramy vychází z energetických charakteristik kompresorů a jejich příkonu při regulaci.



*Dispečerský diagram pro spolupráci 3 kompresorů*

Obecně lze dispečerské diagramy popsat jako předpis pro řazení produkčních zařízení tak, aby požadované množství produktů se realizovalo s minimální spotřebou energie. Jedná se tedy o optimalizaci řazení agregátů z energetického hlediska. Je zvláště vhodný při paralelní spolupráci více kompresorů různých výkonností.

Příklad dispečerského diagramu vč. průběhu okamžité měrné spotřeby energie kompresorové stanice je uveden na obrázku. Pro spotřebu pohybující se např. kolem 6000  $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  je energeticky nejvhodnější spolupráce kompresorů K1 a K3. Kompresorová stanice bude mít při daných podmínkách měrnou spotřebu 0,128  $\text{kWh} \cdot \text{m}^{-3}$ . Dále je například možno z diagramu zjistit, že kompresor K2 není energeticky vhodné provozovat samostatně.

## 10.2. ÚPRAVA VZDUCHU

Při úpravě kvality vzduchu jde převážně o snížení koncentrace oleje a množství vlhkosti. Nebudeme-li brát v úvahu specifické požadavky spotřebičů, jde odloučením vlhkosti o snížení korozivní schopnosti stlačeného vzduchu.

Korozivní schopnost vlhkého vzduchu, která je prakticky nulová pod hranicí relativní vlhkosti 30 %, prudce stoupá po překročení hodnoty 60 %. Při odlučování oleje jde o zamezení pronikání olejových aerosolů do ovzduší během expanze stlačeného vzduchu ve spotřebiči a o možnost regenerace oleje. Sušení vzduchu sice zvyšuje konečnou energetickou náročnost výroby stlačeného vzduchu (o 10 až 20 %), na druhé straně výrazně klesají náklady na údržbu spotřebičů a rozvodné sítě (až o 50 %). Při vysokých nárocích na kvalitu vzduchu je nutno provést rozvahu, jak velký počet spotřebičů tuto kvalitu požaduje. Rozbor a metody řešení jsou pak obdobné jako v oblasti hodnocení účelnosti výše provozního tlaku.

### 10.3. VYUŽITÍ ODPADNÍHO TEPLA

Obecně lze konstatovat, že čím lépe kompresor pracuje, tím nižší je teplota odpadního tepla. Podařilo-li by se zkonstruovat kompresor blízký se ideálnímu kompresoru izotermickému (při kompresi nedochází ke zvýšení teploty díky intenzivnímu chlazení), odcházelo by odpadní teplo s teplotou téměř na úrovni teploty nasávaného vzduchu, tzn. k ničemu nepoužitelné. Izotermická účinnost takového stroje by se blížila jedné a téměř všechna pohonná energie by se transformovala do stlačeného vzduchu a zvýšila by jeho průceschopnost. V praxi však k dokonalým kompresím nedochází a tudíž odchází teplo na vyšší teplotní úrovni než je teplota okolí. Oběh kompresoru lze v tomto přirovnat k oběhu tepelného čerpadla.

Chlazením kompresoru je odváděno velké množství tepla velikostí odpovídající 80 až 90 % vstupní pohonné energie. Z tohoto tepla může být využito dobře navrženým systémem až 90 %. Lze využívat teplo jak ze samotného stlačeného vzduchu na mezichladičích a dochlazovačích, tak i v případě kompresorů se vstřikem oleje z chladícího oběhu olejového. Nejjednodušší řešení je v případě kompresorů chlazených okolním vzduchem. Běžně již existují koncepce, že je ohřátý vzduch využíván pro teplovzdušné vytápění či temperování vnitřních prostor v topném období. V letním období se však teplo vypouští do okolí. V případě vodou chlazených kompresorů lze užitečně využívat teplo pro jakýkoliv předeřev nebo ohřev např. TUV a vytápění pomocí nízkoteplotních vodních soustav. Řada dodavatelů kompresorů již ve své nabídce s možností využívání odpadního tepla počítá a konstrukce kompresorů a přídatných zařízení jsou pro tyto účely uzpůsobeny. U starších kompresorů je většinou nutno upravit mezichladiče a dochlazovače a rozdělit je na několik samostatných částí se samostatnými chladícími okruhy, které umožní rozdělit odváděné teplo na několik teplotních úrovní. V některých případech může být vhodné i nasazení tepelného čerpadla.

