



**STLAČENÝ VZDUCH  
- SNIŽOVÁNÍ  
ENERGETICKÉ NÁROČNOSTI**

RAEN, spol. s r.o.

## Úvod

Účelem této práce je detailním způsobem seznámit především energetické auditory a pracovníky energetického poradenství o vybraných výroбах v odvětvích našeho průmyslu s nejčastěji se vyskytujícími technologickými zařízeními, z hlediska energetických spotřeb a způsobů získávání energetických úspor. Jedná se o technologie, které jsou nejen hospodářsky významné, ale taky stále s vysokou energetickou náročností.

Jednou z těchto technologií je výroba a rozvod stlačeného vzduchu, která je obecně velmi rozšířená a její používání zahrnuje především oblast průmyslových podniků. Stlačený vzduch je však používán i v řadě oborů mimo průmyslovou výrobu ( vodárenství, zdravotnictví ).

Výroba stlačeného vzduchu náleží mezi běžně užívané technologie, které jsou z energetického hlediska jedny z velmi náročných.

V současné době se stlačený vzduch využívá ve všech výrobních oborech, především však v průmyslových provozech, a to pro jeho příznivé vlastnosti, které jej činí všestranně použitelným. Jako základní důležité vlastnosti lze uvést výskyt všude v neomezeném množství, ekologicky čisté médium při jeho použití, je nehořlavý. Výhoda používání stlačeného vzduchu jako energetického média je všeobecně známa. Je to především bezpečnost a nevýbušnost, které umožňují používání stlačeného vzduchu jako nositele energie i v různých nepříznivých prostředích ( prašných, výbušných, vlhkých atd. ).

Ve stlačeném vzduchu je možno velmi dobře nashromáždit a skladovat poměrně značné množství energie a přepravit jej bez tepelných ztrát na delší vzdálenosti. Velmi často se komprimuje i vzduch, který se používá jako spalovací v technologických procesech, pro chlazení a větrání dolů a v řadě dalších případů.

Stlačený vzduch, který se vyrábí v kompresorech různých konstrukcí a uspořádání je drahým a energeticky náročným nositelem energie, a proto hospodárnost jeho výroby, rozvodu a spotřeby má značný význam nejen pro přímého výrobce a spotřebitele, ale i z celostátního měřítká, neboť se jedná o značná množství jeho výroby.

Použití stlačeného vzduchu má v podstatě tyto základní aplikace :

- pneumatické motory ( přenos síly a pohybu )
- ovládání výrobních procesů a jednotlivých strojů ( pneumatické mechanizmy a regulace )
- přímé použití ve výrobním procesu ( spalování látek, zkapalňování vzduchu )

Energii stlačeného vzduchu lze přímo měnit na práci, a to relativně snadným způsobem, a proto se pneumatické pohony vyznačují malou hmotností, což u ručních nástrojů je velmi významné. Ve většině případů jsou i pořizovací náklady pneumatických strojů mnohem menší než stejná zařízení elektrická. V oblasti ovládání procesů je stlačený vzduch rovnocenný s elektrickým a hydraulickým zařízením s nimiž bývá často kombinován.

Proti používání stlačeného vzduchu jsou časté námitky, že srovnatelná jednotka pneumatické energie je cca až 9 krát dražší než jednotka energie elektrické. Jde však o nepřesné a také neúplné hodnocení.

Práce principiálně obsahuje tyto volně zpracované části :

- Úvod a stručná charakteristika technologie výroby stlačeného vzduchu, nejčastěji používaná technologická zařízení u nás. V úvodní části je uvedena teoretická část zabývající se principy práce kompresorů a výroby stlačovaného vzduchu. Uvedeny jsou základní provozní charakteristiky a posouzení jednotlivých druhů kompresorů, jejich výhody a provozní účinnosti.
- Výrobně technologická část, ve které budou probírány globální problémy výroby stlačeného vzduchu. Lokální a centralizovaná zařízení k výrobě stlačeného vzduchu, jako kompletní technologické celky včetně potrubních rozvodů. Výhody a nevýhody, uspořádání jednotlivých zařízení a jejich popis, charakteristika a způsoby navrhování, včetně potrubních rozvodů. Příklady energetického posuzování ve prospěch energetických úspor, možnosti zvyšování produkce, kvality výroby a podobně.
- Metodický průvodce určováním a hodnocením ztrát při výrobě stlačeného vzduchu.

V této části práce je zpracován přehled o způsobech a postupech, zaměřených na to, jak v praxi hodnotit konkrétní technologické zařízení stl. vzduchu, které vždy představuje určitou skladbu několika vzájemně na sebe navazujících zařízení.

S návazností je u každého technologického zařízení upozorněno na jeho význam a důležitost ve spotřebách energie, jak tato zařízení posuzovat z hlediska spotřeby energie. Kam zaměřovat pozornost při provádění energetického auditu, jak zpracovat a využívat výsledky získané z důležitých orientačních provozních měření. Snahou bude poskytnout pro energetické poradenství a pro provádění energetického auditu základní orientaci, kde jsou důležitá místa pro získávání úspor energie a související možné náměty na rekonstrukce zařízení. V této části budou stručná doporučení na možné změny zařízení nebo jejich doplnění dalším vhodným zařízením pro snižování energetické náročnosti výroby. Zásady vedoucí ke zhuštění provozu a energetickým úsporám.

Práce je doplněna především potřebnými grafy a schémata, v praxi nejčastěji používaných zařízení s četnými příklady na využívání odpadního tepla.

## **2.0 Výroba stlačeného vzduchu - kompresorové stanice**

Kompresorové stanice jsou základní jednotkou pro výrobu stlačeného vzduchu a mohou mít různá uspořádání podle toho, jaké jsou požadavky na konečné vlastnosti stlačovaného vzduchu a požadovaných výkonů. Dále je ovlivňuje druh použitých pohonů a převodů, případně i další kritéria.

Koncepce kompresorové stanice je především závislá na řadě zásadních rozhodnutí, která ovlivňují hospodárnost provozu. Tato rozhodnutí mají vycházet z úvah o jedné centrální nebo o několika menších, zpravidla zcela automaticky pracujících kompresorových stanic umístěných v těsné blízkosti spotřebičů stlačeného vzduchu.

Centrální kompresorová stanice s jedním nebo několika velkými kompresory pracuje sice s vyšší účinností, ale v rozsáhlé síti potrubních rozvodů vznikají poměrně značné ztráty, jednak únikem vzduchu vlivem netěsností a také ztráty hydraulické. Investiční náklady na rozvody vzduchu a jeho příslušenství mohou však převyšovat úspory nákladů na kompresory dosažené soustředěním výroby tlakového vzduchu.

Menší stroje v decentralizovaných stanicích lze snadněji automatizovat a provozní rezerva v malém stroji je levnější než ve stroji velkém.

Hlavní technologická zařízení kompresorové stanice :

- kompresory
- vodní hospodářství pro chlazení kompresorů
- olejové hospodářství pro mazání kompresorů
- potrubní rozvody a vzdušník

Jedná se pouze o výčet základního technologického vybavení, které je pro provoz kompresorové stanice nezbytné a které případně ovlivňuje hospodárnost provozu zařízení a ekonomiku výroby stlačeného vzduchu.

Dále bude uvedena stručná charakteristika každého z uvedených zařízení.

## 2.1 Kompresory pro výrobu stlačeného vzduchu a jejich rozdělení

Hlavním strojním zařízením v každé kompresorové stanici jsou kompresory. V kompresorech se vynaložením mechanické energie (pohonem kompresoru) zvyšuje tlaková energie nasávaného vzduchu na parametry potřebné pro jeho další použití.

Každý kompresor je charakterizován těmito údaji :

Výkon kompresoru - představuje množství plynu, které protéká výtlačným hrdlem kompresoru za jednotku času. Udává se zpravidla objemovým průtokem  $Q_{ko}$  v  $m^3 / h$  a nebo méně častěji hmotnostním průtokem  $M_{ko}$  v  $kg / h$ .

Vzhledem k tomu, že objem plynu je závislý na jeho teplotě a tlaku, je objemový průtok vždy přepočten a vztažen na základní stav plynu. U vzduchových kompresorů je to v běžných provozních podmínkách teplota a tlak naměřený v sacím hrdle kompresoru. Pro oficiální potřebu v případě zkoušek nebo garančních měření je přepočten vždy na tak zvané normální podmínky, což znamená teplotu  $0^\circ C$  a tlak  $760 \text{ mmHg}$ , což jest  $101,33 \text{ kPa}$ .

Tlakový poměr -  $\mu$  je poměr absolutního tlaku výtlačného  $p_2$  a absolutního tlaku sacího  $p_1$ , což je :

$$\mu = \frac{p_2}{p_1}$$

Příkon kompresoru efektivní -  $P_e$  v  $kW$  je nutný příkon přiváděný na spojku ( hřídel ) kompresoru.

Obecně se rozdělení kompresorů zpravidla provádí podle pracovního způsobu na dvě základní kategorie :  
objemové  
rychlostní

Kompresory objemové jsou vhodné pro relativně malá vyráběná množství vzduchu od 6 tis. do 25 tis.  $m^3/h$ . Patří sem především kompresory pístové, šroubové, křídlové a zubové.

Kompresory rychlostní, což jsou především kompresory lopatkové, tj. turbokompresory radiální a nebo axiální. Menší skupinu zde tvoří kompresory proudové, což jsou principiálně ejektory.

Kompresory můžeme také rozdělit podle výtlačného tlaku na :  
nízkotlaké -  $p_2 = 200 \text{ kPa}$  až  $1 \text{ MPa}$

středotlaké -  $p_2 = 1 \text{ MPa až } 10 \text{ MPa}$   
 vysokotlaké -  $p_2 > 10 \text{ MPa}$

V průmyslové praxi se vyskytují nejčastěji kompresory pístové, kompresory šroubové a nebo jejich kombinace.

Podle způsobu stlačování se objemové kompresory dělí na : kompresory pístové  
 šroubové  
 křídlové  
 zubové

Uváděna jsou pouze ta zařízení, která se v praxi vyskytují nejčastěji a se kterými se energetický auditor může setkat nejčastěji.

### 2.1.1 Kompresory pístové

U těchto kompresorů dochází ke zvýšení tlaku zmenšením objemu plynu v uzavřeném pracovním prostoru válců. Jejich teoretický výkon je úměrný velikosti zdvihového objemu válců  $V_{z1}$  prvního stupně ( $\text{m}^3$ ) a otáčkám kompresoru  $n$  ( $1/\text{s}$ ).

Teoretický výkon :  $Q_{\text{kot}} = V_{z1} \cdot n \dots\dots\dots \text{m}^3/\text{s}$

Zdihový objem  $V_{z1}$  válců prvního stupně je úměrný hlavním rozměrům válce (průměru válce pracovního stupně  $D_v$  v m ), zdvihu pístu  $L$  v m a počtu činných ploch pístů prvního stupně  $i$  :

$$V_{z1} = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \cdot i \cdot L = 0,785 \cdot D_v^2 \cdot i \cdot L \dots\dots\dots \text{m}^3$$

Skutečný výkon :  $Q_{\text{ko}} = Q_{\text{kot}} \cdot \eta_d = V_{z1} \cdot n \cdot \eta_d \dots\dots\dots \text{m}^3/\text{s}$

kde  $\eta_d$  představuje dopravní účinnost, která v sobě zahrnuje vznikající objemové ztráty a to:

- nedokonalým plněním pracovního prostoru válců kompresoru při sání
- ohřátím plynu během sání od teplých stěn pracovního prostoru válce
- poklesem tlaku při sání vlivem škrcení
- netěsností pracovního prostoru, píst ve válci, ventily, ucpávky a podobně
- změnou relativní vlhkosti proti zadané hodnotě

$$\text{Objemová účinnost : } \eta_o = \frac{V_s}{V_z}$$

kde značí :

- $V_s$  - skutečně nasátý objem vzduchu vztážený na tlak v sacím hrdle  $p_s$
- $V_z$  - teoreticky možný nasátý objem, tak zvaný zdvihový objem

### Příkon kompresoru

Pro izotermický proces platí základní vztah pro práci vynaloženou na kompresi plynu ve tvaru :

$$p \cdot V = p_1 \cdot V_1 = \text{konst.} \Rightarrow V = \frac{p_1 \cdot V_1}{p}$$

Obecný výraz pro práci, kdy komprese probíhá po izotermě je dán vztahem :

$$A_{it} = \int_1^2 V \cdot dp = p_1 \cdot V_1 \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \mu \dots\dots\dots \text{kJ}$$

kde značí :

$p_1$  - tlak v sání kompresoru ( sací tlak ) kPa  
 $V_1$  - zdvihový objem kompresoru  $\text{m}^3$

Pro izotermický příkon kompresoru pak zavedeme místo zdvihového objemu  $V_1$  výkon kompresoru  $Q_{ko}$  (  $\text{m}^3 / \text{s}$  ). Pokud dále zavedeme rozměr času, změní se vztah pro práci na vztah pro příkon :

$$P_{ist} = p_1 \cdot Q_{ko} \cdot \ln \mu \dots\dots\dots \text{kW}$$

Pokud dále zavedeme  $\eta_{cist}$  celkovou izotermickou účinnost kompresoru, jejíž hodnoty se pohybují podle výtlačného tlaku kompresoru od 0,55 do 0,86 ( pro vyšší tlak vyšší účinnost, pak efektivní příkon kompresoru bude :

$$P_{ist} = \frac{1}{\eta_{cist}} \cdot p_1 \cdot Q_{ko} \cdot \ln \mu \dots\dots\dots \text{kW}$$

Výkon poháněcího motoru :

Výkon elektromotoru se volí o cca 15% vyšší než efektivní příkon kompresoru. Výkon spalovacího motoru asi o 25% vyšší. Pokud je pohon kompresoru prováděn pomocí převodu je třeba ještě respektovat jeho účinnost  $\eta_p$ .

Celková účinnost soustrojí isotermická pak bude :  $\eta_{scist} = \eta_{cist} \cdot \eta_p \cdot \eta_{mot}$

Celková účinnost soustrojí adiabatická pak bude :  $\eta_{scad} = \eta_{cad} \cdot \eta_p \cdot \eta_{mot}$

Mechanická účinnost u malých a středních zařízení je cca 80 – 85%. U strojů chlazených vzduchem je tato účinnost asi o 5% nižší o příkon chladícího ventilátoru.

Celková izotermická účinnost bývá u menších kompresorů 45 – 55%, u větších kompresorů až 65%.

Celková adiabatická účinnost je 50 – 70% u zařízení menších a 55 - 80% u strojů větších.

Pohon klínovými řemeny má účinnost cca 90 – 95%.

**2.1.2 Hlavní rozměry pístového kompresoru – výpočet**

Jako hlavní rozměry pístového stroje jsou průměr válce  $D_v$ , zdvih pístu  $L$  a otáčky  $n$ . Pro jednostupňový kompresor a pro první stupeň několikastupňového stroje se tyto potřebné rozměry zjistí z výkonu kompresoru, pro který platí :

$$Q_{ko} = i \cdot S_1 \cdot L \cdot n \cdot \eta_d \dots\dots\dots m^3 / s$$

kde značí :

$i$	- počet činných ploch pístů prvního stupně	
$S_1 = 0,785 \cdot D_v^2$	- plocha pístu prvního stupně	$m^2$
$D_v$	- průměr válce prvního stupně	$m$
$L$	- zdvih pístu	$m$
$n$	- otáčky	$s^{-1}$
$\eta_d$	- dopravní účinnost	

U strojů, kde je možno z plochy pístu  $S_1$  přímo vypočítat průměr válce  $D_v$ , pak je výhodné postupovat tak, že se zvolí otáčky ( podle velikosti stroje a způsobu jeho pohonu ) a poměr zdvihu k průměru  $\upsilon$ , tedy veličiny :

$$n, \upsilon = \frac{L}{D_v}$$

Potom dostaneme vztah pro výkon kompresoru :

$$Q_{ko} = i \cdot 0,785 \cdot D_v^2 \cdot \upsilon \cdot D_v \cdot n \cdot \eta_d \dots\dots\dots m^3 / s$$

Z toho pak vychází průměr válce :

$$D_v = \sqrt[3]{\frac{1,274 \cdot Q_{ko}}{i \cdot \upsilon \cdot n \cdot \eta_d}} \dots\dots\dots m$$

Potom zdvih bude :  $L = \upsilon \cdot D_v \dots\dots\dots m$

Podle typu a velikosti kompresoru se následně zkontroluje střední pístová rychlost, která by měla být 1,2 až 6 m/s.

Konstrukce pístových kompresorů jsou velmi rozmanité, s ohledem na účel použití stroje, podle velikosti výtlačného tlaku, podle výkonnosti a podle vlastností stlačovaného plynu.

Kompresory se provádí jako :

- jednostupňové až sedmistupňové
- jednočinné nebo dvojčinné
- stojaté, ležaté, s válci do V, W, L
- chlazené vzduchem nebo vodou

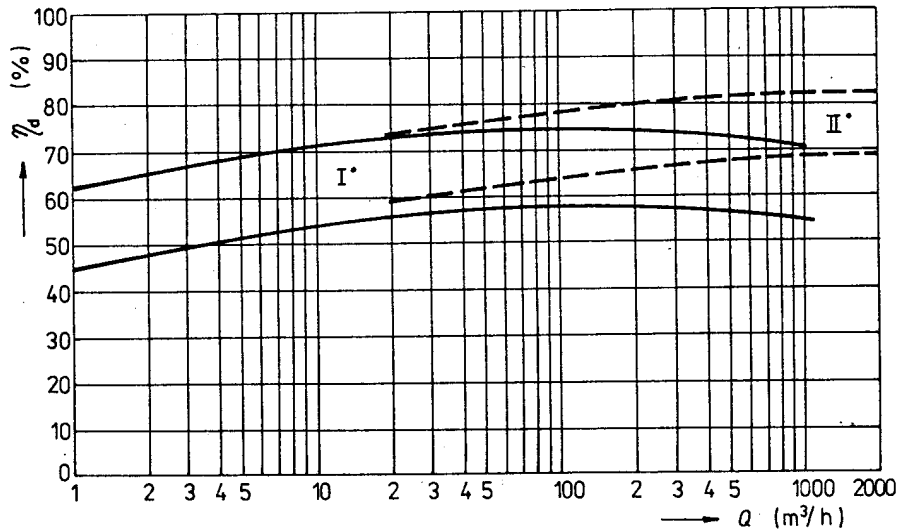
Nejčastěji jsou používány kompresory jednostupňové malých a středních výkonů, které bývají stojaté, řadové nebo s válci do V nebo W, s jednočinným trubkovým pístem. Jde o poměrně jednoduchou konstrukci.

Pouze zřídka jsou používány pro běžnou výrobu stlačeného vzduchu kompresory dvojitě případně dvoustupňové nebo vícestupňové.

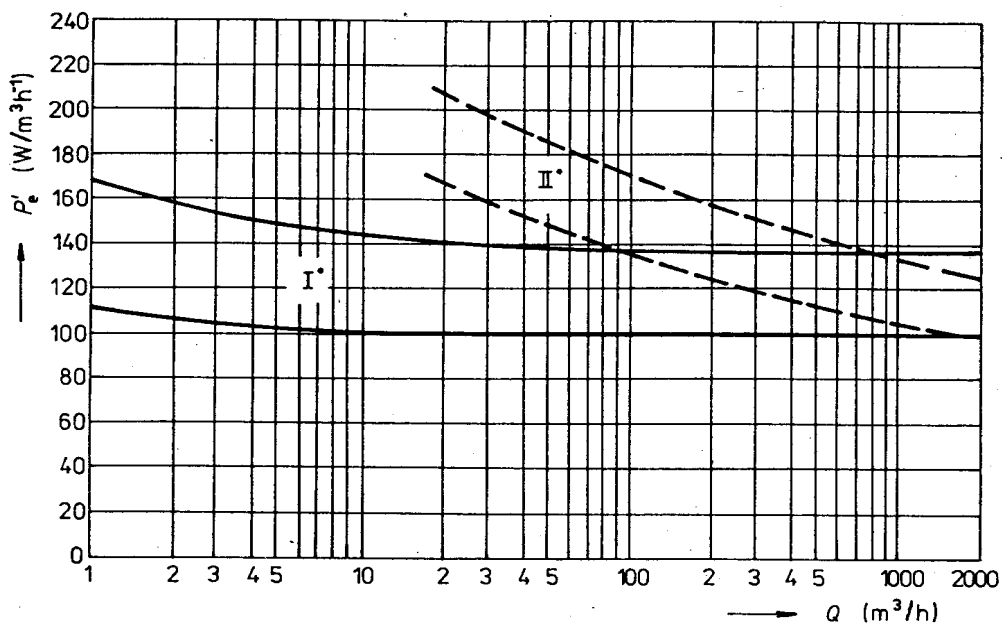
Pístové kompresory se uplatňují pro výroby stlačeného vzduchu od několika  $\text{m}^3/\text{h}$  až do  $10\,000\ \text{m}^3/\text{h}$ , především pokud jde o konečné vysoké tlaky nebo značně proměnlivý tlakový poměr či o značně kolísavou spotřebu stlačeného vzduchu.

Značnou výhodou pístových kompresorů je jejich stabilní charakteristika, což je pokles dopravovaného množství plynu v závislosti na rostoucím kompresním poměru, který je pozvolný, není nijak prudký.

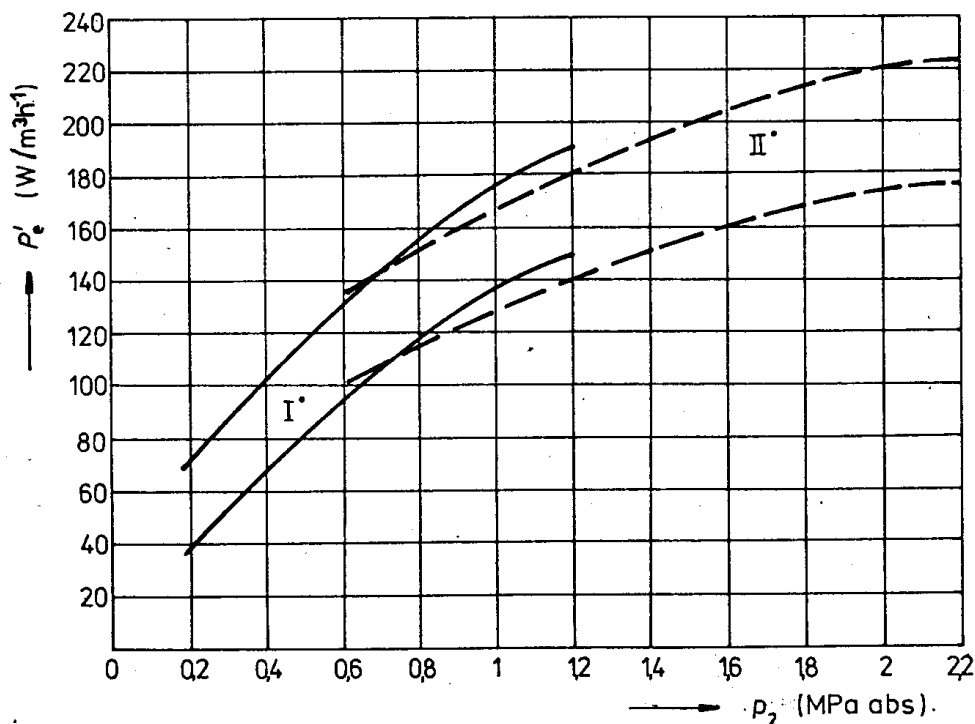
Průběh dopravní účinnosti  $\eta_d$  jednostupňových a dvoustupňových pístových kompresorů v závislosti na výkonu  $Q$  je zřejmý z následujícího grafu :



Potřebný specifický efektivní příkon  $P_e$  pro jednostupňové a dvoustupňové pístové kompresory v závislosti na tlaku  $p_2$  a na výkonu  $Q$  uvádí následující grafy :







## 2.2 Šroubové kompresory

Jsou objemové rotační kompresory. Efekt stlačení vzdušiny se u nich docílí zmenšením objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby obou do sebe zapadajících rotorů. Rotory jsou vytvořeny jako šroubová tělesa s velkým stoupáním a nestejným počtem zubů. Hlavní rotor má nejčastěji čtyři zuby s vypouklými boky, vedlejší hnaný rotor má obvykle šest zubů s vydutými boky. Pohon je proveden na rotor hlavní. Rotor vedlejší má spíše funkci rozvodného orgánu, neboť přenáší pouze asi 10 % příkonu. Otáčení rotorů je vzájemně v opačném smyslu a tím se objem pracovních komůrek na sací straně postupně zvětšuje a na výtlačné straně postupně zmenšuje.

Vzduch je otevřeným sacím kanálem trvale nasáván a trvale otevřeným výtlačným kanálem dopravován do výtlačného potrubí.

Pracovní oběh šroubových kompresorů má celkem čtyři fáze :

**Sání** - zuby obou rotorů se na sací straně rozbíhají od sebe a tím se zvětšuje prostor mezi zuby obou rotorů a plní se ze sacího hrdla nasávaným plynem. Prostor mezi zuby se zvětšuje tak dlouho, až u čelní stěny s výtlačným otvorem vyjdou zuby ze záběru.

**Dopravování** - jestliže zadní zuby přejdou přes hranu sacího otvoru, přeruší se spojení se sacím hrdlem a plyn obsažený v mezeře se dopravuje bez změny tlaku na stranu výtlačného otvoru.

**Stlačování** - do prostoru mezi zuby začne u čelní strany sacího otvoru vnikat zub druhého rotoru a toto vnikání, které vyvolává stoupání tlaku plynu, postupuje k druhé čelní stěně.

**Vytlačování** - když zadní strana předního zubu přejde přes hranu výtlačného otvoru, nastává spojení stlačeného plynu s výtlačným hrdlem a vytlačování plynu při dalším zmenšování prostoru mezi zuby. V podstatě se vytlačí veškerý plyn, neboť velikost škodlivého prostoru je menší než 1%.

Každý šroubový kompresor pracuje s tak zvaným vestavěným tlakovým poměrem, který je dán konstrukcí stroje a je neměnný. Provoz při jiném než daném tlakovém poměru je spojen s energetickou ztrátou.

Proti jiným objemovým kompresorům ( pístovým ) mají kompresory šroubové tyto výhody :

- velká spolehlivost jednoduché konstrukce, nenáročná obsluha
- vysoká životnost, cca 3x větší než pístové stroje
- nemají ventily, což zvyšuje spolehlivost a snižuje nároky na údržbu
- malá hmotnost a malé rozměry
- minimální nároky na základy a jejich konstrukci
- dobrá regulovatelnost
- mohou stlačovat plyny se vstupní teplotou až 100°C a konečnou teplotou do 425°C

Nevýhodou je však horší účinnost, velké ztráty vnitřní netěsností, vysoké teploty u suchých šroubových kompresorů. Další jejich závadou je jejich hluk, který je způsobován jejich diskontinuálním sáním a vytlačováním a nutnost je vybavovat nákladnými tlumiči.

#### Výkon a příkon šroubových kompresorů

Přesné určení výkonu těchto kompresorů je velmi obtížné a postup je založen na teoretických vztazích, které jsou doplněny řadou experimentálně získaných korekčních faktorů.

V praxi se zpravidla vystačí se zjednodušeným vztahem pro orientační výpočet :

$$Q_{ko} = ( S_1 + S_2 ) \cdot L \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot \eta_d \dots\dots\dots m^3 / s$$

kde značí :

$S_1, S_2$  - jsou plochy mezer mezi zuby hlavního a vedlejšího rotoru,

	kolmé na podélnou osu rotoru	$m^2$
L	- délka činné, šroubovitě části rotorů	m
$z_1$	- počet zubů hlavního rotoru	
$n_1$	- otáčky hlavního rotoru	1 / s
$\eta_d$	- dopravní účinnost, podle poměrů tlaků $\mu$ a výkonu $Q_{ko}$ se její hodnota pohybuje od 72 do 88 %	

Při stejném vnějším průměru D obou rotorů ( jak je v současné době zpravidla prováděno ) je možno zavedením poměrných čísel :

$$\sigma = \frac{S_1 + S_2}{D^2}, \quad \upsilon = \frac{L}{D}$$

Pak lze předchozí rovnici převést na tvar :

$$Q_{ko} = \sigma \cdot \upsilon \cdot D^3 \cdot z_1 \cdot n_1 \cdot \eta_d \dots\dots\dots m^3 / s$$

Příkon kompresoru :

Pro efektivní příkon platí vztah :  $P = \frac{P_{it}}{\eta_{cist}}$  ..... kW

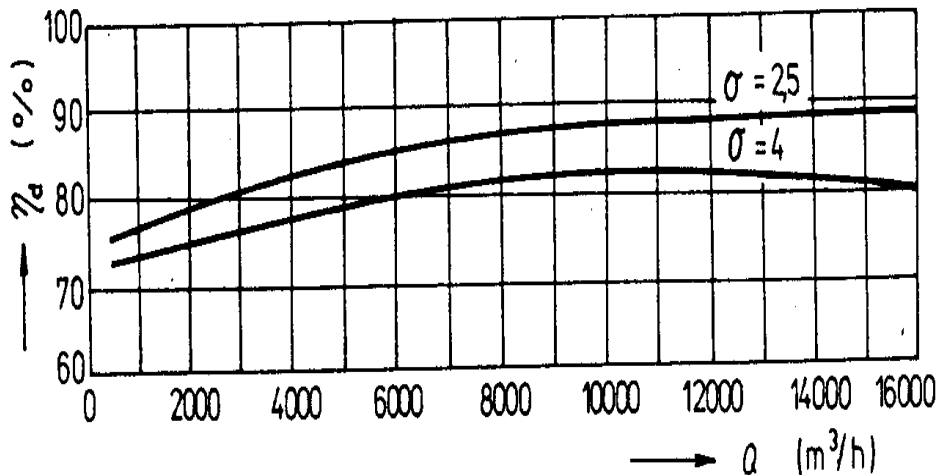
kde značí :  $P_{it} = p_1 \cdot Q_{ko} \cdot \ln \mu$  ( izotermický příkon kompresoru ) ..... kW  
 $\eta_{cist}$  - celková izotermická účinnost, jejíž hodnoty jsou podle poměrů tlaků  $\mu = 5$  až 2 od 47 až do 65 %

Šroubové kompresory v bezmazném, suchém provedení se vyrábí od výkonů 350 do 42 000 m<sup>3</sup>/h, pro tlakové poměry u jednostupňových do 5 ( 3 – 5 ), u dvoustupňových do 12 a u třístupňových s vnitřním chlazením až do 40.

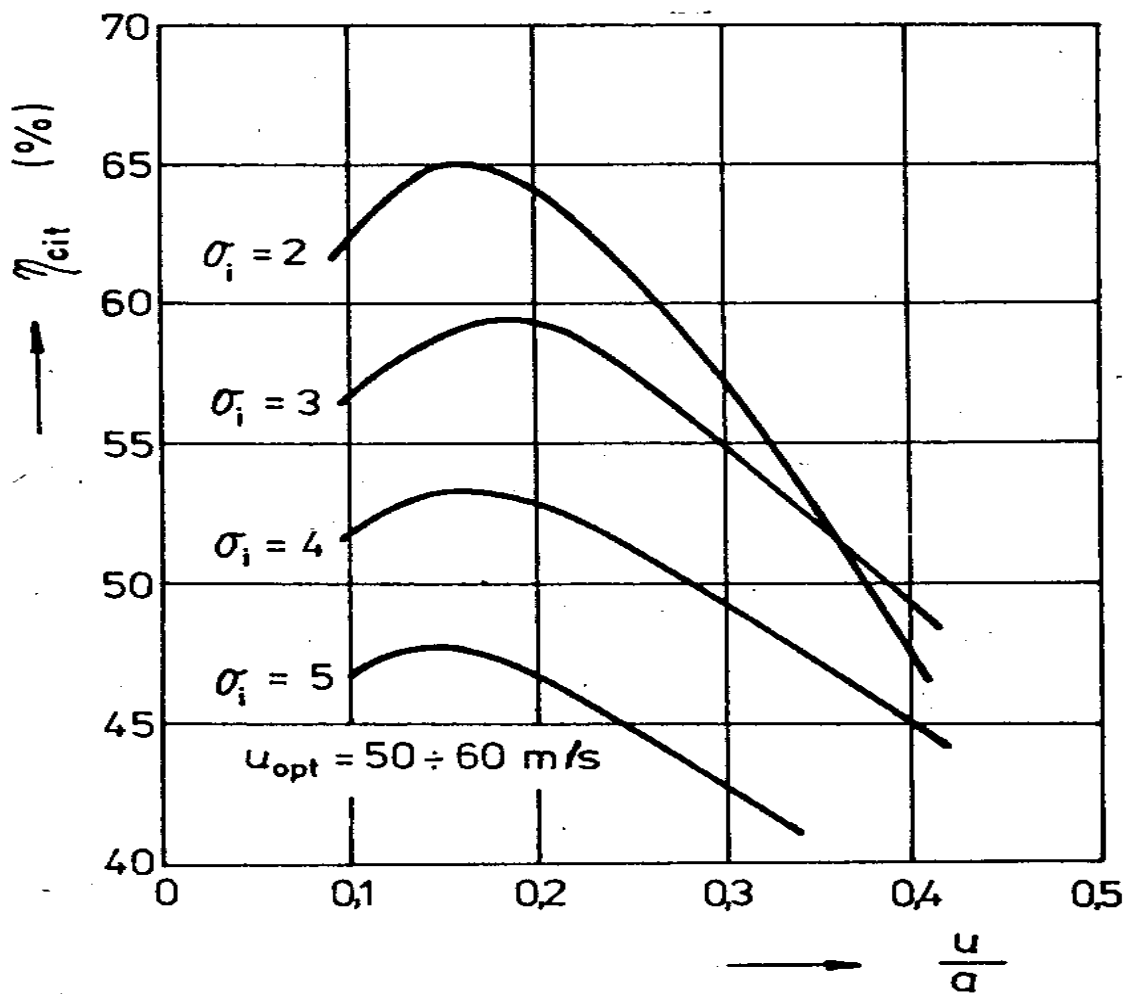
U suchých šroubových kompresorů jsou rotory na sebe vázány párem ozubených synchronizačních kol, takže spolu nepřicházejí do styku. K dosažení příznivých účinností vyžadují vysoké otáčky od 3 000 do 22 000 1/min, to představuje obvodové rychlosti 80 – 100 m/s. Z uvedeného důvodu jsou tedy vybaveny převodovými skříněmi dorychla.

Šroubové kompresory s vnitřním chlazením olejem se jako jednostupňové dodávají pro množství od 200 do 1000 m<sup>3</sup>/h a tlak až 0,8 Mpa. Dvoustupňové se provádí pro tlaky až 1,1 MPa a množství 3 400 m<sup>3</sup>/h.