Energeticko-ekonomické hodnocení účelnosti využívání odpadního tepla, které velmi závisí na sezónním charakteru provozu a časovém vytížení kompresorů, charakteru a požadavcích na straně spotřeby. Toto hodnocení by mělo být součástí energetického auditu.

Provedené studie uvádí měrné investiční náklady ve výši 215 až 300 Kč/GJ využitého tepla.

#### 10.4. ÚDRŽBA

Uvádí se, že za dobu 10 let z celkových nákladů na stlačený vzduch připadne 15 % na vstupní investice, 75 % na pohonnou energii a „pouze“ 10 % na údržbu. Úroveň údržby má však zásadní vliv na energetickou náročnost a spolehlivost výroby i dodávky stlačeného vzduchu. Velkou roli hraje údržba, jak již bylo řečeno výše, v odstraňování netěsností v rozvodech. Pravidelné čištění či výměna sacích filtrů snižuje tlakové ztráty v sání kompresorů. Pravidelná preventivní údržba dle technických podmínek (čištění, seřizování, výměna olejových náplní) snižuje rychlost opotřebení strojů. Obory technické diagnostiky, vibrodiagnostika a tribodiagnostika pomáhají předcházet nepředvídatelným poruchám stroje.

#### 10.5. ENERGETICKÝ MANAGEMENT

Energetický management je obecně definován jako komplex úkolů a opatření vedoucí k zavedení progresivních opatření v oblasti řízení, stanovování cílů, zavedení technických opatření a zpětné kontroly činnosti v oblasti energetiky. Stručně řečeno, má za úkol dlouhodobě optimalizovat oblast spotřeby energie a zabezpečit energii za co nejnižší cenu v potřebném množství, čase, kvalitě a z celospolečenského hlediska za ekologicky přijatelných podmínek. Jedná se tedy o maximalizaci energetických úspor při vynaložení minimálních nákladů. Rozsah působnosti energetického managementu je široký a oblast stlačeného vzduchu musí být jeho nedílnou součástí. Trvalé měření, evidence a vyhodnocování energetických a ekonomických ukazatelů výroby a spotřeby stlačeného vzduchu je nutnou podmínkou pro stanovení oblastí možných úspor.

Prvotním nástrojem k stanovení potenciálu úspor může být energetický audit celého energetického hospodářství. Ten by měl obsahovat základní technické a bilanční údaje nejčastěji zpracované po jednotlivých letech:

- celkovou výrobu stlačeného vzduchu  $\text{tis. } m_n^3/\text{rok}$
- spotřebu elektřiny  $\text{MWh/rok}$
- měrnou spotřebu el.energie  $\text{kWh/ } m_n^3$
- posouzení stavu kompresorové stanice, trendů měrných spotřeb, technického stavu rozvodů

Na tento obecněji pojatý energetický audit by měl navázat podrobný audit oblasti stlačeného vzduchu. Ten by měl obsahovat:

- Provedení energetické diagnostiky kompresorové stanice
  - stanovení odběrového diagramu stlačeného vzduchu, spotřeby elektrické energie
  - posouzení skladby agregátů, účinnosti regulace, stanovení energetických a ekonomických ukazatelů, množství a teplotní úroveň odpadního tepla
  - posouzení stavu a provozních charakteristik jednotlivých kompresorů
  - posouzení stavu a provozních vlastností zařízení pro úpravu vzduchu
- Evidence všech zásadních spotřebičů využívajících stlačený vzduch
- Zhodnocení struktury a stavu rozvodu, akumulačních schopností sítě
- Změření tlakových poměrů v síti
- Lokalizace a identifikace všech závažných objemových a tlakových ztrát
- Celkové zhodnocení stávajícího stavu, určení potenciálu možných úspor, specifikace reálně dosažitelných úspor a návrhy konkrétních energeticky úsporných opatření