Obvyklý průběh dopravní účinnosti  $\eta_d$  šroubových kompresorů v závislosti na dodávaném výkonu stl. vzduchu dává následující graf :



Celková izotermická účinnost suchých šroubových kompresorů při různých tlakových poměrech  $\sigma$  je znázorněna na následujícím grafu :



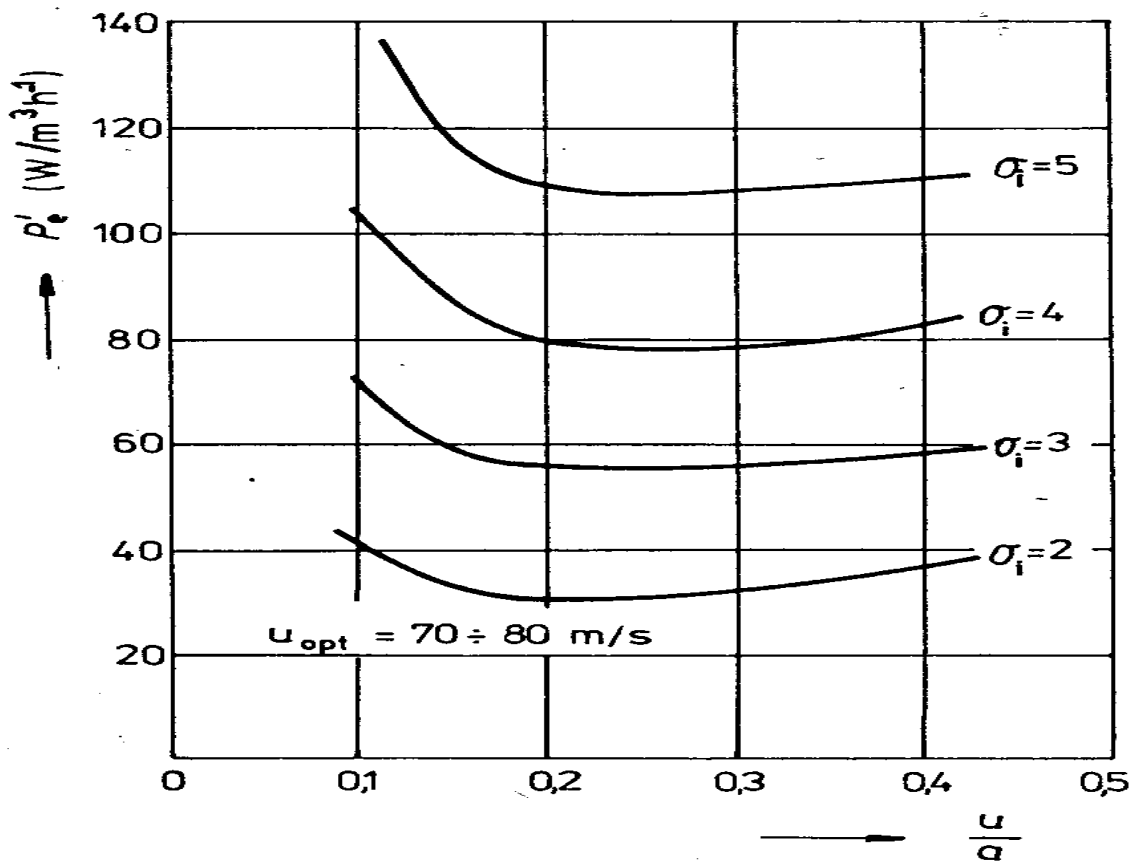
kde značí  $u$  - obvodovou rychlost v m/s

$$u = \pi \cdot D \cdot n$$

$a$  - rychlost zvuku za poměrů v sání (  $0^{\circ}\text{C}$ ,  $101,3 \text{ kPa}$  ) v m/s

$$a = \sqrt{\chi \cdot R \cdot T}$$

Průběh specifického efektivního příkonu  $P_e$  šroub. kompresorů při různých tlakových poměrech  $\sigma = 2$  až 5 je zřejmý z následujícího grafu:



### 2.3 Kompresory křídlové

Křídlový kompresor má válcový rotor s hlubokými zářezy, který je výstředně uložený ve válci. V zářezech jsou uloženy křídla ( lamely ) obdélníkového tvaru. Při otáčení rotoru kolem své osy dostatečnou rychlostí, přitlačuje odstředivá síla křídla ke stěně válce. Mezi válcem a rotorem tak vzniká prostor srpkovitého průřezu, který je lamelami rozdělen na komůrky, jejichž objem se při otáčení mění. Objem komůrek se postupně zvětšuje od polohy, kdy se rotor dotýká válce až do mezní polohy protilehlé, kdy je objem komůrek největší. V té době se do komůrek nasává plyn. Nasávání plynu je omezeno horní hranou sacího otvoru v tělese válce. Od tohoto okamžiku dochází ke zmenšování objemu komůrek a zároveň ke stlačování plynu. Stlačený plyn dále postupně odchází počínaje horní hranou výstupního otvoru v tělese válce.

Při vysokých otáčkách rotoru je odstředivá síla značná a aby nedocházelo k vysokému opotřebení válce a křidel, je válec kompresoru opatřen dvěma záchytnými prstenci s průměrem o cca 0,4 - 0,6 mm menším než je průměr válce. Tato malá vůle je vyplněna mazacím olejem. Stejně tak je olej vyplněna vůle mezi vnější válcovou plochou prstence a drážkami ve válci.

U ocelových křidel je nejvyšší přípustná rychlost 12 – 13 m/s. Při jejich speciálním hydrodynamickém tvaru je možno jít na rychlost až 16 m/s.

Jedná se o tedy o kompresory, které mají, stejně jako kompresory šroubové, pevně vestavěný tlakový poměr. Rotor kompresoru je excentricky uložený a unáší v podélných drážkách odstředivou silou volně pohyblivá křídla, která spolu se státorem vytváří jednotlivé pracovní komůrky, ve kterých je vzduch postupně komprimován. I přes nižší hodnoty účinnosti jsou tato zařízení stále v praxi používána pro svou jednoduchost, dlouhou životnost, provozní spolehlivost a snadno proveditelné opravy.

### Výkon kompresoru

Pro výkon kompresoru bylo odvozeno několik vzorců, avšak pro zařízení, které má více než 12 ks křídel ( což platí pro většinu zařízení ) lze použít vztahu :

$$Q_{ko} = ( \pi \cdot D - m \cdot t ) \cdot 2 \cdot e \cdot L \cdot n \cdot \eta_d \dots\dots\dots m^3 / s$$

kde značí :

- D - průměr pracovního prostoru ve statoru m
- m - počet křídel ks
- t - tloušťka křídla m
- e - výstřednost rotoru m
- n - otáčky rotoru 1 / s
- $\eta_d$  - dopravní účinnost, která je u jednostupňových zařízení 60 - 93 % %

### Příkon kompresoru

Určení příkonu je stejné jako v předchozích případech použitím vztahu pro efektivní příkon :

$$P = \frac{P_{it}}{\eta_{cit}} \dots\dots\dots kW$$

- kde značí :  $P_{it} = p_1 \cdot Q_{ko} \cdot \ln \mu$  ( izotermický příkon kompresoru ) kW
- $\eta_{cit}$  - celková izotermická účinnost, jejíž hodnoty jsou podle poměrů tlaků  $\mu = 2$  až 4 od 58 do 47 %

Oblast křídlových kompresorů je pro jednostupňové stroje omezena přetlakem 0,25 MPa, pro dvoustupňové přetlakem 0,8 MPa. Kompresory se stavějí pro nasáté objemy 5 až 10 000 m<sup>3</sup>/h. Bezsmazné křídlové kompresory se nestavějí pro tlakové poměry vyšší než 2 a nasáté objemy nad 1 000 m<sup>3</sup>/h.

### Zubové kompresory, kompresory dvourotorové

Zubový kompresor v technické praxi nejčastěji používaný je kompresor typu Roots, který má dva rotory s průřezem piškotového tvaru na sazené na rovnoběžných hřídelích. Podstatná většina dvourotorových kompresorů jsou zařízení s vnější kompresí. Každý rotor má dva zuby. Hřídele jsou spřažené dvěma ozubenými koly se stejným počtem zubů. Jako kompresory se tato zařízení používají jednostupňově do tlakového poměru 1,8. U dvoustupňového provedení s mezichlazením do tlakového poměru 2,5.

Uvnitř samotného kompresoru nenastává stlačení nasátého plynu, ale teprve při jeho vytlačování do uzavřeného prostoru nastává zvýšení jeho tlaku.

Písty kompresoru s průřezem piškotového tvaru jsou spřaženy párem stejných, přesně vyrobených synchronizačních ozubených kol s navzájem odlišným způsobem otáčení. Sací i výtlačné hrdlo jsou zaústěny do válce mezi oběma osami rotorů a osou kolmou k jejich rovině. Mezi stěnami válce a rotory se při otáčení vytvářejí prostory spojené

buď se sacím nebo výtlačným hrdlem. Po oddělení plynu od sacího hrdla se dále bez zvýšení tlaku dopravuje až po spojení s výtlačným hrdlem, kdy dojde ke zvýšení tlaku plynu vlivem plynu již dříve vytlačeného. Zařízení se používají pro nasáté objemy až do 60 tis. m<sup>3</sup>/h.

U dvoupístových zařízení se doporučuje obvodová rychlost rotorů v mezích 20 – 55 m/s.

### Výkon kompresoru

Pro určování výkonu se používá následující vztah :

$$Q_{ko} = 2\pi \cdot R^2 \cdot \varphi \cdot L \cdot n \cdot \eta_d \dots\dots\dots m^3 / s$$

kde značí :

- R - vnější poloměr rotoru m
- L - činná délka rotoru m
- n - otáčky rotoru 1 / s
- φ - součinitel využití pracovního prostoru, který bývá 0,51 - 0,59
- η<sub>d</sub> - dopravní účinnost, která pro písty stříkané lakem nebo plastem  
je pro μ = 1,5 v rozmezí 70 - 82 %  
μ = 1,8 v rozmezí 60 - 70 %

### Příkon kompresoru

Při určování příkonu se vychází z izoentropického cyklu komprese, i když není ve skutečnosti plynulá.

Efektivní příkon se určí ze vztahu :  $P_e = \frac{P_{ie}}{\eta_{cie}} \dots\dots\dots kW$

kde značí :

$$P_{ie} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot Q_{ko} \cdot (\mu^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) , \text{ izoentropický příkon } \dots\dots\dots kW$$

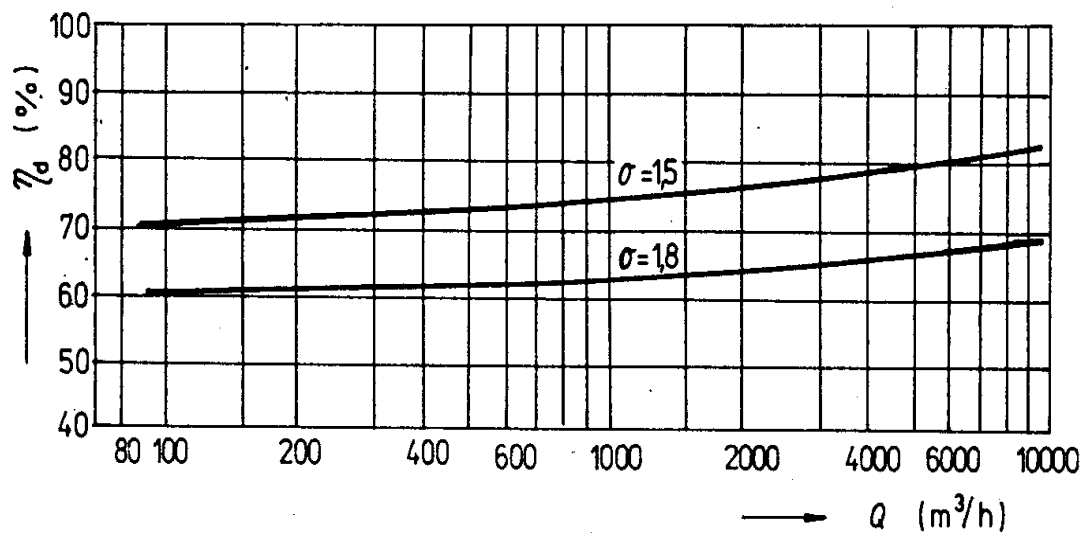
- κ - adiabatický ( izoentropický ) součinitel
- p<sub>1</sub> - sací tlak kompresoru ( tlak v sacím hrdle ) kPa
- Q<sub>ko</sub> - výkon kompresoru m<sup>3</sup> / s
- η<sub>cie</sub> - celková izoentropická účinnost , která pro poměr tlaků μ = 1,5 je v rozmezí 60 - 78 %  
= 1,8 je v rozmezí 50 - 67 %

Pro zařízení dvoupístová obecně platí tyto hodnoty :

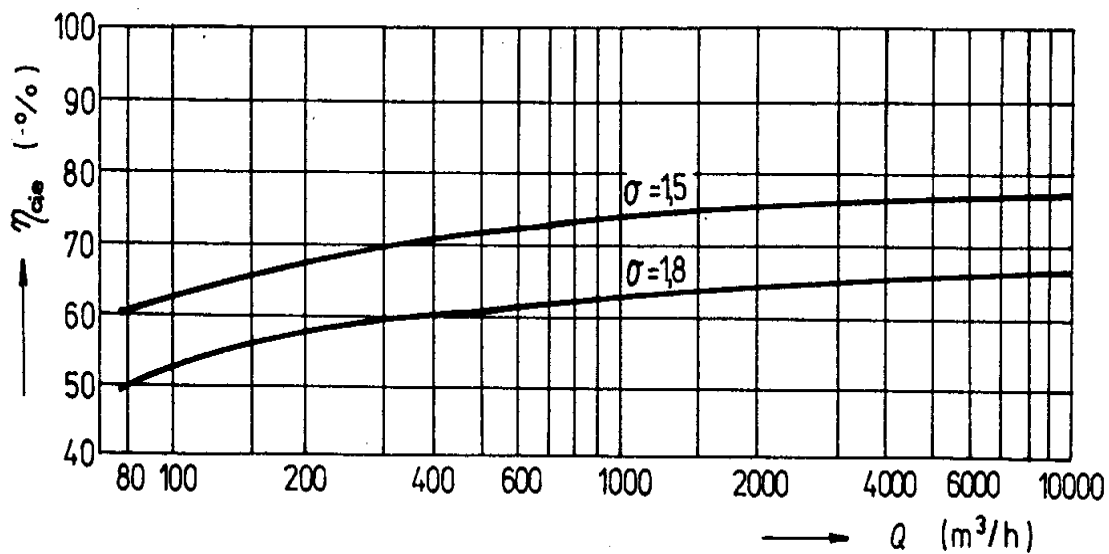
adiabatická účinnost	60 – 90 %
aerodynamická účinnost	85 – 92 %
mechanická účinnost	90 – 95 %
celková adiabatická účinnost	50 – 70 %

Kompresory typu Rootsova se uplatňují pro dopravovaná množství vzduchu od 10 do 60000 m<sup>3</sup>/h. V oblasti atmosférického tlaku se nehodí pro vysoké tlakové poměry (běžně do 1,4 a výjimečně až 1,8). Výtlačné teploty jsou u nich vyšší než adiabatické při daném tlakovém poměru. Vykazují sice velmi dobrou mechanickou účinnost, ale jejich celkové energetické účinnosti jsou nízké.

Dopravní účinnost zubových kompresorů pro tlakové poměry  $\sigma = 1,5$  a  $1,8$  v závislosti na dodávaném výkonu stl. vzduchu



Celková isentropická účinnost zubových kompresorů v závislosti na dodávaném výkonu





## 2.4 Vliv změny teploty a tlaku vzduchu na výkon kompresoru

Pokud budeme uvažovat standardní výpočtové podmínky pro kompresor, 20°C a 100 kPa nasávaného vzduchu, pak vliv změny teploty vzduchu v sání kompresoru na jeho výkon je zřejmý z následující tabulky :

Teplota nasávaného vzduchu ve °C	Výkon kompresoru v %
-10	111,4
0	107,3
10	103,5
20	100,0
30	96,7
40	93,6
50	90,7

Vliv změny tlaku nasávaného vzduchu na výkon kompresoru ukazuje další tabulka :

Tlak vzduchu v sání v kPa	Výkon kompresoru v %
110	110
105	105
100	100
95	95
90	90
85	85

Z uvedených tabulek je zřejmé, že vliv změny teploty a tlaku na výkon kompresoru je značný. Při hledání cest ke zvýšení výkonu kompresoru je proto nutno se zaměřit na snižování ztrát tlaku v sacím potrubí kompresoru a ve všech zařízeních na sací straně a na dosažení co nejnižších teplot nasávaného vzduchu.

Změna parametrů nasávaného vzduchu má vliv i na spotřebu energie pro stlačování vzduchu. Zatím co závislost spotřeby energie pro stlačování na parametrech nasávaného vzduchu  $p_1$ ,  $v_1$ ,  $T_1$  je přímo úměrná na jejich velikosti.

Závislost na poměru stlačování  $p_2 / p_1$  má charakter mocninový, respektive logaritmický. Pro stlačení ze 100 kPa na 300 kPa je stejná spotřeba energie jako pro stlačování z tlaku 300 kPa na tlak 900 kPa.

## 2.5 Regulace výkonu kompresorů

Požadavek přizpůsobovat množství vyráběného stlačovaného vzduchu, a tomu odpovídající výkon kompresoru, odebíranému množství vzduchu, které si vyžaduje technologický proces výroby, je ve většině případů zabezpečován automatickou regulací.

Při výrobě tlakového vzduchu je automatickou regulací nejčastěji udržován konstantní tlak na výstupu z kompresoru nebo kompresorové stanice. U kompresorů chladících je naopak nutné udržovat stálý tlak v sání kompresoru.

U vícestupňových kompresorů se reguluje současně výkon všech stupňů, aby v neregulovaných stupních nedocházelo k nežádoucímu zvýšení kompresní teploty. V případě velkých odběratelů vzduchu je z důvodů provozních nákladů nezbytné regulovat výkon kompresoru, aby jeho příkon odpovídal dodávanému množství vzduchu.

Podle toho, jak dochází k přizpůsobivosti regulace ke změnám v odběru vzduchu, rozeznáváme regulaci :

- dvoustupňovou ( zapnuto, vypnuto ), při které kompresor buď pracuje naplno, nebo je vypnutý. Sem náleží také regulace uzavřením sání a regulace trvalým odtlačováním sacích ventilů.
- vícestupňová, při které je možno množství vyráběného vzduchu měnit v několika stupních. Například 100%, 50%, 25% výkonu kompresoru a 0%, kdy je kompresor vypnutý. Je možno sem zahrnout také postupné zastavování kompresorů s rostoucím tlakem, nebo u několikaválcového kompresoru postupné vyřazování jednotlivých válců z činnosti odtlačováním sacích ventilů. Dále sem náleží i stupňovitá změna otáček při pohonu elektromotorem s měnitelným počtem pólů.
- plynulá nebo spojitá regulace, kdy je v každém okamžiku přizpůsoben výkon kompresoru okamžité spotřebě vzduchu. Mezi spojitou regulaci náleží především plynulá změna otáček, která je proveditelná ve značném rozsahu při pohonu elektromotorem s elektronickým měničem otáček, regulace škrcením v sání kompresoru, proveditelná u všech druhů kompresorů, regulace s plynulým zvětšením škodlivého prostoru, regulace škrcením z výtlačku do sání, regulace ovládací sací ventily během každé otáčky, regulace s přestavováním šoupátka pro zpětné proudění vzduchu u šroubových kompresorů.

Plynulá regulace proti regulaci stupňovité je výhodná hlavně v přesném dodržování technologických odběrů vzduchu a hlavně omezení a nebo úplné potlačení počtu spouštění kompresorů. Další výhodou je i snížení nákladů vlivem snížení spotřeby energie vyloučením zbytečného chodu naprázdno po delší dobu.

## 2.6 Metody stanovení bilance spotřeby vzduchu

Celkový výkon kompresorové stanice je závislý na druhu výroby v závodě, na stupni mechanizace a automatizace výroby a na počtu provozních směn. Výchozí podklady pro její ověření se získávají analýzou spotřeb vzduchu u jednotlivých strojů a navazujících výrobních technologií. Z toho se stanoví bilance spotřeby vzduchu. Vždy je však třeba zvažovat i případné perspektivní záměry závodu.

Je třeba říci, že z energetického hlediska není předimenzování stanice příliš na závadu, pokud vyhovují výkony jednotlivých kompresorů. Projeví se pouze ve zvýšené studené rezervě a tedy ve vyšších pořizovacích nákladech, což ovlivní ekonomiku výroby vzduchu.

Z bilance spotřeby vzduchu se stanovuje maximální hodinová spotřeba vzduchu při největším možném souběhu spotřeb jednotlivých napojených spotřebičů. Prověřením spotřeby vzduchu v průběhu 24 hodin se získává denní diagram odběru jednotlivých provozů. Z toho lze následně sestavit diagram trvání spotřeb vzduchu, do něhož se vynáší celkové trvání stejných hodinových spotřeb vzduchu postupně od největších do nejmenších, v závislosti na počtu hodin. Bilance spotřeb vzduchu je základním dokumentem ke stanovení celkového výkonu kompresorové stanice (výkonu jednoho nebo více kompresorů).

Při tvorbě bilance spotřeby vzduchu lze uplatnit několik postupů, které se volí podle druhu provozu v závodě nebo podle určité výrobní technologie. Dále budou uvedeny metody, které jsou nejčastěji používané v praxi.

#### Metoda podle jednotlivých spotřebičů

Tato metoda je poměrně přesná avšak náročná na zpracování. Při této metodě se vychází z podrobné znalosti druhu a počtu jednotlivých spotřebičů a z analýzy jejich využití během pracovní směny. Musí být tedy k dispozici seznam všech spotřebičů stlačeného vzduchu a v tabelární formě se přiřadí hodinová spotřeba vzduchu  $Q_o$  a buď přesně a nebo odhadem se určí součinitel využití  $k_v$  v průběhu hodiny a určí se korigovaná hodnota spotřeby  $Q_r$  ( $m^3 / h$ ).

$$Q_r = \Sigma ( Q_{oi} \cdot k_{vi} )$$

Součet těchto korigovaných hodnot dává celkovou spotřebu vzduchu v závodě. Protože všechny stroje nepracují nepřetržitě po celou směnu, zavádí se dále ještě koeficient současnosti  $k_s$ , který udává procento současně pracujících spotřebičů.

Při kusové výrobě se jeho hodnota pohybuje  $k_s = 0,5 - 0,7$ . Hodnoty jsou závislé hlavně na počtu instalovaných strojů.

Do bilance spotřeby je nutno zahrnout také ztráty vzduchu vznikající netěsnostmi rozvodů, což se provede koeficientem  $k_z$ , který bývá 1,15 až 1,25.

Potom maximální hodinová spotřeba vzduchu bude :

$$Q_s = Q_r \cdot k_s \cdot k_z = \Sigma ( Q_{oi} \cdot k_{vi} ) \cdot k_s \cdot k_z \dots\dots\dots m^3 / h$$

#### Metoda specifických spotřeb stlačeného vzduchu

Tato metoda se velmi úspěšně používá pro větší výrobní provozy s jednotným druhem výroby. Princip metody spočívá v tom, že na určitý charakter výroby je spotřeba vzduchu vztažena na jednotku vyrobeného produktu.

Například :

- strojírenský závod s převládajícím třískovým obráběním má specifickou spotřebu vzduchu  $100 Nm^3 / t$  výrobku
- ve slévárně se počítá se specifickou spotřebou vzduchu ve výši  $300 - 600 Nm^3 / t$  odlitků
- v kovárnách hutních provozů je specifická spotřeba vzduchu  $200 - 350 Nm^3 / t$  výkovků

Pokud v závodě je několik provozů se stejným nebo podobným charakterem výroby, je možno tuto metodu aplikovat třeba i na jednotlivé provozy.

#### Metoda plošných směrných hodnot spotřeb stlačeného vzduchu

Při této metodě se vychází ze směrných hodnot spotřeby stlačeného vzduchu, vztažených na výrobní plochu objektů a na charakter spotřeby.

Spotřeba vzduchu v závodě je pak dána vztahem :

$$Q_s = \Sigma ( S_i \cdot q_i ) \dots\dots\dots Nm^3 / h$$

kde značí :

$S_i$  - výrobní plocha konkrétního výrobního objektu s určitým  
charakterem výroby ( bez plochy skladů, sociálních zařízení a pod. )  $m^2$

$q_i$  - měrná spotřeba stlačeného vzduchu na plochu podle  
charakteru výroby  $Nm^3 / h. m^2$

Pokud energetický auditor nebo poradce bude řešit buď projekt nebo konkrétní výrobní situaci, je možno využít dále uvedené orientační údaje spotřeby stlačeného vzduchu pro některé vybrané výrobní provozy :

<u>Například měrné plošné spotřeby stlačeného vzduchu :</u>	měrná spotřeba stlačeného vzduchu $Nm^3 / h. m^2$
montáže, mechanické a učňovské dílny	0,01 - 0,03
slévárny	0,09 - 0,12
hutní a strojní montáže (mostárny, kotlární)	0,12 - 0,3
pomocné provozy	0,009 - 0,012

Spotřeby vzduchu pro tryskání součástí za účelem jejich čištění a nebo úpravy povrchu.

Spotřeba tlakového vzduchu v závislosti na tlaku vzduchu a průměru trysky je zřejmá z následující tabulky. Údaje spotřeby jsou přepočteny na normální podmínky ( $p_n$ ,  $t_n$ ). Mimo normálních podmínek je často spotřeba udávána v přepočtu na tlakové a teplotní poměry v sání kompresoru.

Tlak vzduchu kPa	Průměr trysky	Průměr trysky	Průměr trysky	Průměr trysky
	6 mm	8 mm	10 mm	12 mm
200	1,0	1,7	2,7	4,0 m3/min
300	1,3	2,4	3,7	5,3 m3/min
400	1,9	3,0	4,6	6,7 m3/min
600	2,3	4,1	6,4	9,2 m3/min

Průměrná spotřeba vzduchu vztážená na normální podmínky pro různé spotřebiče vzduchu

<b>Spotřebič vzduchu</b>	<b>Spotřeba vzduchu</b>
Pneumatický oklepávač	0,2 – 0,25 m <sup>3</sup> /min
Sekací kladiva	0,3 – 0,6 m <sup>3</sup> /min
Sbíjecí kladiva	0,5 – 0,75 m <sup>3</sup> /min
Pěchovací kladiva	0,2 – 0,45 m <sup>3</sup> /min
Bourací kladiva	0,9 – 1,5 m <sup>3</sup> /min
Kladiva vrtací	1,6 – 3,3 m <sup>3</sup> /min
Vzduchové vrtačky	0,5 – 2,7 m <sup>3</sup> /min
Brusky	0,3 – 1,8 m <sup>3</sup> /min
Impulzní utahováky	0,5 – 1,7 m <sup>3</sup> /min
Stříkací pistole ruční i mechanická	0,1 – 0,8 m <sup>3</sup> /min
Pískový tryskač ( 200 kPa )	0,5 – 2,0 m <sup>3</sup> /min
( 500 kPa )	1,0 – 4,0 m <sup>3</sup> /min
Brázdící stroje	10 – 25 m <sup>3</sup> /min
Buchar volný nebo zápusťkový 1t	1000 m <sup>3</sup> /h
2t	1500 m <sup>3</sup> /h
5t	2500 m <sup>3</sup> /h
10t	3500 m <sup>3</sup> /h
12t	4000 m <sup>3</sup> /h
Pneumatický motor	50 - 100 m <sup>3</sup> /1kW výkonu stroje

## 2.7 Chladiče vzduchu - využívání odpadního tepla

Z energetického hlediska je snahou se při kompresi vzduchu co nejvíce přiblížit ideální kompresi izotermické. Toho lze dosáhnout tak, že se provádí mezistupňové chlazení vzduchu. Vzduch se stlačuje postupně v jednotlivých stupních kompresoru a mezi každým stupněm je vždy ochlazován. Toto mezistupňové chlazení má význam energetický, provozní i bezpečnostní. Ochlazování se provádí v mezistupňových chladičích různých konstrukcí. Velmi často je účelné chladit stlačený vzduch i za posledním stupněm kompresoru.

K chlazení vzduchu se nejčastěji používá povrchových rekuperačních výměníků tepla. U větších kompresorů je chlazení vzduchu prováděno vždy zpravidla vodou. Nejčastěji se používají chladiče svazkové nebo trubkové. V poslední době se nabízí i použití deskových výměníků.

Na tuto oblast mezistupňového chlazení je třeba zaměřit pozornost energetických auditorů, neboť zde vzniká poměrně značný potenciál odpadního tepla. Je třeba si uvědomit, že vzduch se ve většině případů ochlazuje z teploty cca 150 - 170 °C na 50 - 40 °C. Ohřátá chladicí voda je vedena do chladicí věže a odpadní teplo je často bez užitku odváděno do ovzduší.

Chlazení vzduchu si vyžádá poměrně značné průtoky vody, neboť se počítá s ohřátím vody pouze o cca 10 °C. Je nutné v každém případě ověřovat, zda místní podmínky umožňují vznikající odpadní teplo využívat. V kladném případě je třeba dát vhodný návrh technického řešení na jeho využití.

Pokud má být odpadní teplo využíváno pro další použití v závodě je nutné, změnit průtoky chladicí vody tak, aby její výstupní teplota z rekuperátoru byla úměrná charakteru použití, tedy pro vytápění v rozmezí 70 - 90 °C a pro přípravu TUV alespoň 65 - 70 °C.

Další z možností je také zařadit do soustavy chlazení tepelné čerpadlo, které by trvale ochlazovalo tepelně nízkopotenciální systém chladicí vody, t.j. s teplotou do 30-35 °C a topný výkon TČ by byl použit pro potřeby závodu. Návrh tohoto systému musí být energetickým auditorem důkladně zváženo nejen pro velké investiční náklady, ale i možnosti využití topného výkonu TČ, zvláště v letním období.

Chladič vzduchu představuje běžný rekuperátor, jehož parametry ( potřebnou výhřevnou plochu ) lze pro vhodné využívání odpadního tepla určit podle běžného postupu, které jsou uváděny pro výměníky tepla ať již protiproudé nebo souproudé, či jejich vzájemná kombinace a nebo podle dokumentace a podkladů příslušného výrobce výměníků.

Kompresorové stanice tedy, mimo malých vzduchem chlazených kompresorů, vyžadují poměrně značné množství chladicí vody. Voda se používá :

- ke chlazení válců pístových kompresorů
- k ochlazení vzduchu v mezichladičích a v dochlazovačích
- ke chlazení mazacího oleje
- ke chlazení některých částí pohonných ústrojí

Spotřeba vody pro kompresorovou stanici se často udává v litrech na m<sup>3</sup> nasátého plynu. V běžných případech se tyto hodnoty pohybují ve výši 2,5 - 4,1 l/m<sup>3</sup>.

## 2.8 Vzdušník

Vzdušník je technologický element, který je součástí každé kompresorové stanice. Hlavním smyslem vzdušníku je :

- zabránit přenosu pulzací stlačeného vzduchu
- vyrovnávat kolísání tlaku v rozvodné síti tlakového vzduchu
- prodloužit periody chodu kompresoru při zatížení a odlehčení
- krýt krátkodobou spotřebu vzduchu vyšší než je výkon kompresorové stanice
- ochlazením stlačeného vzduchu přispívat k vylučování kondenzátu

Jde zpravidla o válcovou tlakovou nádobu, která musí být vybavena předepsanou zákonnou armaturou jako je pojistný ventil, manometr, průlez, odkalovací ventil a štítek s předepsanými údaji. Podléhá pravidelným revizím jako tlaková nádoba stabilní.

### Velikost vzdušníku

Pro případ pístových kompresorů, což je případ nejčastější, je možno pro kontrolu velikosti vzdušníku použít vztahů, které jsou pro praxi doporučovány :

$$O = 6 \cdot Q_{\text{sec}} \quad \text{nebo} \quad O = 1,6 \cdot \sqrt{Q_{\text{min}}} \quad \text{nebo} \quad O = 0,5 \cdot \sqrt{10 \cdot Q_{\text{min}}}$$

kde značí :

O	-	objem vzdušníku	m <sup>3</sup>
Q <sub>sec</sub> , Q <sub>min</sub>	-	jmenovité hodnoty výkonu kompresoru nebo kompresorové stanice	m <sup>3</sup> / s m <sup>3</sup> / min

U šroubových kompresorů bezmazných je základním účelem vzdušníku udržovat počet regulačních zásahů během jedné hodiny na přípustné, únosné úrovni . Pro tyto případy se doporučuje kontrola objemu vzdušníku „O“ podle vztahu :

$$O = \frac{p_0 \cdot Q_{\text{hod}} \cdot (x - x^2)}{25 \cdot \Delta p} \dots\dots\dots m^3$$

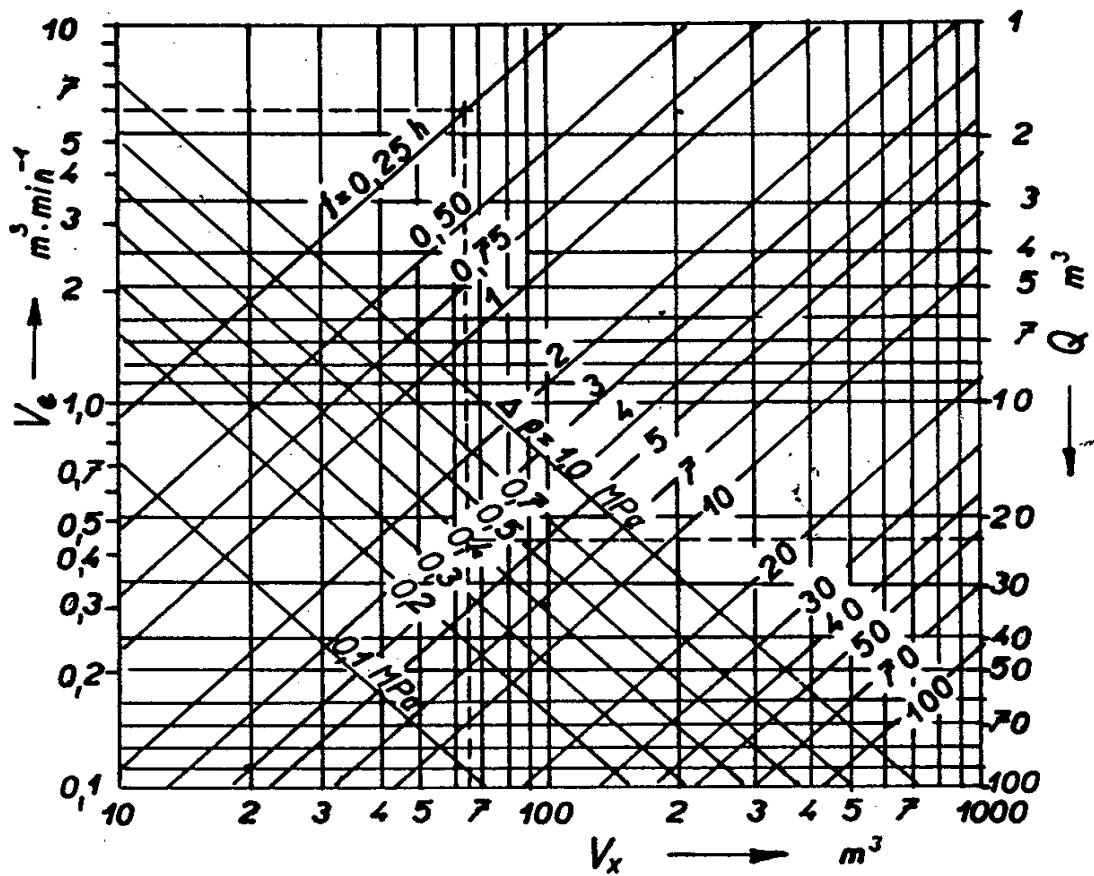
kde značí :

p <sub>0</sub>	-	sací tlak kompresoru	kPa
----------------	---	----------------------	-----

$Q_{\text{hod}}$	- výkon kompresoru nebo kompresorové stanice	$\text{m}^3 / \text{h}$
$x$	- poměrná spotřeba vzduchu $x = Q_s / Q_{\text{hod}}$	
$Q_s$	- spotřeba vzduchu	$\text{m}^3 / \text{h}$
$\Delta p$	- spínací tlaková diference	kPa

Diagram pro určování velikosti vzdušníku pro krytí špičkových odběrů vzduchu.

- V diagramu značí :  $V_x$  - jednorázově odebrané množství vzduchu v ( $\text{m}^3$ )  
 $V_e$  - potřebný rovnoměrný příkon vzduchu do vzdušníku ( $\text{m}^3/\text{min}$ )  
 $\Delta p$  - dovolený úbytek tlaku vzduchu při jeho odběru (MPa)  
 $t$  - časová frekvence mezi jednotlivými odběry vzduchu (h)  
 $Q$  - velikost vzdušníku (zásobníku) v ( $\text{m}^3$ )



## 2.9 Olejové hospodářství

Olejové hospodářství kompresorových stanic zajišťuje celkovou manipulaci s mazivou, to znamená stáčení olejů do zásobníku, skladování, výměny náplní, manipulace s upotřebeným olejem. V celém rozsahu se olejové hospodářství vyskytuje pouze výjimečně, a to pouze u velkých kompresorových stanic. U malých se olejové hospodářství omezuje pouze na nalévání a výměnou oleje v karteru kompresoru.

Mimo uvedené patří do činnosti olejového hospodářství u větších zařízení také :

- chlazení oleje ve vaně nebo ve speciálních chladičích
- regulace tlaku oleje
- měření tlaku a teplot oleje
- odlučování oleje ze vzduchu

Pro energetického auditora je důležité ověřit, jakým způsobem se v konkrétní lokalitě provádí chlazení oleje. U větších zařízení je chladič okruhu kompresorové stanice zpravidla napojen na chladič okruhu mezistupňového chlazení vzduchu a je veden do okruhu chladičí věže. Zde platí stejná zásada ohřátí chladičí vody max. na 10 °C. I v tomto případě je třeba ověřit potenciál odpadního tepla a hledat možnosti jeho využití v místních podmínkách.

Ukazuje se, že vhodným způsobem je akumulace vznikajícího odpadního tepla do zásobní nádrže a spolu s místním zdrojem tepla zařadit do soustavy dodávek tepla v uvedené lokalitě.

U pístových kompresorů je možno průtok oleje určit z množství odvedeného tepla :

$$Q_{to} = 0,5 \cdot P_e \cdot (1 - \eta_m) \dots\dots\dots \text{ kW}$$

$$Q_{olej} = \frac{Q_{to}}{\rho \cdot c_o \cdot \Delta t} \dots\dots\dots \text{ m}^3 / \text{ s}$$

kde značí :

$Q_{to}$	- množství odvedeného tepla ( tepelný výkon ) z chladičí olejové soustavy kompresoru	kW
$P_e$	- efektivní příkon kompresoru	kW
$\eta_m$	- mechanická účinnost kompresoru	
$Q_{olej}$	- potřebný průtok oleje pro soustavu chlazení	$\text{m}^3 / \text{s}$
$\rho$	- měrná hmotnost oleje	$\text{kg} / \text{m}^3$
$c_o$	- měrná tepelná kapacita oleje	$\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}$
$\Delta t$	- rozdíl teplot přípustného ohřátí oleje	$^{\circ}\text{C}$

Zhruba je možno se řídit s následujícími orientačními hodnotami pro pístové kompresory :

- při zařazení chladiče do olejového okruhu se počítá s průtokem oleje 200 - 400 l/h na každý kilowat efektivního příkonu kompresoru

U turbokompresorů je olejový průtok 50 - 2000 l / min.