## 11. POUŽITÁ LITERATURA A DALŠÍ ZDROJE INFORMACÍ

- [L1] Katalog opatření pro snížení energetické náročnosti. Verze 2.7.1.a (červen 2001). SRC International CS s.r.o. ([www.srci.cz/katalog/katalog.html](http://www.srci.cz/katalog/katalog.html))
- [L2] Kaminský, J.: Generování tepla u kompresorů. Energie, 1999, č. 7,8, s. 86-88. ISSN 1211-9822
- [L3] Studie energetické efektivity pro Českou republiku. SRC International CS s.r.o., 1999.
- [L4] Liška, A., Novák, P.: Technika stlačeného vzduchu. 1. vyd. Praha: ČVUT 1999. ISBN 80-01-01947-0.
- [L5] ČSN ISO 8011 Kompresory ve výrobních procesech. Turbokompresory. Specifikace a údajové listy pro návrh a konstrukci.
- [L6] Kaminský, J.: Využití pracovního prostoru pístových kompresorů. 1. vyd. Praha: SNTL, 1982.
- [L7] Stlačený vzduch a využívání energie. AEA Technology International Limited. Praha: Česká energetická agentura, 1999.
- [L8] Bierbaum, U., Freitag, G.: Compressed Air Compendium. Bielefeld: BOGE KOMPRESSOREN, 1997. ISBN 3-89646-008-0. ([www.boge.com/INT/index\\_int.html](http://www.boge.com/INT/index_int.html))
- [L9] Compressed Air Challenge. Washington: Lawrence Berkey National Laboratory, 1998. ([www.knowpressure.org/html/sourcebook/index.htm](http://www.knowpressure.org/html/sourcebook/index.htm))
- [L10] Compressed Air Glossary of Terms Index. ([www.impactrm.com/glossary/index.html](http://www.impactrm.com/glossary/index.html))
- [L11] Energy Efficiency Best Practice programme. Compressed Air. Publications. ([www.energy-efficiency.gov.uk](http://www.energy-efficiency.gov.uk))
- [12] Chlumský, V.: Pístové kompresory. Praha: SNTL, 1958.
- [13] Chlumský, V.-Liška,A.:Kompresory. Praha/ Bratislava: SNTL/ALFA, 1982
- [14] Liška, A.: Technika stlačeného vzduchu.Výroba a rozvod. Praha: SNTL, 1988.
- [15] Liška, A.,Novák, P.: Kompresory. Praha: ČVUT, 1999.
- [16] Fröhlich,F.: Kolbenverdichter.Berlin, Springer Verlag 1961.
- [17] Konka, Karl-Heinz: Schraubenkompressoren. Düsseldorf: DI 1988.
- [18] Kaminský, J.: Objemové kompresory. Ostrava: VŠB-TUO, 1997.
- [19] Kolarčík, K.: Proudové kompresory. Ostrava: VŠB-TUO, Ostrava 1994
- [20] Kolarčík, K.,Vrtek, M.: Možnosti úspor energie. Praha: Technologické centrum AV ČR, 2002.
- [21] Misárek, D.: Turbokompresory. Praha: SNTL, 1993.
- [22] Šmíd, V.-Svoboda, V.: Turbokompresory a ventilátory. Praha: ČVUT



- [23] Štrofek, E.- Kolat, P.- Kaminský, J.: Čerpacie a vzduchotechnické zariadenia.  
Bratislava: Alfa, 1991.
- [24] Voráček, V.- Kaminský, J.: Energetické stroje. Ostrava: VŠB-TUO, 1974.