### 3.0 Hospodárnost výroby a rozvodu stlačeného vzduchu

Energetický auditor by měl při své činnosti v průmyslovém podniku, ale i v jiných případech používání tlakového vzduchu podrobně analyzovat jeho výrobu a věnovat ekonomice výroby pozornost, neboť často značně ovlivňuje nejen celkovou spotřebu energie, ale i konečnou cenu výsledného vyráběného produktu.

Pokud mluvíme o hospodaření se stlačeným vzduchem, pak to předpokládá, zaměřit pozornost na :

- předcházení nadměrné spotřebě vzduchu a stlačený vzduch využívat pouze k energetickým účelům
- snižování tlakových ztrát při dopravě vzduchu mezi zdrojem a spotřebiči
- předcházení úniků stlačeného vzduchu netěsnostmi
- udržování kompresorů v optimálním provozním stavu
- pravidelnou kontrolu a ověřování ekonomiky jeho výroby, měření výkonnosti kompresorů a jejich příkon, spotřebu pneumatických strojů a ztráty v rozvodu stlačeného vzduchu

### 3.1 Hospodárnost výroby stlačeného vzduchu

Z provozní praxe ve výrobních závodech se ukazuje, že podíl energie na stlačování vzduchu roste zhruba přímoúměrně s růstem spotřeby elektrické energie. V případě výrobních závodů je tento podíl orientačně ve výši 20 – 30%, v důlních závodech 40 – 50%, v hutnických provozech cca 5% a ve sklárnách až 75%.

Problematiku hospodárnosti nelze vztahovat pouze na velké kompresorové jednotky. Je nezbytné se jimi zabývat i u kompresorů malých výkonů, neboť těch je v provozu značné množství a stále narůstá zvláště v této době, kdy dochází často k decentralizaci výroby stlačeného vzduchu. U kompresorů velkých výkonů převládají náklady pořizovací a náklady na spotřebovanou energii, kdežto u malých zařízení často ovlivňují hospodárnost provozu náklady na opravy, údržbu a servis.

Přibližně platí a často se udává, že roční náklady na pohon kompresoru při běžném dvousměnném provozu se přibližně rovnají investičním nákladům na jeho pořízení.

Při sestavování nákladů na energii a provoz je třeba počítat i se spotřebou energie při chodu naprázdno ( v době regulace ), kdy se spotřeba může pohybovat ve výši cca 30 – 40% plné spotřeby energie.

Celkovou hospodárnost pneumatického systému ovlivňuje :

- dokonalost projektového řešení a instalace zařízení
- zvolený druh kompresoru
- způsob prováděné regulace
- provozní stav rozvodné sítě
- pečlivost a dokonalost obsluhy a údržby
- zavádění využívání odpadního tepla

### 3.2 Vliv dokonalosti projektového řešení a instalace zařízení na hospodárnost jeho provozu

Ze zkušeností lze potvrdit, že z celkových nákladů na výrobu stlačeného vzduchu činí náklady na spotřebovanou energii pro výrobu stlačeného vzduchu za dobu životnosti kompresorového zařízení, což je 12 let, zhruba 75% a počáteční pořizovací investiční náklady je ovlivňují pouze asi z 15%.

Celkové náklady se vztahují na dobu životnosti kompresorů, která je 12 let, u turbokompresorů až 17 let. Mezi celkové náklady se zahrnují :

- náklady na instalaci
- náklady na energii
- náklady na údržbu a servis
- odpisy

Mezi hlavní příčinu zvýšených provozních nákladů patří, mimo nákladů na energii, chyby v projektování a při instalaci zařízení.

Ve většině případů jde o tyto nedostatky a chyby :

- zbytečně předimenzovaná kompresorová stanice, což způsobuje dlouhou dobu stání zařízení a nebo chodu naprázdno
- poddimenzovaná kompresorová stanice, jejíž příčinou je zpravidla trvalý chod kompresorového zařízení, nedostatečný tlak na straně spotřebičů (pracovních strojů), který snižuje jejich výkon
- nedostatečné větrání kompresorové stanice a nebo nevhodně volený způsob nasávání vstupního vzduchu, jehož následkem je snížení výkonu kompresoru vlivem vyšší sací teploty a nižšího sacího tlaku
- neodborná instalace potrubí a armatur, následkem čehož vznikají vyšší objemové ztráty netěsností a ztráty tlakové
- nesprávné dimenzování vzdušníků, způsobuje zvýšené opotřebení zařízení vlivem častého spínání
- poddimenzování potrubí, případně i sušičky a filtrů, zapříčiňuje vyšší tlakové ztráty při dopravě vzduchu ke spotřebičům

Je třeba si uvědomit, že náklady na energii rostou úměrně s tlakovými a objemovými ztrátami. Dokonalost projektu a udržování stanice, včetně rozvodného potrubí, v dobrém technickém stavu musí být v osobním zájmu provozovatele.

Větší značkové firmy za pevný roční poplatek zajišťují pravidelné odborné prohlídky a opravy, což je příznivé pro ně i pro zákazníky.

### 3.3 Vliv druhu kompresoru na hospodárnost provozu zařízení

Uvedený vliv je možno informativně posuzovat na základě hodnot měrného příkonu soustrojí  $p_s$  ( $W/m^3 \cdot h^{-1}$ ) v závislosti na výkonu kompresoru (dodávaném množství)  $Q$  ( $m^3/h$ ). Dále je uvedena tabulka měrných příkonů podle jednotlivých druhů kompresorů s přihlédnutím ke konstrukčním a provozním odchylkám jednotlivých typů. Uvedené údaje mají pouze informativní charakter a zahrnují vliv ztrát v motorech, převodech a podobně.

Druh kompresoru	Rozsah výkonů $Q$ ( $m^3/h$ )	Hodnoty měrných příkonů $p_s$ ( $W/m^3 \cdot h^{-1}$ )
Jednostup. pístový, mazaný	10 - 200	170 – 147
Jednostup. šroubový, mazaný	40 – 2000	154 – 106
Jednost. šroubový, mazaný se vstříkem vody	40 – 1000	147 – 120
Dvoustupň. pístový, mazaný	40 – 500	135 – 119
Dvoustup. suchý, šroubový	1000 – 2000	130 – 116
Tří až čtyřstupňový radiální turbokompresor	1500 – 10500	151 - 110

### 3.4 Provozní stav kompresorů

Soustavné sledování hospodárnosti provozu kompresorové stanice neslouží k likvidaci zbytečných, nadměrných a viditelných ztrát, ale hlavně jako prostředek k zamezení možnosti vzniku těchto ztrát.

Jako značně nevhodné a nerozumné je nutno považovat krytí stále se zvětšující spotřeby pneumatické energie zvětšováním výkonu kompresorových stanic a současně nechávat bez povšimnutí nevyužití možnosti hospodárného provozu, které přináší okamžité výsledky bez investičních a velkých provozních nákladů.

Aby bylo možno trvale sledovat provozní úroveň hospodárnosti zařízení, je nutné v pravidelných intervalech sledovat výkon a případně i příkon jednotlivých kompresorů. Periodicita sledování je možná například čtvrtletně.

Sledování výkonu kompresorů dává jednoznačný názor na technický stav kompresoru. U kompresorů malých výkonů signalizuje nutnost provedení střední opravy pokles výkonu o 10 až 15% a při poklesu výkonu o 25 až 30% provedení opravy generální.

U výrobců kompresorů velkých výkonů je stanoven program provádění různých kontrolních úkonů, servisních činností po určitém stanoveném počtu provozních hodin. V podnicích s velkou spotřebou stlačeného vzduchu jsou prováděny generální opravy zařízení v pravidelném rytmu cca 3 roků.

Výsledky informativních provozních měření dávají provozovateli aktuální informace o provozních parametrech. Některé z těchto hodnot mohou, zvláště v závislosti na čase sloužit jako diagnostické signály, poskytující informace o technickém stavu stroje nebo jeho důležité funkční části.

Z uvedeného pohledu připadá v úvahu sledování následujících údajů :

- výkonových a energetických parametrů
- pracovních teplot a tlaků
- spotřeby oleje
- úniky vzduchu ze skříně stroje, spotřeba a teploty chladicí vody, tlakové ztráty sacích filtrů, případně i odlučovačů

### 3.5 Vliv způsobu regulace

Každá regulace výkonu kompresorové stanice představuje energetickou ztrátu. Volbu regulace kompresoru projektant neovlivní, neboť ta je dána především konstrukcí stroje. Je však důležité ji vždycky brát v úvahu, protože volbou počtu strojů nebo jejich skladbou může projekt ovlivnit hospodárnost provozu kompresorové stanice.

### 3.6 Vliv kvality obsluhy a údržby

Na základě dlouhodobého sledování a hodnocení provozu kompresorových stanic je možno stanovit následující nejčastější příčiny ztrát :

- Zanesené sací filtry, které výrazně negativně ovlivňují nejen provozní parametry, ale i životnost kompresorů. Z praxe se ukazuje, že mohou zvýšit příkon kompresorů až o 7%. Podle místních podmínek je možno doporučit čištění filtrů po cca 100 hodinách provozu.
- Netěsnost ventilů, pístních kroužků u pístových kompresorů. Prohlídky a čištění ventilů, případně výměna těsnících kroužků by se měla provádět zhruba po 250 provozních hodinách.
- Činnost chladících aparátů a soustav. Výstupní teploty chladící vody by neměly překračovat hranici 40<sup>0</sup>C, ojediněle 50<sup>0</sup>C, kde je provedeno cirkulační chlazení. Při vyšších teplotách dochází k vylučování vodního kamene a k zanášení chladících ploch, což způsobuje snížení intenzity chlazení snížením součinitele prostupu tepla. Závady v chladící soustavě, které mají za následek zvýšenou teplotu výstupního vzduchu o 40<sup>0</sup>C než odpovídá normálnímu chodu kompresoru, zvyšují spotřebu elektrické energie až o 15%.

### 3.7 Využívání odpadního tepla z kompresorových stanic.

Energetická bilance kompresoru, při které je zkoumáno pouze využití mechanické energie pohonu, často vede k nesprávným závěrům, že prakticky všechna přivedená mechanická energie se přemění na energii tepelnou.

Ve skutečnosti však ze 100% přivedené energie na hřídel kompresoru se :

- 2% vyzáří povrchem stroje do okolí
- další díly tepla se odvedou v nízkotlakém stupni, v mezistupňovém chladiči, ve vysokotlakém stupni, v dochlazovači
- 4% odchází se stlačeným vzduchem z kompresoru ven

Tlaková energie vzduchu se během komprese zvýší na vyšší tlakovou hladinu, čímž se zvýší schopnost vzduchu konat práci. U skutečného provozovaného stroje nebo soustrojí existuje a vzniká celá řada ztrát, které se projevují potřebou zvyšovat příkon kompresoru.

Protože se současně přeměňují na teplo, zvyšuje se tím na druhé straně množství odváděného tepla, které je možné využívat.

Energie odváděná z kompresoru ve formě odpadního tepla se v posledním období dostává do popředí zájmu jak projektantů, tak i energetiků. Je to oblast, kam musí zaměřit pozornost každý energetický auditor i energetický poradce.

Teplota stlačeného vzduchu za jednotlivými stupni kompresoru je v převážném počtu případů 130 – 160°C, což dává k dispozici odpadní teplo s poměrně značným teplotním potenciálem, použitelné k teplovodnímu i teplovzdušnému vytápění budov, skleníků, k ohřevu TUV, k výrobě páry pro energetické účely případně pouze k temperování vhodných prostorů.

Využívání tohoto odpadního tepla si vždy vyžaduje nižší investiční náklady než kotle, které by bylo nutno pro uvedené účely pořídit.

Nejjednodušším případem využívání odpadního tepla kompresorů je situace, kdy kompresor i chladiče jsou chlazeny vzduchem a ohřátý vzduch je veden přímo do místností nebo výrobních hal, určených k vytápění. Zde jsou nezbytné pouze investice na rozvod teplého chladičového vzduchu do vytápěných prostor.

Složitější případ představuje například teplovzdušné vytápění prostoru odpadním teplem, kdy teplovzdušná vytápěcí soustava je tvořena rekuperačním výměníkem, který se zároveň používá i pro odvod a maření produkovaného tepla v době mimo topnou sezonu.

Rekuperační výměník může být umístěn ve vytápěném prostoru. Výstup ohřátého vzduchu je proveden tak, že může být veden buď do vytápěného prostoru nebo výdechy do volného prostranství.

Velmi dokonale je propracován systém využívání odpadního tepla z oleje mazaných šroubových kompresorů od firmy Atlas Copco. Zde cirkulující olej předává teplo vodě v chladiči. Systém proudění oleje je ovládán dvěma trojcestnými termostatickými ventily, což umožňuje tři způsoby provozu :

- plné využívání odpadního tepla
- částečné využívání odpadního tepla, kdy část oleje jde přes rekuperační výměník a část přes vlastní chladič, který je součástí zařízení
- bez využívání odpadního tepla

Zařízení je blokové, kompaktní s minimálními nároky na plochu. Montuje se buď jako celek nebo dodatečně na běžně vyráběný kompresor.

### 3.8 Kalkulace ceny stlačeného vzduchu

Cena 1 m<sub>n</sub><sup>3</sup> stlačeného vzduchu se stanovuje z podílu celkových ročních nákladů na výrobu vzduchu a roční produkce stlačeného vzduchu.

$$C_{vz} = \frac{\text{celkové roční náklady ( Kč/r )}}{\text{celková roční výroba stlač. vzduchu (m}_n^3\text{/r)}} \dots\dots\dots \text{Kč/m}_n^3$$

Do celkových nákladů se zahrnuje :

- provozní náklady na energii, olej, vodu
- údržba, opravy a servis ( mzdy, pojištění, náhradní díly, spotřební materiál )
- odpisy kompresorů, rozvodů a aparátů

Roční výrobu stlačeného vzduchu určíme z výkonů a nasazování jednotlivých kompresorů a jejich provozních hodin za rok.

### 4.0 Metody zjišťování a hodnocení ztrát při výrobě tlakového vzduchu pístovými kompresory a v rozvodech.

Efektivnost a hospodárnost celkového provozu kompresorové stanice na výrobu stlačeného vzduchu nezávisí pouze na provozním stavu jednotlivých kompresorových soustrojí. Nutnou podmínkou hospodárnosti je zamezení zbytečným ztrátám stlačeného vzduchu v rozvodech a soustavné sledování spotřeby stlačeného vzduchu.

Na celkovou výši energetické bilance má vliv rovněž ekonomika vodního a olejového hospodárství, s případným využíváním odpadního tepla vzniklého při chlazení stlačeného vzduchu a oleje pro mazání kompresorů.

Při analýzách hospodárnosti kompresorových stanic je třeba energetickým auditorem ověřit :

- Provozní stav jednotlivých kompresorů a určit jejich skutečnou provozní charakteristiku. To představuje určení výkonu kompresoru  $Q_m$  ( $m^3 / h$ ) v závislosti na výtlačném tlaku  $p_2$  (MPa), dále závislost příkonu elektromotoru  $P_{el}$  (kW) a případně i měrného příkonu elektromotoru  $P'$  ( $W / m^3 \cdot h$ ) na výtlačném tlaku  $p_2$  (MPa). Tyto závislosti nejlépe uvádět graficky.
- Pro pístové kompresory na základě analyzovaných veličin v oblasti pracovního tlaku provést energetické hodnocení, především stanovení dopravní účinnosti  $\eta_d$ , izotermickou účinnost  $\eta_{ci}$  a celkovou efektivní účinnost  $\eta_{ce}$ .
- Ověřit celkové ztráty stlačeného vzduchu v rozvodech.

#### 4.1 Ověření provozního stavu kompresoru - charakteristika kompresoru

Základem tohoto hodnocení je zjištění veličin ke stanovení výkonu kompresoru na základě měření. Výkon kompresoru určujeme metodou plnění vzdušníku o známém objemu, který je uzavřením ventilů odpojen od potrubní sítě. Výtlačná potrubí od ostatních kompresorových soustrojí musí být rovněž uzavřena.

Zkoušený kompresor musí být před zkouškou v běžném provozním stavu, aby bylo dosahováno obvyklých provozních teplot ke zkoušeným tlakům.

Princip zkoušky spočívá v tom, že vyprázdněný vzdušník plníme zkoušeným kompresorem z barometrického tlaku na obvyklý provozní tlak vzduchu. Přitom se v pravidelných intervalech, nejlépe po 0,1 MPa se odečítají a zaznamenávají tyto hodnoty :

- doba  $\tau$  v sec. potřebná pro vzestup tlaku o zvolenou hodnotu tlakového rozdílu
  - příkon elektromotoru  $P_{el}$  v kW vhodnou měřicí metodou, např. watmetrem
  - teplota vzduchu ve vzdušníku  $t$  ve  $^{\circ}C$
- Měření je vhodné opakovat, aby byla vyloučena náhodná chyba.

Z naměřených hodnot pro jednotlivé tlakové difference vypočítáme :

Výkon kompresoru přepočtený na podmínky v sacím hrdle kompresoru  $T_s$ ,  $p_s$  :

$$Q_{kos} = (O_1 + O_2) \cdot \left( \frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \cdot \frac{T_s \cdot 3\,600}{p_s \cdot \tau} \dots\dots\dots m^3 / h$$

kde značí :

- $O_1$  - objem vzdušníku  $m^3$
- $O_2$  - objem spojovacího potrubí mezi vzdušníkem a kompresorem  $m^3$
- $p_1, p_2$  - absolutní tlak ve vzdušníku na začátku a na konci měřené tlakové

	diference	Pa
$T_1, T_2$	- absolutní teplota ve vzdušníku při tlaku $p_1$ a $p_2$	K
$T_s$	- absolutní teplota nasávaného vzduchu	K
$p_s$	- absolutní tlak nasávaného vzduchu	Pa
$\tau$	- časový interval potřebný na vzestup tlaku z $p_1$ na $p_2$	s

Pro více provedených měření se za skutečnou hodnotu výkonu kompresoru považuje aritmetický průměr z provedených měření.

Přepočítání výkonu kompresoru na normální podmínky ( $T_n, p_n$ ):

Technické normální podmínky jsou definovány :  $T_n = 293,15 \text{ K}$  ,  $p_n = 101,33 \text{ kPa}$

Normální podmínky jsou definovány :  $T_n = 273,15 \text{ K}$  ,  $p_n = 101,33 \text{ kPa}$

Přepočítání se provede na technicky normální podmínky podle vztahu :

$$Q_n = Q_{\text{kos}} \cdot \frac{T_n \cdot p_s}{T_s \cdot p_n} \dots\dots\dots \text{m}^3 / \text{h}$$

Měrný příkon kompresoru

Měrný příkon představuje příkon vztažený na jednotku výkonu kompresoru :

$$P_m = \frac{10^3 \cdot P_{\text{el}}}{Q_{\text{kos}}} \dots\dots\dots \text{W} / \text{m}^3 \cdot \text{h} , \text{kW} / \text{m}^3 \cdot \text{h}$$

kde značí :

$P_{\text{el}}$	- změřený příkon elektromotoru	W , kW
$Q_{\text{kos}}$	- odpovídající výkon kompresoru ve stejné takové diferenci	$\text{m}^3 / \text{h}$

Využití výkonu kompresoru

Pokud se otáčky soustrojí  $n_{\text{sk}}$  liší od jmenovitých otáček kompresoru, určíme hodnotu  $Q_{\text{kosj}}$  ze vztahu :

$$Q_{\text{kosj}} = \frac{n_j}{n_{\text{sk}}} \cdot Q_{\text{kos}} \dots\dots\dots \text{m}^3 / \text{h}$$

kde je  $Q_s$  - štítkový výkon kompresoru  $\text{m}^3 / \text{h}$

potom využití výkonu kompresoru je :

$$\eta = \frac{Q_{kosj}}{Q_s} \cdot 100 \dots\dots\dots \%$$

Ze změřených a vypočtených hodnot provedeme pro každé soustrojí samostatně grafické znázornění závislostí výkonu kompresoru  $Q_{kos}$  a měrného příkonu kompresoru  $P_m$  při různých hodnotách výtlačného tlaku  $p_2$  :

$$Q_{kos} = f(p), \text{ charakteristika kompresoru a } P_m = f(p)$$

#### 4.2 Energetická diagnostika pístových kompresorů

Principem tohoto šetření je opět stanovení výkonu kompresoru, avšak pouze v oblasti pracovního tlaku.

Výkon soustrojí opět, jako v předchozím případě, určíme metodou plnění vzdušníku o známém objemu.

V průběhu zkoušky měříme dobu potřebnou pro vzestup tlaku z hodnoty o 0,05Mpa menší na tlak o 0,05 Mpa vyšší než jmenovitý provozní tlak ve vzdušníku. Například obvyklý provozní tlak vzdušníku je 0,8 Mpa a v tom případě měříme stav z tlaku 0,75 Mpa na tlak 0,85 Mpa, tedy pouze dva provozní body s rozdílem tlaku 0,1 Mpa na úrovni provozního tlaku.

V této oblasti měříme rovněž teplotu vzduchu ve vzdušníku a elektrický příkon poháněného elektromotoru.

Toto měření může být prováděno buď jako samostatné a nebo může být i součástí měření provozního stavu soustrojí, které bylo uvedeno v předchozí kapitole.

Z naměřených hodnot vyhodnotíme :

#### Výkon kompresoru v přepočtu na podmínky v sání ( $T_s, p_s$ )

Určíme stejným postupem jako v předchozím případě podle vztahu :

$$Q_{kos} = (O_1 + O_2) \cdot \left( \frac{p_2}{T_2} - \frac{p_1}{T_1} \right) \cdot \frac{T_s \cdot 3600}{p_s \cdot \tau} \dots\dots\dots m^3/h$$

kde značí :

- $O_1$  - objem vzdušníku  $m^3$
- $O_2$  - objem spojovacího potrubí mezi vzdušníkem a kompresorem  $m^3$
- $p_1, p_2$  - absolutní tlak ve vzdušníku počáteční a konečný Pa
- $T_1, T_2$  - absolutní teplota ve vzdušníku při tlaku  $p_1$  a  $p_2$  K
- $T_s$  - absolutní teplota nasávaného vzduchu K
- $p_s$  - absolutní tlak nasávaného vzduchu Pa
- $\tau$  - časový interval potřebný na vzestup tlaku z  $p_1$  na  $p_2$  s



Pro více provedených měření se za skutečnou hodnotu výkonu kompresoru považuje aritmetický průměr z provedených měření.

Přepočet výkonu kompresoru na normální podmínky ( $T_n, p_n$ ):

Technické normální podmínky jsou definovány :  $T_n = 293,15 \text{ K}$  ,  $p_n = 101,33 \text{ kPa}$

Normální podmínky jsou definovány :  $T_n = 273,15 \text{ K}$  ,  $p_n = 101,33 \text{ kPa}$

Přepočet se provede podle vztahu :

$$Q_n = Q_{\text{kos}} \cdot \frac{T_n \cdot p_s}{T_s \cdot p_n} \dots\dots\dots \text{m}_n^3 / \text{h}$$

Teoretická práce izotermické komprese při stlačování vzduchu

Teoretickou izotermickou práci určíme ze vztahu :

$$A_{\text{it}} = 2,303 \cdot p_s \cdot \log \frac{p_2}{p_s} \dots\dots\dots \text{J} / \text{m}^3$$

kde značí :

- $p_s$  - tlak nasávaného vzduchu v sacím hrdle kompresoru Pa
- $p_2$  - tlak výtlačný Pa

Teoretický izotermický příkon kompresoru

$$P_{\text{it}} = \frac{A_{\text{it}} \cdot Q_{\text{kos}}}{3\,600} \dots\dots\dots \text{W}$$

Efektivní účinnost

Nejprve určíme celkovou izotermickou účinnost kompresoru podle vztahu :

$$\eta_{\text{ci}} = \frac{P_{\text{it}}}{P_e}$$

kde  $P_e$  je výkon na hřídeli kompresoru, který určíme ze vztahu :

$$P_e = P_{\text{el}} \cdot \eta_{\text{mot}} \dots\dots\dots \text{W}$$

kde  $P_{\text{el}}$  je činný naměřený příkon motoru kompresoru a  $\eta_{\text{mot}}$  je účinnost elektromotoru při daném zatížení

Potom celková izotermická účinnost soustrojí bude :

$$\eta_{cit} = \frac{P_{it}}{P_{el}} = \eta_{ci} \cdot \eta_{mot}$$

Dále určíme dopravní účinnost  $\eta_d$  jako poměr skutečně dodaného množství vzduchu ve výtlačném hrdle kompresoru k teoretickému množství vzduchu, které vyplní válec I. stupně kompresoru při teplotě a tlaku sání ve stejném časovém období :

$$\eta_d = \frac{Q_{kos}}{Q_t}$$

kde značí :

$Q_{kos}$  - změřený výkon kompresoru  $m^3 / h$   
 $Q_t$  - teoretický výkon kompresoru, který je úměrný zdvihovému objemu  $m^3 / h$

$$Q_t = 0,785 \cdot D_l^2 \cdot l \cdot n \cdot z \cdot 60 \dots\dots\dots m^3 / h$$

$D_l$  - průměr válce I. stupně  $m$   
 $l$  - zdvih pístu  $m$   
 $z$  - počet pracovních ploch pístů I. stupně  
 $n$  - otáčky stroje  $1 / min$

Pak celková efektivní účinnost kompresoru bude :

$$\eta_e = \eta_d \cdot \eta_{cis}$$

Podle stejných vztahů jako v předchozím případě může být pro úplnost ještě určen také :

- měrný příkon kompresoru
- využití výkonu kompresoru

### 4.3 Ztráty stlačeného vzduchu v rozvodech a způsoby jejich stanovení

Stanovení úniku stlačeného vzduchu můžeme provádět ve dvou případech :

a) úniky zjišťujeme v celém tlakovzdušném hospodářství, včetně připojených spotřebičů v tak zvané pracovní pohotovosti.

Maximální povolené úniky :

- důlní průmysl, těžké strojní provozy a provozy slévárenské 10 - 15 %
- ostatní výrobní odvětví 8 - 10 %

b) úniky zjišťujeme v rozvodech tlakového vzduchu po vstupu do výrobních provozů

Maximální povolené úniky pro tyto rozvody :

- z celkové výroby stlačeného vzduchu 3 - 5 %

Ve většině případů hlavní rozvody požadavkům těsnosti vyhovují a proto se provádí zpravidla pouze kontrola úniků ve smyslu prvního případu ad a) .

Kontrola úniků vzduchu se může provádět následujícím jednoduchým způsobem :

Zvolíme kompresor, jehož výkon známe. V případě potřeby je možno použít i více kompresorů. Měříme čas nárůstu  $\tau_s$  ( sec ) provozního tlaku v rozvodech z provozní hodnoty ( p - 50 ) na hodnotu ( p + 50 ) v kPa. Po dosažení horní hranice tlaku kompresory zastavíme a ve stejném tlakovém rozmezí změříme čas poklesu tlaku  $\tau_p$  , také v sec.. Zkoušku opakujeme pro vyloučení náhodných chyb.

Z naměřených hodnot vyhodnotíme množství vzduchu, které unikne netěsnostmi rozvodného systému při skutečných podmínkách při nasávání :

$$Q_{\dot{u}} = \frac{\tau_s}{\tau_s + \tau_p} \cdot Q_{k_{os}} \dots\dots\dots m^3 / h$$

kde značí :

$Q_{k_{os}}$  - skutečný ověřený výkon všech kompresorů při zkoušce použitých

Přepočtení změřených úniků na technicky normální podmínky ( 101,33 kPa, 293,15 K ) :

$$Q_{\dot{u}n} = \frac{\tau_s}{\tau_s + \tau_p} \cdot Q_n \dots\dots\dots Nm^3 / h$$

Bývá také zvykem, že únik přepočteme na procenta dle vztahu :

$$Q_{\%} = \frac{Q_{\dot{u}}}{Q_{nc}} \cdot 100 \%$$

kde  $Q_{nc}$  je průměrná spotřeba stlačeného vzduchu v závodě v  $m^3 / h$

Při vyhodnocování výkonu kompresorů je třeba vycházet z obecné skutečnosti, že výkon je úměrný objemu plynu nasátého válci I. stupně.

Na velikost nasátého objemu má vliv tlak, teplota a případně i vlhkost nasávaného vzduchu. Z tohoto pohledu je nutno při hledání cest ke zvýšení výkonu kompresoru zaměřit se na snižování tlakových ztrát v sacím potrubí kompresoru a snažit se o dosažení co nejnižších teplot nasávaného vzduchu.

Uvedené výsledky je možno využít i v případě kompresorů šroubových .

**Poznámka :**

Ztráty netěsnostmi rozvodných sítí jsou velkým problémem v ekonomice techniky stlačeného vzduchu. V technické praxi se energetický auditor může také setkat s případy, kdy jsou úniky lokalizovány na jednotlivé vizuální případy. Objemové ztráty vznikající různými otvory a netěsnostmi lze určit podle různých experimentálních vztahů.

Při poměru tlaku okolí ( barometrického tlaku )  $p_0$  a tlaku  $p_2$  v potrubní síti před otvorem, menším než 0,53 je nejvyšší dosažitelná rychlost proudění vzduchu v otvoru rychlost kritická. Poměry s kritickou rychlostí nastávají už při přetlaku v potrubí 0,1 MPa, což je v podstatě v provozu vždycky.

Množství unikajícího vzduchu je možno vypočítat ze vztahu :

pro odhadnutou plochu úniku  $S$  (  $\text{mm}^2$  ) –

$$m = 0,102 \cdot S \cdot \frac{p_2}{\sqrt{T_2}} \dots\dots\dots \text{kg / h}$$

pro odhadnutý průměr netěsnosti  $d$  (  $\text{mm}$  ) -

$$m = 0,08 \cdot \frac{d^2 \cdot p_2}{\sqrt{T_2}} \dots\dots\dots \text{kg / h}$$

$$m = \frac{Q}{\rho} \dots\dots\dots \text{kg / h}$$

kde :  $\rho$  - je hustota ( při 20<sup>0</sup>C a tlaku 100 kPa ) ..... 1,2 kg / m<sup>3</sup>  
 $p_2$  - ( absolutní tlak v kPa ) a  $T_2$  ( absolutní teplota v K ) jsou stavové veličiny vzduchu v potrubí

Zkouškou ověřené úniky vzduchu :

- Podle způsobu provozu soustavy stlačeného vzduchu a pracovního režimu jednotlivých provozů je třeba úniky vzduchu vyhodnotit pro vhodný srovnatelný časový úsek, nejlépe po měsících a za rok.
- Za stejná období, za které jsou k dispozici údaje o celkové výrobě stlačeného vzduchu a spotřebě energie potřebné k jeho výrobě, vyhodnotit specifickou spotřebu energie na vyrobenou jednotku stlačeného vzduchu, nejlépe na 1000 m<sup>3</sup>.
- Zjištěné úniky po vynásobení specifickou spotřebou energie představují celkové energetické ztráty, které úniky vzduchu způsobují. Od celkových ztrát je třeba odečíst nezbytné ztráty provozní, které vznikají při manipulacích na zařízeních, připojení, odpojení, výměny armatur a podobně. Tyto ztráty činí v praxi 3 - 5 %. Po odečtení těchto ztrát vyhodnotí energetický auditor zbytečné ztráty, jak v jednotkách objemu vzduchu, tak i v objemu energetických ztrát za sledované období a v provozních nákladech za zbytečně spotřebovanou energii.
- Po provedené analýze a vyhodnocení ztrát budou navržena reálná opatření k omezení ztrát na minimální úroveň.

Ověřovat úniky stlačeného vzduchu je třeba s určitou pravidelností, kterou se získá přehled o situaci a technickém stavu nejen rozvodů vzduchu, ale i o zařízení k jeho výrobě. Energetický auditor po náhodně provedeném měření může snadno určit velikost energetických ztrát, navrhnout opatření k nápravě a vyčíslit ekonomický přínos navržených opatření. Jednorázově zjištěné úniky je třeba porovnat s obvyklým standardem úniků, které jsou v praxi obvyklé a podle své zkušenosti a praxe navrhnout možnost nejen rychlého snížení úniků, ale i opatření zabezpečující trvalý charakter hospodárneho provozu soustavy bez zbytečných úniků.

Mimo úniků vzduchu musí auditor zkoumat možnosti využívání odpadního tepla z chlazení kompresorové stanice a v kladném případě podat příslušné návrhy technického řešení.

## 5.0 Možnosti energetických úspor při výrobě tlakového vzduchu

### 5.1 Teoretické předpoklady úspor energie

Při komprimování vzduchu se zvyšuje jeho tlak **p** a jeho teplota **T** a dochází ke zmenšování objemu stlačeného vzduchu **v**. Obecně pro tyto stavové veličiny plynu platí stavová rovnice :

$$p \cdot v = R \cdot T$$

kde R je plynová konstanta, která pro vzduch představuje 0,2871 kJ/kg.K

Dále budou probrány základní změny stavy vzduchu, které jsou důležité především pro pístové kompresory, kterých je zatím instalováno největší množství. S určitou analogií je možné je aplikovat i na další druhy používaných kompresorů.

Polytropická nevratná změna stavu plynu, jde o skutečnou změnu stavu plynu, kdy během komprese odvádíme část kompresního tepla, které vzniká třením částic stlačovaného plynu. Rovnice polytropy je dána vztahem :

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n = \text{konst.}$$

kde značí : n - exponent polytropy pro vzduch

$$1 < n < 1,4$$

Izotermická změna stavu plynu. Jde o teoretickou změnu stavu, kdy komprese probíhá tak, že teplota stlačovaného vzduchu je během komprese konstantní. Čili nepřivádíme teplo z vnějšku, ale odvádíme jen teplo z vnitřního tření částic plynu. Tento stav nelze v konkrétních zařízeních docílit a slouží tedy pouze jako teoretický předpoklad. Vzhledem k tomu, že podle předpokladu  $T_1 = T_2$ , můžeme pak stavovou rovnici psát ve tvaru :

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2$$

Adiabatická ( izoentropická ) změna stavu plynu je teoretická vratná změna stavu, která je charakteristická tím, že nepřivádíme ani neodvádíme žádné teplo a probíhající komprese je bez vnitřního tření, beztrátová, tedy izoentropická, bez změny entropie plynu. Stavovou rovnici pak můžeme napsat ve tvaru :

$$p_1 \cdot V_1^k = p_2 \cdot V_2^k$$

kde značí : k - exponent adiabaty pro vzduch

$$k = 1,4$$

Obě uvedené teoretické změny stavu jsou uvedeny a slouží pouze jako porovnávací se skutečnou změnou polytropickou.

Pokud vzduch během komprese chladíme, komprese probíhá nevratně polytropicky a takovou změnu porovnááme s teoretickou izotermickou kompresí.

Jestliže vzduch během komprese nechladíme, ale je to komprese se ztrátami třením, tedy komprese nevratná polytropická, potom tuto kompresi porovnááme s teoretickou kompresí adiabatickou ( izoentropickou ).

Všechny výše uvedené stavové rovnice se po matematické stránce dají vyjádřit grafem hyperboly v souřadnicích  $p - V$ , kde  $V$  je celkový objem (  $m^3$  ) oproti měrnému objemu  $v$  (  $m^3/kg$  ).

#### Výsledná teplota vzduchu po kompresi

Pokud se zvětšuje kompresní poměr  $\frac{p_2}{p_1}$ , potom vlivem vnitřního tření částic stoupá i

konečná, výsledná teplota vzduchu  $T_2$ . Při polytropické kompresi se konečná teplota  $T_2$  na konci komprese zvýší podle následujícího vztahu na hodnotu :

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

podobně platí pro změnu adiabatickou :

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Adiabatická kompresní práce. Potřebná práce ke stlačení plynu se nazývá práce kompresní. Při teoretické adiabatické kompresi není teplo plynu ani přiváděno ani odváděno. Práce je pak dána vztahem :

$$L_{ad} = i_2 - i_1 = c_p (T_2 - T_1), \text{ kde } c_p = R \cdot \frac{k}{k-1}$$

potom : 
$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Polytropická kompresní práce skutečná je analogicky vyjádřena vztahem :

$$L_{ad} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot V_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$$

Kompresní práce izotermická , jde o teoretický proces, který se prakticky nedá uskutečnit. Její praktický význam však spočívá v tom, že její hodnoty používáme k posuzování skutečné práce polytropické. Z grafického znázornění jednotlivých druhů kompresní práce je zřetelné, že proti izotermické práci jsou ostatní práce vždycky větší.

Celkovou izotermickou práci v elementární formě můžeme vyjádřit vztahem :

$$dL_{is} = V \cdot dp = \frac{M \cdot R \cdot T}{p} \cdot dp \dots\dots\dots \text{ kJ}$$

z toho potom integraci :

$$L_{is} = M \cdot R \cdot T \cdot \int_1^2 \frac{dp}{p} = M \cdot R \cdot T_1 [ \ln p ]_1^2 = M \cdot R \cdot T_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$$

protože :  $M \cdot R \cdot T_1 = p_1 \cdot V_1$  potom platí pro izotermickou práci :  $L_{is} = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1}$

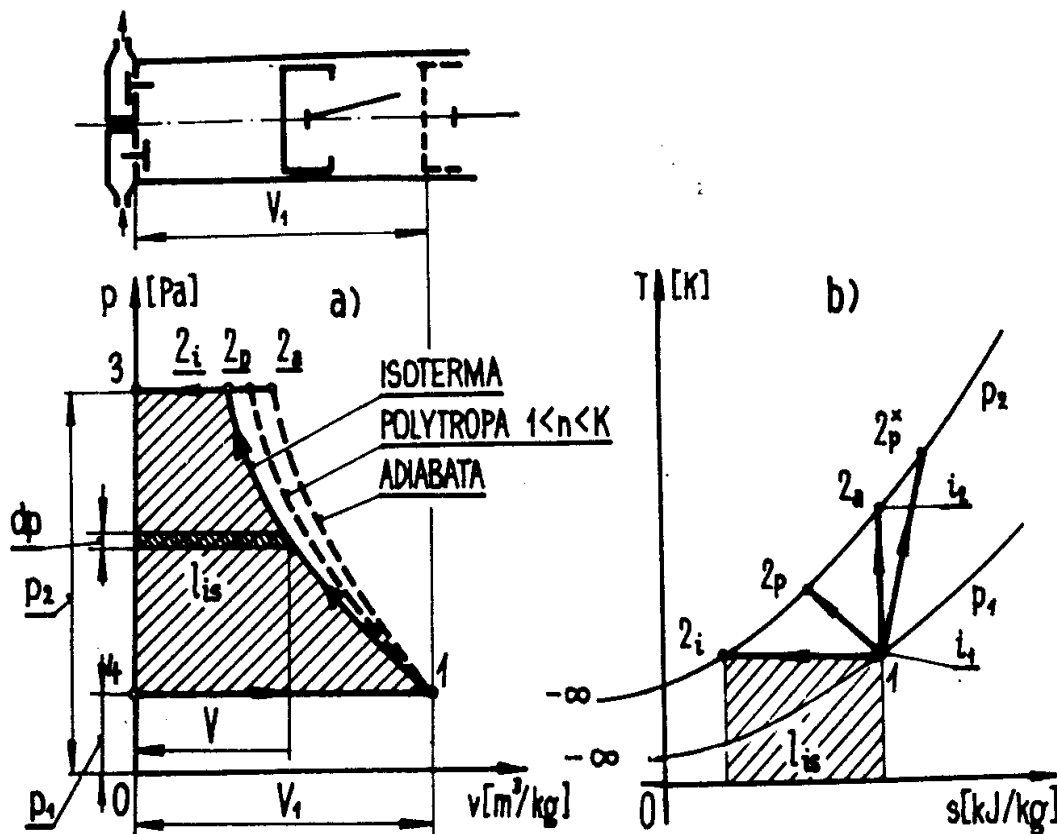
## 5.2 Teoretické poznatky vedoucí k úsporám energie při kompresi

Z rozborů výše uvedených vztahů pro kompresní práci vyplývají následující poznatky, které vedou k úsporám energie :

Jak vyplývá z následujícího grafického zobrazení jednotlivých druhů expanzní práce je zřejmé, že nejmenší je kompresní práce při expanzi izotermické. Při skutečné expanzi polytropické se tedy snažíme co nejvíce se izotermické expanzi přiblížit.

- Jednou z důležitých veličin přiblížení se k isotermické kompresi je počáteční, vstupní teplota  $T_1$ . Čím bude počáteční teplota vzduchu menší, tím bude skutečná komprese menší.
- Vliv součinitele polytropy  $n$ . Ten je ovlivněn intenzitou odvádění tepla při probíhající kompresi. Čím je intenzita odvádění tepla z tělesa kompresu intenzivnější, tím menší je exponent  $n$ . Proto jsou válce vzduchem chlazených kompresorů opatřeny žebry pro účinnější odvod tepla. Proto se vyplatí zvětšit rychlost proudění chladicího vzduchu a zároveň použít vzduchu s nízkou teplotou. U větších pístových kompresorů se chlazení provádí výhradně vodou.
- Použití víceetapové komprese. Pokud proces celkové komprese rozdělíme do na více stupňů, bude stroj konstrukčně složitější a tedy jednorázově dražší, ale provozně dochází k úsporám kompresní práce a tedy i k úsporám provozních nákladů.

### Kompresní práce v diagramu P - V a T - s



### 5.3 Dopravní účinnost kompresoru

Dopravní účinnost je definována jako poměr hmoty vzduchu kompresorem vytlačované  $m_d$  ke hmotě vzduchu  $m_4$ , který za stavových poměrů v sacím hrdle by vyplňoval pístem proběhnutý objem.

$$\eta_d = \frac{m_d}{m_4}$$



Praktické zkušenosti potvrzují, že velký vliv na dopravní účinnost má netěsnost ventilů, pístů a u turbokompresorů ucpávky. Často jsou značně opotřebované pístní kroužky a tak dochází k profukování vzduchu z výtlačku zpět do sání, kompresní práce se nemění, ale množství vyráběného stlačeného vzduchu neodpovídá výstupním parametrům kompresoru. Tento případ je často řešen tak, že se uvádí do provozu další kompresor, aniž by byla likvidována příčina.

V okamžiku, kdy v praxi dochází k těmto stavům je nezbytné provést výměnu pístních kroužků.

Dalších úspor je možno dosáhnout také snížením odporů proudění vzduchu v sání kompresoru. Je třeba dbát na to, aby cesta pro sání vzduchu byla jednoduchá, nepřiliš komplikovaná s minimálním vřazených hydraulických odporů. Cestu sání je nutné udržovat stále v bezvadném pořádku a čistotě.

## 6.0 Potrubní rozvody stlačeného vzduchu – rozvodné systémy

Účelem rozvodných systémů je zabezpečit spolehlivou dodávku stlačeného vzduchu k jednotlivým spotřebičům při respektování požadavků na provozní bezpečnost a hospodárnost při přenosu.

Rozvodné systémy se zpravidla dělí na dvě základní skupiny :

- vnější rozvody - od zdroje ( kompresorové stanice ) k jednotlivým objektům závodu, při centralizovaném způsobu výroby stlačeného vzduchu.  
Nejčastěji bývají provedeny jako jedna nebo několik hlavních větví, které jsou vedeny tak, že umožňují rozvod stlačeného vzduchu pro největší počet spotřebních objektů při optimální délce rozvodného potrubí. Při volbě hlavního vnějšího řádu je nutno respektovat mimo požadavku na minimální ztráty tlaku i optimální možnost měření spotřeby vzduchu pro jednotlivé výrobní objekty v souladu s výrobním a hospodářským členěním podniku.  
Pokud se v závodě vyskytují spotřebiče, které vyžadují různé tlaky stlačeného vzduchu, v těchto případech se ukazuje výhodné rozdělit rozvodný systém na potřebný počet okruhů se stejným tlakem.  
Při vzdálených spotřebičích s vysokou spíčkovou spotřebou vzduchu je třeba v místě spotřeby volit vhodný tlakový zásobník vzduchu k vyrovnání špiček.
- vnitřní rozvody - v jednotlivých objektech, halách a dílnách, při centralizovaném i decentralizovaném způsobu výroby stlačeného vzduchu.  
Vnitřní rozvody bývají nejčastěji provedeny jako okružní a nebo jako soustava několika větví.  
Okružní systém je vytvořen z jednoho nebo několika na sebe navazujících okruhů. Používá se u objektů s velkou spotřebou vzduchu rozdělenou na velké pracovní ploše. Umožňuje zásobování spotřebičů ze dvou stran a také umožňuje odstavení poškozených úseků bez odstavení velké části spotřebičů. S ohledem na značnou rozlehlost rozvodů má tento systém značnou schopnost akumulace vzduchu a tím umožňuje částečně řešit i špičkové odběry vzduchu. Výhoda akumulace je pouze částečnou náhradou za vyšší spotřebu potrubního materiálu pro vybudování soustavy.

Systém několika větví je vhodný pro objekty s malým počtem spotřebičů, nepravidelně rozmístěných v pracovním prostoru. Jednotlivé větve jsou opatřeny uzávěry pro odstavení porouchaných úseků.

Volba větví a nebo okruhů a jejich uspořádání ovlivňuje mimo rozmístění spotřebičů také konstrukční řešení haly.

Volba optimální rychlosti stlačeného vzduchu v potrubí při tlaku 0,6 až 0,8 MPa.

Velmi rozsáhlé sítě hlavních napájecích větví	5 - 10 m/s
Hlavní rozvody v závodech a rozvody vnitřní	10 - 15 m/s
V pryžových nebo pancéřovaných hadicích	15 - 20 m/s

## 6.1 Úspory energie při rozvodu stlačeného vzduchu

Při rozvodech vzduchu v potrubních systémech ke spotřebičům vznikají v podstatě ztráty dvojího druhu :

- ztráty tlaku vzduchu
- ztráty objemové

Tlakové ztráty vzduchu představují úbytek tlaku vzduchu mezi kompresorovou stanicí a spotřebičem.

Úbytek tlaku ( hydraulické ztráty ) v potrubí lze vyjádřit podle následujícího vztahu :

$$\Delta p = ( p_2 - p_1 ) = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho + \sum \xi \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho \dots\dots\dots ( Pa )$$

Pro praxi bývá tento základní vztah většinou upraven na tvar :

$$\Delta p = ( p_2 - p_1 ) = \frac{0,811 \cdot \lambda \cdot l \cdot M^2}{d^5 \cdot \rho} \dots\dots\dots ( Pa )$$

- Kde značí :
- M - hmotnost proudícího média ( vzduchu ) .....kg/s
  - $\lambda$  - součinitel hydraulického tření v potrubí
  - l - délka potrubí ..... m
  - d - průměr potrubí ..... m
  - c - rychlost proudění vzduchu v potrubí ..... m/s
  - $\rho$  - měrná hmotnost proudícího vzduchu ..... kg/m<sup>3</sup>

Úbytek tlaku je tedy přímo úměrný součiniteli hydraulického tření v potrubí  $\lambda$ , délce rovných úseků vlastního potrubí l, čtverci rychlosti proudění c, měrné hmotnosti  $\rho$  a ztrátovým součinitelům vřazených odporů  $\xi$ . Nepřímo je úměrný průměru potrubí d.

Při posuzování ztrát je rozhodující rychlost proudění vzduchu v potrubí. V praxi se často ukazuje, že na stávající rozvod jsou napojovány další nové úseky a spotřebiče a rychlost proudění vzduchu, která by se měla pohybovat v rozmezí 8 – 13 m/s je větší než tato hodnota a úbytek tlaku postupně roste nad přijatelné meze. Za ještě přijatelnou toleranci je možno považovat tlakovou ztrátu ve výši cca 10% z tlaku vzduchu vstupujícího do potrubí.

Pokud je tedy u spotřebiče vyžadován tlak vzduchu 0,6 MPa, pak za výtlakem kompresoru, na vstupu do sítě, musí být tlak 0,67 MPa.

Pokud jsou tyto hodnoty trvale dosahovány, pak je možno již v rámci údržby přistoupit k výměně části potrubí za větší průměr. Dále potrubí maximálně zbavit vřazených odporů, co nejvíce jej napřímít, kolena zaměnit za oblouky, ventily za šoupátka a podobně.

Snížení tlakových ztrát má přímý vliv na spotřebu energie pro pohon kompresoru, ale také na zvýšení účinnosti některých spotřebičů vzduchu.

V této souvislosti je třeba připomenout, že vyšší průměr potrubí vytváří větší přirozenou akumulaci schopnost soustavy a přispívá spolu se vzdušníkem na rovnoměrnost odběru vzduchu a jeho plynulost.

### Objemové ztráty vzduchu

Objemové ztráty vzduchu představují množství stlačeného vzduchu, který unikne netěsnostmi z rozvodného potrubního systému. Ztráty by měly být co nejmenší, avšak za přípustnou objemovou ztrátu v technické praxi lze považovat hodnoty 10%, maximálně však 12 – 13%. Ztráty nad uvedené hodnoty je třeba okamžitě odstraňovat. Velikost těchto ztrát je v převážné rozhodující míře ovlivňována údržbou a obsluhou rozvodné sítě.

Vzduch se ztrácí z rozvodné sítě různými otvory a netěsnostmi při běžném provozním tlaku. Úniky jsou provázány vysokou, kritickou výtokovou rychlostí a ztráty jsou proto i při malých netěsnostech vysoké.

Příklad úniků dává následující tabulka, kdy je počítáno s tlakem vzduchu 0,7 MPa :

Průměr otvoru mm	Unikající množství vzduchu		Ztráta energie
1	2,72 m <sup>3</sup> /h	23800 m <sup>3</sup> /r	2,4 MWh/r
2	11,00	96500	9,7
3	24,50	213000	21,3
5	68,50	600000	60,0
10	273,00	2550000	256,0

K velkým jednorázovým objemovým únikům stlačeného vzduchu dochází často v případech, kdy obsluha u odlučovačů vlhkosti otevírá vypouštěcí ventil naplno k rychlému odstraňování vlhkosti. Proto je výhodné pracoviště, kde je zvýšený požadavek na čistotu tlakového vzduchu, vybavit dostatečně dimenzovanými odlučovači přímo u vybraných spotřebičů.

Trvalé úniky vzduchu jsou nejčastěji u nekvalitních spojů gumových hadic pro přívod vzduchu do spotřebiče a nebo do jednotlivých míst přímo na spotřebiči.

## **7.0 Příklady úspor energie při průmyslové výrobě stlačeného vzduchu**

### **Příklad využívání tepla z chlazení vzduchových kompresorů pro vytápění :**

Ve výrobním závodě je vybudována kompresorová stanice, kde jsou instalovány celkem tři pístové kompresory tuzemské výroby, z toho dva jsou trvale v provozu a třetí tvoří provozní zálohu. Exponent polytropie u těchto kompresorů je  $n = 1,3$ .

Vzduch se vyrábí o průměrném provozním tlaku 0,6 MPa pro technologické zařízení, kde je jeho spotřeba 6 100 kg / h. Vzduch je nasáván při průměrném barometrickém tlaku 0,1 MPa.

Pro snížení nákladů na výrobu vzduchu a požadavků celkových úspor energie bylo rozhodnuto, že teplo z chlazení kompresorů se bude využívat pro účely vytápění závodu a přípravu TUV. Původně bylo odpadní teplo z chlazení mařeno v chladicí věži a bez užitku odváděno do okolí.

Velikost měrné kompresní práce polytropické :

$$L_{\text{pol}} = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 278,1 \cdot 293 \left[ \left( \frac{0,6}{0,1} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right] = 186,7 \text{ kJ / kg vzd.}$$

Teplota vzduchu na konci komprese :

$$T_2 = T_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} = 293 \cdot \left( \frac{600}{100} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 443 \text{ K} \Rightarrow 170 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pokud bychom vzduch po expanzi ochladili až na teplotu 20 °C ( 293 K ), bylo by možno využít hodnot polytropické práce v plném rozsahu. Avšak z důvodů technických možností bude vzduch ochlazen pouze na teplotu 50 °C ( 323 K ).

To znamená, že k využití je pouze :

$$L_{\text{vpol}} = L_{\text{pol}} - c_{\text{vz}} ( T_3 - T_1 ) = 186,7 - 1,004 \cdot ( 323 - 293 ) = 156 \text{ kJ}$$

Využitelný tepelný výkon tedy činí :

$$Q_{\text{vpol}} = \frac{M_{\text{vz}}}{3600} \cdot L_{\text{vpol}} = \frac{6100}{3600} \cdot 156 = 265 \text{ kW}$$

Tento tepelný výkon bude odveden chladicí vodou. Její množství, při ochlazení vzduchu ze 170 na 50 °C, je  $M_{\text{ov}}$ . Voda do otopného systému se předpokládá ohřát o cca 12 °C, z hodnoty 40 na 52 °C.

$$M_{\text{ov}} = \frac{Q_{\text{vpol}}}{c_{\text{v}} ( t_2 - t_1 ) \cdot \eta} = \frac{265}{4,1868 ( 52 - 40 ) \cdot 0,8} = 6,5 \text{ kg / s}$$

kde  $c_{\text{vz}}$  a  $c_{\text{v}}$  je měrná tepelná kapacita vzduchu a vody

Technické řešení využívání odpadního tepla je navrženo tak, že vzduch po kompresi se ochladí ze 170 na 50 °C ve výměníku tepla, kde na sekundární straně dochází k ohřátí vody pro účely vytápění o 12 °C z teploty 40 na 52 °C. Ohřátá voda je vedena do vyrovnávacího zásobníku, kam je napojena svým výkonem také kotelná. Odpadní teplo z kompresorovny tedy slouží jako předehřev topné vody a automatická regulace řídí dodávky tak, že prioritu má odpadní teplo a v případě, že jeho výkon je nedostatečný, je postupně nasazován tepelný výkon z kotelný. Toto zařízení slouží samostatně pouze pro vytápění nově vybudovaného provozu, jehož tepelná ztráta je cca 500 kW a instalována je velkoplošná vytápěcí soustava s teplotním spádem 40 / 55 °C.

Roční úspory tepla :

- Pro vyčíslení ročních úspor energie je zvažován dvousměnný provoz kompresorové stanice v pracovních dnech s počtem  $h = 16$  hodin / den. Celkem  $D_Z = 172$  pracovních dnů v topném období.
- Využití odpadního tepla v zimním a přechodném období bude v plné hodnotě.
- V letním období se předpokládá využití pouze na 40 % a to pro ohřev TUV. Celkový počet  $D_L = 77$  pracovních dnů v letním období.

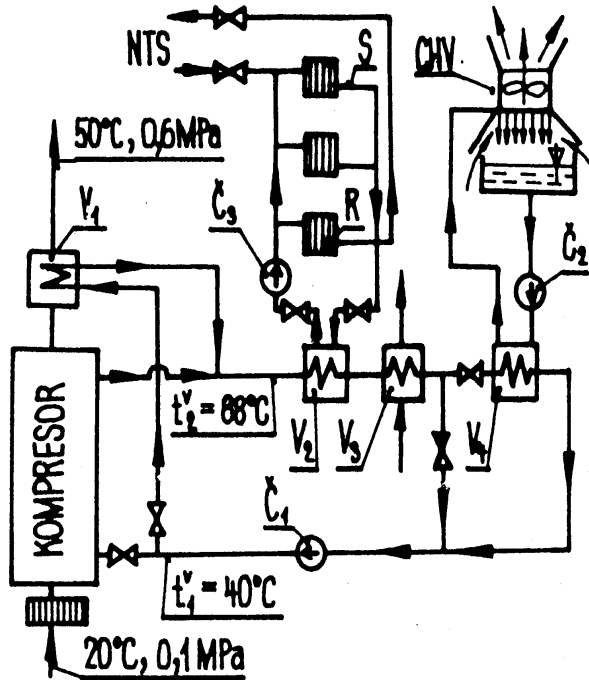
$$\begin{aligned} \text{Úspory tepla : } Q &= ( Q_{\text{vpol}} \cdot D_Z + Q_{\text{vpol}} \cdot D_L \cdot 0,4 ) \cdot h \cdot e = (265 \cdot 172 + 265 \cdot 77 \cdot 0,4) \cdot 16 \cdot 0,95 = \\ &= 817\,486 \text{ kWh / rok} \\ &= 817,5 \text{ MWh / rok} \\ &= 2\,942 \text{ GJ / rok} \end{aligned}$$

kde  $e$  je opravný koeficient ve výši  $e = 0,95$

Místní tepelný zdroj spaluje zemní plyn a teplo je vyráběno s nákladem 280,-Kč / GJ. Využíváním odpadního tepla dojde k úspoře zemního plynu ve výši 87 425 m<sup>3</sup> / rok a v nákladech za nižší spotřebu plynu 537 000,- Kč / rok . V nákladech na vyrobené teplo činí úspora 823 760,- Kč / rok.

Náklady na realizaci činí cca 950 000,- Kč a prostá doba návratnosti tedy představuje zhruba 2 roky.

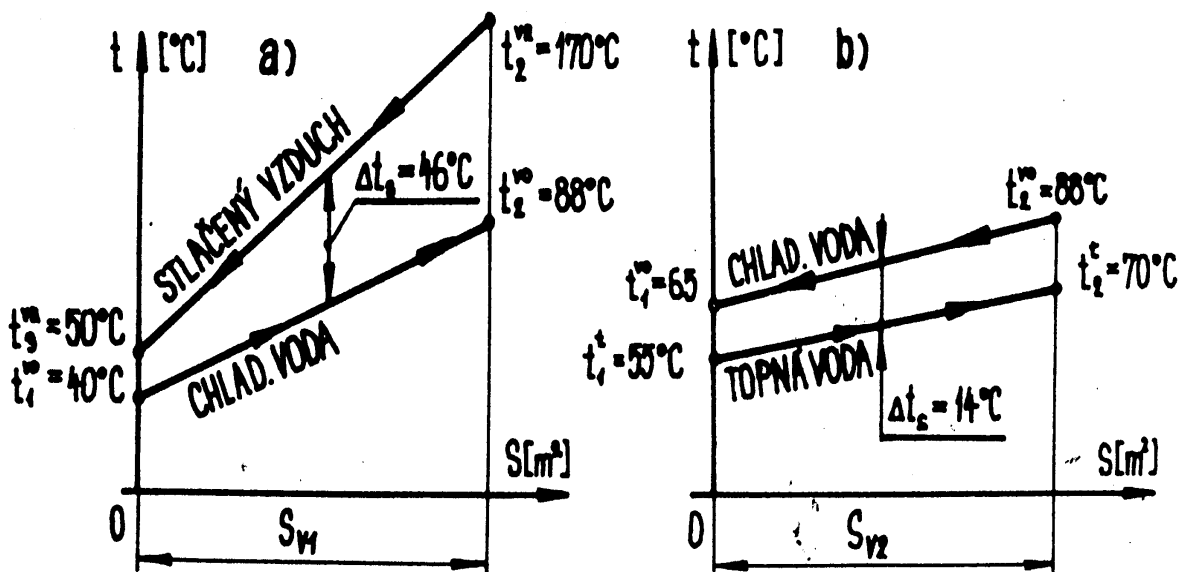
Celkové schéma zařízení s využíváním tepla z chlazení kompresoru k vytápění závodu a ohřevu TUV :



- S = topný okruh
- CH = chladicí věž
- Č<sub>1</sub> = čerp.chl.vody v primár. okruhu
- Č<sub>2</sub> = čerp.vod.okruhu chladicí věže
- Č<sub>3</sub> = čerpadlo topné vody
- V<sub>1</sub> = výměník vzduch-voda, dochlazovač
- V<sub>2</sub> = výměník voda-voda topného okruhu
- V<sub>3</sub> = výměník teple užitkové vody
- V<sub>4</sub> = výměník voda-voda okruhu chladicí věže

Teplotní diagram výměníků tepla V<sub>1</sub> a V<sub>2</sub> - a) V<sub>1</sub> stlačený vzduch - chladicí voda

b) V<sub>2</sub> chladicí voda - topná voda



### Příklad úspor energie při zásobování technologického provozu stlačeným vzduchem :

V závodě jsou instalovány technologické spotřebiče, u kterých se používá stlačený vzduch o dvou tlakových úrovních přímo na každém stroji a to :

$$\begin{aligned} p_1 &= 0,60 \text{ MPa} \\ p_2 &= 0,35 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Celková spotřeba tlakového vzduchu u každého stroje činí  $76 \text{ m}^3 / \text{h}$  ( po přepočtu na parametry v sacím hrdle, tlak  $0,1 \text{ MPa}$  a teplotu  $15^\circ\text{C}$  ). Z celkového množství činí spotřeba vzduchu o vyšším tlaku cca 20%. Instalováno je celkem 50 technologických spotřebičů.

Dodávky tlakového vzduchu z kompresorovny je možno v zásadě řešit dvojím způsobem :

1. veškerý vzduch se v kompresorovně stlačí na vyšší potřebnou hodnotu tlaku  $p_1$  a u stroje se potom 20% spotřebuje přímo s tímto tlakem a 80% se redukčním ventilem zredukuje na potřebný nižší tlak  $p_2$
2. všechny vzduch se v kompresorovně stlačí na nižší potřebný tlak  $p_2$  a 80% takto stlačeného vzduchu se přímo spotřebuje a 20% se pak na místě stlačí na vyšší potřebný tlak  $p_1$

Při řešení tohoto příkladu je úkolem :

- stanovit úspory kompresní práce
- prokázat, která varianta je úspornější a bude navržena k realizaci
- provést stručné ekonomické hodnocení navržených variant
- určit množství vyloučené vody ze stlačeného vzduchu po jeho ochlazení na teplotu  $25^\circ\text{C}$

#### Kompresní práce pro variantu 1. :

Spotřeba tlakového vzduchu pro jeden stroj technologického zařízení v přepočtených jednotkách hmotnosti představuje –

vycházíme ze stavové rovnice :  $p \cdot v = G \cdot R \cdot T$

$$\text{z této rovnice vyplývá : } G = \frac{p \cdot v}{R \cdot T} = \frac{1 \cdot 10^5 \cdot 76}{287,1 \cdot 288} = 91,92 \text{ kg / h}$$

Tlak vzduchu za kompresorem ( potřebný absolutní tlak ) se bude rovnat :

tlaku v sání	100 kPa
potřebný maximální přetlak	600 kPa
spádu na redukčním ventilu	150 kPa
předpokládané průtokové ztráty	100 kPa
celkem	950 kPa

#### Adiabatická ( ideální ) kompresní práce :

Pro výpočet kompresní práce jsme zvolili ideální kompresní práci adiabatickou s exponentem adiabaty  $k = 1,4$  s tím, že skutečné provozní poměry budeme řešit přírážkami k získaným teoretickým výsledkům

Výpočet kompresní práce vychází z následujícího vztahu :

$$\text{potom : } L_{\text{ad}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] =$$

$$= \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,1 \cdot 288 \cdot \left[ \left( \frac{950}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 261,2 \text{ kJ / kg}$$

Celkový adiabatický příkon potřebný pro jeden stroj činí :

$$P_{\text{ad}} = \frac{G \cdot L_{\text{ad}}}{3600} = \frac{91,92 \cdot 261,2}{3600} = 6,76 \text{ kW}$$

Skutečný příkon  $P_{\text{sk}}$  samozřejmě bude vyšší alespoň o 25%, kde je zahrnutý vliv skutečné polytropické komprese, netěsnosti a další skutečné provozní vlivy :

$$P_{\text{sk}} = P_{\text{ad}} \cdot 1,25 = 6,76 \cdot 1,25 = 8,45 \text{ kW}$$

#### Kompresní práce pro variantu 2. :

Potřebný absolutní tlak bude analogicky jako u předchozí varianty -

$$100 \text{ kPa} + 350 \text{ kPa} + 150 \text{ kPa} + 100 \text{ kPa} = 700 \text{ kPa}$$

Adiabatická kompresní práce :

Výpočet bude rozdělen do dvou částí a to na první část, kdy se komprimuje pouze do tlaku 700 kPa a pak část druhou, kdy je komprimace dovršena až do konečného tlaku 950 kPa.

$$L_{\text{ad}} = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 287,1 \cdot 288 \cdot \left[ \left( \frac{700}{100} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 215,2 \text{ kJ / kg}$$

Adiabatická kompresní práce pro dokomprimování 20% vzduchu na vyšší tlak :



$$L_{ad} = \frac{1,4}{1,4 - 1} \cdot 287,1 \cdot 288 \cdot \left[ \left( \frac{950}{700} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] \cdot 0,2 = 5,3 \text{ kJ / kg}$$

Celková adiabatická práce pak bude :  $215,2 + 5,3 = 220,5 \text{ kJ / kg}$

Celkový adiabatický příkon :

$$P_{ad} = \frac{G \cdot L_{ad}}{3600} = \frac{91,92 \cdot 220,5}{3600} = 5,63 \text{ kW}$$

Skutečný příkon s ohledem na skutečnou polytropickou kompresi bude cca o 25% větší, tedy :

$$P_{sk} = P_{ad} \cdot 1,25 = 5,63 \cdot 1,25 = 7,04 \text{ kW}$$

Skutečný příkon u varianty 2. je menší a představuje pouze 83,2% hodnoty z varianty 1.. U jednoho stroje z technologického zařízení činí tedy úspora příkonu ve výši :

$$\Delta P_{sk} = 8,45 - 7,04 = 1,41 \text{ kW}$$

Pro instalovaných 50 strojů je pak úspora na příkonu :  $P_{úsk} = 50 \cdot 1,41 = 70,6 \text{ kW}$

### **Výpočet potrubí pro přívod stlačeného vzduchu**

Varianta 1. – výpočet hlavního přívodního potrubí

Pro celkový počet 50 ks instalovaných strojů je spotřeba vzduchu ve výši :

$$V_c = 50 \cdot 76 = 3800 \text{ m}^3/\text{h} \text{ což představuje } 1,294 \text{ kg/s}$$

Pro tuto variantu zvolíme rychlost proudění v hlavním přívodním řádu  $c = 15 \text{ m/s}$ . Střední měrná hmotnost vzduchu v potrubí, který je po kompresi ochlazen na teplotu  $30^\circ\text{C}$ , pro střední hodnotu tlaku  $900 \text{ kPa}$  pak činí :

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{9 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 303} = 10,35 \text{ kg / m}^3$$

Průřez potrubí vypočteme z rovnice kontinuity :  $G = V \cdot \rho = S \cdot c \cdot \rho$

$$\text{Z toho pak vychází : } S = \frac{G}{c \cdot \rho} = \frac{1,294}{15 \cdot 10,35} = 0,00834 \text{ m}^2$$

Průměr potrubí pak bude :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0084}{\pi}} = 0,103 \text{ m} \Rightarrow \text{DN } 100$$

Orientačně se určí i tlaková ztráta 1 metru rovného úseku potrubí při proudění vzduchu :

$$\Delta p = (p_2 - p_1) = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{c^2}{2} \cdot \rho = 0,03 \cdot \frac{1}{0,1} \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 10,35 = 350 \text{ Pa / m}$$

### Varianta 2. - výpočet hlavního přívodního potrubí

V této variantě budou použita dvě potrubí, neboť se rozvádí 80% vzduchu s nižším tlakem 700 kPa a zbytek 20% se znovu komprimuje až na konečný tlak 950 kPa.

$$\rho_1 = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{7 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 303} = 8,05 \text{ kg / m}^3 \dots\dots \text{měrná hmotnost pro tlak 700 kPa}$$

$$\rho_2 = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{9,5 \cdot 10^5}{287,1 \cdot 303} = 10,35 \text{ kg / m}^3 \dots\dots \text{měrná hmotnost pro tlak 950 kPa}$$

$$\text{Z toho pak vychází : } S_1 = \frac{G}{c \cdot \rho} = \frac{1,294}{15 \cdot 8,05} = 0,00857 \text{ m}^2 \Rightarrow (D = 104\text{mm, DN } 100)$$

$$S_2 = \frac{G}{c \cdot \rho} = \frac{1,294}{15 \cdot 10,35} = 0,00826 \text{ m}^2 \Rightarrow (D = 100\text{mm, DN } 100)$$

## Poznatky z provedených výpočtů :

- cena potrubí pro průměr DN 45 představuje zhruba 40% ceny potrubí o průřezu DN 100, z toho tedy vyplývá, že investiční náklady na potrubní systém pro variantu 2. budou zhruba o 40% vyšší. Vzhledem k nižšímu dodávanému tlaku při variantě 2. ( 700 kPa ) je vyšší měrný objem vzduchu a dimenze potrubí vychází zhruba stejná, při dodávce pouze 80%, jako při plných dodávkách u varianty 1., s vyšším tlakem ( 950 kPa )
- v případě 2. varianty je možné místo velkého kompresoru s provozním tlakem 950 kPa použít kompresor s nižším výkonem na tlak pouze 700 kPa společně s malým kompresorem na dotlačení 20% nasátého vzduchu s kompresním poměrem  $950/700 = 1,36$ . Zde je možná úspora investičních nákladů na pořízení kompresorů ve výši cca 15%
- provoz technologického zařízení je na dvě směny, což představuje 4000 h/r. Výroba stlačeného vzduchu je v obou případech stejná

## 8.0 Závěr

Stlačený vzduch představuje obecně jedno z velmi drahých provozních medií. V průmyslových provozech je jeho spotřeba velmi značná a snižováním nákladů na jeho výrobu lze tedy výrazně ovlivnit celkovou spotřebu elektrické energie a tím i celkové provozní náklady.

Záměnou klasických pístových kompresorů s elektrickým pohonem, dosud hojně používaných, za rotační šroubové kompresory, lze získat významné úspory elektrické energie na 1 m<sup>3</sup> vyrobeného stlačeného vzduchu.

Na nových zařízeních, které se provádí jako monoblokové s řídicí regulační jednotkou jsou v průměru dosahovány specifické spotřeby 0,11-0,14 kWh/m<sup>3</sup>, při tlaku 0,7 Mpa, kde velký vliv má i použitá regulace. U klasických pístových kompresorů, průměrného technického stavu se tato spotřeba pohybuje na úrovni 0,16-0,18 kWh/m<sup>3</sup>. V průměru lze tedy počítat s úsporou ve výši 20-25% t.j. 0,045 kWh/m<sup>3</sup>.

V běžném strojírenském závodě střední velikosti se pohybuje výroba stl. vzduchu v objemu cca 5,5 mil.m<sup>3</sup>/rok. Úspora energie při této výrobě činí  $5\,500\,000 \cdot 0,045 = 247\,500$  kWh/rok, t.j. 88,39 Mwh/r na 100kW příkonu kompresoru. Výroba je prováděna třemi kompresory s celkovým výkonem 280 kW.

Celkové investiční náklady na pořízení nových šroubových kompresorů činí 3600000,- Kč, t.j. jednotkový náklad vztažený na 100kW výkonu pohonu kompresoru činí 1286000,-Kč. Jednotkový provozní náklad představuje 18 000,- Kč/rok.

Aplikovatelnost je v provozech strojírenství, slévárenství, hutní provozy, potravinář. průmysl, chemie, průmysl skla a pod..

Celkový potenciál jednotek s jednotkovým výkonem 100 kW se uvažuje v počtu 340 ks ve 120 závodech ČR. Realizovatelnost je u 246 jednotek.

Při výrobě stlačeného vzduchu v průmyslových závodech na stacionárních kompresorových jednotkách je možno výhodně využívat teplo z chlazení těchto kompresorů na vytápění i ohřev TVU. Při jednorázové komprimaci vzduchu z tlaku barometrického na příklad na tlak 0,8 MPa se vzduch ohřeje až na teplotu cca 300°C. Z technických a termodynamických důvodů se proto stlačení provádí v několika stupních a mezi stupni probíhá chlazení ztláčovaného vzduchu a získané teplo se zatím odvádí do chladících věží a je bez užitku rozptylováno do ovzduší.

Zpravidla jsou v závodě instalovány 2 až 3 kompresory s výkonem cca 100 kW každý. Na 100 kW pohonu kompresoru je možno spolehlivě využívat 50 kW tepelného výkonu na straně spotřeby s množstvím 500 GJ/rok pro vytápění a ohřev TVU.

Počet stacionárních jednotek s pohonem 100 kW se odhaduje na 200 ks t.j. 20 MW výkonu pohonů.

Potenciál úspor tedy činí  $Q = 200 \cdot 500 = 100\,000$  GJ/rok t.j. 100 TJ/rok.

Investiční náklady na využívání tepla z jednotky s pohonem o výkonu 100 kW činí cca 250 tis. Kč. Pro využívání odpadního tepla z chlazení kompresorů je třeba instalovat příslušný výměník tepla, potrubní rozvody, napojení na stávající otopný systém s duplicitou se stávajícím zdrojem tepla a automatickou regulaci, která mimo jiné zabezpečí prioritu dodávky odpadního tepla před dodávkou z konvenčního zdroje tepla.

Provozní náklady, vzhledem k jednoduchosti systému, nepřekročí částku 50 000,- Kč/100kW příkonu kompresoru za rok. Tato částka představuje kumulované mzdy obsluhy a opravy zařízení na využívání odpadního tepla.

Úspory tepla ve výši 500 GJ/rok představují částku cca 125 tis. Kč/rok a prostá doba návratnosti vložených prostředků u uvedených opatření je 2 roky.

## Použitá a doporučená literatura

1. V. Chlumský, A. Liška : Kompresory, SNTL Praha 1977
2. A. Liška, J. Ptáček : Příručka stlačený vzduch, SNTL Praha 1965
3. A. Liška, P. Novák : Technika stlačeného vzduchu, vydavatelství ČVUT Praha 1999
4. RAEN s.r.o. Praha : firemní podklady a práce z vlastních šetření a kontrol